

## VLIV USPOŘÁDÁNÍ PŘEVODOVKY CVT NA DYNAMIKU JÍZDY VOZIDLA

Josef KOREIS, Gabriela KOREISOVÁ, Jan MAZÁNEK

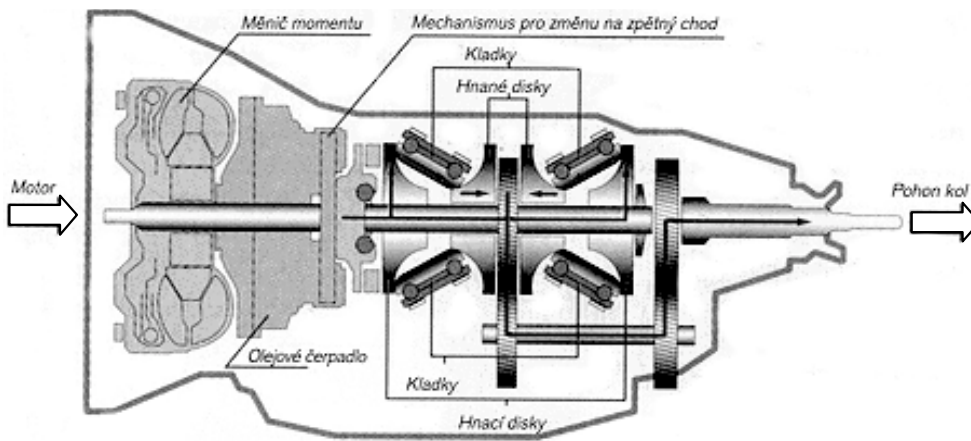
Katedra provozní spolehlivosti, diagnostika a mechaniky v dopravě

### Úvod

Dynamika jízdy vozidla se posuzuje podle dosažitelného zrychlení vozidla při rozjezdu z nulové rychlosti, nebo při předjíždění pomalejšího vozidla, kdy počáteční rychlosti jízdy předjíždějícího vozidla je nenulová. Jedná se tedy o popis přechodového jevu, ve kterém se řada výkonových veličin mění v závislosti na čase. Mezi spalovací motor a poháněná kola vozidla je vložena převodovka, jejíž vliv na dosažitelné zrychlení vozidla se má analyzovat.

Označení CVT (Control Variable Transmission) se v poslední době používá výhradně pro automatické převodovky obsahující řízený třecí převod (RTP), který umožňuje v určitém rozsahu měnit spojitě převodový poměr. V mobilních pracovních strojích se již tradičně používají hydrostatické řízené převody se spojitě proměnným převodovým poměrem, které rovněž lze zařadit do kategorie CVT. Dlouholeté zkušenosti s navrhováním a provozem řízených hydrostatických převodů a jejich řídicích systémů jsou využitelné i při hledání nových koncepcí uspořádání třecích CVT a jejich řízení. Vývoj třecích převodů pro motorová vozidla zahájila firma DAF v šedesátých letech. Dnes je na světové špice vývoje v tomto oboru japonská firma Nissan. U nás je na trhu vůz Nissan Primera, vybavený převodovkou Hypertronic CVT s řízeným třecím variátorem. V obchodní dokumentaci firmy Nissan je popsána převodovka Extroid CVT s řízeným toroidním třecím převodem. Jednoduché řízené třecí převody (RTP) nemají reverzační schopnost a proto neumožňují řízený rozjezd vozidla. U vyjmenovaných automatických převodovek je problém rozjezdu vozidla vyřešen předřazením hydrodynamického měniče (HDM) před RTP. V publikaci [1] bylo předloženo několik návrhů nového uspořádání automatických třecích převodovek CVT, s využitím diferenciálního zapojení s větvením toku výkonu. Zkušenosti z konstrukce a provozu známých řešení diferenciálních hydrostatických převodů (DHSP), byly využity pro návrhy nového uspořádání diferenciálních řízených třecích převodů (DRTP). Vhodným diferenciálním zapojením lze u DRTP vytvořit reverzační schopnost a tím umožnit řízený rozjezd vozidla. V této práci bude provedeno porovnání vlivu uspořádání převodovky na dynamiku jízdy, podle průběhu dynamických charakteristik, popisujících časový průběh vybraných výkonových veličin. Porovnávají budou jen dva typy třecích automatických převodovek a to CVT s hydrodynamickým měničem a DRTP bez HDM.

### 1. Uspořádání klasických převodovek CVT



Posledním vývojovým stupněm klasických převodovek CVT je převodovka Extroid CVT, vyvinutá fy. Nissan, montovaná do exkluzivních vozů Cerdic a Gloria, dodávaných zatím jen na japonský trh. Na českém trhu je k dispozici vůz Nissan Primera, vybavený převodovkou Hypertronic CVT. Informace o převodovce Extroid CVT byly publikovány v NISSAN magazínu 4/99. Částečný řez převodovkou je na obr. 1.

**Obr.1** Částečný řez převodovkou Extroid CVT Nissan

**Fig.1** Partial cut of Extroid CVT Nissan gearbox

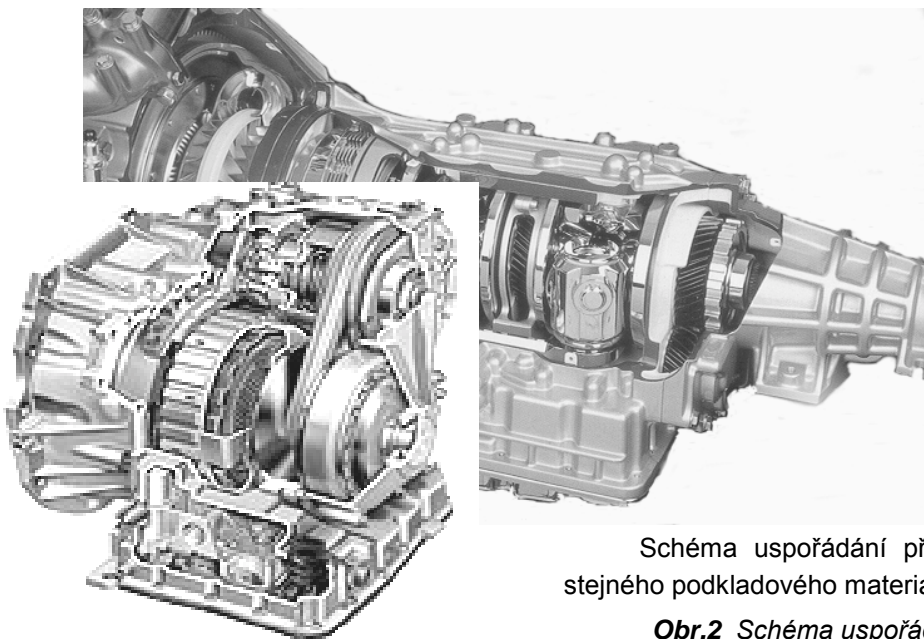


Schéma uspořádání převodovky Extroid, převzaté ze stejného podkladového materiálu, je na obr. 2.

**Obr.2** Schéma uspořádání převodovky Extroid

**Fig.2** Organization scheme of gearbox Extroid

**Obr.3** Převodovka Hypertronic CVT M6

**Fig.3** Gearbox Hypertronic CVT M6

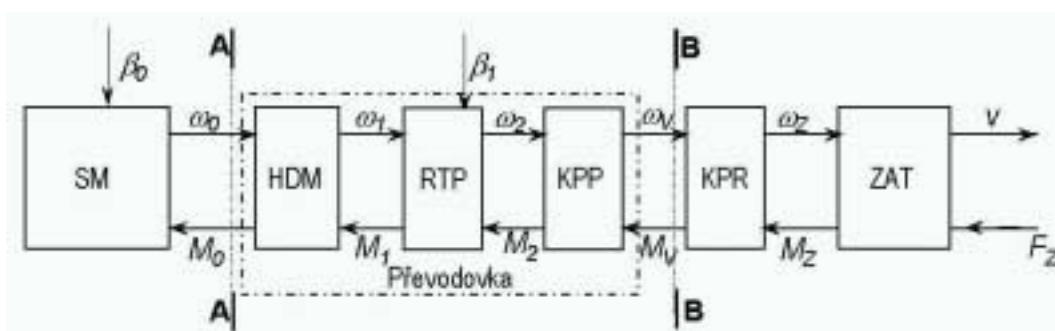
Na vstupní straně je vidět HDM s blokovací spojkou, a navazuje reverzační převod. Na obr. 1 jsou vidět rozměrné bubny a lamely reverzačního převodu. Olejové čerpadlo, (pozice na obr. 2), je rozměrově malé a bude umístěné někde uvnitř bubnů třecích spojek reverzačního převodu. Za reverzačním převodem je naznačeno uspořádání dvojitého toroidního RTP. Krajní třecí disky jsou vstupní, střední třecí disky jsou výstupní. Ze středních třecích disků je výkon přenášen na výstupní hřídel převodovky přes zpomalovací výstupní reduktor. Převodovka Extroid představuje světovou špičku a poslední vývojový stupeň převodovek CVT fy Nissan V převodovce Extroid byl poprvé použit toroidní RTP. Všechny předcházející typy převodovek CVT byly založeny na využití vlastností klasických třecích variátorů s rozpínacími disky.

Rovněž převodovka Hypertronic CVT Nissan obsahuje variátor s rozpínacími disky. Částečný řez převodovkou Hypertronic je na obr. 3.

Informace o převodovce Hypertronic jsou k dispozici na www stránkách fy Nissan, odkud byl obr. 3 stažen. Z tohoto propagačního obrázku není uspořádání převodovky příliš zřejmé. Zřetelně jsou vidět rozpínací disky a mezi nimi vložený třecí pás variátoru. V původní konstrukci variátorů pro stabilní pohony byly použity ozubené kuželové rozpínací disky, mezi kterými byl vložen speciální Gallův řetěz, obsahující axiální posuvné lamely. V automobilových převodovkách se používají hladké rozpínací kuželové disky, mezi kterými je vložen hladký speciální pás, buď celý kovový, nebo s pružných kompozitních materiálů vyztužených kovovými vlákny. Pro rozpínání disků se používá řízený hydrostatický mechanismus. Spojité řízení převodového poměru základního RTP umožňuje realizovat optimalizaci zatížení spalovacího motoru, v režimech CVT se zablokováním HDM. U převodovky Hypertronic CVT v provedení M6 je spojité řízení převodového poměru alternativně nahrazeno diskretním řízením, s volitelnými šesti převodovými stupni s konstantním převodovým poměrem. Podle tvaru skříně na obr. 3 je převodovka Hypertronic určena pro monoblokovou montáž se spalovacím motorem a pohonem nápravy, pro vozidla s motorem vpředu a pohonem předních kol. Výstupní hřídel převodovky je na stejné straně jako vstupní hřídel. Na obr. 3 je viditelná zadní strana převodovky, kde jsou zakončení hřídelů zakryta společným víkem. Informace o možnosti blokování HDM a jeho řízení nejsou uvedeny. Pro analýzu vlivu uspořádání převodovky na dynamiku jízdy vozidla bude přijat předpoklad, že je použit blokovací HDM. U reverzačního převodu lze předpokládat, že je to planetový převod s možností blokování pro jízdu vpřed. Zablockovaný reverzační převod se otáčí jako jeden celek s jednotkovým převodovým poměrem a s jednotkovou účinností. V takovém případě nemá reverzační převod žádný vliv na dynamiku jízdy v přímém směru. Bez znázornění provedení RTP a bez znázornění reverzačního převodu, je možné vytvořit obecné schéma systému přenosu výkonu s převodovkou CVT, naznačené na obr. 4.

**Obr. 4** Systém přenosu výkonu s převodovkou CVT tvořenou HDM, RTP a reduktorem KPP

**Fig. 4** Power transmission systém with gearbox CVT integrated HDM, RTP and KPP reducer



Převodovka CVT je sestavena z bloků modelujících HDM, RTP a KPP. Celou převodovku je potom možné označit jedním blokem, na obr. 4 nazvaným „Převodovka“. Takové obecné blokové schéma potom platí pro všechny druhy převodovek CVT bez ohledu na to, jaký druh řízeného převodu je v nich použit.

Stejné obecné blokové schéma (bez znázornění vnitřní struktury bloku „Převodovka“), platí i pro přenosový systém s převodovkou Hypertronic, nebo Extroid, i pro systém s řízeným hydrostatickým převodem, nebo s převodovkou DRTP.

Řízený převod se spojité proměnným převodovým poměrem, (třecí, hydrostatický, elektrický), umožňuje řídit hodnotu momentu, kterým převod zatěžuje předcházející přenosový prvek v seriovém řetězci systému přenosu výkonu. Řízení zatížení předřazeného přenosového prvku lze optimalizovat, podle vhodně zvoleného optimalizačního kritéria. Jestliže je řízený převod napojen přímo na spalovací motor, umožňuje optimální řízení zatížení spalovacího motoru podle kritéria minima spotřeby paliva při respektování požadavku přenosu maximálního výkonu motoru. Jestliže mezi spalovací motor a řízený převod je vložen HDM, umožňuje RTP optimální řízení zatížení turbíny HDM podle kritéria maxima účinnosti HDM, opět při respektování požadavku přenosu maximálního výkonu. Vložení HDM mezi spalovací motor a RTP znemožňuje realizaci řízení zatížení spalovacího motoru, pokud je HDM v činnosti. Zablockováním HDM blokovací spojkou se v části provozních režimů umožní využití RTP pro řízení zatížení spalovacího motoru. Převodovky CVT obsahující HDM budou (v režimech kdy je HDM v činnosti), vykazovat větší spotřebu paliva a horší dynamické vlastnosti vozidla, než převodovky bez HDM. Při přetížení a při rozjezdu vozidla je HDM v činnosti.

Výrobci osobních vozidel obvykle zabezpečují i vývoj a výrobu převodovek pro svá vozidla. Výrobci mobilních pracovních strojů a těžkých nákladních vozidel nakupují převodovky od specializovaných výrobců převodovek a převodových systémů, kteří zabezpečují i jejich vývoj a volbu vhodné koncepce. Viz např. automatické převodovky Praga pro kolejová vozidla, autobusy a nákladní vozidla ČS výroby. Pro všechny mobilní pracovní stroje vyráběné v závodech bývalého GR Martin se vyvíjely a projektovaly hydrostatické převody ve VUHYM Dubnica a dodavatelem byly ZTS Dubnica. V Americe se do těžkých tahačů montují hydrostatické převody fy Sundstrand. Jednoduché HSP nejsou vhodné pro silniční vozidla, protože neumožňují přerušení přenosu výkonu v oblasti maximálních rychlostí jízdy a mají 100%-ní reverz. Proto fy Sundstrand dodává do silničních vozidel DHSP.

Na základě zkušeností s vývojem a provozem diferenciálních hydrostatických převodovek, lze výrobcům osobních vozidel nabídnout novou koncepci uspořádání převodovky CVT s RTP, bez použití HDM. Rovněž koncepce řídicích systémů vyvinutých pro řízení HSP a DHSP lze použít pro řízení RTP a DRTP.

Pro větší názornost a zjednodušení řešení je účelné provést analýzu statických a dynamických vlastností postupně, pro každý prvek systému přenosu výkonu samostatně.

## 2. Charakteristiky zátěže

Zatěžovací síla vozidla  $F_z$  je dána okamžitou hodnotou součtu všech odporů působících proti pohybu vozidla včetně odporu proti zrychlení vozidla. To lze vyjádřit obecným vztahem:

$$F_z = \sum W = k_1 \cdot v + k_2 \cdot v^2 + k_3 \cdot G \pm F_{VZ} \pm G \cdot \sin \alpha \pm \frac{G}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \quad (1)$$

kde:

$k_1 \cdot v$ .....	složka jízdních odporů lineárně závislých na rychlosti jízdy. Zahrnuje některé druhy valivých odporů,
$k_2 \cdot v^2$ .....	složka jízdních odporů kvadraticky závislých na rychlosti jízdy. Sem patří zejména aerodynamické odpory vozidla, závislé na velikosti čelní plochy vozidla $S_C$ a tvaru karoserie vyjádřeném tvarovým koeficientem $c_w$ ( $W_A = c_w S_C \rho v^2 = k_2 v^2$ ),
$k_3 \cdot G$ .....	konstantní složka valivých odporů závislá na tíži vozidla a deformaci vozovky v místě styku kola s vozovkou,
$F_{VZ}$ .....	vnější zatěžovací síla nezávislá na vlastnostech vozidla. Je kladná když působí proti směru pohybu vozidla a záporná, když působí ve směru pohybu vozidla. Může to být např. odpor proti rozrušování zeminy působící na břitu pracovního nástroje neseného vozidlem, když je překonáván pojezdem vozidla (nakladače, dozery, ...). Podobně působí veškerá přídatná pracovní zařízení, která jsou nesená vozidlem a pracují za jízdy, ale i síly přenesené na vozidlo z tahaných přívěsů a návěsů,
$G \cdot \sin \alpha$ .....	složka tíže vozidla při jízdě svahem skloněným pod úhlem $\alpha$ . Při jízdě do svahu je kladná, při jízdě se svahu dolů je záporná, při jízdě po rovině je nulová,
$\frac{G}{g} \frac{dv}{dt}$ .....	setrvačná síla, která je při zrychlení vozidla kladná, při zpomalování záporná a při konstantní rychlosti jízdy je nulová.

Je zřejmé, že součet jízdních odporů se může měnit ve velmi širokém rozsahu. Při jízdě vozidla ze svahu dolů může být záporná složka  $G \cdot \sin \alpha$  tak velká, že i výsledný součet všech jízdních odporů bude záporný a vozidlo se bude zrychlovat.

Motorové vozidlo libovolného druhu však není určeno pouze pro jízdu se svahu dolů. Instalovaný výkon motoru musí stačit na dosažení požadované maximální rychlosti při jízdě vozidla po rovině. V takovém případě se předpokládá, že se vozidlo pohybuje konstantní maximální rychlostí a nevykonává přitom žádnou pracovní činnost. Součet jízdních odporů tvoří pouze jeho tři první složky a ostatní jsou nulové. Při jízdě vozidla po rovině je překonávána minimální zatěžovací síla určená vztahem:

$$F_{Zmin}(v) = \sum W_{min} = k_1 \cdot v + k_2 \cdot v^2 + k_3 \cdot G \quad (2)$$

Při maximální rychlosti jízdy po rovině má průběh minimální zatěžovací síly maximální hodnotu. Součinem  $F_{Zmin} \cdot v_{Tmax} = F_Z \cdot v_T = F_{Zmax} \cdot v_{Tmin} = konst.$  je určen teoretický konstantní jízdní výkon vozidla, kterému odpovídá teoretický hyperbolický průběh trakční charakteristiky vozidla. Trakční charakteristika vozidla je grafem funkční závislosti  $F_Z = f(v)$ . V rozsahu proměnných výkonových veličin konstantního teoretického jízdního výkonu vozidla je také teoretický výkon přenášený přenosovým systémem konstantní, a totožný s maximálním výkonem spalovacího motoru  $F_{Zmin} \cdot v_{Tmax} = F_Z \cdot v_T = F_{Zmax} \cdot v_{Tmin} = M_{OT} \cdot \omega_0 = konst.$  Spalovací motor tvoří maximální výkon jen v jednom pracovním bodě, při  $\omega_0 = \omega_{0max} = konst.$  a  $M_{OT} = konst.$

Obecná zátěž v obr. 4 reprezentuje transformaci přenášeného výkonu na jízdní výkon poháněnými koly vozidla. Poháněná kola realizují transformaci otáček na rychlost jízdy a také transformaci a přenos vnější zatěžovací síly na převodový systém. Vnější zatěžovací síla  $F_Z$  je překonávána stejně velkou hnací (tažnou) silou vozidla. Pro hnací sílu vozidla platí:

při jízdě po rovině konstantní rychlostí	$F_H = F_{Zmin}(v)$
při jízdě do svahu konstantní rychlostí	$F_H = F_{Zmin}(v) + G \cdot \sin(\alpha) = F_{Zmin}(v) + \Delta F_Z$
při zrychlování po rovině	$F_H = F_{Zmin}(v) + m \cdot (dv/dt)$
při zrychlování do svahu	$F_H = F_{Zmin}(v) + \Delta F_Z + m \cdot (dv/dt)$

Přenos vnější zatěžovací síly na poháněné kolo se uskutečňuje ve styku kola s vozovkou. Okamžitá hodnota adhezní síly ve stykové ploše kola s vozovkou určuje maximální hodnotu zatěžovací síly kterou je kolo schopné přenést bez rozvinutého prokluzu. Jestliže maximální vnější zatěžovací síla překročí hodnotu okamžité adhezní síly, začne poháněné kolo intenzivně prokluzovat.

Zátěž je pro převodový systém zdrojem vnějšího zatěžovacího momentu  $M_Z$ . Zatěžovací síly a momenty jsou potenciální, přenosové, výkonové veličiny, přenášené od zátěže k hnacímu motoru, v opačném směru jako otáčky a rychlosti. Otáčky a rychlosti jsou kinetické, přenosové, výkonové veličiny a směr jejich přenosu určuje směr přenosu výkonu.

Pro analýzu dynamických vlastností bude použita metoda řezu přenosového řetězce, popsána v práci [2]. Princip metody řezu je možné popsat v řezech naznačených na obr. 4.

Od řezu A-A vlevo se v obr. 4 nachází jen spalovací motor, který je zdrojem otáček  $n_0$  a převodovkou je zatěžován momentem  $M_{OZ}$ . Všechny přenosové prvky nacházející se od řezu A-A vpravo představují obecnou zátěž motoru, která je zdrojem vnějšího zatěžovacího momentu  $M_{OZ}$ , nezávislého na vlastnostech motoru.. V řezu A-A bude vyšetřován rozběh motoru zatíženého příslušným zatěžovacím momentem.

Základní pohybová rovnice pro výkonové parametry v řezu A-A má tvar:

$$J_0 \cdot \frac{d\omega_0}{dt} = M_{OH}(\omega_0) - M_{OZ}(\omega_0) \quad (3)$$

kde:

- $J_0$  ..... hmotný moment setrvačnosti redukováný na hřídel spalovacího motoru,
- $J_0 \cdot \frac{d\omega_0}{dt}$  ..... setrvačný moment překonávaný zatíženým spalovacím motorem,
- $M_{OH}(\omega_0)$  ..... hnací moment motoru určený průběhem jeho statické momentové charakteristiky,
- $M_{OZ}(\omega_0)$  ..... vnější zatěžovací moment motoru, nezávislý na jeho vlastnostech, určený průběhem zatěžovací statické charakteristiky, tvarovaným převodovkou.

Od řezu B-B vlevo se nachází spalovací motor a převodovka. Tyto dva přenosové prvky spolu tvoří zdroj otáček  $n_V$ , a představují zdroj výkonu  $M_V \cdot \omega_V$ , zatěžovaný vnějším zatěžovacím momentem  $M_{VZ}$ . Všechny přenosové prvky, nacházející se od řezu B-B vpravo, představují zátěž, která generuje zatěžovací moment  $M_{VZ}$ . Podle principu akce-reakce vytvoří zdroj výkonu  $M_V \cdot \omega_V$  stejně velký hnací moment  $M_{VH}$ , jakým je zatížen.

V rovnovážném ustáleném stavu, (při konstantní rychlosti), je  $M_{VH} = M_{VZ}$ , v přechodovém režimu, (při zrychlování), je  $M_{VH} = M_{VZ} + J_V \cdot (d\omega_V / dt)$ . Výstupní momentová charakteristika převodovky je závislost potencionálního hnacího momentu na otáčkách:  $M_{VH} = f(n_V)$ . Zatěžovací charakteristika je závislost vnějšího zatěžovacího momentu na stejných otáčkách:  $M_{VZ} = f(n_V)$ . V průsečíku výstupní momentové charakteristiky a zatěžovací charakteristiky se nachází rovnovážný pracovní bod. V řezu B-B je možné určit časový průběh otáček  $n_V = f(t)$ . Zjednodušující předpoklad: Časový průběh otáček  $n_V = f(t)$  na výstupu převodovky je totožný s časovým průběhem rychlosti jízdy vozidla a určuje dynamiku jízdy vozidla. Základní pohybová rovnice pro výkonové parametry v řezu B-B má tvar:

$$J_V \cdot \frac{d\omega_V}{dt} = M_{VH}(\omega_V) - M_{VZ}(\omega_V) \quad (4)$$

kde:

$J_V$  ..... hmotný moment setrvačnosti redukovaný na výstupní hřídel převodovky,

$J_V \cdot \frac{d\omega_V}{dt}$  ..... setrvačný moment přenesený od zátěže na výstupní hřídel převodovky,

$M_{VH}(\omega_V)$  ..... hnací moment na výstupním hřídeli převodovky určený průběhem výstupní statické momentové charakteristiky převodovky,

$M_{VZ}(\omega_V)$  ..... vnější zatěžovací moment přenesený od zátěže na výstupní hřídel převodovky, nezávislý na vlastnostech převodovky, určený průběhem zatěžovací statické charakteristiky.

V pohybových rovnicích (3) a (4) je setrvačný moment určen rozdílem průběhů statických charakteristik hnacího a zatěžovacího momentu. Znalost průběhu statických charakteristik je základním podkladem pro každý výpočet dynamických přechodových dějů. Pro dosažení do uvedených pohybových rovnic je třeba znát průběhy výstupních statických momentových charakteristik a průběhy vnějších statických zatěžovacích charakteristik v obou analyzovaných řezech. Pro provedení výpočtu průběhu přechodových dějů nestačí znalost statických charakteristik ve formě výsledku experimentálního měření. Je třeba znát analytické vyjádření měřením určených průběhů statických charakteristik, ve formě vhodné aproximační funkce, zahrnující i vliv účinností. Při vyhledání vhodných aproximačních funkcí budou uplatněny další zjednodušující předpoklady. Pro zabezpečení obecnosti řešení budou požívány bezrozměrné statické i dynamické charakteristiky.

### 3. Statické charakteristiky prvků přenosového systému

#### 3.1. Statické charakteristiky jednoduchého RTP

Pojmem jednoduchý řízený třecí převod je označen libovolný druh řízeného třecího převodu bez výstupního zpomalovacího reduktoru. Všechny jednoduché RTP používané v převodovkách CVT jsou vybaveny sdruženým řízením aktivních poloměrů třecích disků, jejichž spojitou změnou se uskutečňuje změna převodového poměru. Libovolný druh RTP má vstupní třecí disk s aktivním poloměrem  $r_1$  a výstupní třecí disk s aktivním poloměrem  $r_2$ . Mezi vstupním a výstupním třecím diskem RTP je umístěn vložený třecí prvek, (třecí pás, kladky, vložená třecí kola, ...). Pro obvodovou rychlost vloženého prvku platí:

$$v = r_1 \cdot \omega_1 = r_2 \cdot \omega_{2T} \quad (5)$$

Z toho pro teoretický převodový poměr plyne:

$$i_{TP} = \frac{\omega_{2T}}{\omega_1} = \frac{n_{2T}}{n_1} = \frac{M_{1T}}{M_2} = \frac{r_1}{r_2} \quad (6)$$

Sdružené řízení převodového poměru je charakteristické tím, že aktivní poloměry  $r_1$  a  $r_2$  se mění současně, a jejich součet zůstává konstantní:  $r_1 + r_2 = 2r_0$ . To znamená, že sdružené řízení je symetrické a platí: IF  $r_1 = r_0 - \Delta r$ , THEN  $r_2 = r_0 + \Delta r$ . Všechna používaná uspořádání RTP se symetrickým řízením změn proměnných poloměrů mají stejné teoretické průběhy změny převodového poměru, a platí pro ně stejné matematické vztahy. Při symetrickém sdruženém řízení je obecný vztah (6) ve tvaru:

$$i_T = \frac{n_{2T}}{n_1} = \frac{M_{1T}}{M_2} = \frac{\beta_1}{\beta_2} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{r_0 - \Delta r}{r_0 + \Delta r} = \frac{1 - m \cdot \beta_S}{1 + m \cdot \beta_S} \quad (7)$$

kde:

$$\beta_S = \frac{\Delta r}{\Delta r_{max}} \dots\dots\dots \text{sdužený řídicí parametr RTP,} \quad (8)$$

$$m = \frac{\Delta r_{max}}{r_0} \dots\dots\dots \text{je míra využití rozměrů třecích disků} \quad (9)$$

Z uvedených definic plyne:

$$\beta_S \in \langle -1, 0, +1 \rangle, \quad m < 1, \quad i_{Tmin} = \frac{1}{i_{Tmax}}$$

Mezní hodnoty převodového poměru při symetrickém řízení RTP jsou závislé na míře využití rozměrů třecích disků pro změnu řízených poloměrů:

$$i_{Tmin} = \frac{1 - m}{1 + m}, \quad i_{Tmax} = \frac{1 + m}{1 - m} \quad (10)$$

Několik dosažitelných mezních hodnot převodového poměru v závislosti na míře využití rozměrů je v tabulce T1 :

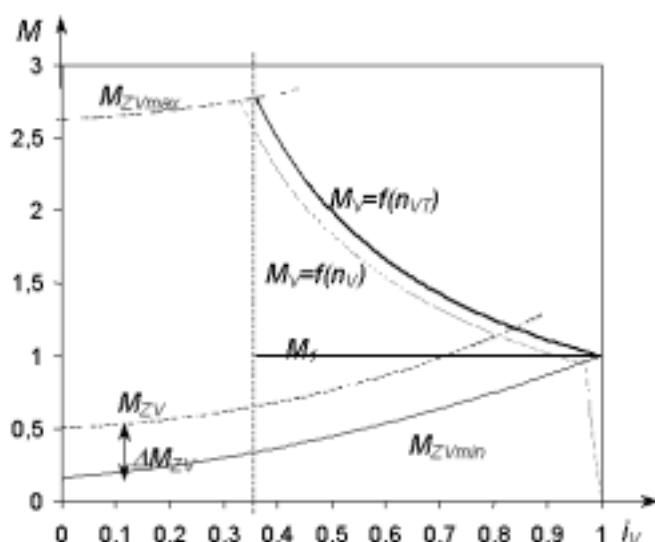
**Tab. 1** Mezní hodnoty převodových poměrů symetricky řízených třecích převodů

Míra využití rozměrů m	1/6	1/5	1/4	1/3	1/2	2/3
Výpočtový vztah $i_T = \frac{1 - m \cdot \beta_S}{1 + m \cdot \beta_S}$	$\frac{6 - \beta_S}{6 + \beta_S}$	$\frac{5 - \beta_S}{5 + \beta_S}$	$\frac{4 - \beta_S}{4 + \beta_S}$	$\frac{3 - \beta_S}{3 + \beta_S}$	$\frac{2 - \beta_S}{2 + \beta_S}$	$\frac{3 - 2\beta_S}{3 + 2\beta_S}$
$\beta_S = +1 \quad i_{Tmin}$	5/7	2/3	3/5	1/2	1/3	1/5
$\beta_S = -1 \quad i_{Tmax}$	7/5	3/2	5/3	2	3	5
Regulační rozsah $R = i_{Tmax}/i_{Tmin}$	1.96	2,25	25/9	4	9	25

Je zřejmé, že využívaný regulační rozsah je závislý na využívané míře využití rozměrů třecích disků pro řízenou změnu aktivních poloměrů  $\Delta r$ . Některé druhy RTP umožňují volit relativně velkou míru využití rozměrů, u jiných je volba hodnoty  $m$  omezena. Např. u toroidního RTP na obr. 2 bude míra využití rozměrů menší, než u variátoru s rozpínacími disky na obr. 3.

Dále je zřejmé, že jednoduchý RTP nemá reverzační schopnost a maximální převodový poměr je vždy do rychla. U vícestupňových mechanických převodovek je na nejvyšším převodovém stupni převodový poměr blízký jednotkovému. Aby při náhradě několikastupňové převodovky převodovkou CVT nebylo nutno měnit hodnotu převodového poměru v rozvodovce nápravy, je třeba, aby i u převodovky CVT byl maximální převodový poměr blízký jednotkovému. Navíc, jednotkový maximální převodový poměr převodovky CVT umožňuje v oblasti maximálních rychlostí jízdy blokovat v CVT vložený RTP a přenášet výkon s jednotkovou účinností. (S jednotkovým konstantním převodovým poměrem bez řízení). Pro dosažení jednotkového maximálního převodového poměru se RTP doplňuje zpomalovacím výstupním reduktorem KPP.

Statické charakteristiky řízeného RTP s reduktorem jsou na obr. 5.



Obr. 5 Momentové charakteristiky jednoduchého RTP

Fig. 5 Moment qualifications of simple RTP

Základní je teoretická výstupní momentová charakteristika RTP, vynesená silnou plnou čarou. Její průběh plyne z rovnováhy teoretického vstupního a výstupního výkonu:

$$M_1 \cdot \omega_1 = M_V \cdot \omega_{VT}$$

$$M_V = M_1 \cdot \frac{\omega_1}{\omega_{VT}} = M_1 \cdot \frac{1}{i_V}$$

V bezrozměrném tvaru:

$$\frac{M_V}{M_0(1)} = \frac{M_1}{M_0(1)} \cdot \frac{1}{i_V}$$

Přitom je  $i_V = i_{HD} \cdot i_{TP} \cdot i_{KP}$ . V režimu řízení převodového poměru v CVT vloženým RTP je měnič zablokovaný a platí:

$$i_{HD} = 1, i_V = i_{TP} \cdot i_{KP}, i_V \in (0,36; 1)$$

Pro skutečný výstupní výkon platí:

$$M_V \cdot \omega_V = M_1 \cdot \omega_1 \cdot \eta_{RTP}; M_V = M_1 \cdot \frac{\omega_1}{\omega_V} \cdot \eta_{RTP}$$

Odpovídající skutečná výstupní momentová charakteristika RTP je na obr. 5 naznačená slabou čárkovanou čarou.

Dále je slabou čarou vykreslen průběh minimálního vnějšího zatěžovacího momentu  $M_{ZVmin}$ , kterým zátěž zatěžuje výstupní hřídel převodovky při jízdě vozidla po rovině. Průběh  $M_{ZVmin} = f(i_V)$  odpovídá průběhu minimální vnější zatěžovací síly  $F_{Zmin} = f(v)$  podle vztahu (2). V průsečíku skutečné výstupní charakteristiky RTP se zatěžovací charakteristikou se nachází rovnovážný pracovní bod, určující hodnotu maximální dosažitelné rychlosti jízdy vozidla po rovině, při uvažovaném průběhu celkové účinnosti přenosového systému se zablokovaným HDM. Vnější zatěžovací moment se z naznačené úrovně  $M_{ZVmin} = f(i_V)$  zvyšuje připočtením konstantní hodnoty přídavného ztížení  $\Delta M_{ZV}$  při jízdě do svahu, nebo při zvýšení odporu proti pohybu vozidla na neseném pracovním nástroji. S rostoucí hodnotou přídavného zatížení se celá zatěžovací charakteristika posouvá do vyšších hodnot zatěžovacího momentu, klesá řízený převodový poměr  $i_V$ , tím klesá i rychlost jízdy vozidla. Řídicí systém udržuje ve vhodně zvoleném místě přenosového systému konstantní přenášený výkon. Při maximálním zatěžovacím momentu s průběhem  $M_{ZVmax} = f(i_V)$  končí teoretická výstupní momentová charakteristika při hodnotách  $M_{ZVmax} = M_1 / i_{Vmin}$ ,  $i_{Vmin} = 0,36$ . Dosáhnutím hodnoty  $i_{Vmin}$  je vyčerpána regulační schopnost RTP. Po vyčerpání regulační schopnosti RTP už zůstává řízený převodový poměr na minimální konstantní hodnotě, při které končí obě momentové charakteristiky RTP.



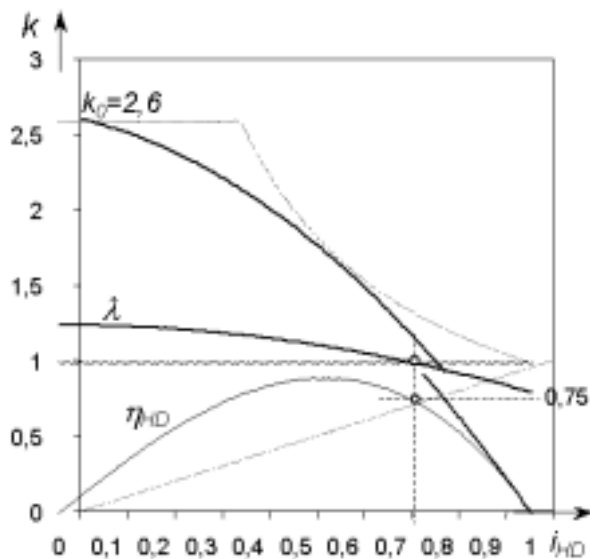
Po celou dobu řízení RTP v rozsahu od  $i_V = 1$  do  $i_{Vmin}$  je udržován na konstantní hodnotě moment  $M_T = M_0 = M_0(1)$ , kterým RTP zatěžuje turbínu zablokovaného HDM, a přes zablokovaný HDM zatěžuje stejným, (řízeným) momentem i spalovací motor.

Další zvyšování konstantní složky vnějšího zatěžovacího momentu, ( nad úroveň  $M_{ZVmax}$  zvládnutelnou RTP), vyžaduje odblokování HDM a jeho uvedení do činnosti. Pokud se tak nestane, zvýší se hodnota momentu  $M_T$  a otáčky motoru začnou klesat podle horní momentové charakteristiky motoru. Výstupní momentová charakteristika RTP od  $i_{Vmin} = konst.$  vlevo by potom pokračovala podle horní momentové charakteristiky motoru redukované konstantním převodovým poměrem  $i_{Vmin}$ , tak jako u několika stupňové převodovky.

Při rozjezdu vozidla po rovině je statický přírůstek zatížení nulový, ( $\Delta M_{ZV} = 0$ ), a místo něho se k průběhu  $M_{ZVmin} = f(i_V)$  připočítává setrvačný moment  $M_{ZD} = J_V(d\omega_V/dt)$ . Rozběh vozidla se odehrává v oblasti režimu HDM, vlevo od hodnoty  $i_{Vmin}$ .

### 3.2. Statické charakteristiky HDM.

Podle předpokladu je použit blokovací, komplexní HDM. Nejjednodušší průběhy vstupní, (čerpaclové) a výstupní momentové charakteristiky má nepropustný HDM, u kterého je čerpaclová charakteristika jediná parabola a výstupní charakteristika má lineární průběh, s maximální násobností v závěrném bodě hodnoty cca  $k_0 = 3,2$ . Tomu odpovídá převodový poměr a hodnota účinnosti ve spojkovém bodě  $i_{SHD} = \eta_{SHD} = 1 - (1/k_0) = 0,6875$ . Protože je výhodné HDM blokovat ve spojkovém bodě, kdy je stejná hodnota vstupního a výstupního momentu HDM, je účelné použít blokovací HDM s nelineární výstupní charakteristikou, se spojkovým bodem posunutý do vyšších hodnot převodového poměru a účinnosti. Pro modelování vlastností HDM byla zvolena bezrozměrná výstupní momentová charakteristika podle obr. 6.



Obr. 6 Výstupní momentová charakteristika HDM

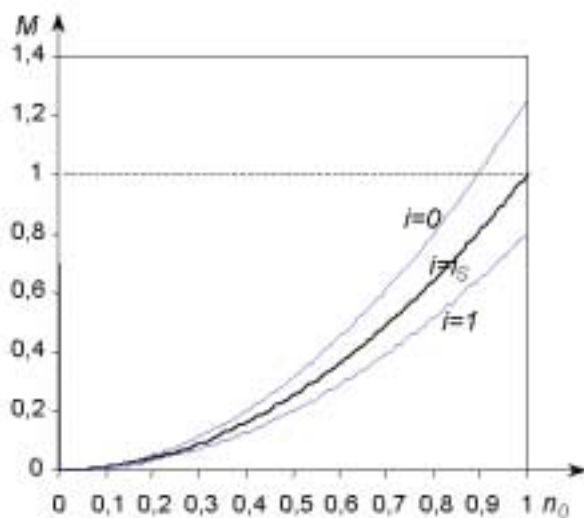
Fig. 6 Output moment qualification HDM

Silnou plnou čarou je na obr. 6 vykreslen průběh momentové násobnosti HDM bez blokování, s maximální násobností v závěrném bodě  $k_0 = 2,6$ . Převodový poměr a účinnost ve spojkovém bodě mají hodnotu  $i_{SHD} = \eta_{SHD} = 0,75$ . Slabou čarou je vynesena průběh účinnosti  $\eta_{HD}$  a průběh koeficientu propustnosti  $\lambda$ . Koeficient propustnosti je definován poměrem momentu  $M_{Oz}$ , kterým HDM zatěžuje spalovací motor, k hodnotě momentu ve spojkovém bodě. Při naznačeném průběhu  $\lambda$  má HDM od spojkového bodu vlevo kladnou propustnost, od spojkového bodu vpravo má zápornou propustnost. V porovnání s lineárním průběhem  $k = k_0 \cdot (1 - i_{HD})$  odpovídá nelineárnímu průběhu  $k = f(i_{HD})$  lepší průběh účinnosti,  $\eta_{HD} = k \cdot i_{HD}$ , který má maximum  $\eta_{HDmax} = 0,898$  při hodnotě převodového poměru  $i_{EXHD} = 0,56$ .

Vstupní vazbová momentová charakteristika se u HDM nazývá „čerpaclová charakteristika“, a znázorňuje průběh momentu  $M_{Oz} = f(n_0)$ , kterým HDM zatěžuje spalovací motor. Čerpaclová charakteristika je vykreslena na

obr. 7. Propustný HDM zatěžuje spalovací motor momentem  $M_{0Z} = \lambda K_M \cdot n_0^2$ . Ve spojovém režimu je  $\lambda = 1$ , a průběh  $M_{0ZS} = K_M \cdot n_0^2$  je stejný průběh čerpadlové charakteristiky nepropustného HDM. Na obr. 7 je plnou silnou čarou je vykreslena čerpadlová propustného HDM pracujícího ve spojkovém režimu, (při  $i_{HD} = i_{HDS}$ ), která je totožná s charakteristikou nepropustného HDM, tvořenou jedinou parabolou. Nepropustný HDM zatěžuje spalovací motor podle čerpadlové charakteristiky nezávislé na zatížení turbíny – nepropustí vliv proměnného zatížení na motor. Propustný HDM částečně propouští vliv proměnného zatížení. V oblasti kladné propustnosti motor přetěžuje a v oblasti záporné propustnosti zatížení motoru snižuje. Protože je třeba využít maximální výkon spalovacího motoru pro dosažení maximální rychlosti jízdy vozidla po rovině, volí se u nepropustného měniče hodnota konstanty úměrnosti  $K_M$  tak, při  $n_{0max}$  byla hodnota zatěžovacího momentu stejná jako hodnota hnacího momentu motoru  $M_{Z0max} = M_0(1)$ . Tomu v bezrozměrném tvaru odpovídá průběh naznačený na obr. 7. Zjednodušující předpoklad: Při výpočtu časového průběhu otáček motoru bude HDM zatěžovat spalovací motor podle čerpadlové charakteristiky nepropustného HDM, naznačené na obr. 7 plnou čarou.

**Obr. 7** Čerpadlová charakteristika HDM

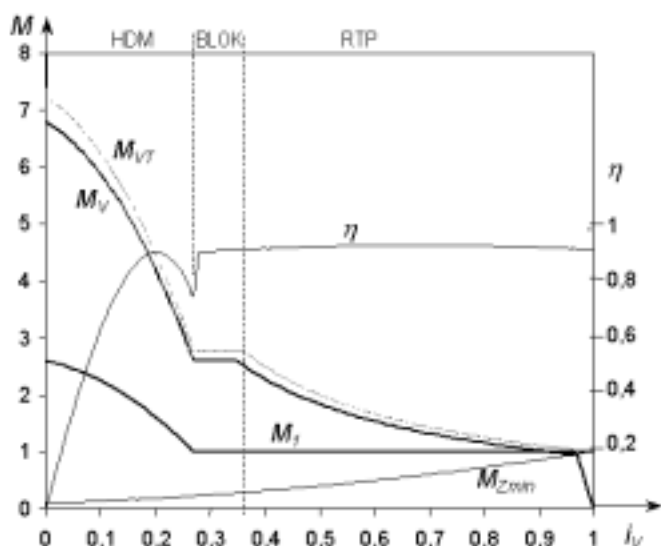


**Fig. 7** pump qualification HDM

### 3.3. Výstupní momentová charakteristika převodovky CVT s HDM

Pro vytvoření výstupní momentové charakteristiky převodovky CVT obsahující HDM stačí v obr. 5 doplnit průběh momentu  $M_V = f(i_V)$  v měničovém režimu podle obr. 6. Tak se získá základní podklad pro vyšetření dynamických vlastností systému na obr. 4, v řezu B-B. Průběh statických charakteristik hnacího a zatěžovacího momentu v řezu B-B je na obr. 8.

Silnou plnou čarou je vykreslen průběh výstupní momentové charakteristiky v řezu B-B, a průběh momentu  $M_1$ , kterým RTP zatěžuje turbínu HDM. Čárkovaně je vynesena průběh teoretické výstupní charakteristiky. Slabou plnou čarou je znázorněn průběh minimálního zatěžovacího momentu  $M_{Zmin}$  a průběh celkové účinnosti převodovky při blokování HDM ve spojkovém bodě. Čárkovaný průběh  $M_V = f(i_V)$  odpovídá v oblasti řízení RTP, (se zablokovaným HDM), přenosu maximálního konstantního teoretického výkonu  $M_V \omega_{VT} = konst.$ , s jednotkovou účinností RTP, při maximálních otáčkách a maximálním výkonu spalovacího motoru. Čárkovaný průběh  $M_V = f(i_V)$  v oblasti činnosti HDM je zatížen jen účinností samotného HDM, jako na obr. 6. Plnou čarou znázorněný průběh  $M_V = f(i_V)$  je teoretický čárkovaný průběh vynásobený v celém rozsahu účinností RTP.



**Obr.8** Momentové charakteristiky systému v řezu B-B

**Fig.8** Moment qualification of system in cut B-B

Celkový převodový poměr je  $i_V = i_{HD} \cdot i_{TP} \cdot i_{KP}$ . V oblasti řízení RTP spojitou změnou převodového poměru  $i_{TP}$  je HDM zablokovaný,  $i_{HD} = 1$ , a turbína HDM je zatěžována konstantním řízeným momentem  $M_1 = M_0(1)$ .

V okamžiku vyčerpání regulační schopnosti RTP je  $i_{TP} = i_{TPmin}$ ,  $i_{HD} = 1$ ,  $i_V = i_{TPmin} \cdot i_{KP} = i_{Vmin}$ , a stále je  $M_1 = M_0(1) = konst.$ ,  $M_V = M_1 / i_{Vmin}$ .

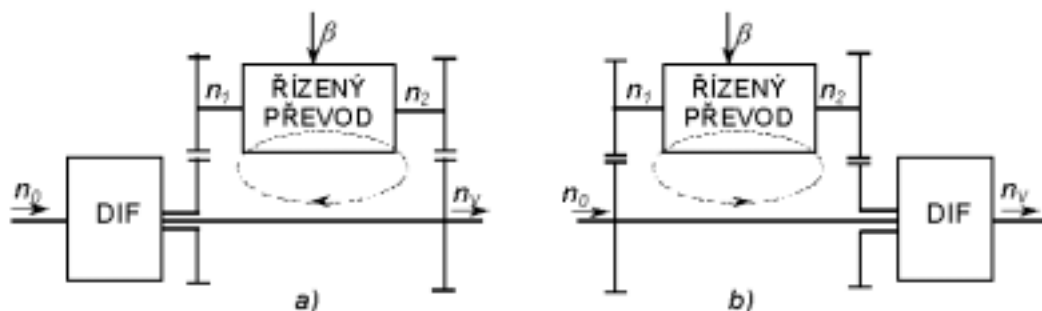
Při tomto stavu začíná odblokování HDM třecí blokovací spojkou. Maximální třecí moment spojky, úměrný přitlačné síle na lamely, je větší jako spojkou přenášený moment  $M_1 = M_0(1)$ . Snížením přitlačné síly na lamely začne spojka prokluzovat. Stejně velký skluz  $s = 1 - i_{HD}$  je i mezi turbínou a čerpadlem HDM. Čerpadlo HDM má trvale otáčky motoru  $n_{0max}$  a stejné otáčky má vstupní část spojky. Turbína HDM a s ní spojená výstupní část spojky je zatěžována momentem  $M_1 = M_0(1)$ , ale HDM přeneše z turbíny na čerpadlo moment  $M_1 = M_0(1)$  až ve spojkovém bodě, při převodovém poměru  $i_{HDS}$  a skluzu  $s = 1 - i_{HDS}$ . Po dobu odblokování je prokluzující spojkou přenášen konstantní moment  $M_1 = M_0(1)$  při konstantních otáčkách čerpadla a klesajících otáčkách turbíny. Tomu na výstupní momentové charakteristice odpovídá konstantní moment  $M_V = M_1 / i_{Vmin}$ , při klesajících otáčkách  $n_V$ . Prokluzující spojka neudrží konstantní přenášený výkon, ale konstantní přenášený moment. Teprve při poklesu  $i_{HD}$  pod úroveň  $i_{HDS}$  začne moment  $M_1$  na turbíně narůstat podle výstupní charakteristiky HDM a čerpadlo bude spalovací motor zatěžovat podle čerpadlové charakteristiky HDM.

Ve spojkovém režimu je odblokování HDM ukončeno totálním rozpojením spojky. Od toho okamžiku je na výstupním hřídeli převodovky je  $M_V = M_1 \cdot \eta_{MRTP} / i_{Vmin}$ , kde  $\eta_{MRTP}$  je momentová účinnost RTP. To je dáno tím, že na skutečné momentové charakteristice je hodnota  $i_{Vmin}$  už zatížena otáčkovou účinností RTP a je  $i_{Vmin} = n_{VTmin} \cdot \eta_{RTP} / n_0$ . Průběh výstupní momentové charakteristiky je v řezu B-B průběhem hnacího momentu, od kterého se při výpočtu časového průběhu výstupních otáček  $n_V$  odečítá průběh vnějšího zatěžovacího momentu.

### 3.4. Uspořádání a vlastnosti diferenciálních třecích převodovek.

Diferenciální převod (DP) s vnějším větvením tuku výkonu vznikne připojením mechanického diferenciálu k libovolnému řízenému převodu. Diferenciál má tři hřídele, jejichž otáčky jsou vázány základní kinematickou rovnicí diferenciálu. Princip uspořádání DP spočívá v tom, že k jednomu z hřídelů diferenciálu se připojí řízený převod, ke druhému neřízený (konstantní převod), a zbývající třetí hřídel je potom vstupní, nebo výstupní hřídel celého systému. Tok výkonu se tak větví mezi řízenou a neřízenou větev. Neřízená větev může být tvořena jen spojovacím hřídelem, který přenáší část výkonu s jednotkovým převodovým poměrem a jednotkovou účinností. V každém případě neřízená větev přenáší výkon s lepší účinností, jako větev obsahující řízený převod. Rozvětvení toku výkonu se tak využívá ke zlepšení účinnosti systému. Kromě toho některá zapojení DP umožňují posunutí charakteristik řízeného převodu. Řízené třecí převody nemají reverzační schopnost. Zapojením RTP do

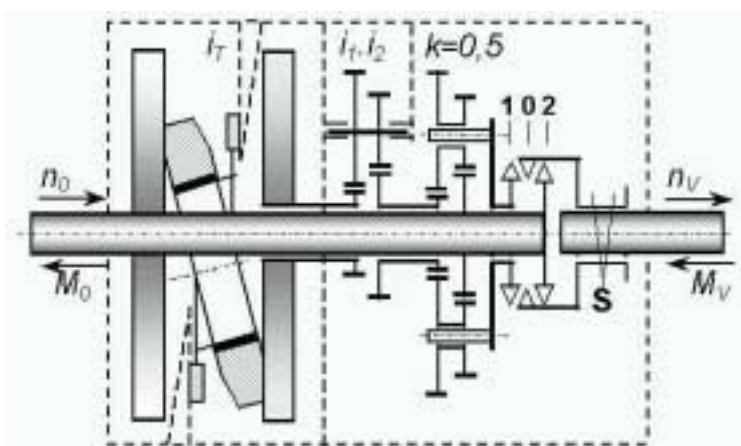
rozvětveného obvodu s diferenciálem lze vytvořit reverzační schopnost systému, bez přídavného reverzačního zařízení. Také je možné volit konstantní převodové poměry tak, aby nejvyšší výsledný převodový poměr byl jednotkový. Při jednotkovém převodovém poměru je možné diferenciál zablokovat, řízený převod odpojit, a výkon přenášet jen neřízenou větví s vynikající účinností. Diferenciál je možné umístit na vstupu, nebo na výstupu systému, jak je naznačeno na obr. 9. Na obr. 9a je převodový systém s diferenciálem na vstupu a na obr. 9b s diferenciálem na výstupu. Ze symetrie uspořádání plyne, že při změně směru přenosu výkonu se změní druh převodového systému. Řízení momentu  $M_o$  je možné realizovat jen změnami řídicího parametru  $\beta$  na řízeném převodu. Teoretické vstupní a výstupní výkony jsou stejné. ( $M_{oT} \cdot \omega_o = M_V \cdot \omega_{VT}$ ). Ve využívané oblasti provozních režimů by měl být tok výkonu rozdělen mezi řízenou a neřízenou větev tak, aby součet teoretických výkonů v obou větvích byl stejný jako teoretický vstupní a výstupní výkon. V takovém případě se jedná o paralelní tok výkonu bez cirkulace výkonu v uzavřené smyčce.



**Obr.9** Obecné uspořádání řízeného diferenciálního převodu

**Fig.9** General configuration of controlled differential transmission

V převodovém systému označeném DRTP je řízeným převodem RTP. Umístění distribučního diferenciálu na



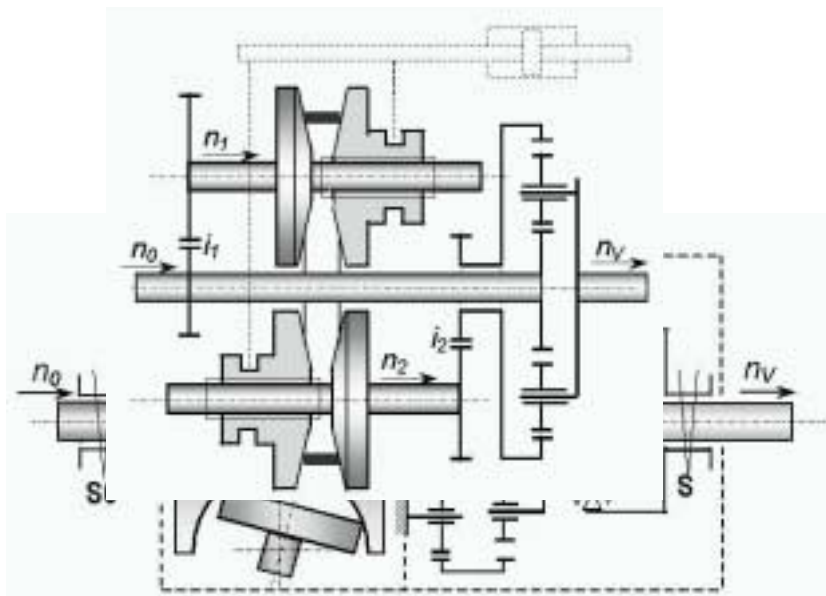
vstupu DRTP neumožňuje vytvořit reverzační schopnost systému. Pro vytvoření reverzační schopnosti DRTP je třeba použít uspořádání s diferenciálem na výstupu, podle obr. 9b). Aby bylo možné volbou převodových poměrů konstantních převodů dosáhnout jednotkovou hodnotu maximálního řízeného výsledného převodového poměru, musí schéma uspořádání DRTP tyto konstantní převody obsahovat. Podobně jako jednoduchý RTP v obr. 4 je vybaven, (ze stejného důvodu), výstupním zpomalovacím reduktorem označeným KPP.

Existují nejméně 4 druhy použitelných distribučních diferenciálů s rozdílnými vlastnostmi. (Planetový DIF s korunovým kolem a jednoduchým satelitem, planetový DIF s korunovým kolem a dvojnásobným satelitem, čelní DIF s nejednotkovým základním převodovým poměrem, automobilové DIF čelní, nebo kuželové, s jednotkovým základním převodovým poměrem).

**Obr. 10** DRTP s jednoduchým čelním RTP

**Fig.10** DRTP with simple frontal RTP

Ze tří volných hřídelů DIF jsou v DRTP dva libovolně napojeny na řízenou a neřízenou větev, a třetí je výstupním hřídelem DRTP. Pro jeden druh DIF tak existuje 6 kombinací uspořádání DRTP. Pro 4 druhy DIF potom existuje 24 možných kombinací zapojení DRTP. V rámci řešení úloh institucionálního výzkumu DFJP Univerzity Pardubice byly všechny možné kombinace DRTP analyzovány. Jen některé kombinace vyhovují stanoveným požadavkům – vytvoření reverzační schopnosti a možnosti blokování při jednotkovém maximálním převodovém poměru. Na následujících obr. jsou některá vyhovující uspořádání DRTP uvedena.



Na obr. 10 je schéma uspořádání DRTP, který obsahuje jednoduchý čelní RTP s kladným převodovým poměrem  $i_T$ , výstupním převodem řízené větve s konstantním převodovým poměrem  $i_1, i_2$ , a čelní distribuční diferenciál na výstupu.

**Obr.11** DRTP s toroidním RTP

**Fig.11** DRTP with toroidal RTP

Na obr. 11 je uspořádání DRTP s toroidním RTP a planetovým diferenciálem s dvojnásobným satelitem. Planetový diferenciál s dvojnásobným satelitem má jedno centrální kolo, jedno korunové kolo, a v unašeči jsou místo jednoho satelitu zabudovány dva spoluzabírající satelity. První satelit je v záběru s centrálním kolem a druhý satelit je v záběru s korunovým kolem, které se potom otáčí ve stejném směru jako centrální kolo. Z toho plyne, že modul planetové řady, (základní převodový poměr při nehybném unašeči), s dvojnásobným satelitem je kladný. Základní kinematická rovnice planetového diferenciálu s dvojnásobnými satelity je stejná, jako u čelního diferenciálu. Protože toroidní RTP má výstupní otáčky opačného směru jako vstupní, je použit na výstupu RTP planetový reduktor se záporným převodovým poměrem. Je výhodné, aby navazující diferenciál byl také planetový, a měl stejně velké korunové kolo jako reduktor.

Na obr. 11 je možné spojkou S0 odpojit vstupní třecí disk toroidního RTP od vstupního hřídele převodovky. Bude-li současně spojka S v poloze „2“ a spojka S0 rozpojena, bude výstupní hřídelem spojen se vstupním hřídelem, ( $i_V = 1, \eta_C = 1$ ), a celý RTP s diferenciálem bude totálně odpojen. Výkon bude přenášen jen neřízenou větví, reprezentovanou centrálním hřídelem, s konstantním jednotkovým převodovým poměrem a jednotkovou účinností. Přesunutím spojky S do polohy „0“ lze přenos výkonu kdykoliv přerušit. Po sepnutí spojky S0 a přesunutí spojky S do polohy „1“ se bude DRTP přenášet výkon s větvením mezi řízenou větev (obsahující RTP) a neřízenou větev.

Uspořádání DRTP s variátorem je naznačeno na obr. 12.

**Obr.12** Schéma DRTP s variátorem

**Fig.12** DRTP with variable-speed gearbox

Okem třecího pásu je proložen vstupní centrální hřídel neřízené mechanické větve, zakončený na pravé straně centrálním kolem planetového diferenciálu. Tímto uspořádáním se vytvoří reverzační schopnost převodovky a současně se dosáhne toho, že vstupní a výstupní hřídele převodovky jsou v jedné ose. Čárkově je naznačeno hydraulické ovládání rozpínání třecích disků. Místo jednoho zpomalovacího výstupního reduktoru jsou použity dva konstantní převody, jeden na vstupu a druhý na výstupu RTP. To umožňuje i přizpůsobení vstupních otáček RTP k výstupním otáčkám spalovacího motoru i volbu výsledného převodového poměru  $i_1 \cdot i_2$  tak, aby byla splněna podmínka blokování. Pro sčítávání výkonů je použit stejný planetový diferenciál s dvojnásobnými satelity jako na obr. 11, který má základní kinematickou rovnici:

$$n_{C1} = (1 - k) \cdot n_U + k \cdot n_{C2} \quad (11)$$

Podmínky vazeb:

Výstup z unašeče:  $n_U = n_V$   
řízená větev na korunové kolo  $n_{C2} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_T \cdot n_0$   
neřízená větev na centrální kolo  $n_{C1} = n_0$

Po dosazení:

$$i_1 \cdot i_2 \cdot i_T \cdot n_0 = (1 - k) \cdot n_V + k \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot i_T \cdot n_0$$

Převodový poměr: 
$$i_V = \frac{n_V}{n_0} = \frac{1 - k \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot i_T}{1 - k}$$

Pro  $k = 3$  
$$i_V = \frac{1}{2} \cdot (3 \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot i_T - 1) \quad (12)$$

Míra využití rozměrů  $m = 1/2$ ,  $i_{Tmax} = 3$ ,  $i_{Tmin} = 1/3$

Z podmínky blokování: IF  $i_{Tmax} = 3$  THEN  $i_{Vmax} = 1$  se určí  $i_1 \cdot i_2 = 1/3$ .

Po dosazení:

$$i_V = \frac{n_V}{n_0} = \frac{M_0}{M_V} = \frac{1}{2} \cdot (i_T - 1) \quad (13)$$

Mezní hodnoty:  $i_T = 3 \Rightarrow i_V = +1$       vyhovuje pro blokování  
 $i_T = 1 \Rightarrow i_V = 0$   
 $i_T = 1/3 \Rightarrow i_V = -1/3$       vyhovuje pro zpětný chod.

Průběh bezrozměrné výstupní momentové charakteristiky  $M_V = f(i_V)$  v oblasti řízení na konstantní přenášený výkon je:

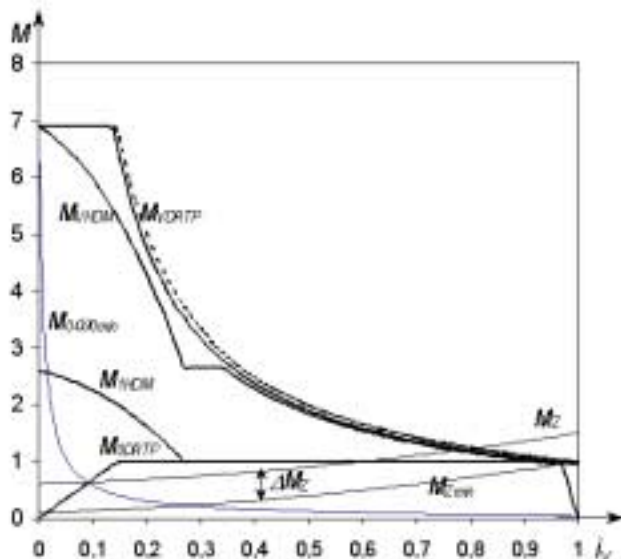
$$M_V = \frac{M_0 \cdot \omega_0}{\omega_V} \cdot \eta_C = \frac{M_0 \cdot \omega_0}{\omega_{VT} \cdot \eta_n} \cdot \eta_n \cdot \eta_M = \frac{M_0}{i_V} \cdot \eta_M \quad (14)$$

Při řízení na konstantní přenášený výkon je také konstantní moment  $M_{Oz}$ , kterým DRTP zatěžuje spalovací motor.

Podmínka přenosu maximálního výkonu určuje, aby při  $n_0 = n_{0max}$  byla hodnota řízeného momentu  $M_{Oz} = M_0(1)$ . Otáčky motoru a tím i hodnotu konstantního přenášeného výkonu nastavuje řidič vozidla. Při nižších otáčkách motoru se přenášení nižší konstantní výkon a hodnota řízeného momentu může být libovolná. Obecně nelineární optimální zatěžovací charakteristika motoru předepisuje ke každé hodnotě otáček motoru požadovanou hodnotu řízeného momentu tak, aby rovnovážný pracovní bod se souřadnicemi  $M_0$  a  $n_0$  ležel na hyperbole konstantního výkonu  $M_0 \cdot \omega_0 = konst.$  v místě, kde je daný výkon realizován s minimální měrnou spotřebou paliva. [L3]. Realizace řízení zatížení spalovacího motoru podle nelineární optimální zatěžovací charakteristiky vyžaduje složitý algoritmus řízení. Pro zjednodušení řídicího systému se nelineární optimální zatěžovací charakteristika nahrazuje několika přímkovými úseky. V nejjednodušším případě tak, že od maximálních otáček motoru po vhodně zvolené nižší otáčky je řízený zatěžovací moment konstantní  $M_{Oz} = M_0(1)$ , a při dalším snížení otáček lineárně klesá na hodnotu  $M_{Ozmin}$ , při které se v oblasti nejnižších otáček realizuje řízený mikropojezd vozidla. Tím vznikne předpis řízení zatěžovacího momentu podle lomené zatěžovací charakteristiky, složené ze snadno realizovatelných přímkových úseků. Řízení na konstantní přenášený výkon končí při dosáhnutí hodnoty  $M_{Vmax} = M_0 / i_{Vmin}$ . Protože účinnosti RTP jsou relativně vysoké a účinnosti DRTP jsou výrazně vyšší, je možné volit  $i_{Vmin}$  a tím i



realizovaný regulační rozsah zcela podle potřeby provozu vozidla. Pro porovnání je u DRTP hodnota maximálního momentu zvolena stejná, jako u CVT s HDM na obr. 8. To je  $M_{Vmax} = 6,896.M_0(1)$ , při  $i_{Vmin} = 0,145$ . Při menších hodnotách  $i_V$  je v činnosti ochranný řídicí systém, který udržuje maximální přenášený moment konstantní, řízením zatěžovacího momentu motoru podle lineární zatěžovací charakteristiky  $M_{OZ} = M_{Vmax}.i_V$ , až do nulové hodnoty  $i_V$ , při které se přetížené vozidlo zasatví. Statické momentové charakteristiky DRTP jsou podle odvozených vztahů vynesena na obr. 14, spolu se statickými momentovými charakteristikami převodovky CVT s HDM.



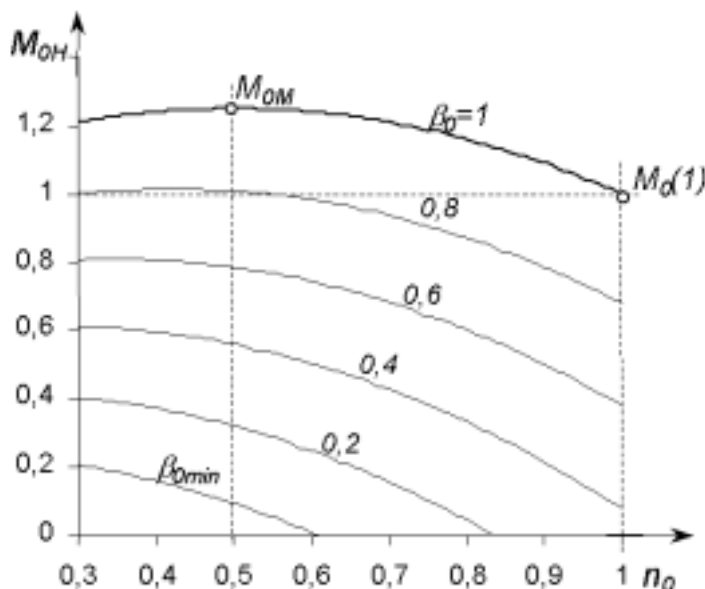
Obr.13 Momentové charakteristiky DRTP a CVT s HDM

Fig.13 Moment qualifications DRTP and CVT with HDM

Na obr. 13 jsou plnou čarou vyneseny průběhy hnacích momentů porovnávaných převodovek  $M_{VDRTP}$  a  $M_{VHDM}$ , řízený moment  $M_{OZ}$ , kterým DRTP zatěžuje spalovací motor, a průběh momentu  $M_1$ , kterým v převodovce CVT zatěžuje RTP turbínu HDM. Čárkovaně je vynesena hyperbola teoretického přenášeného konstantního maximálního výkonu. Slabou čarou je vynesena průběh minimálního vnějšího ho zatěžovacího momentu  $M_{Zmin}$  a hyperbola teoretického minimálního výkonu, označená  $M_0.\omega_{0min}$ , která protíná průběh  $M_{Zmin}$  při hodnotě  $i_V = 0,28$ , v blokovacím režimu HDM. Tím je určena minimální počáteční rychlost jízdy vozidla po rovině na počátku předjíždění, kdy se přenášený výkon mění z minimálního na maximální. Protože tato počáteční rychlost je vysoká, ( $i_V$  leží v blokovacím režimu HDM), je počáteční ustálený stav definovaný průsečíkem hyperboly minimálního přenášeného výkonu s průběhem zvýšeného zatěžovacího momentu  $M_Z = M_{Zmin} + \Delta M_Z$ , který odpovídá předjíždění do svahu. Průsečíkem je určen počáteční převodový poměr  $i_V(0) = 0,1$  a jemu odpovídající počáteční minimální rychlost jízdy vozidla. Zvýšený průběh  $M_Z$  protíná hyperbolu maximálního výkonu při  $i_V = 0,8$ . Na konci přejíždění do takto definovaného svahu dosáhne vozidlo nejvyšší rychlost jen  $v = 0,8 v_{Tmax}$ . Bude-li při minimálních odporech maximální rychlost jízdy po rovině  $v_{Tmax} = 150$  km/h, pak nejvyšší rychlost jízdy do svahu bude 120 km/h.

### 3.5. Statická momentová charakteristika spalovacího motoru

Vzhledem k rozhodujícímu vlivu a charakteristice aproximační funkce charakteristika



odvody na dynamiku jízdy vozidla, je 1 motorem se stejnou momentovou skutečného motoru nějakou vhodnou cí motor s bezrozměrnou momentovou

## Obr.14 Momentové charakteristiky motoru

Fig.14 Moment qualifications of engine

Moment  $M_o(1)$  je hnací moment motoru při maximálních otáčkách  $n_o = n_{o_{max}}$  a při maximální hodnotě řídicího parametru motoru  $\beta_{o_{max}} = 1$ . K hodnotě momentu motoru  $M_o(1)$  jsou vztaženy bezrozměrné hodnoty všech momentů analyzovaného systému. Naopak všechny bezrozměrné otáčky jsou vztaženy k vlastní maximální teoretické hodnotě. Že se jedná o bezrozměrné hodnoty, není v grafech a výpočtových vztazích nijak specificky označeno. Pouze ve vyjímečných případech, kdy je to pro objasnění závislostí nutné, jsou bezrozměrné veličiny označeny pruhem nad použitým symbolem. Aproximační funkce momentové charakteristiky motoru modeluje skutečný průběh určený měřeními, včetně vlivu všech účinností motoru. V takovém případě se skutečné maximální otáčky ztotožňují s teoretickými maximálními otáčkami.

Maximální moment se dosahuje při polovičních otáčkách motoru. Převýšení maximálního momentu nad vztážnou hodnotu  $M_o(1)$  je  $\Delta M = 0,25$ . To odpovídá parametrům dobrého nepřepřítaného benzinového (zážehového) motoru.

Poznámka k názvosloví. Je používáno názvosloví podle normy ČSN 09 0011 „Veličiny jednotky a značky pro spalovací motory“ revidované v roce 1978 ve smyslu měrové soustavy SI, platné od roku 1980, a podle souvisejících norem ČSN 09 0041 „Typové označení naftových motorů“, ČSN 09 0772 „Naftové motory. Technické předpisy“, a dalších ČSN. Rovněž označení veličin je podle základní normy ČSN 09 0011, s výjimkou rozlišovacích indexů, které jsou přizpůsobeny potřebám popisu celého systému.

Maximální výkon motoru se dosahuje při maximálních otáčkách, má rozměrovou hodnotu  $M_o(1) \cdot \omega_{o_{max}}$ . Bezrozměrná hodnota maximálního výkonu motoru je jednotková.

Horní momentová charakteristika motoru je průběh hnacího momentu motoru při maximálním otevření přípustě paliva, (při maximální poloze akcelérátoru), modelované maximální hodnotou bezrozměrného řídicího parametru motoru  $\beta_{o_{max}} = 1$ . Horní momentová charakteristika je na obr. 14 znázorněna plnou čarou.

Při meších hodnotách řídicího parametru  $\beta_o < 1$  se průběh momentové charakteristiky motoru posunuje do nižších hodnot hnacího momentu, jak je naznačeno slabými čarami. Na obr. 14 je také znázorněna minimální (dolní) momentová charakteristika, odpovídající nějaké konstantní (nastavené) hodnotě  $\beta_{o_{min}}$ . Při hodnotě  $\beta_{o_{min}}$  a nulovém vnějším zatěžovacím momentu má motor podle obr. 14 minimální otáčky  $n_{o_{min}}(0) = 0,6$ . Tyto minimální otáčky nejsou volnoběžnými otáčkami motoru. Hodnota volnoběžných otáček nezatíženého motoru bývá zhruba  $n_{VOL} \cong 0,2$ , což je mimo rozsah otáček na obr. 14, určený obvyklým rozsahem při měření zatíženého motoru.

Minimální (dolní) charakteristika na obr. 14 bude modelovat počáteční ustálený stav zatíženého motoru ve vozidle, které se pohybuje minimální konstantní rychlostí.

### 4. Rozběh zatíženého spalovacího motoru

Spalovací motor nelze rozběhnout z nulových otáček, bez pomoci cizího zdroje. (Startéru). V počátečním ustáleném stavu bude mít spalovací motor nějaké minimální, nenulové, konstantní otáčky, při minimálním otevření přípustě paliva, reprezentované minimální hodnotou řídicího parametru  $\beta_{o_{min}}$ . V čase  $t = 0$  se počáteční ustálený stav poruší prudkým sešlápnutím akcelérátoru řidičem. Hodnota řídicího parametru  $\beta_o$  se skokem změní z hodnoty  $\beta_{o_{min}}$  na hodnotu  $\beta_{o_{max}} = 1$ . Na skokovou změnu řídicího parametru reaguje zatížený spalovací motor zvyšováním otáček. Průběh nárůstu otáček v reálném čase je hledaná přechodová funkce, popisující dynamiku rozběhu motoru. Její průběh bude závislý na průběhu zatěžovací charakteristiky, kterou je spalovací motor zatěžován. Průběh zatěžovací charakteristiky je dán typem použité převodovky. Bezrozměrné statické charakteristiky v řezu A-A jsou naznačeny na obr. 15.

Plnou čarou je znázorněna horní momentová charakteristika motoru a dva průběhy zatěžovacích charakteristik. Parabolickou zatěžovací charakteristiku s průběhem  $M_{ZHD}$  tvoří automatická převodovka s propustným HDM pracujícím ve spojivém bodě s převodovým poměrem  $i_{HD} = i_S$ . Výše položenou parabolickou charakteristiku tvoří propustný HDM, pracující v závěrném bodě při  $i_{HD} = 0$ . Níže položenou parabolickou charakteristiku tvoří propustný HDM, pracující v synchronním bodě při  $i_{HD} = 1$ . Přitom je třeba brát v úvahu, že HDM může pracovat v synchronním bodě jen při nulovém vnějším zatěžovacím momentu přeneseném od zátěže na

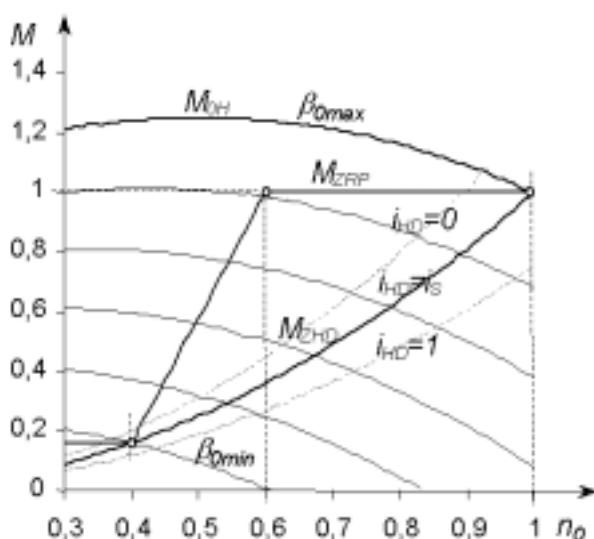


turbínu. (To je při jízdě vozidla se svahu dolů). Všechny tři parabolické charakteristiky na obr. 15 jsou čerpadlové charakteristiky HDM a vyplňují pole rovnovážných pracovních režimů v charakteristice spalovacího motoru. Plnou čarou vykreslená čerpadlová charakteristika HDM protíná dolní (minimální) momentovou charakteristiku motoru v rovnovážném pracovním bodě se souřadnicemi  $n_{0min} = 0,4$  a  $M_{0min} = 0,16$  při  $\beta_0 = \beta_{0min}$ . Zjednodušující předpoklad: Rozběh motoru zatěžovaného HDM bude vypočten za předpokladu, že HDM je nepropustný a jeho čerpadlová charakteristika je jediná parabola znázorněná na obr. 15 plnou čarou. Rovnovážný pracovní bod se souřadnicemi  $n_{0min} = 0,4$  a  $M_{0min} = 0,16$  bude počáteční rovnovážný bod. Tomu odpovídá minimální počáteční výkon motoru  $M_{0min} \cdot \omega_{0min} = 0,064$ , vykreslený na obr. 14.

**Obr.15** Statické charakteristiky v řezu A-A

**Fig.15** Static qualifications in cut A-A

Lomenou zatěžovací charakteristiku  $M_{ZRP} = f(n_0)$  tvoří převodovka DRTP. Minimálním konstantním zatížením motoru  $\bar{M}_{ZRP} = 0,16 = \text{konst.}$  je realizován řízený mikropojezd vozidla a jemný rozjezd vozidla z nulové rychlosti jízdy [L4]. Strmá část řízené zatěžovací charakteristiky při rozjezdu z nenulové rychlosti (při předjíždění) zabezpečuje potřebné zrychlení vozidla a při vnějším přetížení vozidla, s navolenými nízkými otáčkami motoru, zabezpečuje radikální pokles momentu  $M_{ZRP}$ . Konstantní zatížení momentem  $M_{ZRP} = M_0(1)$  zabezpečuje „optimální“ zatížení motoru při přenosu konstantního výkonu v oblasti vysokých otáček motoru, až do bodu maximálního výkonu na



horní momentové charakteristice motoru. Řízený mikropojezd končí a strmá část lomené řízené zatěžovací charakteristiky začíná ve stejném počátečním rovnovážném bodě jako čerpadlová charakteristika HDM. Obě zatěžovací charakteristiky také končí ve společném rovnovážném pracovním bodě při  $n_{0max}$  a  $M_{Zmax} = M_0(1)$ .

Aby pro výpočet přechodové charakteristiky rozběhu motoru bylo možné použít vstupní skokovou změnu řídicího parametru  $\beta_0$ , je třeba znát matematický dynamický model spalovacího motoru. Takový postup byl aplikován v publikaci [L2] pro nezatížený naftový spalovací motor s výkonnostním regulátorem.

Zjednodušující předpoklad: místo vstupní skokové změny řídicího parametru  $\beta_0$  se předpokládá, že v čase  $t = 0$  se dolní (minimální) momentová charakteristika motoru (při  $\beta_0 = \beta_{0min}$ ), skokem přemístí na horní momentovou charakteristiku motoru (při  $\beta_0 = \beta_{0max}$ ). Časový průběh otáček při rozběhu motoru potom lze vypočítat z pohybové rovnice:

$$J_0 \cdot \frac{d\omega_0}{dt} = M_{0H} - M_{0Z} = M_{0ZS} \quad (15)$$

Rovnice (35) platí pro rozměrové veličiny:

- $M_{0H}$  ..... průběh horní momentové charakteristiky motoru v rozměrovém tvaru,
- $M_{0Z}$  ..... průběh jedné ze zatěžovacích charakteristik v rozměrovém tvaru,
- $M_{0ZS}$  ..... setrvačný moment přenesený od zátěže na hřídel motoru,

$J_0$  ..... hmotný moment setrvačnosti, redukováný na hřídel spalovacího motoru, zahrnující vliv všech zrychlovaných hmot, včetně setrvačných hmot vozidla.

Rovnici (15) je třeba převést do bezrozměrného tvaru, podělením všech rozměrových momentů hodnotou vztážného momentu  $M_0(1)$ , a upravit do integrovatelného tvaru:

$$d\bar{\omega}_0 = \frac{M_0(1)}{J_0} [\bar{M}_{0H}(\bar{\omega}_0) - \bar{M}_Z(\bar{\omega}_0)] dt \cdot s \quad (16)$$

Rovnice (16) se integruje (na PC) při počáteční podmínce IF  $t = 0$  THEN  $\omega_0(0) = 0,4 \cdot \omega_{0max}$ . Přitom je třeba vyřešit problém s redukcí setrvačných hmot.

Hmotný moment setrvačnosti redukováný na hřídel spalovacího motoru je:

Pro převodovku HDM+RTP

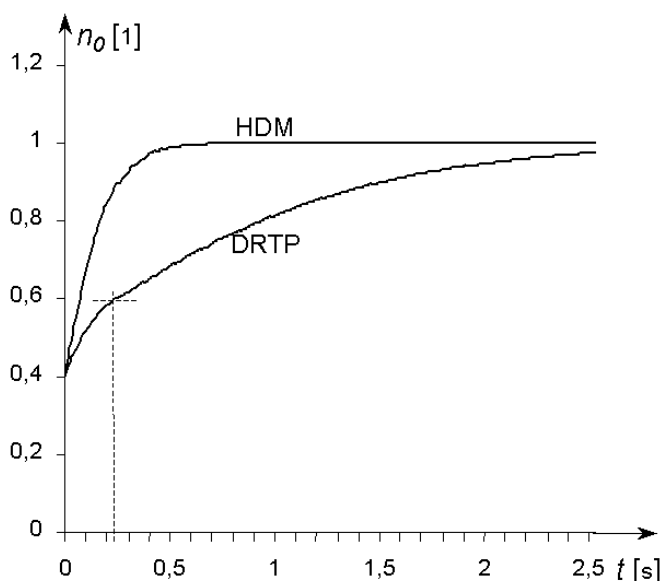
$$J_{0HP} = i_{HD}^2 \cdot i_{TP}^2 \cdot i_{KP}^2 \cdot i_{KR}^2 \cdot r_{KE}^2 \cdot m \quad (17)$$

Pro převodovku DRTP

$$J_{0DP} = i_V^2 \cdot i_{KR}^2 \cdot r_{KE}^2 \cdot m \quad (18)$$

Je zřejmé, že hodnota momentu setrvačnosti redukována na hřídel spalovacího motoru je proměnná, protože jsou proměnné převodové poměry, na kterých je hodnota  $J_0$  závislá. Při postupném řešení, kdy se nejprve separátně určuje rozběh zatíženého motoru při neznalosti průběhu změn řízených převodových poměrů, je třeba do vztahu (16) dosadit konstantní stěnění hodnotu redukováného momentu setrvačnosti  $J_{0STR} = konst.$  Při komplexním řešení celého systému přenosu výkonu se v každém výpočtovém kroku získaná hodnota proměnného převodového poměru  $i_V$  vrací zpětnou vazbou na vstup převodovky, kde koriguje hodnotu  $J_0$ . U převodovky CVT s HDM je  $i_V = i_{HD} \cdot i_{TP} \cdot i_{KP}$ . Výsledek výpočtu je na obr. 16.

**Obr.16** Rozběh spalovacího motoru



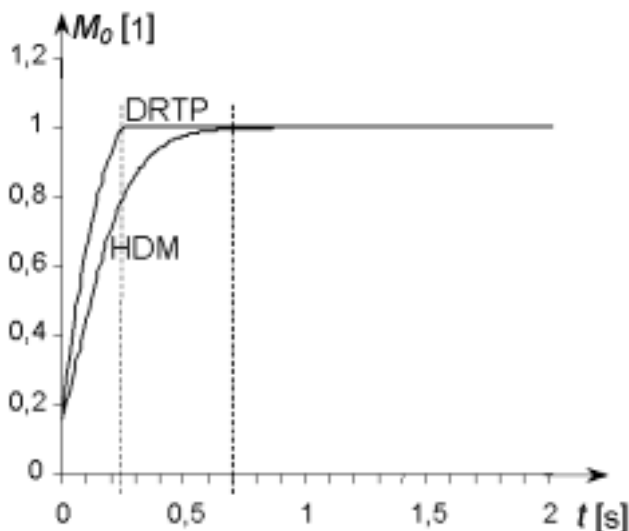
**Fig.16** Engine starting

Časový průběh otáček při rozběhu spalovacího motoru zatíženého čerpadlovou charakteristikou HDM je velmi rychlý. Při zadaných parametrech dosáhne motor maximální otáčky již za 0,7 [s]. Ve stejném čase od počátku rozběhu bude na čerpadle HDM maximální dosažitelný moment  $M_0(1)$ .

Naproti tomu u spalovacího motoru zatíženého lomenou charakteristikou řízenou DRTP narůstají otáčky velmi pomalu, a ještě za 2,5 [s] nedosahují maximální hodnotu. Avšak již zhruba za 0,23 [s] má motor otáčky  $n_0 = 0,6 \cdot n_{0max}$ , při kterých už má rovnovážný hnací moment motoru hodnotu  $M_0(1)$ , a jen zbytek hnacího momentu k horní momentové charakteristice motoru je využitelný pro pomalé zvyšování otáček motoru. Rovnovážné hnací

momenty motoru, totožné při daných otáčkách motoru s momentem zatěžovacím, jsou k dispozici na vstupní hřídeli převodovky pro zrychlení navazujících setrvačných hmot.

V každém ustáleném stavu motoru, při konstantních otáčkách, (a konstantních hodnotách všech ostatních veličin), je hnací moment motoru totožný se zatěžovacím momentem. Jestliže se do vztahů pro průběh zatěžovacího momentu  $M_z = f(n_o)$  dosadí časový průběh otáček podle obr. 16, získá se časový průběh hnacích momentů motoru podle obr. 17.



Obr.17 Hnací momenty při rozběhu motoru

Fig.17 Engine starting driving moment

Je zřetelně vidět, že převodovka DRTP má při rozběhu vozidla na vstupním hřídeli k dispozici konstantní hnací moment  $M_o(1)$  již za 0,23 sekund, zatímco převodovka obsahující HDM má k dispozici na čerpadlovém kole HDM stejný hnací moment až za 0,6 sekund. To se v konečném důsledku projeví horší dynamikou rozběhu vozidla s převodovkou obsahující HDM, ať už je uspořádána jakkoliv. Tento závěr platí nejen pro převodovku obsahující HDM a jednoduchý třecí převod. Platí i pro automatické planetové převodovky se změnou převodových stupňů bez přerušování přenosu výkonu, pokud je před mechanickou planetovou převodovkou umístěn hydrodynamický měnič. Vedle horší dynamiky jízdy vozidla jsou převodovky obsahující HDM nevýhodné i tím, že vykazují větší spotřebu paliva jako převodovky se spojitě proměnným převodovým poměrem, vybavené řídicím systémem zabezpečujícím řízení zatížení motoru podle optimální zatěžovací charakteristiky.

## 5. Rozjezd vozidla

Časový průběh rychlosti vozidla je v bezrozměrném tvaru totožný s časovým průběhem výstupních otáček převodovky, protože za převodovkou (od řezu B-B vpravo v obr. 4) jsou jen převodové prvky s konstantním převodovým poměrem. Účinnost přenosu otáček poháněným kolem se předpokládá konstantní, pro obě porovnávaná vozidla stejná, a je zahrnuta v hodnotě efektivního poloměru kola  $r_{KE}$ . Použitá pohybová rovnice má tvar:

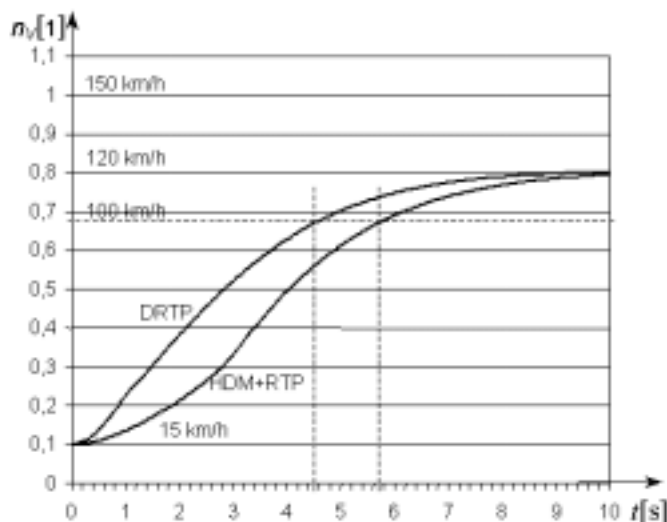
$$J_V \frac{d\omega_V}{dt} = M_V(\omega_V) - M(\omega_V) \quad (19)$$

kde je:

- $J_V = i_{KR}^2 \cdot r_{KE}^2 \cdot m$  ..... hmotný moment setrvačnosti redukováný na výstupní hřídel převodovky,
- $\omega_V = i_V \cdot \omega_o(t)$  ..... frekvence výstupních otáček převodovky,
- $\omega_o(t) = f(t)$  ..... časový průběh frekvence otáček motoru podle obr. 16,
- $M_V = \frac{M_o(t)}{i_V} \cdot \eta$  ..... hnací moment v řezu B-B, vykreslený na obr. 13 pro  $M_o(1)=konst.$

$M_o(t) = f(t)$  ..... časový průběh momentu motoru podle obr. 17.

Zatěžovací moment při předjíždění do svahu je  $M_z = M_{zmin}(n_v) + \Delta M_z$  s průběhem na obr. 13, při rozjezdu po rovině je  $M_z = M_{zmin}(n_v)$ .



Počáteční ustálený stav na spalovacím motoru je určen parametry:  $M_o(0) = 0,16$ ,  $n_o(0) = 0,4$ . Na výstupním hřídeli převodovky bude bez uvážení vlivu účinností v počátečním ustáleném stavu výkon  $M_z(0) \cdot \omega_v(0) = M_o(0) \cdot \omega_b(0) = 0,064$ , vykreslený na obr. 13 hyperbolickým průběhem počátečního minimálního konstantního výkonu. Pro bezrozměrné počáteční výstupní otáčky převodovky při jízdě do svahu (pro  $\Delta M_z = 0,504$ ) potom platí:

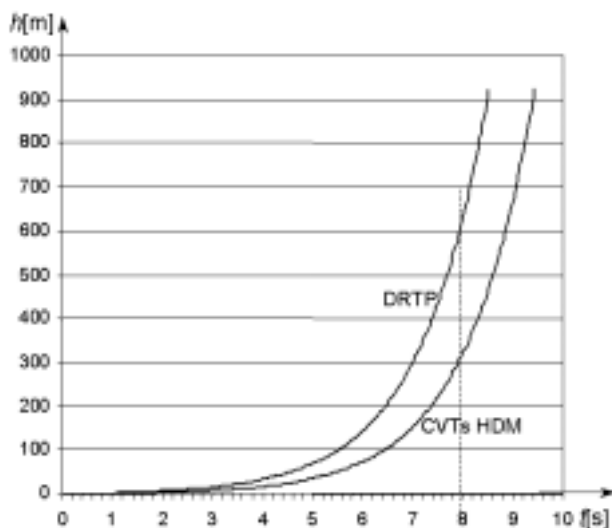
$$(0,604 + 0,3 \cdot n_v(0) + 0,6 \cdot n_v^2(0)) \cdot n_v(0) = 0,064 \quad (20)$$

Rovnici (20) vyhovuje hodnota počátečních otáček  $n_v(0) = 0,1$ .

Časový průběh výstupních otáček porovnávaných převodovek při přejíždění do svahu je na obr. 18. Na první pohled je vidět, že vozidlo vybavené převodovkou DRTP má při předjíždění do svahu lepší dynamiku, než vozidlo s klasickou převodovkou CVT obsahující hydrodynamický měnič. Jestliže maximální dosažitelná rychlost vozidla bude 150 km/h, tak při modelovaných počátečních a okrajových podmínkách dosáhnou obě vozidla rychlost 120 km/h cca za 10 s. Ale čárkovanou čarou vyznačenou rychlost 100 km/h dosáhne vozidlo s převodovkou DRTP za cca 4,5 s, kdežto vozidlo s převodovkou CVT obsahující HDM až za cca 5,7 s. Integrací křivek časových průběhů rychlosti jízdy na obr. 19 se získají průběhy ujeté dráhy. Pro normování integrační křivky lze použít následující zjednodušené okrajové podmínky. Střední rychlost nechť je pro obě vozidla  $v_{str} = 0,5 \cdot (120 + 15) = 67,5$  km/h, (podle obr. 18). To je  $v_{str} = 243$  [m.s<sup>-1</sup>]. Kdyby se obě vozidla pohybovala touto střední konstantní rychlostí, urazila by za 10 s dráhu  $h = 2430$  m. Vozidlo vybavené DRTP bude mít vyšší střední rychlost, vozidlo s převodovkou CVT obsahující HDM bude mít nižší střední rychlost. Pro zjednodušení výpočtu byly obě integrační křivky normovány stejnou konstantou. (V neprospěch DRTP). Výsledek výpočtu průběhu ujeté dráhy je na obr. 19. V koncovém bodě, za čas  $t = 10$  s, je vozidlem s DRTP ujetá dráha  $h_{RT}(10) = 2750$  m.

**Obr.18** Rozjezd vozidla při předjíždění do svahu

**Fig.18** Car accelerating at overtaking to the acclivity



**Obr.19** Průběh ujeté dráhy při předjíždění do svahu

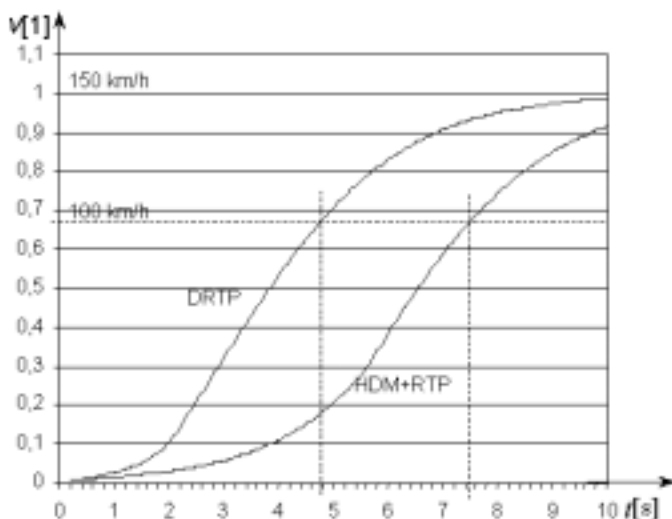
**Fig.19** Trajectory at overtaking to the acclivity

Vozidlo s převodovkou CVT obsahující HDM ujede za stejnou dobu dráhu  $h_{CVT}(10) = 1410$  m.

Přitom už se obě vozidla pohybují ustálenou rychlostí podle obr. 18  $v(10) = 120$  km/h, to je 33,3 metrů za každou sekundu. Pro čitelnost obr. 19 nejsou vysoké dráhy dosažené v koncovém bodě vykresleny. (Byly odečteny z výpočtového datového souboru). V čase  $t = 8$  s, vyznačeném na obr. 19 čárkovanou svislicí, (během předjíždění), má vozidlo vybavené DRTP ujetou dráhu  $h_{RT}(8) = 627$  m, a vozidlo s CVT obsahující HDM jen  $h_{CVT}(8) = 319$  m.

Při rozjezdu vozidla po rovině, teoreticky z nulové rychlosti jízdy jsou rozdíly v dynamice jízdy porovnávaných vozidel ještě větší, protože v oblasti velmi nízkých proměnných převodových poměrů je výraznější nepříznivý vliv HDM.

Průběh rychlosti při rozjezdu vozidla po rovině z volnoběžných otáček motoru je naznačen na obr.20.



**Obr.20** Rozjezd vozidla po rovině

**Fig.20** Car accelerating at plain

Při zvolených počátečních a okrajových podmínkách, (stejných pro obě porovnávaná vozidla), dosáhne vozidlo s převodovkou DRTP rychlost 100 km/h za 4,8 s. Vozidlo vybavené převodovkou CVT složenou z TRP a HDM se rozjíždí pomaleji, a dosáhne rychlost 100 km/h až za 7,5 s. Vedle uváděných nevýhodných vlastností převodovek obsahujících seriové za-pojení HDM a RTP, má toto uspořádání jednu výhodnou vlastnost spočívající v tom, že celkový regulační rozsah je rozdělen mezi HDM a RTP podle vztahu:

$$R_C = k_0 \cdot R_{RTP},$$

kde  $k_0$  je momentová násobnost HDM v závěrném bodě. Převodovka DRTP musí celkový požadovaný regulační rozsah realizovat sama, a dosáhnout  $R_{DRTP} = R_C$ . Přitom část regulačního rozsahu jednoduchého RTP je v zapojení DRTP využita pro zpětný chod. Z toho plyne, že RTP v seriovém zapojení s HDM může pracovat s velmi malým regulačním rozsahem a tomu odpovídající malou mírou využití rozměrů třecích disků. Naopak RTP umístěný v řízené větvi DRTP musí pracovat s relativně velkou mírou využitelnosti rozměrů třecích disků, aby se dosáhla požadovaná hodnota celkového regulačního rozsahu DRTP.

Obě porovnávané převodovky jsou automatické, se spojitou změnou převodového poměru. Rozjezd vozidla probíhá spojitě, jak je v uvedených obrázcích naznačeno, bez změny převodových stupňů a bez vlivu řidiče na jeho průběh.

Vývoj převodovek CVT není zdaleka ukončen. Vývoj převodovek DRTP pro osobní motorová vozidla ještě ani nezačal. V tomto článku jsou uvedeny výsledky prvních tápavých kroků v oblasti výzkumu DRTP. V článku uvedená tři zapojení DRTP byla vybrána na základě analýzy zohledňující pouze možnost vytvoření reverzační schopnosti, při současném respektování podmínky blokování. Není prověřen vliv využívaného regulačního rozsahu na průběh účinnosti DRTP. Pro vhodná zapojení DRTP, vybraná k realizaci, bude třeba provést analýzu vlivu cirkulace výkonu na průběh účinnosti a hledat vhodná zapojení DRTP s minimální hodnotou cirkulačního výkonu. Vedle diferenciálních převodů s vnějším větvením výkonu existují i diferenciální hydrostatické převody s vnitřním větvením toku výkonu. Zde je možné hledat nové inspirace pro nová zapojení DRTP s reverzační schopností. Samostatnou kapitolou je řešení technologických problémů, zabezpečujících nejen vysokou účinnost, ale i potřebnou provozní spolehlivost a životnost DRTP.

Výhodné vlastnosti DRTP ukázané v článku jsou tak výrazné, že stojí zato věnovat výzkumu a vývoji DRTP patřičnou pozornost, čas a finanční prostředky.

*Lektoroval: Doc. Ing. Jozef Turza, CSc.*

Předloženo v únoru 2001.

**Poznámka:** Článek je prezentací výsledků dílčích výzkumné úlohy IV 2542 institucionálního výzkumu DFJP Univerzity Pardubice, řešené pracovníky Katedry provozní spolehlivosti, diagnostiky a mechaniky v dopravě, ve spolupráci s pracovníky Katedry dopravních prostředků. Výzkum v oblasti řízených třecích převodů se předpokládá i v následujících letech.

#### Literatura:

- [1] Koreis, J. a kol.: Porovnání vlastností hydrostatických a třecích řízených převodů, Sborník konference „Akademická Dubnica 2000“, ISBN 80-227-1448-8
- [2] Koreis, J.: Přenosové systémy dopravních prostředků, monografie, TS Univerzity Pardubice, 1999, ISBN 80 7194-204-9
- [3] Koreis, J., Mazánek, J.: Řízení přenosu výkonu, Scientific Papers UPa, Series B, 3(1997)
- [4] Koreis, J. Hydraulické systémy mobilných strojov, učební texty vzdělávacího kurzu pro konstruktéry, projektanty a výzkumné pracovníky fy Sauer, HYDROPNEUTECH s.r.o., Žilina, 1999, ISBN 80-968084-2-7
- [5] Koreis, J., Koreisová, G.: Hydrostatické mechanismy v osobních automobilech, Hydraulika a pneumatika 2/2000, HYDROPNEUTECH s.r.o.Žilina, ISSN 1335-5171
- [6] Turza, J.:Dynamika tekutinových systémov, ES VŠDS Žilina, 1994
- [7] Nissan magazin, www stránky firmy Nissan, Automobil Revue atd.

#### Resumé

### VLIV USPOŘÁDÁNÍ PŘEVODOVKY CVT NA DYNAMIKU JÍZDY VOZIDLA

Josef KOREIS, Gabriela KOREISOVÁ, Jan MAZÁNEK

V článku je popsáno uspořádání převodovek Hypertronic CVT a Extroid CVT, (obr. 1, 2, 3) které obě obsahují řízený třecí převod se spojitou změnou převodového poměru a hydrodynamický měnič momentů. Použitý jednoduchý třecí převod

nemá reverzační schopnost, (charakteristiky na obr. 5), a proto neumožňuje řídit rozjezd vozidla změnami převodového poměru. Pro umožnění plynulého rozjezdu vozidla je v klasických převodovkách CVT před řízeným třecím převodem umístěn hydrodynamický měnič. Vložením hydrodynamického měniče je vyřešen rozjezd vozidla, ale není vyřešen zpětný chod vozidla. Pro vytvoření zpětného chodu je v převodovce Extroid mezi hydrodynamický měnič a řízený třecí převod vložen planetový reverzační reduktor. (Schéma na obr. 2). Jednoduchý třecí převod má maximální převodový poměr do rychla ( Tabulka T1). Aby výsledný maximální převodový poměr převodovky CVT byl jednotkový, je na výstup řízeného třecího převodu vložen zpomalovací reduktor. (obr. 2, 4 ) Přítomnost hydrodynamického měniče v převodovkách CVT zhoršuje dynamické vlastnosti vozidla při rozjezdu, i při předjíždění pomalejšího vozidla do svahu. Nevýhodné vlastnosti sériového zapojení hydrodynamického měniče a jednoduchého třecího převodu lze odstranit zapojením třecího převodu do rozvětveného přenosového systému s distribučním diferenciálem na výstupu. (Schéma na obr. 9). Tím vznikne diferenciální řízený třecí převod (DRTP), který má reverzační schopnost a umožňuje realizovat řízený rozjezd vozidla. Příklady uspořádání DRTP jsou na obr. 10, 11, 12. Porovnání statických momentových charakteristik klasické převodovky CVT a převodovky DRTP je na obr. 13. Převodovka CVT obsahující hydrodynamický měnič zatěžuje při rozběhu spalovací motor podle čerpadlové charakteristiky měniče. Převodovka DRTP zatěžuje spalovací motor řízeným momentem. Průběh řízeného zatěžovacího momentu lze libovolně tvarovat, např. podle optimální zatěžovací charakteristiky motoru. ([L3]). Na obr. 15. je lomená zatěžovací charakteristika tvořená DRTP a parabolická zatěžovací charakteristika tvořená měničem CVT. Průběh otáček při rozběhu zatíženého motoru je na obr. 16. Motor zatížený měničem se rozbíhá rychleji. Časový průběh hnacích momentů motoru je porovnán na obr. 17. Hnací moment na vstupu DRTP nabíhá rychleji. Na obr. 18 je porovnání časových průběhů rychlosti jízdy při předjíždění do svahu. Vozidlo s převodovkou DRTP má lepší dynamiku jízdy. Na obr. 19 je průběh ujeté dráhy při předjíždění do svahu. Na obr. 20 je průběh rychlosti vozidla při rozjezdu po rovině: Vozidlo s převodovkou DRTP dosáhne rychlost 100 km/h za 4,8 s, a vozidlo s převodovkou CVT obsahující HDM za 7,5 s.

## Summary

### THE GEARBOX CVT CONFIGURATION INFLUENCE IN DYNAMIC MOTORING CAR

Josef KOREIS, Gabriela KOREISOVÁ, Jan MAZÁNEK

Article describes organisation of gearboxes Hypertronic CVT and Extroid CVT (Fig. 1, 2, 3 ) with controlled frictional transmission with coherent gear ratio change and hydrodynamic change- moment. Used simple frictional transmission has not reverse motion ability (Fig. 5) and then car accelerating by force of gear ratio change is unable. To enable fluent car accelerating classical gearboxes CVT contain hydrodynamic changer before controlled frictional transmission. Hydrodynamic changer solves car acceleration, but not reverse motion of car. To create reverse motion gearbox Extroid contain, (sun and planet reversing reducer), between hydrodynamic changer and frictional transmission. (Fig. 2).

Simple frictional transmission has maximum gear ratio to fast. Output of controlled frictional transmission contains decelerating reducer to be maximum gear ratio of gearbox CVT unitary. (Fig. 2, 4). Hydrodynamic changer in gearboxes CVT deteriorates driving attributes of car at starting and at overtaking slowly car to the acclivity. Inconvenient attributes of serial wiring of hydrodynamic changer and simple frictional transmission can eliminate wiring of frictional transmission to branched flow system with distribution differential at output. (Fig. 9). So come into existence differential controlled frictional transmission (DRTP) with reverse motion ability and ability to realise controlled starting of car. Examples of configuration DRTP are at pict. 10, 11, 12. Comparing of static moment qualifications of classical gearbox CVT and gearbox DRTP is at pict. 13. Gearboxes CVT with hydrodynamic changer oppress engine at starting according to pump qualification of changer.

Gearbox DRTP controlled moment oppresses engine. Controlled oppress moment behaviour is arbitrary workable, for example according to optimal oppress qualification of engine. [L3]. Fig. 15 contains oppress qualification of DRTP and parabolic oppress qualification of hydrodynamic changer CVT. Fig. 16 contains speed behaviour of loaded engine. Time behaviour of driving moments is compared at Fig. 17. Driving moments at input DRTP grows faster. Time behaviour of speed at overtaking to the acclivity is compared ad Fig. 18. Car with gearbox DRTP has better dynamic of motion. Fig. 19 contains trajectory at overtaking to the acclivity.

Fig. 20 contains car speed behaviour at accelerating at plain. Car with gearbox DRTP actives speed 100 km/h in 4,8 sec, and car with gearbox CVT with hydrodynamic gear in 7,5 sec.

## Zusammenfassung

### BEEINFLUSSENDE WIRKUNG DER ANORDNUNG DES GETRIEBES CVT AUF DIE DYNAMIK DER FAHRT EINES FAHRZEUGES

Josef KOREIS, Gabriela KOREISOVÁ, Jan MAZÁNEK

Im Artikel wird die Anordnung der Getriebe Hypertronic CVT und Extroid CVT (Abb. 1, 2, 3) beschrieben, wo die beiden ein gesteuertes Friktionsgetriebe mit einer kommunizierenden Änderung des Übersetzungsverhältnisses und einen hydraulischen Drehmomentwandler beinhalten (Charakteristiken in Abb.5) und dies hat die Unmöglichkeit der Steuerung des Fahrzeuganlaufes durch die Änderungen des Übersetzungsverhältnisses zur Folge.

Zwecks Ermöglichung eines kontinuierlichen Anlaufes des Fahrzeuges wird in klassischen Getrieben CVT vor dem gesteuerten Friktionsgetriebe ein hydrodynamischer Wandler angebracht. Durch Einbau eines hydrodynamischen Wandlers wird der Anlauf, jedoch nicht der Rückgang des Fahrzeuges gelöst. Zur Erzeugung des Rückganges wird im Getriebe Extroid

zwischen dem hydrodynamischen Wandler und gesteuerten Reibungsgetriebe ein Planetenreversiererrreduktor eingelegt. (Schema Abb.2).

Das einfache Friktionsgetriebe hat ein maximales Übersetzungsverhältnis ins Schnelle (Tabelle T1). Um das maximale resultierende Übersetzungsverhältnis des Getriebes CVT in Form eines Einheitsverhältnisses zu erreichen, wird am Ausgang des gesteuerten Friktionsgetriebes ein Verzögerungsreduktor angebracht. (Abb. 2, 4 ).

Der eingebaute hydrodynamische Wandler in den Getrieben CVT verschlimmert die dynamischen Eigenschaften des Fahrzeuges bei seinem Anlauf und auch beim Überholen eines langsameren Fahrzeuges bergauf. Ungünstige Eigenschaften der Serienschaltung des hydrodynamischen Wandlers und einfachen Friktionsgetriebes können durch die Schaltung des Friktionsgetriebes in ein Verzweigungsübertragungssystem mit einem Distributionsdifferential am Ausgang beseitigt werden. (Schema in Abb. 9 ). Dadurch entsteht das gesteuerte Differentialfriktionsgetriebe (DRTP), das reversierungsfähig ist und einen gesteuerten Anlauf des Fahrzeuges ermöglicht. Beispiele der Anordnung von DRTP umfassen die Abbildungen 10, 11, 12. Der Vergleich der statischen Momentcharakteristiken eines klassischen Getriebes CVT und des Getriebes DRTP beinhaltet Abb. 13. Das den hydrodynamischen Wandler beinhaltende Getriebe CVT belastet beim Anlauf den Verbrennungsmotor nach der Pumpencharakteristik des Wandlers.

Das Getriebe DRTP belastet den Verbrennungsmotor durch das gesteuerte Moment. Der Verlauf des gesteuerten Belastungsmoments kann beliebig geformt werden, z. B. entsprechend einer optimalen Belastungscharakteristik des Motors ([L3]). Die Abb. 15 umfasst die durch DRTP gebildete gebrochene Belastungscharakteristik und die parabolische durch den Wandler CVT gebildete Belastungscharakteristik. Der Verlauf der Umdrehungen beim Anlauf des belasteten Motors wird in Abb. 16 dargestellt. Der mit dem Wandler belastete Motor läuft schneller an. Der Zeitverlauf der Getriebemomente wird in Abb. 17 verglichen. Das Getriebemoment am Eingang von DRTP läuft schneller an. In Abb. 18 wird der Vergleich der Zeitverläufe der Fahrtgeschwindigkeit beim Überholen bergauf dargestellt. Das Fahrzeug mit dem Getriebe DRTP weist eine bessere Fahrdynamik nach. In Abb. 19 wird der Verlauf der gefahrenen Bahn beim Überholen bergauf dargestellt.

In Abb. 20 ist der Verlauf der Geschwindigkeit eines Fahrzeuges beim Anlauf auf der ebenen Bahn enthalten: Das Fahrzeug mit dem Getriebe DRTP erreicht einer Geschwindigkeit von 100 km/h innerhalb von 4,8 Sek. und das Fahrzeug mit dem HDM beinhaltenden Getriebe CVT innerhalb von 7,5 Sek.