

Vysoká škola: VŠST Liberec

Fakulta: strojní

Katedra: strojů prům. dopravy

Školní rok: 1982/83

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Štefan B a b ō s

obor 23-20-8 stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných zkouškách a státních rigorózních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: Studie hydrostatického pohonu vysokozdvizného vozíku

Zásady pro vypracování:

V rámci inovace a zvýšení užitečných vlastností výrobků proveďte studii hydrostatického pohonu vysokozdvizného vozíku poháněného spalovacím motorem a získané poznatky aplikujte při rekonstrukci stávajícího pohonu vozíků DVHM, jejichž výrobcem je n. p. Desta. Při řešení se zaměřte především na:

1. zhodnocení hydrostatických pohonů různých typů a uspořádání
2. řešení spolupráce spalovací motor - hydrogenerátor - hydromotor
3. konstrukční řešení pohonu u vozíků DVHM.

Autorské právo se řídí směrnicemi
MŠK pro státní záv. zkoušky č. j. 31
727/62-III/2 ze dne 13. července
1962-Věstník MŠK XVIII, sešit 24 ze
dne 31. 3. 1962 § 19 odst. 2 č. 115/53 Sb.

V 462 / 83 3
VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 8
PSC 461 17

Rozsah grafických prací: konstrukční návrh hnacího agregátu (sestavy)

Rozsah průvodní zprávy: cca 50 stran textu

Seznam odborné literatury: Firemní literatura Desto, n. p. Děčín
Pivoňka, J.: Příručka hydraulických pohonů,
SNTL, Praha, 1969

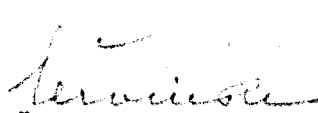
Vedoucí diplomové práce: Ing. Ladislav Bartoníček

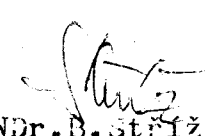
Konzultant: Ing. Josef Cerha

Datum zadání diplomové práce: 1.12.1981

Termín odevzdání diplomové práce: 6.6.1983

L. S.


Doc. Ing. O. Červinka, CSc.
Vedoucí katedry


Doc. RNDr. B. Stříž, CSc.
Děkan

v Liberci dne 28.11. 81
10

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

obor 23-20-8

stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

zaměření

stroje a zařízení pro průmyslovou dopravu

Katedra strojů průmyslové dopravy

STUDIE HYDROSTATICKÉHO POHONU VYSOZDVIŽNÉHO VOZÍKU

KSD - 031/83

Štefan BABOŠ

Vedoucí práce : Ing. Ladislav Bartoníček, KSD VŠST Liberec
Konzultant : Ing. Josef Cerha, KOM VŠST Liberec

Rozsah práce a příloh

Počet stran 58

Počet tabulek 2

Počet obrázků 20

Počet příloh 2

DT 621.869

25.května 1983

MÍSTOPŘÍSEŽNÉ PROHLÁŠENÍ

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci
vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

V Liberci dne 25.května 1983

OBSAH

Použitá označení	5
1.0 Úvod	8
2.0 Vysokozdvížné vozíky řady DVHM	10
2.1. Popis vysokozdvížných vozíků řady DVHM ...	10
2.2. Technická data vozíku DVHM 3222L	13
3.0 Základní typy a uspořádání HSP používaných u pracovních strojů a jejich srovnání z hlediska použití pro pohon mobilních pracovních strojů	16
3.1. Základní typy HSP	16
3.2. Základní varianty uspořádání HSP a jejich srovnání	20
4.0 Stanovení velikosti základních prvků HSP	23
4.1. Obecné řešení	24
4.2. Výpočet velikosti základních prvků HSP ...	28
4.3. Rekonstrukce pohonu vozíku DVHM 3222L ...	37
5.0 Řešení spolupráce spalovací motor-HG-HM	39
5.1. Požadavky kladené na pohon vysokozdvíž- ného vozíku a jejich rozbor	39
5.2. Požadavky kladené na pracovní režim hnacího spalovacího motoru a jejich rozbor	41
5.3. Automatická regulace HSP	46
5.4. Úprava hydraulického obvodu	49
5.5. Regulace výkonu HSP	52
6.0 Závěr	56
7.0 Použitá literatura	57

POUŽITÁ OZNAČENÍ

D	-	diferenciál
HG	-	hydrogenerátor
HM	-	hydromotor
HSP	-	hydrostatický převod
K	-	hnané kolo
P	-	převodovka
p_e	-	převod na vstupu HSP
p_k	-	převod na výstupu HSP
SM	-	spalovací motor
T	-	těžiště
V	-	spotřebič energie /vozík/
a	[m . s ⁻²]	- zrychlení vozíku
F	[N]	- tažná síla
F_{z1}	[N]	- radiální reakce předních kol
F_{z2}	[N]	- radiální reakce zadních kol
f	[1]	- součinitel odporu valení
G	[N]	- tíha vozíku
g	[m . s ⁻²]	- tíhové zrychlení
i	[1]	- převodový poměr
i_k	[1]	- převodový poměr převodu p_k
i_o	[1]	- převodový poměr převodu p_e
M_1	[Nm]	- vstupní krouticí moment HSP
M_2	[Nm]	- výstupní krouticí moment HSP
M_k	[Nm]	- krouticí moment hnaných kol
m	[kg]	- hmotnost vozíku
m_p	[kg]	- pohotovostní hmotnost vozíku
n_o	[s ⁻¹]	- otáčky spalovacího motoru
n_1	[s ⁻¹]	- vstupní otáčky HSP
n_2	[s ⁻¹]	- výstupní otáčky HSP
n_k	[s ⁻¹]	- otáčky hnaného kola
O_f	[N]	- celkový odpor valení
O_{f1}	[N]	- odpor valení předních kol
O_{f2}	[N]	- odpor valení zadních kol
O_v	[N]	- odpor vzduchu

P_o	[W]	- výkon využitelný hydrostat.převodem
P_1	[W]	- vstupní výkon HSP
P_2	[W]	- výstupní výkon HSP
P_e	[W]	- výkon spalovacího motoru
P_k	[W]	- výkon na hnaných kolech vozíku
P_{n_0}	[W]	- příkon pracovních zařízení pracujících na prázdko
P_n	[W]	- příkon pracovních zařízení
P_p	[W]	- požadovaný rohový výkon
P_{PG}	[W]	- rohový výkon HG
P_{PH}	[W]	- rohový výkon HSP
P_{PM}	[W]	- rohový výkon HM
P_{RG}	[W]	- příkon regulačního obvodu
P_s	[W]	- příkon servořízení
p	[Pa]	- tlak v obvodu HSP
p_1	[Pa]	- tlakový spád HG
p_2	[Pa]	- tlakový spád HM
Q	[kg]	- jmenovitá nosnost vozíku
Q_1	[m ³ s ⁻¹]	- průtočné množství HG
Q_2	[m ³ . s ⁻¹]	- průtočné množství HM
Q_p	[m ³ . s ⁻¹]	- spotřeba paliva
R_d	[m]	- dynamický poloměr hnaného kola
R_G	[1]	- regulační rozsah stroje mechanické energie
R_H	[1]	- regulační rozsah HSP
R_{HG}	[1]	- regulační rozsah HSP s regulačním HG a neregulačním HM
R_{HM}	[1]	- regulační rozsah HSP s regulačním HM a neregulačním HG
R_p	[1]	-požadovaný regulační rozsah
s	[%]	- stoupavost vozíku
t	[s]	- čas
u	[1]	- počet rychlostních stupňů
V_{ol}	[m ³]	- základní geometrický objem HG
V_1	[m ³]	- geometrický objem HG
V_{O2}	[m ³]	- základní geometrický objem HM

V_2	$[m^3]$	- geometrický objem HM
v	$[m \cdot s^{-1}]$	- rychlost pojezdu
x	$[m]$	- dráha
α	$[^\circ]$	- úhel sklonu roviny
γ_0	$[1]$	- účinnost převodu p_e
γ_c	$[1]$	- celková účinnost
γ_k	$[1]$	- účinnost převodu p_k
γ_o	$[1]$	- celková účinnost hydraulického obvodu HSI
γ_{Q1}	$[1]$	- objemová účinnost HG
γ_{Q2}	$[1]$	- objemová účinnost HM
$\gamma_{Q\sigma}$	$[1]$	- objemová účinnost obvodu HSI
φ_1	$[1]$	- řídicí parametr HG
φ_2	$[1]$	- řídicí parametr HM
ω_1	$[s^{-1}]$	- úhlová rychlost HG
ω_2	$[s^{-1}]$	- úhlová rychlost HM

1. O ÚVOD

"Surovinové, materiálové a palivoenergetické zdroje domácího původu i z dovozu zůstávají na úrovni dosažené koncem šesté pětiletky. Znamená to, že musíme z každé vynaložené koruny, z každého kilogramu kovu, ropy, cementu a z každého hektaru půdy dostat více výrobků a zemědělských produktů, s existujícími pracovními zdroji dosahovat vyšší efektivity, tvorby národního důchodu". Tato slova přednesl soudruh G. Husák na XVI. sjezdu KSČ a vyjadřují zároveň základní záměry a cíle sedmé pětiletky. Účinná cesta k dosažení tohoto cíle vede jediné přes zásadní zlepšení efektivity celého národního hospodářství. Za tím účelem je nezbytné v celé ekonomice a na všech stupních řízení cílevědomě a intenzívně využívat všechny faktory, které vedou ke zvyšování efektivity národního hospodářství. Jde především o zlepšení ve využívání základních fondů, modernizaci strojního parku, snižování materiálové náročnosti výroby, zvyšování technické úrovně a kvality výrobků dodávaných pro vnitřní trh i pro vývoz a jejich ekonomické zhodnocení a zvyšování nároků na technickou úroveň energetických spotřebičů dodávaných do národního hospodářství i pro domácnosti.

V oblasti konstruování mobilních pracovních strojů se jedná zejména o tyto faktory:

1. Nové stroje musí být schopné aplikovat stále progresivnější technologie v oblasti nasazení, pro které jsou určeny.
2. Zvyšují se nároky na energetickou účinnost a na jednotkový výkon stroje.
3. Přesazují se prvky automatizace a mechanizace pracovních cyklů strojů s cílem zabezpečení růstu produktivity práce.
4. Zvyšování využití konstrukčních materiálů a snižování hmotnosti strojů.

5. Snižování vlivu na životní prostředí.

6. Zvyšují se požadavky na spolehlivost agregátů a strojů jako celku.

Splnění těchto požadavků je možné dosáhnout pouze aplikací nových poznatků z více vědních oborů se současným zapojením schopností pracovníků a technické základny výzkumně-vývojových pracovišť.

Dnes je zřejmé, že jednou z reálných inovačních cest v oblasti mobilních strojů je cesta, která je charakterizovaná kombinací elektrických, elektronických a hydraulických systémů s mechanickými systémy v účelně vyvážené formě. Tyto kombinace se uplatňují v systémech pohonu ovládání, v řízení přenosu výkonu a pod. Řešení části této problematiky v oblasti vysokozdvizných vozíků je i náplní předložené diplomové práce. Zabývá se použitím kombinace hydraulických systémů s mechanickými systémy pro vysokozdvizné vozíky nižší třídy. Hydraulický systém je zde tvořen hydrostatickým převodem /dále HSP/.

Hydrostatické převody využívají k přenášení výkonu hydrostatickou energii pracovní kapaliny. Mechanický příkon přiváděný k hydrogenerátoru /dále HG/ se v něm mění v hydrostatickou energii pracovní kapaliny, která je pracovní kapalinou přenášena do hydromotoru /dále HM/, kde se mění v užitečnou práci.

2. 0 VYSOKOZDVIŽNÉ VOZÍKY ŘADY DVHM

Národní podnik Desta vyrábí vysoko zdvižné vozíky řady DVHM těchto typů: DVHM 1 622 L, DVHM 2 022 L, DVHM 2 522 L a DVHM 3 222 L, které se od sebe navzájem liší jmenovitou nosností / 1 600 kg, 2 000 kg, 2 500 kg a 3 200 kg/ a ostatními parametry souvisejícími se změnou této nosnosti.

Tyto vysoko zdvižné vozíky jsou určeny pro nakládání, skládání, stohování a převážení zboží a materiálu, zvláště ve vnitropodnikové dopravě. Pro zvláštní manipulační úkony lze vozík vybavit vhodným přídatným zařízením.

2. 1 Popis vysoko zdvižných vozíků řady DVHM

Vysoko zdvižný vozík se skládá z těchto částí:

- a/ hnací blok
- b/ podvozek
- c/ krytování
- d/ zdvihací zařízení
- e/ hydraulické obvody
- f/ elektrické zařízení
- g/ ochranná stříška

a/ Hnací blok

Hnací blok tvoří hnací motor, hydraulický měnič krouticího momentu, převodovka, hnací náprava a hydrogenerátory.

Hnací motor je vznětový, typ Zetor 4 901 pro vozíky DVHM 1 622 L, DVHM 2 022 L, DVHM 2 522 L a typ Zetor 6 901 pro vozíky DVHM 3 222 L.

Hydraulický měnič krouticího momentu je vložen mezi hnací motor a převodovku. Zajišťuje změnu krouticího momentu v závislosti na zatížení. Ve skříni měniče je uložen převod pro náhon hydrogenerátorů.

Převodovka je umístěna mezi hydrodynamickým měničem krouticího momentu a nápravou. U vysoko zdvižných vozíků DVHM 3 222 L má dva stupně pro jízdu vpřed a dva pro jízdu vzad. Převodovka

u ostatních vysoko zdvižných vozíků DVHM má jeden stupeň pro jízdu vpřed i vzad. Rychlostní stupně se zařazují prostřednictvím hydraulicky ovládaných mokrých lamelových spojek. Přestavením příslušného šoupátka na rozvaděči se do ovládacího válce spojky žádaného převodu vpustí tlakový olej, který přesune píst a tím sevře lamely. Ve spodní části převodovky jsou šroubení pro sání HG a odpad z válce servořízení. Výstupní hřídel je vyveden s převodovky i na druhou stranu /směrem k měniči/, kde je spojen se suchou lamelovou ruční brzdou.

Hnací náprava zprostředkovává přenos výkonu od převodovky na kola vozíku. Pastorek výstupního hřídele převodovky zabírá s talířovým kolem diferenciálu. Na poloosách jsou montovány bubny provozní brzdy. Provozní brzda je čelistová kapalinová. Otáčivý pohyb poloosy se přenáší na náboje hnacích kol soukolím s vnitřním ozubením.

Hydrogenerátory jsou upevněny na skříni měniče a poháněny od hnacího motoru prostřednictvím čerpadlového kola hydrodynamického měniče. Jeden HG /větší/ dodává tlak olej z nádrže v bočnici vozíku do obvodu pracovní hydrauliky. Druhý /menší/ zásobuje přes rozdělovací ventil obvody servořízení, ovládání převodovky a měniče.

b/ Podvozek

Podvozek sestává z rámu, protizávaží, řídicí nápravy s posilovačem a sloupkem řízení.

Rám je nosnou částí vysoko zdvižného vozíku. V bočnici jsou umístěny nádrže paliva a hydraulické kapaliny. K rámu jsou přivařeny úchyty pro montáž hnacího bloku, zdvihacího zařízení, protizávaží a dalších částí vozíku.

Protizávaží zajišťuje potřebnou stabilitu vozíku. Je připevněno k zadní části rámu.

Řídicí náprava je výkyvně uložena pod protizávažím. Zatáčení se realizuje prostřednictvím lineárních hydromotorů servořízení. Hydromotory servořízení jsou ovládány servoagregátem ORSTA, upevněného na sloupku řízení.

Sloupek řízení řeší upevnění servoagregátu ORSTA, který je ovládán volantovou tyčí, a ovládacích pák pro směr jízdy /horní/ a pro rychlost jízdy /spodní/ u vozíku DVHM 3 222 L a pro směr jízdy u vozíků DVHM 1 622 L, 2 022 L, 2 522 L.

c/ Krytování

Krytování sestává z přístrojové skříně, krytů a sedačky.

Přístrojová skříň tvoří přední kryt vozíku. Na palubní desce jsou umístěny kontrolní přístroje a ovládací prvky.

Kryty jsou plechové. Pevný kryt navazuje na horní část protizávaží. Na zadním čele bočních krytů, které se dají odklápět, jsou umístěny skupinové svítidly.

Sedačka je odpružená dvěma šroubovými pružinami, jejichž předpětí lze v závislosti na váze řidiče nastavit. Sedačku lze i podélně přestavit.

d/ Zdvihací zařízení

Zdvihací zařízení je dvojité /tzv. Duplex/ standardní. Skládá se z vnějšího rámu, vnitřního rámu, zdvihací desky a hydraulických válců.

Vnější rám je pevný, zhotovený z "U" profilů spojených příčnicí. Ve spodní části je otočně uložen na nápravě a přibližně ve střední části prostřednictvím naklápěcích hydraulických válců je uchycen k rámu.

Vnitřní rám je výsuvný a obdobně jako vnější rám je zhotoven z "U" profilů spojených příčnicí. Vnitřní rám se prostřednictvím speciálních valivých ložisek pohybuje ve vnějším rámu.

Zdvihací deska je zavěšena na článkovém řetězu, upevněném přes kladky k táhlu, které je zakotveno ve spodní části vnějšího rámu. Zdvihací deska je uzpůsobena pro připevnění vidlic a ostatních pracovních doplňků.

e/ Hydraulické obvody

Na vozíku jsou tři hydraulické obvody: obvod pracovní hydrauliky, obvod servořízení a obvod ovládání převodky a plnění hydrodynamického měniče.

Obvod pracovní hydrauliky zajišťuje zdvihání břemene, nakládění rámu a činnost poháněných pracovních doplňků. Přítok hydraulické kapaliny příslušnému pracovnímu zařízení /zdvihací válce, válec nakládění popř. pracovní doplněk/ se ovládá rozvaděči.

Obvod servořízení zajišťuje směrové vedení vozíku. Řízení je zajištěno pomocí servoagregátu ORSTA, který ovládá dvojčinný lineární hydromotor.

Obvod ovládání převodovky a plnění hydrodynamického měniče zajišťuje potřebný přetlak pro ovládání lamelových spojek převodovky a pro činnost hydrodynamického měniče.

f/ Elektrické zařízení

Elektrické zařízení vozíku je tvořeno elektrickým příslušenstvím pohonného motoru, osvětlením vozíku a signalizačními a zabezpečovacími obvody.

Elektrické příslušenství pohonného motoru je tvořeno spouštěčem, alternátorem, regulátorem a akumulátorem.

Osvětlení vozíku se skládá z předních světlometů, sdružených koncových svítilen a z osvětlení přístrojů.

Signalizační a zabezpečovací obvody tvoří mechanické a hlukové spínače, kontrolní svítilny, houkačka a odpojovač akumulátoru.

g/ Ochranná stříška

Ochranná stříška je upevněna pomocí šroubů k rámu vozíku. Konstrukce stříšky odpovídá požadavkům bezpečnostních předpisů.

2. 2 Technická data vozíku DVHM 3 222 L

Pro konstrukční řešení pohonu DVHM 3 222 L vozíku jsem volil vysoko zdvižný vozík DVHM 3 222 L, jehož technická data jsou v tabulce 1.

Tabulka 1 Technická data vozíku DVHM 3 222 L

Jmenovitá nosnost	3 200 kg
Vyložení těžiště břemene	500 mm
Způsob řízení	sedící řidič
Vlastní pohotovostní hmotnost	/4720 $\pm$ 180/ kg
Hmotnost na přední nápravu	../7300 $\pm$ 120/ kg
při jmenovitém zařízení	
Hmotnost na přední nápravu	
bez zatížení	../2300 $\pm$ 120/ kg
Hmotnost na zadní nápravu	
při jmenovitém zatížení	../600 $\pm$ 120/ kg
Hmotnost na zadní nápravu	
bez zatížení	../2400 $\pm$ 60/ kg
Maximální rychlost	
projezdu vozíku vpřed	18 km h ⁻¹
vzad	18 km h ⁻¹
Rychlost projezdu vozíku	
bez Q vpřed	18 km h ⁻¹
vzad	18 km h ⁻¹
Rychlost zdvihu s Q	/0,28 $\pm$ 0,03/m.s ⁻¹
Rychlost zdvihu bez Q	/0,35 $\pm$ 0,03/m.s ⁻¹
Rychlost spouštění s Q	= 0,60 m.s ⁻¹
Rychlost spouštění bez Q .x.	/0,28 $\pm$ 0,03/m.s ⁻¹
Dovolený tah na háku	-
Stoupavost s Q	20 %
Stoupavost bez Q	20 %
Počet kol: vpředu/vzadu	4/2
Pneumatiky přední	.7,00-12/12 PlyRat
Pneumatiky zadní	.7,00-12/12 PlyRat
Dynamický poloměr kola	334 mm
Brzda provozní	.kapalinová, bubnová
Brzda parkovací	mechan.lamelová
akumulátor : typ	GT 150/PANP
napětí	12 V
kapacita	150 A.h

Druh spojky	hydrodynam.měníč
Počet rychlost.stupňů:vpřed.	2
vzad	2
Druh řízení	hydrostat.servořízení
Čerpadlo zdvihacího zařízení	
- jmenovitý průtok	$10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$
Čerpadlo speciálního rozvodu	
- jmenovitý průtok	$0,60 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Čas pro naklopení:vpřed	6 s
vzad	6 s
Pracovní tlak pro pracovní doplňky	12,75 MPa
Hnací motor : typ	Zetor 6 901
druh	naftový, spřímým vstříkem, čtyřdobý, řadový
počet válců	4
vrtání	102 mm
zdvih	110 mm
objem válců	$3\,595 \text{ cm}^3$
stupeň komprese	17
jmenovité otáčky	$2\,200 \text{ min}^{-1}$
výkon motoru při 2200 min^{-1} ..	/47,5-5/% kW
spotřeba paliva při 47,5 kW..	$252+5\% \text{ g=kWh}^{-1}$
střední pístová rychlost.....	$8,07 \text{ m.s}^{-1}$
max.krouticí moment při 1500 min^{-1} -	216 Nm

3. O ZÁKLADNÍ TYPY A USPOŘÁDÁNÍ HSP POUŽÍVANÝCH U PRACOVNÍCH STROJŮ A JEJICH SROVNÁNÍ Z HLEDISKA POUŽITÍ PRO POHON MOBILNÍCH PRACOVNÍCH STROJŮ

HSP v současné době stále více nahrazují mechanické převody a to pro tyto jejich výhody:

- a/ schopnost plynule měnit výstupní otáčky v širokém rozsahu
 - b/ možnost snadné změny smyslu otáčení při malých setrvačných hmotách jednotlivých jednotek
 - c/ možnost snadné ochrany proti přetížení
 - d/ možnost brždění protitlakem /protitlak na výstupu HM umožňuje brzdit plným výkonem /
 - e/ možnost u trakčních jednotek plynulé zvyšování otáček od nulypři plném zatížení
 - f/ umístění jednotlivých prvků HSP co nejvýhodněji z hlediska funkce
 - g/ velká možnost kombinací /HG i HM mohou být voleny v širokém rozsahu velikostí v různých kombinacích/
 - h/ možnost umístění jednotlivých prvků HSP co nejvýhodněji z hlediska funkce.
- Základními prvky HSP jsou HG a HM. Přičemž tyto základní prvky mohou být různých druhů. Nejvíce se používají pístové HG a HM pro tyto přednosti:
- schopnost pracovat při vyšším tlaku /tím se zmenšují rozměry jednotek a potrubí na jednotku výkonu a tedy hmotnost celého systému/,
 - větší celková účinnost, daná velkou účinností objemovou a malými mechanickými ztrátami,
 - možnost změny pracovního objemu, což umožňuje snadnou změnu výstupních otáček a kroutícího momentu.

3.1 Základní typy HSP

Ze základních prvků HSP lze vytvořit následující kombinace, které určují základní typy HSP:

- 1/ Neregulační HG a neregulační HM
- 2/ Regulační HG a regulační HM

3/ Regulační HG a neregulační HM

4/ Neregulační HG a regulační HM

V následujících vztazích této části budou zanedbány ztráty způsobené přenosem výkonu.

Typ 1/ se používá, podobně jako mechanické převody s konstantním převodovým číslem, pro transformaci výkonových parametrů zdroje mechanické energie na jeho spotřebič. Pro transformaci maximálního výstupního momentu z HM je potřeba převodový poměr:

$$i_1 = \frac{M_2 \text{ max}}{M_1 \text{ max}} \quad /1/$$

a pro transformaci maximálních otáček je nutný převodový poměr:

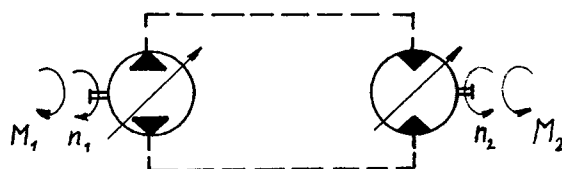
$$i_2 = \frac{n_1 \text{ max}}{n_2 \text{ max}} \quad /2/$$

Je samozřejmé, že chceme-li použít HSP tohoto typu, musí platit, že oba převody jsou shodné.

Regulační rozsah je definován poměrem maximálních a minimálních teoretických hodnot proměnných stejnojmenných, výkonových parametrů. Tento typ HSP se bude vyznačovat tím, že regulační rozsah zdroje mechanické energie R_G bude shodný s regulačním rozsahem HSP R_H .

Bude-li však potřeba pro dosažení maximálního kroutícího momentu jiná velikost převodového poměru než jaký bude potřebný pro dosažení maximálních otáček, bude i převodový rozsah zdroje mechanické energie R_G jiný než regulační rozsah HSP R_H . Toho docílíme použitím některého z typů 2, 3, 4,, v případném spojení s mechanickou stupňovou převodovkou.

U typu 2/ HSP /viz obr. 2/



Obr. 2 Znázornění typu 2 HSP

bude velikost převodového poměru HSP dána poměrem velikostí geometrických objemů $HG / V_1 /$ a $HM / V_2 /$ jak plyne po dosazení z rovnice kontinuity:

$$i_H = \frac{n_1}{n_2} = \frac{V_2}{V_1}$$

přičemž teoreticky $V_1 \in \langle 0; V_{01} \rangle$ a $V_2 \in \langle 0; V_{02} \rangle$. Převodový poměr pak může nabývat hodnot v intervalu $i_H \in \langle 0; \infty \rangle$, přičemž dolní mez tohoto intervalu platí pro $V_2 = 0$ a horní mez pro $V_1 = 0$.

Tím, že se budou měnit geometrické objemy HG a HM a tedy měnit převodový poměr mezi zdrojem mechanické energie a spotřebičem, lze teoreticky jakoukoliv charakteristiku zdroje mechanické energie transformovat na spotřebič /lze realizovat teoreticky jakýkoliv momentový rozsah HSP/.

Prakticky však geometrický objem HM nelze zmenšit na nulu, ale pouze na určitý minimální geometrický objem.

Převodový poměr se zpravidla mění tak, že se při konstantním přiváděném výkonu nejprve mění geometrický objem HG , přičemž geometrický objem HM zůstává maximální. Potom geometrický objem HG zůstává na své nejvyšší hodnotě a zmenšuje se geometrický objem HM až na minimální svou hodnotu.

Největší výstupní moment HSP je při maximálním tlaku a při základním geometrickém objemu:

$$M_{2 \max} = \frac{V_{02}}{2\pi} \cdot p_{\max}$$

Při maximálních výstupních otáčkách bude mít výstupní moment velikost:

$$M_{2 \min} = \frac{V_{02} \varphi_{2 \min}}{2\pi} \cdot p_{\min}$$

kde $\varphi_{2 \min}$ je nejmenší hodnota řídicího parametru HM . Řídicí parametr je definován jako poměr okamžitého geometrického objemu k základnímu geometrickému objemu.

Pro HG bude mít tvar:

$$\varphi_1 = \frac{v_1}{v_{o1}} \quad /6/$$

a pro HM:

$$\varphi_2 = \frac{v_2}{v_{o2}} \quad /7/$$

Regulační rozsah HSF bude podle již dříve uvedené definice:

$$R_H = \frac{M_{2 \max}}{M_{2 \min}} = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} \cdot \frac{1}{\varphi_{2 \min}} \quad /8/$$

Poměr $\frac{n_{\max}}{n_{\min}}$ se určí z přenášeného výkonu HSP:

$$n_{\min} \cdot Q_{\max} = n_{\max} \cdot Q_{\min} = n_{\max} \cdot \varphi_{1 \min} \cdot v_{o1} \cdot n_1 \quad /9/$$

$$\text{tedy} \quad \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{Q_{\max}}{\varphi_{1 \min} \cdot v_{o1} \cdot n_1} = \frac{1}{\varphi_{1 \min}} \quad /10/$$

Po dosazení výrazu /10/ do /8/ dostaneme:

$$R_H = \frac{1}{\varphi_{1 \min} \cdot \varphi_{2 \min}} \quad /11/$$

Regulační rozsah je tedy určen pouze velikostí krajních hodnot nastavení geometrického objemu HG a HM.

HSP typu 3/ a 4/ jsou zvláštními případy HSF typu 2/.

Regulační rozsah HSP u typu 3/ bude po dosazení do vzta-
hu /11/ za $\varphi_{2 \min} = 1$ tvar:

$$R_H = R_{HG} = \frac{1}{\varphi_{1 \min}} \quad /12/$$

Obdobně u HSF typu 4/:

$$R_H = R_{HM} = \frac{1}{\varphi_{2 \min}} \quad /13/$$

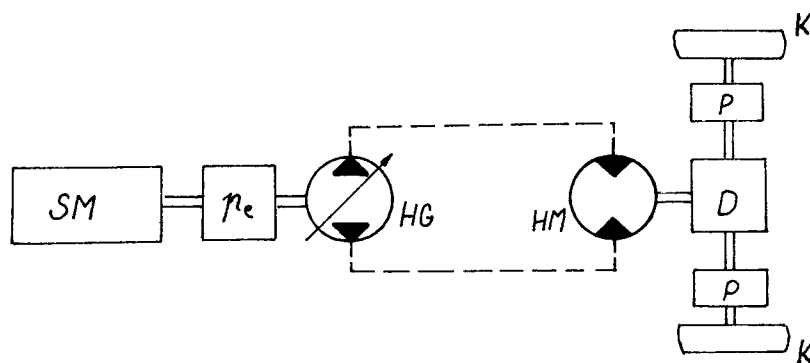
Při řízení HSP typu 4/ však nelze změnou regulačního paramet-
ru HM φ_2 zřejmě dosáhnout ani reverzací směru jízdy, ani

rozjezd stroje a proto se pro pohon pracovních strojů nepoužívá.

3. 2 Základní varianty uspořádání HSP a jejich srovnání

Pro pohon mobilních pracovních strojů mohou být použity následující varianty uspořádání HSP:

1. Jeden HG a jeden HM

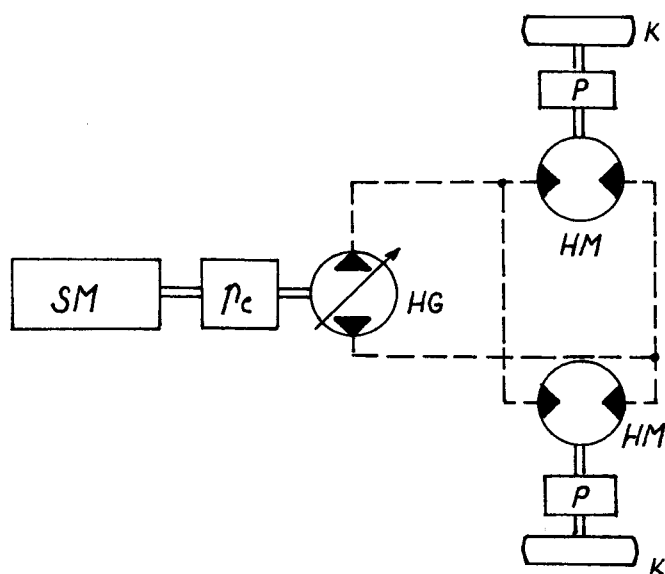


Obr. 3 Příklad uspořádání HSP

Ve schematu jsou použita tato označení:

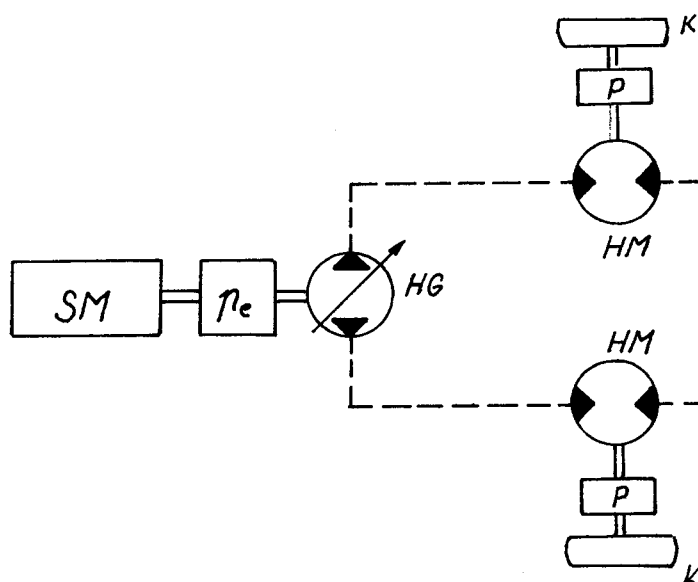
SM		spalovací motor
pe		stálý převod na vstupu do HSP
D		diferenciál
K		hnané kolo
P		převod

2. Jeden HG a dva HM zapojené paralelně



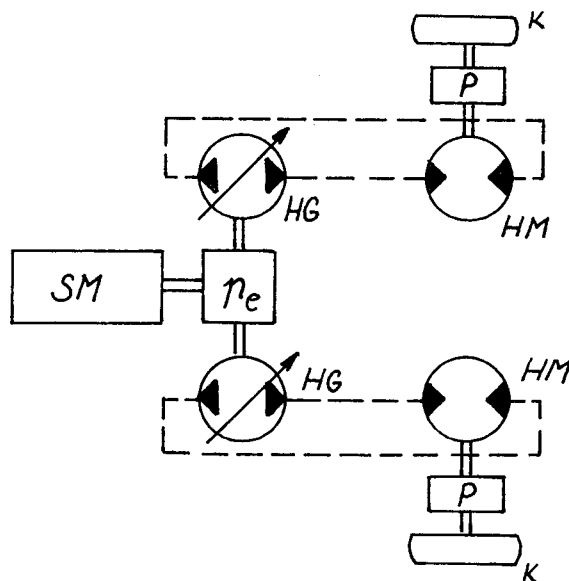
Obr. 4 Příklad uspořádání HSP

3. Jeden HG a dva HM zapojené sériově



Obr. 5 Příklad uspořádání HSP

4. Dva HG a dva HM



Obr. 6 Příklad uspořádání HSP

Nejčastěji používaným hydraulickým obvodem je 1. varianta HSP. Může se použít v provedení s regulačním nebo neregulačním HM. Varianta 3/ - dva sériově napojené HM, se v praxi takřka nepoužívá, protože se zde obtížně splňuje podmínka synchronizace obou HM. Varianta 4 se používá u kolových nakladačů nebo pásových vozidel, u kterých se zatáčí vlivem různé rychlosti otáčení HM.

Všechny uvedené varianty HSP společně s doplňujícími agregáty, které se také podílejí na přenosu energie, musí splňovat tyto požadavky:

- maximální parametry pracovního stroje
- dobré trakční vlastnosti
- jednoduchá obsluha

Maximální parametry stroje, tj. rychlost, hnací síla vozidla se dají splnit kombinací vhodných mechanických převodů a vhodných HG a HM. Závislost hlavních parametrů /rychlost, hnací síla vozidla/ je u HSP hyperbolická a tedy dovozuje maximální využití spalovacího motoru.

Dobré trakční vlastnosti pracovního stroje, tzn., že každá varianta HSP má splňovat vlastnosti diferenciálu a je-li potřeba i uzávěrky diferenciálu. U varianty 1 je tento požadavek splněn a požadavek uzávěrky diferenciálu je závislý na konstrukci příslušného diferenciálu. Použitím převodu s paralelně zapojenými hydromotory mechanický diferenciál odpadá a jeho funkci zastává propojení hydromotorů. Tato výhoda má však i svou zápornou stránku, protože vazba mezi hydromotory je zde tvořena vozovkou prostřednictvím kol. Ztratí-li se na jednom kole styk s vozovkou, tak tato vazba zmizí, nemůže se přenášet krouticí moment. Celé průtočné množství pak protéká HM tohoto kola, takže jednak jeho otáčky mohou nadměrně vzrůstat, jednak zmizí i krouticí moment na ostatních kolech, protože se ztratí pracovní tlak a pracovní stroj není poháněn. Varianta 2 se používá, není-li potřeba uzávěrky diferenciálu, protože zatím chybí jednoduchý hydraulický prvek, který nahrazuje uzávěrku u mechanického diferenciálu. Varianta 3, tzn. dva sériově zapojené HM k HG, splňuje uzávěrku diferenciálu. Jeden ze způsobů jak řešit uzávěrku diferenciálu u varianty 2 je tedy takový, že se bude přepojovat příslušný obvod z paralelního na sériové, což však opět znamená vyřešit synchronizaci otáček obou HM, které jsou vlivem rozdílných objemových ztrát rozdílné.

Jednoduchá obsluha tzn. logické uspořádání ovládacích orgánů v závislosti na sledu vykonávaných operací, minimální počet ovládacích prvků a pokud je to možné vyloučit, nebo alespoň omezit na minimum zásah člověka do ovládání HSP.

Ze srovnání tedy vyplývá, že pro rekonstrukci vysokozdvížného vozíku je možné použít variantu 1 nebo 2, tzn. jeden HG a jeden HM nebo jeden HG a dva paralelně připojené HM.

4. O STANOVENÍ VELIKOSTI ZÁKLADNÍCH PRVKŮ HSP

HSP je součástí pojezdového mechanismu stroje a má vyhovovat následujícím základním funkčním požadavkům:

- dosažení potřebné maximální tažné síly
- dosažení maximální požadované rychlosti
- umožnění snadné reverzace směru jízdy
- umožnění rozjezdu a zastavení

- umožnění odtáhnutí stroje po vlastní ose při poruše převodu.

HSP v pojezdových mechanismech pracovních strojů jsou vybaveny regulací na konstantní přenášený výkon.

4. 1 Obecné řešení

HSP vybavený systémem výkonové regulace zatěžuje spalovací motor konstantním momentem při náhodně proměnném vnějším zatěžovacím momentu, kterým zátěž působí na HM. Spalovací motor, zatěžovaný konstantním momentem, potom při konstantním nastavení dávkypaliva pracuje s konstantními otáčkami a tím i s konstantním výkonem. Změna výstupního zatěžovacího momentu je možná pouze v omezeném rozsahu. Tento rozsah, ve kterém je HSI vybavený výkonovou regulací schopen udržet konstantní výkon, se nazývá regulační rozsah HSP.

Ve výpočtu rozlišujeme regulační rozsah požadovaný R_p :

$$R_p = \frac{F_{\max}}{F_{\min}} = \frac{v_{\max}}{v_{\min}} = \frac{F_{\max} \cdot v_{\max}}{P_o} = \frac{P_p}{P_o} \quad /14/$$

a regulační rozsah HSP R_H , který má tvar:

$$R_H = \frac{p_{\max}}{p_{\min}} = \frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} = \frac{M_{2\max}}{M_{2\min}} = \frac{M_{2\max} \cdot \omega_{2\max}}{P_o} = \frac{P_{pH}}{P_o} \quad /15/$$

Regulační rozsah požadovaný je tedy určen poměrem maximální požadované tažné síly $F_{\max}$ a minimální požadované tažné síly $F_{\min}$ nebo maximální požadované rychlosti $v_{\max}$ a minimální rychlosti $v_{\min}$ a nebo poměrem tzv. rohového výkonu P_p a výkonu spalovacího motoru, který je k dispozici P_o .

Podobně regulační rozsah HSP R_H je určen poměrem maximálního $p_{\max}$ a minimálního $p_{\min}$ tlaku pracovní kapaliny; poměr maximálního $Q_{\max}$ a minimálního $Q_{\min}$ průtočného množství nebo poměr maximální $\omega_{2\max}$ a minimální $\omega_{2\min}$ úhlové rychlosti otáčení HM nebo poměr maximálního točivého momentu HM $M_{2\max}$ a minimálního točivého momentu HM $M_{2\min}$ a nebo také poměrem rohového výkonu HSI P_{pH} a výkonu spalovacího motoru, který je k dispozici pro pohon HSP P_o .

Rohový výkon je základní veličina, podle které se dimenzují základní prvky HSP. Pro HG bude mít vzorec pro výpočet rohového výkonu tvar:

$$P_{pG} = P_{\max} \cdot Q_{\max} \quad /16/$$

kde $P_{\max}$ je maximální tlak v obvodu HSP, $Q_{\max}$ je maximální průtok HG. Rohový výkon HM se bude určovat podle rohového výstupního výkonu HSP, tj.:

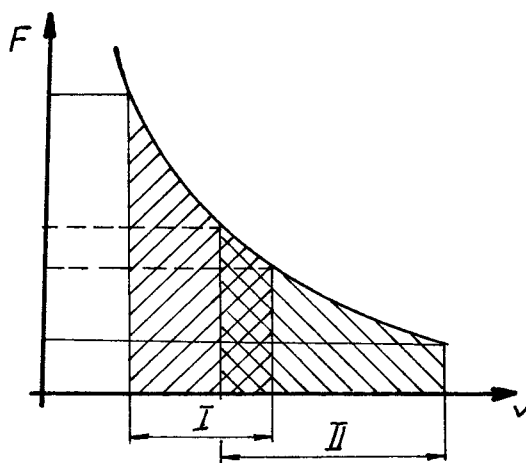
$$P_{pH} = P_{pM} = M_{2\max} \cdot \omega_{2\max} = P_o \cdot R_H \quad /17/$$

Jestliže budeme regulační rozsah realizovat pouze regulačním HM, budeme HM dimenzovat podle /17/ a HG bude dimenzován na výkon použitého spalovacího motoru.

Jestliže se bude regulační rozsah realizovat regulačním HG bude se tento dimenzovat podle /16/ a HM se bude dimenzovat na stejný výkon, jako je výkon HG.

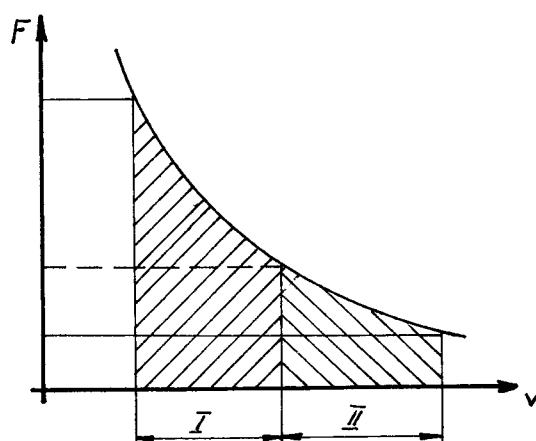
Regulační rozsah požadovaný můžeme také dosáhnout použitím HSP s menším regulačním rozsahem a to tím způsobem, že použijeme sériově přiřazenou stupňovou převodovku. Odstupňování převodových poměrů v přídatné stupňové převodovce lze volit těmito způsoby:

a/ s překrytím převodových stupňů



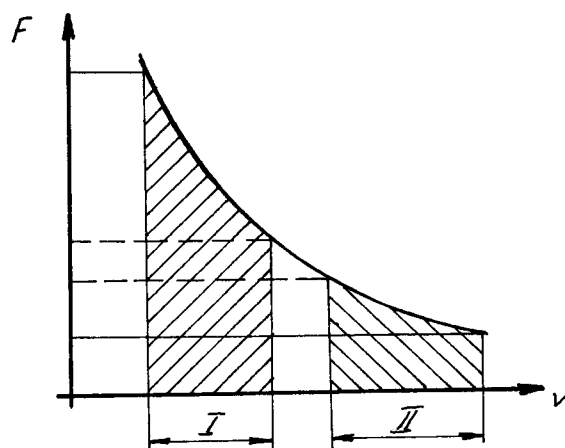
Obr. 7 Trakční charakteristika s překrytím pro dvoustupňovou převodovku

b/ bez překrytí převodových stupňů



Obr. 8 Trakční charakteristika bez překrytí pro dvojstupňovou převodovku

c/ s mezerou



Obr. 9 Trakční charakteristika s mezerou

Řazení převodových stupňů se provádí při zastaveném stroji. Rozjezd se pak uskutečňuje při konstantní maximální tažné síle příslušející příslušnému převodovému stupni až do min. rychlosti odpovídající příslušnému převodovému stupni, trakční charakteristice. Výkon spotřebovaný pro rozjezd se označuje jako ztrátový. Je tedy zřejmé, že nejmenší ztrátový výkon bude u trakční charakteristiky spřekrytím a největší u trakční charakteristiky s mezerou.

Naproti tomu největší regulační rozsah lze dosáhnout s trakční charakteristikou s mezerou, nejmenší s trakční charakteristikou s překrytím.

Za nejvýhodnější se tedy může považovat trakční charakteristika bez překrytí podle obr. 8., která vykazuje menší ztrátový výkon než charakteristika s mezerou a má větší regulační rozsah než charakteristika s překrytím.

Cellkový regulační rozsah HSF pro trakční charakteristiku bez překrytí a pro u rychlostních stupňů bude $/R_H/u$.

Pro regulační rozsah požadovaný a dosažitelný HSP má platit tato podmínka:

$$R_p \leq /R_H/u \quad /18/$$

Abychom mohli určit velikost základních prvků HSP musíme znát jejich základní parametry. Výrobou hydrostatických převodníků i potřebných regulačních systémů se v ČSSR zabývá národní podnik ZTS Dubnica nad Váhom. Tyto převodníky jsou pístové, axiální, se šikmou opěrnou deskou. Neregulační HG SPF a neregulační HM SMF mají úhel vychýlení opěrné desky $\beta = 18^\circ$. Regulační HG SPV mají úhel vychýlení opěrné desky proměnný v intervalu $\beta, \in \langle -18^\circ ; 18^\circ \rangle$. Regulační HM SMV mají tento úhel v intervalu $\beta, \in \langle 7^\circ ; 18^\circ \rangle$.

Základní výkonnové parametry hydrostatických převodníků jsou uvedeny v tabulce 2. Příslušné hodnoty jsou převrasy z [7].

Tabulka 2 Výkonové parametry při $p_{\max} = 35 \text{ MPa}$

typ.velikost	20	21	22	23	24	25	26	27
$V_o [\text{cm}^3]$	33,3	51,6	68,8	89,0	118,7	165,8	227,3	333,7
$n_{\max} [\text{min}^{-1}]$	3590	3100	2810	2590	2350	2100	1890	1670
$\omega_{\max} [\text{s}^{-1}]$	375,96	324,67	294,26	271,22	246,09	219,91	197,92	174,88
$M_{\max} [\text{Nm}]$	185,49	287,43	383,24	995,76	661,20	923,57	1266,1	1858,8
$F_p [\text{kW}]$	67,73	93,31	112,77	134,46	162,71	203,10	250,59	325,07
hmotnost kg								
SPV	45	55	63	78	124	166	212	270
SMF	30	35	40	47	70	124	152	197
SPF	25	30	35	42	65	119	147	192
SMV	51	61	69	78	139	179	227	285

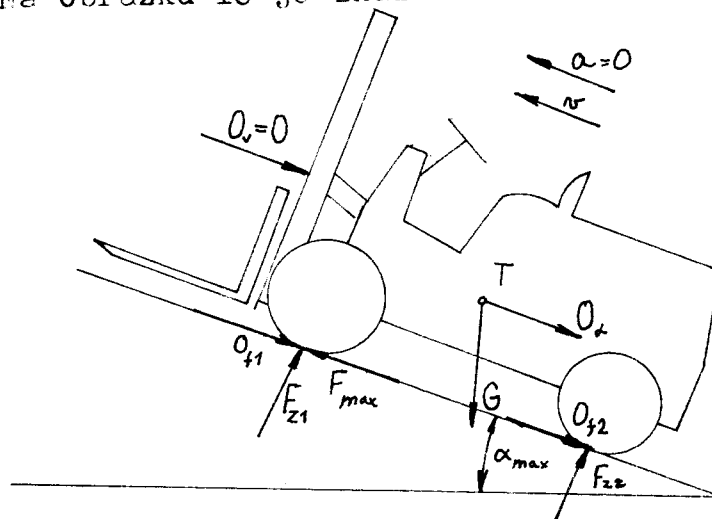
4. 2 Výpočet velikosti základních prvků HSP

K určení velikosti hydrostatických převodníků musíme nejprve stanovit požadovaný regulační rozsah R_p podle vzta-
hu /14/. To však předpokládá zjistit požadovanou maximální
tažnou sílu $F_{\max}$, maximální rychlost $v_{\max}$ a výkon spalovací-
ho motoru P_o , který je k dispozici pro pohon HSI.

Maximální požadovanou tažnou sílu $F_{\max}$ určíme z rovno-
váhy sil vysokozdvížného vozíku na nakloněné rovině za těch-
to předpokladů:

- úhel sklonu roviny odpovídá stoupavosti
- zrychlení je nulové
- odpor vzduchu zanedbáme

Na obrázku 10 je znázorněno silové působení na vozík.



Obr. 10 Silové působení na vozík

Úhel sklonu roviny určíme na základě uvedeného předpokladu z tabulky 1:

$$\alpha_{\max} = \arctg \frac{s}{100} = 11,31^\circ \quad /19/$$

Tíhu vozíku G určíme z tabulky 1 jako součet jmenovité nosnosti vozíku a pohotovostní hmotnosti vozíku t.j.:

$$G = /Q + m_p / \cdot g = /3200 + 4\,720/ \cdot 9,81 = 77\,695 \text{ N} \quad /20/$$

Z rovnováhy sil ve směru pohybu vozíku vyplývá na základě uvedených předpokladů vztah:

$$F_{\max} = O_\alpha + Q_f \quad /21/$$

Odpor stoupání O_α určíme jako složku tíže do směru pohybu vozíku:

$$O_\alpha = G \cdot \sin \alpha_{\max} \quad /22/$$

$$\text{Celkový odpor valení } O_f = \sum_{i=1}^2 O_{fi} \quad \text{se určí ze vztahu:}$$

$$O_f = f \cdot G \cdot \cos \alpha_{\max} \quad /23/$$

Součinitel odporu valení f jsem podle [13] volil $f = 0,03$.

Maximální tažná síla bude mít tedy velikost:

$$F_{\max} = G \cdot / \sin \alpha_{\max} + f \cdot \cos \alpha_{\max} / = 77\,695 / \sin 11,31 + 0,03 \cos 11,31 / = 17\,523 \text{ N} \quad /24/$$

Výkon spalovacího motoru, který máme k dispozici pro pohon HSP se určí jako výkon spalovacího motoru, udaného v tabulce 1 zmenšený o výkon pro pohon hydrogenerátorů potřebných pro zajištění funkce regulačního obvodu P_{RG} a výkon potřebný pro pohon hydrogenerátoru zdvihacího zařízení pracujícího naprázdno P_{no} /tento HG bude trvale připojen ke spalovacímu motoru a z toho tedy pak vyplývá, že musíme dodávat určitý výkon potřebný k protlačení proudu kapaliny obvodem zdviha-

cího zařízení/a výkon pro pohon HG servořízení P_s . Přibližné velikosti těchto výkonů jsou následující:

$$P_{RG} = 0,7 \text{ kW}$$

$$P_{no} = 0,6 \text{ kW}$$

$$P_s = 3,3 \text{ kW}$$

Výkon P_o bude mít potom velikost:

$$P_o = P_e - P_{RG} - P_{no} - P_s = 47,5 - 0,7 - 0,6 - 3,3 = 43 \text{ kW} \quad /25/$$

Maximální rychlost vysokozdvížného vozíku má podle tabulky 1 velikost: $v_{\max} = 18 \text{ km h}^{-1}$.

Požadovaný regulační rozsah HSI podle /14/ a s ohledem na /24/, /25/ a maximální rychlost vysokozdvížného vozíku, bude mít velikost:

$$R_p = \frac{F_{\max} \cdot v_{\max}}{P_o} = \frac{17\,523 \cdot 18}{3,6 \cdot 43 \cdot 10^3} = 2,038 \quad /26/$$

Tento regulační rozsah lze zajistit bez použití stupňové převodovky a s jedním regulačním převodníkem, ale s ohledem na nedostatky typu 4 HSP uvedené v části 2. 1 použijeme HSI s regulačním HG a neregulačním HM. To znamená podle části 4. 1, jestliže budeme celý regulační rozsah realizovat pouze regulačním HG, že se tento HG i neregulační HM bude dimenzovat podle rohového výkonu HG.

Předběžnou hodnotu rohového výkonu HG P'_{PG} určíme pomocí vztahu /15/ a pomocí vztahu /18/ pro jednostupňový převod:

$$P'_{PG} = R_p \cdot P_o \quad /27/$$

Po dosazení:

$$P'_{PG} = R_p \cdot P_o = 2,038 \cdot 43 = 87,6 \text{ kW} \quad /28/$$

Z tabulky 2 určíme s ohledem na /18/ nejbližší vyšší rohový výkon HG i HM:

$$P_{PG} = P_{PM} = 93,31 \text{ kW}$$

Při použití varianty 1 HSP t.j. jeden HG a jeden HM /viz kap. 3.2/ se použijí hydrostatické převodníky SPV 21 a SMF 21.

Při použití varianty 2 HSP tj. jeden HG a dva HM se použijí hydrostatické převodníky SPV 21 a dva SMF 20, protože se zde množství protékající hydraulické kapaliny rozděluje na dva HM. Porovnáme-li však obě uvažované varianty z hlediska hmotnosti hydrostatických převodníků a z hlediska složitosti přestavby vysokozdvížného vozíku DVHM 3222 L na hydrostatický pohon bude zřejmé, že výhodnější je použít variantu 1, protože:

- hmotnost hydrostatických převodníků u varianty 1 je 90 kg, kdežto u varianty 2 je 115 kg, tedy o 15 kg více, což znamená v konečném důsledku nižší přepravní výkon při určitém vestavěném výkonu pohonného motoru, jak bude ukázáno dále. Při přestavbě může zůstat přední náprava v téměř nezměněném stavu /pouze se přizpůsobí převodový poměr nápravy výstupním parametřům HSP/, kdežto u varianty 2 by muselo dojít k zásadní rekonstrukci přední nápravy.

Regulační rozsah HSP bude s ohledem na předcházející úvahy mít velikost:

$$R_H = \frac{P_{PG}}{P_o} = \frac{93,31}{43} = 2,170 \quad /29/$$

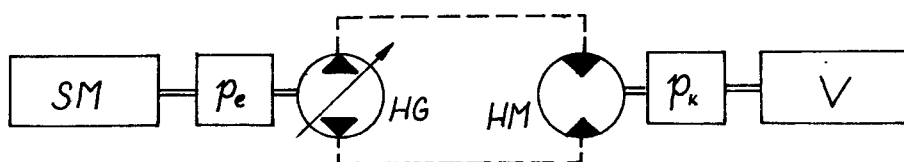
což je v souladu s podmínkou /18/.

Na základě vztahu /12/ bude platit:

$$\varphi_{1 \min} = \frac{1}{R_H} = \frac{1}{2,170} = 0,461 \quad /30/$$

V dalším výpočtu již bude potřeba přihlédnout i k účinnostem jednotlivých převodů a HSP.

Naobrázku 11 je uvedeno navrhované schema uspořádání HSP.



Obr. 11 Schema pohonu vozíku

V obrázku jsou použita tato značení:

- SM spalovací motor
 P_e převod na vstupu do HG
 P_k převod zahrnující převod v diferenciálu
i převod v kolech
V vozidlo /spotřebič energie spalovacího motoru/

Pro transformaci otáček spalovacího motoru na HG potřebujeme převodový poměr:

$$i_o = \frac{n_o}{n_1} = \frac{2\ 200}{3\ 100} = 0,710 \quad /31/$$

Pro účinnost převodu platí:

$$\gamma_o = \frac{P_1}{P_o} = \frac{M_1 \cdot \omega_1}{M_o \cdot \omega_o} = \frac{M_{1\ max}}{M_{o\ max}} \cdot \frac{1}{i_o} \quad /32/$$

Její velikost byla určena z [13] a má hodnotu: $\gamma_o = 0,94$

Moment $M_{1\ max}$ má velikost :

$$M_{1\ max} = \frac{V_{o2} \cdot \varphi_{2min}}{2\pi} \cdot P_{1\ max} = \frac{51,6 \cdot 10^{-6} \cdot 0,461}{2\pi} \cdot 35 \cdot 10^6$$
$$= 133\ \text{Nm} \quad /33/$$

Ze vztahu /32/ dostáváme po dosažení velikost potřebného momentu motoru:

$$M_{o\ max} = \frac{M_{1\ max}}{i_o \cdot \gamma_o} = \frac{133}{0,710 \cdot 0,94} = 199\ \text{Nm} \quad /34/$$

Obdobně pro HM platí:

$$\gamma_k = \frac{P_k}{P_2} = \frac{M_k}{M_2} \cdot \frac{1}{i_k} = \frac{M_{k\ max}}{M_{2\ max}} \cdot \frac{1}{i_k} \quad /35/$$

Účinnost převodu γ_k podle [13] volím $\gamma_k = 0,92$. Maximální moment na výstupu s HM se dá určit podle následujícího vztahu:

$$M_{2 \max} = \frac{V_{02}}{2\pi} \cdot p_{1 \max} \cdot \gamma_{ps} \quad /36/$$

Účinnost tlakovou obvodu γ_{ps} odhadneme $\gamma_{ps} = 0,97$. Potom maximální moment na výstupu s HG bude mít velikost:

$$M_{2 \max} = \frac{51,6 \cdot 10^{-6}}{2\pi} \cdot 35 \cdot 10^6 \cdot 0,97 = 279 \text{ Nm} \quad /37/$$

Maximální moment na kolech vozíku určíme pomocí maximální tažné síly a dynamického poloměru kola R_d odečteného z tabulky 1:

$$M_{k \max} = F_{\max} \cdot R_d = 17\,523 \cdot 0,334 = 5\,853 \text{ Nm} \quad /36/$$

Velikost převodového poměru potřebného k vyvození kroutícího momentu $M_{k \max}$ bude podle /35/ mít velikost:

$$i_k = \frac{M_{k \max}}{M_{2 \max}} \cdot \frac{1}{\gamma_k} = \frac{5\,853}{279} \cdot \frac{1}{0,92} = 22,803 \quad /37/$$

K dosažení tohoto převodového poměru je však potřeba upravit rozměry ozubených kol v nápravě.

K určení maximální rychlosti vozíku musíme nejprve určit max. průtočné množství kapaliny protékající hydromotorem:

$$Q_{2 \max} = Q_{1 \max} \cdot \gamma_{qs} = V_{01} \cdot n_{1 \max} \cdot \gamma_{qs} \cdot \gamma_{q1} \quad /38/$$

Pro stanovení objemové účinnosti HG γ_{q1} je potřeba nejprve spočítat minimální tlak v obvodu $p_{1 \min}$. Ten se vypočítá ze vztahu /15/ a výsledku vztahu /29/:

$$p_{1 \min} = \frac{p_{1 \max}}{R_H} = \frac{35 \cdot 10^6}{2,170} = 16 \text{ MPa} \quad /39/$$

Pro tlak $p_{1 \min} = 16 \text{ MPa}$, pro otáčky $n_{1 \max} = 3\,100 \text{ min}^{-1}$ a pro $\varphi_{1 \min} = 0,461$ vypočteného v /30/ bude objemová účinnost HG podle údajů výrobce: $\gamma_{q1} = 0,98$.

Objemovou účinnost obvodu odhadneme $\gamma_{qs} = 0,99$.

Bude tedy platit:

$$\begin{aligned} Q_{2 \max} &= V_{o1} \cdot n_{1 \max} \cdot \gamma_{q0} \cdot \gamma_{q1} = 51,6 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{3 \cdot 100}{60} \cdot 0,99 \\ &= 2,59 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \end{aligned} \quad /40/$$

zároveň také platí:

$$Q_{2 \max} = V_{o2} \cdot n_{2 \max} \cdot \frac{1}{\gamma_{q2}} \quad /41/$$

Objemová účinnost HM γ_{q2} je podle údajů výrobce na základě již uvedeného postupu $\gamma_{q2} = 0,98$.

Pro maximální otáčky kola platí:

$$n_{k \max} = \frac{n_{2 \max}}{i_k} \quad /42/$$

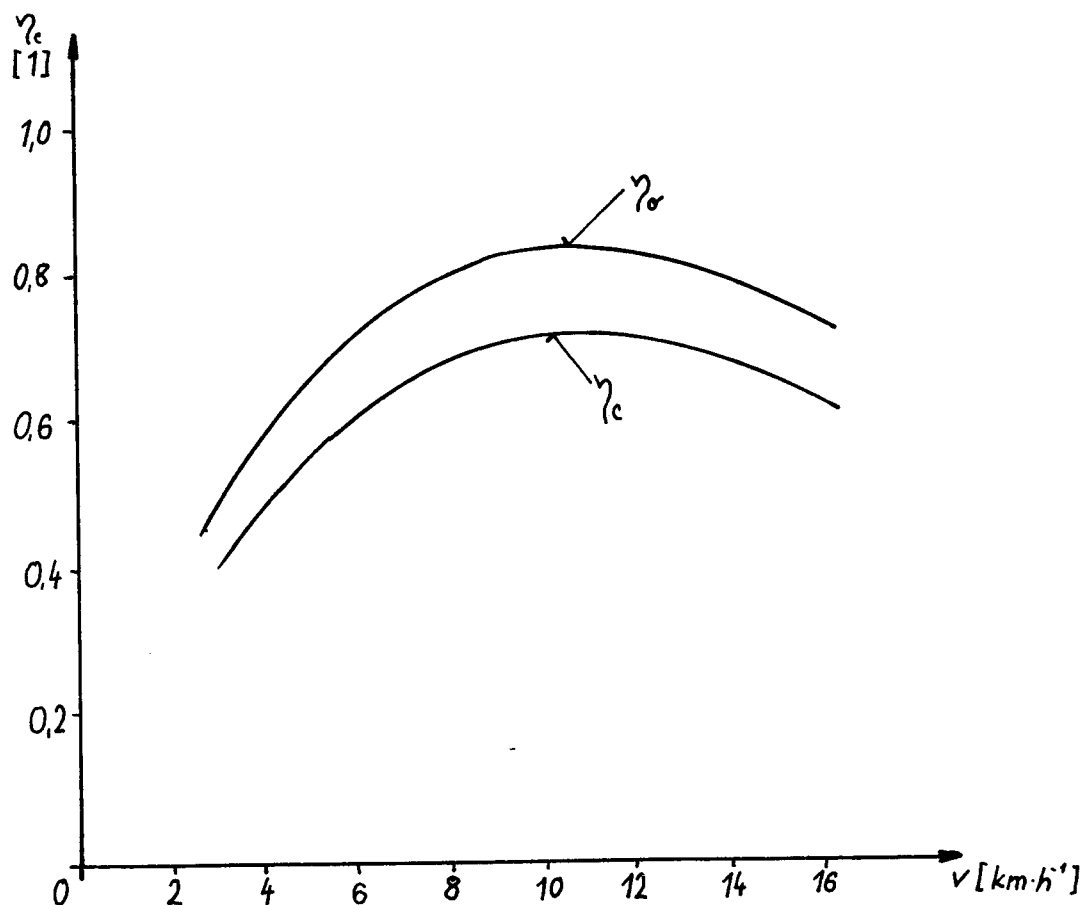
Po dosazení otáček HM $n_{2 \max}$ ze vztahu /41/ do /42/ a dosazení hodnot příslušných veličin budou otáčky $n_{k \max}$ mít velikost:

$$n_{k \max} = \frac{Q_{\max} \cdot \gamma_{q2}}{V_{o2} \cdot i_k} = \frac{2,59 \cdot 10^{-3} \cdot 0,98}{51,6 \cdot 10^{-6} \cdot 22,803} = 2,16 \text{ s}^{-1} \quad /43/$$

Maximální pojezdová rychlost vozíku s HSP bude mít velikost:

$$\begin{aligned} v_{\max} &= 2 \pi \cdot R_d \cdot n_{k \max} = 2 \pi \cdot 0,334 \cdot 2,16 = 4,53 \text{ m s}^{-1} = \\ &= 16,3 \text{ km h}^{-1} \end{aligned} \quad /44/$$

V dalším kroku provedu sestrojení výstupní charakteristiky HSP. Tato výstupní charakteristika byla sestrojena na základě tabulkových hodnot účinností pro HSP s regulačním HG a neregulačním HM zpracovaných v oblastním diagramu, který byl uveden v [5]. Pro výkon spalovacího motoru $P_0 = 43 \text{ kW}$ je průběh účinnosti znázorněn na obr. 12.



Obr. 12 Průběh celkové účinnosti a účinnosti HSI

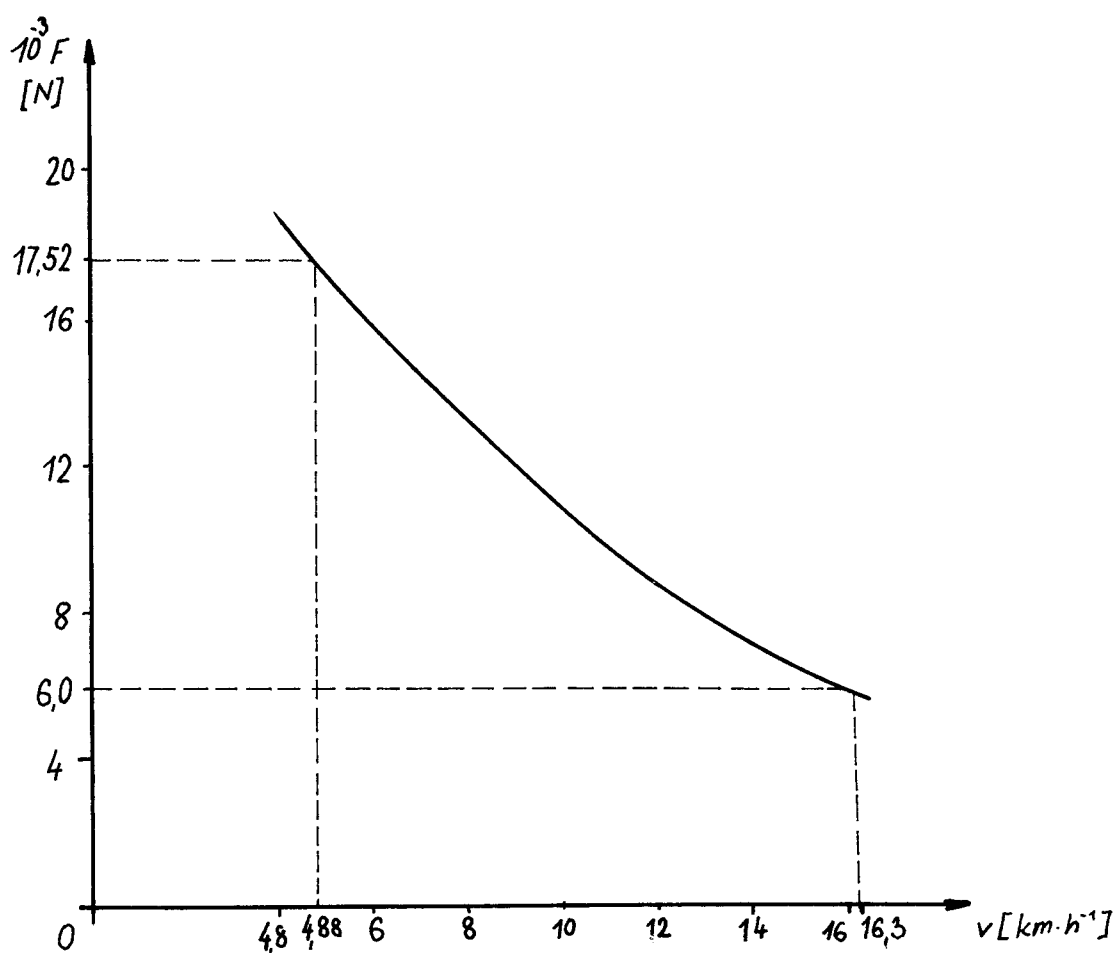
Celková účinnost byla stanovena jako součin:

$$\gamma_c = \gamma_\sigma \cdot \gamma_k \cdot \gamma_o \quad /45/$$

Protože účinnost γ_k a γ_o jsou konstantní bude průběh celkové účinnosti HSI γ_c záviset na průběhu účinnosti HSP.

Body tažné charakteristiky se vypočítají podle vzorce:

$$F = \frac{\gamma_c \cdot P_o}{v} \quad [N] \quad /46/$$



Obr. 12 Tažná charakteristika

Průběh tažné síly v závislosti na rychlosti tedy není zcela hyperbolický jak by odpovídalo teoreticky, ale vlivem účinnosti se od této křivky odlišuje.

4. 3 Rekonstrukce pohonu vozíku DVHM 3222 L

Na základě výsledků z kapitoly 4.2 lze stanovit předběžný konstrukční návrh pohonu vozíku.

Při návrhu pohonu vozíku jsem se snažil o splnění těchto podmínek:

- 1/ zachovat koncepci hnacího bloku
- 2/ zachovat co nejvíce podskupin a součástí s původního řešení.

Zachování koncepce hnacího bloku je důležité z toho důvodu, že hnací blok tvoří nosnou část vozíku. Změna koncepce by si potom zásadní změny v celé koncepci vozíku vyžádala.

Zachování co nejvíce podskupin a součástí z původního řešení má důvody ekonomické a znamená, že se snažíme o minimální změny v technologii výroby u podskupin a součástí již používaných na vozíku.

Předběžný konstrukční návrh pohonu vozíku DVHM 3222L je uveden v příloze. Hnací blok je zde možno rozdělit do těchto skupin:

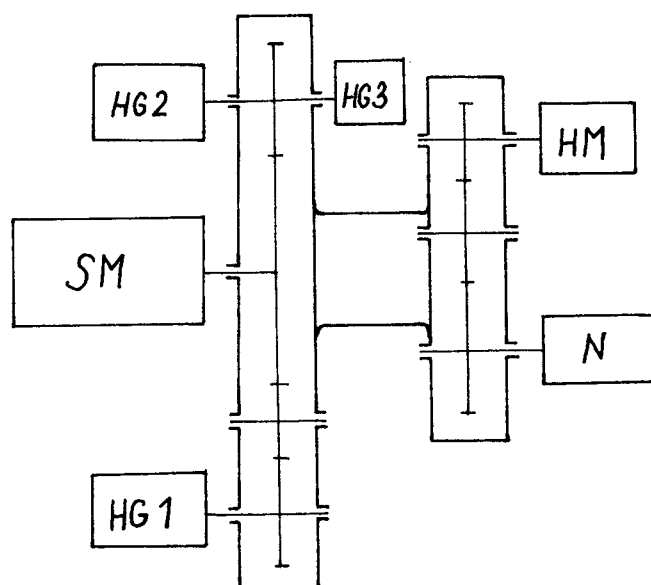
- hnací motor
- ústrojí hydrogenerátorů
- ústrojí HM
- hnací nápravy

Hnací motor /i se setrvačником/ a přední náprava zůstávají v nezměněném stavu vzhledem k dosavadnímu řešení.

Ústrojí hydrogenerátorů zajišťuje potřebné parametry pracovní hydraulické kapaliny pro hydraulický obvod pojezdu, pracovních zařízení a servořízení. Připojení tohoto ústrojí k hnacímu motoru je v konstrukčním návrhu provedeno tak, aby nebylo potřeba měnit stávající způsob provedení setrvačnicku. Otáčky hnacího motoru jsou pak transformovány převodem ozubenými koly se šikným ozubením k příslušným HG jak je naznačeno na obr. 13. Protože ozubení tohoto převodu bude dimenzované podle max. výkonu přenášeného regulačním HG pojezdu, který je mnohem větší než výkon odebíraný HG servořízení a pracovních zařízení, lze předpokládat, že bude i dostatečně vyhovovat pro paralelní pohon HG servořízení a pracovních zařízení.

Ústrojí HM zajišťuje přeměnu energie pracovní hydraulické kapaliny pojezdu na mechanickou energii. Připojení tohoto ústrojí k hnací nápravě je opět provedeno tak, aby bylo zachována stávající konstrukce hnací nápravy. Pro transformaci otáček HM na nápravu je zde opět použit převod ozubenými koly se šikmým ozubením.

Základní uspořádání hnacího bloku je na obr. 13.



Obr. 13 Schema uspořádání hnacího bloku

Ve schematu je označeno:

- HG 1 - HG pojezdu
- HG 2 - HG pracovních zařízení
- HG 3 - HG servořízení
- N - náprava
- SM - spalovací motor

5. 0 ŘEŠENÍ SPOLUPRÁCE SPALOVACÍ MOTOR - HG -HM

K důležitým ukazatelům technické úrovně technologických zařízení patří stupeň využití energie při jejich provozu. Pod stupněm využití energie si můžeme představit podíl energie, která je za současného stavu poznání a současné úrovně technických prostředků objektivně potřebná pro zabezpečení technologického procesu, k celkové skutečně spotřebované energii. Přitom velkou pozornost je třeba také věnovat stupni využití energie v zařízeních, které obsahují v převodnicích pro přestup energie a transformačním členům, protože právě zde dochází k velkým ztrátám energie. Stupeň využití energie tedy vystupuje do popředí i u HSP a je mu proto potřeba věnovat náležitou pozornost.

HSP má v tomto směru proti některým jiným převodům, které mají samoregulační schopnost, velkou výhodu v tom, že výkon odebíraný HSP lze regulovat spoluprací spalovací motor-HSP.

5. 1 Požadavky kladené na pohon vysoko zdvižného vozíku a jejich rozbor

Pro provoz vozíku a spolehlivé zajištění všech jeho funkcí musí regulace a ovládání pracovního stroje zabezpečit následující požadavky:

1. maximální využívání výkonu instalovaného hnacího motoru
2. možnost odběru výkonu z hnacího motoru pro pohon pracovního zařízení bez zásahu obsluhy
3. přednostní odběr výkonu pro pracovní zařízení před odběrem výkonu pro pojezd vozíku
4. možnost plynulé změny rychlosti vozíku od nulové po maximální
5. možnost operativního ovládání maximální tažné síly vozíku a tedy i dosažení maximálního zrychlení
6. možnost reverzace směru pohybu a to i pod zatížením
7. možnost brždění vozíku využitím brzdného momentu motoru

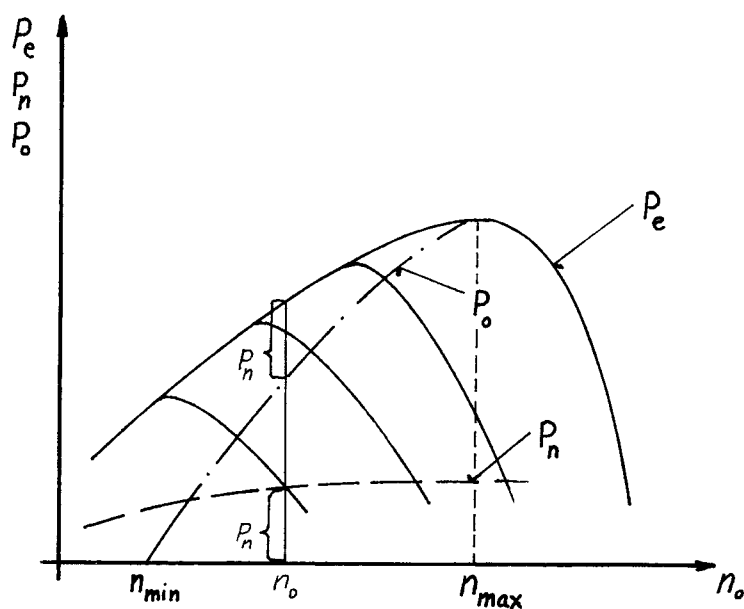
8. zachování rychlosti jízdy pracovního stroje, kterou obsluha nastavila, tzn. aby nedocházelo k náhlému/skokovému/poklesu nebo vzrůstu této nastavené rychlosti vlivem skokové změny v odběru výkonu pro pracovní zařízení

9. možnost libovolně ovládat rychlosti pohybu pracovního zařízení

10. spolehlivost a bezpečnost

Pod pojmem pracovní zařízení se rozumí zdvihací a naklápací zařízení popř. pracovní doplňky vysokozdvizného vozíku.

Vnější charakteristika vznětového motoru s výkonostním regulátorem, společně s průběhem výkonu P_o odebíraného HSP a průběhem výkonu odebíraného pracovním zařízením P_n je na obr. 14.



Obr. 14.

Otáčky n_D rozdělují regulační rozsah otáček na dvě oblasti. V první oblasti tzn. do otáček n_D je zaručen přebytek výkonu spalovacího motoru. Ve druhé oblasti tj. od otáček n_D výše je součet výkonů $P_o + P_n$ větší než výkon, který je

k dispozici spalovacím motorem. Je proto nutné v druhé oblasti regulačního rozsahu otáček některý z odebíraných výkonů omezovat. Abychom splnili požadavek 3 je zřejmé, že musíme omezovat odběr výkonu P_o HSP tak, aby vždy platilo $P_e = P_o + P_n$, přičemž musíme zajistit, aby v souladu s požadavkem 2 byl tento odběr umožněn bez zásahu obsluhy pracovního stroje, tedy automaticky. Tím také zajistíme splnění požadavků 1, 9 a požadavek bezpečnosti 10.

Podmínka 6 je již splněna použitím hydrostatického převodníku SPV.

Průběh výkonu odebíraného HSP a tedy i pracovní režim spalovacího motoru lze regulovat, čímž zajistíme i splnění podmínek 4, 5, 7 a 8.

5. 2 Požadavky kladené na pracovní režim hnacího spalovacího motoru a jejich rozbor

Při řešení optimálního pracovního režimu spalovacího motoru je třeba vycházet z těchto hledisek:

1. Spalovací motor by měl pracovat v oblasti nejvýhodnějších ekonomických režimů

2. Regulovaný HSP by měl pracovat v oblasti nejvýhodnějších účinností

3. Pracovní zařízení by mělo pracovat v oblasti nejvýhodnějších účinností

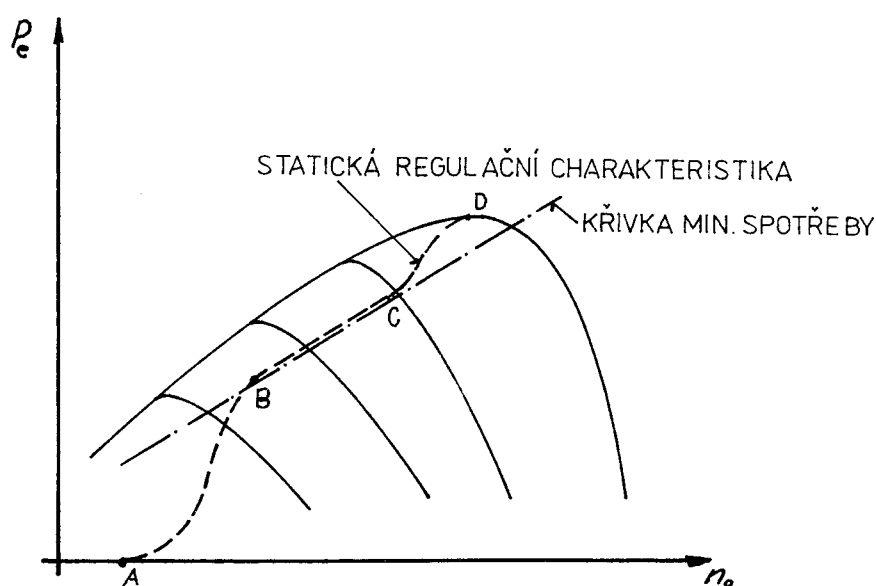
4. Vozidlo samo by mělo být řešené tak, aby co nejvíce využívalo výkonu vestavěného spalovacího motoru.

Požadavek, aby pohonný motor pracoval v oblasti nejvýhodnějších ekonomických režimů, znamená, aby spalovací motor pracoval v režimech odpovídajících minimální spotřebě paliva, ale s možností využít maximální výkon vestavěného spalovacího motoru.

Řešení je takové, že nejprve zjistíme křivku minimální spotřeby. Tuto křivku zjistíme např. pomocí úplné charakteristiky motoru. Křivku minimální spotřeby pak korigujeme s ohledem

Požadavek, aby pohonný motor pracoval v oblasti nejvýhodnějších ekonomických režimů, znamená, aby spalovací motor pracoval v režimech odpovídajících minimální spotřebě paliva, ale s možností využít maximální výkon vestavěného spalovacího motoru.

Řešení je takové, že nejprve zjistíme křivku minimální spotřeby. Tuto křivku zjistíme např. pomocí úplné charakteristiky motoru. Křivku minimální spotřeby pak korigujeme s ohledem na možnost získat ze spalovacího motoru maximální výkon /viz čára CD v obr. 15/ při možnosti citlivě nastavit výkon spalovacího motoru od nulové hodnoty /viz čára AB v obr. 15/.



Obr. 15 statická regulační charakteristika spalovacího motoru

Statická regulační charakteristika spalovacího motoru je množina bodů, ve kterých bude spalovací motor pracovat ve spolupráci s HSP při kvantitativních změnách zátěže.

Požadavek, aby regulační HSP pracoval v oblasti nejvýhodnějších účinností je žádoucí řešit společně s požadavkem, aby motor pracoval v oblasti minimální spotřeby paliva.

Postupuje se tak, že se nejprve sestrojí křivky potřebného výkonu spalovacího motoru P_e pro různé konstantní hodnoty výkonu na kolech P_k podle vztahu:

$$P_e = \frac{P_k}{\eta_c} \quad /47/$$

Tvar těchto křivek závisí na změně celkové účinnosti η_c /tj. od spalovacího motoru ke kolům/ v závislosti na otáčkách motoru n_o . Při výpočtu se berou hodnoty η_c odpovídající určitému výkonu na kolech. Protože celková účinnost η_c závisí také na nastavení řídicího parametru φ je potřeba tento výpočet provádět pro určitou konstantní hodnotu řídicího parametru. Tato konstantní hodnota řídicího parametru φ může být střední hodnota řídicího parametru:

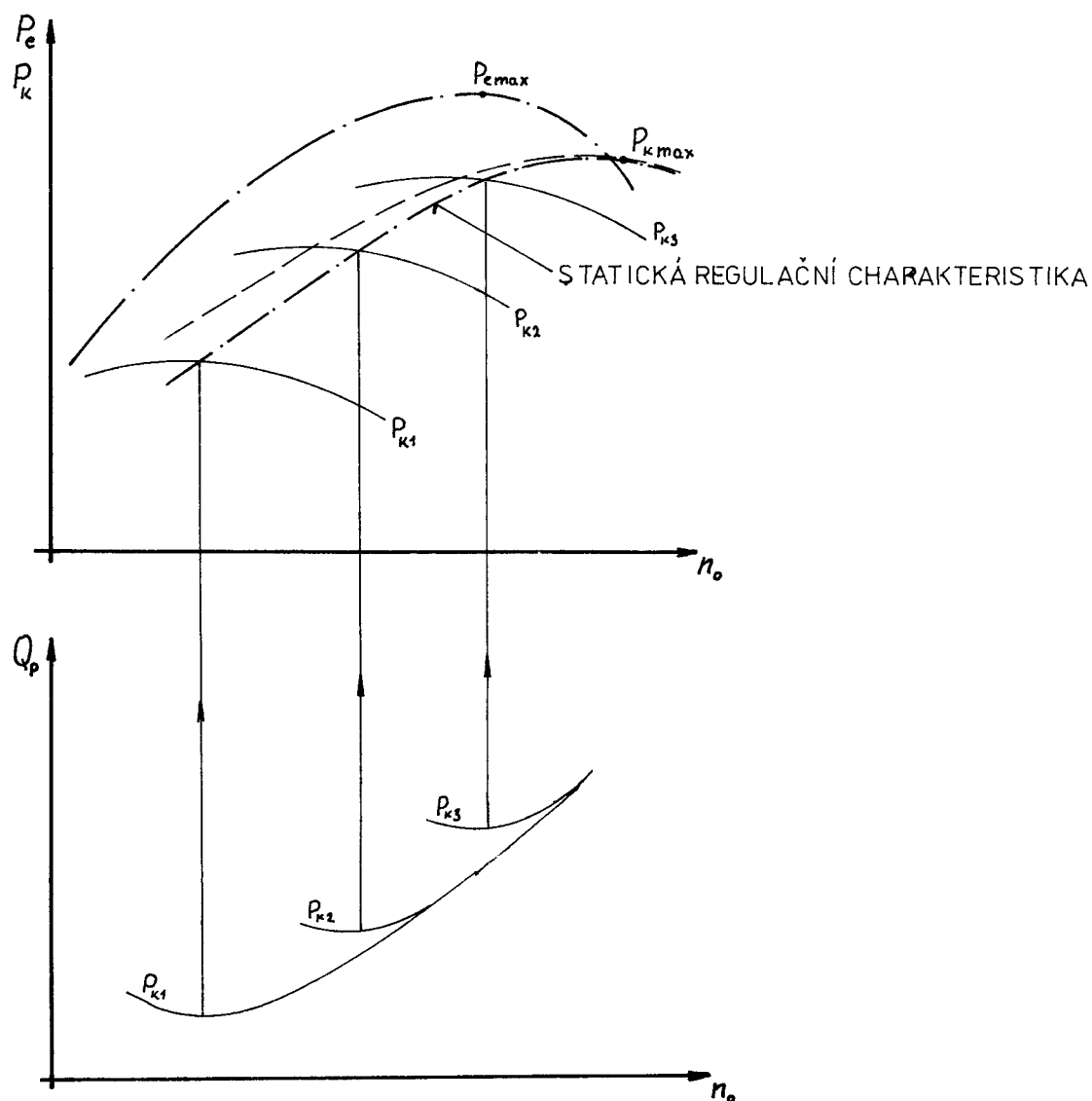
$$\bar{\varphi} = \frac{\varphi_{\max} + \varphi_{\min}}{2} \quad /48/$$

nebo se může použít pro výpočet hodnota řídicího parametru odpovídající rovnoměrnému pohybu vozíku po vodorovné podložce. Potom pomocí charakteristiky spotřeby paliva Q_p na otáčkách určíme regulační charakteristiku.

Abychom mohli využít maximální výkon vestavěného spalovacího motoru, pro který pak křivku můžeme korigovat, sestrojíme pomocí celkové účinnosti vnější charakteristiky spalovacího motoru odpovídající maximální přípustnosti paliva, křivku výkonu na kolech podle vztahu:

$$P_k = P_e \cdot \eta_c \quad /49/$$

Postup je zřejmý z obr. 16.

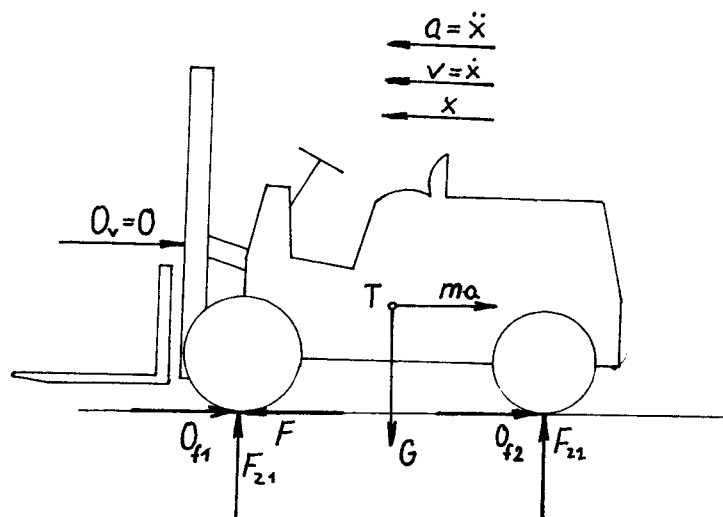


Obr. 16 Regulační charakteristika spalovacího motoru

Při uvažování hlediska 3 je nutné nejprve zjistit charakteristiku pracovních zařízení a podle ní pak korigovat regulační charakteristiku motoru [5] .

Podle hlediska 4 se snažíme co nejvíc využít výkon vestavěného spalovacího motoru. Význam tohoto požadavku vyplývá z následující úvahy:

Napíšeme pohybovou rovnici vozíku, který se pohybuje po vodorovné podložce /viz obr. 17/.



Obr. 17 Schema pro sestavení pohybové rovnice

Pohybová rovnice má tvar:

$$m \ddot{x} = O_f - F \quad /50/$$

Pro vysvětlení hlediska 4 můžeme zavést předpoklad, že zanedbáváme odpor valení O_f . Pohybová rovnice /50/ potom bude mít tvar:

$$m \ddot{x} + F = 0 \quad /51/$$

Po dosazení za F :

$$m \ddot{x} + \frac{P_e}{\dot{x}} \cdot \gamma_c = 0 \quad /52/$$

Po vyřešení této rovnice a po úpravě dostáváme:

$$t = \frac{1}{P_e} \cdot \left[\sqrt{\frac{9}{8} P_e \cdot m \cdot /x - c_2/2} - c_1 \right] \quad /53/$$

C_1 a C_2 jsou integrační konstanty.

Ze vztahu /53/ vyplývá, že maximální využití výkonu pohoného spalovacího motoru má velký vliv na zkrácení přeprav-

ních časů, což někdy nutí potlačit i ostatní požadavky, hlavně ve vojenské a letecké technice a u některých velkokapacitních strojů.

Regulační charakteristika spalovacího motoru není určena pouze jedním požadavkem samostatně, ale je to určitý kompromis, jednotlivých kritérií.

5. 3 Automatická regulace HSP

HSP je možné regulovat:

- a/ ručně
- b/ automaticky

Ruční regulace je levnější ovšem jenom relativně, protože pracovní režimy jsou určovány obsluhou stroje. Kvalita regulace je potom značně závislá na zručnosti a době zapracování obsluhy. Jestliže obsluha nesprávně reguluje práci HSP, může se to ve značné míře projevit na vzrůstu provozních nákladů vozíku.

Naproti tomu při použití automatické regulace je zásah obsluhy do regulace HSP značně omezen. Obsluha nemusí přizpůsobovat parametry HSP zátěži a kromě toho se značně zjednoduší obsluha.

Výrobou zařízení pro automatickou regulaci HSP se v ČSSR zabývají ZTS národní podnik Dubnica nad Váhom.

Regulace výkonu, které byly v n.p. ZTS Dubnica nad Váhom vyvinuty se dají rozdělit takto:

- A. Podle regulovaného výkonu
 - 1. regulace výkonu HSP
 - 2. regulace pohonného motoru zatíženého regulovaným HSP a neregulovaným dalším zařízením.
- B. Podle druhu požadované hodnoty výstupního výkonu pojezdu:
 - 1. regulace na konstantní hodnotu
 - 2. vlečná regulace, tzn. že žádaná hodnota výkonu je závislá na otáčkách pohonného motoru nebo na nastavení výkonu pohonného motoru.

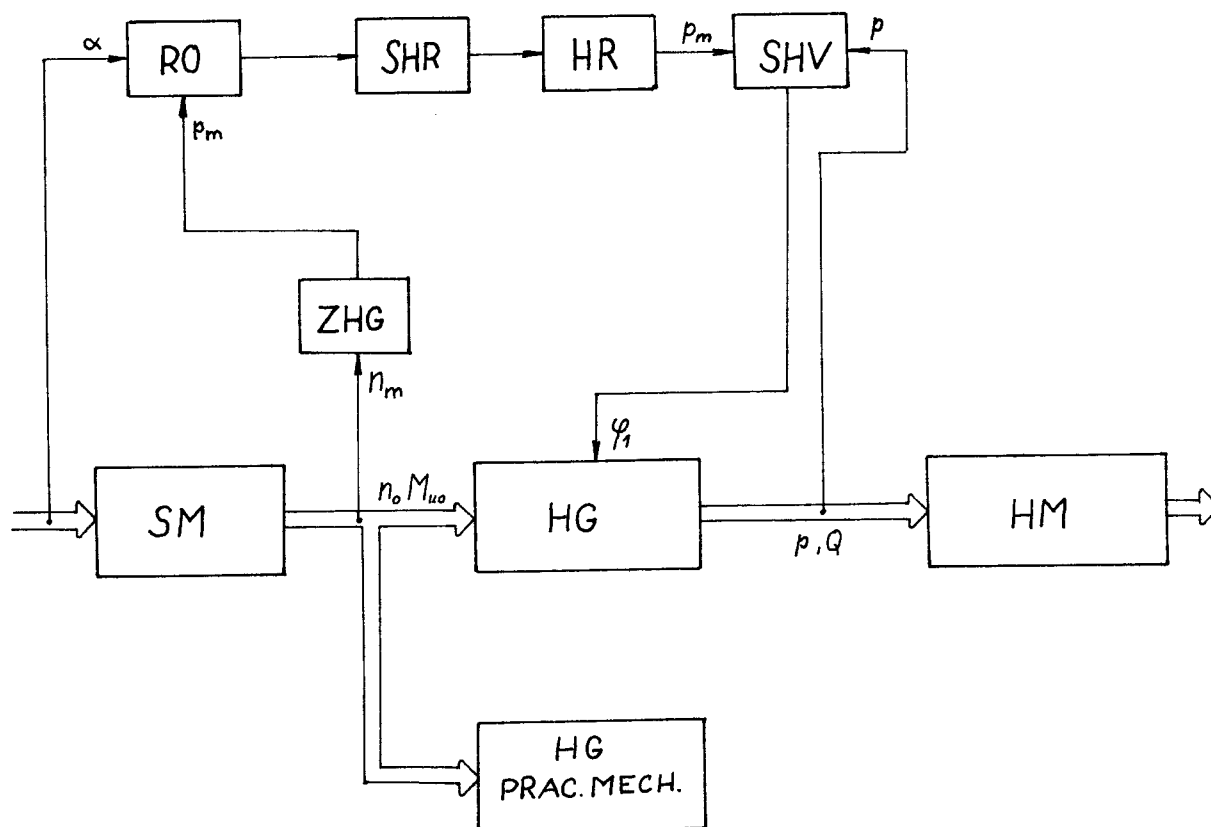
C. Podle druhu regulovaného HSP:

1. primární regulace jednoho nebo více regulačních HG
2. sekundární regulace jednoho nebo více regulačních HM.

Na základě předchozích výsledků a úvah vyplývá, že pro pohon vysoko zdvižného vozíku vyhovuje tato kombinace: A2 - B2-C1, tzn. regulace výkonu pohoného motoru zatíženého regulovaným HSP a neregulovaným dalším zařízením, přičemž žádaná hodnota výkonu se nastavuje ovládáním HG a velikost nastavení geometrického objemu je závislá na otáčkách spalovacího motoru nebo na nastavení výkonu pohoného motoru. Pro tento způsob regulace byla v ZTS v Dubnici nad Váhom vyvinuta vlečná programovaná automatická regulace výkonu pod typovým označením RNCP.

Je to stavebnicově řešená regulace integrovaných mechanicko-hydraulických prvků a v současné době z elektricko-hydraulických prvků /pouze ale ve stadiu provozních zkoušek/.

V obvodu regulace je použit zubový HG /ZHG/, servoválec /SHV/, regulátor otáček /RO/, hydraulický rozvaděč /HR/ a hydraulický servorozvaděč /SHR/. Někdy se pro servorozvaděč používá označení hydraulická brzda.



Obr. 18 Blokové schéma regulace RMOP

Princip činnosti:

Odměrný rubový HG /ZHG/, který je mechanicky spojen se spal. motorem, plní funkci snímače otáček spalovacího motoru /v závislosti na otáčkách se mění jeho průtočné množství/. Škrticí ventil pak mění otáčkový signál ZHG na řídicí signál tlakový p_m . Regulátor otáček RO je tvořen škrticím ventilem, obtokovým ventilem a snímací clonkou. Regulátor otáček je řízený mechanicko-hydraulicky. Mechanicky nastavením akceleračního pedálu α a hydraulicky tlakovým signálem od škrticího ventilu p_m . Tento regulátor otáček /obdobně jako škrticí ventil s HG/ programuje velikost odběru výkonu HSP, přičemž vazba od

akceleračního pedálu mu umožňuje programování výkonu v širším pásmu /toto pásmo je dáno rozsahem provozních otáček spalovacího motoru/. Blíže bude funkce regulátoru otáček RO a ostatních prvků objasněna v dalším bodu této práce. Konstantní výkon přiváděný do HG udržuje servoválec SHV, který na základě vstupního signálu p_m ze škrticího ventilu nebo od regulátoru otáček a zpětnovazebního signálu s hlavního obvodu p provádí nastavení regulačního HG. Hlavním obvodem se rozumí obvod zajišťující přenos výkonu mezi oběma základními prvky HSF. Hydraulický rozvaděč HR, servorozvaděč SHR patří mezi ovládací prvky. Hydraulický rozvaděč umožňuje změnu smyslu otáčení HM. Servorozvaděčem může obsluha snižovat velikost řídicího signálu p_m a tím i velikost výkonu odebíraného HSF.

5. 4 Úprava hydraulického obvodu

Pro návrh schematu vysoko zdvižného vozíku DVHM 3 222L lze použít jako vodítko schema hydraulické soustavy u vysoko zdvižného vozíku SV 100, vyráběného v n.p. ZTS Dubnica nad Váhom, který také využívá k pohonu vysoko zdvižného vozíku HSF.

Hydraulický obvod vozíku SV 100 lze rozdělit na obvod:

1. pojezdu
2. pracovní hydrauliky
3. servořízení
4. ovládání převodovky

Obvod pojezdu se kládá ze dvou paralelně připojených regulačních HG, dvou paralelně připojených HM a obvodu zajišťujícího regulaci HSF.

Oba HM jsou připojeny najednu převodovku. Použití dvou paralelně pracujících HM je z důvodu zvýšení výkonových parametrů na výstupu z HSF, přičemž jeden z těchto HM se při poklesu tlaku v hlavního obvodu /tento tlak je daný zátěží/ napřenosu výkonu nepodílí.

HG jsou přes převodovku připojeny spalovacímu vznětovému motoru. Na každém z těchto HG je umístěn servoválec a dva HG, z nichž jeden slouží pro doplňování ztrát v hlavního obvodu a jako zdroj tlaku pro hydraulický válec, který je rovněž sou-

částí každého HG, představující opěrnou desku do potřebného úhlu β . Druhý z těchto HG slouží u jednoho HG jako snímač otáček a u druhého slouží jako zdroj tlaku pro ovladač. Jeden z těchto HG je použit pro obvod pracovní hydrauliky. Pracuje-li tento HG pro obvod pracovní hydrauliky, pak se přeruší paralelní spojení mezi servoválci a HG je ovládán prostřednictvím servoválce ovladačem. Odpojení nebo připojení HG pracovní hydrauliky do hlavního obvodu se uskutečňuje logickými prvky.

Obvod pracovní hydrauliky zajišťuje zdvihání břemen, naklápění rámu a pohon pracovních doplňků stroje. V činnost se uvádí příslušné zařízení prostřednictvím logických prvků ovládaných rozvaděčem příslušného zařízení.

HG pro obvod servořízení je stejně jako hydrogenerátory obvodu pojezdu, připojen ke spalovacímu motoru prostřednictvím převodovky. Od HG je pak pracovní kapalina přes servoagregát ORSTA vedena k lineárnímu HM, který natáčí kola řídicí nápravy.

HG pro obvod ovládání převodovky je na společném hřídeli s HG pro obvod servořízení. Řazení převodových stupňů se uskutečňuje lineárním HM, který je ovládán rozvaděčem.

Pro vysokozdvizný vozík DVHM 3222 L je potřeba zajistit tyto hydraulické obvody:

1. pojezd
2. pracovní zařízení
3. servořízení

Obvod pracovního zařízení lze ponechat shodný se stávajícím obvodem prac. hydrauliky použitým na vozíku DVHM 3 222L.

Obvod servořízení je nutno upravit, protože jako již bylo řečeno v části 3. 1 je tento obvod napájen přes rozdělovací ventil HG, který také napájí obvod řazení rychlostních stupňů a plnění hydrodynamického měniče, které zde nejsou potřeba. Pro vozík DVHM bude tedy plně vyhovovat obvod servořízení použitý na vozíku SV 100 pouze se změnami v dimenzování jednotlivých hydraulických prvků obvodu.

Obvod pojezdu bude použit z vysoko zdvižného vozíku SV 100, přičemž bude použit jeden regulační HG a jeden neregulační HG. Součástí tohoto obvodu je také obvod regulace výkonu HSP, jehož činnost si objasníme. Po spuštění spalovacího motoru SM a nastavením pracovních otáček pomocí akceleračního pedálu se přímo úměrně otáčkám spalovacího motoru otáčí HG pojezdu i odměrný zubový HG ZHG. Odměrný zubový HG dodává průtočné množství do škrticího ventilu SV a snímací clonky SC regulátoru RO, kde na základě nastavení škrticího otvoru se vytvoří signál řídicího tlakového spádu p_m a na snímací clonce signál otáček v podobě tlakového spádu pro řízení obtahového ventilu OV. Při rovnosti signálů od akceleračního pedálu a od snímací clonky je obtokový ventil uzavřený a tlakový spád p_m je úměrný otáčkám spalovacího motoru. Řídicí signál p_m je pak veden přes hydraulický servorozvaděč SHR a hydraulický rozvaděč HR do servoválce SHV. V servoválci SHV přes plochu pístu stlačuje řídicí tlakový spád p_m pružinu servoválce SHV, čímž dochází k výchylce pístnice servoválce. Tato výchylka se přenáší prostřednictvím mechanicko-hydraulického servomechanismu na regulační HG, kde způsobí základní výchylku opěrné desky HG. HG začne dodávat do obvodu pracovní hydraulickou kapalinu a HM se začne otáčet. V důsledku zatížení vzroste v hydraulickém obvodu tlak pracovní kapaliny p , který se jako zpětná vazba vede do servoválce. Zde přes plochu pístu vyvodí sílu, která se uvádí do rovnováhy se silou od řídicího tlakového spádu p_m a se silou vznikající stlačením pružiny servoválce. Výsledkem této rovnováhy je změna základní výchylky opěrné desky HG, která odpovídá velikosti zátěžového momentu při programovaném výkonu spalovacího motoru.

Jestliže dochází k současnému odběru výkonu HSP a pracovními mechanismy a součet těchto výkonů je větší než výkon spalovacího motoru, dojde k přetížení spalovacího motoru a jeho otáčky začnou klesat. Tento pokles je registrovaný od odměrného rubového ZHG v regulátoru otáček RO. V důsledku snížení tohoto signálu dojde k otevření obtokového ventilu OV a tím k snížení tlakového spádu p_m , což má za následek snížení výkonu odbíraného HSP. Tato snižování řídicího tlakového spádu p_m bude pokračovat až na hodnotu, kdy součet výkonu HSP a pracovního me-

chanismu se bude rovnat výkonu spalovacího motoru. Je-li součet obou výkonů menší než výkon spalovacího motoru pak funkci regulace přebírá výkonostní regulátor spalovacího motoru.

Zde vysvětlený obvod je uveden v příloze této práce. Význam označení použitých v tomto obvodu je následující:

SM spalovací motor
HG 1 HG pojezdu
HG 2 HG pracovního zařízení
HG 3 HG servořízení
ZHG odměrný HG
HM 1 HM pojezdu
HM 2 HM zdvihu
HM 3 HM naklápění
HM 4 HM řízení
RO regulátor otáček
OV obtokový ventil
SC škrtící clona
SV škrtící ventil
SHR servorozvaděč
HR hydraulický rozvaděč
SHV servoválec
SA servoagregát CRSTA
OR ovládací rozvaděč
HZ hydraulický zámek
VT tlakový ventil
PV pojistný ventil
CH chladič
F čistič

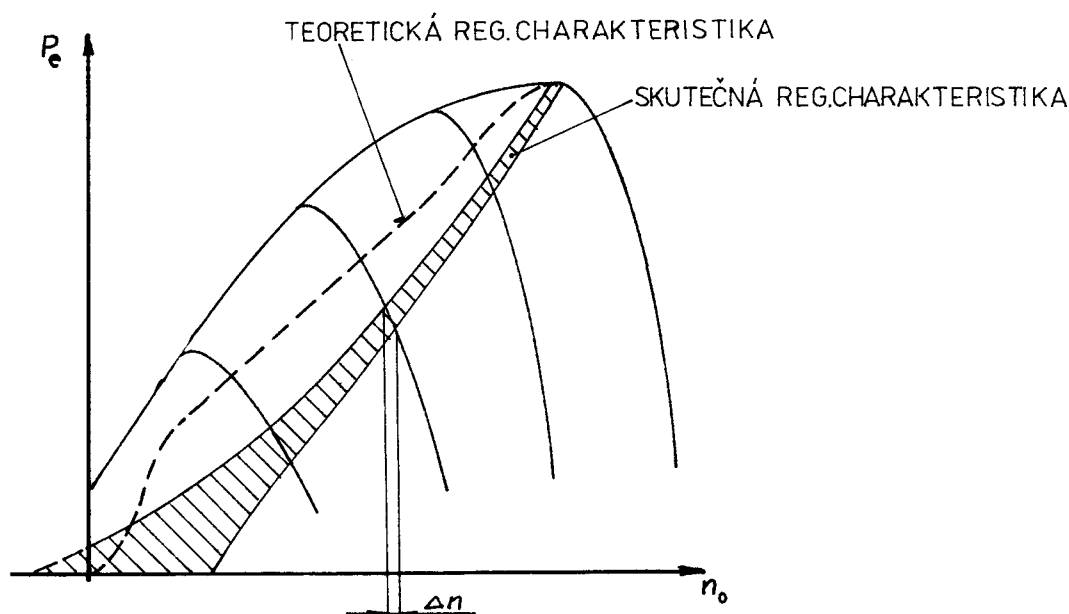
5. 5 Regulace výkonu HSP

HSP má oproti některým jiným převodům /např. hydrodynamickým/ výhodu v tom, že je u něj možno regulovat spolupráci spalovacího motoru - HSP, což znamená, že lze u něj předem zvolit statickou regulační charakteristiku.

V části 5. 2 byly uvedeny obecné požadavky na pracovní režimy spalovacího motoru, které mají vzájemnou souvislost a

jejich optimalizací je určena potřebná statická regulační charakteristika. U HSI, u kterých je jejich hlavní funkcí jízda, se statická charakteristika volí tak, aby spalovací motor pracoval v oblasti minimálních měrných spotřeb paliva. Touto charakteristiku zjistíme pomocí vnější zatěžovací charakteristiky a pomocí grafu měrných spotřeb paliva v závislosti na otáčkách pro různé konstantní hodnoty výkonu postupem uvedeným v části 5. 2 při rozboru požadavku 1.

Příklad takové charakteristiky je na obr. 19



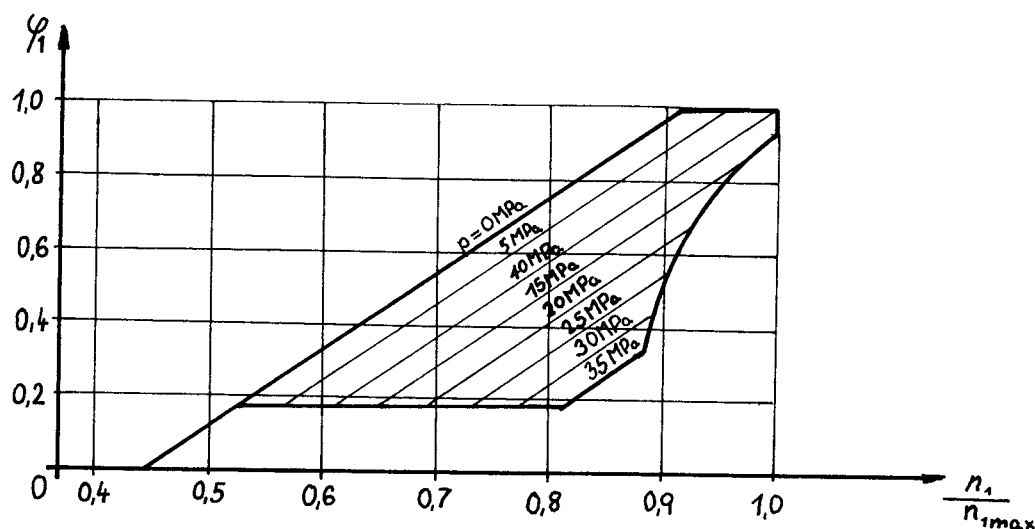
Obr. 19 Statická regulační charakteristika

Tato regulační charakteristika je teoretická jak je naznačeno v obrázku. Skutečná statická regulační charakteristika závisí na regulačním obvodu použitého pro řízení spolupráce spalovací motor - HSI. V našem případě, kdy používáme regulaci RNOF, se skutečná statická regulační charakteristika zajišťuje ovládacím servoválcem způsobem popsáním v kap. 5.4. Obecná

Obecná charakteristika ovládacího servoválce, která byla převzata z [6], je na obr. 20. Z obrázku je zřejmé, že pro určité zatížení dané tlakem pracovní hydraulické kapaliny v hlavním obvodu, můžeme plynule měnit otáčky spalovacího motoru a tím i rychlost pojezdu vozíku. Dále je z obrázku patrné, že pro určité otáčky HG se bude částečně měnit příkon HSP, protože zde není zaručeno, že :

$$\varphi_1 \cdot r = \text{konst.}$$

/54/



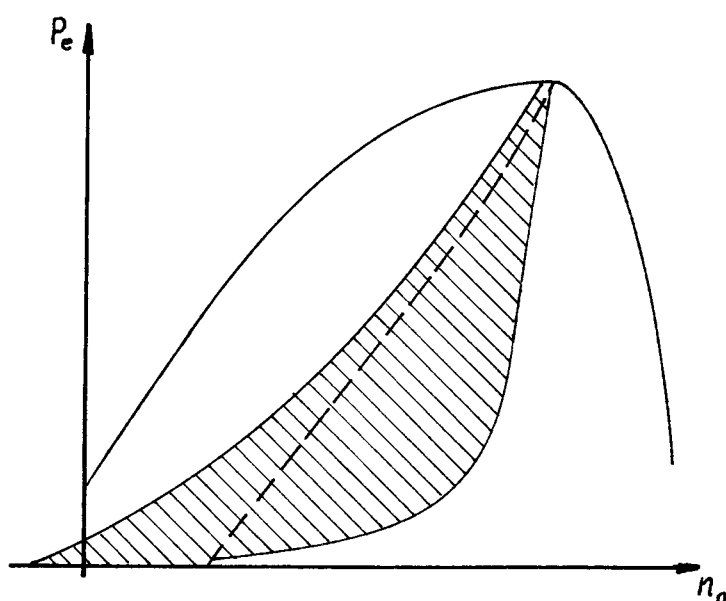
Obr.20 Charakteristika ovládacího servoválce

Změny v příkonu HSP se musí nutně projevit i ve změnách výkonu spalovacího motoru. Aby se tato změna výkonu příliš neprojevila ve změně otáček spalovacího motoru, musíme použít výkonostní regulátor. Ten umožní pro určitou, obsluhou nastavenou přípustí paliva, samočinně regulovat dávku paliva podle požadovaného výkonu spalovacího motoru při malé změně otáček spalovacího motoru viz obr. 19 Δn .

Odběr výkonu HSP programovaný hydraulickým servoválcem tzn. skutečná statická regulační charakteristika, je vyznačena šrafovanou oblastí v obr. 19.

Jestliže je v činnosti HSP a současně i pracovní zařízení, musíme zajistit, jak již bylo uvedeno, přednostní odběr výkonu pro pracovní zařízení a tedy omezovat výkon HSI. To je zajištěno pomocí obtokového ventilu, viz kap. 5.4, který umožňuje programování HSP v širším pásmu pro jednotlivé otáčky spalovacího motoru.

Celková oblast, ve které může HSP pracovat, je znázorněna na obr.



Obr. 21 Oblast práce regulovaného HSP

Při návrhu regulátoru HSI je potřeba přihlédnout i k dynamickým vlastnostem systému. Tyto vlastnosti určuje hmotnost pracovního stroje, tažná síla, čas reverzace směru jízdy /i pod zatížením/, složení HSP, ale i časová konstanta spalovacího motoru. Od regulačního systému potom požadujeme, abychom při rychlých změnách vnější zátěže měli co nejmenší odchylku od požadované regulační charakteristiky.

6. 0 ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo ukázat na jednu z inovačních cest v oblasti pracovních strojů charakterizovanou zaváděním HSP.

Zde byl zpracován přehled o základních typech a uspořádání HSI, výpočet hydrostatických převodníků a základ pro řešení regulace HSI. Získané poznatky byly aplikovány při rekonstrukci vysoko zdvižného vozíku DVHM 3222L.

Výběr typu a uspořádání HSP byl určen tak, aby HSP splňoval požadavky, které na něj klademe a přitom aby rekonstrukce vozíku byla co možná nejsnazší.

Regulace výkonu HSP zde byla provedena pouze obecně a tak, aby bylo ukázáno na vlastnosti regulačního obvodu, jeho přednosti a nedostatky. Konkrétní řešení regulace by vyžadovalo znát parametry některých prvků regulačního obvodu.

Při rekonstrukci vozíku se podařilo zachovat koncenci hnacího bloku při vyhovujících zástavbových rozměrech.

Závěrem lze k HSI obecně říci, že jejich zavedením se dosáhne oproti převodům s hydrodynamickým měničem snížení spotřeby paliva asi o 15 % [8], zvýšení účinnosti asi o 10 %

[8] a zvýšení výkonnosti pracovních strojů. Použití HSI v pracovních strojích má tedy význam z hlediska uživatele, ale i z hlediska celé společnosti.

Další vývoj v oblasti použití HSP používaných v pracovních strojích je možno spatřovat v dalším zvyšování kvality regulace, hlavně zaváděním elektronických prvků, které budou dostatečně přesně oproximovat regulační křivku a to i při rychlých změnách zátěže.

7.0 POUŽITÁ LITERATURA

- /1/ HUSKA, L.: Zdroje a cesty inovací v konstruování mobilných pracovních strojů: Hydraulika, sv.3, č.2, str.33-38
- /2/ CHUDÝ, J.: Doterajšie skúsenosti v aplikáciach hydrostatických prevodov SAUER v mobilných strojoch. Hydraulika, sv. 3, č.2, str. 33-38
- /3/ CHUDÝ, J.: Úvod do metodiky výpočtu hydrostatického prevodu. Hydraulika, sv. 3, č.5, str. 16-19
- /4/ ITALY, P.: Regulácie hydrostatických prevodov a ich aplikácie. Hydraulika, sv.2, č.2, str. 14-18
- /5/ JENDRÁL, J.: Zostrojovalie výstupných charakteristik hydrostatických prevodov s primárnou reguláciou. Hydraulika, sv. 5, č. 2, str. 9 - 16
- /6/ KILÍK, O.: Regulácie hydrostatických prevodov mobilných strojů, Hydraulika, ukázkové číslo, str. 7-18
- /7/ KORELS, J.: Návrh hydrostatické převodovky pro pracovní stroje. Hydraulika, sv. 8, č.3, str. 3-20
- /8/ MIŠÍK, A.: Regulácia výkonu RNOF a jej aplikácie. Hydraulika, sv. 5, č.2, str. 55-62
- /9/ MIŠÍK, A.: Regulačný hydrostatický prevod s automatickou reguláciou. Hydraulika, sv. 7, č.3-4, str. 8-11.
- /10/ Návod k obsluze a údržbě vysoko zdvižných vozíků s naftovým motorem Zetor DVHM 1622L, DVHM 2022L, DVHM 2522L, DVHM 3222L
- /11/ PIVOŇKA, J.: Příručka hydraulických pohonů, SNTL Praha 1979

/12/ SLAVÍČEK, F.: Hydrostatické převody pro pohon mobilních strojů. Strojírenství, sv.21,č.10, str.590-594

/13/ VRZAL, B. : Strojnické tabulky 1, SNTL Praha 1971