

SCIENTIFIC PAPERS
OF THE UNIVERSITY OF PARDUBICE

Series B

The Jan Perner Transport Faculty

3 (1997)

ŘÍZENÍ PŘENOSU VÝKONU

Josef KOREIS, Jan MAZÁNEK

Katedra dopravní mechaniky a provozní spolehlivosti

ÚVOD

Přenosem výkonu se obecně rozumí přenášení výkonu volným prostorem, nebo k tomu účelu vytvořeným přenosovým kanálem, od místa zdroje výkonu k místu jeho spotřeby. V pojezdových systémech dopravních prostředků se v běžném provozním režimu přenáší výkon od hnacího motoru na poháněná kola vozidla, kde se využije (spotřebuje) na překonání jízdních odporů.

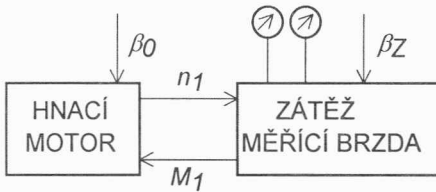
Hnací motor (spalovací, nebo elektrický), je zdrojem mechanického výkonu $L_1 = M_1 \omega_1$. Místo spotřeby výkonu se obecně označuje jako zátěž. Obecná zátěž reprezentuje reálné technické zařízení, které ke své činnosti potřebuje přivést od hnacího motoru výkon $L_Z = M_Z \omega_Z$ (nebo translační $L_Z = F_Z \cdot v_Z$) při proměnných hodnotách výkonových veličin $M_Z \in \langle M_{Zmin}, M_{Zmax} \rangle$ a také $\omega_Z \in \langle \omega_{Zmin}, \omega_{Zmax} \rangle$. Často je $\omega_{Zmin} = 0$, aby bylo možné činnost zátěže zastavit. (Zastavit vozidlo). Hnací motor tvoří výkon $L_1 = M_1 \cdot \omega_1$ rovněž s proměnnými výkonovými veličinami, avšak jejich rozsah je obvykle značně menší, než rozsah proměnných výkonových veličin zátěže. Zcela vyjimečně může být $M_{1max} = M_{Zmax}$ a $\omega_{1max} = \omega_{Zmax}$, např. když zátěž bude tvořena laboratorní brzdou, na které je možné nastavit libovolnou hodnotu M_Z tak, aby podmínka $M_Z = M_1$ byla splněna.

1. HNACÍ MOTOR ZATÍŽENÝ LABORATORNÍ BRZDOU

Při shodných hodnotách výkonových veličin hnacího motoru a zátěže je systém přenosu výkonu od motoru k zátěži tvořen pouze spojovacím hřídelem, s jednotkovým převodovým poměrem i jednotkovou účinností. Na obr.1 je takové nejjednodušší uspořádání systému přenosu výkonu blokově naznačeno. Hnací motor je zdrojem otáček $n_1 = \omega_1 / 2\pi$.

Brzda je zdrojem zatěžovacího momentu $M_Z = M_1$. Hnací motor sám o sobě, odpojený od zátěže, není schopen vytvořit nenulový točivý moment. Teprve při zatížení zatěžovacím momentem M_Z , generovaným zátěží, vytvoří motor stejně velký moment $M_1 = M_Z$.

Laboratorní brzda, určená k měření momentových charakteristik, je regulační stroj generující řízený zatěžovací moment M_Z . Velikost zatěžovacího momentu M_Z se nastavuje řídicím parametrem brzdy β_Z .



n_1 - výstupní veličina hnacího motoru

M_1 - výstupní veličina zátěže

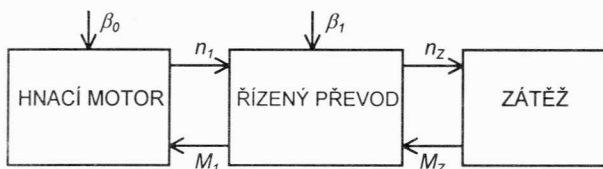
Obr.1 Připojení hnacího motoru k měřicí brzdě

Je-li i hnací motor regulační (např. spalovací), potom frekvence jeho otáček $\omega_1 = 2\pi n_1$ se řídí nastavením řídicího parametru motoru β_0 . Za reprezentativního představitele všech hnacích motorů je účelné zvolit naftový spalovací motor, vybavený vstřikovacím zařízením pro distribuci paliva s tzv. výkonnostním regulátorem. Řídicím parametrem naftového spalovacího motoru je bezrozměrná poloha (nebo úhel natočení) ovládací páky na vstřikovacím zařízení $\beta_0 = \varphi / \varphi_{max} = x / x_{max}$, $\beta_0 \in (0, 1)$, kterou se nastavuje předpětí pružiny na roztěžníku odstředivého regulátoru.

Nastavením určité konstantní hodnoty β_{0k} (např. $\beta_{0k} = 0,8$) je nastavena požadovaná hodnota řízených otáček n_{1R} , které má regulátor udržovat konstantní. Regulátor měří skutečné otáčky n_1 a porovnává je s nastavenou požadovanou hodnotou n_{1R} . Při překročení požadované hodnoty n_{1R} o přírůstek otáček $\Delta n_R = n_1 - n_{1R}$, úměrně k tomuto přírůstku sníží regulátor množství paliva dodávaného vstřikovacím zařízením. Jedná se tedy o proporcionální regulátor otáček, pracující s trvalou statickou odchylkou řízené veličiny od požadované hodnoty v novém ustáleném stavu. Velikost statické odchylky Δn_R je závislá na velikosti zatěžovacího momentu. Výsledkem činnosti výkonnostního regulátoru jsou potom strmé části momentových charakteristik, odpovídající různým konstantním hodnotám regulačního parametru β_0 . (Obr.2). Každé konstantní hodnotě řídicího parametru β_0 při určité konstantní hodnotě zatěžovacího momentu M_1 , odpovídají určité konstantní otáčky n_1 . Při konstantních výkonových veličinách pracuje motor v rovnovážném stavu. V momentové charakteristice v pevném pracovním bodě P_{11} , jehož poloha je určena souřadnicemi M_1, n_1 .

Nastavením maximální hodnoty regulačního parametru $\beta_0 = 1$ se regulátoru předepisuje udržovat na konstantní hodnotě maximální otáčky $n_{1Rmax} = n_{1max}$, při kterých motor zatížený momentem $M_Z = M_{1L}$ má maximální výkon $L_{1max} = M_{1L} \cdot n_{1max}$. (a bude pracovat v bodě P_{1L}). Když při nastavení $\beta_0 = \beta_{max} = 1$ bude zatěžovací moment nulový, pak bude maximální statická odchylka Δn_{1Rmax} a motor bude mít tzv. přeběhové otáčky $n_{1P} = n_{1max} + \Delta n_{1Rmax}$ v pracovním bodě P_0 , kde vstřikovací zařízení dodává minimální množství paliva, potřebné jen na krytí vnitřních pasivních momentů samotného motoru.

(Přeběhové otáčky je možné změřit jen na motoru odpojeném od brzdy, protože každá brzda při nastavení $\beta_2 = 0$ má nenulové vnitřní pasivní momenty. I hydraulická brzda bez vody brzdí ventilačními momenty rotujících lopatkových kol.)



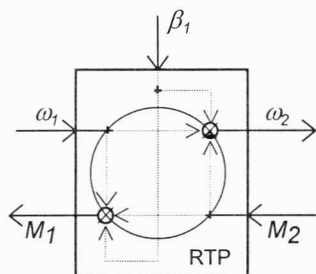
Obr.3 Přenosový systém s vloženým převodem.

Zřejmě při M_{Zmax} musí být na převodovém systému nastaven převodový poměr i_{min} , aby byl motor zatěžován přijatelnou hodnotou $M_1 = i_{min} \cdot M_{Zmax}$. Potom ale zátěž bude mít minimální otáčky $n_{Zmin} = i_{min} \cdot n_1$.

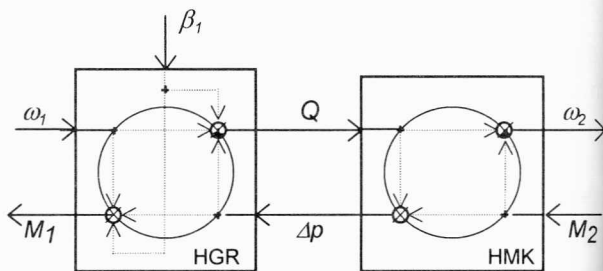
Provoz zařízení, které zátěž reprezentuje, vyžaduje aby při minimálním zatěžovacím momentu byly na vstupu zátěže maximální možné otáčky $n_{Zmax} = i_{max} \cdot n_{1max}$. Hnací motor potom bude zatížen momentem $M_{1L} = i_{max} \cdot M_{Zmin}$ a bude pracovat s maximálním výkonem v bodě P_{1L} . Převodový systém musí být dimenzovaný na přenášení maximálního výkonu hnacího motoru a musí dokázat realizovat nejméně dva převodové poměry i_{min} a i_{max} .

Při i_{max} , n_{Zmax} , M_{Zmin} , bude samozřejmě hnací motor pracovat s maximálním výkonem $L_{1max} = \omega_1 \cdot M_{1L}$. Je přirozené požadovat, aby i při M_{Zmax} , i_{min} , n_{Zmin} (i při libovolném jiném zatížení v rozsahu od M_{Zmin} do M_{Zmax}), pracoval hnací motor také s maximálním výkonem. Z toho plyne, že v určitém rozsahu zatížení má být přenášeny výkon konstantní.

Jestliže má hnací motor trvale pracovat s konstantním maximálním výkonem, musí převodový mechanismus měnit převodový poměr spojitě od i_{min} do i_{max} . Převodový systém vložený mezi motor a zátěž musí obsahovat říditelný (regulační) převodový prvek, který spojitou změnu převodového poměru umožní. Kromě řízených elektrických trakčních systémů jsou vhodnými říditelnými převodovými prvky třecí převody a hydrostatické převody. Jejich obecný model ve formě orientovaného ohodnoceného grafu vnitřních vazeb je na obr.4. a obr.5.



Obr. 4 Model řízeného třecího převodu.



Obr. 5 Model hydrostatického převodu s regulačním hydrogenerátorem.

Třecí převod realizuje pouze přenos výkonu a transformaci výkonových veličin bez změny druhu nositele energie. Pro řízení je možné využít jen přímé měření vnějších mechanických výkonových veličin. Hydrostatický převod je složený z regulačního hydrogenerátoru HGR a neregulačního hydromotoru HMK. Realizuje přenos a transformaci výkonu se změnou druhu nositele energie (v HGR z mechanického na hydraulický a v HMK zpět z hydraulického na mechanický). Proto lze u hydrostatických převodů očekávat poněkud horší účinnost než u třecích. Dobrá účinnost je u hydrostatických převodů zabezpečena vysokou koncentrací přenášeného výkonu a vysokou napjatostí hydraulického nositele

energie. U třecích převodů může být účinnost lepší jen tehdy, když v místě styku třecích elementů bude srovnatelná koncentrace přenášeného výkonu. Pro řízení výkonu je možné využít měření hydraulických výkonových veličin. Zejména přímé měření tlaku je v řídicích prvcích nejuvhodnější způsob přenosu, transformace a distribuce potřebných informací.

U motorových vozidel je výkon zátěže totožný s jízdním výkonem vozidla, pro který platí $L_Z = F_T \cdot v$, kde F_T je tažná síla vozidla a v je rychlost jízdy vozidla. Dosažitelná maximální tažná síla vozidla je limitována součtem dosažitelných adhezních sil na poháněných kolech vozidla.

Pro adhezní sílu na poháněném kole platí $F_{ak} = G_k \cdot \varphi_k$, kde G_k je složka celkové tíže vozidla připadající na dané kolo a φ_k je koeficient adheze v místě styku kola s vozovkou. Teoretická maximální hodnota koeficientu adheze je $\varphi_{max} = 1$ a maximální hodnota dosažitelné tážné síly vozidla potom je $F_{Tmax} = \sum F_a = \sum G_k$, při počtu poháněných kol k . Když budou poháněna všechna kola vozidla, pak maximální dosažitelná tažná síla bude totožná s jeho celkovou tíží G .

Tažná síla vozidla je určena součtem vnějších zatěžovacích sil, které jsou na vlastnostech vozidla nezávislé. Vnější zatěžovací síly mohou růst teoreticky až do nekonečna. Tažná síla vozidla nikoliv; její maximální hodnota je omezena okamžitými adhezními podmínkami. Jakmile součet vnějších zatěžovacích sil překročí hodnotu adhezní síly, začnou kola vozidla prokluzovat a vozidlo se zastaví. Stojící vozidlo s prokluzujícími koly (např. opřené o skálu) stále vyvíjí maximální tažnou sílu na mezi adheze, která však na překonání vnějších zatěžovacích sil nestačí.

Vnější zatěžovací síly jedoucího vozidla jsou dány součtem jízdních odporů, pro které platí obecně:

$$F_T = \sum W = k_1 \cdot v + k_2 \cdot v^2 + k_3 \cdot G + F_Z \pm G \cdot \sin \alpha \pm m \cdot \frac{dv}{dt}, \quad (1)$$

kde $W(v) = k_1 \cdot v + k_2 \cdot v^2$ jsou aerodynamické jízdní odpory závislé na rychlosti jízdy.

$k_3 \cdot G$ - odpor valení kol po vozovce (terénu) závislý na tíži vozidla G a deformaci kola i vozovky v místě styku.

F_Z - vnější zatěžovací síla tvořená např. u pracovních mobilních strojů (nakladačů a dozerů) odporem proti rozrušení zeminy na břitu pracovního nástroje, nebo u tahačů jízdními odpory přívěsu.

$G \cdot \sin \alpha$ - složka tíže vozidla do směru jízdy při jízdě vozidla do svahu kladná, při jízdě vozidla se svahu záporná.

$m \cdot dv/dt$ - setrvačná síla úměrná hmotnosti vozidla $m=G/g$ a zrychlení dv/dt , při zrychlování vozidla kladná, při zpomalování vozidla záporná, při konstantní rychlosti nulová.

Je zřejmé, že součet jízdních odporů může být nulový a převod může být zatěžován nulovým momentem pouze tehdy, když vozidlo pojedje se svahu dolů, nebo když se rozjeté vozidlo začne zpomalovat. (při brzdění motorem).

Za maximální rychlost vozidla se považuje konstantní (ustálená) rychlost, dosahovaná s maximálním výkonem motoru při jízdě vozidla po rovině. V tom případě poháněná kola přenášejí minimální tažnou sílu, danou minimálními jízdními odpory. Pro minimální tažnou sílu při maximální rychlosti jízdy platí:

$$F_{Tmin} = \sum W_A = k_1 \cdot v_{max} + k_2 \cdot v_{max}^2 + k_3 \cdot G \quad (2)$$

Převažující složkou F_{Tmin} jsou aerodynamické odpory závislé na rychlosti jízdy. Valivé odpory $k_3 \cdot G$ jsou výrazně menší. Jízdní režim bude realizovaný v pracovním (rovnovážném) bodě $A[F_{Tmin}, v_{max}]$. Převodový systém bude nastavený na maximální hodnotu převodového poměru $i = i_{max}$, ($\beta_1 = 1$). U převodových systémů pro silniční vozidla má obvykle maximální převodový poměr hodnotu $i_{max} = 1$. (Tak jako v mechanických několikastupňových převodovkách nejvyšší převodový stupeň). Bez uvážení vlivu účinnosti převodového systému potom pro teoretický přenášený výkon v bodě A platí:

$$L_A = F_{Tmin} \cdot v_{max} = M_{2min} \cdot \omega_{2max} = M_{1L} \cdot \omega_{1max} = L_{1max} \quad (3)$$

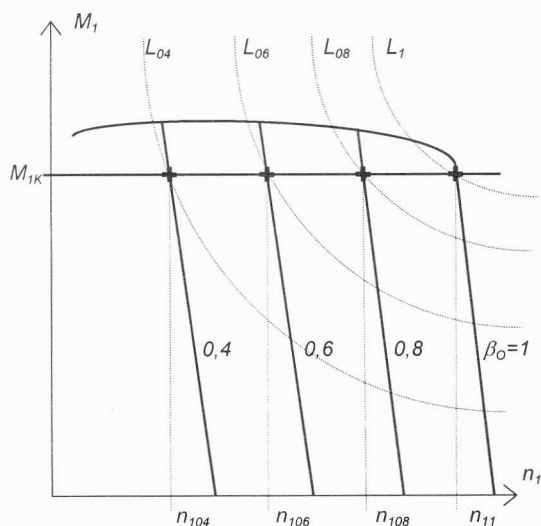
kde při $i_{max} = 1$ je: $M_{2min} = M_{1L}$ a $\omega_{2max} = \omega_{1max}$.

U silničních motorových vozidel při $i_{max} = 1$ nikdy není výstupní strana převodového systému zatížena menším momentem jako je $M_{2min} = M_{1L}$.

Maximální rychlost jízdy vozidla je při jeho návrhu parametr zadaný. Při jízdě vozidla maximální rychlostí po rovině je skutečný jízdní výkon $L_Z = F_{tmin} \cdot v_{max} = L_{1max} \cdot \eta_{cpA}$.

Maximální výkon hnacího motoru je potom $L_{1max} = F_{tmin} \cdot v_{max} / \eta_{cpA}$, kde η_{cpA} je celková účinnost převodového systému při výkonových parametrech v pracovním bodě A.

To je třeba mít na paměti, když účinnosti převodového systému jsou závislé na okamžité hodnotě realizovaného převodového poměru. Např. převodové systémy obsahující hydrodynamický měnič mají účinnost výrazně závislou na převodovém poměru a hodnotu $i_{max} = 1$ dosahují až při nulovém zatížení turbíny. (Při $M_2 = 0$). Při $M_{2min} = M_{1L}$ pracuje hydrodynamický měnič ve spojivém bodě s převodovým poměrem i_S a celkovou účinností $\eta_S = i_S = 0,6 \div 0,7$. (Čím větší je násobnost měniče, tím horší je jeho účinnost ve spojivém bodě.)



Obr.6 Naftový motor zatížený konst. momentem

s momentovými charakteristikami, vykreslenými pro různé konstantní hodnoty řídicího parametru od $\beta_{0k} = 0,4$ až do $\beta_{0k} = 1$. Různým konstantním hodnotám β_{0k} odpovídají různé

Když je možné alespoň v nějakém omezeném rozsahu převodových poměrů od i_{pmin} do i_{pmax} považovat účinnost převodového mechanismu za konstantní, potom v tomto převodovém rozsahu je možné udržovat konstantní i výkon zátěže na výstupním hřídeli převodu L_Z i výkon motoru na vstupním hřídeli převodu $L_1 = L_Z / \eta_{cpk}$. Potom lze konstantní výkon hnacího motoru realizovat v pevném pracovním bodě, při konstantním momentu M_{1k} a konstantních otáčkách n_{1k} , neboť každý hnací motor zatížený konstantním momentem pracuje s konstantními otáčkami. U spalovacího motoru lze tyto konstantní otáčky nastavit jeho řídicím parametrem β_0 .

Rovnovážné pracovní body jsou v průsečících přímkou $M_{1k} = konst.$

konstantní otáčky n_{1k} a také různé konstantní výkony L_{1k} . Nastavením požadované hodnoty řídicího parametru β_0 na spalovacím motoru, nastavuje řidič vozidla odpovídající otáčky motoru, stále při konstantním momentu M_{1k} .

Konstantní moment M_{1k} se řídí změnami regulačního parametru převodu β_1 , podle změn proměnného momentu M_2 , kterým zátěž zatěžuje převod.

Se stejným (maximálním) výkonem motoru jako při překonávání minimálních jízdních odporů maximální rychlostí vozidla, lze maximální jízdní odpory překonávat jen minimální rychlostí jízdy. Pro maximální tažnou sílu při minimální (konstantní) rychlosti jízdy platí:

$$F_{Tmax} = \sum W_B = k_1 \cdot v_{min} + k_2 \cdot v_{min}^2 + F_{ZGmax} \quad (4)$$

kde $F_{ZGmax} = k_3 \cdot G + F_{Zmax} + G \cdot \sin \alpha_{max}$ je převažující složka zatěžovací síly, nezávislá na rychlosti jízdy.

Jízdní režim bude realizovaný v pracovním bodě B [F_{Tmax}, v_{min}]. V převodovém systému bude nastavena minimální hodnota převodového poměru $i=i_{min} (\beta_1 = \beta_{1min})$ a převod bude zatěžovat hnací motor momentem $M_{1L} = i_{min} \cdot M_{2max}$. (Tomu v mechanické stupňové převodovce odpovídá zařazení prvního převodového stupně.)

Pro přenášený teoretický výkon v pracovním bodě B platí:

$$L_B = F_{Tmax} \cdot v_{min} = M_{2max} \cdot \omega_{2min} = M_{1L} \cdot \omega_{1max} = L_{1max} = konst. \quad (5)$$

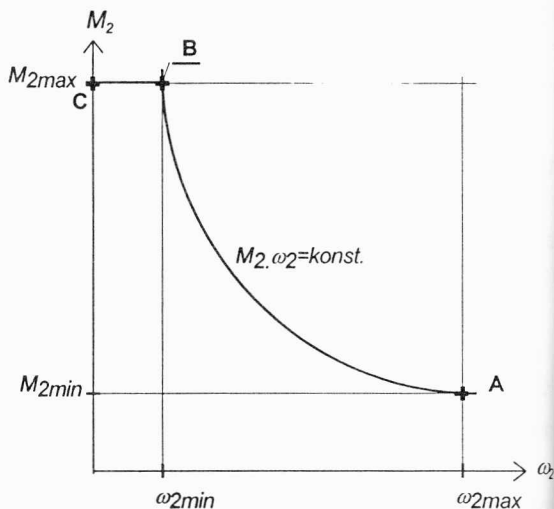
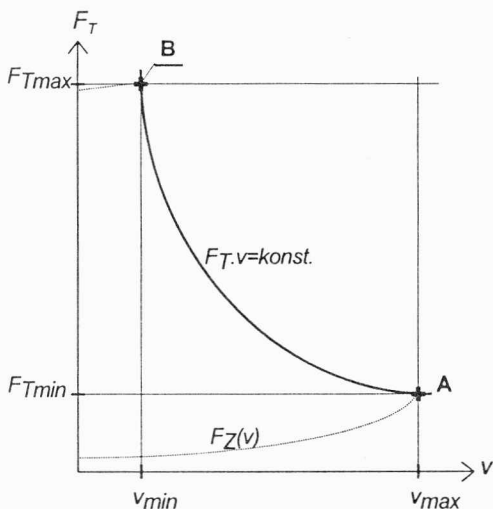
Polohy pracovních bodů A a B v souřadnicích teoretického jízdního výkonu vozidla F_T a v jsou naznačeny v obr.7. Protože v těchto bodech jsou stejné teoretické výkony $L_A = L_B = L_{1max}$, lze je spojit ideální hyperbolou přenášeného konstantního výkonu. Tato hyperbola v souřadnicích F_T, v , představuje ideální trakční charakteristiku vozidla. Na obr.8. je stejná ideální hyperbola zakreslená v souřadnicích M_2, ω_2 , kde představuje výstupní vazbovou charakteristiku ideálního převodového prvku. Ideální převodový prvek pracuje s jednotkovou účinností v celém rozsahu otáček $n_2 \in \langle 0, n_{2max} \rangle$ od bodu A až do bodu C.

Přenos konstantního výkonu je možný pouze v omezeném rozsahu. Omezení je dáno rozsahem spojitě proměnného převodového poměru, ve kterém lze účinnost převodového mechanismu považovat za konstantní. Pro hodnocení schopnosti převodu přenášet konstantní výkon se používá bezrozměrný porovnávací parametr, nazývaný „regulační rozsah“. Regulační rozsah převodového systému libovolného druhu je definován poměrem:

$$R_p = \frac{i_{pmax}}{i_{pmin}} = \frac{n_{2max}}{n_{2min}} = \frac{M_{2max}}{M_{2min}} = \frac{M_{2max} \cdot n_{2max}}{M_{2min} \cdot n_{2max}} = \frac{LRP}{L_{1k} \cdot \eta_{pk}} \quad (6)$$

kde $LRP = M_{2max} \cdot \omega_{2max}$ je tzv. rohový (zdánlivý) výkon převodového prvku se spojitě proměnným převodovým poměrem. Některé druhy regulačních přenosových prvků (např. regulační hydrogenerátory) mohou rohový výkon bez problémů reálně přenášet při $\beta_{1max} = 1$ a jiné, (obvykle převodové prvky se spojitě proměnným převodovým poměrem závislým na zatížení bez vnějšího regulačního parametru β_1 , např. hydrodynamické měniče) za žádných okolností rohový výkon nepřenášejí. Pro ně potom platí, že rohový výkon L_{PR} je zdánlivý výkon převodového prvku.

Název „rohový výkon“ zavedli Thoma a Molly pro regulační hydrostatické převodníky (hydrogenerátory a hydromotory) řízené na konstantní přenášený výkon.



Obr. 7 Ideální trakční charakteristika vozidla. **Obr. 8** Výstupní vazbová charakteristika ideálního převodového systému.

Regulační rozsah R_p realizovaný jedním regulačním převodovým prvkem zařazeným do převodového mechanismu, (např. třecím převodem) nemusí stačit na pokrytí celkového regulačního rozsahu zátěže, který je u vozidla dán poměrem:

$$R_z = \frac{M_{Z \max}}{M_{Z \min}} = \frac{n_{Z \max}}{n_{Z \min}} = \frac{F_{T \max}}{F_{T \min}} = \frac{v_{\max}}{v_{\min}} = \frac{F_{T \max} \cdot v_{\max}}{F_{T \min} \cdot v_{\max}} = \frac{L_{RZ}}{L_1 \cdot \eta_{cp}} \quad (7)$$

kde $L_{RZ} = F_{T \max} \cdot v_{\max}$ je rohový výkon trakční charakteristiky vozidla a zdánlivý maximální jízdní výkon vozidla, se kterým vozidlo nikdy nepojede. Vozidlo může jezdit s konstantním jízdním výkonem $L_{Zk} = F_{T \max} \cdot v_{\min} = F_{T \min} \cdot v_{\max} = F_T \cdot v = L_1 \cdot \eta_{cp} = konst.$

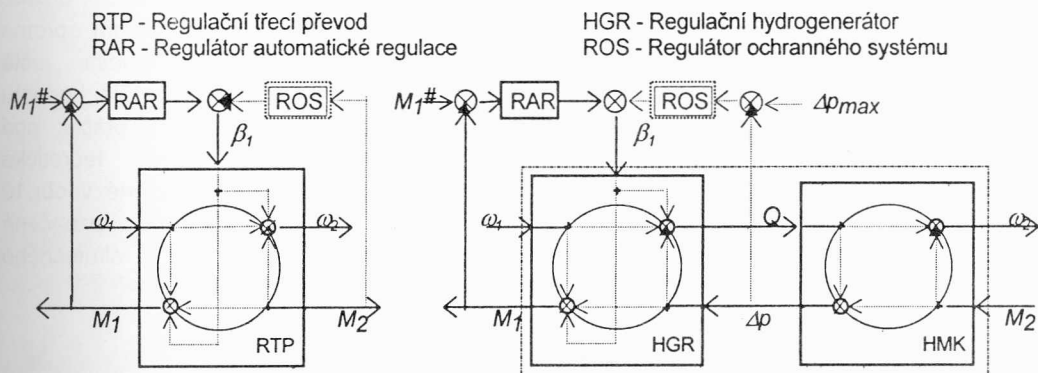
Aby se konstantní přenášený výkon rozvinul do trakční hyperboly s požadovaným celkovým regulačním rozsahem zátěže $R_z > R_p$, je třeba malý regulační rozsah převodového prvku rozšířit vhodným technickým opatřením. Nejčastěji kombinací s mechanickými převody, např. sériovým připojením stupňové převodovky.

3. MOŽNOSTI ŘÍZENÍ PŘENOSU VÝKONU A ZATÍŽENÍ HNACÍHO MOTORU

Požadovaný druh řízení přenosu výkonu je řízení na konstantní přenášený výkon a to takovým způsobem, že na spalovacím motoru je udržován konstantní výkon $L_1 = \omega_1 \cdot M_1 = konst.$ při konstantních parametrech $\omega_1 = konst.$, $M_1 = konst.$ a na výstupu převodu je udržován konstantní součin proměnných výkonových veličin $\omega_2 \cdot M_2 = konst.$ Přitom oba konstantní výkony (na vstupu i výstupu převodového systému) mohou být deformovány nekonstantní účinností. Rozložení účinností mezi vstupní a výstupní výkon převodu je závislý na druhu použitého řídicího systému.

3.1. Klasický obvod automatické regulace.

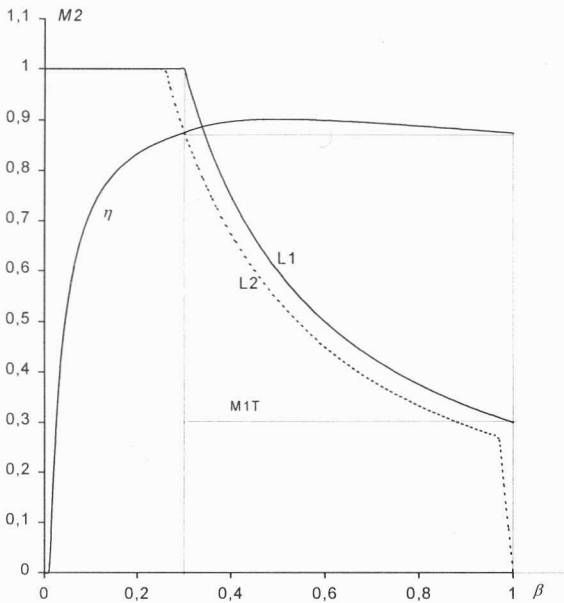
Skutečný výstupní výkon má hodnotu $L_2 = M_2 \cdot \omega_2 = M_1 \cdot \omega_1 \cdot \eta_C$, tedy, když systém řízení konstantního výkonu udržuje na konstantní hodnotě (přesně) moment $M_{1K} = M_{1T} / \eta_M$ a celá účinnost η_C deformuje jen výstupní výkon L_2 . Aby bylo možno udržovat řídicím systémem na konstantní hodnotě skutečný moment M_1 , musí se tento moment měřit, změřená hodnota se porovnává s nastavenou požadovanou hodnotou $M_1^\#$ a rozdíl mezi změřenou a požadovanou hodnotou se vede na vstup regulátoru RAR. Tak pracuje klasický obvod automatické regulace, s regulátorem zapojeným v uzavřené záporné zpětnovazební smyčce podle obr.9.



Obr.9 Obvody automatické regulace s regulátorem RAR ve zpětné vazbě

Požadovaná hodnota řízeného momentu se obvykle volí $M_1^\# = M_{1L} = M_{2min}$, aby spalovací motor pracoval s maximálním výkonem a vozidlo dosahovalo maximální rychlost v rovnovážném bodě A. (V charakteristikách na obr.7 a 8). Vozidlo samozřejmě nejede stále maximální rychlostí. Ke snížení rychlosti jízdy stačí na spalovacím motoru snížit hodnotu řídicího parametru β_0 a tím předvolit menší výkon i menší otáčky motoru, kterým odpovídá menší rychlost jízdy. (Viz pracovní body v obr.6). Nastavená hodnota $M_1^\#$ se měnit nemusí, ale může. Při sníženém výkonu motoru lze polohu pracovních bodů optimalizovat, jak je ukázáno v kapitole 4.

V uzavřené zpětnovazební smyčce vzniká cirkulace informace a při velkém zesílení regulátoru potom může snadno nastat nestabilní proces řízení. Klasický obvod automatické regulace udržuje měřenou (řízenou) veličinu M_1 na požadované (konstantní) hodnotě s libovolnou přesností nezávisle na všech poruchových veličinách. Tedy také nezávisle na změnách momentové účinnosti a velikosti proměnného momentu M_2 , kterým zátěž zatěžuje řízený převod. Samozřejmě není možné, udržovat konstantní výkon na obou stranách převodu. Jestliže je na vstupní straně udržován vstupní výkon L_1 konstantní (přesně) je výstupní výkon $L_2 = L_1 \cdot \eta_C$ deformován nekonstantní celkovou účinností a o ztráty výkonu celého převodového mechanismu je menší, než konstantní výkon hnacího motoru, jak je to ukázáno na obr.10.



Obr. 10 Řízení výkonu automatickou regulací

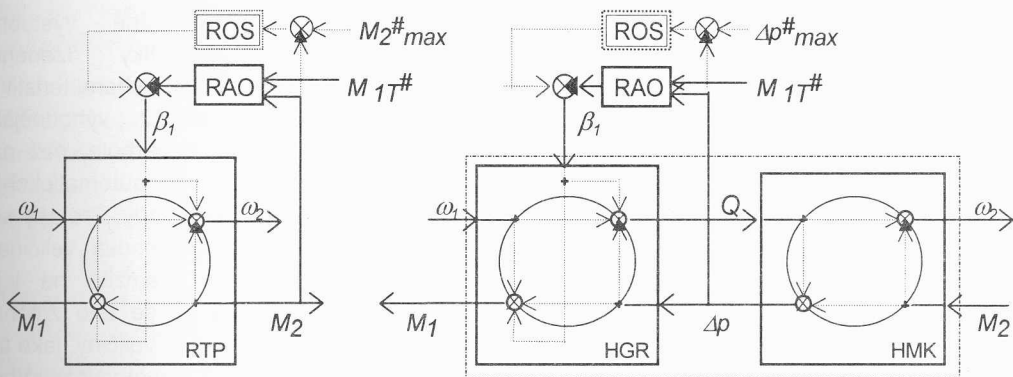
3.2 Obvody automatického ovládání

V současné době se stále více využívá jiný způsob řízení, známý z dřívějšího jako automatické ovládání s měřením rozhodující poruchové veličiny. Tou je v daném případě zatěžovací moment M_2 generovaný zátěží (nebo jemu úměrná nějaká vnitřní stavová veličina řízeného převodu, - u hydrostatických převodů tlak pracovní kapaliny). Řízení vybrané řízené veličiny se uskutečňuje realizací matematického modelu závislosti řízené veličiny na měřené poruchové veličině a řídicím parametru β_1 .

Přesnost řízení je dána přesností matematického modelu a přesností jeho realizace. Pro moment M_1 , kterým libovolný řízený převod zatěžuje hnací motor platí obecný matematický model řízení ve tvaru $M_1 = A_g \cdot M_2 \cdot \beta_1 / \eta_M = konst$, kde A_g je obecný charakteristický geometrický faktor, u konkrétního typu převodu daný jeho rozměry a η_M je momentová (mechanická) účinnost převodu, která je závislá na všech třech vstupních veličinách $\rightarrow \eta_M = f(M_2, \beta_1, n_1)$.

Přesnou realizací tohoto matematického modelu se dosáhne stejný výsledek řízení jako na obr.10, za předpokladu že se bude měnit jen měřená poruchová veličina M_2 a ostatní (slabé) poruchové veličiny jako je teplota, viskozita, stav mazání, opotřebenění atp. budou buď konstantní, nebo se budou měnit tak pomalu že jejich vliv je možné eliminovat změnou nastavení požadované hodnoty řízené veličiny. Přesná realizace přesného matematického modelu je náročná a často nežádoucí. Také v daném případě je výhodnější realizovat jednodušší matematický model řízení teoretického momentu na konstantní hodnotu ve tvaru $M_{1T} = A_g \cdot M_2 \cdot \beta_1 = konst$. Skutečný moment, kterým řízený převod bude zatěžovat hnací motor potom bude proměnný a větší jako teoretický. Jeho hodnota bude $M_1 = M_{1T} / \eta_M = M_{1T} + \sum \Delta M_{ZP}$. Pasivní momenty převodového systému budou také zatěžovat hnací motor a proto se k teoretické hodnotě M_{1T} musí přepočítat.

Na obr.10 je také naznačen způsob určení využívaného regulačního rozsahu převodového prvku z průběhu jeho celkové účinnosti. Průběh účinnosti je závislý na volbě regulačního rozsahu. Konstantní hodnota účinnosti se volí stejně velká jako je účinnost při maximálních parametrech. Čárkovaně nakreslená přímka takto určené konstantní účinnosti potom protne skutečný průběh účinnosti ještě v jednom bodě, který určuje hodnotu minimálních teoretických otáček pod levým koncovým bodem teoretické trakční hyperboly, vynesené v obr.10 plnou čarou. Čárkovaně naznačená křivka je průběh skutečného výstupního výkonu.



Obr. 11 Obvody automatického ovládání s regulátorem RAO v paralelní vazbě

U třetího převodu je měřenou rozhodující poruchovou veličinou zatěžovací moment M_2 a statický matematický model řízení je ve tvaru $M_{1T} = A_1 \cdot M_2 \cdot \beta_1 = M_{1T}^* = konst.$ Pro teoretický moment, kterým řízený hydrogenerátor zatěžuje spalovací motor platí:

$$M_{1T} = \frac{V_{g1}}{2\pi} \cdot \beta_1 \cdot \Delta p = \frac{V_{g1}}{V_{g2}} \cdot \beta_1 \cdot M_2 \quad \text{kde } \Delta p = \frac{2\pi}{V_{g2}} \cdot M_2 \quad \text{tvoří hydromotor.}$$

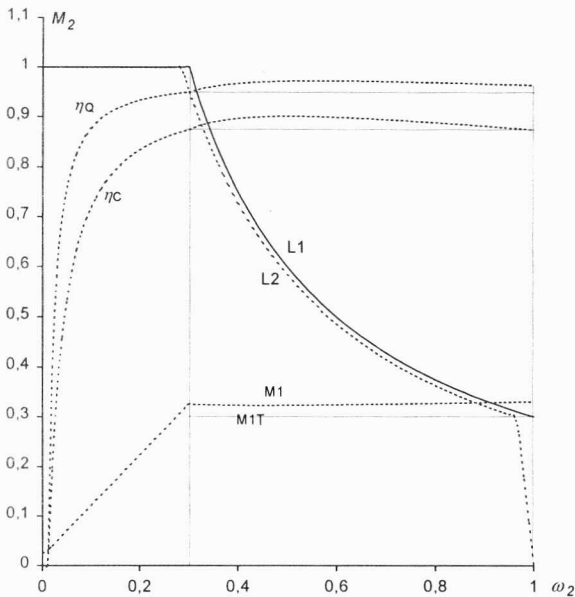
Statický matematický model řízení HGR potom je $M_{1T} = A_{HG} \cdot \beta_1 \cdot \Delta p = M_{1T}^* = konst.$ Rozhodující poruchovou veličinou je vždy ta výkonová veličina, která vystupuje v matematickém modelu řízení. To je v daném případě tlakový spád v hydraulickém obvodu. Protože v nízkotlaké větvi je tlak trvale konstantní, mění se v závislosti na zatěžovacím momentu M_2 pouze pracovní tlak ve vysokotlaké větvi. Matematický model pro řídicí veličinu je ve tvaru:

$$\beta_1 = \frac{2\pi \cdot M_{1T}^*}{V_{g1} \cdot \Delta p} = \frac{konst.}{\Delta p}$$

Pro jeho realizaci stačí měřit jedním snímačem jeden tlak, což je podstatně jednodušší, jako provozní měření momentu.

Pro výstupní výkon platí obecně: $L_2 = M_2 \cdot \omega_2 = M_1 \cdot \omega_1 \cdot \eta_C$. Při řízení $M_{1T} = konst.$ je skutečný moment $M_1 = M_{1T} / \eta_M$ a celková účinnost se rozdělí mezi vstupní a výstupní výkon převodu. Výstupní výkon potom je $L_2 = M_{1T} \cdot \omega_1 \cdot \eta_n = konst \times \eta_n$, neboť celková účinnost je $\eta_C = \eta_M \cdot \eta_n$, kde η_n je otáčková (kinetická) účinnost převodu.

Průběh bezrozměrných charakteristik takto řízeného převodu (systémem automatického ovládání) je naznačen na obr. 12.



Obr. 12 Řízení výkonu automatickým ovládáním

výkon je třeba použít ještě jeden řídicí systém, který bude chránit převod proti přetížení momentem M_2 větším, jako je hodnota M_{2max} , na kterou je převod dimenzovaný. To vyžaduje řízení na $M_{2max} = konst.$ z pracovního bodu B do pracovního bodu C. Zátěž generuje zatěžovací moment M_2 s hlediska převodu jako vnější veličinu libovolné hodnoty, která je nezávislá na vlastnostech převodu a může nabývat hodnoty větší jako je M_{2max} . V takovém případě musí ochranný řídicí systém vynulovat řídicí parametr převodu β_1 a tím zastavit pohyb zátěže.

3.3 Ochranný řídicí systém

Chrání systém přenosu výkonu proti přetížení řízením M_{2max} na konstantní hodnotu snižováním hodnoty β_1 až na nulu a tím se snižují až na nulu také veličiny n_2 a M_{1T} (obr.10), stále při konstantních hodnotách M_{2max} a n_{1k} . Snižování momentu M_1 při přetížení převodu má zásadní význam pro energetickou náročnost provozu, zejména u vozidel a u mobilních pracovních strojů zvláště. Při $M_2=M_{2max}$ a $n_2=0$ je výstupní výkon nulový. U vozidla je to tak, že při $F_T = F_{Tmax}$ a $v=0$ vozidlo stojí a kola přenášejí maximální tažnou sílu na mezi adheze. Jízdní výkon je přitom nulový.

Není žádný důvod na to, aby při tomto stavu přetížení vozidla, musel pracovat hnací motor s maximálním výkonem jenom proto, že nevhodný převodový prvek to potřebuje na vytvoření M_{2max} . (tak pracuje např. hydrodynamický měnič). Řízený převodový prvek při přetížení momentem M_{2max} a $n_2=0$ zatěžuje hnací motor teoreticky nulovým momentem M_{1T} . (obr.10). Ve skutečnosti minimálním momentem $M_1 = M_{1T} + \Sigma \Delta M$ potřebným pouze na krytí pasivních momentů převodového prvku. při jeho maximálním momentovém zatížení

Průběh skutečné výstupní vazbové charakteristiky řízeného převodu (i trakční charakteristiky vozidla) je na obr.12. výhodnější, bližší k teoretické hyperbole, než na obr.10. Systém automatického ovládání má další výhody. Protože se měří rozhodující poruchová veličina, reaguje regulátor okamžitě na její změnu a nečeká až se tato změna projeví změnou řízené veličiny, jako to je u klasického zpětnovazebního obvodu. Regulátor je v obvodu automatického ovládání připojen k řízenému objektu paralelně, bez uzavřené zpětnovazební smyčky a proto je obvod automatického ovládání vždy stabilní.

Z průběhu charakteristik na obr.10 a obr.12 i z průběhu teoretické charakteristiky na obr.8 plyne, že kromě řízení na konstantní přenášený

(obr.12). Hnací motor pak pracuje odlehčený, s maximálními otáčkami, (pokud je obsluha nesníží na volnoběžné snížením β_0 .)

Řízení na konstantní hodnotu M_{2max} je v činnosti i při rozběhu vozidla, který až do hodnoty v_{min} (n_{2min}) probíhá s maximálně možným konstantním zrychlením, daným konstantní a maximální tažnou silou vozidla $F_{Tmax} = m \cdot a_{max} = konst.$ na mezi adheze. Řízení na konstantní maximální zatěžovací moment se řeší klasickým obvodem automatické regulace s měřením řízeného momentu M_2 a regulátorem v záporné zpětné vazbě.

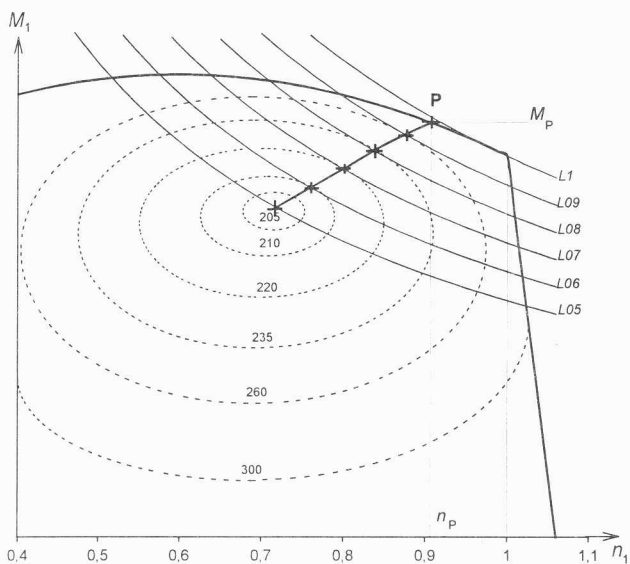
V obr.9 a obr.11 jsou obvody ochranného řídicího systému naznačeny čárkovaně. U třecího převodu se musí měřit skutečný zatěžovací moment M_2 , měřená hodnota se porovnává s požadovanou hodnotou M_{2max} a jejich rozdíl (regulační odchylka) se vede na vstup regulátoru ochranného systému ROS. U hydrostatického převodu stačí měřit vysoký tlak p_V a chránit celý systém přenosu výkonu proti přetížení omezením jeho růstu nad hodnotu p_{Vmax} . V řídicích obvodech automatické regulace výkonu a automatické ochrany proti přetížení (na obr.9) je třeba vždy měřit dvě výkonové veličiny.

Celý řídicí systém (na obr.11), tvořený řízením momentu M_{1T} na libovolnou (nastavitelnou) konstantní hodnotu obvodem automatického ovládání a řízením momentu M_2 na pevně nastavenou maximální konstantní hodnotu klasickým zpětnovazebním obvodem automatické regulace, vystačí s měřením jediné veličiny. Tou je u třecích převodů moment M_2 , a u hydrostatických převodů tlak p_V v hydraulickém obvodu.

Snímač tlaku, používaný u hydrostatických převodů, je podstatně jednodušší jako provozní snímač momentu, potřebný pro řízení třecích regulačních převodů. Proto se popsany způsob řízení u hydrostatických převodů běžně používá v pojízdných systémech mobilních pracovních strojů, avšak u třecích převodů, pokud jsou použity v motorovém vozidle (např. Subaru) je řídicí systém založen na měření otáček, které je jednodušší jako provozní měření momentu.

4. OPTIMALIZACE ZATÍŽENÍ SPALOVACÍHO MOTORU

Jestliže je k dispozici regulační převod vybavený řízením momentu M_1 na libovolně nastavitelnou konstantní hodnotu, vzniká otázka, jaká by tato řízená hodnota měla být, aby spalovací motor pracoval v optimálních pracovních režimech, podle vhodně zvoleného optimalizačního kritéria. Nejpřirozenější je kritérium minimalizace spotřeby paliva při každé hodnotě přenášeného (konstantního) výkonu. Vyhledání optimálních pracovních režimů spalovacího motoru se provádí v jeho transformované komplexní charakteristice. Výrobce motorů dodává (na zvláštní vyžádání) komplexní charakteristiku motoru, ve které jsou vyneseny eliptické uzavřené křivky konstantní měrné spotřeby paliva g_e [gr/kW.hod], hyperboly konstantního výkonu L_{1k} a průběh středního efektivního tlaku p_e v souřadnicích p_e, n_1 . Pro střední efektivní tlak čtyřdobého motoru se zdvihovým objemem V_Z platí: $p_e = 4\pi \cdot M_1 / V_Z$.



Obr. 13 Komplexní charakteristika motoru s optimální zatěžovací charakteristikou.

výkonu jsou optimální pracovní body v obr.13. vyznačeny.

Spojnice takto určených optimálních pracovních bodů tvoří tzv. optimální zatěžovací charakteristiku, která začíná v bodě absolutního minima měrné spotřeby G_e a končí v pracovním bodě P na horní momentové charakteristice motoru.

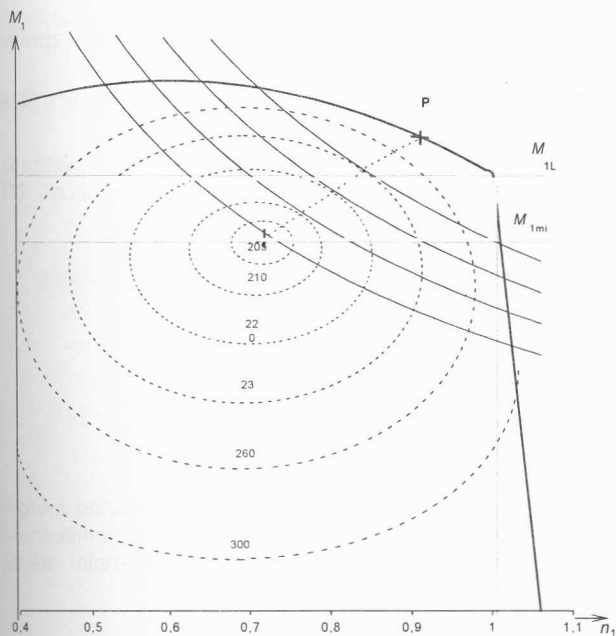
Motor zatěžovaný převodem řízeným podle takové optimální zatěžovací charakteristiky nikdy nepřekročí otáčky n_P , dané polohou pracovního bodu P . Vozidlo musí dosáhnout předepsanou maximální rychlost při maximálních otáčkách motoru n_P a s výkonem motoru $L_P = M_P \cdot \omega_P$. To je maximální výkon motoru "optimálně" řízeným převodem. Výstupní výkon převodu $L_2 = M_2 \cdot \omega_2 = M_P \cdot \omega_P \cdot \eta_C$, rozvinutý do trakční hyperboly musí procházet jejím koncovým bodem A , daným minimálními jízdními odpory při jízdě vozidla po rovině maximální rychlostí. Sníženým otáčkám motoru n_P je při návrhu vozidla nutné přizpůsobit převodový poměr i_{max} . Optimalizaci na minimální měrnou spotřebu paliva na hotovém vozidle vybaveném regulačním převodovým prvkem, nelze realizovat dodatečně, (nějakou inovací), bez současné úpravy převodových poměrů konstantních mechanických převodů.

Optimální zatěžovací charakteristika představuje předpis pro nastavení požadované hodnoty převodem řízeného zatěžovacího momentu M_1 , v závislosti na okamžité hodnotě řídicího parametru motoru β_0 , nastavovaného obsluhou. To znamená, že regulační parametr β_0 spalovacího motoru se musí měřit, a na základě informace o jeho hodnotě je třeba ve vloženém logickém členu vytvořit požadovanou hodnotu řízeného momentu $M_1^{\#}$. Např. nastavením $\beta_0=0,6$ je předepsáno, že řízený převod musí zatěžovat motor momentem M_{16} , aby při otáčkách n_{16} motor pracoval v optimálním pracovním bodě na optimální zatěžovací charakteristice. Realizace tohoto předpisu pro tvorbu požadované hodnoty převodem řízeného momentu značně komplikuje uspořádání řídicího systému a málo se používá. (Často je

Transformovaná komplexní charakteristika je potom soubor podobných eliptických křivek konstantní měrné spotřeby a hyperbol konstantního výkonu, zakreslených do momentové charakteristiky motoru, jak je naznačeno na obr.13. Do transformované komplexní charakteristiky je potom možno zakreslovat průběhy momentu M_1 , kterým řízený převod zatěžuje motor. Na každé hyperbole konstantního výkonu lze najít pracovní bod, ve kterém motor pracuje s nejmenší měrnou spotřebou a daný konstantní výkon potom tvoří s nejmenší absolutní spotřebou paliva g_a [gr/hod]. Na každé hyperbole konstantního

problematické získat od výrobce motorů komplexní charakteristiku a garance její reprodukovatelnosti u jiných motorů stejného typu).

Podstatně jednodušší je, zachovat řízení na konstantní teoretický moment a ponechat nastavení požadované hodnoty řízeného momentu v omezeném rozsahu na vůli obsluhy.



Obr. 14 Jednoduché řízení zatížení motoru řízeným převodem.

Obsluha potom má možnost nastavit řízení na konstantní moment v rozsahu požadovaných hodnot od M_{1kmin} do M_{1kmax} . Nastavené požadované hodnotě M_{1kmin} odpovídá ekonomický provoz se sníženým výkonem, kdy zatěžovací charakteristika $M_{1kmin} = konst.$ prochází bodem absolutního minima měrné spotřeby paliva. Nastavení požadované hodnoty M_{1kmax} odpovídá „sportovnímu“ režimu (u mobilních pracovních strojů pracovnímu), s využitím maximálního instalovaného výkonu motoru, kdy zatěžovací charakteristika prochází bodem maximálního výkonu motoru. Samozřejmě zůstává obsluze možnost spojitě volby všech režimů řízení mezi těmito krajními provozními stavy.

Motor je potom možno zatěžovat ve vhodně zvoleném pásmu pracovních režimů, naznačeném na obr. 14 mezi přímkami $M_{1T} = konst.$ Při řízení obvodem automatického ovládání bude motor zatěžován navíc ještě pasivními momenty převodu. Při ladění řídicího systému je třeba s tímto malým zvýšením zatížení počítat a nastavení požadovaných hodnot řízeného momentu upravit.

ZÁVĚR

V příspěvku je ukázáno jakými způsoby je možné řídit přenášený výkon a zatížení hnacího motoru řízeným převodovým systémem buď elektrickým, nebo hydrostatickým, nebo mechanickým (třecím-variátorem). Fy. NEOPLAN vystavovala v Hannoveru autobus s elektrickým přenosem výkonu s elektromotory v kolech. Hydrostatické řízené převody se běžně používají v pojezdových mechanismech mobilních pracovních strojů jako jsou nakladače, dozery, rýpadla atp., kde použití vhodného řízení přináší výrazné snížení spotřeby paliva. Třecí mechanické převody (variátory) se začínají používat v osobních automobilech (Daff, Ford Apollo, Subaru) z nichž některé jsou zatím jen zkušební prototypy a sériově vyráběný vůz Subaru je určen pro soutěže, takže řízení převodovky odpovídá tomuto určení. V příspěvku ukázaná možnost snížení ekonomické náročnosti provozu vozidla, ověřená u mobilních pracovních strojů, se může v budoucnosti uplatnit i u vozidel pro běžné použití, vyráběných ve velkých sériích.

Literatura

- [1] Koreis, J.: Porovnání energetické náročnosti variant stroje TMK-120. Výzkumná zpráva VUHYM, Dubnica 1991.
- [2] Koreis, J.: Ovládání a regulace trakčních systémů. Skripta postgraduálního studia VŠDS Žilina 1985.
- [3] Koreis, J.: Možnosti použití teorie grafů k modelování hydraulických prvků a systémů. Sborník konference "Současné teoretické problémy a potřeba praxe v hydraulice". DT Ostrava 1993.
- [4] Turza, J.: Výkonová regulace RNA-2. Výzkumná zpráva VUHYM, Dubnica 1982.

Resumé

ŘÍZENÍ PŘENOSU VÝKONU

Josef Koreis, Jan Mazánek

Článek pojednává o možnostech řízení přenosu výkonu a řízení zatížení hnacího motoru pomocí regulačního převodového systému elektrického, hydraulického, nebo mechanického (třecím variátorem). Jsou naznačeny možnosti optimalizace řízení podle kriteria minimální měrné spotřeby paliva.

Summary

LOAD CONTROL OF DRIVING MOTOR BY REGULATED TRANSMISSION

Josef Koreis, Jan Mazánek

The paper shows possibilities of controlling load of a driving motor by controlled transmission system electric, hydrostatic or mechanic (friction-variator).

Zusammenfassung

REGELUNG DER LEISTUNGSÜBERTRAGUNG

Josef Koreis, Jan Mazánek

Der Artikel zeigt Regelungsmöglichkeiten der Leistungsübertragung des Treibmotors mit elektrischem, hydraulischem oder mechanischem (Reibvariator) Regulierübersetzungssystem.