

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

U335 Ing. R. ŠOLTA

CONTROL OF DRIVING DEVICE

ŘÍZENÍ PARAMETRŮ HNACÍHO ÚSTROJÍ

Disertační práce

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146071335

Autor: Ing. Rostislav Šolta
Školitel: Doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.
Studijní program: Stroje a zařízení
Studijní obor: Konstrukce strojů a zařízení

Liberec, únor 2000

Poděkování:

Považuji za svou milou povinnost poděkovat svému školiteli Doc. Ing. Miroslavu Malému, CSc. za jeho cenné rady a obětavou pomoc při přípravě a vlastním řešení této práce. Můj dík dále patří také všem pracovníkům katedry strojů průmyslové dopravy za jejich laskavé pochopení a pomoc nejen při experimentálních měřeních.

Seznam použitých označení a symbolů

Platí pokud v textu není uvedeno jinak

A	pracovní bod spalovacího motoru ležící na optim. zatěžovací křivce	[-]
A_k	charakteristický faktor prvku	[-]
B	obecný pracovní bod spalovacího motoru	[-]
E_k	modul pružnosti kapaliny	[N.m ⁻²]
H_u	výhřevnost paliva	[J.kg ⁻¹]
I_P	proud procházející vodičem	[mA]
M	moment	[N.m]
M_{Zk}	ztráty momentu třením	[N.m]
M_{Zp}	ztráty momentu v ložiskách	[N.m]
M_{Zp}	tlaková ztráta hydraulických odporů	[N.m]
$M_{Z\tau}$	ztráty momentu vlivem kluzného tření	[N.m]
P	výkon	[kW]
P_e	užitečný výkon motoru	[kW]
Q	průtok	[m ³ .s ⁻¹]
Q_e	teplo odpovídající užitečnému výkonu	[J]
Q_p	přivedené teplo	[J]
S	plocha kluzného povrchu	[m ²]
T	parametr regulované soustavy	[-]
T_D	derivační časová konstanta regulátoru	[s]
T_I	integrační časová konstanta regulátoru	[s]
V_G	geometrický objem	[cm ³ , dm ³]
V_{SG}	objem škodlivého prostoru hydrogenerátoru	[m ³]
V_z	zdvihový objem motoru	[m ³]
W_I	práce jednoho oběhu	[J]
c	rychlost pohybu	[m.s ⁻¹]
b	optimální zatěžovací charakteristika	[-]
b_{opt}	křivka optimální spotřeby	[-]
b_o	parametr regulované soustavy	[-]
d	charakteristický rozměr převodníku	[m]
h	vzdálenost kluzných ploch	[m]
i_v	počet válců motoru	[-]
i_p	počet pracovních ploch pístu v jednom válci	[-]
$k_{1..9}$	konstanty závislé na velikosti a konstrukci hydrostatických převodníků	[-]
k_V	součinitel výměny náplně válce	[-]
k_{VF}	indikovaná účinnost vysokotlaké části	[-]
m_p	hmotnostní tok paliva do motoru	[kg.s ⁻¹]
m_{pe}	měrná spotřeba paliva	[g.kWh ⁻¹]
n	otáčky	[min ⁻¹]
p	tlak	[MPa]
Δp	přírůstek tlaku	[MPa]
r	poloměr tangenciálního napětí	[m]
r_θ	zesílení	[-]
r_D	derivační konstanta regulátoru	[-]

r_I	integrační konstanta regulátoru	[-]
t_I	doba trvání jednoho oběhu	[s]
t_{CH}	teplota chladicí kapaliny	[°C]
t_{NV}	teplota nasávaného vzduchu	[°C]
v	rychlost	[m.s ⁻¹]
v_0	relativní rychlost mezi kluznými plochami	[m.s ⁻¹]
x_i	potenciální výkonová veličina	[kJ.m ⁻¹]
y_i	kinetická výkonová veličina	[m.s ⁻¹]
z	poruchová veličina	[-]
α	úhel kroku krokového motoru	[°]
α_K	úhel nastavení škrticí klapky	[°]
β	regulační parametr	[-]
η	účinnost	[-]
η_e	celková účinnost motoru	[-]
η_H	účinnost hoření	[-]
η_i	indikovaná účinnost celého oběhu	[-]
η_t	tepelná účinnost oběhu	[-]
κ	momentový převodový poměr	[-]
λ	součinitel třecích ztrát	[-]
μ	dynamická viskozita	[Pa.s]
ν	kinematický převodový poměr	[-]
ρ	hustota kapaliny (pracovní látky)	[kg.m ⁻³]
τ	počet dob motoru	[-]
τ_{VST}	doba vstřiku	[s]
ω	úhlová rychlost	[rad.s ⁻¹]
ξ	součinitel místních ztrát	[-]

Indexy a další označení

HG, G	hydrogenerátor, generátor
HM, M	hydromotor, motor
HsP	hydrostatický převod
$HÚ$	hnací ústrojí
KM	krokový motor
SM	spalovací motor
1	vstupní, počáteční
2	výstupní, koncový
c	celkový
m	mechanický
p	tlakový
q	objemový
s	skutečný
t	teoretický
u	ustálený
w	řídící veličina
x	regulovaná veličina
y	akční veličina
z	ztrátový

Obsah

Seznam použitých označení a symbolů	3
Obsah	5
Úvod	7
1. Přehled současného stavu v oblasti HÚ mobilních pracovních strojů	8
1.1 Mobilní pracovní stroje	8
1.2 Elektronické řídicí systémy	9
1.3 Elektronické řízení spalovacích motorů	9
1.3.1 Vznětové spalovací motory	9
1.3.2 Zážehové spalovací motory	11
1.4 Elektronické řízení hydrostatických převodů	13
1.4.1 Proporcionální technika	13
1.4.2 Servotechnika	13
1.5 Elektronické řízení hnacího ústrojí s hydrostatickým převodem	15
2. Cíle disertační práce	16
3. Analýza vlastností a parametrů hnacího ústrojí	17
3.1 Parametry a výsledná účinnost spalovacího motoru	17
3.2 Ztráty rotačních objemových převodníků	18
3.2.1 Průtokové ztráty v hydrogenerátoru	19
3.2.2 Průtokové ztráty v hydromotoru	21
3.2.3 Mechanické ztráty v hydrogenerátoru	22
3.2.4 Mechanické ztráty v hydromotoru	24
3.3 Model výpočtu účinnosti podle Kistočkina	25
3.4 Model výpočtu účinnosti polynomem	27
3.5 Model hydrostatického převodu	28
3.6 Model spalovacího motoru	33
4. Řídicí a regulační systém pro optimální zatěžování zážehového motoru	35
4.1 Přístup k tvorbě řídicího a regulačního systému	35
4.2 Řízení zatížení motoru	35
4.3 Optimalizace zatížení motoru	36
4.4 Optimální zatěžovací charakteristika	38
4.5 Řídicí parametry hnacího ústrojí	39
4.6 Regulační obvod hnacího ústrojí	41
4.7 Mechanismus regulace	42
5. Laboratorní model hnacího ústrojí	44
5.1 Základní požadavky na zkušební zařízení	44
5.2 Konstrukce hnacího ústrojí	46
5.2.1 Motor Škoda 781.136B	46
5.2.2 Hydrogenerátor SAUER-SPV22	47
5.2.3 Hydromotor SAUER SMF 22	48
5.2.4 Zatěžovací zařízení - vířivý dynamometr VD 110	48
5.2.5 Vedení hydrostatického převodu	49
5.3 Konstrukce měřicího zařízení	50
5.3.1 Měřicí řetězec a jeho chyba	50

5.3.2 A/D převodník	51
5.3.3 Měření tlaku	52
5.3.4 Měření průtoku	53
5.3.5 Měření otáček	53
5.4 Konstrukce řídicího systému	54
5.4.1 Ovládání hydrostatického převodu	54
5.4.2 Ovládání spalovacího motoru	55
6. Program pro ovládání laboratorního modelu hnacího ústrojí	58
6.1 Control Panel	58
6.2 Řízení a regulace hnacího ústrojí	58
6.2.1 Panel pro ovládání spalovacího motoru	60
6.2.2 Panel pro ovládání hydrogenerátoru	60
6.2.3 Panel pro kontrolu výstupních signálů ze snímačů	61
6.2.4 Panel pro zobrazení měřených a vypočtených veličin	61
6.2.5 Panel pro zobrazení přechodových stavů soustavy a archivaci dat	62
7. Vyhodnocení simulací a experimentů	64
7.1 Porovnání modelů výpočtu účinností HsP	64
7.1.1 Kontrola průtokové účinnosti	64
7.1.2 Kontrola mechanické účinnosti	65
7.2 Celková účinnost hydrostatického převodu	66
7.3 Provoz spalovacího motoru podle optimální zatěžovací charakteristiky	69
7.3.1 Změna 1: Zvýšení výstupních otáček n_{HsP} , při $M_{HsP} \approx \text{konst.}$	69
7.3.2 Změna 2: Snížení výstupních otáček n_{HsP} , při $M_{HsP} \approx \text{konst.}$	70
7.3.3 Změna 3: Zvýšení výstupního momentu M_{HsP} , při $n_{HsP} \approx \text{konst.}$	71
7.3.4 Změna 4: Snížení výstupního momentu M_{HsP} , při $n_{HsP} \approx \text{konst.}$	72
7.3.5 Změna 5: Zvýšení výstupních otáček n_{HsP} , při nárůstu M_{HsP}	74
7.3.6 Změna 6: Snížení výstupních otáček n_{HsP} , při poklesu M_{HsP}	75
7.3.7 Změna 7: Zvýšení výstupního momentu M_{HsP} , při poklesu n_{HsP}	76
7.3.8 Změna 8: Snížení výstupního momentu M_{HsP} , při nárůstu n_{HsP}	77
Závěr	78
Resumé	80
Seznam použité literatury	83
Seznam příloh	84

Úvod

Hydrostatické mechanismy jsou zařízení využívající kapaliny a jiné látky v tekutém stavu k přenosu energie a informací mezi hnacím a hnaným členem. Zpravidla jsou tvořeny hydrogenerátorem, který je zdrojem hydraulické energie a hydromotorem, který mění formu energie z hydraulické zpět na mechanickou.

Aplikace hydrostatických mechanismů v převodových ústrojích nejrůznějších typů strojů, zejména však v dopravní a manipulační technice, přináší řadu výhod, které se projevují ve vysoké výkonnosti, snadnosti obsluhy, v možnosti automatického ovládání a řízení výkonových parametrů, v malých zástavbových rozměrech a hmotnosti. Proto je uplatnění hydraulických mechanismů tak široké. Hnací ústrojí mobilních pracovních strojů bývá často konstruováno jako soustava spalovací motor - hydrostatický mechanismus. Hydraulické prvky používané v hydrostatických mechanismech i samotné hydrostatické mechanismy prošly v posledním období značným rozvojem zaměřeným jednak na zvýšení výkonnosti, spolehlivosti, hospodárnosti, ale také ekologičnosti a zlepšení komfortu obsluhy finálních strojů a zařízení a jeho zjednodušení. Dosáhnuti uvedených požadavků je do značné míry ovlivněno aplikací různých typů regulací na těchto hydrostatických mechanismech. V prvním stádiu vývoje regulací určených pro hydrostatické prvky a mechanismy se začali používat především mechanicko - hydraulické regulace. S rozvojem elektrohydraulických prvků, servoventilů a proporcionálních hydraulických prvků se na hydrostatické prvky a mechanismy začali navrhovat a vyrábět elektronické řídicí systémy, založené na principu analogových elektronických regulátorů typu P, PI, PD, PID.

Mezi nejčastěji používané zdroje mechanické energie pro mobilní pracovní stroje patří bezesporu spalovací motory. Aktuální problém těchto strojů je převážně v ekologii jejich provozu. Pistové spalovací motory využívající jako pohonné látky zpracovatelské produkty tzv. primárních energetických paliv těžených ze země (většinou ropné produkty) vytvářejí výfukové emise. Vedle prokazatelně toxických či jinak škodlivých látek ve výfukových plynech se pozornost zaměřuje i na CO_2 jako produkt dokonalé oxidace uhlovodíkového paliva, neboť rostoucí emise CO_2 do ovzduší narušuje biologickou i tepelnou rovnováhu (CO_2 přispívá k tvorbě skleníkového efektu). Logicky se očekává, že v blízké budoucnosti budou přijata zákonná opatření i s ohledem na výfukové emise CO_2 . Množství výskytu CO_2 ve výfukových plynech lze minimalizovat množstvím spáleného paliva. Mezi hlavní úkoly výrobců spalovacích motorů dnes již nepatří maximalizace výkonu, ale především ekonomika a ekologie provozu motoru.

Jednou z možností jak lze k těmto úkolům přistupovat je nevytvářet pouze konstrukční úpravy samotných spalovacích motorů, ale řešit je z hlediska celého hnacího ústrojí. Hydrostatický převod umožňuje plynulou změnu otáček a momentu. V případě, že se podaří navrhnout vhodný řídicí a regulační systém, který dokáže nastavovat parametry hnacího ústrojí tak, že v každém režimu pracovního stroje bude spalovací motor zatěžován optimálním momentem (při zachování požadovaného výkonu) bude pracovní stroj pracovat s minimální spotřebou paliva. Optimálním momentem se zde předpokládá moment, který představuje oblast minimální spotřeby paliva pro daný výkon motoru (viděno v úplné charakteristice motoru).

Předložená disertační práce se zabývá problematikou regulace hnacího ústrojí mobilních pracovních strojů. Cílem práce je navrhnout vhodný regulační systém, který by dokázal efektivně provozovat spalovací motory mobilních pracovních strojů. Teoretický rozbor vlastností hnacího ústrojí a návrh regulačního systému je doplněn výsledky experimentálních měření. Experimentální práce byly prováděny na realizovaném laboratorním modelu hnacího ústrojí tvořeného zážehovým spalovacím motorem, regulačním hydrogenerátorem a neregulačním hydromotorem.

1. Přehled současného stavu v oblasti HÚ mobilních pracovních strojů

1.1 Mobilní pracovní stroje

Hnací ústrojí pro mobilní pracovní stroje, tvořené spalovacím motorem a hydrostatickým převodem, mohou být kombinovány v různých variantách čerpadel, motorů, otevřených a uzavřených obvodů nabízejících optimální konstrukční řešení všech mobilních aplikací a všech výkonových jednotek. Při doplnění vhodného řídicího systému nám použití hydrostatických převodových mechanismů v hnacím ústrojí přináší tyto hlavní výhody:

- variabilní nastavení výstupních otáček při konstantních nebo proměnných vstupních otáčkách,
- přímá změna směru rotace bez působení trhavého pohybu (uzavřený obvod),
- snadné, ergonomicky výhodné ovládání,
- schopnost udržet vysoký moment při nízkých otáčkách,
- optimální větvení výkonu do různých akčních členů.

Především díky těmto výhodám jsou hydrostatické převodníky široce využívány v mnoha kategoriích mobilních pracovních strojů ze kterých můžeme jmenovat např.:

zemní a stavební stroje:

- rypadla
- nakladače
- buldozery
- silniční válce
- stroje pro dokončování vozovek
- mobilní míchačky betonu
- mobilní vrtné soupravy

zemědělské a lesní stroje:

- traktory
- kombajny
- sekačky, mlátičky

komunální stroje:

- přepravní prostředky
- stroje pro odvoz odpadu
- stroje pro čištění vozovek
- rollby a sněhové frézy

manipulační stroje:

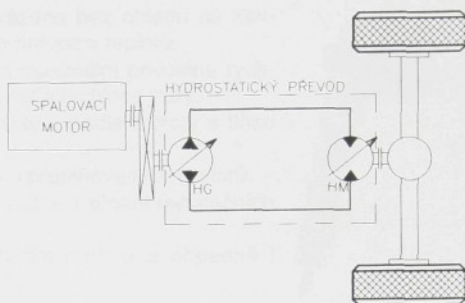
- vysokozdvizné vozíky
- zakladače
- jeřáby



1.2 Elektronické řídicí systémy

Zásadní vliv na přenos energie v hnacím ústrojí mobilních pracovních strojů má především spalovací motor a hydrostatický převod. Kvalita přenosu energie je jistě závislá i na vhodném řízení použitých prvků hnacího ústrojí.

Elektronické a číslicové řídicí systémy se dnes velmi často využívají jak v konstrukci spalovacích motorů tak při stavbě hydrostatických mechanismů.



Obr. 1.1. Hnací ústrojí mobilního pracovního stroje.

1.3 Elektronické řízení spalovacích motorů

Rozvoj elektroniky umožnil řešení technických problémů při konstrukci spalovacích motorů, které nebylo možno dřívějšími prostředky úspěšně zvládnout. Z technického hlediska přináší elektronika do konstrukce spalovacích motorů následující významné přednosti:

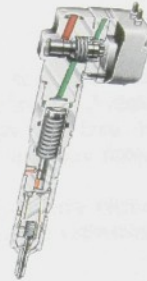
- Možnost provedení řídicích a regulačních systémů s vyššími parametry (elektronika je schopna řídit složité závislosti mezi vstupními a výstupními veličinami s velkou rychlostí a vysokou přesností pro velký počet různých signálů).
- Stálost nastavení parametrů v průběhu používání motoru a s tím související omezení nebo vyloučení nároků na obsluhu a provozní údržbu.
- Podstatné zvýšení spolehlivosti elektronicky řízených zařízení při vysokém stupni spolehlivosti vlastních elektronických prvků.

1.3.1 Vznětové spalovací motory

Mezi nejčastěji využívané zdroje mechanické energie pro mobilní pracovní stroje patří vznětové spalovací motory. Až na výjimky se jako palivo vznětových motorů používá motorová nafta, která je vstřikována na konci kompresního zdvihu do spalovacího prostoru pod vysokým tlakem (až 100MPa). U vstřikovacích soustav pro vznětové motory zůstává prozatím zachován základní princip mechanicko-hydraulický s řadovými, rotačními nebo individuálními čerpadly. Elektronika se uplatňuje především v řízení a regulaci vlastního mechanicko-hydraulického vstřikování. Elektronické vstřikovací systémy jsou vybaveny řídicí jednotkou. Elektronická řídicí jednotka pracující s digitálním signálem, vyhodnocuje údaje čidel a snímačů a dává povely elektromagnetickým členům nastavujícím velikost dávky paliva a okamžik počátku jeho vstřiku (předvstřík). U dokonalejších systémů se využívá i hodnot uložených v datových souborech (polích), pro celou provozní oblast otáček a zatížení.

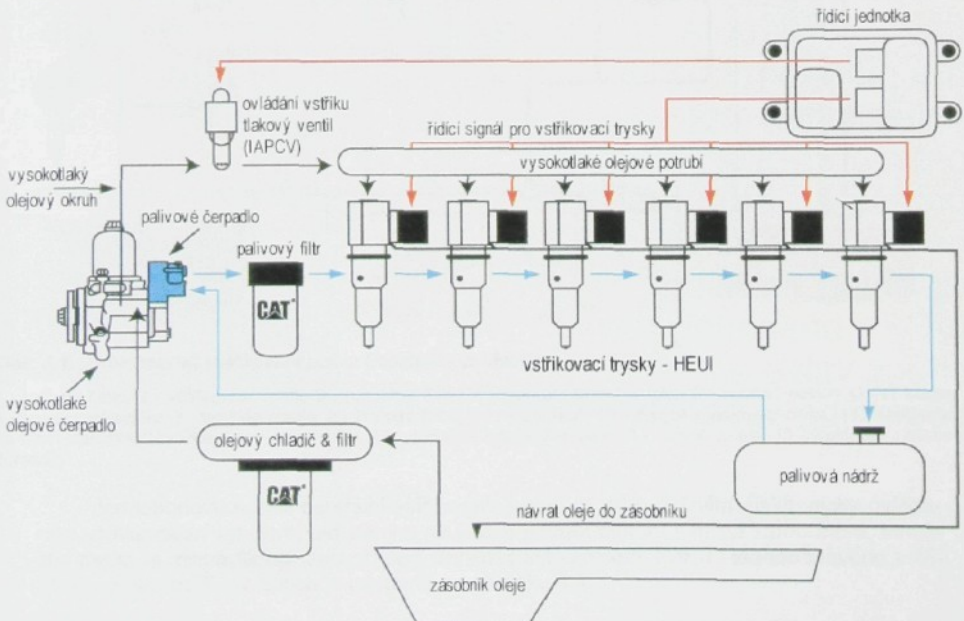
Z vedlejších funkcí, které řídící jednotka zajišťuje, jsou nejvýznamnější tyto:

- Udržování stálých otáček běhu naprázdno bez ohledu na zatížení motoru a jeho příslušenství nebo provozní teplotu.
- Omezení nejvyšších otáček motoru a maximální povolené rychlosti nebo udržování předem zvolené stálé rychlosti jízdy.
- Korekce dávky paliva podle jeho teploty a podle teploty a tlaku vzduchu v okolním prostředí.
- Řízení plnicího tlaku turbodmychadla u přepínaných motorů.
- Řízení recirkulace výfukových plynů, nutné k plnění exhalačních předpisů.
- Řízení průběhu žhavení před spuštěním motoru a případně i v době jeho ohřevu na provozní teplotu.



Prozatím nejdokonalejšími systémy vstřikování jsou sdružené vstřikovače řízené elektronikou [9, 15, 17]. Příklad sdruženého vstřikovače s označením HEUI (Hydraulic Electronic Unit Injector) je zobrazen na obrázku 2.1. V tomto případě je do jedné konstrukční skupiny sloučen vstřikovač s tryskou, jedno-pístkové vstřikovací čerpadlo a elektromechanický regulační člen. Kompaktní konstrukce umožňuje dosažení vstřikovacích tlaků 150 MPa i více. Schéma celého systému je uvedeno na obrázku 3.1.

Obr. 2.1 Vstřikovač-HEUI



Obr. 3.1. Vstřikovací systém HEUI (Hydraulic Electronic Unit Injection) od firmy Caterpillar.

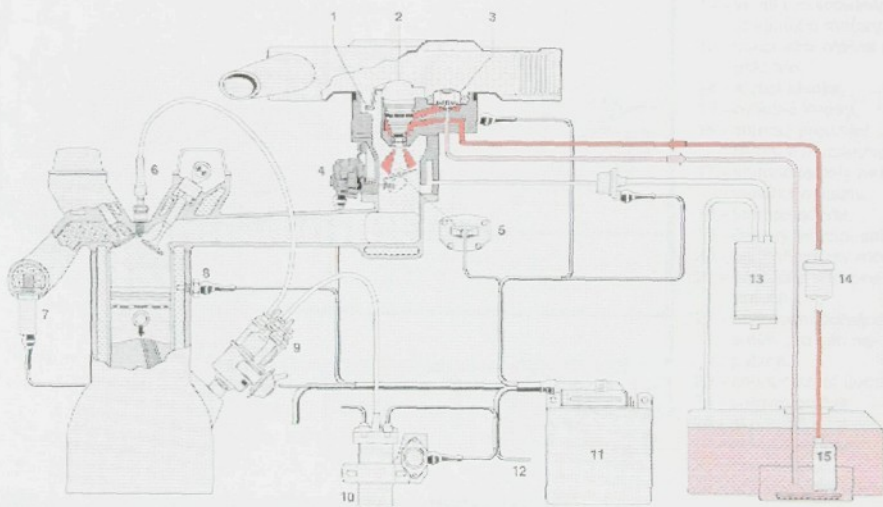
Prívod paliva do trysky je přesně řízen ventilem ovládaným velmi rychle pracujícím elektromagnetem. Elektronická řídící jednotka (po digitálním zpracování signálů ze snímačů a je-

jich vyhodnocení a porovnání s datovými soubory v paměti) zde snadno řídí počátek i konec vstříku, tedy vstřík i dávku.

1.3.2 Zážehové spalovací motory

Ve spolupráci s hydrostatickým převodem nejsou zážehové spalovací motory tak často využívány jako vznětové motory, především pro jejich nízkou účinnost. Avšak některé výhody zážehových motorů, jako jsou nízké pořizovací náklady a nízká hmotnost v porovnání se vznětovými motory, mohou vést i k jejich využití pro speciální aplikace mobilních pracovních strojů.

Převážná většina dnes vyráběných zážehových motorů je vybavena elektronickým vstřikováním paliva. Nejčastěji se používá jednobodové nebo vícebodové vstřikování paliva různých systémů (Jetronic, Ecojet, Multex) [8, 10, 11].



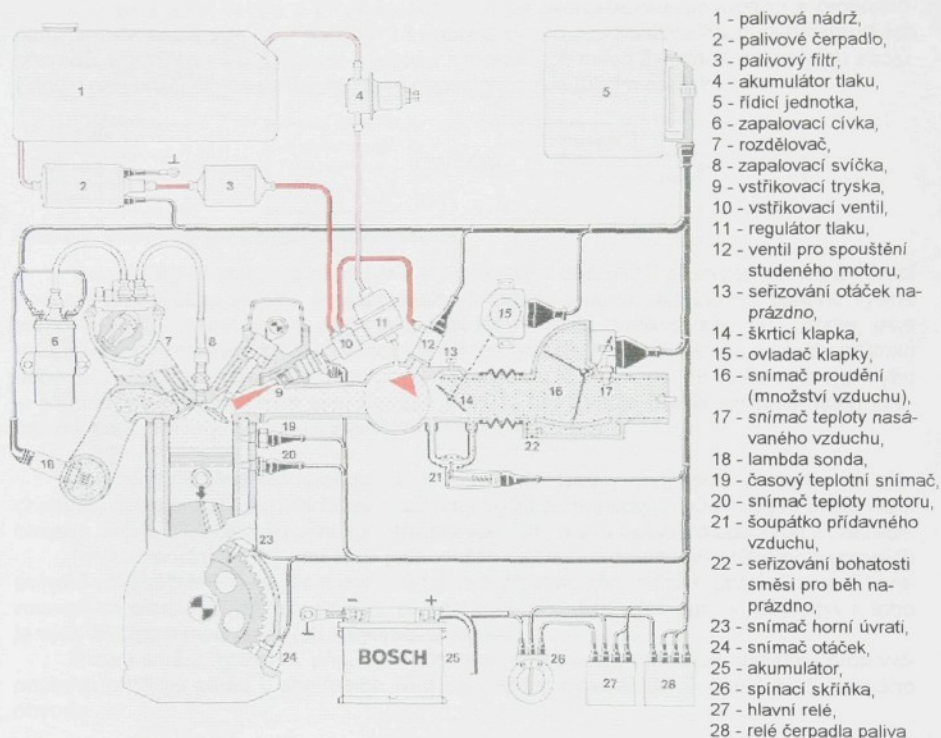
Obr. 4.1. Jednobodové vstřikování paliva Bosch Mono-Motronic.

1 - teplotní čidlo, 2 - vstřikovací ventil, 3 - regulátor tlaku, 4 - ovládač škrticí klapky, 5 - snímač polohy škrticí klapky, 6 - zapalovací svíčka, 7 - lambda sonda, 8 - teplotní čidlo, 9 - rozdělovač, 10 - dvojité zapalovací cívka, 11 - elektronická řídicí jednotka, 12 - vývod pro diagnostiku, 13 - nádobka s aktivním uhlím, 14 - čistič paliva, 15 - elektrické palivové čerpadlo.

Jednobodové neboli centrální vstřikování paliva se děje jediným elektronicky ovládaným vstřikovacím ventilem, umístěným na sacím potrubí motoru v místě karburátoru. Množství směsi je řízeno škrticí klapkou pod vstřikovacím ventilem. Příklad jednobodového vstřikování paliva od firmy Bosch je uvedeno na obrázku 4.1.

Vícebodové vstřikování je konstrukčně odvozeno od vstřikovacích zařízení pro vznětové motory. Je zde pro každý válec použit samostatný ventil, vstřikující palivo do sacího potrubí před ventil nebo kolem ventilu přímo do válce. Vícebodové vstřikovací systémy lze rozdělit podle časového průběhu vstřikování na kontinuální (nepřetržité) a přerušované,

podobné jako u jednobodových systémů. Příklad vícebodového přerušovaného vstřikování paliva Motronic od firmy Bosch je uveden na obrázku 5.1.



Obr. 5.1. Vícebodový vstřikovací systém Bosch MOTRONIC M3.

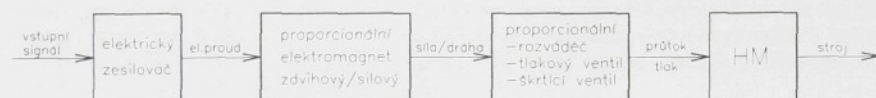
Řídicí jednotka určuje průběžně pro každý válec nejen okamžité množství vstřikovaného paliva, ale i optimální předstih zážehu při konstatní energii jiskry. Novinkou systému je jeho adaptabilita, tj. schopnost se učit a s narůstající dobou provozu průběžně korigovat údaje v pamětech.

Elektronické řídicí jednotky pracují s digitálním signálem a šestnáctibitovým procesorem s pamětovými obvody. Jsou schopny pracovat s takovým množstvím informací, že zařízení jen jednoho procesu je pro ně neefektivní. Logickým spojením dvou základních procesů řízení a regulace zážehových motorů, přípravy směsi a zapalování, je systém komplexního řízení motoru. Prakticky to znamená, že pro každou polohu škrtki klapky odpovídající zatížení motoru a pro každé otáčky motoru, jsou v paměti počítače uloženy údaje pro množství vstřikovaného paliva a předstih zážehu, případně i jiné. Řídicí počítač neustále porovnává digitalizované skutečné údaje příslušných snímačů s údaji v paměti a vhodnými regulačními zásahy se snaží jejich odchylku minimalizovat. Kromě toho řídicí jednotka využívá svých pomocných a korekčních obvodů tak, aby složení směsi i činnost zapalování byla za všech pracovních stavů i provozních režimů optimální.

1.4 Elektronické řízení hydrostatických převodů

1.4.1 Proporcionální technika

Proporcionální ventily a proporcionálně řízené hydrostatické převodníky s proporcionálními elektromagnety jsou vhodnými komponenty pro elektronické řízení hydrostatických převodů. Umožňují větší pružnost v pracovních režimech nejen mobilních pracovních strojů. Princip proporcionální techniky můžeme popsat na následujícím obrázku.



Obr. 6.1. Průběh signálu v proporcionální technice.

Vstupní signál ve formě napětí je v elektronickém zesilovači převeden na odpovídající hodnotu elektrického proudu. Proporcionálně k tomuto proudu jako vstupní veličině vyvine proporcionální magnet sílu a zdvih jako výstupní veličinu. Velikost síly, příp. dráhy, jako vstupní signál, znamená pro hydraulický prvek proporcionálně nastavenou hodnotu průtoku nebo tlaku. Pro spotřebič, a tím i pro pracovní jednotku to znamená, že vedle směru pohybu je plynule řízena i rychlost a síla. Současně může být plynule řízeno zrychlení nebo zpomalení, např. změnou průtoku v závislosti na času.

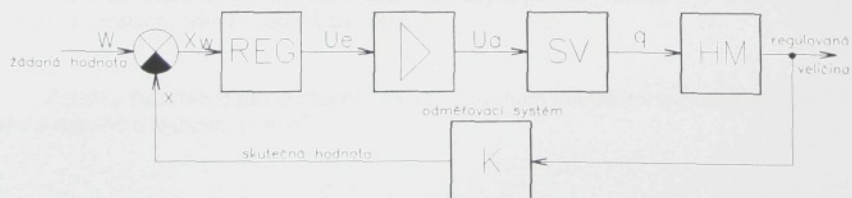
Technickými přednostmi proporcionálních prvků jsou v první řadě kontrolované přechodové „mezipolohy“, plynulé řízení a snížený počet hydraulických přístrojů pro určité řídicí obvody. Tím je také zajištěn přínos ke snížení spotřeby materiálu v hydraulických obvodech.

Proporcionální ventily umožňují jednodušší, rychlejší a exaktnější průběhy pracovních pohybů při současném zlepšení poměrů během přestavování řídicích prvků. Pomocí kontrolovaných přechodových „mezipoloh“ se zabrání vzniku tlakových špiček. Důsledkem toho je větší životnost mechanických a hydraulických dílů.

Řízení směru, rychlosti, příp. tlaku elektrickým signálem umožňuje umístění proporcionálních přístrojů přímo u spotřebiče. Tím se zlepšují dynamické vlastnosti hydraulického obvodu.

1.4.2 Servotechnika

Pojem „servo“ vyjádřeno zcela obecně označuje funkci, při které malý vstupní signál vytváří velký výstupní signál (zesilovač). Pod pojmem „servotechnika“ může být zahrnuta většina případů použití hydraulických přístrojů v regulačních obvodech. V regulačním obvodu je měřicím zařízením trvale snímán provozní stav a odchylky od požadovaného provozního stavu jsou samočinně korigovány. Regulované parametry jsou nejčastěji mechanickými (úhel otočení, otáčky, moment) nebo hydraulickými (průtok, tlak).



Obr. 7.1. Regulační obvod se servoventilem.

Princip regulačního obvodu je následující: Obslouhou je předvoleno řídicí napětí, které odpovídá určité poloze šoupátka servoventilu. Skutečná hodnota otáček hydromotoru je snímána otáčkoměrem a jako napětí přivedena do zesilovače. Na vstupu zesilovače jsou obě napětí porovnávána a při zjištění rozdílu žádané a skutečné hodnoty vzniká regulační odchylka. Elektrický signál, odpovídající regulační odchylce, je zesílen a přiveden na cívku servoventilu. Servoventil otevírá a hydromotor se pohybuje, tím se mění jeho otáčky. Napětí skutečné hodnoty se blíží stále více nastavenému řídicímu napětí, a vyrovná se mu jakmile je dosaženo požadovaných otáček. Během tohoto procesu je rozdíl žádaných a skutečných otáček stále menší a servoventil pozvolna uzavírá a brzdí pohyb hydromotoru. Při dosažení požadovaných otáček je odchylka nulová a servoventil uzavřen. Poruchové veličiny ovlivňující otevřený řídicí řetězec neovlivňují uzavřený regulační obvod. Toto je podstatným znakem regulační techniky, a tím i servotechniky.

Jak bylo uvedeno, hlavní úlohou regulace je vyloučení vlivu poruchové veličiny na regulovanou veličinu. Regulační obvod je však rovněž určen k tomu, aby při změně žádané hodnoty upravil skutečnou hodnotu regulované veličiny na hodnotu shodnou s novou žádanou hodnotou. Ovlivnění regulované veličiny po změně řídicí nebo poruchové veličiny vyžaduje všeobecně určitý čas. Je-li téměř skokově zvětšena poruchová veličina reaguje opět ným přizpůsobením dříve změněné regulované veličiny. To se vždy děje s určitým zpožděním, bez ohledu na fyzikální základ regulačního systému. U mechanického systému hrají roli např. setrvačná hmotnost a tření. Časové zpoždění regulované soustavy má rozhodující vliv na chování regulace. Ve snaze udržet, při změně poruchové veličiny, toto zpoždění co možná nejmenší, pomocí velmi silného zásahu regulátoru může dojít k rozkmitání systému. U stabilní regulace musí být regulační odchylka trvale menší než určená hodnota. Požadavky na stabilitu a udržení určené regulační odchylky jsou základními požadavky na regulační obvod.

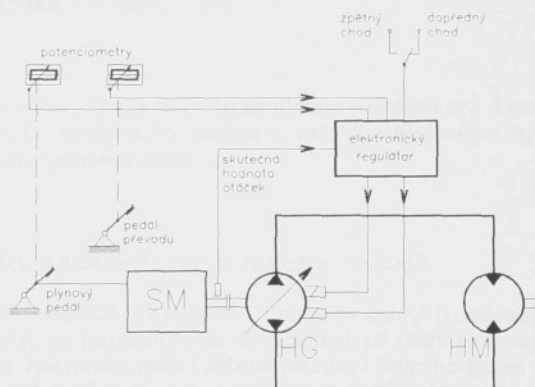
V regulačním obvodu je také důležité snímání výstupních veličin, tj. skutečných hodnot. K tomu jsou důležité přístroje na měření otáček, krouticího momentu, průtoku, tlaku atd. Volba přístrojů pro měření závisí na mnoha okolnostech, všeobecně však platí následující [45]:

- Přesnost řízení a regulace závisí na přesnosti měření sledovaných veličin.
- Odměřovací systém je charakterizován přenosovou funkcí.
- Přesnost měřicího systému musí být minimálně 5krát větší, než je požadovaná přesnost regulace.
- Odměřovací systém musí bez zpoždění sledovat změny měřené veličiny.
- Koeficient zesílení a poloha nuly musí zůstat konstantní za všech provozních podmínek.
- Elektrický signál musí být upraven tak, aby nebyl ovlivňován vlivem blízkých silnoproudých přístrojů.
- Spojení odměřovacího systému s pohonem musí být extrémně tuhé bez vůle.
- Odměřovací systém musí být uspořádán tak, aby regulační veličiny byly snímány přímo a nebyly zkresleny vlivem vedlejších efektů.

Z těchto několika bodů je zřejmé, jak velký význam má měřicí technika pro servotechniku a regulační techniku obecně.

1.5 Elektronické řízení hnacího ústrojí s hydrostatickým převodem

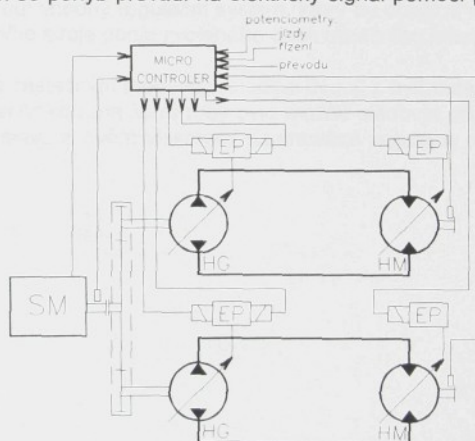
Elektronické řízení celého hnacího ústrojí s hydrostatickým převodem umožňují právě popsané regulační a řídicí systémy a prvky. Jednoduché řešení elektronického ovládání pohybu pracovního stroje je uvedeno na obrázku 8.1. Otáčky spalovacího motoru jsou říze-



Obr. 8.1. Elektronická regulace hydrostatické převodu.

ny plynovým pedálem s mechanickou vazbou. Elektronická regulace hydrostatického převodu je ovládána pedálem, ve kterém se pohyb převádí na elektrický signál pomocí potenciometru. Elektronický regulátor zajišťuje plynulou změnu převodového poměru. Pro změnu smyslu pohybu je ústrojí doplněno přepínačem dopředného a zpětného chodu.

Složitější zapojení výkonné regulace hydrostatického převodu je uvedeno na obrázku 9.1. Řídicí jednotka „Microcontroller“ zajišťuje především řízení a regulaci rychlosti jízdy, řízení změny směru jízdy, kontrolu maximálního zatížení motoru a změnu převodového poměru. Regulační převodníky jsou ovládány elektrickým signálem prostřednictvím proporcionálních ventilů.



Obr. 9.1 Regulace hydrostatického převodu od firmy Rexroth.

V posledních letech se řada odborníků intenzivně zabývá řízením hnacích ústrojí mobilních pracovních strojů s ohledem na různá kritéria provozu. Využitím charakteristik zážehového spalovacího motoru při řízení hnacího ústrojí se zabývá technická literatura [36, 38]. Vlivy řízení zatížení hnacích motorů na ekonomičnost provozu jsou řešeny v práci [33]. V příspěvku „Číslicové řízení hydrostatických systémů“ [25], jsou popsány možnosti diskretního PL-regulátoru pro řízení hydrostatických převodů.

2. Cíle disertační práce

S rozvojem elektroniky a číslicové techniky se objevují široké možnosti využití elektronických řídicích systémů v oblasti hydrauliky a mobilní techniky. Hlavním úkolem disertační práce je přispět k dalšímu rozvoji metod elektronické regulace hydrostatických převodů v jejich využití pro mobilní pracovní stroje.

Předmětem disertační práce je návrh a zkoumání systému pro řízení a regulaci hnacího ústrojí tvořeného spalovacím motorem, axiálním pístkovým hydrogenerátorem a axiálním pístkovým hydromotorem.

Cíle disertační práce je možné shrnout do následujících bodů:

- 1) Provést analýzu vlastností hlavních prvků hnacího ústrojí (spalovací motor, hydrogenerátor, hydromotor), se zaměřením na vliv účinnosti při přenosu energie v mobilních pracovních strojích. Navrhnout model řešené soustavy hnacího ústrojí pro výpočet ustálených stavů hydrostatického převodu a pracovních bodů spalovacího motoru s vyjádřením účinnosti spalovacího motoru a hydrostatického převodu.
- 2) Definovat možnosti regulace hnacího ústrojí v sestavě: zážehový spalovací motor, hydrogenerátor a hydromotor. Navrhnout vhodný regulační systém, který by dokázal regulovat hnací ústrojí mobilního pracovního stroje podle zvoleného optimalizačního kritéria.
- 3) Vybudovat laboratorní pracoviště s částečným modelem hnacího ústrojí s hydrostatickým převodem ovládaném číslicovou technikou, na kterém by bylo možné sledovat přenos a transformaci výkonu v ustáleném stavu a ověřit vlastnosti navrhované regulace při přechodových jevech.

3. Analýza vlastností a parametrů hnacího ústrojí.

3.1 Parametry a výsledná účinnost spalovacího motoru

Spalovací motor je tepelný stroj, rozšířený o zdroj tepelné energie, uvolňované spalováním [60]. Přenos energie se děje přeměnou chemické energie na mechanickou práci. Při procesu transformace energie vznikají ztrátové toky energie dané:

- nedokonalým průběhem chemických reakcí při spalování,
- nutným odvodem tepla ze stroje,
- ztrátami ve formě nevyužité mechanické energie, odváděné s pracovní látkou,
- mechanickými ztrátami při přeměně uvnitř stroje vyvinuté mechanické energie na obecně využitelnou mechanickou práci vně stroje.

Výkon pístového motoru můžeme definovat vztahem:

$$P = \frac{W_I \cdot i_v \cdot i_p}{t_I} = \frac{W_I \cdot n \cdot i_v \cdot i_p}{30 \cdot \tau}, \quad (1.3)$$

kde W_I práce jednoho oběhu,
 t_I doba trvání jednoho oběhu,
 i_v počet válců motoru,
 $i_p = 1$ pro jednočinný motor,
 $\tau = 4$ pro čtyřdobý motor.

Pro užitečný výkon vyjádřený středním efektivním tlakem p_e platí:

$$P_e = \frac{i_p \cdot V_z \cdot p_e \cdot n}{30 \cdot \tau}, \quad (2.3)$$

kde V_z vyjadřuje zdvihový objem motoru.

Při přeměně vnitřní (indikované) práce, dané působením tlaku spalin na píst, v užitečnou práci na hřídeli motoru, vznikají mechanické ztráty, které lze vyjádřit mechanickou účinností motoru jako podíl efektivního a indikovaného výkonu:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_e}{P_e + \sum P_z}, \quad (3.3)$$

kde $\sum P_z$ je součet všech mechanických ztrát, vyjádřených ztraceným výkonem.

K mechanickým ztrátám náleží ztráty třecí, ventilační, pohonem pomocných zařízení atd..

Celková účinnost motoru je součinem dílčích účinností, resp. poměrem množství tepla Q_e odpovídajícího užitečnému výkonu P_e za jednotku času k množství tepla Q_p přivedeného v dané časové jednotce:

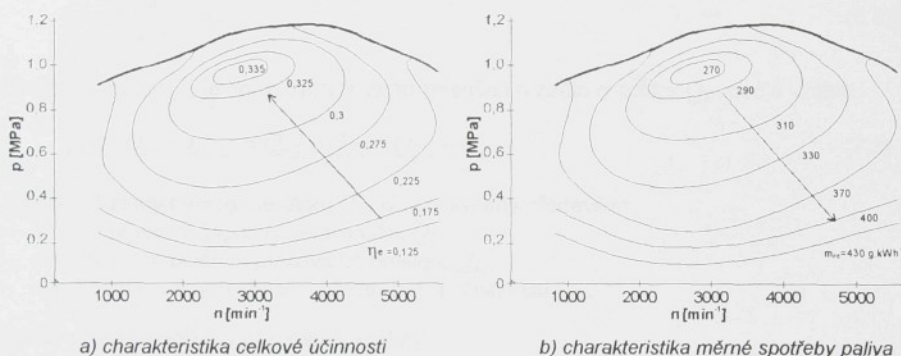
$$\eta_e = \eta_H \cdot \eta_l \cdot k_{VF} \cdot k_V \cdot \eta_m = \eta_l \cdot \eta_m = \frac{3600 \cdot P_e}{\dot{m}_p \cdot H_u} = \frac{3600}{m_{pe} \cdot H_u}, \quad (4.3)$$

kde η_H účinnost hoření,
 η_t tepelná účinnost oběhu,
 k_{FT} indikovaná účinnost vysokotlaké části,
 k_V součinitel výměny náplně válce,
 η_i indikovaná účinnost celého oběhu,
 m_p hmotnostní tok paliva do motoru,
 H_u výhřevnost paliva,
 m_{pe} měrná spotřeba paliva.

Praktický význam má definice měrné spotřeby paliva, kterou získáme z předchozího vztahu úpravou:

$$m_{pe} = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}, \quad (5.3)$$

Vztah odpovídá očekávání, neboť s rostoucí účinností motoru klesá měrná spotřeba paliva.



Obr. 1.3. Úplná charakteristika zážehového spalovacího motoru s homogenní směsí.

3.2 Ztráty rotačních objemových převodníků

K popisu energetické bilance přenosu energie v hydrostatických mechanismech byla vytvořena řada modelů, které zahrnují jednotlivé pasivní účinky (autoři: Gorodecký, Wilson, Schlösser, atd.). Některé z nich byly zdrojem pro definici ztrát rotačních objemových převodníků [29, 46] popsaných v následujících kapitolách.

Přenos energie v hydrostatických převodech se děje pracovní látkou, která svým průtokem transformuje parametry mechanické energie na vstupu na parametry mechanické energie na výstupu prostřednictvím tlakové energie.

Energie, která se dodává generátoru, se nespotřebuje jenom k žádanému účelu. Část energie je zapotřebí k překonání odporů a ztrát. Tato energie se přemění v teplo. U hydraulických strojů (generátorů a motorů) se dělí ztráty na tři druhy:

- 1) Průtokové ztráty dopravované kapaliny, která vlivem tlakového spádu přetéká z tlakové strany netěsnostmi mezi částmi hydraulického stroje.
- 2) Hydraulické ztráty způsobené vazkostí dopravované kapaliny při proudění v pracovních prostorech. Tyto ztráty jsou u objemových rotačních generátorů a motorů zanedbatelné.

3) Mechanické ztráty je nutno rozdělit na dvě části:

- Ztráty způsobené hlavně třením vazké kapaliny v mezerách mezi rotujícími a stojícími částmi hydraulického stroje.
- Ztráty způsobené třením v ložiskách, ucpávkách, kovovým stykem vzájemně se pohybujících součástí atd.

Mechanické ztráty se kryjí z příkonu. Protože u mechanických ztrát převládají ztráty vazké kapaliny, které vznikají mimo pracovní prostory, jsou často nazývány jako hydraulické. Všechny uvedené ztráty se vyjadřují průtokovou, hydraulickou a mechanickou účinností.

3.2.1 Průtokové ztráty v hydrogenerátoru

Teoretický průtok hydrogenerátoru je definován geometrickými a kinematickými parametry. Teoretický výstupní průtok z hydrogenerátoru je dán vztahem:

$$Q_{tG} = \frac{V_{gG}}{2 \cdot \pi} \cdot \omega_G. \quad (6.3)$$

Skutečný průtok Q_G je oproti teoretickému zmenšen o ztrátový průtok Q_{ZG} podle vztahu:

$$Q_G = Q_{tG} - Q_{ZG} = Q_{tG} - Q_{Z1} - Q_{Z2} - Q_{Z3}. \quad (7.3)$$

Průtokové ztráty hydrogenerátoru Q_{ZG} jsou ovlivněny především:

- únikem pracovní kapaliny netěsnostmi Q_{Z1} ,
- nedokonalým plněním pracovního prostoru Q_{Z2} ,
- vlastnostmi reálných kapalin, především stlačitelností Q_{Z3} .

Ztráty průtoku únikem pracovní kapaliny

Únik kapaliny je dán součtem všech dílčích průsaků v pracovních prostorech hydrogenerátoru. Průtok kapaliny mezerami může být laminární, turbulentní nebo smíšený. V objemových převodnicích se vyskytují mezery různých geometrických rozměrů, proto lze průtok vyjádřit jako součet průtoků a charakterem laminárním a turbulentním. Celkový ztrátový průtok netěsnostmi Q_{Z1} je dán vztahem:

$$Q_{Z1} = k_1 \cdot \omega_G + k_2 \cdot \frac{\Delta p}{\mu} + k_3 \cdot d^2 \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} = Q_{ZL} + Q_{ZT}, \quad (8.3)$$

kde $k_1, k_2, k_3, \dots$ konstanty závislé na velikosti a konstrukci hydrogenerátoru,
 μ dynamická viskozita,
 ρ měrná hmotnost.

Laminárnímu proudění odpovídá příspěvek:

$$Q_{ZL} = k_1 \cdot \omega + k_2 \cdot \frac{\Delta p}{\mu}, \quad (9.3)$$

a turbulentnímu proudění příspěvek:

$$Q_{ZI} = k_3 \cdot d^2 \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \quad (10.3)$$

Tlaková ztráta ve vyvinuté turbulentní oblasti proudění je úměrná měrné hmotě a čtverci rychlosti c :

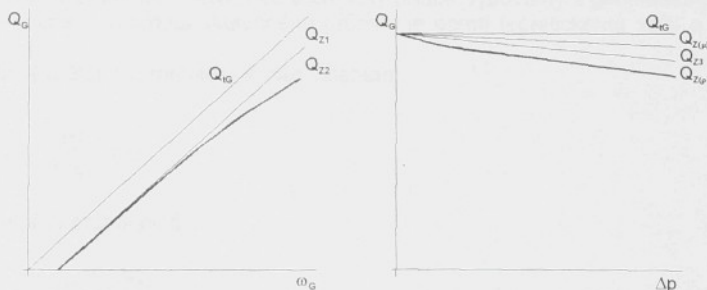
$$\Delta p \approx \rho \cdot c^2 \quad (11.3)$$

Vliv měrné hmotnosti se projeví zejména v místech zúžených a rozšířených průřezů, mezer nestejných rozměrů a v místech s kolísavým tlakovým spádem a nerovnoměrným průtokem.

Experimentální měření různých autorů potvrdila, že je vhodné rozlišit závislost ztrát průtoku jednak na ztráty závislé na viskozitě a jednak na ztráty závislé na měrné hmotnosti kapaliny. Vliv rychlosti je zajímavý zejména v oblasti velmi nízkých otáček, kdy průtok hydrogenerátorem je srovnatelný s velikostí průsaků. Vlivem teploty dochází k prudkému poklesu viskozity a tím nárůstu průsaků a poklesu mazací schopnosti.

Ztráty průtoku nedokonalým plněním pracovního prostoru

Při vyšších rychlostech dochází na odporech k růstu tlakových ztrát. Charakterem tlakových ztrát je značně ovlivněn mechanismus plnění pracovních prostorů. Vlivem jevů jako např. kavitace dochází k nedokonalé výměně a tím ke ztrátě průtoku.



Obr. 2.3. Charakter průtokových ztrát hydrogenerátoru.

V obrázku 2.3 jsou uvedeny ztráty průtoku mezerami Q_{Z1} a ztrát nedokonalým plněním Q_{Z2} v závislosti na rychlosti.

Ztráty průtoku ovlivněné stlačitelností kapalin

Vliv stlačitelnosti kapaliny se projevuje s nárůstem tlaku, čímž se výrazně snižuje účinnost generátoru. Při vyšším tlaku se zvyšuje příkon generátoru o energii potřebnou pro stlačení kapaliny. Důsledkem je jednak nižší průtoková účinnost vlivem menšího objemu kapaliny a jednak nižší mechanická účinnost, neboť stlačením byla vykonána neefektivní práce.

Skutečný průtok je ovlivněn stlačitelností kapaliny s určitým množstvím v kapalině rozpuštěného plynu. Celkový efektivní objem je o hodnotu ΔV menší. Přírůstek objemu v závislosti na tlaku vyjádříme vztahem:

$$\Delta V = (V_G + V_{sG}) \cdot \frac{1}{E_K} \cdot \Delta p, \quad (12.3)$$

kde V_G zdvihový objem hydrogenerátoru,

V_{sG} objem škodlivého prostoru hydrogenerátoru,

$$E_K \text{..... modul pružnosti kapaliny } E_K = -V \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial V} \right)_T, \quad (13.3)$$

Δp tlakový spád,

ΔV stlačený objem.

Ztráty průtoku ovlivněné stlačitelností kapalin vyjádříme jako součin rychlosti ω_G a stlačeného objemu ΔV :

$$Q_{Z3} = \omega_G \cdot \Delta V = \omega_G \cdot (V_G + V_{sG}) \cdot \frac{1}{E_K} \cdot \Delta p = V_G \cdot \omega_G \cdot \Delta p \cdot \frac{1}{E_K} \cdot \left(1 + \frac{V_{sG}}{V_G} \right), \quad (14.3)$$

Velikost ztrát průtoku Q_{Z3} je závislá na velikosti škodlivého prostoru a stlačitelnosti kapaliny.

3.2.2 Průtokové ztráty v hydromotoru

Aby bylo dosaženo požadované frekvence na výstupu z hydromotoru, musí být skutečný průtok hydromotoru větší, než teoretický průtok vypočtený z geometrických a kinematických poměrů. Hodnota skutečného průtoku je oproti teoretickému větší o průtokové ztráty.

Teoretický průtok hydromotoru je dán vztahem:

$$Q_{tM} = \frac{V_{gM}}{2 \cdot \pi} \cdot \omega_M. \quad (15.3)$$

Pro skutečný průtok platí:

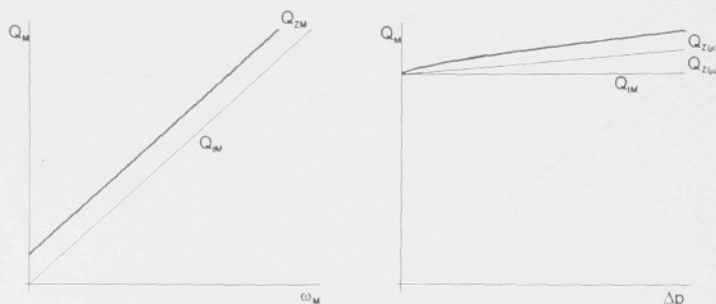
$$Q_M = Q_{tM} + Q_{ZM}. \quad (16.3)$$

Průtokové ztráty v hydromotoru jsou charakterizovány obdobnými modely jako pro hydrogenerátor s tím, že vlivem dostatečného tlaku na vstupu hydromotoru nedochází k nedokonalemu plnění a k dalšímu výraznému stlačení kapaliny. Na základě uvedených předpokladů lze vztah pro průtokové ztráty hydromotoru zjednodušit na tvar, který zahrnuje vliv laminárního a turbulentního proudění netěsnostmi a mezerami hydromotoru. Ztráty průtoku v hydromotoru lze vyjádřit vztahem:

$$Q_{ZM} = k_4 \cdot \omega_M + k_5 \cdot \frac{\Delta p}{\mu} + k_6 \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}, \quad (17.3)$$

kde konstanty k_4 , k_5 , k_6 jsou závislé na velikosti a konstrukci hydromotoru.

Charakter průtoku hydromotoru v závislosti na rychlosti a zatížení je znázorněn na obrázku 3.3.



Obr. 3.3. Charakter průtokových ztrát v hydromotoru.

3.2.3 Mechanické ztráty v hydrogenerátoru

Jednotlivé vnitřní děje v hydrogenerátoru, které negativně ovlivňují přenos mechanické energie, nazýváme mechanické ztráty. Charakter jednotlivých vlivů lze vyjádřit dílčími příspěvky jednotlivých odporů hydrogenerátoru. Mezi hlavní odpory s nezanedbatelnými pasivními účinky patří:

- hydraulické odpory,
- ztráty v ložiskách a ucpávkách,
- ztráty třením (výrobní a montážní tolerance).

Točivý moment na hřídeli hydrogenerátoru musí být větší oproti teoretickému momentu, abychom dosáhli požadované parametry na výstupu. Rozdíl je úměrný pasivním účinkům jednotlivých odporů. Teoretický moment hydrogenerátoru je dán vztahem:

$$M_{IG} = \frac{V_{gG}}{2 \cdot \pi} \cdot \Delta p. \quad (18.3)$$

Skutečný moment hydrogenerátoru lze vyjádřit vztahem:

$$M_G = M_{IG} + M_{ZG}, \quad (19.3)$$

Celkové mechanické ztráty hydrogenerátoru jsou součtem parciálních příspěvků jednotlivých vlivů. Celková ztráta momentu M_{ZG} hydrogenerátoru je vyjádřena vztahem:

$$M_{ZG} = M_{Zp} + M_{Z\tau} + M_{Zp} + M_{Zk}, \quad (20.3)$$

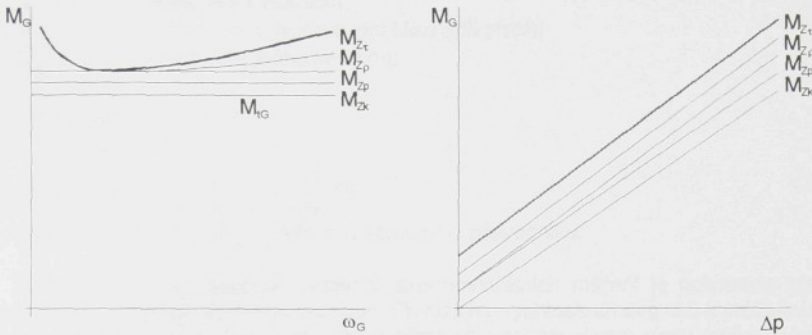
kde M_{Zp} tlaková ztráta hydraulických odporů,

$M_{Z\tau}$ ztráty vlivem kluzného tření,

M_{Zp} ztráty v ložiskách,

M_{Zk} ztráty třením.

Charakter závislosti točivého momentu hydrogenerátoru na rychlosti a zatížení je uveden na následujícím obrázku.



Obr. 4.3. Točivý moment hydrogenerátoru v závislosti na rychlosti a zatížení.

Tlaková ztráta hydraulických odporů

Točivý moment na hřídeli hydrogenerátoru, který je nutný k překonání tlakového spádu hydraulických odporů místních, odporů ve vedení a ke změně hybnosti kapaliny, lze vyjádřit v závislosti na geometrických poměrech a na tlakové ztrátě vztahem:

$$M_{Z\rho} = \Delta p_Z \cdot \frac{V_{gG}}{2 \cdot \pi} = k_7 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{V_{gG}}{2 \cdot \pi}, \quad (21.3)$$

kde konstanta k_7 zahrnuje vliv místních odporů, odporů ve vedení a vliv změny hybnosti, neboť tlakovou ztrátu lze vyjádřit vztahem:

$$\Delta p_Z = \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 + \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 + \rho \cdot \frac{\Delta v^2}{2} = k_7 \cdot \rho \cdot \omega^2, \quad (22.3)$$

kde ξ součinitel místních ztrát,
 ρ hustota kapaliny (pracovní látky),
 v rychlost,
 λ součinitel třecích ztrát,
 d charakteristický rozměr převodníku.

Vliv kluzného tření

Točivý moment, který je potřebný k překonání kluzného tření lze zjednodušeně vyjádřit vztahem:

$$M_{Z\tau} = r \cdot \mu \cdot \frac{dv}{dz} \cdot S = r \cdot \tau \cdot S \cong r \cdot \mu \cdot \frac{v_0}{h} \cdot S, \quad (23.3)$$

kde $v_0 = r \cdot \omega$... relativní rychlost mezi kluznými plochami,

r poloměr tangenciálního napětí,

μ dynamická viskozita,

h velikost vůle (vzdálenost kluzných ploch),

S plocha kluzného povrchu,

Po úpravě dostaneme vztah:

$$M_{Z\tau} = \mu \cdot r^2 \cdot \omega \cdot \frac{S}{h} = k_s \cdot \frac{\mu}{h} \cdot \omega, \quad (24.3)$$

kde konstanta k_s je závislá na velikosti a konstrukci převodníku.

Na základě publikovaných výsledků experimentálních měření je potvrzena platnost tohoto modelu v oblasti středních rychlostí. Při nízkých rychlostech dochází k meznímu tření a růstu pasivních odporů. Při vysokých rychlostech dochází vlivem růstu teploty k snížení viskozity a tím i k poklesu pasivních účinků kluzného tření.

Ztráty v ložiskách

Na ztrátu momentu v ložiskách mají vliv zejména pasivní účinky odporů v ložiskách a také podíl deformací od zatížení. Točivý moment k překonání uvedených odporů lze vyjádřit v závislosti na tlakovém spádu vztahem:

$$M_{Zp} = k_9 \cdot \Delta p, \quad (25.3)$$

kde konstanta k_9 je závislá na velikosti a konstrukci převodníku. Ztráta momentu M_{Zp} se považuje za nezávislou na rychlostních poměrech.

Ztráty třením

Podmínkou správné funkce hydrostatických mechanismů je správné konstrukční řešení uložení vzájemně se pohybujících částí. Pasivní účinky jsou závislé na velikosti výrobních a montážních tolerancí, které odpovídají konstrukčnímu provedení a technologii výroby. Točivý moment, který je potřebný k překonání pasivních účinků tření se zpravidla uvádí nezávisle na provozních parametrech, tedy jako hodnota konstantního momentu M_{Zk} .

3.2.4 Mechanické ztráty v hydromotoru

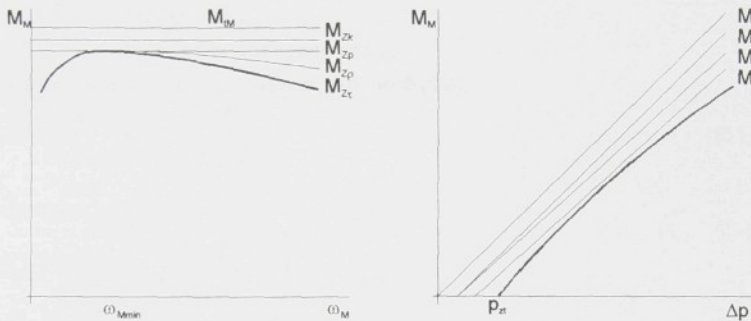
Skutečný točivý moment hydromotoru M_M je oproti teoretickému M_{tM} menší o moment potřebný k překonání pasivních odporů a tlakových ztrát. Obecně lze skutečný moment vyjádřit vztahem:

$$M_M = M_{tM} - M_{ZM}. \quad (26.3)$$

Pro stanovení ztrátového momentu M_{ZM} lze vytvořit obdobný model jako v případě hydrogenerátoru a zřejmě bude platit následující vztah:

$$M_M = M_{tM} - M_{ZM} = M_{tM} - (M_{Zp} + M_{Z\tau} + M_{Zp} + M_{Zk}). \quad (27.3)$$

Jednotlivé parciální příspěvky mají stejný význam jako v případě hydrogenerátoru. Průběh ztrátových momentů hydromotoru je znázorněn na obrázku 5.3. Z obrázku je patrné, že teoretický průběh moment M_{tM} je postupně deformován superponovanými ztrátovými momenty na konečný průběh skutečného momentu M_M . Tlak p_{zt} je úměrný součtovému ztrátovému momentu a představuje nutný tlakový spád na hydromotoru pro jeho rozběh.



Obr. 5.3. Závislost momentu hydromotoru na rychlosti a zatížení.

Pro vyjádření účinností hydrostatických převodníků v následujících výpočtech a měření využijeme dvou modelů:

- První z nich je založen na polynomičtém vyjádření průtokových a mechanických ztrát. Algoritmus se opírá o určitá zjednodušení a zobecnění. V principu je shodný jak pro hydrogenerátory, tak pro hydromotory. Pro stanovení ztrát se používá vztahů, které vyjadřují závislost na hlavních parametrech.
- Druhý model je založen na polynomičtém vyjádření ztrát, kde každý z polynomů obsahuje 20 členů. Sestavení algoritmů pro vyjádření účinností vychází z údajů výrobce pro konkrétní převodníky.

3.3 Model výpočtu účinnosti podle Kistočkina

Pro vyjádření ztrát v reálné soustavě využijeme poznatků E. S. Kistočkina publikovaných v [26]. Metoda je založena na polynomičtém vyjádření mechanických a průtokových ztrát. Pro stanovení ztrát se používá vztahů, které vyjadřují závislost na hlavních parametrech. Koeficienty používané v polynomech jsou definovány pro převodníky SAUER.

Průtoková účinnost

Objemové ztráty, tedy ztráty průtoku se vyjadřují poměrným číslem δQ jako podíl ztrátového průtoku Q_Z a teoretického průtoku Q_T :

$$\delta Q = \frac{Q_Z}{Q_T} = \frac{Q_Z}{\frac{V}{2\pi} \cdot \omega_{MAX}}, \quad (28.3)$$

když:

$$Q_Z = Q_T - Q_S, \quad (29.3)$$

kde Q_S skutečný průtok převodníku,
 ω_{MAX} ... maximální úhlová rychlost převodníku udávaná výrobcem.

Pro hydrogenerátor můžeme vyjádřit průtokové ztráty podle vztahu:

$$\delta Q_G = \overline{\beta}_G \cdot \overline{\omega}_G \cdot (1 - \eta_{qG}), \quad (30.3)$$

kde η_{qG} průtoková účinnost generátoru,
 $\overline{\beta}$ a $\overline{\omega}$... bezrozměrné závislosti, pro které platí:

$$\overline{\omega} = \frac{\omega}{\omega_{MAX}} \text{ a } \overline{\beta} = \frac{\beta}{\beta_{MAX}}, \quad (31.3, 32.3)$$

Pro hydromotor platí:

$$\delta Q_M = \overline{\beta}_M \cdot \overline{\omega}_M \cdot \left(\frac{1}{\eta_{qM}} - 1 \right), \quad (33.3)$$

kde η_{qM} průtoková účinnost hydromotoru.

Protože δQ je funkce závislá na parametrech, hledá se taková funkce $\delta Q = f(\overline{p}, \overline{\omega}, \overline{\beta})$, aby platilo:

$$\delta Q = \delta \cdot \overline{p}, \quad (34.3)$$

tedy analogie svodové propustnosti, kde $\overline{p} = \frac{P}{P_{MAX}}$.

Autor definuje funkci ve tvaru:

$$\delta = a_1 + a_2 \cdot \overline{p} + \overline{\omega} \cdot (a_3 + a_4 \cdot \overline{\beta}) \cdot (a_5 + a_6 \cdot \overline{p}), \quad (35.3)$$

kde a_1 až a_6 jsou koeficienty polynomu.

a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6
0,004469	0,002579	0,8	0,2	0,03936	0,01909

Mechanická účinnost

Mechanické ztráty, tedy moment potřebný k pokrytí ztrát je vyjádřen podobně, a to poměrným momentem δM , jako podíl ztrátového momentu M_Z a momentu teoretického M_T :

$$\delta M = \frac{M_Z}{M_T} = \frac{M_Z}{\frac{V}{2\pi} \cdot P_{MAX}}, \quad (36.3)$$

Pro hydrogenerátor platí:

$$\delta M_G = \overline{p}_G \cdot \overline{\beta}_G \cdot \left(\frac{1}{\eta_{mG}} - 1 \right), \quad (37.3)$$

kde η_{mG} mechanická účinnost hydrogenerátoru.

Pro hydromotor platí obdobně:

$$\delta M_M = \overline{p}_M \cdot \overline{\beta}_M \cdot (1 - \eta_{mM}), \quad (38.3)$$

kde η_{mM} mechanická účinnost hydromotoru.

Poměrný moment mechanických ztrát je ovlivněn zatížením, rychlostí a geometrickém objemem, $\delta M = f(\bar{p}, \bar{\omega}, \bar{\beta})$. Podle [26] se poměrný moment vyjádří mnohočlenem:

$$\delta M = \frac{b_1 + b_2 \cdot \bar{\omega}}{b_3 + \bar{\omega}} \cdot (\bar{b}_4 + \bar{\beta}^3) \cdot \bar{p} + \frac{b_5 + b_6 \cdot \bar{\omega}}{b_7 + \bar{\omega}} \cdot (1 + \bar{\beta}) + b_8 \cdot (1 + \bar{\beta}^3) \cdot \bar{\omega}^2, \quad (39.3)$$

kde b_1 až b_8 jsou koeficienty mnohočlenu.

b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	b_6	b_7	b_8
0,002374	0,005403	0,1007	1,845	0,0005276	0,00557	0,02096	0,01121

Účinnost převodníků lze vyjádřit úpravou uvedených vztahů. Pro průtokovou a mechanickou účinnost hydrogenerátoru platí:

$$\eta_{qG} = f(\delta Q_G) = \frac{\bar{\beta}_G \cdot \bar{\omega}_G - \delta Q_G}{\bar{\beta}_G \cdot \bar{\omega}_G}, \quad (40.3)$$

$$\eta_{mG} = f(\delta M_G) = \frac{\bar{\beta}_G \cdot \bar{p}_G}{\bar{\beta}_G \cdot \bar{p}_G + \delta M_G}, \quad (41.3)$$

a podobně pro průtokovou a mechanickou účinnost hydromotoru platí:

$$\eta_{qM} = f(\delta Q_M) = \frac{\bar{\beta}_M \cdot \bar{\omega}_M}{\bar{\beta}_M \cdot \bar{\omega}_M + \delta Q_M}, \quad (42.3)$$

$$\eta_{mM} = f(\delta M_M) = \frac{\bar{\beta}_M \cdot \bar{p}_M - \delta M_M}{\bar{\beta}_M \cdot \bar{p}_M}, \quad (43.3)$$

3.4 Model výpočtu účinností polynomem

V rámci odborných prací na katedře strojů průmyslové dopravy a při řešení problematiky bilance hydrostatického převodu, byla sestavena metodika výpočtu pro analýzu parametrů a veličin. Pro stanovení účinností převodníků využívá polynomu ve tvaru:

$$\begin{aligned} \eta_{xX} = & k_0 + k_1 \cdot n_X + k_2 \cdot p + k_3 \cdot \beta_X + k_4 \cdot n_X \cdot p + k_5 \cdot n_X \cdot \beta_X + k_6 \cdot p \cdot \beta_X + k_7 \cdot n_X^2 + \\ & + k_8 \cdot p^2 + k_9 \cdot \beta_X^2 + k_{10} \cdot n_X^2 \cdot p + k_{11} \cdot n_X^2 \cdot \beta_X + k_{12} \cdot n_X \cdot p^2 + k_{13} \cdot n_X \cdot \beta_X^2 + \\ & + k_{14} \cdot p^2 \cdot \beta_X + k_{15} \cdot p \cdot \beta_X^2 + k_{16} \cdot n_X^3 + k_{17} \cdot p^3 + k_{18} \cdot \beta_X^3 + k_{19} \cdot n_X \cdot p \cdot \beta_X \end{aligned} \quad (44.3)$$

kde index ... x odpovídá q pro průtokovou účinnost a m pro mechanickou účinnost, index ... X odpovídá G pro hydrogenerátor a M pro hydromotor.

Definice polynomů a sestavení algoritmů pro vyjádření účinnosti bylo provedeno pro několik velikostí převodníků Sauer SPV a SMV. V následující tabulce jsou uvedeny koeficienty polynomů pro výpočet účinnosti převodníků SAUER SPV22 a SMV22.

Koeficienty polynomu pro výpočet účinnosti HsP

	k_0	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6
η_{qG}	$7.3381258215 \cdot 10^{-1}$	$5.43623651 \cdot 10^{-4}$	$-3.06171921 \cdot 10^{-2}$	$6.69227562 \cdot 10^{-2}$	$1.824532896 \cdot 10^{-5}$	$-3.33600199 \cdot 10^{-5}$	$3.37636571 \cdot 10^{-3}$
η_{mG}	$2.6533844494 \cdot 10^{-1}$	$1.82724415 \cdot 10^{-4}$	$2.80686138 \cdot 10^{-2}$	$8.16522050 \cdot 10^{-2}$	$9.75863042 \cdot 10^{-6}$	$-3.52565424 \cdot 10^{-6}$	$-1.17909667 \cdot 10^{-3}$
η_{qM}	$8.3232751189 \cdot 10^{-1}$	$3.11226865 \cdot 10^{-4}$	$-2.16824308 \cdot 10^{-2}$	$4.14120337 \cdot 10^{-2}$	$9.37452374 \cdot 10^{-6}$	$-1.37268129 \cdot 10^{-5}$	$1.80221609 \cdot 10^{-3}$
η_{mM}	$-2.4277099831 \cdot 10^{-1}$	$3.06189099 \cdot 10^{-4}$	$5.48869043 \cdot 10^{-2}$	$1.51950771 \cdot 10^{-1}$	$-7.50291893 \cdot 10^{-7}$	$-7.4085406 \cdot 10^{-6}$	$-2.9782898 \cdot 10^{-3}$

	k_7	k_8	k_9	k_{10}	k_{11}	k_{12}	k_{13}
η_{qG}	$-3.94832524 \cdot 10^{-7}$	$-3.86951096 \cdot 10^{-4}$	$-6.29514642 \cdot 10^{-3}$	$-3.94138071 \cdot 10^{-9}$	$7.12996687 \cdot 10^{-9}$	$1.03674543 \cdot 10^{-8}$	$7.1666116 \cdot 10^{-7}$
η_{mG}	$-1.1565214 \cdot 10^{-7}$	$-7.68930496 \cdot 10^{-4}$	$-4.7173997 \cdot 10^{-3}$	$6.30854016 \cdot 10^{-10}$	$1.27478773 \cdot 10^{-9}$	$-2.75468153 \cdot 10^{-9}$	$-1.40537386 \cdot 10^{-8}$
η_{qM}	$-2.33871832 \cdot 10^{-7}$	$-1.82073371 \cdot 10^{-5}$	$-3.76353695 \cdot 10^{-3}$	$-2.09140118 \cdot 10^{-9}$	$2.92424464 \cdot 10^{-9}$	$-1.15346892 \cdot 10^{-8}$	$2.27081041 \cdot 10^{-7}$
η_{mM}	$-1.80917623 \cdot 10^{-7}$	$-1.44332036 \cdot 10^{-3}$	$-8.650914 \cdot 10^{-3}$	$1.2547596 \cdot 10^{-8}$	$2.83661222 \cdot 10^{-9}$	$-3.67176714 \cdot 10^{-8}$	$-1.47697593 \cdot 10^{-8}$

	k_{14}	k_{15}	k_{16}	k_{17}	k_{18}	k_{19}
η_{qG}	$-1.91689918 \cdot 10^{-4}$	$-9.81863466 \cdot 10^{-5}$	$8.40601533 \cdot 10^{-11}$	$4.52342802 \cdot 10^{-6}$	$1.82988137 \cdot 10^{-4}$	$-3.91924651 \cdot 10^{-7}$
η_{mG}	$1.03241377 \cdot 10^{-5}$	$2.43030711 \cdot 10^{-5}$	$1.68905237 \cdot 10^{-11}$	$8.24235704 \cdot 10^{-6}$	$9.91998437 \cdot 10^{-5}$	$-8.50082387 \cdot 10^{-8}$
η_{qM}	$-2.51901977 \cdot 10^{-6}$	$-4.83635506 \cdot 10^{-5}$	$5.16796818 \cdot 10^{-11}$	$5.66721586 \cdot 10^{-7}$	$1.08292952 \cdot 10^{-4}$	$-1.05069016 \cdot 10^{-7}$
η_{mM}	$2.76601867 \cdot 10^{-5}$	$6.42168913 \cdot 10^{-5}$	$2.33731065 \cdot 10^{-11}$	$1.4510112 \cdot 10^{-6}$	$1.76734830 \cdot 10^{-4}$	$-3.45053554 \cdot 10^{-8}$

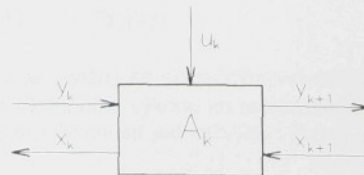
3.5 Model hydrostatického převodu

Hydraulické prvky a z nich složené systémy lze rozdělit podle aplikačního určení na výkonové a řídicí. Výkonové prvky a systémy jsou určeny pro přenášení, transformaci a distribuci výkonu. Řídicí prvky a systémy jsou určeny k řízení výkonových systémů a pracují na základě zpracování informací o vlastnostech a chování řízených objektů. Reálné výkonové a řídicí systémy nejsou nikdy složeny výhradně z hydraulických prvků, ale obsahují vždy i prvky mechanické, elektrické popř. tepelné.

Problematiku obecného modelu hydrostatického systému lze vysvětlit např. podle [32]. Předpokládáme, že jsou obecné výkonové veličiny definovány následovně :

- x - potenciální výkonová veličina, vyjadřuje přenos síly, tlaku, momentu atd.,
- y - kinetická výkonová veličina, vyjadřuje přenos rychlosti, průtoku, otáček atd..

Pak pro přenosový prvek, je možné základní obecný model znázornit podle obrázku 6.3. Přenosovým prvkem je zde chápáno technické zařízení určené k přenosu, transformaci a distribuci přenášené energie. Současně je přenosový prvek také označení pro abstraktní model takového reálného prvku technického zařízení. Každý reálný přenosový prvek umožňuje realizovat přenos energie.



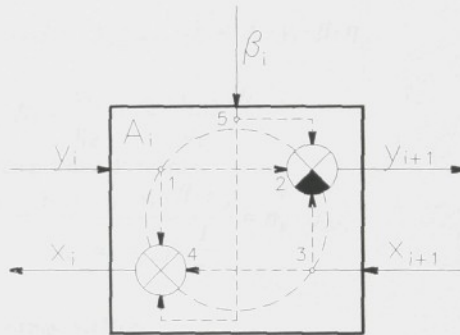
Obr. 6.3. Obecný přenosový prvek.

Některé jsou určeny pro přenos a transformaci, jiné pro přenos a distribuci energie. Symbolem A je označen charakteristický faktor prvku. Jeho význam je daný druhem reálného modelovaného prvku a charakterem modelovaného problému. Na obrázku 6.3 je $k = 1, 2, 3, \dots$ pořadové číslo daného prvku. Pro vyjádření vzájemné závislosti obecných výkonových veličin v přenosovém prvku lze využít teorie grafů.

Při modelování pomocí orientovaných grafů jsou v grafu vynechány vazby, které nejsou pro modelovaný problém podstatné. Při využití teorie grafů pro modelování přenosu výkonu se přijímají následující podmínky :

- model je platný za předpokladu, že přenášený výkon je nenulový,
- model platí pouze pro jeden směr toku výkonu,
- modeluje se pouze působení vstupních veličin na výstupní.

Pokud přenosový prvek umožňuje řízení výstupních výkonových veličin, je vždy vstupní řídicí veličinou nějaká geometrická veličina (např. úhel natočení ovládací páky). Konečným



Obr. 7.3. Základní obecný model přenosového prvku.

důsledkem řízení je potom změna objemu nositele energie za jednu otáčku, nebo za jeden pracovní cyklus. V obecném modelu se zavádí bezrozměrná veličina β , definovaná jako podíl okamžité vstupní řídicí veličiny k její maximální hodnotě. Zavedením vstupní veličiny v incidenčním bodě 5 na obrázku 7.3 se výstupní veličiny stávají funkcemi všech tří vstupních veličin.

U všech druhů reálných prvků je účinnost transformace výkonu známá jako celková účinnost prvku. Celková účinnost je definovaná poměrem výstupního a vstupního výkonu v ustáleném stavu :

$$\eta_C = \frac{P_{i+1}}{P_i} = \frac{P_{i+1}}{P_{T(i+1)}} = \frac{x_{i+1} \cdot y_{i+1}}{x_i \cdot y_i} = \frac{x_{i+1} \cdot y_{i+1}}{x_{T(i+1)} \cdot y_{T(i+1)}}. \quad (45.3)$$

Protože teoretický výstupní výkon $P_{T(i+1)}$ je totožný se skutečným vstupním výkonem P_i , je celková účinnost také podíl skutečného výstupního výkonu ku teoretickému výstupnímu výkonu. Pro pojmenování a obecnou definici účinností jednotlivých výkonových veličin lze formulovat následující systémové zásady :

- Protože vstupní veličina je skutečná nezávislá vnější veličina prvku, nemohou ji vlastnosti prvku ovlivňovat.
- Účinnost je funkcí všech působících vstupních veličin.

V součtovém bodě (označeném v obrázku 7.3 číslem 2) kinetické výstupní veličiny se odporová vazba odečítá. Skutečná hodnota kinetické výstupní veličiny je menší než teoretická. Kinetická účinnost je definována podílem skutečné a teoretické hodnoty výstupní kinetické veličiny :

$$\eta_y = \frac{y_{i+1}}{y_{T(i+1)}}, \eta_y = f(x_{i+1}, y_i, \beta). \quad (46.3)$$

V součtovém bodě potenciální veličiny (označeném v obrázku 7.3 číslem 4) se odporová vazba připočítává. Skutečná hodnota výstupní potenciální veličiny je větší jak teoretická. Potenciální účinnost je definována podílem teoretické a skutečné hodnoty výstupní potenciální veličiny :

$$\eta_x = \frac{x_{Ti}}{x_i}, \eta_x = f(x_{i+1}, y_i, \beta). \quad (47.3)$$

Pro skutečné hodnoty výstupních výkonových veličin potom platí :

$$y_{i+1} = F_y(x_{i+1}, y_i, \beta) = y_{T(i+1)} \cdot \eta_y = A_i \cdot y_i \cdot \beta \cdot \eta_y, \quad (48.3)$$

$$x_i = F_x(x_{i+1}, y_i, \beta) = \frac{x_{Ti}}{\eta_x} = \frac{A_i \cdot x_{i+1} \cdot \beta}{\eta_x}. \quad (49.3)$$

Celkovou účinnost lze převést do tvaru :

$$\eta_C = \frac{x_{i+1} \cdot y_{i+1}}{x_i \cdot y_i} = \frac{x_{i+1} \cdot A_i \cdot y_i \cdot \beta \cdot \eta_y}{y_i \cdot A_i \cdot x_{i+1} \cdot \frac{1}{\eta_x}} = \eta_y \cdot \eta_x. \quad (50.3)$$

Model regulačního hydrogenerátoru

Model je vytvořen pro rotační, axiální pístkový hydrogenerátor s možností regulace. Při aplikaci obecného modelu na reálný prvek se formálně nahradí obecné výkonové veličiny reálnými a podle charakteru modelovaného problému a vlastností prvků se stanoví vzájemné závislosti. Blokové schéma modelu regulačního hydrogenerátoru je na obrázku 8.3.

Vstupní veličiny :

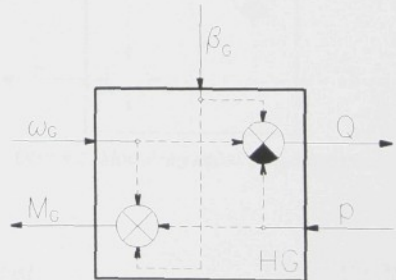
- úhlová rychlost ω_G ,
- tlak p .

Výstupní veličiny :

- průtok Q ,
- moment M_G .

Pro model regulačního hydrogenerátoru platí výpočtové vztahy :

Obr. 8.3. Model regulačního hydrogenerátoru.



pro skutečný průtok :

$$Q = f(\omega_G, p, \beta_G) = \frac{V_{gHG}}{2\pi} \cdot \omega_G \cdot \beta_G \cdot \eta_{qG}, \quad (51.3)$$

pro teoretický průtok :

$$Q_T = f(\omega_G, \beta_G) = \frac{V_{gHG}}{2\pi} \cdot \omega_G \cdot \beta_G, \quad (52.3)$$

pro skutečný moment :

$$M_G = f(\omega_G, p, \beta_G) = \frac{V_{gHG}}{2\pi} \cdot p \cdot \beta_G \cdot \frac{1}{\eta_{mG}}, \quad (53.3)$$

pro teoretický moment :

$$M_{GT} = f(p, \beta_G) = \frac{V_{gHG}}{2\pi} \cdot p \cdot \beta_G. \quad (54.3)$$

Regulační parametr β_G umožňuje přímo řídit výstupní průtok Q a výstupní moment M_G . Vstupní tlak p působí na průtok Q pouze prostřednictvím průtokové účinnosti hydrogenerátoru:

$$\eta_{qG} = \frac{Q}{Q_T}. \quad (55.3)$$

Rovněž vstupní úhlová rychlost ω_G ovlivňují výstupní moment M_G pouze přes mechanickou účinnost hydrogenerátoru:

$$\eta_{mG} = \frac{M_{GT}}{M_G}. \quad (56.3)$$

Model regulačního hydromotoru

Model je vytvořen pro rotační, axiální pístkový hydromotor s možností regulace. Regulační hydromotor je v základním tvaru s označením veličin zakreslen na obrázku 9.3.

Vstupní veličiny :

- průtok Q ,
- moment M_M .

Výstupní veličiny :

- tlak p ,
- úhlová rychlost ω_M .

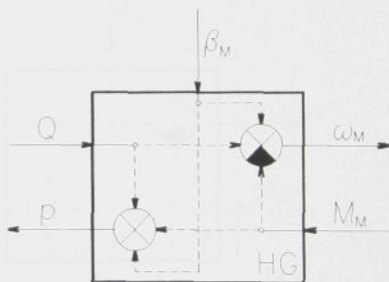
Pro model regulačního hydromotoru platí výpočtové vztahy :

pro skutečnou úhlovou rychlost :

$$\omega_M = f(M_M, Q, \beta_M) = \frac{2\pi}{V_{gHM}} \cdot Q \cdot \frac{1}{\beta_M} \cdot \eta_{qM}, \quad (57.3)$$

pro teoretickou úhlovou rychlost :

$$\omega_{MT} = f(Q, \beta_M) = \frac{2\pi}{V_{gHM}} \cdot Q \cdot \frac{1}{\beta_M}, \quad (58.3)$$



Obr. 9.3. Model regulačního hydromotoru.

pro skutečný tlak :

$$p = f(M_M, Q, \beta_M) = \frac{2\pi}{V_{gHM}} \cdot M_M \cdot \frac{l}{\beta_M} \cdot \frac{l}{\eta_{mM}}, \quad (59.3)$$

pro teoretický tlak :

$$p_T = f(M_M, \beta_M) = \frac{2\pi}{V_{gHM}} \cdot M_M \cdot \frac{l}{\beta_M}. \quad (60.3)$$

Regulační parametr β_M umožňuje přímo řídit výstupní úhlovou rychlost ω_M a výstupní tlak p . Výstupní úhlová rychlost přímo ovlivňuje vstupní průtok Q . Moment M_M působí na výstupní úhlovou rychlost pouze přes průtokovou účinnost hydromotoru:

$$\eta_{qM} = \frac{\omega_M}{\omega_{MT}}. \quad (61.3)$$

Výstupní tlak je přímo ovlivněn momentem M_M a prostřednictvím mechanické účinnosti hydromotoru:

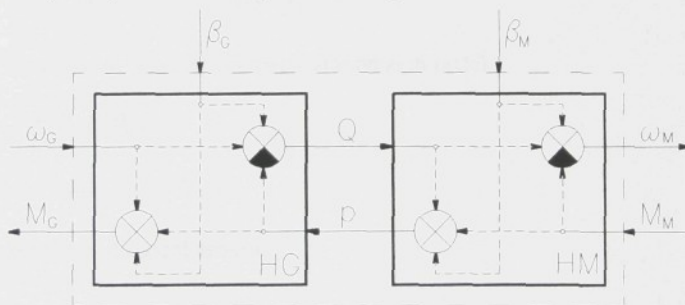
$$\eta_{mM} = \frac{p_T}{p}. \quad (62.3)$$

na tlak nepřímo působí i vstupní průtok Q .

Model hydrostatického převodu

Hydrostatický převod vytvořený spojením hydrogenerátoru a hydromotoru hydraulickým vedením je možné modelovat jako systém dvou, případně tří (včetně modelu vedení) sériově zapojených prvků.

Při modelování hydraulického převodu jako celku jsou veličiny Q a p vnitřní (stavové) veličiny a ve výsledných vztazích nejsou obsaženy.



Obr. 10.3. Model uzavřeného hydrostatického převodu.

Vstupní veličiny :

- úhlová rychlost
- moment

ω_G ,
 M_G

Výstupní veličiny :

- úhlová rychlost
- moment

ω_M ,
 M_M

Řídicí veličiny :

- bezrozměrný regulační parametr hydrogenerátoru β_G ,
- bezrozměrný regulační parametr hydromotoru β_M .

Vztahy a účinnosti libovolného systému je třeba definovat pouze jako funkce nezávislých (systémem neovlivněných) vstupních veličin, kterými jsou v daném případě podle obrázku 10.3 úhlová rychlost ω_G , zátěžný moment M_M a regulační parametry β_G a β_M .

Pro skutečnou úhlovou rychlost platí :

$$\omega_M = f(\omega_G, M_M, \beta_G, \beta_M) = \frac{V_{gHG}}{V_{gHM}} \cdot \omega_G \cdot \frac{\beta_G}{\beta_M} \cdot \eta_{qHsP}, \quad (63.3)$$

pro teoretickou úhlovou rychlost:

$$\omega_{MT} = f(\omega_G, \beta_G, \beta_M) = \frac{V_{gHG}}{V_{gHM}} \cdot \omega_G \cdot \frac{\beta_G}{\beta_M}, \quad (64.3)$$

pro průtokovou účinnost:

$$\eta_{qHsP} = \frac{\omega_M}{\omega_{MT}} = \frac{V_{gHM} \cdot \omega_M \cdot \beta_M}{V_{gHG} \cdot \omega_G \cdot \beta_G}, \quad (65.3)$$

pro skutečný moment:

$$M_G = f(\omega_G, M_M, \beta_G, \beta_M) = \frac{V_{gHG}}{V_{gHM}} \cdot M_M \cdot \frac{\beta_G}{\beta_M} \cdot \frac{1}{\eta_{mHsP}}, \quad (66.3)$$

pro teoretický moment:

$$M_{GT} = f(M_M, \beta_G, \beta_M) = \frac{V_{gHG}}{V_{gHM}} \cdot M_M \cdot \frac{\beta_G}{\beta_M}, \quad (67.3)$$

pro mechanickou účinnost:

$$\eta_{mHsP} = \frac{M_{GT}}{M_G} = \frac{V_{gHM} \cdot M_M \cdot \beta_M}{V_{gHG} \cdot M_G \cdot \beta_G}, \quad (68.3)$$

Účinnosti systému lze vyjádřit účinnostmi jednotlivých prvků :

$$\eta_{qHsP} = \eta_{qG} \cdot \eta_{qM}, \quad (69.3)$$

$$\eta_{mHsP} = \eta_{mG} \cdot \eta_{pV} \cdot \eta_{mM}, \quad (70.3)$$

kde η_{pV} je tlaková účinnost vedení.

3.6 Model spalovacího motoru

Modelování spalovacího motoru je velmi složitý úkol a není cílem této práce vytvářet přesný model takovéto nelineární soustavy. Zde je uveden pouze zjednodušený model s vyznačením hlavních veličin, které se v motoru vyskytují a vzájemně se ovlivňují. Model je vytvořen pro zážehový spalovací motor s jednobodovým vstřikováním paliva Bosch Mono-Motronic.

Blokové schéma spalovacího motoru je naznačeno na obrázku 11.3. Hodnotu výstupních otáček motoru nastavuje obsluha polohou škrticí klapky α_K , která je pevně spojena s plynovým pedálem ocelovým lankem.

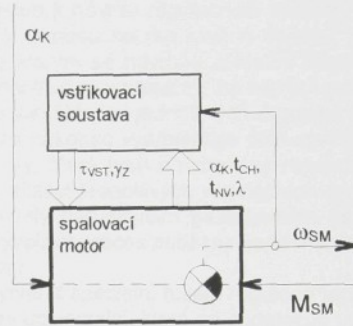
Na základě snímaných veličin ω_{SM} , α_K , t_{CH} , t_{NV} a λ stanoví řídicí jednotka vstřikovací soustavy optimální složení palivové směsi a okamžik zážehu daný hodnotou τ_{VST} a γ_Z . Funkce vstřikovací soustavy je podrobně popsána v kapitole 1.3.2.

Vstupní veličiny :

- | | |
|-------------------------|----------------|
| - poloha škrticí klapky | α_K , |
| - moment | M_{SM} , |
| - doba vstřiku | τ_{VST} , |
| - úhel zážehu | γ_Z . |

Výstupní veličiny :

- | | |
|------------------------------|-----------------|
| - otáčky | ω_{SM} , |
| - teplota chladicí kapaliny | t_{CH} , |
| - teplota nasávaného vzduchu | t_{NV} , |
| - lambda - sonda | λ . |



Obr. 11.3. Model spalovacího motoru.

Podle obrázku 11.3 je výstupní úhlová rychlost motoru závislá na poloze škrticí klapky α_K a zatěžovacím momentu M_{SM} . Pro výstupní úhlovou rychlost platí funkční závislost :

$$\omega_{SM} = f(\alpha_K, M_{SM}). \quad (71.3)$$

Celkovou účinnost spalovacího motoru lze vyjádřit měrnou spotřebou paliva podle definice (5.3).

4. Řídicí a regulační systém pro optimální zatěžování zážehového motoru

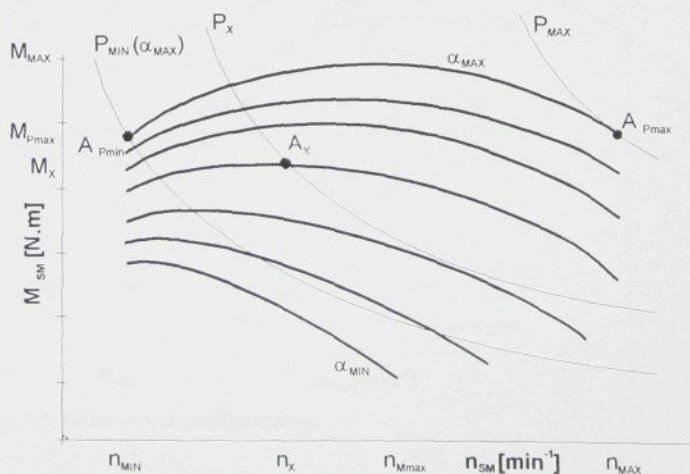
4.1 Přístup k tvorbě řídicího a regulačního systému

Doposud všeobecně používaný klasický přístup k návrhu regulačních systémů, zpravidla spočívá v rozdělení regulované soustavy na samostatně regulované objekty, jako je spalovací motor, hydrogenerátor, hydromotor, ke kterým se navrhne základní uspořádání regulátoru. Potom se z těchto objektů skládají jednotlivé mechanismy, ze kterých se nakonec složí celý regulovaný systém. Znovu se kontrolují činnosti jednotlivých regulátorů a vytvářejí se další doplňující informační vazby. Tak se nakonec vyprojektuje celá speciální síť informačních vazeb s regulátory a ovládacími prvky, která tvoří navrhovaný regulační obvod. V praxi se navíc přistupuje často k rychlé realizaci jednotlivých regulačních systémů, které se potom dodatečně upravují, aby vyhovovaly narůstajícím požadavkům na jejich vlastnosti. Nárůstem složitosti systému je potom vývojový proces zatížený neodstranitelnými vlastnostmi původní koncepce jednoduchého řešení.

Z tohoto důvodu se ukazuje výhodnější nevytvářet speciální řešení regulace technicky dostupnými klasickými prostředky, ale použít řešení univerzální, které se dodatečně učí plnit speciální funkce podle programu ve smyslu stanovených cílů řešení. Takovým univerzálním řešením může být použití osobního počítače, v praxi potom použitím regulačního systému vybaveného mikroprocesorem. Mikroprocesor s pamětí obsazenou speciálním programem, vytvořeným pomocí počítače v laboratorních podmínkách, řídí a koordinuje činnost všech regulátorů řízeného systému a ovládacích prvků automatického ovládání pracovního stroje. Při změně požadavků na pracovní stroj, lze volit jiný program nebo mikroprocesor vyměnit za nový, který obsahuje požadovaný předem vytvořený program.

4.2 Řízení zatížení motoru

Řídicím parametrem zážehového spalovacího motoru je úhel nastavení škrtků klapky na vstřikovací jednotce α_K . Řídicí jednotka zajišťuje dodávku paliva v závislosti na měřených parametrech. Systém je popsán v kapitole 1.3.2. Zjednodušeně lze říci, že hlavním úkolem řídicí jednotky je zajistit provoz motoru s požadovanými výkonovými parametry při



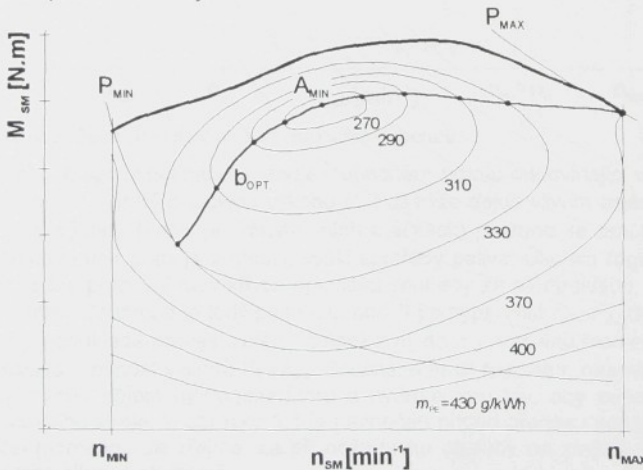
Obr. 1.4. Charakteristika zážehového motoru.

minimalizování obsahu škodlivých prvků ve výfukových plynech. Charakteristika zážehového spalovacího motoru je uvedena na obrázku 1.4. Každé konstantní hodnotě řídicího parametru α_K zde odpovídá samostatná křivka průběhu momentu. Při konstantních výkonových veličinách pracuje motor v rovnovážném stavu, vyjádřeno v charakteristice motoru obecným pevným pracovním bodem A_X , se souřadnicemi M_X , n_X . Nastavením maximální hodnoty úhlu natočení škrtkové klapky α_{Kmax} , se otáčky motoru zvýší na hodnotu otáček n_{MAX} . Při překročení maximálních otáček přeruší řídicí jednotka dodávku paliva až do doby, až se otáčky sníží na povolenou hodnotu. V takovém případě bude motor pracovat v bodě A_{Pmax} s maximálním výkonem motoru při momentu M_{Pmax} a otáčkách n_{MAX} . Jestliže při maximálním natočení škrtkové klapky α_{Kmax} poroste trvale zatěžovací moment, budou otáčky motoru klesat a pracovní bod se bude pohybovat po horní křivce momentové charakteristiky až do bodu A_{Mmax} , kde při otáčkách n_{Mmax} je maximální moment M_{MAX} , kterým lze motor zatížit. Tzv. „horní momentová charakteristika motoru“, je část momentové charakteristiky, změřená při konstantním maximálním natočení škrtkové klapky vstřikovací jednotky. Když se motor zatíží větším momentem než je M_{MAX} , otáčky budou stále klesat až se motor zastaví. Pokud je motor zatěžován při volnoběžných otáčkách n_{MIN} , řídicí jednotka se snaží servopohonem uloženém na vstřikovací jednotce udržovat otáčky n_{MIN} na konstantní hodnotě.

Reálná zátěž obvykle generuje maximální zatěžovací moment M_{Zmax} podstatně větší než je hodnota momentu M_{MAX} jakým lze spalovací motor zatěžovat. Z tohoto důvodu je třeba vložit mezi motor a zátěž převod, který by vhodně transformoval velikost zatěžovacího momentu M_Z na takovou velikost momentu M_{SM} , jakým lze motor zatěžovat, aniž by se zastavil nebo ztrácel výkon.

4.3 Optimalizace zatížení motoru

Optimální regulaci se všeobecně rozumí ovládání pracovního stroje tak, aby jeho parametry vyhovovaly zvolenému optimalizačnímu kritériu. Pro minimalizaci energetické náročnosti přenosového systému je nejpřirozenější kritérium minimalizace spotřeby paliva při každé hodnotě přenášeného výkonu.



Obr. 2.4. Úplná charakteristika motoru.

Pro regulační obvod musí platit :

Změna nastavení škrticí klapky, tedy změna otáček motoru z n_B na n_{A2} při konstantním tlaku a při konstantním průtoku je dána :

$$n_{A2} \cdot V_{gHG} \cdot \beta_{A2} = n_B \cdot V_{gHG} \cdot \beta_B \quad (1.4)$$

úpravou lze získat tvar :

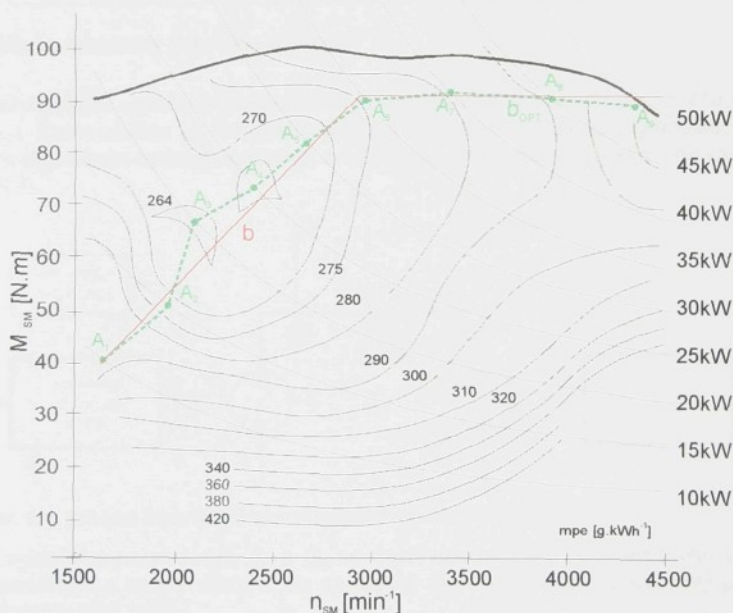
$$\frac{n_{A2}}{n_B} = \frac{\beta_B}{\beta_{A2}} = \frac{M_B}{M_{A2}} \quad (2.4)$$

Zároveň musí být zachována podmínka stejného výkonu :

$$\frac{P_B}{P_{A2}} = 1 \quad (3.4)$$

4.4 Optimální zatěžovací charakteristika

Jestliže má být spalovací motor provozován v oblasti minimální spotřeby paliva, je nutné ke každé hodnotě řídicí veličiny jednoznačně přiřadit takový pracovní bod $A_i (n_i, M_i)$, aby provoz motoru odpovídal sledovaným požadavkům tak, jak bylo uvedeno v kapitole 4.3.



Obr. 4.4. Úplná charakteristika motoru Škoda 136 B.

Optimální zatěžovací charakteristika b byla získána z úplné charakteristiky motoru Škoda 781.136 B, zpracované na zkušební vývojového oddělení Škoda Auto a.s. Mladá Boleslav.

Na obrázku je vyznačena konstrukce křivky optimální spotřeby paliva. Při řešení byly nejprve stanoveny body $A_i (n, M_i)$ na hyperbolách konstantních výkonů, které znázorňují minimální spotřebu paliva pro daný výkon. Pokud nastala situace, že na některé hyperbole konstantního výkonu existuje několik bodů s minimální spotřebou paliva, byl pro konstrukci křivky vybrán bod tak, aby množina vybraných bodů tvořila „spojitou“ křivku označenou v obrázku b_{OPT} .

Výsledkem je optimální zatěžovací charakteristika b (v obrázku vyznačena červeně), podle které je třeba zatěžovat spalovací motor momentem $M_{OPT} \approx 0,0386 \cdot n_{SM} - 22,46$, [N.m] pro výkon motoru $P_{SM} \leq 35 \text{ kW}$. Pro výkon motoru $P_{SM} > 35 \text{ kW}$ je třeba udržovat optimální moment na konstantní hodnotě $M_{OPT} \approx 90 \text{ N.m}$.

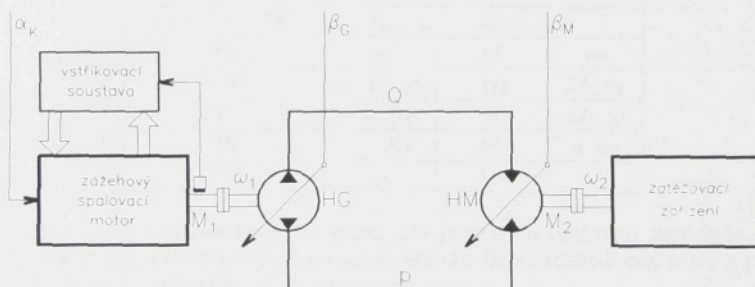
V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty minimálních spotřeb paliva pro jednotlivé hyperboly konstantních výkonů a souřadnice optimální zatěžovací charakteristiky, tak jak byly zjištěny v naměřené charakteristice.

Měrná spotřeba paliva odpovídající optimálním pracovním bodům.

Pracovní bod	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6	A_7	A_8	A_9
Výkon P [kW]	10	15	20	25	30	35	40	45	50
b_{OPT} [g.kWh ⁻¹]	282	267	264	269	267	274	281	295	320
b [g.kWh ⁻¹]	284	272	269	270	269	275	283	300	330

4.5 Řídicí parametry hnacího ústrojí

Schématické uspořádání hydrostatického mechanismu pojezdu je naznačeno na obrázku 5.4. Řídicí veličinu α_K nastavuje obsluha soustavy na počítači. Hydrostatický převod je tvořen regulačním hydrogenerátorem a hydromotorem. Zátěž je generována zatěžovacím zařízením.



Obr. 5.4. Schéma uspořádání hydrostatického mechanismu pojezdu.

Regulačním parametrem β_G a β_M se nastavuje hodnota geometrického objemu na hydrogenerátoru a hydromotoru a tím se spojitě mění kinematický převodový poměr, pro jehož hodnotu platí vztah :

$$v = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{V_G \cdot \beta_G}{V_M \cdot \beta_M} \quad (4.4)$$

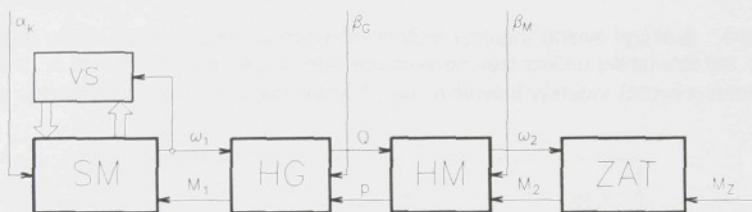
a zároveň:

$$\nu = \frac{I}{\kappa} = \frac{M_1}{M_2}, \quad (5.4)$$

za předpokladu že celková účinnost převodu je 1, tedy :

$$\eta_C = \nu \cdot \kappa \doteq I. \quad (6.4)$$

Na obrázku 6.4 je naznačeno zjednodušené schéma celého systému pro přenos výkonu s vyznačením působení jednotlivých veličin. Na každém systému, subsystému i jednotlivém prvku je třeba identifikovat vstupní veličiny a výstupní veličiny a potom vstupní veličiny rozdělit na poruchové a řídicí.



Obr. 6.4. Blokové schéma hydrostatického mechanismu.

Rozdělení veličin podle obrázku 6.4 je provedeno v následující tabulce.

	Systém, subsystém prvek	Vstupní veličiny		Výstupní veličiny
		řídicí	poruchové	
1	SM - HsP - ZAT	$\alpha_K, \beta_G, \beta_M$	M_Z	-
2	SM	α_K	M_1	ω_1
3	HsP	$\omega_1, \beta_G, \beta_M$	M_2	M_1, ω_2
4	HG	ω_1, β_G	p	M_1, Q
5	HM	Q, β_M	M_2	p, ω_2
6	ZAT	ω_2	M_Z	M_2

Jestliže výstupní veličina je jen jedna, pak je řízenou veličinou. Jestliže je výstupních veličin větší počet, potom je nutno při stanovení cíle řízení rozhodnout, které z nich se budou řídit a které se ponechají volné, neřízené.

Některé vstupní veličiny jsou zařazeny mezi řídicí jenom proto, že jsou řízenými vstupními veličinami předcházejícího systému, nebo prvku. Takové vázané řídicí veličiny už nelze podruhé k řízení využít.

Vázanými řídicími veličinami na obrázku 6.4, jsou ω_1 , Q , ω_2 . K řízení je možné použít volné řídicí veličiny α_K , β_G a β_M . Pomocí β_G lze přímo řídit M_1 , Q a pomocí β_M lze přímo řídit p a ω_2 . Přímo lze řídit jen výstupní veličinu toho prvku, na jehož vstupu působí dosud volná řídicí veličina. Regulačním hydrogenerátorem pomocí β_G se nemůže přímo řídit vstupní rychlost ω_1 . Vstupní rychlost lze řídit pouze nepřímo přes spalovací motor tak, že řídicí veličinou β_G se řídí vstupní moment hydrogenerátoru M_1 . Řízeným momentem M_1 se spalovací

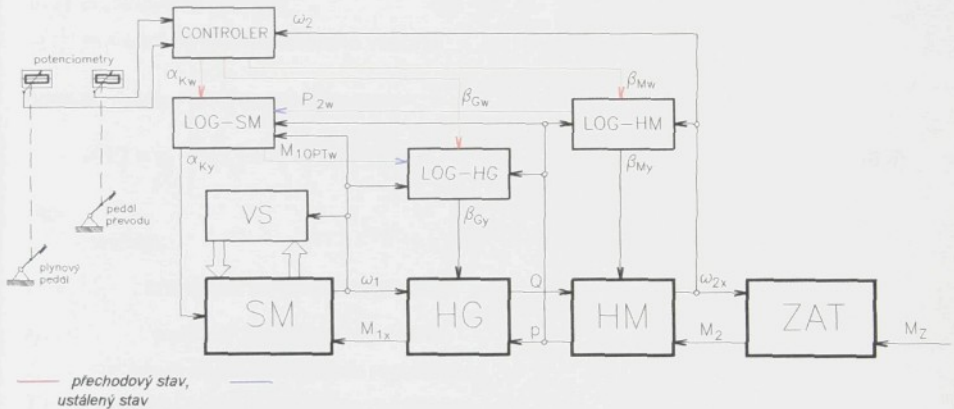
motor zatěžuje takovým způsobem, aby jeho výstupní rychlost ω_1 byla udržována na požadované hodnotě.

4.6 Regulační obvod hnacího ústrojí

Blokové schéma navrhovaného regulačního obvodu je zobrazeno na obrázku 7.4. Základní podmínkou správné funkce regulačního obvodu je jednoznačné rozlišení, zda se soustava nachází v přechodovém nebo v ustáleném stavu. Aby bylo možné provést změnu nastavení výstupních parametrů hnacího ústrojí, nesmí regulační obvod zasahovat v přechodovém stavu. V ustáleném stavu kdy je splněna podmínka:

$$\Delta\omega_2(t_u) \leq \delta_{\omega} \quad (7.4)$$

kde δ_{ω} představuje přípustnou odchylku změny výstupní úhlové rychlosti v časovém intervalu t_u , je hlavním úkolem regulované soustavy provést změnu parametrů tak, aby vyhovovaly optimalizačnímu kritériu (kapitola 4.3.) při zachování výstupní úhlové rychlosti ω_2 .



Obr. 7.4. Regulační obvod hnacího ústrojí.

Funkci regulačního obvodu lze popsat podle obrázku 7.4. Řídicí jednotka „CONTROLLER“ snímá výstupní úhlovou rychlost ω_2 a definuje přechodový nebo ustálený stav soustavy.

V přechodovém stavu nastaví řídicí jednotka regulační parametry α_{Kw} , β_{Gw} a β_{Mw} podle změny vstupních parametrů plynového pedálu a pedálu převodu. Logické členy spalovacího motoru LOG-SM, hydrogenerátoru LOG-HG a hydromotoru LOG-HM nejsou v přechodovém stavu soustavy aktivní a žádané regulační parametry přímo ovládají jednotlivé prvky.

Regulační obvod začíná pracovat v ustáleném stavu, kdy je splněna podmínka (7.4). Logický člen hydromotoru vypočte hodnotu výstupního výkonu soustavy P_{2w} z naměřených hodnot ω_{2x} , p a účinností definovaných podle zvoleného modelu (kapitola 3.7 a 3.8). Podle výstupního výkonu P_{2w} se definuje výkon spalovacího motoru, který je třeba udržovat na konstantní hodnotě, abychom splnili podmínku (3.4). Jestliže máme definován výkon spalovacího motoru odpovídající výstupním parametrům soustavy, můžeme najít optimální pracovní bod spalovacího motoru jako průsečík hyperboly konstantního výkonu a optimální zatěžovací charakteristiky. Optimální pracovní bod definuje žádaný moment M_{1OPTw} , kterým hydrogenerátor zatěžuje spalovací motor.

Logický člen spalovacího motoru LOG-SM udržuje výkon spalovacího motoru na konstantní hodnotě pomocí akční veličiny α_{ky} . PID regulátor obsažený v logickém členu hydrogenerátoru LOG-HG reguluje akční veličinu β_{xy} podle optimální zatěžovací charakteristiky. Logický člen hydromotoru LOG-HM udržuje výstupní rychlost ω_{Σ} na konstantní hodnotě pomocí akční veličiny β_{My} regulované PID regulátorem.

4.7 Mechanismus regulace

V systému je použit diskretní PID regulátor 2. řádu, vycházející z rovnice spojitého PID regulátoru:

$$u(T) = r_0 \cdot e(T) + r_I \cdot \int_0^T e(t) \cdot dt + r_D \cdot \frac{de(T)}{dT}, \quad (8.4)$$

kde:

$e(T) = w(T) - y(T)$ je regulační odchylka,

$w(t)$ požadovaná hodnota,

$y(t)$ je skutečná hodnota měřené veličiny.

Úpravou rovnice (8.4) dostaneme tvar:

$$u(T) = r_0 \cdot \left[e(T) + r_I \cdot \int_0^T e(t) \cdot dt + r_D \cdot \frac{de(T)}{dT} \right], \quad (9.4)$$

kde:

r_0 ... zesílení,

$r_I = 1/T_i$... integrační konstanta regulátoru,

$r_D = T_d$... derivační konstanta regulátoru,

T_i ... integrační časová konstanta regulátoru,

T_d ... derivační časová konstanta regulátoru,

Tuto spojitou rovnici jejíž Laplaceův přenos je:

$$F_r(p) = r_0 \cdot \left[1 + \frac{1}{(T_i \cdot p) + T_d \cdot p} \right], \quad (10.4)$$

je nutné pro počítač diskretizovat. Toho se dosáhne nahrazením spojitých operací integrálu a derivace následovně:

$$\int_0^T e(t) dt = T_v \cdot \sum_{i=1}^k e(i), \quad (11.4)$$

$$\frac{de(T)}{dT} = \frac{(e(k) - e(k-1))}{T_v}, \quad (12.4)$$

kde:

T_v ... perioda vzorkování, pro niž platí:

$$T = k \cdot T_v, \quad (13.4)$$

Diskretizovaný tvar rovnice PID regulátoru je po dosazení následující:

$$u(k) = r_0 \cdot \left[e(k) + \frac{T_v}{T_i} \cdot \sum_{i=1}^k e(i) + \frac{T_d}{T_v} \cdot (e(k) - e(k-1)) \right], \quad (14.4)$$

Tento vztah je již snadno použitelný, má však jednu podstatnou nevýhodu. Pro výpočet regulačního zásahu je nutné znát všechny předchozí hodnoty $e(k)$. Tato nevýhodná vlastnost se dá snadno eliminovat použitím přírůstkového modelu, kdy regulační zásah dostane tvar:

$$u(k+1) = u(k) + du \cdot (k+1), \quad (15.4)$$

a po dosazení rozdílu $u(k+1) - u(k)$ místo $du(k+1)$ získáme tvar:

$$u(k+1) = u(k) + r_0 \cdot \left[e(k+1) - e(k) + \frac{T_v}{T_i} \cdot e(k+1) + \frac{T_d}{T_v} \cdot (e(k+1) - 2 \cdot e(k) + e(k-1)) \right] \quad (16.4)$$

Zde je nutné uchovávat v paměti pouze dvě poslední hodnoty $e(k)$ a předchozí hodnotu $u(k)$.

Účelem této identifikace je zjištění parametrů diferenciální rovnice regulované soustavy, z nich posléze vypočítat konstanty regulátoru, a ty použít k vlastní regulaci. Algoritmus identifikace sestává ze dvou částí:

- zjištění parametrů soustavy,
- přepočít těchto koeficientů na koeficienty regulátoru.

Způsob přepočtu koeficientů získaných identifikací na koeficienty regulátoru je založen na modifikovaném Ziegler-Nicholově kritériu. Podstatou této metody je výpočetní uvedení regulačního obvodu na mez stability a zjištění kritického zesílení a kritické periody kmitů soustavy. Z těchto dvou hodnot se posléze definitivně odvodí požadované parametry r_0 , T_i a T_d .

5. Laboratorní model hnacího ústrojí

5.1 Základní požadavky na zkušební zařízení

Při studiu regulace hydrostatického převodu byl učiněn závěr, že určité souvislosti je možno postihnout pouze na základě experimentů a měření. Předpokladem k identifikaci dynamických vlastností soustavy HÚ s HsP a ověření vlastností regulace při přechodových jevech je vytvoření funkčního modelu podle následujících kritérií:

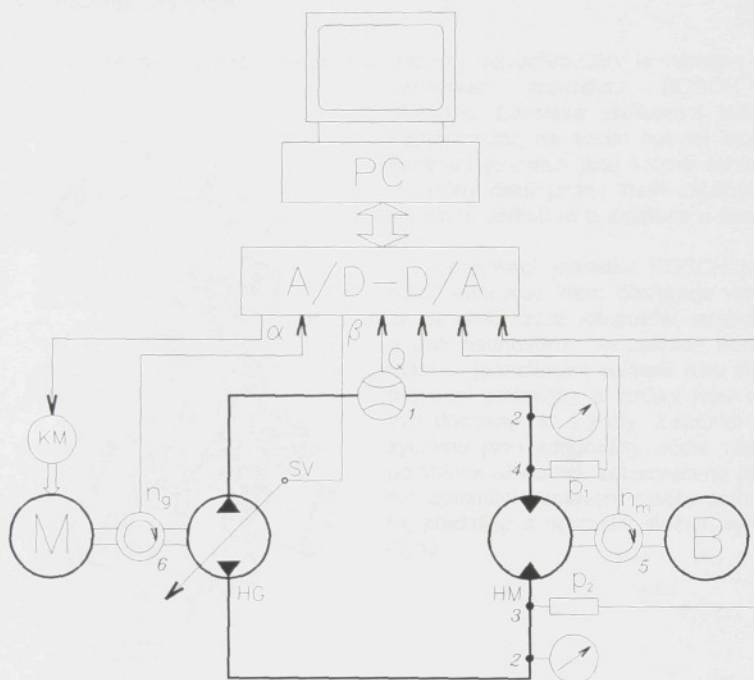
- pro realizaci přenosu energie sestavit zařízení, jehož chování bude v hlavních rysech korespondovat s chováním reálné soustavy HÚ s HsP,
- částečný model HÚ by měl obsahovat pohonnou jednotku jako zdroj mechanické energie, dále vstupní mechanicko-hydraulický převodník, výstupní hydraulicko-mechanický převodník a příslušný generátor zatížení,
- pro snímání hlavních parametrů vybavit laboratorní pracoviště odpovídající měřicí, záznamovou a vyhodnocovací aparaturou tak, aby bylo možno sledovat a vyhodnocovat jednak parametry v ustáleném stavu a jednak vlastnosti regulované soustavy v přechodovém stavu.
- pro ovládání soustavy HÚ s HsP řídicími signály z počítače, doplnit zařízení řídicími agregáty umožňující ovládat parametry soustavy tak aby bylo možno ověřit vlastnosti regulace na zkušebním zařízení.

Podle těchto hlavních kritérií byl proveden návrh a následovně realizace zkušebního zařízení v laboratoři katedry strojů průmyslové dopravy na TU v Liberci.

Práce na zkušebním zařízení byla rozdělena do tří následujících skupin:

1. Konstrukce hnacího ústrojí :
 - výběr pohonné jednotky,
 - výběr hydrostatických převodníků,
 - konstrukce přírub a konzol pro uložení pohonné jednotky a hydraulických převodníků,
 - konstrukce připojovacích hřídelí a spojek,
 - konstrukce vedení vysokotlakého a pomocného „doplňovacího“ hydraulického obvodu, nádrže, chlazení a filtrace kapaliny,
 - konstrukce ochranných krytů pro zvýšení bezpečnosti práce při měření.
2. Konstrukce měřícího zařízení:
 - stanovení měřených veličin a výběr optimálních měřících míst,
 - výběr snímačů,
 - konstrukce přírub a redukci pro uložení snímačů,
 - výběr zesilovačů a převodníků umožňujících zpracování výstupních signálů ze snímačů,
 - výběr měřícího software a vytvoření programu,
 - kalibrace měřícího řetězce a stanovení chyby měření,
3. Konstrukce řídicího systému:
 - návrh řídicích agregátů pro řízení akčních veličin HÚ,
 - konstrukce přírub pro uložení řídicích agregátů,
 - výběr zesilovačů a převodníků umožňujících ovládat soustavu prostřednictvím osobního počítače,
 - výběr vhodného software a vytvoření řídicího programu.

Schéma navrhovaného laboratorního pracoviště je uvedeno na obrázku 1.5.



Obr. 1.5. Schéma experimentálního pracoviště.

Legenda:

A/D-D/A multifunkční měřicí karta PCL718, sdružující analogově-digitální a digitálně-analogový převodník, digitální vstup a výstup a čítač.

B zatěžovací zařízení - vířivý dynamometr VD 110,

HG regulační hydrogenerátor - SAUER SPV 22,

HM hydromotor - SAUER SMF 22,

KM krokový motor,

M pohonná jednotka - spalovací motor ŠKODA 781.136B Mono-Motronic,

PC osobní počítač - procesor Pentium 120MHz; 64MB RAM,

SV servoventil - SPV1 s mechanickou zpětnou vazbou,

1 snímač průtoku Q - turbínkový snímač RE3, Hydrotechnik.

2 manometr - rozsah 0-40 MPa,

3 snímač tlaku p_1 - tenzometrický snímač tlaku TT400,

4 snímač tlaku p_2 - tenzometrický snímač tlaku TT400,,

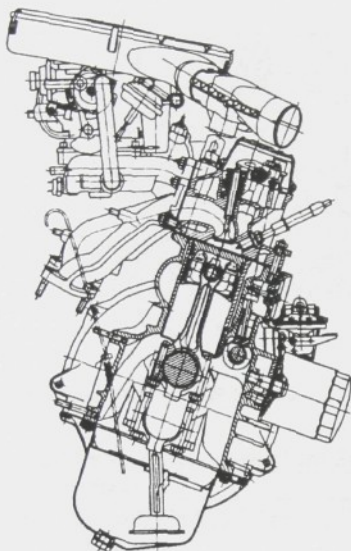
5 snímač otáček HM - tachodynamo K4A1,

6 snímač otáček HG - tachodynamo K5A1.

5.2 Konstrukce hnacího ústrojí

5.2.1 Motor Škoda 781.136B

Řadový čtyřválcový zážehový motor s ventilovým rozvodem OHV je vybaven centrální vstříkovací jednotkou BOSCH Mono-Motronic. Centrální vstříkovací jednotka je namontována na sacím potrubí motoru. Na centrální jednotce jsou kromě škrtki klapky umístěny další prvky, které zajišťují činnost systému. Jedná se o snímače a stavěcí prvky.



Vstříkovací jednotka BOSCH je řízena řídicí jednotkou která obsluhuje vstříkování, zapalování, řízení volnoběhu, lambda sondu a autodiagnostiku. Na základě hodnot snímaných jednotlivými snímači jsou sledovány provozní podmínky a změny jsou okamžitě vyhodnoceny a signály k akčním členům systému jsou korigovány podle okamžitých podmínek. Jsou tak zabezpečeny podmínky pro optimální nastavení směšovacího poměru, předstihu a optimální složení výfukových plynů.

Obr. 2.5. Motor Škoda 781.136B

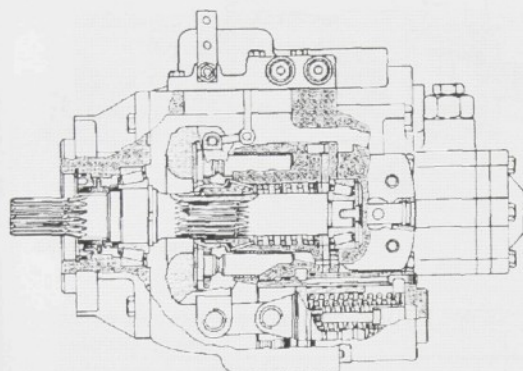
Technické parametry motoru ŠKODA:

Model	781.136B	
Zdvihový objem	cm ³	1289
Vrtání x Zdvih	mm	75,5 x 72,0
Kompresní poměr	-	9,7:1
Max. výkon při otáčkách	kW.min ⁻¹	50/5500
Max. točivý moment při otáčkách	Nm.min ⁻¹	100/2750

Spalovací motor je uložen na konzole v poloze odpovídající uložení motoru ve vozidle. Chlazení, dodávka paliva a elektrická instalace je upravena tak, aby byla zajištěna bezporuchová funkce motoru a všeho příslušenství v laboratorních podmínkách. Fotografická dokumentace instalace motoru je uvedena v příloze.

5.2.2 Hydrogenerátor SAUER-SPV22

Regulační hydrogenerátor SAUER SPV 22 je konstruován jako devítipístkový axiální převodník s nakloněnou deskou. Základním pracovním prvkem je píst, uložený v bloku válců, vykonávající přímočarý vratný pohyb. Rozvod kapaliny při sacím a výtlačném zdvihu



pístů je čelní deskou. Změna geometrického objemu je přímo řízena servomechanismem tvořeným dvěma písty jejichž změna polohy ovládá nakloněnou desku generátoru. Hydrogenerátor je vybaven plnicím zubovým čerpadlem pro doplňování hlavního hydraulického obvodu a napájení mechanicko-hydraulického servoventilu a polohového servomechanismu k ovládání vyklonění desky. Sklon desky je měnitelný od maxima do nuly s možností vyklonění desky do opačné maximální polohy umožňující reverzaci pohybu při stejném smyslu otáčení hřídele.

Obr. 3.5. Hydrogenerátor SAUER SPV 22

Technické parametry hydrogenerátoru SAUER SPV 22:

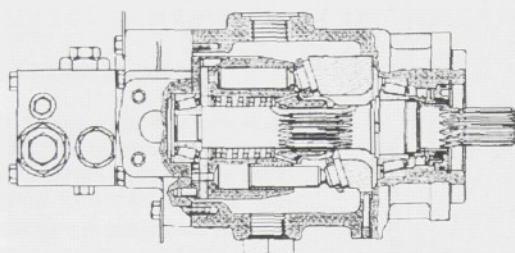
Geometrický objem	cm ³ /ot.	69,8
Maximální tlak (v ustáleném stavu)	MPa	35
Jmenovitý tlak	MPa	21
Maximální průtok	dm ³ .min ⁻¹	202
Maximální otáčky	min ⁻¹	3200
Kinematická viskozita	mm ² .s ⁻¹	12-1000
Optim. kinematická viskozita	mm ² .s ⁻¹	25-36
Pracovní kapalina	-	minerální olej
Provozní teplota	°C	-40 až +35
Max. teplota pracovní kapaliny	°C	+80
Třída čistoty pracovní kapaliny	ISO 4406	18/13
Max. naklonění desky	°	±18
Hmotnost	kg	63

Hydrogenerátor SAUER SPV 22 je vyroben v licenci Sundstrand-Sauer společností ZTS Dubnica nad Váhom.

Hydrogenerátor je uložen pomocí příruby na konzole spolu se spalovacím motorem. Hydrogenerátor je připojen k motoru pomocí hřídele a spojky eliminující drobné odchylky v souososti obou agregátů zejména při zvýšených kmitech soustavy. Uložení a připojení hydrogenerátoru ke spalovacímu motoru je zobrazeno na fotografické dokumentaci v příloze.

5.2.3 Hydromotor SAUER SMF 22

Hydromotor je rozměrově shodný (geometrický objem) s hydrogenerátorem SPV 22.



Hydromotor obsahuje rotační válec ve kterém jsou uloženy písty. Nakloněná deska převodníku má konstantní úhel sklonu a nelze měnit geometrický objem. Jedná se o neregulační hydromotor. Ventilový blok, který je připojený k hydromotoru slouží k ochraně převodníků a tlakového obvodu před přetížením.

Obr. 4.5. Hydromotor SAUER SMF 22

Technické parametry hydromotoru SAUER SMF22:

Geometrický objem	cm ³ /ot.	69,8
Maximální tlak (v ustáleném stavu)	MPa	35
Jmenovitý tlak	MPa	21
Teoretický měrný moment	Nm/MPa	1,11
Maximální otáčky	ot./min	3200
Moment setrvačnosti	kg.m ²	0,012
Kinematická viskozita	mm ² .s ⁻¹	12-1000
Optim. kinematická viskozita	mm ² .s ⁻¹	25-36
Pracovní kapalina	-	minerální olej
Provozní teplota	°C	-40 až +35
Max. teplota pracovní kapaliny	°C	+80
Třída čistoty pracovní kapaliny	ISO 4406	18/13
Max. naklonění desky	°	18 fix
Hmotnost	kg	40

Hydromotor SAUER SMF 22 je vyroben v licenci Sundstrand-Sauer společností ZTS Dubnica nad Váhom.

Hydromotor je umístěn na samostatné konzole a připojen k zatěžovacímu zařízení pomocí spojky umožňující eliminovat drobné odchylky v souososti zejména při kmitání soustavy. Mezi hydromotor a zatěžovací zařízení je umístěna rotační hmota, která spolu s rotačními hmotami zatěžovacího zařízení simuluje setrvačné účinky hmotnosti stroje.

5.2.4 Zatěžovací zařízení - vířivý dynamometr VD 110

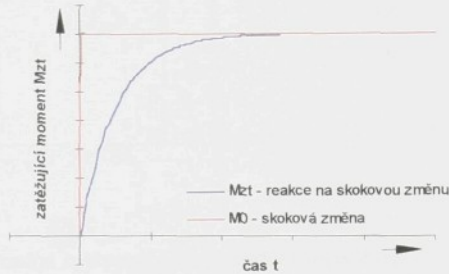
Zatěžovací moment v ustáleném stavu generuje vířivý dynamometr VD 110. Dynamometr je tvořen dvěma statory ve kterých se pohybují rotory. Na masivních rotorech jsou po obvodu vyrobeny zuby, aby bylo umožněno dobré chlazení kapalinou. Ve statoru dynamometru je budicí cívka napájená proudem z ovládacího pultu. Účinkem proudu v cívce vzniká magnetické pole. Otáčením rotoru v magnetickém poli cívky vznikají vířivé proudy. Mechanická energie se mění v dynamometru na teplo, které se odvádí chladicí kapalinou.

Dynamometr je vybaven regulačním systémem pro nastavení a udržení hodnot jednotlivých parametrů (točivého momentu a frekvence otáček). Dynamometrem je možno generovat zatížení jako funkci času:

$$M_{ZT} = M_0 \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right), \quad (1.5)$$

při stálých otáčkách.

Uvedená funkce je přechodovou charakteristikou na skokovou změnu (sepnutí elektrického obvodu). Časová konstanta τ je závislá na nastavení elektrických veličin.



Obr. 5.5. Přechodová charakteristika dynamometru VD 110

5.2.5 Vedení hydrostatického převodu

Hlavní hydraulický obvod

Hlavní hydraulický obvod je konstruován jako uzavřený hydrostatický obvod sestávající se z kombinovaného vedení z ocelových bezešvých trubek pro hydrostatická vedení pracujících s vysokým tlakem a z vysokotlakých hadic eliminujících dilatace. Ke spojení bylo použito přírub s těsnicemi „O“ kroužky.

Technické parametry vysokotlakého obvodu HsP:

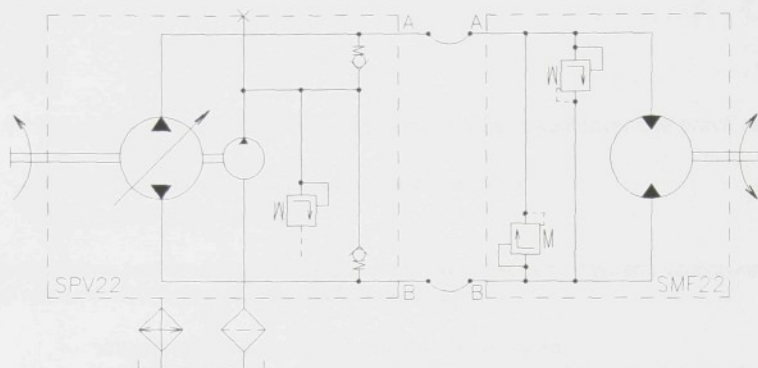
Vnitřní průměr potrubí	mm	28
Délka potrubí - přední větev	m	4,5
Délka potrubí - zadní větev	m	4,3
Vnitřní průměr hadic	mm	25
Délka hadic	m	1

Délka hydrostatického vedení byla volena s ohledem na dispoziční řešení modelu HÚ, tzn. volena tak, aby obvod korespondoval se záměrem vyšetřovat vlastnosti regulace HsP s dislokovanými převodníky.

Pomocný hydraulický obvod

Vedle hlavního hydrostatického obvodu je HsP vybaven otevřeným pomocným obvodem, který je tvořen svodovým hydraulickým vedením pro svod „prosáklé“ kapaliny z převodníků a sacím hydraulickým vedením pro přívod kapaliny k plnicímu generátoru. Sací obvod je tvořen chladičem pracovní kapaliny, nádrží o objemu 100l, uzavíracím ventilem, sacím filtrem a hydraulickým vedením. Příslušenství nádrže tvoří ohříváč kapaliny na provozní teplotu a teploměr.

Na obrázku 6.5 je znázorněno zapojení uzavřeného hydrostatického obvodu.



Obr. 6.5. Zjednodušené schéma uzavřeného hydrostatického obvodu s regulačním hydrogenerátorem a neregulačním hydromotorem.

5.3 Konstrukce měřicího zařízení

V oblasti měřicí techniky dochází k velkým kvalitativním změnám díky rozvoji mikroelektroniky a výpočetní techniky. Použití číslicových měřicích přístrojů umožňuje realizovat automatické měřicí systémy, jimiž se mohou měřené veličiny snímat a číslicově zpracovávat. Číslicová technika poskytuje rovněž prostředky k automatickému řízení měřicího procesu. Sestavení měřicího systému z různých přístrojů je podmíněno jejich slučitelností. Nezbytná je jejich slučitelnost funkční, signálová, elektrická, mechanická atd. Cílem je změřit měřenou veličinu s minimální chybou.

5.3.1 Měřicí řetězec a jeho chyba

Elektrické měření neelektrických veličin hnacího ústrojí lze rozdělit v podstatě na tři funkční části - snímače, měřicí obvod a měřidlo. Souprava dále může obsahovat zdroj pomocných napětí pro jednu, dvě nebo všechny tři funkční části.

Měřicí systém typický pro řešenou úlohu je zobrazen na obrázku 7.5. Jednotlivé části měřicího řetězce jsou propojeny sériově, takže dochází ke sčítání chyb. Pro přesnost měřicího řetězce jsou rozhodující systematická chyba, citlivost snímače a rozlišitelnost A/D převodníku.



Obr. 7.5. Blokové schéma měřicího systému.

U měřicího systému podle obrázku 7.5 můžeme stanovit celkovou chybu přenosu podle vztahu:

$$\delta_c \approx \sum_{k=1}^i \delta_k = \delta_{(X)}, \quad (2.5)$$

kde $\delta_{(X)}$poměrná chyba měřicího systému vztažená ke konvenčně pravé hodnotě měřené veličiny,

δ_kpoměrná chyba přenosu k-tého převodníku,

ipočet členů řetězce.

Další možné nepřesnosti při měření mohou být způsobeny chybami vznikajícími při zástavbě snímačů a měřicího řetězce. Patří sem především:

- nesprávná volba umístění snímače vůči vibracím,
- nedodržení předepsaných tolerancí, čistoty, těsnění stykových ploch,
- znečištění konektorů kabelů vlivem vlhkosti vzduchu,
- vystavení měřicího řetězce vysoké teplotě, magnetickému a elektromagnetickému poli, působení zemních smyček v důsledku rozdílných potenciálů,

5.3.2 A/D převodník

Společným přístrojem pro všechny měřené veličiny je A/D převodník, který je součástí měřicí karty PCL 718. Jedná se o velice výkonnou multifunkční měřicí kartu pro osobní počítače kompatibilní s IBM PC/XT/AT. Karta sdružuje funkce A/D převodníku, asynchronního digitálního vstupu a digitálního výstupu. Digitální signál je přiřazen buď k časovému impulsům (karta má vlastní interní časovač), nebo k impulsům polohy (externím časovačem).

Technické parametry měřicí karty PCL718:

A/D převodník		
Počet kanálů	-	16/8dif.
Rozlišení	bitů	12
Rychlost	KHz	60
Přesnost	%	±0,01 čtení napětí
Přesnost	bit	±1 na rozsah
Linearita	bit	±1
D/A převodník		
Počet kanálů	-	2
Rozlišení	bitů	12
Výstupní napětí	V	0 až 5
Linearita	bit	±1
Digitální výstup		
Počet kanálů	-	16
Úroveň		TTL kompatibilní

Měřicí řetězec tvoří tenzometrický snímač tlaku, diferenční zesilovač, zdroj napětí, A/D převodník a měřicí program. Abychom eliminovali celkovou chybu přenosu, byla provedena kalibrace celého měřicího řetězce. Snímač byl instalován do kalibrační tlakové váhy (závažové pumpy), která je zdrojem měnitelného, přesně definovaného tlaku. Po spuštění měřicího programu se na závažové pumpě postupně zvyšoval a následovně snižoval tlak změnou závaží. Pomocí získaných závislostí byla stanovena transformační funkce z napětí (V) na tlak (MPa).

5.3.4 Měření průtoku

Měření průtoku je zajištěno turbínkovým snímačem RE3 výrobce Hydromatik Limburg. Výstupním signálem ze snímače je frekvence úměrná otáčkám turbíny umístěné v ose proudu kapaliny. Pro A/D převodník bylo nutné převést signál z frekvence na napětí. Ve spolupráci s katedrou softwarového inženýrství byl vyroben vhodný převodník.

Snímač je vložen do vysokotlaké větve hlavního hydraulického obvodu pomocí speciálních redukcí. Poloha snímače je uvedena na obrázku 1.5 a uložení je zobrazeno ve fotografické dokumentaci v příloze.

Technické parametry snímače průtoku RE3:

Typ		RE3 107-30-35.00
Měřicí rozsah	l/min	9 až 300
Výstupní signál pro max. průtok	Hz	
Linearita	%	±0,5
Maximální tlak	MPa	40
Zástavbová délka	mm	186,5±2

Měřicí řetězec tvoří snímač průtoku, převodník frekvence napětí, A/D převodník, zdroj napájecího napětí a měřicí program. Snímač byl oceňován. Přepočítací funkce mezi výstupním signálem ze snímače (Hz) a průtokem ($\text{l} \cdot \text{min}^{-1}$) byla vypočtena z cejchovního protokolu a charakteristiky převodníku frekvence-napětí.

5.3.5 Měření otáček

Otáčky hydrogenerátoru jsou měřeny tachodynamem K5A1 a pro měření otáček hydromotoru je použito tachodynamo K4A1, výrobce MEZ Náchod. Výstupní veličinou snímače je napětí.

Technické parametry snímačů otáček K4A1 a K5A1:

Typ		K4A1	K5A1
Rozsah otáček	min^{-1}	0 až 5000	0 až 6000
Výstupní napětí při 1000 min^{-1}	V	2	20
Linearita	%	<1	<1
Zvlnění	%	<0,5	<0,5
Příkon nezátíženého tachodynamu	W/1000 min^{-1}	0,4	0,33

Měřicí řetězec tvoří snímač otáček, filtr, A/D převodník a měřicí program. Abychom potlačili zvlnění výstupního napětí, bylo nutné signál filtrovat. Opět byla provedena kalibrace celého měřicího řetězce optickým tachometrem TMOT6 (výrobce SKF).

5.4 Konstrukce řídicího systému

5.4.1 Regulace hydrostatického převodu

Regulace hydrostatického převodu je provedena prostřednictvím regulačního hydrogenerátoru. Ovládání hydrogenerátoru lze realizovat např. servoventily. Pro regulační hydrogenerátory SAUER SPV22 se vyráběly servoventily typu SVP1. Tento typ servoventilu je použit i v realizovaném laboratorním modelu. Zjednodušené schéma řídicího řetězce je zakresleno na obrázku 9.5. Řetězec obsahuje řídicí program, D/A převodník, zesilovač, převodník napětí/proud a servoventil.

Výstupní data řídicího programu zpracovává digitálně analogový převodník, který je součástí multifunkční měni



Obr. 9.5. Řídicí řetězec hydrogenerátoru.

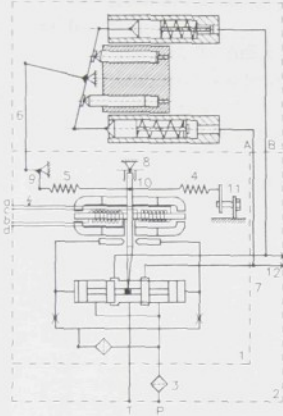
karty PCL 718. Technické parametry karty jsou uvedeny v kapitole 5.3.2. Výstupním signálem z D/A převodníku je napětí $U_{\max} = 5V$. Vstupním signálem servoventilu je proud jehož maximální hodnota je $I_{\max} = 150 \text{ mA}$. Zesilovač a převodník napětí/proud upravuje signál tak, aby nulové hodnotě výstupního napětí D/A převodníku odpovídala nulová hodnota vstupního proudu servoventilu. Dále musí maximální hodnota výstupního napětí D/A převodníku odpovídat maximální hodnotě vstupního proudu servoventilu. Zesilovač a převodník napětí/proud byl vyroben ve spolupráci s katedrou softwarového inženýrství na TU Liberec.

Servoventil SVP1

Servoventil je určen pro řízení geometrického objemu hydrostatických převodníků elektrickým signálem. Servoventil je vybaven mechanickou zpětnou vazbou.

Technické parametry servoventilu SVP1:

Jmenovitý průtok Q_n při $p=1,4 \text{ MPa}$	$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	16
Rozsah provozních tlaků p_0	MPa	$0,8 \div 6,3$
Hystereze	%	5
Pásmo citlivosti	%	2
Necitlivost v nule	%	10
Linearita	%	8
Rozsah teplot okolí	$^{\circ}\text{C}$	$-40 \div +50$
Rozsah viskozity pro zaručení tech. parametrů	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	$15 \div 150$
Rozsah viskozity pro zaručení funkce	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	$12 \div 600$
Čistota pracovní kapaliny	μm	10
Doba přestavení desky převodníku z 0° na 18° při $p_0=2 \text{ MPa}$	ms	500
Vlastní spotřeba průtoku Q_z	$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	<1
Odpor jedné cívky	Ω	$12 \pm 10\%$
Jmenovitý ss proud při sériovém zapojení cívek I_n	mA	± 120
Maximální přípustný ss proud jednou cívkou $I_{\max}$	mA	± 150
Izolační odpor (zkoušen při 500V)	M Ω	min. 100



Obr. 10.5. Servoventil SVP 1

Hlavní součástí servoventilu SVP 1 je servoventil SV6-16 (1). Dále se skládá z příruby (2), filtru (3), nulovací pružiny (4), zpětnovazební pružiny (5), mechanického převodu (6) a krytu (7). Příruba (2) slouží jako držák mechanického převodu (6) a kanály v ní vytvářejí žádané hydraulické propojení. Na přírubu (2) je našroubován servoventil (1) a kryt (7). Mechanický převod (6) je čtyřkloubový mechanismus, z části tvořený díly hydrostatického převodníku a z části díly servoventilu SVP1. Jeho účelem je převést úhlové natočení šikmé desky na rameno (9) pro zavěšení zpětnovazební pružiny (5) a vytvořit tak na páce (10) servoventilu SV6 sílu úměrnou poloze šikmé desky převodníku. Nulování umožňuje pružina (4) předepínaná šroubem (11) proti rámu na působící na páku (10) servoventilu SV6 opačně než zpětnovazební pružina (5). Příruba je vybavena měřicími otvory uzavřenými zátkami (12) umožňujícími snimat tlak v kanálech A, B.

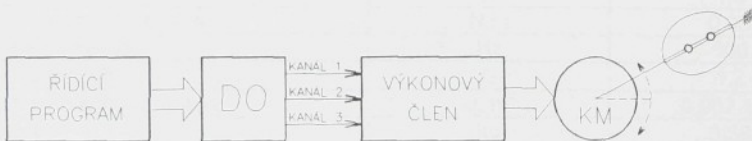
Smysl průtoku servoventilem při sériovém zapojení a kladné polaritě řídicího signálu na „a“: $P \rightarrow A$, $B \rightarrow T$.

5.4.2 Ovládání spalovacího motoru

Ve vozidle je škrtková klapka vstřikovací jednotky ovládána pedálem akcelerace. Pedál akcelerace je součástí pedálového kompletu umístěného v prostoru pro obsluhu. Mezi pedálem akcelerace a škrtkovou klapkou vstřikovací jednotky je pevná vazba zajištěná ocelovým lankem. Změnu nastavení škrtkové klapky ve vozidle lze provést pouze z místa řidiče.

Jestliže chceme ovládat spalovací motor prostřednictvím osobního počítače je nutné upravit řízení škrtkové klapky vstřikovací jednotky. Navrhovaný řídicí a regulační obvod bude používat k přenosu informace elektrický signál. Pro řízení počítačem je možné s výhodou využít krokový elektromotor. Použití stejnosměrného elektromotoru, jakožto výrobně nejjednoduššího typu pohonu, přináší potíže ve značné složitosti regulačních algoritmů a ve způsobu chlazení, zvláště při pomalých rychlostech otáčení.

Řízení škrtkové klapky spalovacího motoru probíhá podle řídicího řetězce uvedeného na obrázku 11.5.



Obr. 11.5. Řídicí řetězec spalovacího motoru.

Řídicí řetězec tvoří řídicí program, výstup digitálního signálu (DO), výkonový člen SD20M (výrobce MICROCON, s.r.o. Praha) a krokový motor (KM). Výstupem z počítače je digitální signál ve tvaru logické nuly, popř. log. jedničky. Digitální výstup je umožněn měřicí kartou PCL 718.

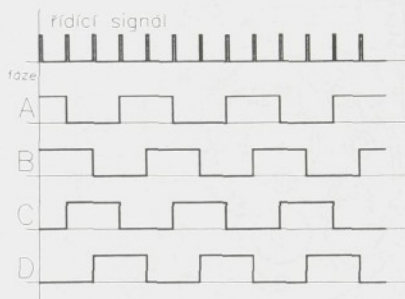
Řízení krokového motoru pomocí výkonového členu je řešeno třemi kanály, které mají tuto funkci:

- kanál č.1 - řídicí signál,
- kanál č.2 - informace o směru pohybu (log 0 - směr vpřed, log 1 - směr vzad),
- kanál č.3 - reset (v případě, že je na vstupu log1, řízení škrtkací klapky krokovým motorem je vypnuto a lze ovládat spalovací motor ručně).

Časový průběh fází krokového motoru v závislosti na řídicím signálu je uveden na obrázku 12.5b.



a) rotor krokového motoru



b) časový průběh fází krokového motoru

Obr. 12.5. Čtyřtaktní způsob ovládání krokového motoru po dvou fázích.

V každé periodě řídicího signálu jsou buzeny současně dvě (sousední) fáze. Vystřídají se tak čtyři kombinace sepnutí fází: (1, 1, 0, 0), (0, 1, 1, 0), (0, 0, 1, 1) a (1, 0, 0, 1). Tímto způsobem řízení se realizuje stejná velikost kroku jako při jednofázovém buzení. Ustálená poloha magnetického pole statoru je vždy v geometrické ose mezi sousedními statorovými zuby. Statický vazební moment motoru je asi 1,9krát větší než v případě jednofázového buzení.

Technické parametry krokového motoru

Velikost kroku	°	1,8
Tolerance kroku	°	$\pm 0,2$
Jmenovitý proud	A	1,0
Nejvyšší provozní moment	N.m	0,06
při mezním kmitočtu	Hz	500
Odpor fáze vinutí	Ω	1,2
Moment setrvačnosti motoru	kg.m^2	$0,067 \cdot 10^{-4}$
Hmotnost	kg	0,58

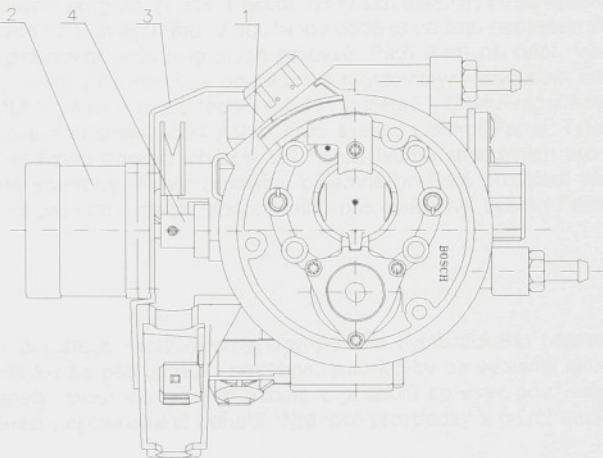
Technické parametry výkonového členu

Napájecí napětí	V	$5 \pm 0,5$
Proudový odběr	mA	24
Výstupní napětí - úroveň L	V	max 0,45
Výstupní proud - úroveň L	mA	max 1,6
Vstupní napětí - úroveň H	V	min 2,4
Výstupní proud - úroveň H	μA	max 60
Předstih dat před zápisem	ns	960

Výkonový člen je vybaven sequencerem SQ1489 pro řízení proudu krokového motoru. Sequencer umožňuje dělení kroků až na 64 mikrokroků.

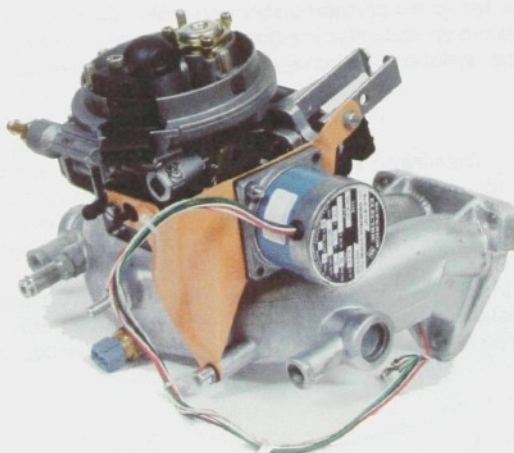
Uložení krokového motoru

Uložení krokového motoru (2) na vstřikovací jednotku (1) je řešeno tak aby byl proveden minimální zásah do konstrukce vstřikovací jednotky a vzduchového filtru motoru. Aby se zamezilo vzniku případných vůlí je krokový motor připojen přímo na hřídel škrtkové klapky. Spojení motoru s hřídelí vstřikovače je zabezpečeno čepem (4) zasunutým do otvorů ve vodící kladce. Upevnění krokového motoru na vstřikovací jednotku je provedeno pomocí příruby (3). Příruba je k jednotce připevněna třemi šrouby M5. Mezi krokový motor a přírubu je vloženo gumové těsnění, které omezuje přenos vibrací ze vstřikovací jednotky na krokový motor.



Obr. 13.5. Uložení krokového motoru na vstřikovací jednotce.

Navržené řešení představuje tuhé uložení krokového motoru s minimálními nároky na zástavbové rozměry. Celkový pohled na konstrukční řešení je uveden na následujícím obrázku.



Obr. 14.5. Konstrukční řešení uložení krokového motoru.

6. Program pro ovládání laboratorního modelu hnacího ústrojí

K zabezpečení požadovaných činností, funkcí a vlastností každého počítačem řízeného systému je vedle příslušné mechaniky a elektroniky nezbytné programové vybavení. Návrh, sestavení a odladění programu představuje zpravidla větší část objemu prací na vývoj zařízení. Při návrhu použití programu pro laboratorní model je možné volit mezi dvěma způsoby řešení. Buď tvořit aplikační program (Turbo Pascal, C++) samostatně, nebo využít možnosti některého z nabízených řídicích systémů. V současné době je na trhu nepřeberné množství programů určených pro řízení technologických procesů. Patří mezi ně např. výkonný softwarový prostředek Control View pro styk operátora s regulovaným procesem od americké firmy ALLEN - BRADLEY. Mezi výrobce těchto řídicích systémů v České republice patří i firma ALCOR a.s. - Moravské přístroje, která nabízí řídicí systém Control Panel. Tyto výkonné produkty vytvářené pro řízení operačních procesů nabízí tvorbu speciálních programů podle požadavku řízené soustavy. Navíc umožňují příjemné grafické prostředí při provozu programu. Pro realizaci programu řízení laboratorního pracoviště byl vybrán řídicí systém Control Panel.

6.1 Control Panel

Prostředí Control Panel umožňuje vytvářet programy pomocí symbolického popisu navrhovaného systému. Při návrhu se postupovalo podobně, jako kdyby se vytvářeli skutečné indikační a ovládací panely. Místo skutečných panelů a přístrojů se však používaly jejich virtuální modely, což přináší nesrovnatelně bohatší výrazové prostředky a tvůrčí možnosti.

Návrh řídicího systému v prostředí Control Panel je určitou vyšší formou programování. Při popisu modelu se používala data a objekty s určitými vlastnostmi. Aplikační program je tedy z větší části složitou strukturou vzájemně propojených dat a objektů.

6.2 Řízení a regulace hnacího ústrojí

Program pro obsluhu laboratorního modelu hnacího ústrojí byl sestaven podle regulačního obvodu popsaného v kapitole 4.6. Program zobrazuje na monitoru počítače pět panelů, ve kterých jsou umístěny virtuální přístroje (přepínače, displeje, atd.):

- panel pro ovládání spalovacího motoru,
- panel pro ovládání hydrogenerátoru,
- panel pro kontrolu výstupních signálů ze snímačů,
- panel pro zobrazení měřených a vypočtených veličin,
- panel pro zobrazení přechodových stavů soustavy a archivaci naměřených dat.

Soustava pracuje v reálném čase. To znamená, že po připojení počítače a spuštění programu lze laboratorní model ovládat pouze prostřednictvím počítače. Úplný panel programu pro ovládání laboratorního modelu hnacího ústrojí je uveden na obrázku 1.6.

Ovládání spalovacího motoru

(Nastavení požadovaných otáček)

Čas regulace [s]

0.30

Ovládní

Krok

Směr

Manuál

Regulace

Reg.

Man.

0

1

Žádané otáčky SM [ot/min]

750

Ovládání hydrogenerátoru

Nastavení devky HG [sL]

0.00

Regulační parametr HG

0.00

Opt. reg. parametr HG

0.00

Ovládní

Regulace HG - obsluhou

Opt. reg. HG - PID reg.

Při přepínání regulace je nutné nastavit regul. par. HG na hodnotu opt. regulace.

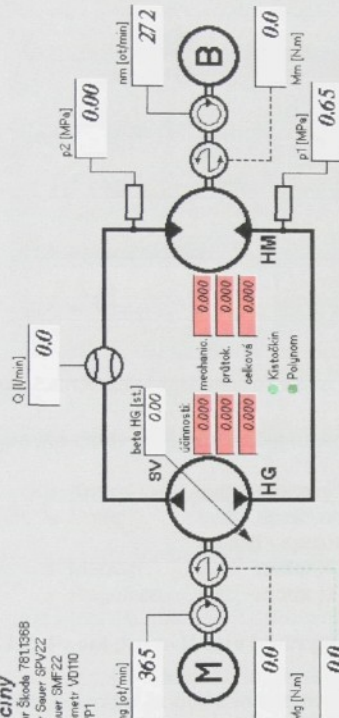
Výstupní signály:

0.249	snímač otáček HG
0.613	snímač otáček HM
0.068	sn. tlaku vysokotlaké větve
0.301	sn. tlaku nízkotlaké větve
0.037	snímač průtoku HSP

Signály všech snímačů jsou v [mV].

Měřené veličiny

M ... spalovací motor Škoda 781/588
 HG ... hydrogenerátor Sauer SPVZZ
 HM ... hydromotor Sauer SMFZZ
 B ... výhybní dynamometr V0110
 SV ... servoveníl SVP1



Métoda výpočtu mech. účinnosti:

- ☒ Kistockin
- ☐ Polynom

Převodový poměr:

0.000 kinematický [-]

0.000 momentový [-]

Výkon:

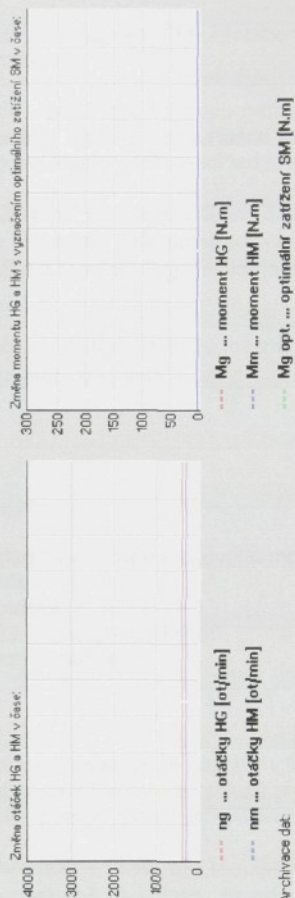
0.0 na vstupu [kW]

0.0 na výstupu [kW]

Účinnost:

0.000 celková HSP [-]

Výsledky regulace



Archivace dat:

REC881.DBF

Jméno souboru REC 1

záznam

smazání souboru

Obr. 1.6. Program pro ovládání laboratorního modelu hnacího ústrojí.

6.2.1 Panel pro ovládání spalovacího motoru

Ovládání spalovacího motoru je provedeno krokovým motorem. Řídící řetězec je popsán v kapitole 5.4.2. Spalovací motor se ovládá třemi přístroji:



Obr. 2.6. Ovládání spalovacího motoru.

Čas regulace - nastavuje časovou periodu krokování krokového motoru v sekundách (rychlost přestavení škrtky klapky vstřikovací jednotky).

Ovládání - přepíná mezi manuálním ovládáním *Man.* (motor je možno řídit prostřednictvím plynového pedálu) a regulací *Reg.* (motor je ovládán z PC).

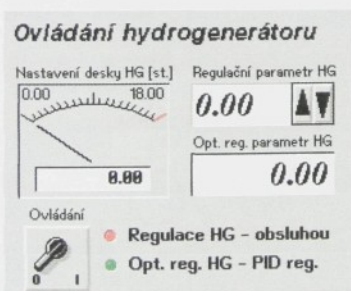
Žádané otáčky - nastavuje požadované otáčky spalovacího motoru $n_{SM} [\text{min}^{-1}]$.

Barevné diody mají informační funkci pro obsluhu počítače:

- Krok svítí - krokový motor je v pohybu (log 1 na vstupu krokového motoru).
- Směr svítí - spalovací motor zvyšuje otáčky, nesvítí - spalovací motor snižuje otáčky.
- Manuál svítí - motor je ovládán mechanicky (plynovým pedálem).
- Regulace svítí - motor je ovládán prostřednictvím počítače.

6.2.2 Panel pro ovládání hydrogenerátoru

Hydrogenerátor je ovládán servoventilem SVP1. Řídící mechanismus je popsán v kapitole 5.4.1. Hydrogenerátor lze ovládat pouze prostřednictvím počítače, pomocí virtuálních přístrojů.



Obr. 3.6. Ovládání hydrogenerátoru.

Regulační parametr - nastavuje regulační parametr hydrogenerátoru β_{HG} jako bezrozměrnou veličinu v intervalu $(0; 1)$.

Nastavení desky - zobrazuje úhel naklonění desky hydrogenerátoru. Maximální úhel naklonění desky hydrogenerátoru (18°) odpovídá $\beta_{HG} = 1$.

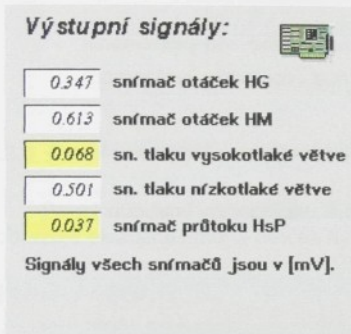
Opt. reg. parametr - optimální regulační parametr zobrazuje hodnotu optimálního regulačního parametru hydrogenerátoru β_{HG} vypočtenou řídicím algoritmem v intervalu $(0; 1)$.

Ovládání - přepíná mezi ovládáním hydrogenerátoru:

- 0 - na hydrogenerátoru je nastavena hodnota regulačního parametru zadaná z klávesnice počítače v poloze „Regulační parametr“
- 1 - na hydrogenerátoru je nastavena hodnota optimálního regulačního parametru vypočtená řídicím algoritmem a udržována PID regulátorem na požadované hodnotě.

Barevné diody mají informativní charakter a jsou aktivní v závislosti na poloze přepínače „Ovládání“.

6.2.3 Panel pro kontrolu výstupních signálů ze snímačů

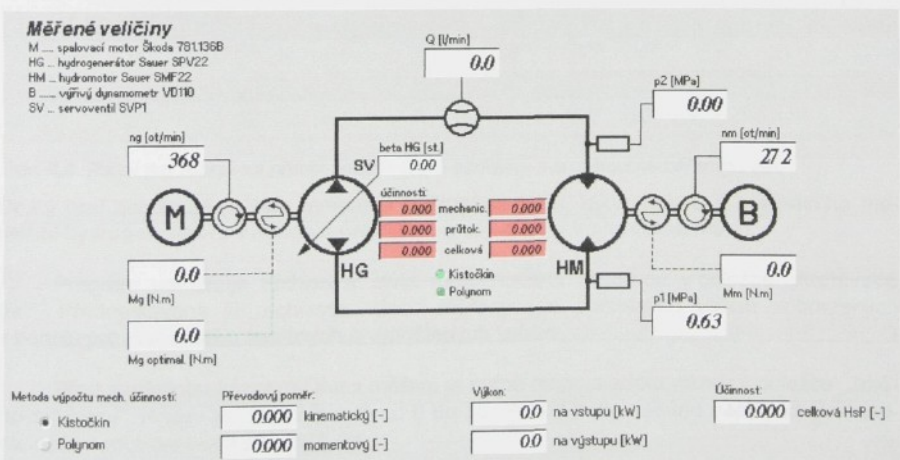


Panel pro kontrolu výstupních signálů ze snímačů hnacího ústrojí informuje obsluhu o správném připojení snímačů. Zároveň informuje o vyšším vstupním napětí do A/D převodníku než je dovolené rozsahem zařízení.

Při nulovém vstupním napětí je displej kanálu podsvícen žlutou barvou. Pokud je napětí v povoleném rozsahu má displej bílou barvu a při překročení povoleného rozsahu je displej rozsvícen červeně.

Obr. 4.6. Kontrola výstupních signálů.

6.2.4 Panel pro zobrazení měřených a vypočtených veličin



Obr. 5.6. Panel pro zobrazení měřených a vypočtených veličin.

Panel na obrázku 5.6 zobrazuje všechny měřené a vypočtené veličiny modelu hnacího ústrojí v reálném čase. Jediným parametrem, který lze nastavit na tomto panelu je „Metoda výpočtu mechanické účinnosti“. Zde je možné volit mezi algoritmem výpočtu mechanické účinnosti podle Kistočkina (metoda popsána v kapitole 3.3) a výpočtem mechanické účinnosti pomocí polynomu (popsaném v kapitole 3.4).

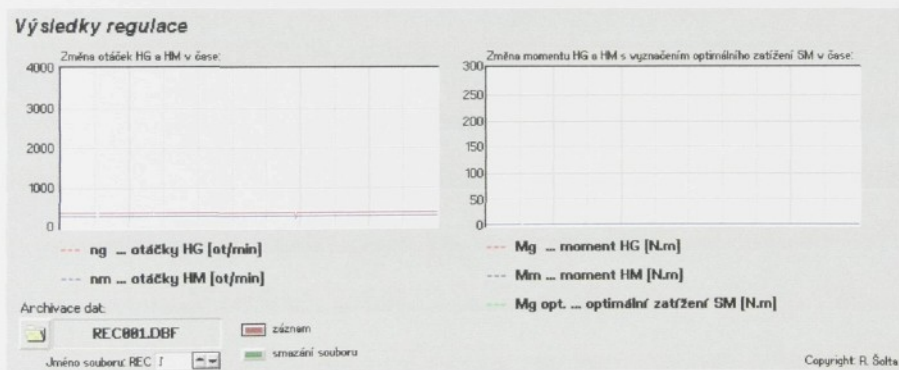
Měřenými veličinami jsou otáčky hydrogenerátoru a hydromotoru, tlak ve vysokotlaké a nízkotlaké větvi hlavního hydraulického vedení a průtok ve vysokotlaké větvi. Moment hydrogenerátoru a hydromotoru je vypočten ze vztahu (53.3), resp. (59.3). Mechanická účinnost při výpočtu momentů je dána zvolenou metodou podle Kistočkina popř. Polynomem. Optimální moment je vypočítán podle optimální zatěžovací charakteristiky.

Dalšími vypočtenými veličinami jsou:

- kinematický převodový poměr ν [-] podle vztahu (4.4),
- momentový převodový poměr κ [-] podle vztahu (5.4),

6.2.5 Panel pro zobrazení přechodových stavů soustavy a archivaci naměřených dat

Panel uvedený na obrázku 6.6 obsahuje dva grafy. Na prvním z nich se průběžně zobrazuje okamžitá změna otáček hydrogenerátoru a hydromotoru v závislosti na čase.



Obr. 6.6. Panel pro zobrazení přechodových stavů soustavy a archivaci naměřených dat.

Druhý graf zobrazuje průběh momentu hydrogenerátoru, hydromotoru a optimálního momentu hydrogenerátoru v reálném čase. Oba grafy pracují v plovoucím módu.

Program umožňuje archivovat data nadefinovaná obsluhou v položce „Archivace dat“. Přednastavena je archivace všech měřených a počítaných veličin zobrazených v panelu pro diagnostiku měřených a vypočtených veličin.

Před spuštěním záznamu dat z měření je nutné nejprve zadat název v položce „Jméno souboru“. Název lze zadat číslem od 0 do 30. Pokud bude zadáno například číslo jedna, název souboru bude *REC001.dbf*.

Archivace dat je ovládána dvěma tlačítky:

- Záznam: - stlačením spustí záznam dat,
- dalším stlačením záznam vypne.

Při dalším spuštění záznamu do stejného souboru, pokračuje nahrávání od posledního záznamu (data se nepřepisují).

- Smazání souboru: - stlačením tlačítka se smaže aktivní soubor, zobrazený v položce „Archivace dat“.

Archivovaný soubor je ve formátu „dbf“, který lze zpracovávat v běžných tabulkových procesorech (např. MS Excel, Fox Pro ...).

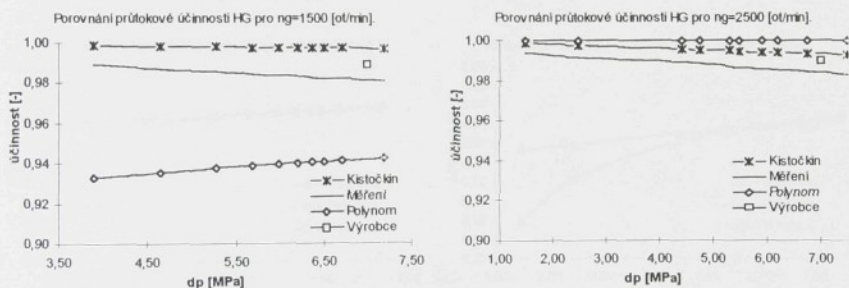
7. Vyhodnocení simulací a experimentů

7.1 Porovnání modelů výpočtu účinností HsP

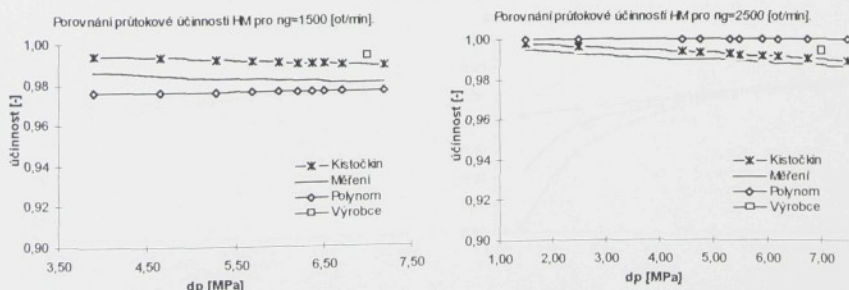
Správná funkce regulačního systému, vyžaduje znalost okamžité hodnoty průtokové a mechanické účinnosti hydrostatických převodníků. Použití snímačů průtoku a krouticího momentu ve vozidle, pomocí kterých lze přesně určit okamžitou hodnotu mechanické a průtokové účinnosti, by značně zvýšilo náklady na celý regulační systém. Z tohoto důvodu byly účinnosti jednotlivých převodníků definovány pomocí výpočtových modelů. Porovnání dvou vybraných metod (výpočet účinnosti podle Kistočkina a polynomem) je provedeno v následujících podkapitolách.

7.1.1 Kontrola průtokové účinnosti

Průtokové účinnosti vypočtené podle Kistočkina a polynomu jsou kontrolovány s údaji výrobce a naměřenými hodnotami na laboratorním modelu. Kontrola průtokové účinnosti hydrogenerátoru je provedena pro $\beta_G = 18^\circ$. Charakteristiky průtokových účinností hydrostatických převodníků získané od výrobce (uvedeny v příloze P4 a P5) jsou naměřeny pro tlaky od 7 do 35 MPa.



Graf 1, 2.: Průtoková účinnost axiálního pístkového hydrogenerátoru Sauer SPV 22 pro $\beta_G = 18^\circ$.



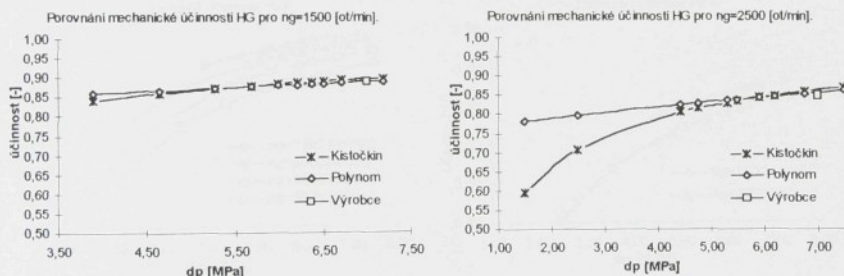
Graf 3, 4.: Průtoková účinnost axiálního pístkového hydromotoru Sauer SMF 22.

Oblast provozních tlaků laboratorního modelu hnacího ústrojí, pro nastavení regulačního parametru $\beta_G=18^\circ$, odpovídá tlakům do 8 MPa. Z tohoto důvodu je v každé charakteristice uvedena pouze jedna výrobce udávaná hodnota průtokové účinnosti pro tlak 7 MPa. Poměrně nízké provozní tlaky, které lze vidět z uvedených charakteristik jsou ovlivněny výkonovými parametry spalovacího motoru.

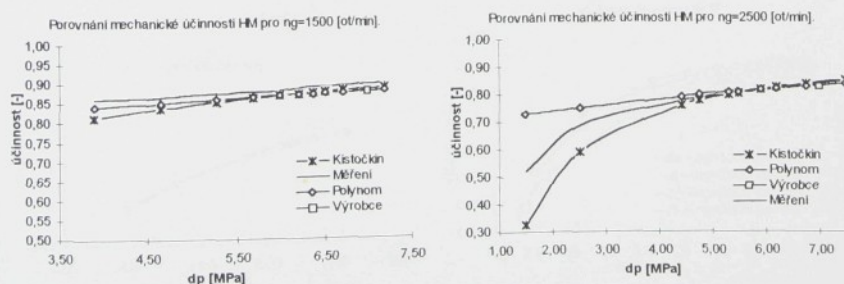
Z uvedených charakteristik lze konstatovat, že Kistočkinův model se svými výsledky více přiblížil skutečné hodnotě průtokové účinnosti udávané výrobcem v okolí tlaku 7 MPa. Hodnota naměřené účinnosti vychází horší, v porovnání s údajem výrobce, především proto že se jedná o již dlouhodobě používané převodníky. Model výpočtu průtokové účinnosti polynomem dosahuje při otáčkách $n_G=1500 \text{ min}^{-1}$ výrazně nižší hodnoty. Navíc při kontrole průtokové účinnosti hydrogenerátoru pro $n_G=1500 \text{ min}^{-1}$ nedosáhla křivka účinnosti, vypočtená tímto modelem očekávaného průběhu (se zvyšujícím tlakem průtoková účinnost klesá). Zde je třeba připomenout, že model výpočtu průtokové účinnosti polynomem byl navrhován pro vyšší oblast provozních tlaků. Charakteristiky a číselné hodnoty vypočtených průtokových účinností polynomem a podle Kistočkina pro $n_G=1500, 2000, 2500$ a 3000 min^{-1} jsou uvedeny v přílohách P6, P7, P8 a P9.

7.1.2 Kontrola mechanické účinnosti

Při měření na laboratorním modelu nebylo k dispozici zařízení na snímání kroutícího momentu, pomocí kterého by bylo možné určit mechanickou účinnost hydrogenerátoru. Z tohoto důvodu jsou pro hydrogenerátor porovnávány pouze vypočtené hodnoty podle příslušných modelů s údajem výrobce.



Graf 5, 6.: Mechanická účinnost axiálního pístkového hydrogenerátoru Sauer SPV 22 pro $\beta_G=18^\circ$.



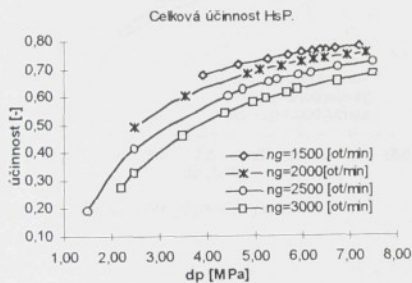
Graf 7, 8.: Mechanická účinnost axiálního pístkového hydromotoru Sauer SMF 22.

Z uvedených charakteristik lze pozorovat, že oba modely velmi úspěšně simulují hodnotu mechanické účinnosti a oblasti vyšších tlaků. Model výpočtu polynorem vychází pro velmi nízké tlaky více optimisticky než je tomu u Kistočkinova modelu. Průběh křivky mechanické účinnosti vypočtené pomocí polynomu je téměř lineární což není v souladu s očekávaným výsledkem. Kistočkinův model dosahuje u obou převodníků velmi reálné výsledky. Charakteristiky a číselné hodnoty vypočtených mechanických účinností polynorem a podle Kistočkina pro $n_G=1500, 2000, 2500$ a 3000min^{-1} jsou uvedeny v přílohách P6, P7, P8 a P9.

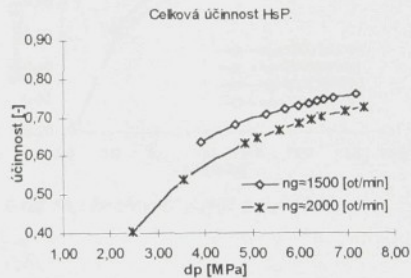
Z uvedených závěrů lze konstatovat, že je výhodné použít Kistočkinův model pro výpočet průtokové a mechanické účinnosti hydrostatických převodníků v reálné soustavě. Model výpočtu polynorem není příliš vhodný pro tak nízké tlaky jaké dosahuje laboratorní model hnacího ústrojí. Avšak je nutné připomenout, že tento model byl navrhován především pro oblast vyšších tlaků, kde dosahuje velmi kvalitních výsledků.

7.2 Celková účinnost hydrostatického převodu

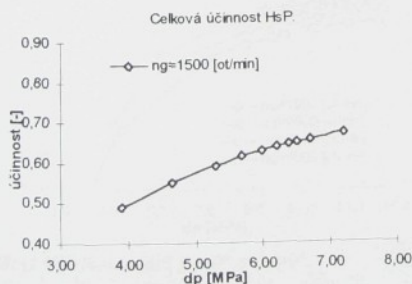
Výpočet parametrů hydrostatického převodu podle modelu popsaného v kapitole 3.5 dává možnost analyzovat, do jaké míry ovlivňuje změna celkové účinnosti hydrostatického převodu výslednou účinnost hnacího ústrojí. Při simulaci byly uvažovány oba převodníky jako regulační. Výpočet parametrů hnacího ústrojí je proveden pro nastavení $\beta_G=18^\circ$; $13,5^\circ$; 9° ; $4,5^\circ$ a $\beta_M=18^\circ$; $13,5^\circ$; 9° ; $4,5^\circ$ a otáčky hydrogenerátoru $n_G=1500, 2000, 2500$ a 3000min^{-1} .



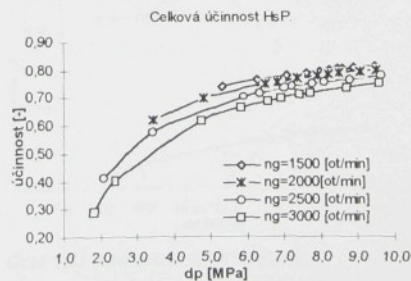
Graf 9.: Nastavení $\beta_G=18^\circ$ a $\beta_M=18^\circ$.



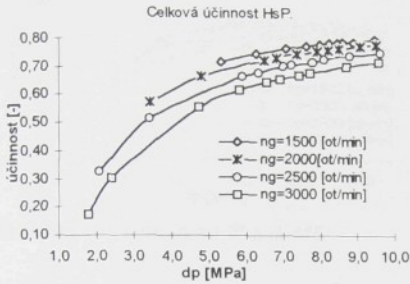
Graf 10.: Nastavení $\beta_G=18^\circ$ a $\beta_M=13,5^\circ$.



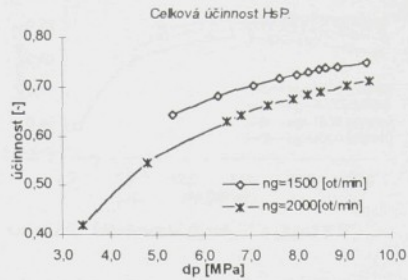
Graf 11.: Nastavení $\beta_G=18^\circ$ a $\beta_M=9^\circ$.



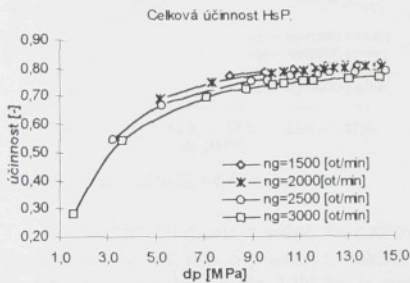
Graf 12.: Nastavení $\beta_G=13,5^\circ$ a $\beta_M=18^\circ$.



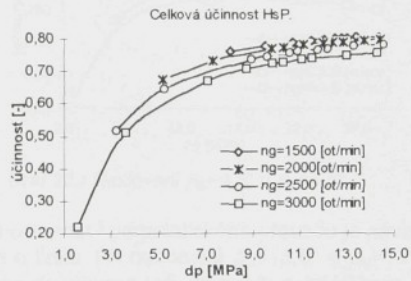
Graf 13.: Nastavení $\beta_G=13,5^\circ$ a $\beta_M=13,5^\circ$.



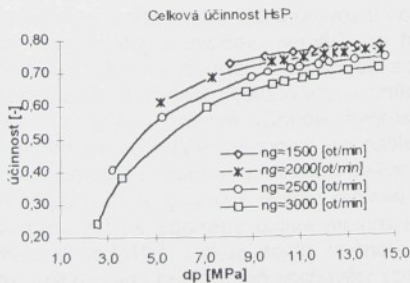
Graf 14.: Nastavení $\beta_G=13,5^\circ$ a $\beta_M=9^\circ$.



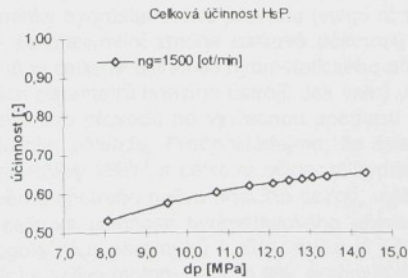
Graf 15.: Nastavení $\beta_G=9^\circ$ a $\beta_M=18^\circ$.



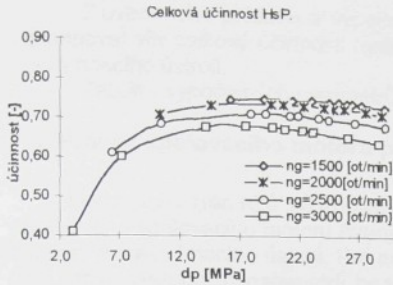
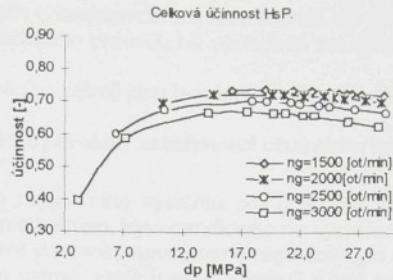
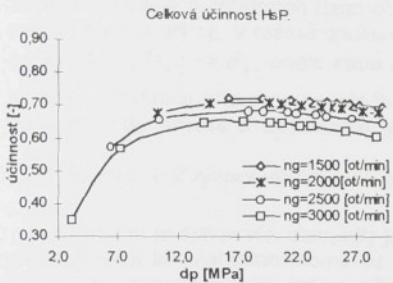
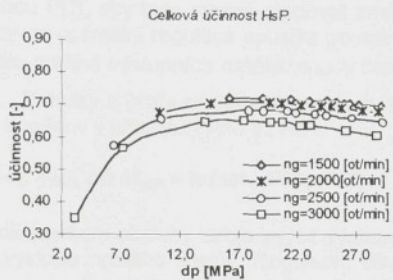
Graf 16.: Nastavení $\beta_G=9^\circ$ a $\beta_M=13,5^\circ$.



Graf 17.: Nastavení $\beta_G=9^\circ$ a $\beta_M=9^\circ$.



Graf 18.: Nastavení $\beta_G=9^\circ$ a $\beta_M=4,5^\circ$.

Graf 19.: Nastavení $\beta_G=4,5^\circ$ a $\beta_M=18^\circ$.Graf 20.: Nastavení $\beta_G=4,5^\circ$ a $\beta_M=13,5^\circ$.Graf 21.: Nastavení $\beta_G=4,5^\circ$ a $\beta_M=9^\circ$.Graf 22.: Nastavení $\beta_G=4,5^\circ$ a $\beta_M=4,5^\circ$.

Z uvedených grafů je vidět, že celková účinnost hydrostatického převodu je závislá na regulačních parametrech převodu, otáčkách a tlaku. Při nastavení $\beta_G=13,5^\circ$ a $\beta_M=18^\circ$, kdy převod pracuje s tlakem do 10 MPa, je možné dosáhnout (při otáčkách $n_G=1500 \text{ min}^{-1}$) maximální celkové účinnosti převodu $\eta_{HsP}=0,813$. Pokud se změní nastavení regulačních parametrů na $\beta_G=4,5^\circ$ a $\beta_M=18^\circ$, soustava je schopna dosáhnout maximální účinnosti pouze $\eta_{HsP}=0,748$ při shodných otáčkách hydrogenerátoru. Pokles maximální celkové účinnosti je v tomto případě 6,5%. Pokud provedeme porovnání pro stejnou změnu regulačních parametrů, ale při otáčkách $n_G=2500 \text{ min}^{-1}$ dostaneme pokles celkové účinnosti o 1,7%. Jestliže nebudeme uvažovat okrajové provozní podmínky hydrostatického převodu (velmi nízké tlaky nebo vysoký převodový poměr), lze říci že maximální změna celkové účinnosti je do 15%. Při měření v laboratoři, nepřekročila změna celkové účinnosti hydrostatického převodu hodnotu 9%, při všech realizovaných změnách parametrů hnacího ústrojí. Jak velký vliv má takováto změna celkové účinnosti hydrostatického převodu na výslednou spotřebu paliva hnacího ústrojí můžeme popsat na následujícím příkladu. Předpokládejme, že spalovací motor pracuje s měrnou spotřebou paliva $m_{PE}=280 \text{ g.kWh}^{-1}$ a celková účinnost hydrostatického převodu je $\eta_{HsP}=0,7$. Potom celková měrná spotřeba paliva hnacího ústrojí, vyjádřena podílem měrné spotřeby paliva motoru a celkové účinnosti hydrostatického převodu, je $m_{PHU}=400 \text{ g.kWh}^{-1}$. Pokud dojde změnou regulačních parametrů k růstu celkové účinnosti hydrostatického převodu při zachování spotřeby paliva motoru např. o 9%, potom je výsledná spotřeba hnacího ústrojí $m_{PHU}=354,4 \text{ g.kWh}^{-1}$. To představuje pokles spotřeby paliva hnacího ústrojí o 45,6 g.kWh⁻¹. Při zvýšení celkové účinnosti hydrostatického převodu pouze o 1% by to představovalo pokles spotřeby paliva hnacího ústrojí o 5,6 g.kWh⁻¹.

Z uvedeného příkladu a vypočtených charakteristik lze konstatovat, že není možné zanedbávat vliv celkové účinnosti hydrostatického převodu na výslednou měrnou spotřebu paliva hnacího ústrojí.

Tabulky vypočtených parametrů hnacího ústrojí jsou uvedeny v přílohách P8 až P35.

7.3 Provoz spalovacího motoru podle optimální zatěžovací charakteristiky

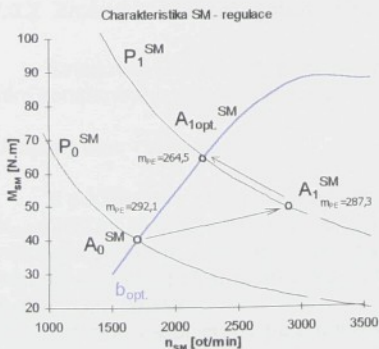
Sledování parametrů navrhovaného regulačního systému pro optimální zatěžování zážehového spalovacího motoru řízeným momentem, bylo prováděno na vytvořeném laboratorním modelu hnacího ústrojí. Pro ověření vlastností navrhované regulace bylo definováno 8 změn výstupních parametrů hnacího ústrojí, které v sobě zahrnují různé kombinace změny výstupních otáček hnacího ústrojí (zde označované jako otáčky hydrostatického převodu) n_{HSP} a změny zatěžovacího momentu, který je totožný s momentem na výstupu hydrostatického převodu M_{HSP} . Při měření dynamických charakteristik je záměrně prodloužen začátek regulace (v laboratoři řízen obsluhou PC), aby bylo možné sledovat změnu parametrů hnacího ústrojí. V reálné soustavě by se optimální regulace spustila po splnění podmínky $\Delta n_{HSP}(t_u) \leq \delta_n$, podle které nesmí změna výstupních otáček n_{HSP} v časovém intervalu t_u , překročit přípustnou odchylku δ_n . Tabulky a grafy sledovaných parametrů hnacího ústrojí a dynamické charakteristiky jsou uvedeny v přílohách P36 až P51.

7.3.1 Změna 1: Zvýšení výstupních otáček n_{HSP} při $M_{HSP} \approx \text{konst.}$ (P36, P37)

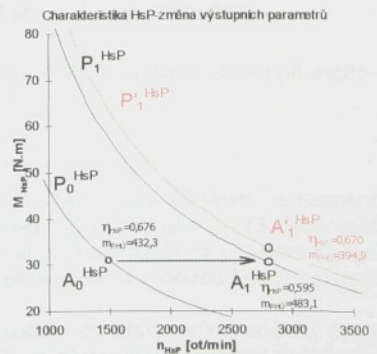
Při testu je simulován stav, kdy je požadavkem obsluhy stroje zvýšit výstupní otáčky při zachování konstantního momentu na výstupu hnacího ústrojí. Regulační obvod musí zajistit udržení konstantních otáček převodu n_{HSP} , výkonu motoru P_{SM} , a momentu M_{HSP} .

Ustálený stav - simulace

V počátečním stavu (označovaným symbolem A_0) jsou na výstupu soustavy otáčky $n_{HSP} = 1499 \text{ min}^{-1}$ a moment $M_{HSP} = 30,85 \text{ N.m}$. Hydrostatický převod pracuje v tomto stavu s celkovou účinností $\eta_{HSP} = 0,676$. Spalovací motor má otáčky $n_{SM} = 1700 \text{ min}^{-1}$ a je zatěžován momentem $M_{SM} = 40,27 \text{ N.m}$, což představuje měrnou spotřebu paliva motoru $m_{PE} = 292,1 \text{ g.kWh}^{-1}$. Celková měrná spotřeba hnacího ústrojí je $m_{PHU} = 432,3 \text{ g.kWh}^{-1}$.



Graf 23.: Změna pracovního bodu v charakteristice SM.



Graf 24.: Změna pracovního bodu v charakteristice HSP.

Změnou regulačních parametrů α_{SM} a β_{HM} se soustava dostane do stavu označovaného pracovním bodem A_1 , který představuje přibližně dvojnásobné zvýšení výkonu při zachování definovaných požadavků na výstupní parametry. Motor pracuje s otáčkami $n_{SM}=2900\text{min}^{-1}$, momentem $M_{SM}=49,67\text{N.m}$ a měnou spotřebou paliva $m_{PE}=287,3\text{g.kWh}^{-1}$. Účinnost hydrostatického převodu je $\eta_{HSP}=0,595$. Celková měrná spotřeba paliva hnacího ústrojí je $483,1\text{g.kWh}^{-1}$.

Po spuštění regulace, přejde soustava do optimálního pracovního režimu A_{1opt} . Změnou regulačních parametrů se sníží otáčky spalovacího motoru $n_{SM}=2220\text{min}^{-1}$ při současném zvýšení zatěžovacího momentu $M_{SM}=64,13\text{N.m}$. Po regulačním zásahu se měrná spotřeba motoru snížila na $m_{PE}=264,5\text{g.kWh}^{-1}$ při účinnosti hydrostatického převodu $\eta_{HSP}=0,670$. Celková měrná spotřeba hnacího ústrojí poklesla na $m_{PHU}=394,9\text{g.kWh}^{-1}$, při zachování konstantní výstupní rychlosti a momentu.

Změna v čase - experiment

Přechod soustavy z počátečního stavu do stavu A_1 byl ve všech experimentech realizován obsluhou počítače. Poměrně dlouhý čas, který soustava potřebuje na přechod z počátečního stavu A_0 do stavu A_1 , je výrazně ovlivněn charakterem změny sledovaných parametrů. Spalovací motor musí zvýšit otáčky n_{SM} a současně překonat zvyšující se zatěžovací moment M_{SM} . Negativně se při změně parametrů projevují i nízké výkonové parametry motoru, které výrazně ovlivňovaly dynamiku hnacího ústrojí při všech experimentech. V čase kdy soustava přechází do optimálního pracovního režimu, regulační systém zvýší moment M_{SM} a sníží otáčky motoru n_{SM} . Rychlý pokles otáček n_{SM} způsobuje především nárůst momentu M_{SM} . Celková doba nutná k nastavení optimálních parametrů je opět negativně ovlivněna výkonovými parametry spalovacího motoru. Regulačním zásahem se podařilo dosáhnout požadovaných parametrů.

Z výsledku regulačního zásahu můžeme pozorovat, že vhodným nastavením regulačních parametrů není nutné nastavovat tak vysoké otáčky na motoru pro dosažení vysokých otáček na výstupu hnacího ústrojí. Celková účinnost převodu se zvýšila o 7,5% a měrná spotřeba paliva motoru poklesla o $23,1\text{g.kWh}^{-1}$. Tím se snížila celková měrná spotřeba hnacího ústrojí o $88,2\text{g.kWh}^{-1}$. Z dynamických charakteristik lze konstatovat, že nízké výkonové parametry prodlužují čas nutný na změnu parametrů hnacího ústrojí. Kvalita regulace se projevuje především v přesnosti nastavení sledovaných parametrů a jejich udržení na požadované hodnotě.

7.3.2 Změna 2: Snížení výstupních otáček n_{HSP} , při $M_{HSP} \approx \text{konst.}$ (P38, P39)

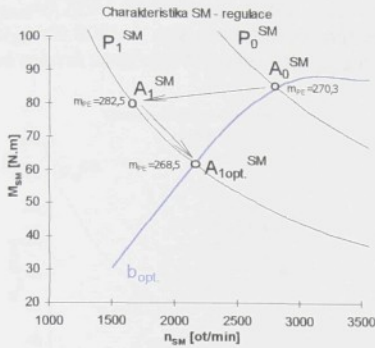
Simulován je stav, kdy požadavkem obsluhy stroje je snížit výstupní otáčky při zachování konstantního momentu na výstupu hnacího ústrojí.

Ustálený stav - simulace

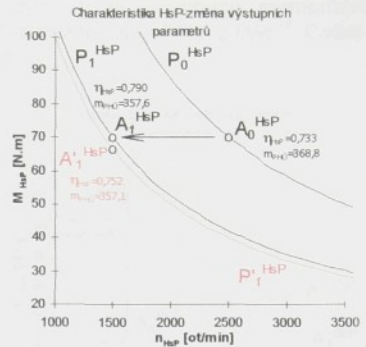
V počátečním stavu A_0 jsou na výstupu soustavy otáčky $n_{HSP}=2500\text{min}^{-1}$ a moment $M_{HSP}=70\text{N.m}$. Hydrostatický převod pracuje v tomto stavu s účinností $\eta_{HSP}=0,733$. Spalovací motor má otáčky $n_{SM}=2800\text{min}^{-1}$ a je zatěžován momentem $M_{SM}=85,24\text{N.m}$, což představuje měnou spotřebu paliva motoru $m_{PE}=270,3\text{g.kWh}^{-1}$. Celková měrná spotřeba hnacího ústrojí je $m_{PHU}=368,8\text{g.kWh}^{-1}$.

Změnou regulačních parametrů se soustava dostane do pracovního bodu A_1 , který představuje pokles výkonu motoru přibližně o 10kW . Na výstupu jsou nastaveny požadované otáčky $n_{HSP}=1500\text{min}^{-1}$, při zachování konstantního momentu. Motor pracuje s otáčkami

$n_{SM}=1667\text{min}^{-1}$ a momentem $M_{SM}=79,79\text{N.m}$ odpovídající měrné spotřebě paliva $m_{PE}=282,5\text{g.kWh}^{-1}$. Účinnost hydrostatického převodu je $\eta_{HsP}=0,790$. Celková měrná spotřeba hnacího ústrojí dosahuje $m_{PHU}=357,6\text{g.kWh}^{-1}$.



Graf 25.: Změna pracovního bodu v charakteristice SM.



Graf 26.: Změna pracovního bodu v charakteristice HsP.

Po spuštění regulace, přejde soustava do optimálního pracovního režimu A_{1opt} . Spalovací motor zvýší otáčky $n_{SM}=2160\text{min}^{-1}$ při současném snížení zatěžovacího momentu $M_{SM}=61,60\text{N.m}$. Měrná spotřeba motoru se snížila na $m_{PE}=268,5\text{g.kWh}^{-1}$ při účinnosti převodu $\eta_{HsP}=0,752$. Celková měrná spotřeba hnacího ústrojí se snížila jen nepatrně, na $m_{PHU}=357,1\text{g.kWh}^{-1}$, především proto že se celková účinnost převodu zhoršila o 3,8% v porovnání se stavem soustavy definovaným bodem A_1 .

Změna v čase - experiment

Přechod soustavy z počátečního do přechodového stavu je realizován změnou úhlu nastavení škrtků klapky na spalovacím motoru. Při změně je dominantní setrvačná hmota uložena na hřídeli hydromotoru, která výrazně ovlivňuje průběh otáček n_{SM} a momentu M_{SM} . Po regulačním zásahu se objevuje zakmitání soustavy, způsobené snížením momentu a současným zvýšením otáček spalovacího motoru. Zakmitání způsobuje krátkodobý nárůst výkonu přibližně o 4kW. V přechodovém stavu, kdy regulační systém nastavuje požadované parametry nebylo možné zachovat podmínku rovnosti výkonů, viz kapitola 4.3.

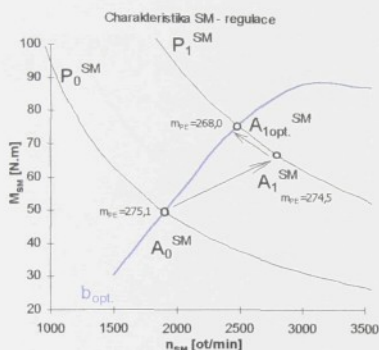
Regulačním zásahem se podařilo snížit spotřebu motoru o 14g.kWh^{-1} , avšak vlivem poklesu účinnosti převodu je celková úspora paliva oproti přechodovému stavu minimální. Přínosem regulace je zde především odstranění vysokého zatížení motoru při nízkých otáčkách, což jistě vede ke zvýšení životnosti motoru. V přechodové charakteristice se výrazně projevuje setrvačná hmota na hydromotoru, která prodlužuje čas nutný na změnu parametrů hnacího ústrojí.

7.3.3 Změna 3: Zvýšení výstupního momentu M_{HsP} , při $n_{HsP} \approx \text{konst.}$ (P_{40} , P_{41})

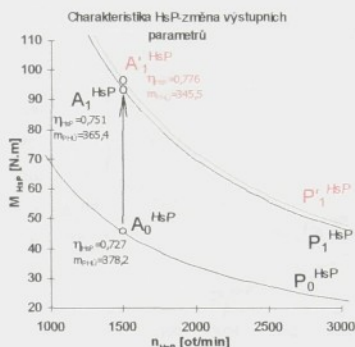
Simulován je stav, kdy požadavkem obsluhy stroje je zvýšit moment na výstupu při zachování konstantních otáček hnacího ústrojí.

Ustálený stav - simulace

V počátečním stavu A_0 jsou na výstupu soustavy otáčky $n_{HSP}=1499\text{min}^{-1}$ a moment $M_{HSP}=49,60\text{N.m}$. Hydrostatický převod pracuje v tomto stavu s celkovou účinností $\eta_{HSP}=0,727$. Spalovací motor má otáčky $n_{SM}=1900\text{min}^{-1}$ a je zatěžován momentem $M_{SM}=49,60\text{N.m}$, což představuje měrnou spotřebu paliva motoru $m_{PE}=275,1\text{g.kWh}^{-1}$. Celková měrná spotřeba hnacího ústrojí je $m_{PHU}=378,2\text{g.kWh}^{-1}$.



Graf 27.: Změna pracovního bodu v charakteristice SM.



Graf 28.: Změna pracovního bodu v charakteristice HsP.

Změnou regulačních parametrů se soustava dostane do pracovního bodu A_1 , který představuje nárůst výkonu motoru přibližně o 10kW. Na výstupu je nastaven požadovaný moment $M_{HSP}=93,60\text{N.m}$, při zachování konstantních otáček. Motor pracuje při otáčkách $n_{SM}=2800\text{min}^{-1}$ a momentu $M_{SM}=66,80\text{N.m}$ s měrnou spotřebou paliva $m_{PE}=274,5\text{g.kWh}^{-1}$. Účinnost hydrostatického převodu je $\eta_{HSP}=0,751$. Celková měrná spotřeba hnacího ústrojí je $m_{PHU}=365,4\text{g.kWh}^{-1}$.

Po spuštění regulace, přejde soustava do optimálního pracovního režimu A_{1opt} . Spalovací motor sníží otáčky $n_{SM}=2480\text{min}^{-1}$ při současném zvýšení zatěžovacího momentu $M_{SM}=75,42\text{N.m}$. Spotřeba motoru se snížila na $m_{PE}=268,0\text{g.kWh}^{-1}$ při účinnosti převodu $\eta_{HSP}=0,776$. Celková spotřeba hnacího ústrojí se snížila na $m_{PHU}=345,5\text{g.kWh}^{-1}$.

Změna v čase - experiment

Čas a průběh změny sledovaných parametrů v přechodovém stavu je dán charakteristikou spalovacího motoru. Regulační zásah představuje nevýrazné změny nastavení regulačních parametrů, proto nedochází k velkému rozkmitání soustavy. Po spuštění regulace se objevuje krátkodobý pokles výkonu spalovacího motoru o 3kW.

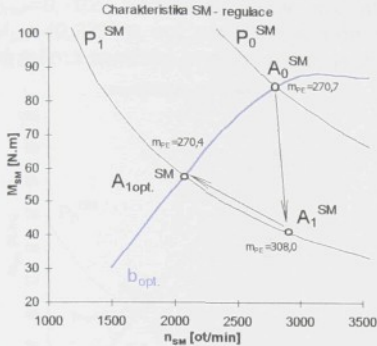
Pokles celkové spotřeby hnacího ústrojí je výsledkem nalezení vhodné kombinace vysoké účinnosti převodu a nízké spotřeby motoru, což přináší úsporu spotřeby paliva hnacího ústrojí o $32,7\text{g.kWh}^{-1}$. V dynamické charakteristice neobjevuje výrazné rozkmitání regulované soustavy především proto, že regulační zásah představuje malé změny sledovaných parametrů.

7.3.4 Změna 4: Snížení výstupního momentu M_{HSP} , při $n_{HSP} \approx \text{konst.}$ (P42, P43)

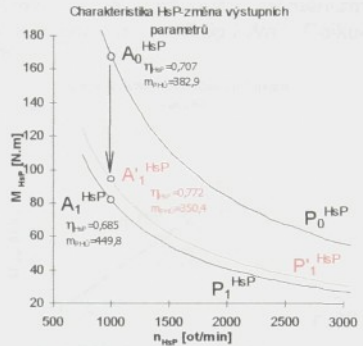
Simulován je stav, kdy je požadavkem obsluhy stroje snížit moment na výstupu při zachování konstantních otáček hnacího ústrojí.

Ustálený stav - simulace

V počátečním stavu A_0 jsou na výstupu soustavy otáčky $n_{HsP}=1000\text{min}^{-1}$ a moment $M_{HsP}=167,97\text{N.m}$. Hydrostatický převod pracuje v tomto stavu s celkovou účinností $\eta_{HsP}=0,707$. Spalovací motor má otáčky $n_{SM}=2800\text{min}^{-1}$ a je zatěžován momentem $M_{SM}=84,93\text{N.m}$, což představuje měrnou spotřebu paliva motoru $m_{PE}=270,7\text{g.kWh}^{-1}$. Celková měrná spotřeba hnacího ústrojí je $m_{PHÚ}=382,9\text{g.kWh}^{-1}$.



Graf 29.: Změna pracovního bodu v charakteristice SM.



Graf 30.: Změna pracovního bodu v charakteristice HsP.

Změnou regulačních parametrů se soustava dostane do stavu A_1 , který představuje pokles výkonu motoru přibližně o 12kW. Na výstupu je nastaven požadovaný moment $M_{HsP}=81,77\text{N.m}$, při zachování konstantních otáček na výstupu. Motor pracuje s otáčkami $n_{SM}=2900\text{min}^{-1}$, momentem $M_{SM}=41,19\text{N.m}$ a měrnou spotřebou $m_{PE}=308,0\text{g.kWh}^{-1}$. Účinnost hydrostatického převodu je $\eta_{HsP}=0,685$. Celková měrná spotřeba paliva hnacího ústrojí je $m_{PHÚ}=449,8\text{g.kWh}^{-1}$.

Po spuštění regulace, přejde soustava do optimálního pracovního režimu. Spalovací motor výrazně sníží otáčky $n_{SM}=2080\text{min}^{-1}$ při současném zvýšení zatěžovacího momentu $M_{SM}=57,16\text{N.m}$. Měrná spotřeba motoru se snížila na $m_{PE}=270,4\text{g.kWh}^{-1}$ při účinnosti převodu $\eta_{HsP}=0,772$. Celková měrná spotřeba paliva hnacího ústrojí se výrazně snížila na $m_{PHÚ}=350,4\text{g.kWh}^{-1}$.

Změna v čase - experiment

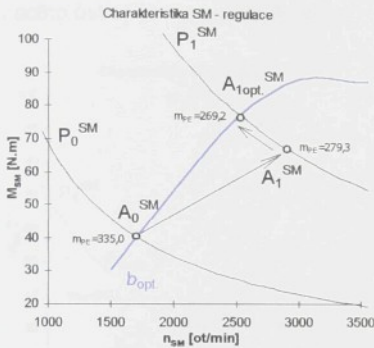
V přechodu soustavy z pracovního bodu A_0 do bodu A_1 se objevilo vysoké překmitnutí otáček spalovacího motoru až na hodnotu $n_{SM}=3200\text{min}^{-1}$. Bylo to způsobeno nízkou tuhostí motoru a výrazném snížení zatěžovacího momentu motoru. Okamžitá hodnota maximálních otáček motoru se blíží maximálním otáčkám hydrogenerátoru udávaným výrobcem. V přechodovém stavu, kdy regulační systém nastavoval optimální parametry se krátkodobě poklesl výkon o 2,5kW.

Výrazný pokles celkové spotřeby hnacího ústrojí, téměř o 100g.kWh⁻¹, vhodně ovlivňuje jak nárůst celkové účinnosti převodu o 8,7% tak i pokles spotřeby motoru o 37,6g.kWh⁻¹. Spalovací motor navíc není zbytečně provozován ve vysokých otáčkách, což opět přináší zvýšení životnosti motoru. Prudké změny výkonových parametrů mohou vést k vysokým výkyvům otáček spalovacího motoru, které mohou dosáhnout překročení hranice maximálních povolených otáček hydrostatických převodníků udávaných výrobcem.

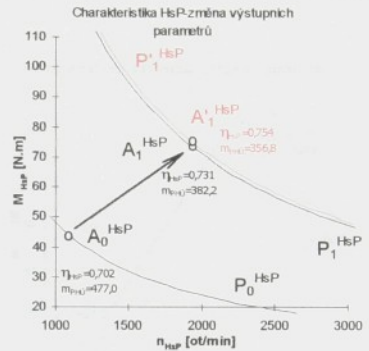
7.3.5 Změna 5: Zvýšení výstupních otáček n_{HsP} , při nárůstu M_{HsP} (P44, P45)

Simulován je stav, kdy požadavkem obsluhy stroje je zvýšení obou výstupních parametrů jak momentu tak otáček hnacího ústrojí.
Ustálený stav - simulace

V počátečním stavu A_0 jsou na výstupu soustavy otáčky $n_{HsP}=1093\text{min}^{-1}$ a moment $M_{HsP}=43,97\text{N.m}$. Hydrostatický převod pracuje v tomto stavu s celkovou účinností $\eta_{HsP}=0,702$. Spalovací motor má otáčky $n_{SM}=1700\text{min}^{-1}$ a je zatěžován momentem $M_{SM}=40,27\text{N.m}$, což představuje měrnou spotřebu paliva motoru $m_{PE}=335,0\text{g.kWh}^{-1}$. Celková měrná spotřeba hnacího ústrojí je $m_{PHU}=477,0\text{g.kWh}^{-1}$.



Graf 31.: Změna pracovního bodu v charakteristice SM.



Graf 32.: Změna pracovního bodu v charakteristice HsP.

Změnou regulačních parametrů se soustava dostane do stavu A_1 , který představuje nárůst výkonu motoru přibližně o 13kW. Na výstupu jsou nastaveny požadované otáčky $n_{HsP}=1935\text{min}^{-1}$ a moment $M_{HsP}=73,50\text{N.m}$. Motor pracuje s otáčkami $n_{SM}=2900\text{min}^{-1}$, momentem $M_{SM}=67,09\text{N.m}$ a měrnou spotřebou $m_{PE}=279,3\text{g.kWh}^{-1}$. Účinnost hydrostatického převodu je $\eta_{HsP}=0,731$. Celková měrná spotřeba hnacího ústrojí je $m_{PHU}=382,2\text{g.kWh}^{-1}$.

Po spuštění regulace, přejde soustava do optimálního pracovního režimu. Spalovací motor sníží otáčky $n_{SM}=2530\text{min}^{-1}$ při současném zvýšení zatěžovacího momentu $M_{SM}=76,45\text{N.m}$. Měrná spotřeba motoru se snížila na $m_{PE}=269,2\text{g.kWh}^{-1}$ při účinnosti převodu $\eta_{HsP}=0,754$. Celková měrná spotřeba hnacího ústrojí se snížila na $m_{PHU}=356,8\text{g.kWh}^{-1}$.

Změna v čase - experiment

Realizovaná změna provozního stavu z bodu A_0 do bodu A_1 , vyžadovala výrazné zvýšení otáček motoru z $n_{SM}=1700\text{min}^{-1}$ na $n_{SM}=2900\text{min}^{-1}$, při současném zvýšení zatěžovacího momentu motoru o 20 N.m. To se značně projevilo v dlouhém čase potřebném na změnu. Při přechodu na optimální pracovní režim se podařilo udržet výkon motoru téměř na konstantní hodnotě.

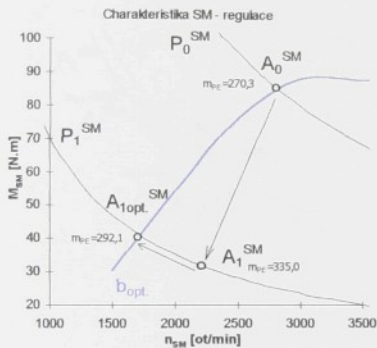
Hlavním přínosem regulačního zásahu je především snížení celkové spotřeby hnacího ústrojí o $25,4\text{g.kWh}^{-1}$, avšak kromě toho se snížily i vysoké otáčky motoru, kterými se realizovaly vysoké otáčky na výstupu. V dynamické charakteristice se negativně projevíly nízké výkonové parametry spalovacího motoru.

7.3.6 Změna 6: Snížení výstupních otáček n_{HsP} , při poklesu M_{HsP} (P46, P47)

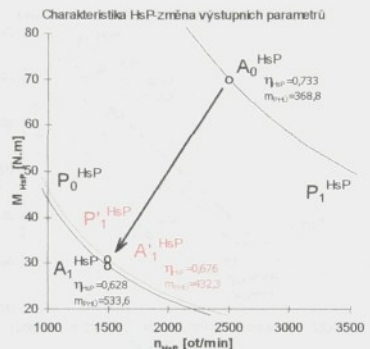
Simulován je stav, kdy požadavkem obsluhy stroje je snížení obou výstupních parametrů jak momentu tak otáček hnacího ústrojí.

Ustálený stav - simulace

V počátečním stavu A_0 jsou na výstupu soustavy otáčky $n_{HsP}=2500\text{min}^{-1}$ a moment $M_{HsP}=70\text{N.m}$. Hydrostatický převod pracuje v tomto stavu s celkovou účinností $\eta_{HsP}=0,733$. Spalovací motor má otáčky $n_{SM}=2800\text{min}^{-1}$ a je zatěžován momentem $M_{SM}=85,24\text{N.m}$, což představuje měrnou spotřebu paliva motoru $m_{PE}=270,3\text{g.kWh}^{-1}$. Celková měrná spotřeba hnacího ústrojí je $m_{PHU}=368,8\text{g.kWh}^{-1}$.



Graf 33.: Změna pracovního bodu v charakteristice SM.



Graf 34.: Změna pracovního bodu v charakteristice HsP.

Změnou regulačních parametrů se soustava dostane do stavu A_1 , který představuje pokles výkonu motoru přibližně o 18kW. Na výstupu jsou nastaveny požadované otáčky $n_{HsP}=1501\text{min}^{-1}$ a moment $M_{HsP}=29,40\text{N.m}$. Motor pracuje s otáčkami $n_{SM}=2200\text{min}^{-1}$, momentem $M_{SM}=31,95\text{N.m}$ a měrnou spotřebou $m_{PE}=335,0\text{g.kWh}^{-1}$. Účinnost hydrostatického převodu je $\eta_{HsP}=0,628$. Celková měrná spotřeba hnacího ústrojí je $m_{PHU}=533,6\text{g.kWh}^{-1}$.

Po spuštění regulace, přejde soustava do optimálního pracovního režimu. Spalovací motor sníží otáčky na $n_{SM}=1700\text{min}^{-1}$ při současném zvýšení zatěžovacího momentu na $M_{SM}=40,27\text{N.m}$. Měrná spotřeba motoru se snížila na $m_{PE}=292,1\text{g.kWh}^{-1}$ při účinnosti převodu $\eta_{HsP}=0,676$. Celková měrná spotřeba hnacího ústrojí se snížila na $m_{PHU}=432,3\text{g.kWh}^{-1}$.

Změna v čase - experiment

Výrazným poklesem momentu v přechodu do pracovního bodu A_1 se krátkodobě zvýšily otáčky motoru až na $n_{SM}=3100\text{min}^{-1}$. Při následném snížení otáček se značně projevila setrvačná hmotota na hydromotoru, které způsobila pozvolný pokles otáček. Při přechodu na optimální pracovní režim se objevil krátkodobý pokles výkonu o 2kW.

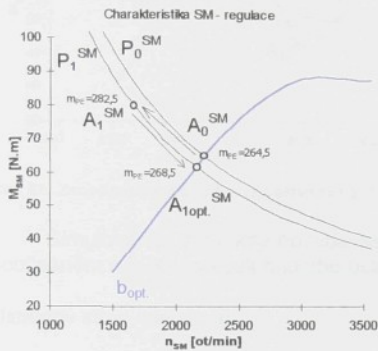
Výrazný pokles celkové spotřeby hnacího ústrojí o $101,3\text{g.kWh}^{-1}$ způsobil jak nárůst celkové účinnosti převodu o 4,8% tak i pokles spotřeby motoru o $42,9\text{g.kWh}^{-1}$. V dynamické charakteristice je vidět, že regulačním parametrem se podařilo nastavit optimální pracovní režim.

7.3.7 Změna 7: Zvýšení výstupního momentu M_{HsP} při poklesu n_{HsP} (P48, P49)

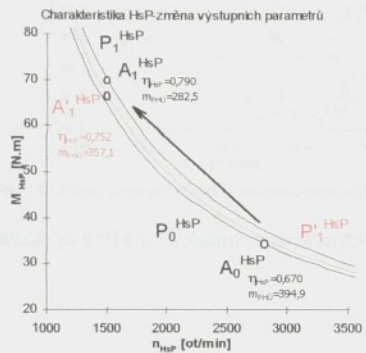
Simulován je stav, kdy požadavkem obsluhy stroje je zvýšení výstupního momentu při současném poklesu otáček hnacího ústrojí.

Ustálený stav - simulace

V počátečním stavu jsou na výstupu soustavy otáčky $n_{HsP}=2804\text{min}^{-1}$ a moment $M_{HsP}=34,46\text{N.m}$. Hydrostatický převod pracuje v tomto stavu s celkovou účinností $\eta_{HsP}=0,670$. Spalovací motor má otáčky $n_{SM}=2220\text{min}^{-1}$ a je zatěžován momentem $M_{SM}=64,99\text{N.m}$, což představuje měrnou spotřebu paliva motoru $m_{PE}=264,5\text{g.kWh}^{-1}$. Celková měrná spotřeba hnacího ústrojí je $m_{PHU}=394,9\text{g.kWh}^{-1}$.



Graf 35.: Změna pracovního bodu v charakteristice SM.



Graf 36.: Změna pracovního bodu v charakteristice HsP.

Změnou regulačních parametrů se soustava dostane do stavu A_1 , který představuje minimální pokles výkonu motoru. Na výstupu jsou nastaveny požadované otáčky $n_{HsP}=1500\text{min}^{-1}$ a moment $M_{HsP}=70,04\text{N.m}$. Motor pracuje s otáčkami $n_{SM}=1667\text{min}^{-1}$, momentem $M_{SM}=79,79\text{N.m}$ a spotřebou $m_{PE}=282,5\text{g.kWh}^{-1}$. Účinnost hydrostatického převodu je $\eta_{HsP}=0,790$. Celková měrná spotřeba hnacího ústrojí je $m_{PHU}=357,6\text{g.kWh}^{-1}$.

Po spuštění regulace, přejde soustava do optimálního pracovního režimu. Spalovací motor zvýší otáčky na $n_{SM}=2160\text{min}^{-1}$ při výrazném snížení zatěžovacího momentu $M_{SM}=61,60\text{N.m}$. Měrná spotřeba motoru se snížila na $m_{PE}=268,5\text{g.kWh}^{-1}$ při účinnosti převodu $\eta_{HsP}=0,752$. Celková měrná spotřeba hnacího ústrojí je $m_{PHU}=357,1\text{g.kWh}^{-1}$.

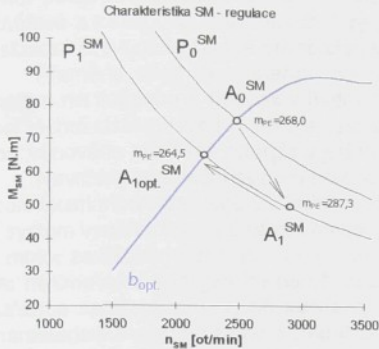
Změna v čase - experiment

Snížení otáček spalovacího motoru při přechodu do pracovního bodu A_1 , bylo realizováno převážně změnou regulačního parametru hydrogenerátoru, kdy zvýšení zatěžovacího momentu motoru způsobilo pokles otáček spalovacího motoru. Při přechodu na optimální pracovní režim, regulační systém snížil moment spalovacího motoru a zvýšil otáčky motoru. Pokles momentu motoru podpořil zakmitání otáček motoru, což se projevilo i v křivce výkonu. Výkon spalovacího motoru v přechodovém stavu krátkodobě vzrostl o 7kW.

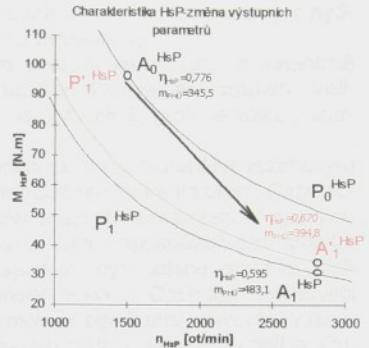
Na minimální pokles celkové spotřeby hnacího ústrojí má hlavní vliv nízká hodnota celkové účinnosti převodu, která se proti přechodovému stavu snížila o 4%. Hlavním přínosem zde je především to, že v porovnání s přechodovým stavem není motor zatěžován tak

vysokým momentem při nízkých otáčkách. V dynamické charakteristice je vidět výrazné zakmitání otáček spalovacího motoru při přechodu na optimální pracovní režim, které je způsobené poklesem zatěžovacího momentu motoru a nízkou tuhostí spalovacího motoru.

7.3.8 Změna 8: Snížení výstupního momentu M_{HsP} , při nárůstu n_{HsP} (P50, P51)



Graf 37.: Změna pracovního bodu v charakteristice SM.



Graf 38.: Změna pracovního bodu v charakteristice HsP.

Simulován je stav, kdy požadavkem obsluhy stroje je snížení výstupního momentu při současném nárůstu otáček hnacího ústrojí.

Ustálený stav - simulace

V počátečním stavu jsou na výstupu soustavy otáčky $n_{HsP}=1498\text{min}^{-1}$ a moment $M_{HsP}=96,85\text{N.m}$. Hydrostatický převod pracuje v tomto stavu s celkovou účinností $\eta_{HsP}=0,776$. Spalovací motor má otáčky $n_{SM}=2480\text{min}^{-1}$ a je zatěžován momentem $M_{SM}=75,42\text{N.m}$, což představuje měrnou spotřebu paliva motoru $m_{PE}=268,0\text{g.kWh}^{-1}$. Celková měrná spotřeba hnacího ústrojí je $m_{PHU}=345,5\text{g.kWh}^{-1}$.

Změnou regulačních parametrů se soustava dostane do stavu A_1 , který představuje pokles výkonu motoru přibližně o 5kW. Na výstupu jsou nastaveny požadované otáčky $n_{HsP}=2801\text{min}^{-1}$ a moment $M_{HsP}=30,57\text{N.m}$. Motor pracuje s otáčkami $n_{SM}=2900\text{min}^{-1}$, momentem $M_{SM}=49,67\text{N.m}$ a měrnou spotřebou $m_{PE}=287,3\text{g.kWh}^{-1}$. Účinnost hydrostatického převodu je $\eta_{HsP}=0,595$. Celková měrná spotřeba hnacího ústrojí je $m_{PHU}=483,1\text{g.kWh}^{-1}$.

Po spuštění regulace, přejde soustava do optimálního pracovního režimu. Spalovací motor sníží otáčky na $n_{SM}=2220\text{min}^{-1}$ při současném zvýšení zatěžovacího momentu $M_{SM}=64,99\text{N.m}$. Měrná spotřeba motoru se snížila na $m_{PE}=264,5\text{g.kWh}^{-1}$ při účinnosti převodu $\eta_{HsP}=0,670$. Celková měrná spotřeba hnacího ústrojí je $m_{PHU}=394,8\text{g.kWh}^{-1}$.

Změna v čase - experiment

Při přechodu na optimální pracovní režim, zvýšil regulační systém moment a snížil otáčky. Pokles otáček je urychlen růstem momentu, který brzdí motor. V přechodovém stavu krátkodobě poklesl výkon spalovacího motoru 7kW.

Regulační zákrok představuje snížení celkové spotřeby paliva hnacího ústrojí téměř 90g.kWh^{-1} . Z dynamické charakteristiky je vidět, že se podařilo nastavit optimální pracovní režim, použitým regulačním systémem.

Návrh a zkoumání metody elektronické regulace, která by dokázala regulovat hnací ústrojí mobilního pracovního stroje podle zvoleného optimalizačního kritéria, je hlavním tématem předložené disertační práce.

V úvodní části práce jsou popsány moderní elektronické řídicí systémy jednotlivých prvků používaných v hnacím ústrojí mobilních pracovních strojů. Jedná se především o vznětové a zážehové spalovací motory používající elektronické vstřikovací systémy a hydrostatické převodníky řízené proporcionálními ventily nebo servoventily.

Přeměny chemické energie na mechanickou ve spalovacím motoru, mechanické energie na tlakovou a naopak v hydrostatickém převodu, jsou doprovázeny ztrátami. Velikost těchto ztrát výrazně ovlivňuje výslednou účinnost hnacího ústrojí, proto je velká pozornost věnována přeměně energie v jednotlivých prvcích.

Navržený regulační systém předpokládá použití hnacího ústrojí tvořeného zážehovým spalovacím motorem, regulačním hydrogenerátorem a regulačním hydromotorem. Regulační systém využívá tzv. optimální zatěžovací charakteristiky podle které je zážehový spalovací motor zatěžován řízeným momentem odpovídajícím zvolenému optimalizačnímu kritériu. Pro minimalizaci energetické náročnosti přenosového systému, bylo voleno kritérium minimalizace spotřeby paliva, při každé hodnotě přenášeného výkonu. Optimální zatěžovací charakteristika vychází z úplné charakteristiky reálného motoru, použitého při měření v laboratoři, která obsahuje pole jednotlivých účinností vyjádřených měrnou spotřebou paliva. Optimální zatěžovací charakteristika je vytvořena z množiny bodů, které leží na křivkách konstantního výkonu v místě s nejnižší měrnou spotřebou paliva. Je třeba připomenout, že vhodná definice optimální zatěžovací charakteristiky výrazně ovlivňuje výslednou kvalitu regulace.

Správná funkce regulačního systému vyžaduje znalost průtokové a mechanické účinnosti hydrogenerátoru i hydromotoru. Použití snímačů momentu a průtoku ve vozidle, které umožňují přesně vyhodnocovat hodnoty účinnosti, by výrazně zvýšilo pořizovací náklady na regulační systém. Z tohoto důvodu byla volena alternativa stanovit průtokovou a mechanickou účinnost použitých hydrostatických převodníků podle výpočtového modelu. Vybrány byly dva výpočtové modely. Model výpočtu průtokové a mechanické účinnosti hydrostatických převodníků podle Kistočkina a podle polynomu vytvořeného skupinou autorů na TU Liberec. Výsledky obou výpočtových modelů byly kontrolovány s naměřenými hodnotami a údaji od výrobce. Model výpočtu účinností polynomem, měl velmi omezenou platnost a vykazoval značné nepřesnosti pro oblast nízkých pracovních tlaků, při kterých byla kontrola prováděna. Je zde třeba poznamenat, že tento model byl původně navrhován pro oblast vyšších tlaků, kde dosahuje velmi reálné výsledky. Kistočkinův model dostatečně vhodně simuloval průběh jak průtokové tak i mechanické účinnosti pro oba použité převodníky v kontrolované oblasti tlaků, proto byl použit pro další výpočty.

Pro ověření funkčnosti navrhovaného regulačního systému byl vytvořen počítačem řízený model hnacího ústrojí mobilního pracovního stroje v laboratoři katedry strojů průmyslové dopravy na TU v Liberci. Hnací ústrojí je tvořeno zážehovým spalovacím motorem Škoda 781.136B, regulačním axiálním pístkovým hydrogenerátorem Sauer SPV22 a axiálním pístkovým hydromotorem Sauer SMF 22. Realizace laboratorního modelu byla ovlivněna finančními možnostmi. V některých případech bylo nutno přistoupit ke kompromisnímu řešení a volit méně vhodné (použití neregulačního hydromotoru) avšak plně dostačující prvky vzhledem ke zkoumanému problému. Elektronické řízení spalovacího motoru bylo realizováno krokovým motorem, ovládajícím škrtki klapku vstřikovací jednotky. Elektronické řízení hydrogenerátoru bylo zajištěno servoventilem SVP1. K simulaci zatěžovacího momentu je použit vířivý dynamometr VD110.

Počítač, kterým je řízen model hnacího ústrojí, využívá programu vytvořeného v prostředí Control Panel. Návrh, sestavení a odladění programu představovalo značnou část objemu prací na realizaci laboratorního modelu. Výsledkem je program, který umožňuje analyzovat požadované parametry hnacího ústrojí, provádět řízení a regulaci otáček motoru a naklonění desky hydrogenerátoru v závislosti na požadavcích obsluhy nebo použitého optimalizačního algoritmu.

Experimentální část práce byla orientována na vyhodnocení stavů a dějů, které byly předmětem měření a simulace. Cílem výpočtu parametrů hnacího ústrojí v ustáleném stavu byla identifikace vlastností a především účinnosti v celé pracovní oblasti zkoumaného modelu hnacího ústrojí. Z vypočtených dat je zřejmé, že značný vliv na výslednou účinnost hnacího ústrojí má jak účinnost spalovacího motoru tak i celková účinnost hydrostatického převodu. Nelze se soustředit pouze na optimální zatěžování spalovacího motoru, ale je třeba hledat také provozní oblast hydrostatického převodu s maximální možnou účinností pro dané hodnoty parametrů hnacího ústrojí. Toto je však možné pouze za předpokladu, že to ještě nastavení regulačních parametrů dovolí.

Pro ověření vlastností a demonstraci navrhovaného regulačního systému v laboratorních podmínkách, bylo vybráno 8 změn výstupních parametrů hnacího ústrojí, které v sobě zahrnují různé kombinace změny výstupních otáček a zatěžovacího momentu. Pro každou změnu byl vypočten optimální pracovní režim, vyznačen v charakteristice spalovacího motoru. Při experimentech na laboratorním modelu byl spouštěn regulační systém pomocí vytvořeného programu.

Z naměřených dynamických charakteristik lze konstatovat že, použití regulačního systému v hnacím ústrojí mobilního pracovního stroje, který dokáže vhodným nastavením regulačních parametrů, řídit soustavu podle zvoleného optimalizačního kritéria, přináší výraznou úsporu spotřeby paliva. Navíc není spalovací motor zbytečně zatěžován příliš vysokým momentem při nízkých otáčkách nebo příliš vysokými otáčkami při nízkém zatížení. Tím se výrazně zvyšuje životnost stroje a nepřímo snižují náklady na provoz, které by bylo nutné vynaložit na opravy.

Výsledky disertační práce rozšiřují oblast poznání a spolu s vytvořenými postupy a prostředky pro regulaci hnacího ústrojí v laboratorních podmínkách poskytují východisko pro další experimentální výzkum metody optimální elektronické regulace hnacího ústrojí mobilních pracovních strojů.

Všechny naměřené datové soubory a výsledky simulací spolu s použitým programem pro řízení laboratorního modelu hnacího ústrojí, jsou k dispozici na CD, na Katedře strojů průmyslové dopravy, TU v Liberci.

Řízení parametrů hnacího ústrojí

Resumé

Řízení hnacího ústrojí mobilních pracovních strojů pomocí elektronické regulace představuje moderní řešení, které dovolu-
je plnit náročné požadavky na hospodárnost provozu stroje při
zachování vysokých výkonových parametrů.

Předložená práce se zabývá problematikou elektronické regu-
lace hnacího ústrojí jako celku. V první části je provedena
analýza vlastností a ztrát jednotlivých prvků hnacího ústrojí,
které výrazně ovlivňují celkovou účinnost soustavy a tím i
efektivnost provozu stroje. Na základě této analýzy byl prove-
den výpočet hlavních parametrů hnacího ústrojí pro vybrané na-
stavení regulačních parametrů hydrostatických převodníků.
Z vypočtených hodnot byly vytvořeny grafy průběhu účinnosti
hydrostatických převodníků a měrné spotřeby paliva spalovacího
motoru.

V další části je popsána pracovní oblast zážehového spalo-
vacího motoru a vytvořen regulační systém pro optimální zatěžo-
vání spalovacího motoru, který umožňuje minimalizaci spotřeby
paliva.

V rámci disertační práce byl vytvořen počítačem řízený la-
boratorní model hnacího ústrojí v sestavě zážehový spalovací
motor Škoda 781.136B, regulační pístkový hydrogenerátor SAUER
SPV22 a neregulační pístkový hydromotor Sauer SMF22. Program
pro ovládání laboratorního modelu vytvořený v prostředí Control
Panel byl použit pro řízení modelu a ověření vlastností navrho-
vané regulace.

Z provedených experimentů vyplývá, že navrhovaný regulační
systém aplikovaný na hnací ústrojí jako celek umožňuje efektiv-
nější provoz soustavy, než je tomu u klasických regulačních
systémů rozdělujících regulovanou soustavu na samostatně regu-
lované prvky. Z naměřených charakteristik je zřejmé, že regulo-
vaná soustava dokáže nejen snížit spotřebu paliva stroje, ale
také šetrněji zatěžovat motor „řízeným momentem“, což jistě
přispívá ke zvýšení životnosti pohonné jednotky.

Control of Driving Device

Summary

The control of mobile power machine driving device by the electronic controls presents progressive solution, what performs demands on efficiency of machine operation at high power maintenance.

The presented work is a research about electronic power control of driving device in entire. The forepart analyzes components of device, especially their properties and losses, which markedly influences the overall efficiency of device and total economy of machine operation. According to this analyses, the principal quantities of driving device was evaluated for several control parameters setting of hydrostatic converters. The characteristics of the hydrostatic converters efficiency and the SI engine specific fuel consumption were created by the principal quantities of driving device.

Next chapter describes operational area of SI engine, and the control circuitry for optimal loading of SI engine, created by author. The control circuitry enables minimization of fuel consumption.

This thesis creates the laboratory model of driving device controls by computer. The device consists of SI engine Skoda 781.136B, axial piston pump Sauer SPV22 and axial piston motor Sauer SMF22. The program for control of laboratory model created in system „Control Panel“, was used on verification of suggested control system quality.

The result on above mentioned experiments, is that the suggested control system used in driving device entire, reaches to more efficient running, against of common control systems divide controlled device on separately controlled elements. We can see from dynamic characteristics, that controlled device proves not only reduces fuel consumption of power machine, but increased operating life of engine by useful loading.

Seznam použité literatury

- [1] ADVANTECH: Firemní katalog. 31, 1993.
- [2] BALÁTE, J.: Technická kybernetika. 2. vyd. Praha, SNTL 1982.
- [3] BALDA, M.-HANUŠ, B.: Základy technické kybernetiky. 1. Vyd. Praha SNTL 1986.
- [4] BAUMRUK, P.: Příslušenství spalovacích motorů. Skripta ČVUT, Praha 1994.
- [5] BERGMANN, P.-CHALUPA, A.: Hydraulika, 49, 1987, s.3.
- [6] BLÁHA, J., BRADA, K.: Hydrostatické stroje a převody. Skripta ČVUT, Praha 1985.
- [7] BLÁHA, J., BRADA, K.: Hydrostatické stroje a převody II. Skripta ČVUT, Praha 1985.
- [8] BOSCH: Autoelektrik und Autoelektronik am Ottomotor. Verlag, Düsseldorf 1987.
- [9] BOSCH: Diesel Systems. Firemní katalog. 1990
- [10] BOSCH: Mono-Jetronic. Technische Unterrichtung, Stuttgart 1991.
- [11] BOSCH: Motronic. Technische Unterrichtung, Stuttgart 1983.
- [12] BRACHTL, I.: Modelování a simulace. Skripta ČVUT. Praha, 1990.
- [13] CENDRYCH, M. R.: Škoda Felicia, Favorit, Forman, Pick-up. 1.vyd. Praha 1994.
- [14] CERHA, J.: Příspěvek k problematice hydraulických mechanismů se střídavým proudem kapaliny jedno a dvoufázových. (kandidátská disertační práce) VŠST, Liberec 1981.
- [15] CATERPILLAR: Hydraulic Electronic Unit Injection, Firemní katalog, 1996.
- [16] DAŇO, S.: Senzory a měřicí obvody. Skripta ČVUT. Praha 1996.
- [17] DETROIT Diesel: Valve & Injection Operating Mechanism, Firemní literatura, 1991.
- [18] FAJT, V.: Elektrická měření. 1. Vyd. Praha, SNTL 1987.
- [19] FAJT, V.- JAKL, M.: Přesná měření elektrických veličin. 1.vyd. Praha, SNTL 1979.
- [20] GROSMANN, J.: Počítače a mikropočítače. Skripta VŠST. Liberec 1990.
- [21] HANOUSEK, J. -CHARAMZA, P.: Moderní metody zpracování dat. Grada, Praha 1992
- [22] HANUŠ, B.-ZIKES, F.: Teorie automatického řízení. Skripta VŠST Liberec 1982.
- [23] HANUŠ, B.-BALDA, M.: Základy technické kybernetiky I. Skripta VŠST Liberec 1979.
- [24] JANEČEK, J.-MODRLÁK, O.: Základy technické kybernetiky-příklady. Skripta VŠST. Liberec 1990.
- [25] JANDAČKA, J.-GABČO, L.: Automatizace, 10, 1994, s.287.
- [26] KISTOČKIN, E.S.: Objemnye gidromechaničeskie peredači. Leningrad, Mašino-strojenie 1987.
- [27] KLEMENTEV, I.: Elektrické měření mechanických veličin. Bratislava, Alfa 1991.
- [28] KOCOUREK, P.: Číslicové měřicí systémy. Skripta ČVUT. Praha 1994
- [29] KOPÁČEK, J.: Hydrostatické převodové mechanismy. 1.vyd. Praha, SNTL 1986.
- [30] KOPÁČEK, J.: Technická diagnostika hydraulických mechanismů. Praha, SNTL 1990.
- [31] KOREIS, J.: Hydraulika, 2, 1979, s.13.
- [32] KOREIS, J.: Možnosti použití orientovaných grafů k modelování hydraulických prvků a systémů. In: Současné teoretické problémy a potřeba praxe v hydraulice. DTO. Ostrava 1993, s.17.
- [33] KOREIS, J.: Přenosové systémy dopravních prostředků. Pardubice 1999.
- [34] KUNEŠ, J.-VAVROCH, O.: Základy modelování. 1.vyd. Praha, SNTL 1989.
- [35] LUCAS INDUSTRIES: Diesel Fuel Injection Systems. Firemní katalog 1999.
- [36] MALÝ, M.: Řízení parametrů hnacího ústrojí s hydrostatickým převodem. In: Sborník referátů (sekce 17) mezinárodní vědecké konference v Ostravě. VŠB-TU Ostrava, 1995.

- [37] MALÝ, M. - ŠOLTA, R.: Laboratorní model hydrostatického převodu. In: Tekutinové mechanismy 95. Olomouc, 1995.
- [38] MALÝ, M. - ŠOLTA, R.: Využití charakteristiky spalovacího motoru pro řízení parametrů hydrostatického převodu.
- [39] MATYÁŠ, V.: Automatizace měření. Praha, SNTL 1987.
- [40] MICROCON.: Kompletní pohony s krokovými motory. Firemní katalog. 1999.
- [41] MOTEJL, V.: Vstřikovací zařízení zážehových motorů. KOPP, České Budějovice, 1998.
- [42] NOVÁK, D.: Automatizace a kybernetika I. 1.vyd. Praha, UK 1982.
- [43] OCHODNICKÝ, V.: Hydraulika, 48, 1986, s. 29.
- [44] REXROTH : Brueninghaus Hydromatic Drive Hydraulic, Firemní literatura, 1999.
- [45] REXROTH : Příručka hydrauliky, svazek 2. 1986.
- [46] PIVONKA, J. a kol.: Příručka hydraulických pohonů. SNTL, Praha 1976.
- [47] SEDLÁČEK, M.: Zpracování signálů v měřicí technice. Skripta ČVUT, Praha 1996.
- [48] SLAVÍK, M.: Měřicí a přístrojová technika. Skripta VŠST, Liberec 1994.
- [49] SOUČEK, P.: Servomechanismy NC strojů a průmyslových robotů.
- [50] SVOBODA, J. - PTÁČEK, V.: Automatizace, 8, 1992, s.238.
- [51] ŠOLTA, R.: Řízení parametrů hnacího ústrojí. Diplomová práce, Liberec 1995.
- [52] ŠOLTA, R.: Characteristics of The Axial Piston Pump. Ebara Research Co.,Ltd. Fujisawa 1997, Japonsko.
- [53] ŠOLTA, R.: Regulace hnacího ústrojí se spalovacím motorem. Výzkumná zpráva, Liberec 1997.
- [54] ŠTASTNÝ, J. - REMEK, B.: Autoelektrika a autoelektronika. Praha 1994.
- [55] ZEHNULA, K.: Čidla robotů. Praha, SNTL 1990.
- [56] ZEHNULA, K.: Převodníky fyzikálních veličin. Praha,SNTL 1981.
- [57] ZEHNULA, K.: Snímače neelektrických veličin. Praha,SNTL 1977.
- [58] ZICH, O.: Základy kybernetiky, programování a využití počítačů, 1. vyd. UK Praha 1990.
- [59] ZÍTEK, P.: Simulace dynamických systémů. 1. vyd. Praha, SNTL 1990.
- [60] MACEK, J. - SUK, B.: Spalovací motory I. Skriptum ČVUT, Praha 1996.

Seznam příloh

Fotografie laboratorního pracoviště	P1
Fotografie uložení hydrogenerátoru	P2
Fotografie uložení hydromotoru a snímače průtoku	P3
Charakteristika průtokové a mechanické účinnosti HG SPV 22 (zdroj - výrobce)	P4
Charakteristika průtokové a mechanické účinnosti HM SMV 22 (zdroj - výrobce)	P5
Parametry a charakteristiky hnacího ústrojí pro $\beta_G=18^\circ$ a $\beta_M=18^\circ$ (Polynom)	P6, P7
Parametry a charakteristiky hnacího ústrojí pro $\beta_G=18^\circ$ a $\beta_M=18^\circ$	P8, P9
Parametry a charakteristiky hnacího ústrojí pro $\beta_G=18^\circ$ a $\beta_M=13,5^\circ$	P10, P11
Parametry a charakteristiky hnacího ústrojí pro $\beta_G=18^\circ$ a $\beta_M=9^\circ$	P12, P13
Parametry a charakteristiky hnacího ústrojí pro $\beta_G=13,5^\circ$ a $\beta_M=18^\circ$	P14, P15
Parametry a charakteristiky hnacího ústrojí pro $\beta_G=13,5^\circ$ a $\beta_M=13,5^\circ$	P16, P17
Parametry a charakteristiky hnacího ústrojí pro $\beta_G=13,5^\circ$ a $\beta_M=9^\circ$	P18, P19
Parametry a charakteristiky hnacího ústrojí pro $\beta_G=9^\circ$ a $\beta_M=18^\circ$	P20, P21
Parametry a charakteristiky hnacího ústrojí pro $\beta_G=9^\circ$ a $\beta_M=13,5^\circ$	P22, P23
Parametry a charakteristiky hnacího ústrojí pro $\beta_G=9^\circ$ a $\beta_M=9^\circ$	P24, P25
Parametry a charakteristiky hnacího ústrojí pro $\beta_G=9^\circ$ a $\beta_M=4,5^\circ$	P26, P27
Parametry a charakteristiky hnacího ústrojí pro $\beta_G=4,5^\circ$ a $\beta_M=18^\circ$	P28, P29
Parametry a charakteristiky hnacího ústrojí pro $\beta_G=4,5^\circ$ a $\beta_M=13,5^\circ$	P30, P31
Parametry a charakteristiky hnacího ústrojí pro $\beta_G=4,5^\circ$ a $\beta_M=9^\circ$	P32, P33
Parametry a charakteristiky hnacího ústrojí pro $\beta_G=4,5^\circ$ a $\beta_M=4,5^\circ$	P34, P35
Změna 1: Zvýšení výstupních otáček n_{HsP} , při $M_{HsP} \approx \text{konst.}$	P36, P37
Změna 2: Snížení výstupních otáček n_{HsP} , při $M_{HsP} \approx \text{konst.}$	P38, P39
Změna 3: Zvýšení výstupního momentu M_{HsP} , při $n_{HsP} \approx \text{konst.}$	P40, P41
Změna 4: Snížení výstupního momentu M_{HsP} , při $n_{HsP} \approx \text{konst.}$	P42, P43
Změna 5: Zvýšení výstupních otáček n_{HsP} , při současném nárůstu M_{HsP}	P44, P45
Změna 6: Snížení výstupních otáček n_{HsP} , při současném poklesu M_{HsP}	P46, P47
Změna 7: Zvýšení výstupního momentu M_{HsP} , při současném poklesu n_{HsP}	P48, P49
Změna 8: Snížení výstupního momentu M_{HsP} , při současném nárůstu n_{HsP}	P50, P51

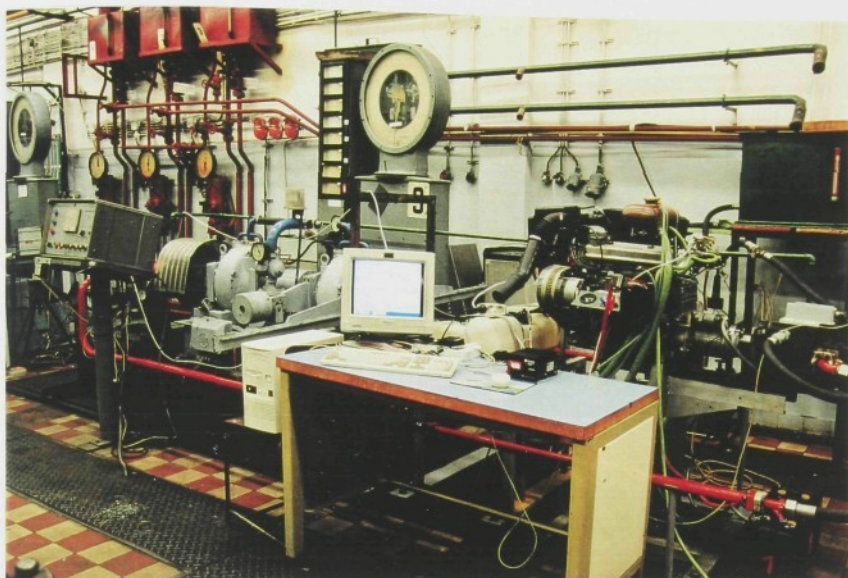


Foto 1.: Laboratorní model hnacího ústrojí s hydrostatickým převodem.

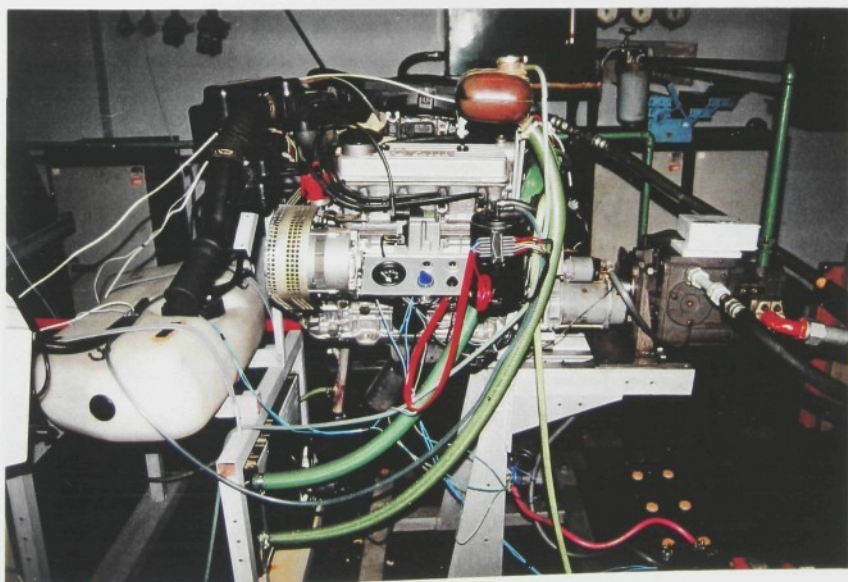


Foto 2.: Uložení spalovacího motoru Škoda 781.136B.

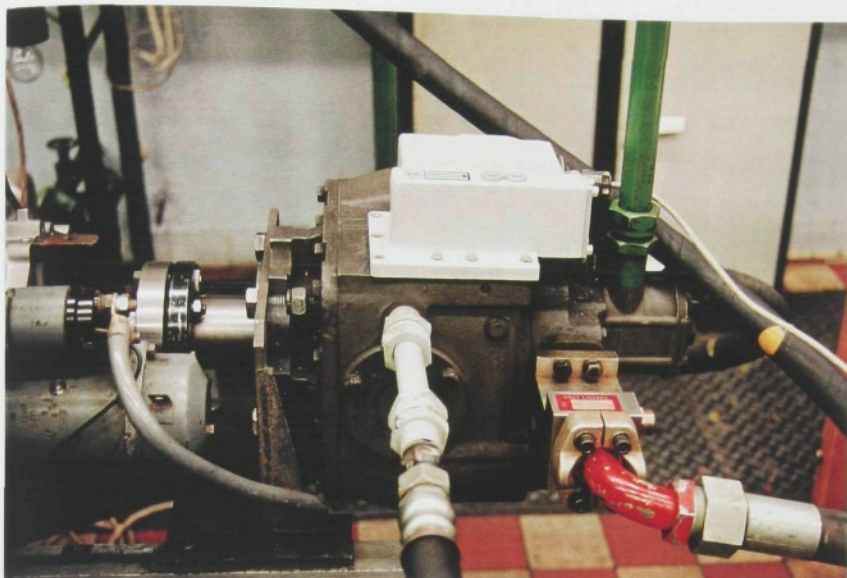


Foto 3.: Hydrogenerátor Sauer SPV22 řízený servoventilem SVP1.

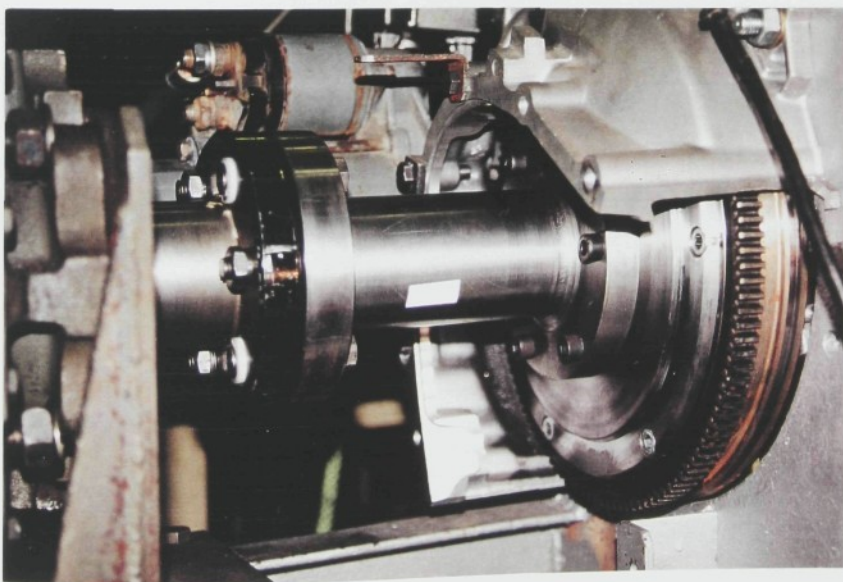


Foto 4.: Spojovací hřídel hydrogenerátoru a spalovacího motoru.

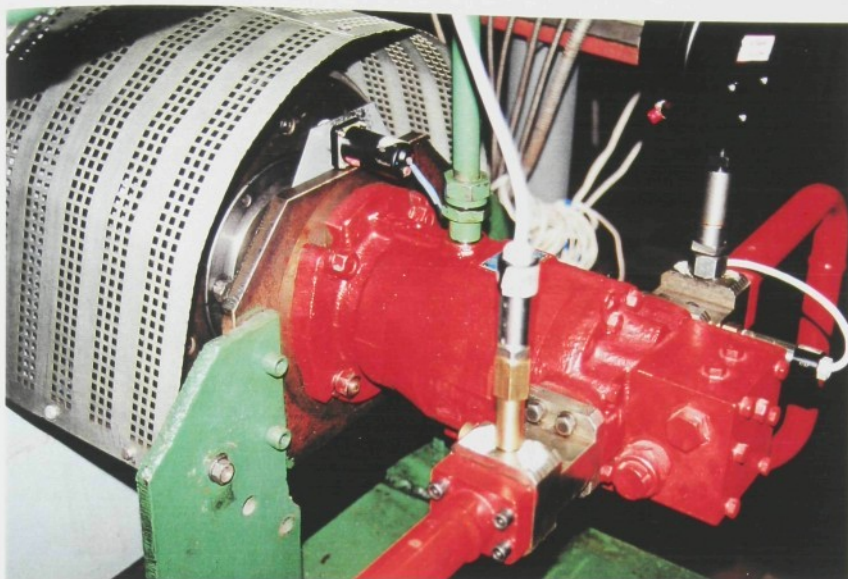


Foto 5.: Hydromotor Sauer SMV 22.

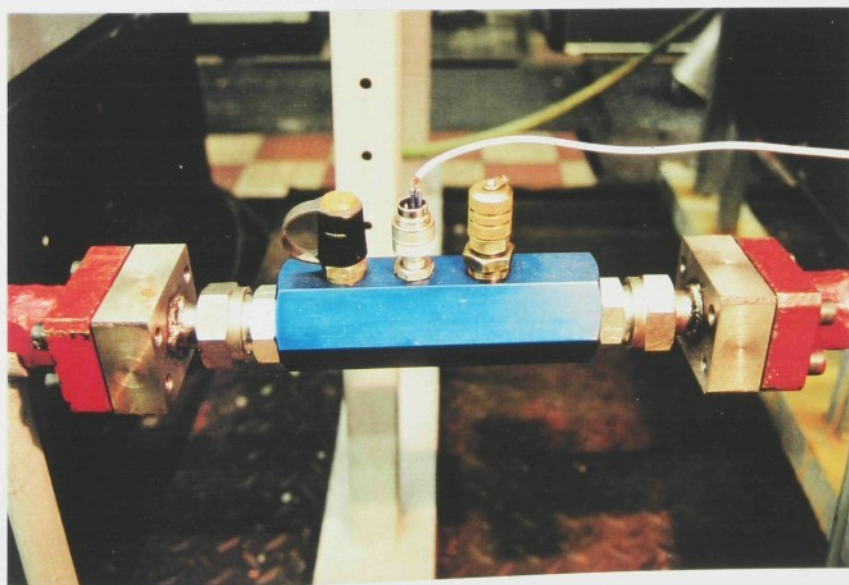
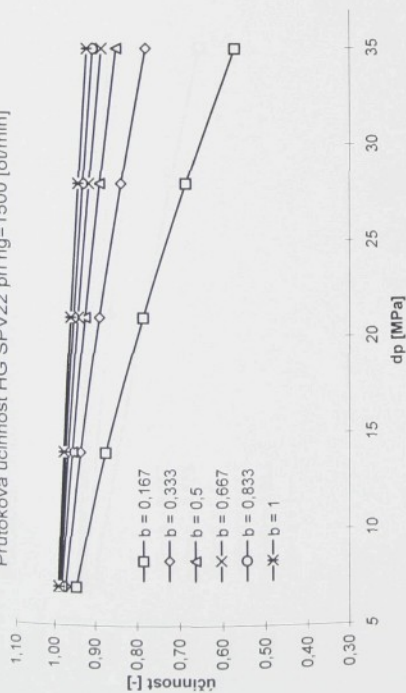
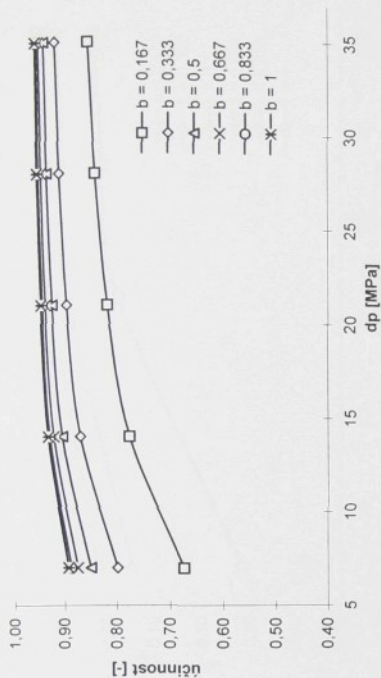


Foto 6.: Snímač průtoku Hydromatic RE3.

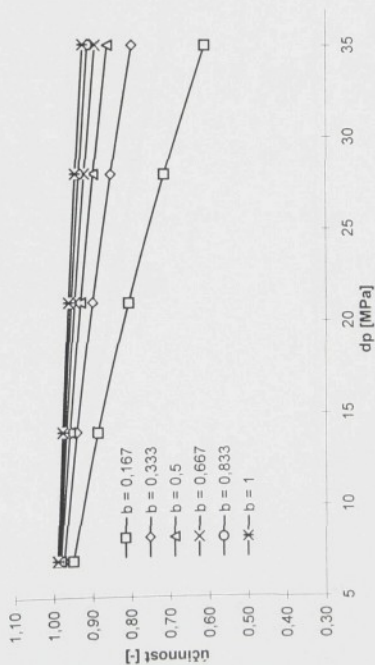
Průtoková účinnost HG SPV22 při $n_g=1500$ [ot/min]



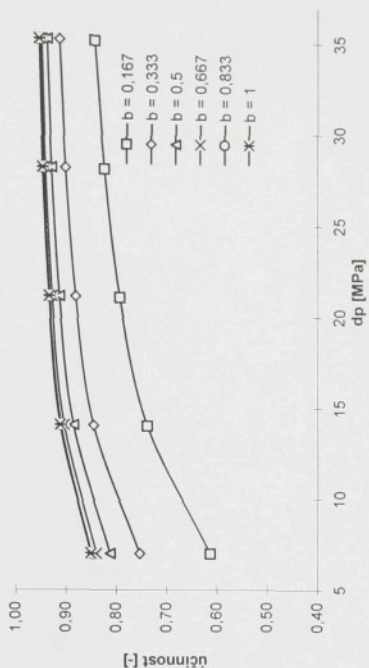
Mechanická účinnost HG SPV22 při $n_g=1500$ [ot/min]



Průtoková účinnost HG SPV22 při $n_g=2500$ [ot/min]

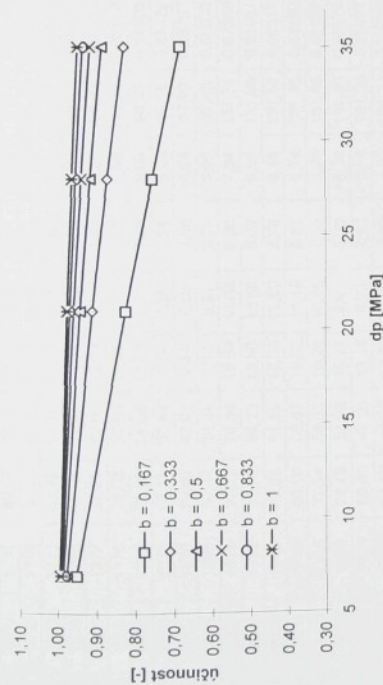


Mechanická účinnost HG SPV22 při $n_g=2500$ [ot/min]

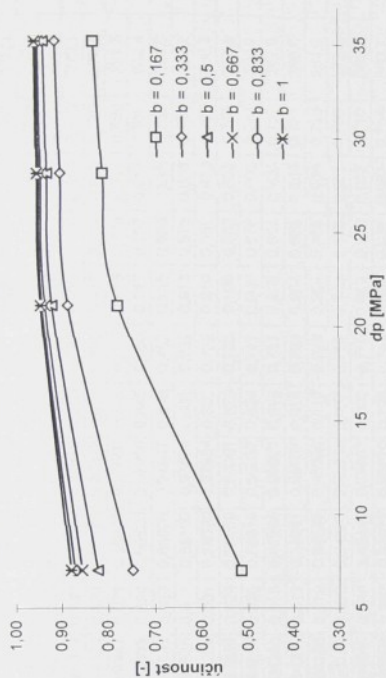


Průtokové a mechanické účinnosti hydrogenerátoru SAUER SPV 22 (zdroj - výrobce ZTS Dubnica nad Váhom).

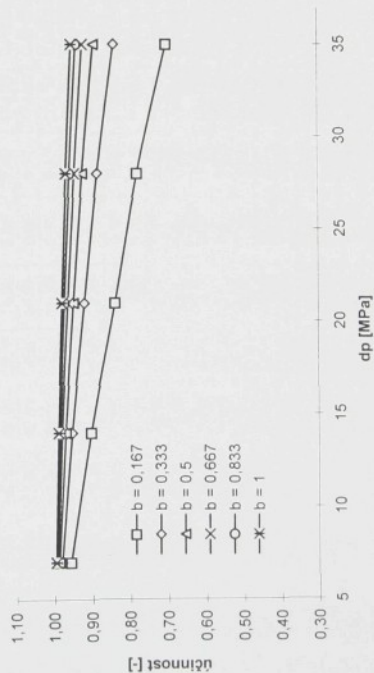
Průtoková účinnost HM SMV22 při $n_m=1500$ [ot/min]



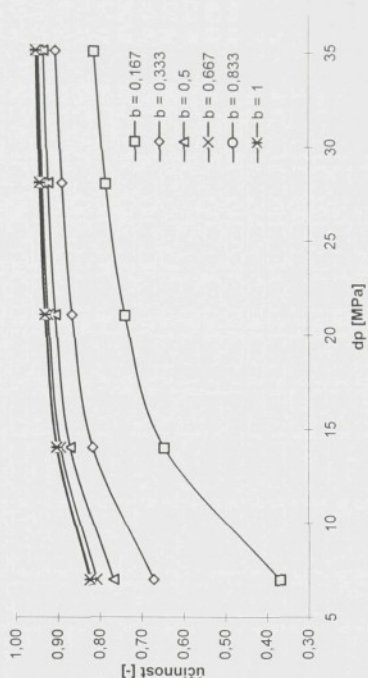
Mechanická účinnost HM SMV22 při $n_m=1500$ [ot/min]



Průtoková účinnost HM SMV22 při $n_m=2500$ [ot/min]



Mechanická účinnost HM SMV22 při $n_m=2500$ [ot/min]

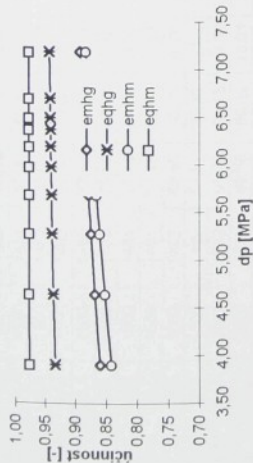


Průtokové a mechanické účinnosti hydromotoru SAUER SMV 22 (zdroj - výrobce ZTS Dubnica nad Váhom).

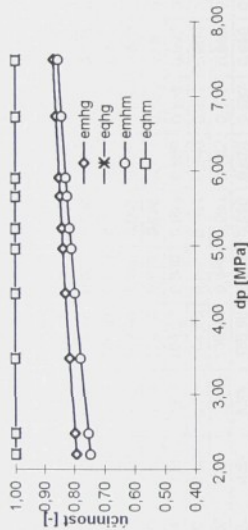
Mechanické a průtokové účinnosti převodníků vypočtené polynomem (výpočet nevyhovuje pro $n_G > 2500 \text{ min}^{-1}$).

δM	α [s]	n_G [1/min]	n_M [1/min]	M_G [Nm]	M_M [Nm]	P_L [kW]	P_2 [kW]	P_{015} [kW]	Δp [MPa]	Q [l/min]	η_{mHG}	η_{dHG}	η_{HG}	η_{mHSP}	η_{dHSP}	η_{HSP}	V [l]	K [l]	n_{pe} [g/kWh]	n_{mpe} [g/kWh]			
1	99.9	1500	1381	89.57	70.49	14.07	10.19	3.87	7.19	98.67	0.89189	0.94239	0.841	0.88241	0.97698	0.862	0.921	0.725	0.921	0.787	275.9	380.8	
2	65.1	1500	1379	83.87	65.30	13.17	9.43	3.74	6.70	98.55	0.88769	0.94129	0.836	0.87718	0.97687	0.857	0.920	0.716	0.920	0.779	267.1	373.0	
3	48.8	1500	1378	81.45	63.12	12.79	9.11	3.68	6.49	98.50	0.88585	0.94079	0.833	0.87748	0.97682	0.855	0.919	0.712	0.919	0.775	268.6	377.1	
4	44.4	1500	1378	80.02	61.84	12.57	8.92	3.65	6.37	98.47	0.88475	0.94049	0.832	0.87349	0.97679	0.853	0.919	0.710	0.919	0.773	272.1	383.3	
5	40.4	1500	1377	77.95	59.99	12.24	8.65	3.59	6.20	98.42	0.88313	0.94004	0.830	0.87144	0.97675	0.851	0.918	0.707	0.918	0.770	279.8	396.0	
6	36.6	1500	1376	75.43	57.75	11.85	8.32	3.52	5.98	98.36	0.88113	0.93947	0.828	0.86891	0.97669	0.849	0.918	0.703	0.918	0.766	287.3	409.0	
7	32.6	1500	1375	71.90	54.64	11.29	7.87	3.43	5.68	98.27	0.87826	0.93863	0.824	0.86525	0.97660	0.845	0.917	0.697	0.917	0.760	302.4	434.1	
8	28.5	1500	1373	67.08	50.44	10.54	7.25	3.28	5.28	98.15	0.87422	0.93743	0.820	0.86009	0.97647	0.840	0.915	0.688	0.915	0.752	329.5	478.7	
9	24.5	1500	1370	59.46	43.92	9.34	6.30	3.04	4.64	97.93	0.86577	0.93536	0.811	0.85150	0.97524	0.831	0.913	0.675	0.913	0.739	282.3	418.5	
10	20.5	1500	1365	50.44	36.44	7.92	5.21	2.71	3.90	97.65	0.85928	0.93266	0.801	0.84070	0.97594	0.820	0.910	0.658	0.910	0.722	286.3	435.4	
11	99.9	2000	1813	93.31	70.30	19.54	13.35	6.20	7.34	131.71	0.87348	0.94350	0.824	0.86260	0.96061	0.829	0.906	0.683	0.906	0.753	277.8	406.8	
12	65.1	2000	1812	88.72	66.23	18.58	12.56	6.02	6.95	131.66	0.86987	0.94314	0.820	0.85819	0.96037	0.824	0.906	0.676	0.906	0.747	263.2	389.3	
13	48.8	2000	1810	82.97	61.19	17.38	11.50	5.78	6.46	131.59	0.86517	0.94260	0.816	0.85240	0.96003	0.818	0.905	0.667	0.905	0.737	287.9	401.4	
14	44.4	2000	1809	80.29	58.87	16.82	11.15	5.67	6.24	131.55	0.86292	0.94231	0.813	0.84961	0.95987	0.816	0.904	0.663	0.904	0.733	288.0	404.2	
15	40.4	2000	1808	77.34	56.33	16.20	10.66	5.53	5.99	131.50	0.86039	0.94196	0.810	0.84647	0.95968	0.812	0.904	0.658	0.904	0.728	264.0	401.0	
16	36.6	2000	1806	72.13	51.90	15.11	9.81	5.29	5.56	131.40	0.85579	0.94127	0.806	0.84579	0.95933	0.807	0.903	0.650	0.903	0.719	272.5	419.4	
17	32.6	2000	1804	66.60	47.28	13.95	8.93	5.02	5.10	131.29	0.85077	0.94045	0.800	0.83441	0.95893	0.800	0.902	0.640	0.902	0.710	268.3	419.1	
18	28.5	2000	1802	63.50	44.72	13.30	8.44	4.86	4.85	131.22	0.84787	0.93994	0.797	0.83075	0.95870	0.796	0.904	0.635	0.901	0.704	300.7	473.8	
19	24.5	2000	1794	47.14	31.77	9.87	5.97	3.91	3.53	130.77	0.83177	0.93675	0.779	0.81024	0.95736	0.776	0.897	0.604	0.897	0.674	299.8	496.0	
20	20.5	2000	1785	33.54	21.70	7.02	4.06	2.97	2.47	130.31	0.81741	0.93346	0.763	0.79169	0.95611	0.757	0.892	0.578	0.892	0.647	337.9	585.0	
21	99.9	2500	2500	96.50	69.90	25.26	18.30	6.96	7.49	174.50	0.86206	0.99999	0.862	0.84023	0.99999	0.840	0.724	1.000	0.724	1.000	0.724	276.8	382.2
22	65.1	2500	2500	87.85	62.30	23.00	16.31	6.69	6.76	174.50	0.85439	0.99999	0.854	0.83004	0.99999	0.830	0.709	1.000	0.709	1.000	0.709	271.8	383.3
23	48.8	2500	2500	80.88	56.32	21.17	14.75	6.43	6.17	174.50	0.84789	0.99999	0.848	0.82134	0.99999	0.821	0.696	1.000	0.696	1.000	0.696	268.7	385.8
24	44.4	2500	2500	77.76	53.69	20.36	14.06	6.30	5.91	174.50	0.84490	0.99999	0.845	0.81731	0.99999	0.817	0.691	1.000	0.691	1.000	0.691	264.0	382.3
25	40.4	2500	2500	72.47	49.31	18.97	12.91	6.06	5.48	174.50	0.83971	0.99999	0.840	0.81029	0.99999	0.810	0.680	1.000	0.680	1.000	0.680	265.0	389.5
26	36.6	2500	2500	70.21	47.46	18.38	12.43	5.96	5.29	174.50	0.83745	0.99999	0.837	0.80722	0.99999	0.807	0.676	1.000	0.676	1.000	0.676	268.8	397.6
27	32.6	2500	2500	63.48	42.07	16.62	11.01	5.61	4.75	174.50	0.83056	0.99999	0.831	0.79783	0.99999	0.798	0.663	1.000	0.663	1.000	0.663	268.6	405.4
28	28.5	2500	2500	59.24	38.75	15.51	10.14	5.37	4.41	174.50	0.82611	0.99999	0.826	0.79173	0.99999	0.792	0.654	1.000	0.654	1.000	0.654	284.4	434.8
29	24.5	2500	2500	34.56	20.80	9.05	5.44	3.60	2.48	174.50	0.79857	0.99999	0.799	0.75353	0.99999	0.754	0.602	1.000	0.602	1.000	0.602	338.1	561.9
30	20.5	2500	2500	20.99	12.00	5.50	3.14	2.35	1.48	174.50	0.78244	0.99999	0.782	0.73084	0.99999	0.731	0.572	1.000	0.572	1.000	0.572	436.0	762.5
31	99.9	3000	3000	95.86	71.02	30.12	22.31	7.81	7.50	209.40	0.86870	0.99999	0.869	0.85281	0.99999	0.853	0.741	1.000	0.741	1.000	0.741	282.7	381.6
32	65.1	3000	3000	87.03	62.86	27.34	19.75	7.59	6.73	209.40	0.85956	0.99999	0.860	0.84028	0.99999	0.840	0.722	1.000	0.722	1.000	0.722	269.7	373.4
33	48.8	3000	3000	77.29	54.18	24.28	17.02	7.26	5.91	209.40	0.84896	0.99999	0.849	0.82567	0.99999	0.826	0.701	1.000	0.701	1.000	0.701	270.3	385.6
34	44.4	3000	3000	74.39	51.66	23.37	16.23	7.14	5.66	209.40	0.84570	0.99999	0.846	0.82115	0.99999	0.821	0.694	1.000	0.694	1.000	0.694	261.6	376.7
35	40.4	3000	3000	69.23	47.27	21.75	14.85	6.90	5.23	209.40	0.83982	0.99999	0.840	0.81298	0.99999	0.813	0.683	1.000	0.683	1.000	0.683	264.5	387.4
36	36.6	3000	3000	65.92	44.51	20.71	13.98	6.73	4.96	209.40	0.83597	0.99999	0.836	0.80762	0.99999	0.808	0.675	1.000	0.675	1.000	0.675	268.3	397.4
37	32.6	3000	3000	58.57	38.54	18.40	12.11	6.29	4.36	209.40	0.82725	0.99999	0.827	0.79541	0.99999	0.795	0.658	1.000	0.658	1.000	0.658	271.9	413.2
38	28.5	3000	3000	47.63	30.10	14.96	9.46	5.51	3.49	209.40	0.81382	0.99999	0.814	0.77652	0.99999	0.777	0.632	1.000	0.632	1.000	0.632	300.0	474.7
39	24.5	3000	3000	34.56	20.74	10.86	6.52	4.34	2.48	209.40	0.79720	0.99999	0.797	0.75296	0.99999	0.753	0.600	1.000	0.600	1.000	0.600	411.6	685.7
40	20.5	3000	3000	30.84	18.23	9.69	5.73	3.96	2.20	209.40	0.79236	0.99999	0.792	0.74608	0.99999	0.746	0.591	1.000	0.591	1.000	0.591	742.3	1255.7

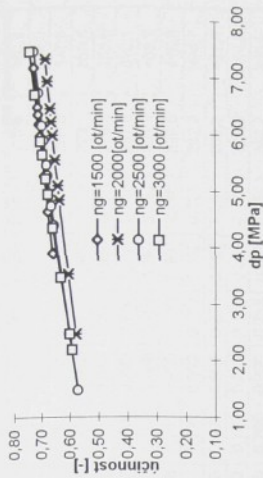
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro
ng=1500 [ot/min]



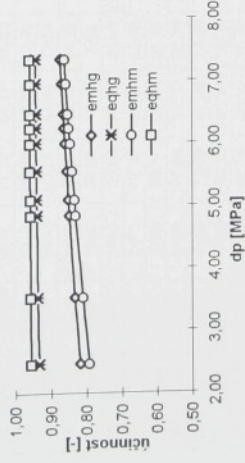
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro ng=3000
[ot/min]



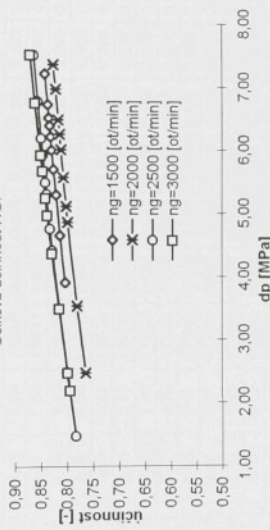
Celková účinnost HsP.



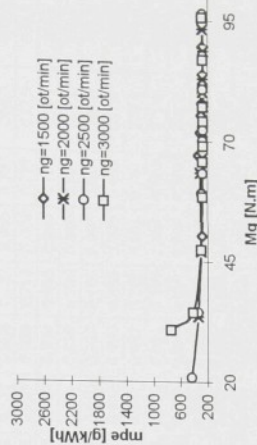
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro
ng=2000 [ot/min].



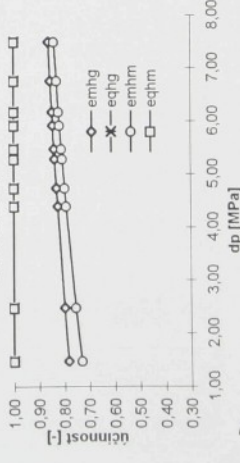
Celková účinnost HG.



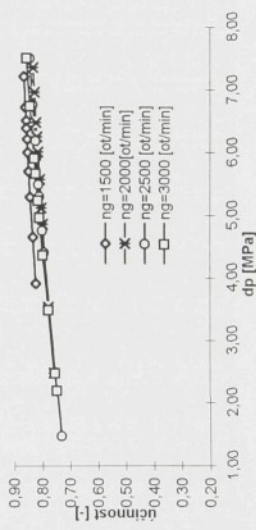
Specific. spotřeba paliva pohonných jednotek mpe.



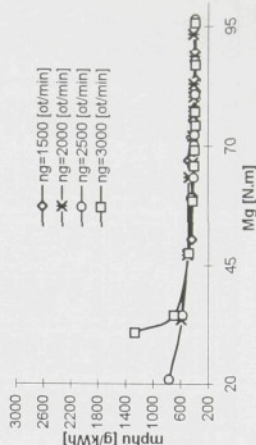
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro
ng=2500 [ot/min]



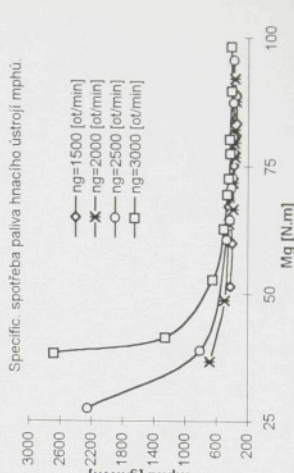
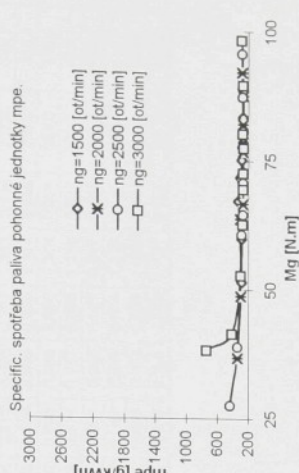
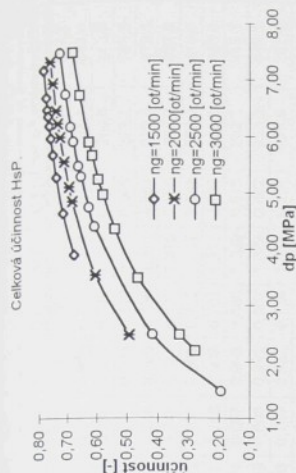
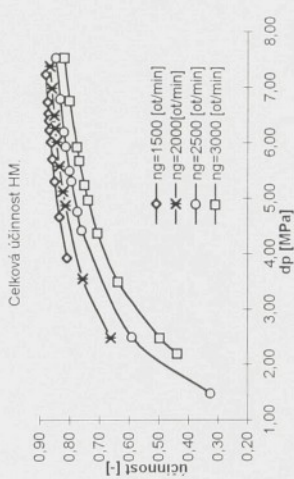
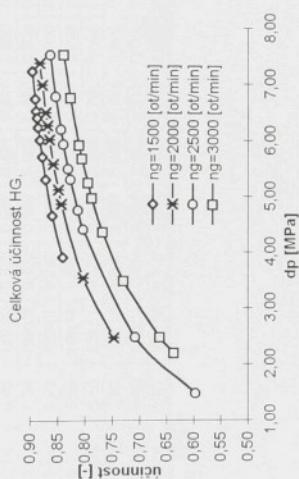
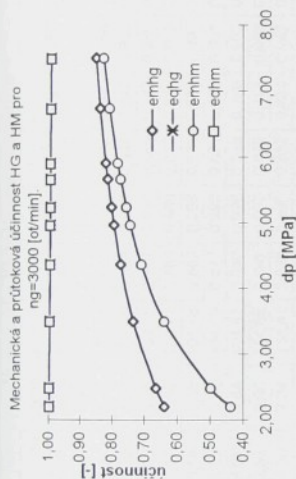
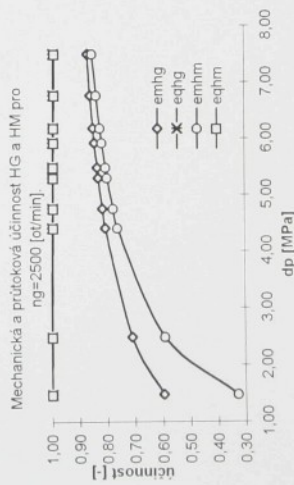
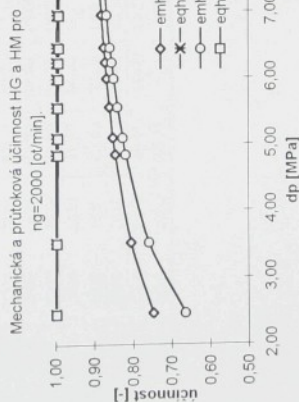
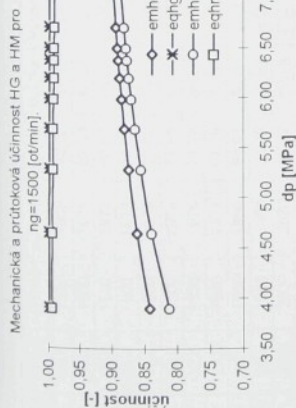
Celková účinnost HM.



Specific. spotřeba paliva hnacího ústrojí mphu.



Charakteristiky účinnosti hnacího ústrojí pro nastavení $\beta_G = 18^\circ$ a $\beta_M = 18^\circ$ (Polynom).

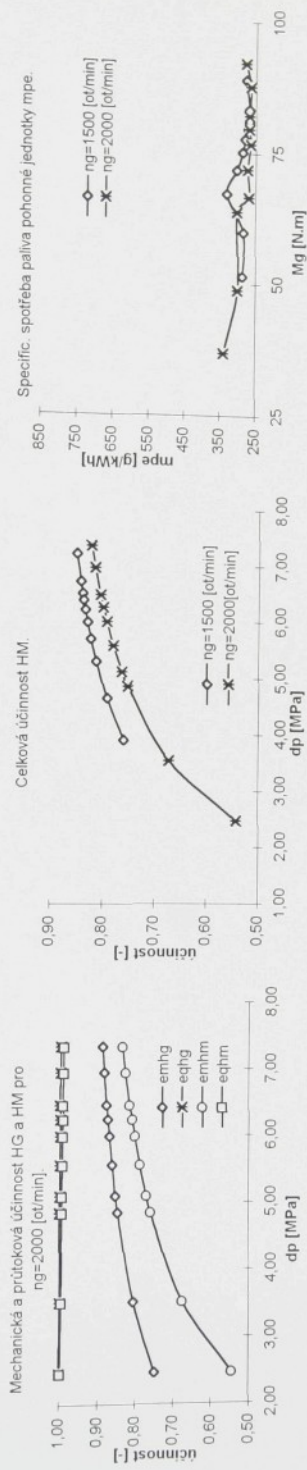
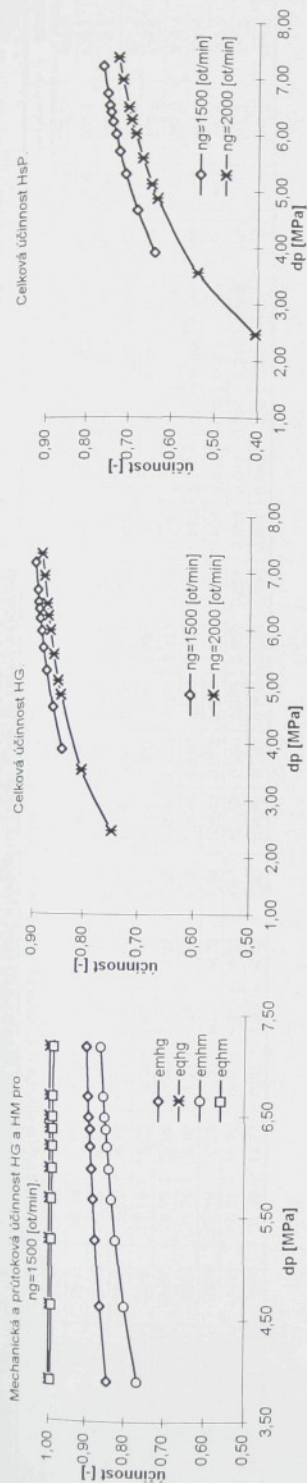


Charakteristiky účinnosti hnacího ústrojí pro nastavení $\beta_G=18^\circ$ a $\beta_M=18^\circ$.

Poznámka: Mechanické a průtokové účinnosti převodníků jsou vypočteny podle Kistočkinova algoritmu.

ČM	α [st]	n_G [1/min]	n_M [1/min]	M_G [Nm]	M_M [Nm]	P_1 [kW]	P_2 [kW]	P_{D05} [kW]	Δp [MPa]	Q [l/min]	η_{mHG}	η_{gHG}	η_{HG}	η_{mHM}	η_{gHM}	η_{HM}	η_{mHSP}	η_{gHSP}	η_{HSP}	V [L]	κ [L]	mpe [g/kWh]	m [g/kWh]
1	99,9	1500	1968	88,92	51,62	13,97	10,64	3,33	7,19	104,41	0,898	0,997	0,996	0,862	0,987	0,850	0,774	0,984	0,762	1,312	0,581	275,9	362,2
2	65,1	1500	1971	83,34	47,63	13,09	9,83	3,26	6,70	104,43	0,893	0,997	0,891	0,853	0,988	0,843	0,762	0,985	0,751	1,314	0,571	267,1	355,8
3	48,8	1500	1972	80,95	45,92	12,72	9,48	3,24	6,49	104,44	0,891	0,998	0,888	0,849	0,988	0,839	0,756	0,986	0,746	1,314	0,567	268,6	360,3
4	44,4	1500	1972	79,59	44,94	12,50	9,28	3,22	6,37	104,45	0,889	0,998	0,887	0,847	0,988	0,837	0,753	0,986	0,742	1,315	0,565	272,1	366,5
5	40,4	1500	1973	77,66	43,55	12,20	9,00	3,20	6,20	104,46	0,887	0,998	0,885	0,843	0,989	0,834	0,748	0,986	0,738	1,315	0,561	279,8	379,3
6	36,6	1500	1974	75,15	41,76	11,80	8,63	3,17	5,98	104,47	0,884	0,998	0,882	0,838	0,989	0,829	0,741	0,987	0,731	1,316	0,556	287,3	392,9
7	32,6	1500	1975	71,74	39,32	11,27	8,13	3,14	5,68	104,48	0,880	0,998	0,878	0,831	0,990	0,822	0,731	0,988	0,722	1,317	0,548	302,4	419,0
8	28,5	1500	1977	67,19	36,06	10,55	7,47	3,09	5,28	104,49	0,873	0,998	0,871	0,820	0,991	0,812	0,716	0,989	0,707	1,318	0,537	329,5	465,8
9	24,5	1500	1980	59,91	30,85	9,41	6,40	3,01	4,64	104,52	0,860	0,998	0,859	0,798	0,992	0,791	0,687	0,990	0,680	1,320	0,515	282,3	415,3
10	20,5	1500	1983	51,49	24,82	8,09	5,15	2,93	3,90	104,55	0,841	0,999	0,840	0,764	0,993	0,759	0,643	0,992	0,637	1,322	0,482	286,3	449,2
11	99,9	2000	2620	92,02	50,98	19,27	13,99	5,29	7,34	138,94	0,886	0,995	0,882	0,834	0,987	0,823	0,739	0,982	0,726	1,310	0,554	277,8	382,8
12	65,1	2000	2622	87,59	47,79	18,34	13,12	5,22	6,95	138,98	0,881	0,996	0,878	0,825	0,988	0,815	0,728	0,983	0,715	1,311	0,546	283,2	367,9
13	48,8	2000	2626	82,02	43,79	17,18	12,04	5,14	6,46	139,02	0,875	0,996	0,871	0,814	0,989	0,804	0,712	0,985	0,701	1,313	0,534	287,9	382,2
14	44,4	2000	2627	79,53	41,99	16,66	11,55	5,10	6,24	139,05	0,872	0,996	0,868	0,808	0,989	0,799	0,704	0,985	0,694	1,314	0,528	268,0	386,4
15	40,4	2000	2629	76,69	39,95	16,06	11,00	5,06	5,99	139,07	0,868	0,996	0,864	0,800	0,990	0,792	0,695	0,986	0,685	1,314	0,521	264,0	385,6
16	36,6	2000	2632	71,80	36,44	15,04	10,04	5,00	5,56	139,11	0,860	0,996	0,857	0,787	0,990	0,779	0,677	0,987	0,668	1,316	0,507	272,5	408,1
17	32,6	2000	2635	66,58	32,68	13,94	9,02	4,93	5,10	139,15	0,851	0,997	0,848	0,769	0,991	0,762	0,654	0,988	0,647	1,317	0,491	268,3	415,0
18	28,5	2000	2636	63,74	30,63	13,35	8,46	4,89	4,85	139,18	0,845	0,997	0,843	0,758	0,992	0,752	0,641	0,989	0,634	1,318	0,481	300,7	474,6
19	24,5	2000	2645	48,75	19,85	10,21	5,50	4,71	3,53	139,30	0,804	0,998	0,803	0,675	0,994	0,671	0,543	0,992	0,538	1,323	0,407	299,8	556,8
20	20,5	2000	2652	36,72	11,19	7,69	3,11	4,58	2,47	139,39	0,747	0,999	0,746	0,544	0,996	0,541	0,406	0,994	0,404	1,326	0,305	337,9	836,5

Výpočet parametrů hnacího ústrojí pro nastavení $\beta_G = 18^\circ$ a $\beta_M = 13,5^\circ$.

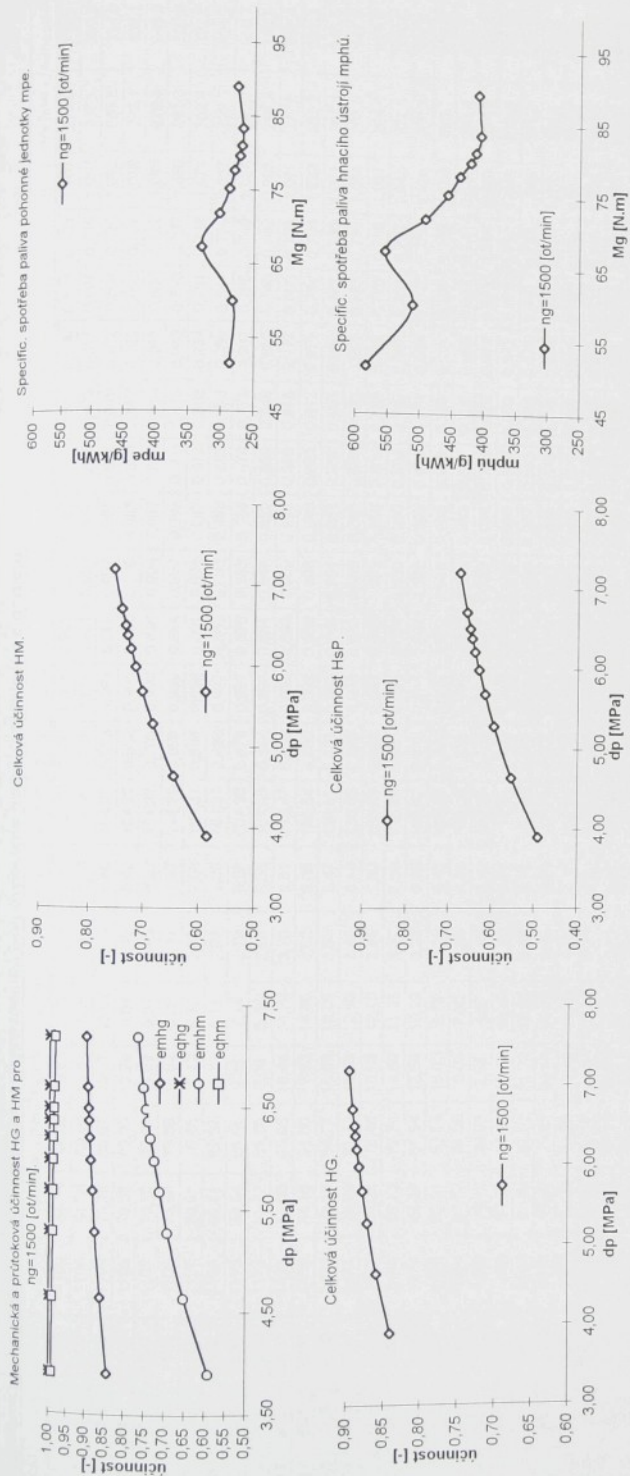


Charakteristiky účinností hnacího ústrojí pro nastavení $\beta_G=18^\circ$ a $\beta_M=13,5^\circ$.

Poznámka: Mechanické a průtokové účinnosti převodníků jsou vypočteny podle Kistočkinova algoritmu.

ČM	α [st]	n_{sd} [1/min]	n_M [1/min]	M_G [Nm]	M_M [Nm]	P_1 [kW]	P_2 [kW]	P_{015} [kW]	Δp [MPa]	Q [l/min]	η_{mHG}	η_{qHG}	η_{HG}	η_{mHM}	η_{qHM}	η_{HM}	η_{mHSP}	η_{qHSP}	η_{HSP}	V [t]	K [s]	mpe [g/kWh]	$imphu$ [g/kWh]
1	99,9	1500	2939	88,92	30,63	13,97	9,42	4,54	7,19	104,41	0,898	0,997	0,896	0,767	0,982	0,753	0,889	0,980	0,675	1,959	0,344	275,9	408,9
2	65,1	1500	2943	83,34	27,97	13,09	8,62	4,47	6,70	104,43	0,893	0,997	0,891	0,752	0,984	0,739	0,671	0,981	0,658	1,962	0,336	267,1	405,7
3	48,8	1500	2945	80,95	26,83	12,72	8,27	4,44	6,49	104,44	0,891	0,998	0,888	0,744	0,984	0,732	0,663	0,982	0,651	1,963	0,331	268,6	412,8
4	44,4	1500	2946	79,59	26,18	12,50	8,08	4,43	6,37	104,45	0,889	0,998	0,887	0,740	0,984	0,728	0,658	0,982	0,646	1,964	0,329	272,1	421,2
5	40,4	1500	2948	77,66	25,25	12,20	7,80	4,40	6,20	104,46	0,887	0,998	0,885	0,733	0,985	0,722	0,650	0,983	0,639	1,965	0,325	279,8	437,8
6	36,6	1500	2950	75,15	24,06	11,80	7,43	4,37	5,98	104,47	0,884	0,998	0,882	0,724	0,985	0,714	0,640	0,983	0,630	1,966	0,320	287,3	456,4
7	32,6	1500	2952	71,74	22,43	11,27	6,94	4,33	5,68	104,48	0,880	0,998	0,878	0,711	0,986	0,701	0,625	0,984	0,615	1,968	0,313	302,4	491,4
8	28,5	1500	2956	67,19	20,26	10,55	6,27	4,28	5,28	104,49	0,873	0,998	0,871	0,691	0,987	0,682	0,603	0,985	0,594	1,971	0,302	329,5	554,5
9	24,5	1500	2961	59,91	16,79	9,41	5,21	4,20	4,64	104,52	0,860	0,998	0,859	0,651	0,989	0,644	0,560	0,987	0,553	1,974	0,280	282,3	510,2
10	20,5	1500	2968	51,49	12,77	8,09	3,97	4,12	3,90	104,55	0,841	0,999	0,840	0,590	0,991	0,584	0,496	0,989	0,491	1,979	0,248	286,3	583,3

Výpočet parametrů hnacího ústrojí pro nastavení $\beta_G = 18^\circ$ a $\beta_M = 9^\circ$.

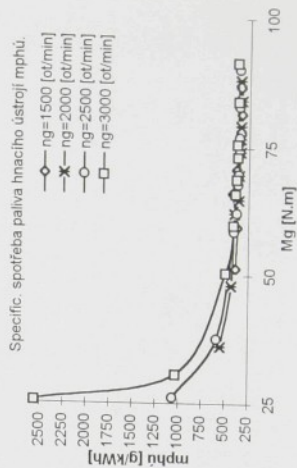
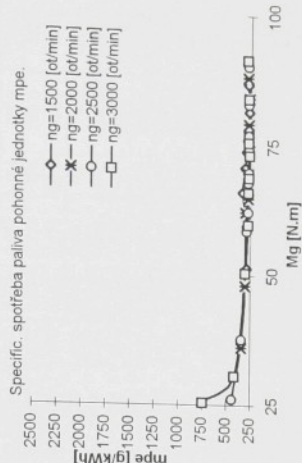
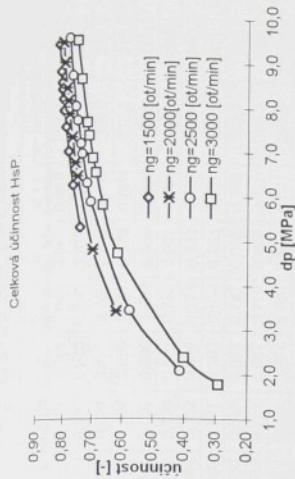
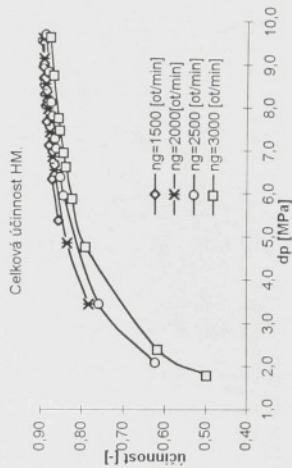
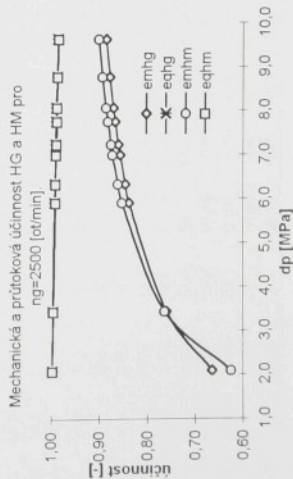
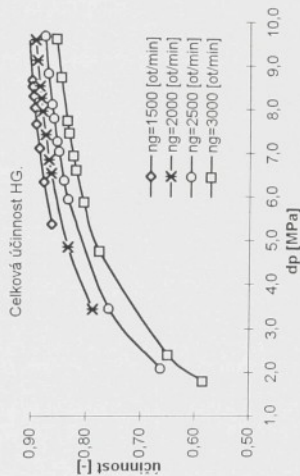
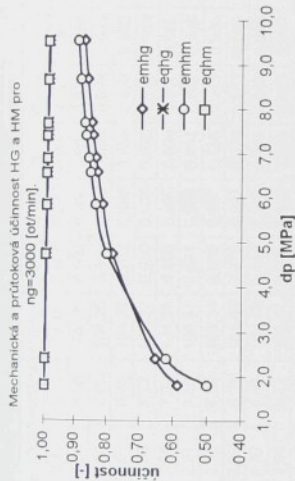
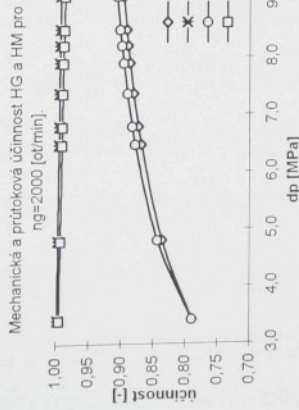
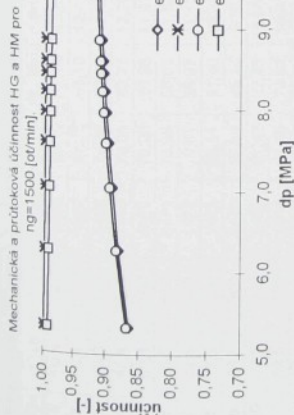


Charakteristiky účinností hnacího ústrojí pro nastavení $\beta_G = 18^\circ$ a $\beta_M = 9^\circ$.

Poznámka: Mechanické a průtokové účinnosti převodníků jsou vypočteny podle Kistockinova algoritmu.

№	α [st]	n_{st} [1/min]	M_G [Nm]	M_N [Nm]	P_1 [kW]	P_2 [kW]	P_{015} [kW]	η_{mHG}	η_{dHG}	η_{mHM}	η_{dHM}	η_{mHP}	η_{dHP}	η_{HSP}	V_{-1}	K [t]	mp_{st} [kWh]	mp_{hp} [kWh]					
1	99.9	1500	1102	86.79	96.08	13.63	11.09	2.54	9.47	78.15	0.909	0.995	0.905	0.913	0.984	0.899	0.830	0.980	0.813	0.735	1.107	275.9	339.2
2	65.1	1500	1104	81.58	89.49	12.81	10.34	2.47	8.86	78.18	0.905	0.996	0.901	0.909	0.986	0.896	0.823	0.981	0.807	0.736	1.097	267.1	330.9
3	48.8	1500	1104	79.36	86.67	12.47	10.02	2.44	8.60	104.25	0.903	0.996	0.899	0.907	0.986	0.894	0.819	0.982	0.804	0.736	1.092	268.6	334.0
4	44.4	1500	1105	78.08	85.05	12.26	9.84	2.42	8.45	104.26	0.902	0.996	0.898	0.906	0.986	0.894	0.817	0.982	0.802	0.737	1.089	272.1	339.1
5	40.4	1500	1105	76.20	82.67	11.97	9.57	2.40	8.23	104.27	0.900	0.996	0.896	0.904	0.987	0.892	0.814	0.983	0.800	0.737	1.085	279.8	349.9
6	36.6	1500	1106	73.98	79.86	11.62	9.25	2.37	7.97	104.29	0.898	0.996	0.894	0.902	0.987	0.890	0.810	0.983	0.796	0.737	1.080	287.3	360.9
7	32.6	1500	1107	70.81	75.86	11.12	8.79	2.33	7.60	104.31	0.894	0.996	0.891	0.898	0.988	0.887	0.803	0.984	0.791	0.738	1.071	302.4	382.5
8	28.5	1500	1108	66.11	69.91	10.39	8.11	2.27	7.05	104.34	0.888	0.997	0.885	0.893	0.989	0.883	0.793	0.985	0.781	0.739	1.057	329.5	421.7
9	24.5	1500	1110	59.54	61.58	9.35	7.16	2.19	6.28	104.38	0.879	0.997	0.876	0.883	0.990	0.874	0.776	0.987	0.766	0.740	1.034	282.3	368.7
10	20.5	1500	1113	51.42	51.30	8.08	5.98	2.10	5.33	104.43	0.864	0.997	0.861	0.866	0.992	0.859	0.748	0.989	0.740	0.742	0.998	286.3	368.8
11	99.9	2000	1466	88.05	96.05	18.44	14.74	3.70	9.51	138.47	0.900	0.992	0.893	0.909	0.985	0.896	0.818	0.977	0.800	0.733	1.091	277.8	347.4
12	65.1	2000	1468	84.13	91.06	17.62	14.00	3.62	9.05	138.54	0.896	0.992	0.889	0.906	0.986	0.893	0.812	0.979	0.794	0.734	1.082	263.2	331.3
13	48.8	2000	1470	79.18	84.77	16.58	13.05	3.53	8.47	138.61	0.891	0.993	0.885	0.901	0.987	0.889	0.803	0.980	0.787	0.735	1.071	267.9	340.5
14	44.4	2000	1471	76.79	81.73	16.08	12.59	3.49	8.19	138.65	0.889	0.993	0.883	0.898	0.987	0.887	0.798	0.981	0.783	0.736	1.064	268.0	342.3
15	40.4	2000	1472	74.24	78.48	15.55	12.10	3.45	7.89	138.69	0.886	0.993	0.880	0.895	0.988	0.885	0.793	0.982	0.778	0.736	1.057	264.0	339.3
16	36.6	2000	1474	69.72	72.73	14.60	11.23	3.37	7.36	138.75	0.880	0.994	0.874	0.889	0.989	0.880	0.782	0.983	0.769	0.737	1.043	272.5	354.4
17	32.6	2000	1476	64.86	66.54	13.58	10.29	3.29	6.79	138.82	0.872	0.994	0.867	0.882	0.990	0.869	0.770	0.984	0.757	0.738	1.026	268.3	354.2
18	28.5	2000	1478	62.21	63.18	13.03	9.78	3.25	6.48	138.86	0.868	0.995	0.863	0.878	0.990	0.869	0.762	0.985	0.750	0.739	1.016	300.7	400.8
19	24.5	2000	1484	47.97	45.06	10.05	7.00	3.05	4.81	139.06	0.835	0.996	0.832	0.843	0.993	0.837	0.705	0.989	0.697	0.742	0.939	299.8	430.2
20	20.5	2000	1489	36.12	29.98	7.56	4.67	2.89	3.42	139.23	0.789	0.997	0.787	0.789	0.995	0.785	0.623	0.992	0.618	0.744	0.830	337.9	546.9
21	99.9	2500	1825	90.27	96.27	23.63	18.40	5.23	9.61	172.34	0.887	0.988	0.876	0.902	0.986	0.889	0.800	0.973	0.779	0.730	1.066	276.8	355.5
22	65.1	2500	1830	83.03	87.02	21.74	16.68	5.06	8.76	172.56	0.879	0.989	0.869	0.894	0.987	0.883	0.786	0.976	0.767	0.732	1.048	271.8	354.3
23	48.8	2500	1834	77.07	79.41	20.18	15.25	4.93	8.06	172.73	0.871	0.990	0.862	0.887	0.988	0.876	0.773	0.978	0.756	0.734	1.030	268.7	355.5
24	44.4	2500	1836	74.34	75.93	19.46	14.60	4.87	7.74	172.80	0.867	0.990	0.859	0.883	0.989	0.873	0.766	0.979	0.750	0.734	1.021	264.0	352.0
25	40.4	2500	1839	69.91	70.28	18.30	13.53	4.77	7.22	172.93	0.860	0.991	0.853	0.876	0.989	0.867	0.758	0.981	0.739	0.735	1.005	285.0	358.5
26	36.6	2500	1840	67.96	67.78	17.79	13.06	4.73	6.99	172.98	0.857	0.991	0.850	0.873	0.990	0.864	0.748	0.981	0.734	0.736	0.997	288.8	366.2
27	32.6	2500	1843	62.33	60.60	16.32	11.70	4.62	6.33	173.14	0.846	0.992	0.839	0.862	0.991	0.854	0.729	0.983	0.717	0.737	0.972	268.6	374.7
28	28.5	2500	1846	58.67	55.93	15.36	10.81	4.55	5.90	173.24	0.838	0.993	0.832	0.853	0.992	0.846	0.715	0.984	0.704	0.738	0.953	284.4	404.1
29	24.5	2500	1858	37.72	29.18	9.88	5.68	4.20	3.44	173.79	0.760	0.996	0.757	0.763	0.995	0.760	0.580	0.991	0.575	0.743	0.773	338.1	588.0
30	20.5	2500	1865	26.22	14.50	6.86	2.83	4.03	2.09	174.08	0.664	0.998	0.662	0.624	0.997	0.623	0.415	0.995	0.412	0.746	0.553	436.0	1057.2
31	99.9	3000	2180	91.53	94.43	28.75	21.56	7.19	9.55	205.78	0.869	0.983	0.854	0.890	0.986	0.878	0.774	0.969	0.750	0.727	1.032	282.7	377.0
32	65.1	3000	2187	84.35	84.95	26.43	19.46	6.97	8.68	206.15	0.860	0.984	0.846	0.881	0.987	0.870	0.757	0.972	0.736	0.729	1.010	269.7	366.3
33	48.8	3000	2195	75.79	74.27	23.81	17.07	6.74	7.70	206.55	0.847	0.986	0.835	0.868	0.989	0.859	0.735	0.976	0.717	0.732	0.980	270.3	377.0
34	44.4	3000	2197	73.32	71.11	23.03	16.36	6.67	7.41	206.67	0.842	0.987	0.831	0.864	0.989	0.855	0.727	0.977	0.710	0.732	0.970	261.6	368.3
35	40.4	3000	2201	69.98	65.55	21.67	15.11	6.56	6.90	206.87	0.833	0.988	0.823	0.855	0.990	0.840	0.717	0.979	0.697	0.734	0.950	264.5	379.4
36	36.6	3000	2204	66.17	61.95	20.79	14.30	6.49	6.57	207.00	0.827	0.989	0.818	0.849	0.991	0.841	0.702	0.979	0.688	0.735	0.936	268.3	390.1
37	32.6	3000	2209	59.96	54.00	18.84	12.49	6.34	5.84	207.29	0.812	0.990	0.803	0.832	0.992	0.826	0.675	0.982	0.663	0.736	0.901	271.9	410.0
38	28.5	3000	2217	50.60	42.01	15.90	9.75	6.14	4.74	207.71	0.781	0.992	0.774	0.798	0.993	0.793	0.623	0.985	0.614	0.739	0.830	300.0	488.9
39	24.5	3000	2234	30.68	16.51	9.64	3.86	5.78	2.40	208.57	0.652	0.996	0.649	0.619	0.997	0.617	0.403	0.993	0.401	0.745	0.538	411.6	1027.6
40	20.5	3000	2238	25.58	9.97	8.04	2.34	5.70	1.80	208.78	0.596	0.997	0.585	0.498	0.998	0.497	0.292	0.995	0.291	0.746	0.390	742.3	2553.7

Výpočet parametru hnačho ústrojí pro nastavení $\beta_G = 13.5^\circ$ a $\beta_M = 18^\circ$.

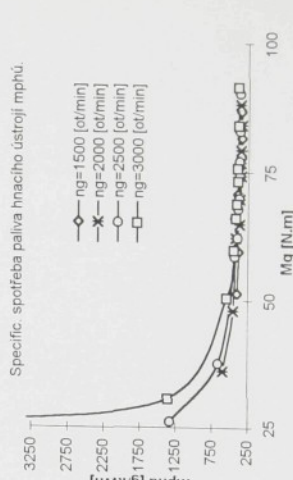
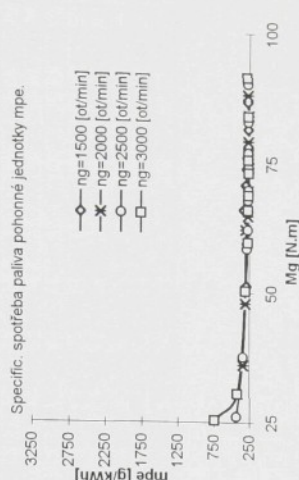
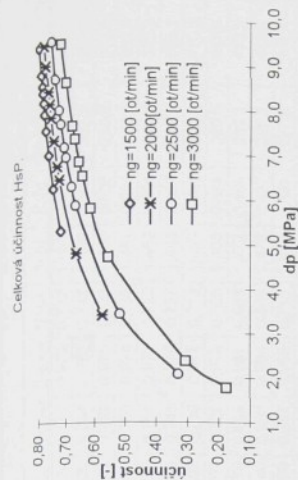
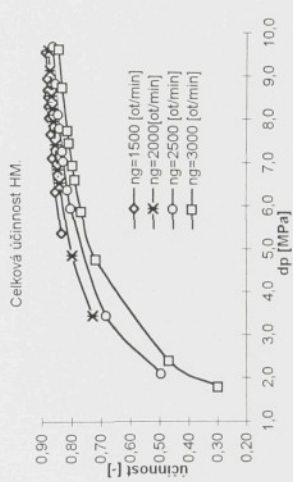
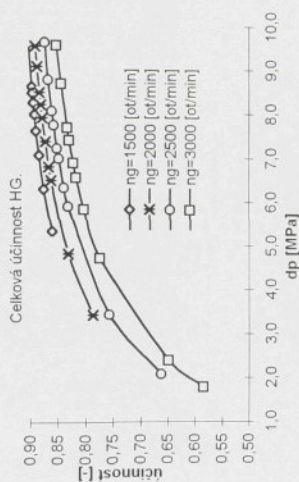
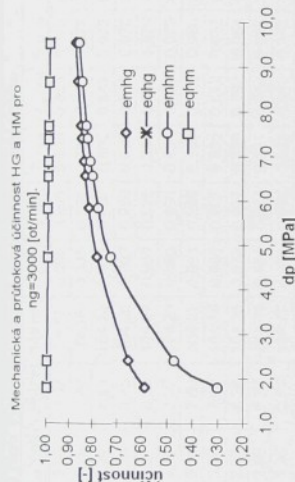
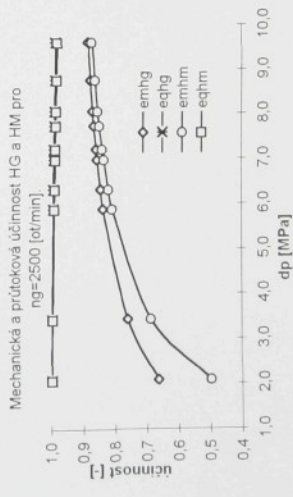
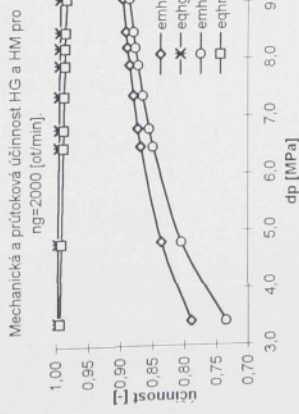
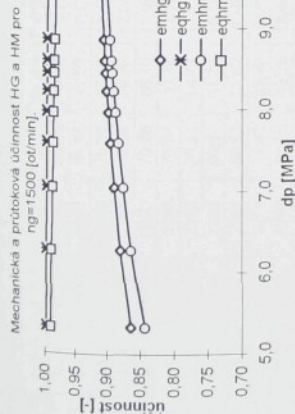


Charakteristiky účinnosti hnacího ústrojí pro nastavení $\beta_G=13,5^\circ$ a $\beta_M=18^\circ$.

Poznámka: Mechanické a průtokové účinnosti převodníků jsou vypočteny podle Kistockinova algoritmu.

ČM	α [st]	n_{d1}/min	n_{d2}/min	M_2 [Nm]	M_1 [Nm]	P_1 [kW]	P_2 [kW]	F_{015} [kN]	Δp [MPa]	Q [l/min]	η_{HMG}	η_{HGE}	η_{HGC}	η_{HMH}	η_{HML}	η_{HMLF}	η_{HSP}	V [l]	K [l]	$\text{imp}/\text{[l/min]}$	$\text{imp}/\text{[l/min]}$		
1	99.9	1500	1465	86.79	71.06	13.63	10.90	2.73	9.47	78.15	0.909	0.995	0.905	0.901	0.981	0.894	0.819	0.977	0.800	0.977	0.819	275.9	345.1
2	65.1	1500	1467	81.58	66.10	12.81	10.16	2.66	8.66	78.18	0.905	0.996	0.901	0.895	0.983	0.880	0.810	0.978	0.793	0.978	0.810	267.1	337.0
3	48.8	1500	1468	79.36	63.99	12.47	9.84	2.63	8.60	104.25	0.903	0.996	0.899	0.893	0.983	0.878	0.806	0.979	0.789	0.979	0.806	268.6	340.3
4	44.4	1500	1469	78.08	62.77	12.26	9.66	2.61	8.45	104.26	0.902	0.996	0.898	0.892	0.983	0.877	0.804	0.978	0.787	0.978	0.804	272.1	345.6
5	40.4	1500	1470	76.20	60.98	11.97	9.39	2.58	8.23	104.27	0.900	0.996	0.896	0.889	0.984	0.875	0.800	0.980	0.784	0.980	0.800	279.8	356.8
6	36.6	1500	1471	73.98	58.87	11.62	9.07	2.55	7.97	104.29	0.898	0.996	0.894	0.887	0.985	0.873	0.796	0.981	0.780	0.981	0.796	287.3	368.1
7	32.6	1500	1472	70.81	55.87	11.12	8.61	2.51	7.60	104.31	0.894	0.996	0.891	0.882	0.985	0.869	0.789	0.982	0.774	0.982	0.789	302.4	390.5
8	28.5	1500	1475	66.11	51.40	10.39	7.94	2.45	7.05	104.34	0.888	0.997	0.885	0.875	0.986	0.863	0.777	0.983	0.764	0.983	0.777	329.5	431.1
9	24.5	1500	1478	59.54	45.14	9.35	6.99	2.37	6.28	104.38	0.887	0.997	0.876	0.863	0.988	0.852	0.758	0.985	0.747	0.985	0.758	378.0	478.0
10	20.5	1500	1481	51.42	37.43	8.08	5.81	2.27	5.33	104.43	0.864	0.997	0.861	0.843	0.990	0.834	0.728	0.987	0.719	0.987	0.728	426.3	538.3
11	99.9	2000	1948	88.05	70.54	18.44	14.39	4.05	9.51	138.47	0.900	0.992	0.893	0.890	0.982	0.874	0.801	0.974	0.780	0.974	0.801	277.8	356.0
12	65.1	2000	1951	84.13	66.79	17.62	13.65	3.97	9.05	138.54	0.896	0.992	0.889	0.886	0.983	0.871	0.794	0.976	0.774	0.976	0.794	263.2	339.8
13	48.8	2000	1955	79.18	62.06	16.58	12.70	3.88	8.47	138.61	0.891	0.993	0.885	0.879	0.984	0.866	0.774	0.977	0.766	0.977	0.766	349.7	449.7
14	44.4	2000	1956	76.79	59.78	16.08	12.25	3.84	8.19	138.65	0.889	0.993	0.883	0.876	0.985	0.863	0.778	0.978	0.761	0.978	0.778	268.0	352.0
15	40.4	2000	1958	74.24	57.34	15.55	11.76	3.79	7.89	138.69	0.886	0.993	0.880	0.872	0.985	0.859	0.772	0.979	0.756	0.979	0.772	264.0	349.2
16	36.6	2000	1961	69.72	53.02	14.60	10.89	3.71	7.36	138.75	0.880	0.994	0.874	0.865	0.986	0.853	0.760	0.980	0.746	0.980	0.760	272.5	365.5
17	32.6	2000	1964	64.86	48.37	13.58	9.95	3.63	6.79	138.82	0.872	0.994	0.867	0.855	0.988	0.844	0.746	0.982	0.733	0.982	0.746	268.3	366.3
18	28.5	2000	1966	62.21	45.85	13.03	9.44	3.59	6.48	138.86	0.868	0.995	0.863	0.849	0.988	0.839	0.737	0.983	0.724	0.983	0.737	300.7	415.1
19	24.5	2000	1975	47.97	32.24	10.05	6.67	3.38	4.81	139.06	0.835	0.996	0.832	0.805	0.991	0.798	0.672	0.988	0.664	0.988	0.672	299.8	451.6
20	20.5	2000	1983	36.12	20.92	7.56	4.34	3.22	3.42	139.23	0.789	0.997	0.787	0.734	0.994	0.730	0.579	0.991	0.574	0.991	0.579	337.9	588.6
21	99.9	2500	2426	90.27	70.09	23.63	17.81	5.83	9.61	172.34	0.887	0.988	0.876	0.875	0.982	0.860	0.776	0.970	0.753	0.970	0.776	276.8	367.4
22	65.1	2500	2433	83.03	63.15	21.74	16.09	5.65	8.76	172.56	0.879	0.989	0.869	0.865	0.984	0.852	0.761	0.973	0.740	0.973	0.761	271.8	367.2
23	48.8	2500	2439	77.07	57.43	20.18	14.67	5.51	8.06	172.73	0.871	0.990	0.862	0.855	0.986	0.843	0.745	0.976	0.727	0.976	0.745	268.7	369.6
24	44.4	2500	2441	74.34	54.82	19.46	14.01	5.45	7.74	172.80	0.867	0.990	0.859	0.850	0.986	0.838	0.737	0.977	0.720	0.977	0.737	264.0	366.6
25	40.4	2500	2446	69.91	50.57	18.30	12.95	5.35	7.22	172.93	0.860	0.991	0.853	0.841	0.987	0.830	0.723	0.978	0.708	0.978	0.723	285.0	374.5
26	36.6	2500	2448	67.96	48.69	17.79	12.48	5.31	6.99	172.98	0.857	0.991	0.850	0.836	0.988	0.826	0.716	0.979	0.701	0.979	0.716	268.8	383.2
27	32.6	2500	2453	62.33	43.29	16.32	11.12	5.20	6.33	173.14	0.846	0.992	0.839	0.821	0.989	0.812	0.695	0.981	0.681	0.981	0.695	288.6	394.2
28	28.5	2500	2456	58.67	39.78	15.36	10.23	5.13	5.90	173.24	0.838	0.993	0.832	0.809	0.990	0.801	0.678	0.983	0.666	0.983	0.678	284.4	426.9
29	24.5	2500	2475	37.72	19.68	9.88	5.10	4.77	3.44	173.79	0.760	0.996	0.757	0.687	0.994	0.683	0.522	0.990	0.517	0.990	0.522	338.1	654.4
30	20.5	2500	2485	26.22	8.65	6.86	2.25	4.61	2.99	174.08	0.664	0.988	0.662	0.497	0.997	0.495	0.330	0.984	0.328	0.984	0.330	436.0	1329.1
31	99.9	3000	2898	91.53	69.00	28.75	20.64	8.12	9.55	205.78	0.869	0.983	0.854	0.855	0.983	0.840	0.743	0.966	0.718	0.966	0.743	282.7	393.9
32	65.1	3000	2908	84.13	60.87	26.43	18.54	7.89	8.68	206.15	0.860	0.984	0.846	0.842	0.985	0.829	0.724	0.969	0.701	0.969	0.724	269.7	384.5
33	48.8	3000	2919	75.79	52.84	23.81	16.15	7.66	7.70	206.55	0.847	0.986	0.835	0.824	0.987	0.812	0.697	0.973	0.678	0.973	0.697	270.3	398.4
34	44.4	3000	2923	73.32	50.46	23.03	15.44	7.59	7.41	206.67	0.842	0.987	0.831	0.817	0.987	0.807	0.688	0.974	0.670	0.974	0.688	261.6	390.2
35	40.4	3000	2928	69.98	46.28	21.67	14.19	7.48	6.90	206.87	0.833	0.988	0.823	0.805	0.988	0.795	0.671	0.976	0.655	0.976	0.671	264.5	403.9
36	36.6	3000	2932	66.17	43.58	20.79	13.38	7.41	6.57	207.00	0.827	0.989	0.818	0.796	0.989	0.787	0.659	0.977	0.644	0.977	0.659	268.3	416.9
37	32.6	3000	2940	59.96	37.59	18.84	11.57	7.26	5.84	207.29	0.812	0.990	0.803	0.773	0.990	0.765	0.627	0.980	0.614	0.980	0.627	271.9	442.5
38	28.5	3000	2952	50.60	28.58	15.90	8.83	7.06	4.74	207.71	0.781	0.992	0.774	0.724	0.992	0.718	0.565	0.984	0.556	0.984	0.565	300.0	539.8
39	24.5	3000	2976	30.88	9.40	9.64	2.93	6.71	2.40	208.57	0.652	0.996	0.649	0.470	0.996	0.468	0.306	0.992	0.304	0.992	0.306	411.6	1353.9
40	20.5	3000	2982	25.58	4.49	8.04	1.40	6.63	1.80	208.78	0.586	0.997	0.585	0.279	0.997	0.298	0.175	0.994	0.174	0.994	0.175	742.3	4257.3

Výpočet parametrů hnacího ústrojí pro nastavení $\beta_c = 13.5^\circ$ a $\beta_M = 13.5^\circ$.

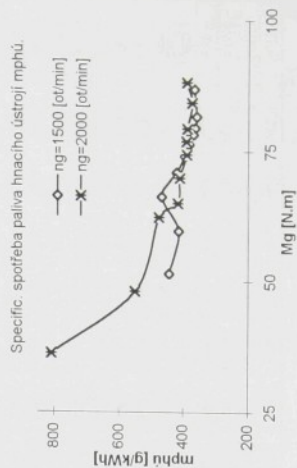
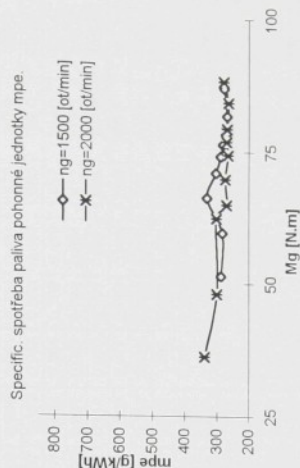
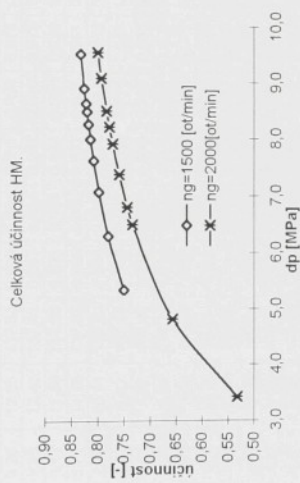
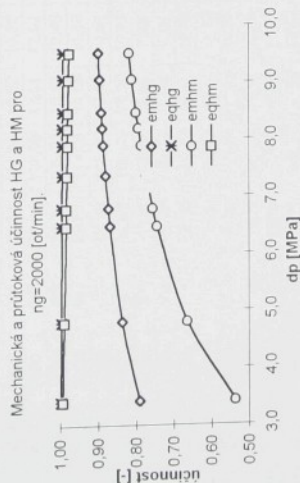
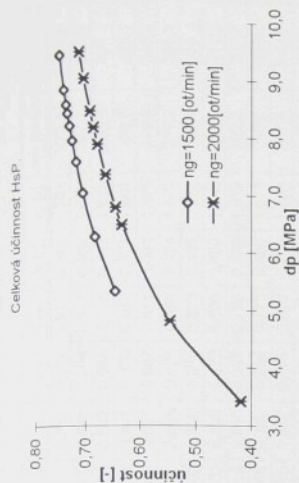
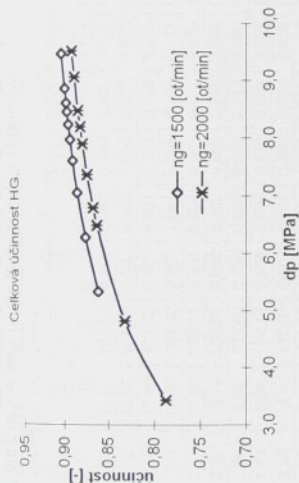
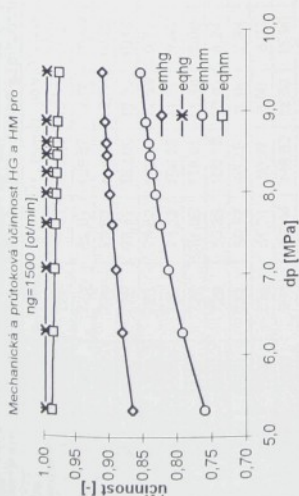


Charakteristiky účinností hnacího ústrojí pro nastavení $\beta_G=13,5^\circ$ a $\beta_M=13,5^\circ$.

Poznámka: Mechanické a průtokové účinnosti převodníků jsou vypočteny podle Kistočkinova algoritmu.

ČM	α [st]	n_G [1/min]	n_M [1/min]	M_G [Nm]	M_M [Nm]	P_1 [kW]	P_2 [kW]	P_{05} [kW]	Δp [MPa]	Q [l/min]	η_{MHG}	η_{GHG}	η_{HG}	η_{MHM}	η_{GHM}	η_{HM}	η_{MHSP}	η_{GHSP}	η_{HSP}	V [l]	K [s]	mpe [g/kWh]	$lmpu$ [g/kWh]
1	99,9	1500	2184	86,79	44,86	13,63	10,26	3,38	9,47	78,15	0,909	0,995	0,905	0,853	0,975	0,832	0,775	0,970	0,752	1,456	0,517	275,9	366,7
2	65,1	1500	2188	81,58	41,56	12,81	9,52	3,29	8,66	78,18	0,905	0,996	0,901	0,845	0,977	0,825	0,764	0,973	0,743	1,459	0,509	267,1	359,4
3	48,8	1500	2190	79,36	40,16	12,47	9,21	3,26	8,60	104,25	0,903	0,996	0,899	0,841	0,978	0,822	0,759	0,973	0,739	1,460	0,506	268,6	363,5
4	44,4	1500	2191	78,08	39,35	12,26	9,03	3,24	8,45	104,26	0,902	0,996	0,898	0,838	0,978	0,820	0,756	0,974	0,736	1,461	0,504	272,1	369,6
5	40,4	1500	2193	76,20	38,16	11,97	8,76	3,21	8,23	104,27	0,900	0,996	0,896	0,835	0,979	0,817	0,751	0,975	0,732	1,462	0,501	279,8	382,2
6	36,6	1500	2195	73,98	36,75	11,62	8,45	3,17	7,97	104,29	0,898	0,996	0,894	0,830	0,979	0,813	0,745	0,976	0,727	1,463	0,497	287,3	395,2
7	32,6	1500	2198	70,81	34,75	11,12	8,00	3,13	7,60	104,31	0,894	0,996	0,891	0,823	0,980	0,807	0,736	0,977	0,719	1,465	0,491	302,4	420,6
8	28,5	1500	2202	66,11	31,78	10,39	7,33	3,06	7,05	104,34	0,888	0,997	0,885	0,812	0,982	0,797	0,721	0,979	0,706	1,468	0,481	329,5	467,0
9	24,5	1500	2207	59,54	27,62	9,35	6,38	2,97	6,28	104,38	0,879	0,997	0,876	0,792	0,984	0,779	0,696	0,981	0,683	1,472	0,464	282,3	413,5
10	20,5	1500	2214	51,42	22,49	8,08	5,21	2,86	5,33	104,43	0,864	0,997	0,861	0,760	0,987	0,749	0,656	0,984	0,646	1,476	0,437	286,3	443,5
11	99,9	2000	2904	88,05	43,26	18,44	13,16	5,29	9,51	138,47	0,900	0,992	0,893	0,819	0,976	0,799	0,737	0,968	0,713	1,452	0,491	277,8	389,4
12	65,1	2000	2909	84,13	40,76	17,62	12,42	5,20	9,05	138,54	0,896	0,992	0,889	0,811	0,977	0,792	0,727	0,970	0,705	1,455	0,484	263,2	373,5
13	48,8	2000	2915	79,18	37,61	16,58	11,48	5,10	8,47	138,61	0,891	0,993	0,885	0,799	0,979	0,782	0,712	0,972	0,692	1,458	0,475	267,9	386,9
14	44,4	2000	2919	76,79	36,09	16,08	11,03	5,05	8,19	138,65	0,889	0,993	0,883	0,793	0,980	0,777	0,705	0,973	0,686	1,459	0,470	268,0	390,8
15	40,4	2000	2922	74,24	34,46	15,55	10,54	5,01	7,89	138,69	0,886	0,993	0,880	0,786	0,980	0,771	0,696	0,974	0,678	1,461	0,464	264,0	389,3
16	36,6	2000	2927	69,72	31,58	14,60	9,68	4,92	7,36	138,75	0,880	0,994	0,874	0,772	0,982	0,758	0,679	0,976	0,663	1,464	0,453	272,5	411,0
17	32,6	2000	2933	64,86	28,48	13,58	8,75	4,83	6,79	138,82	0,872	0,994	0,867	0,755	0,983	0,743	0,659	0,978	0,644	1,467	0,439	268,3	416,5
18	28,5	2000	2937	62,21	26,80	13,03	8,24	4,79	6,48	138,86	0,868	0,995	0,863	0,745	0,984	0,733	0,646	0,979	0,633	1,468	0,431	300,7	475,4
19	24,5	2000	2954	47,97	17,73	10,05	5,48	4,56	4,81	139,06	0,835	0,996	0,832	0,664	0,988	0,656	0,554	0,985	0,546	1,477	0,370	299,8	549,2
20	20,5	2000	2968	36,12	10,18	7,56	3,16	4,40	3,42	139,23	0,789	0,997	0,787	0,536	0,992	0,532	0,423	0,989	0,418	1,484	0,282	337,9	807,7

Výpočet parametrů hnacího ústrojí pro nastavení $\beta_G = 13,5^\circ$ a $\beta_M = 9^\circ$.



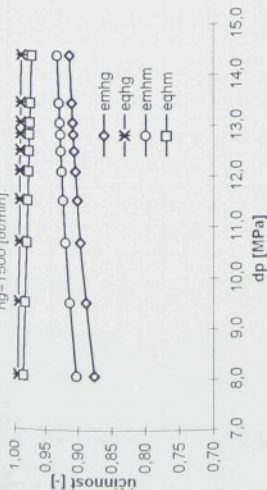
Charakteristiky účinnosti hnacího ústrojí pro nastavení $\beta_G = 13.5^\circ$ a $\beta_M = 9^\circ$.

Poznámka: Mechanické a průtokové účinnosti převodníků jsou vypočteny podle Kistočkinova algoritmu.

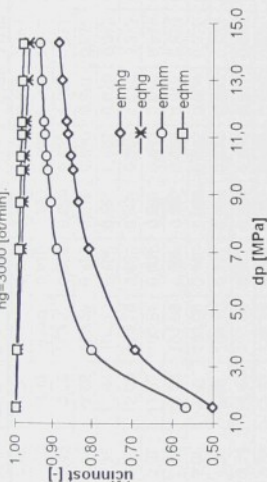
[illegible]

Výpočet parametrů hnacího ústrojí pro nastavení $\beta_G = 9^\circ$ a $\beta_M = 18^\circ$:

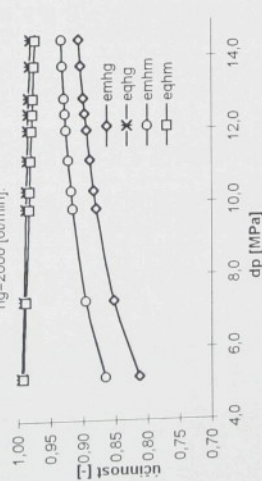
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro $ng=1500$ [dt/min]



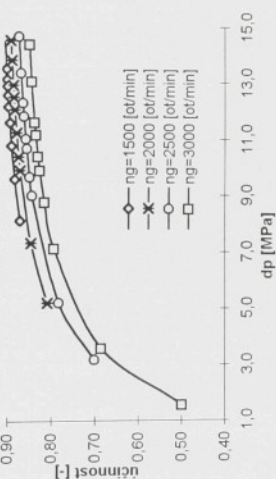
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro $ng=3000$ [dt/min]



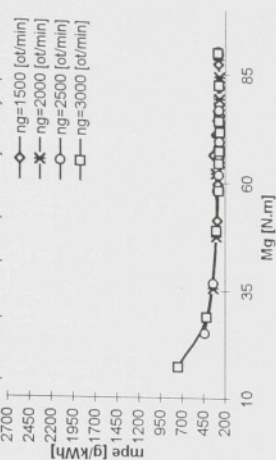
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro $ng=2000$ [dt/min]



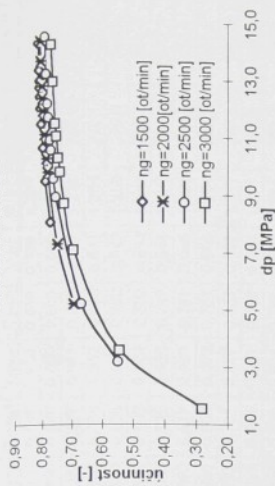
Celková účinnost HG.



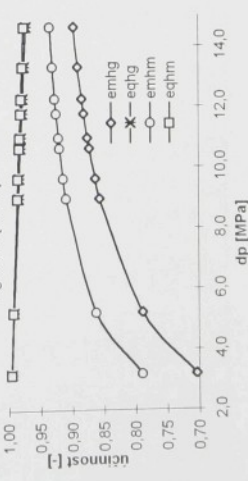
Specific spotřeba paliva pohonné jednotky mpe.



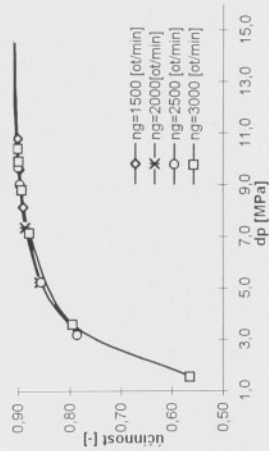
Celková účinnost Hap.



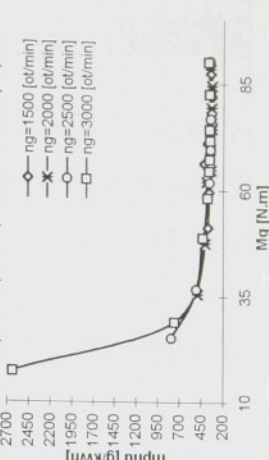
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro $ng=2500$ [dt/min]



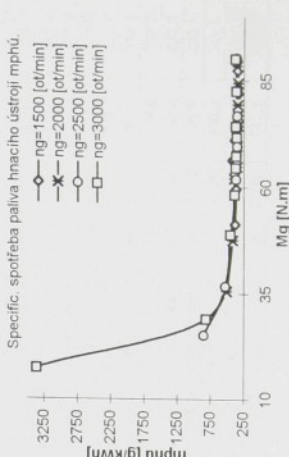
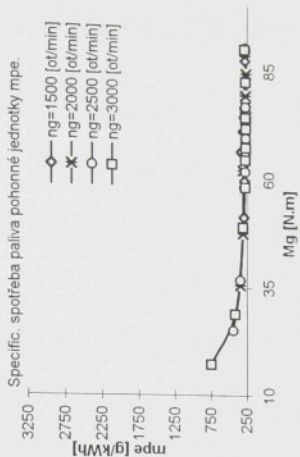
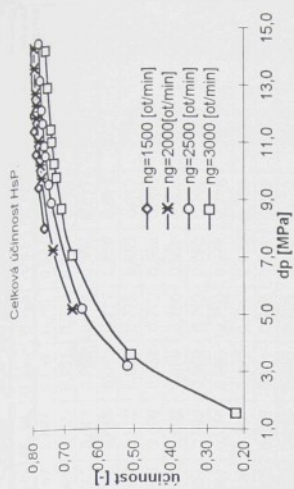
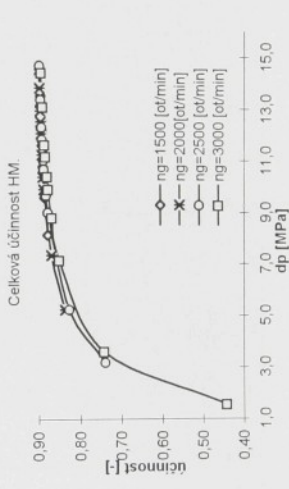
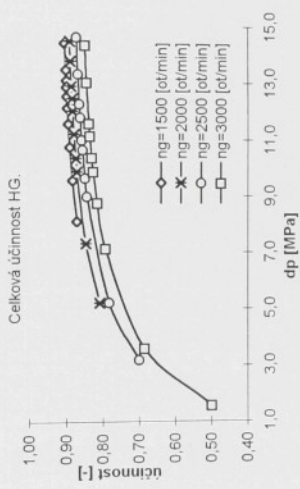
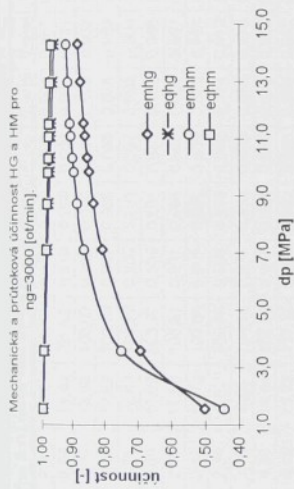
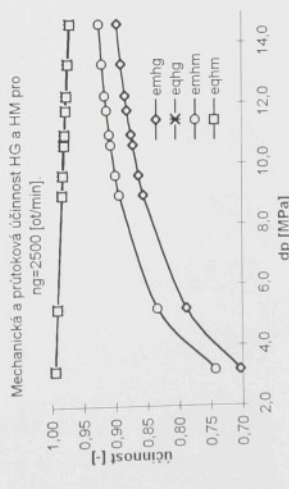
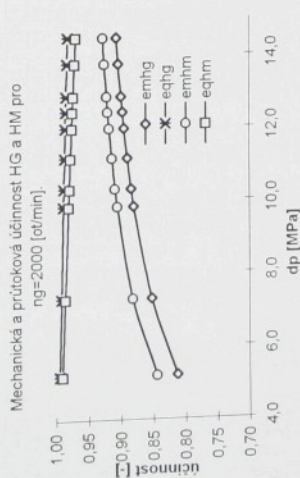
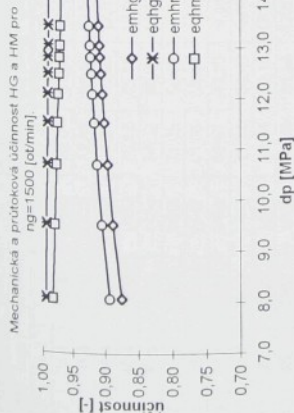
Celková účinnost HM.



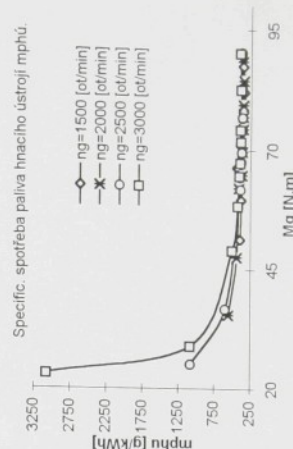
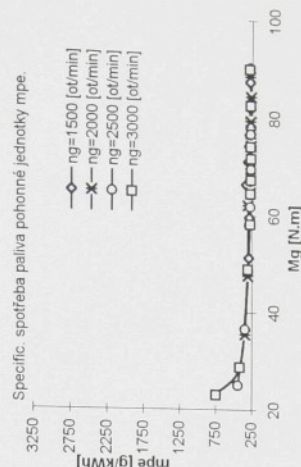
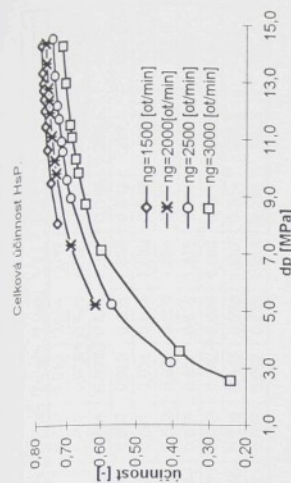
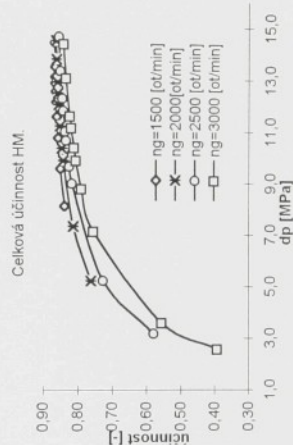
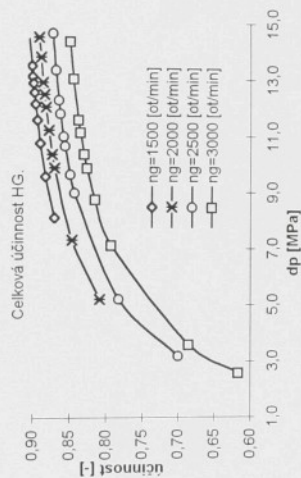
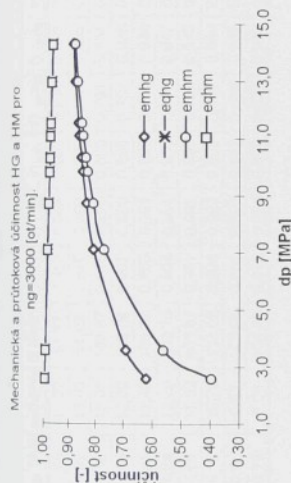
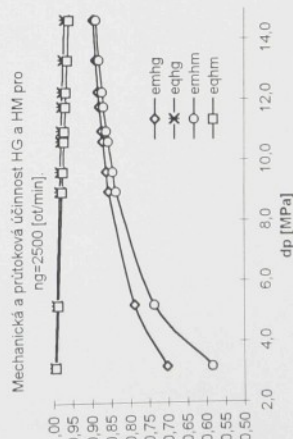
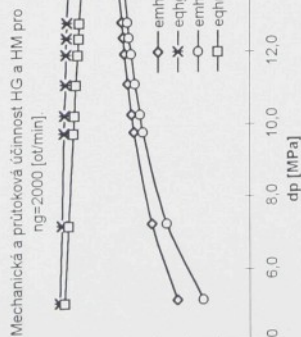
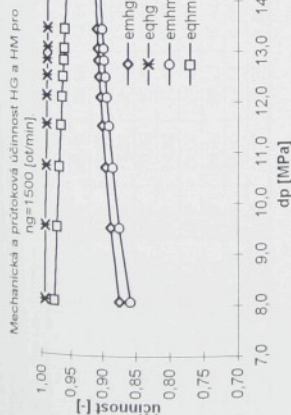
Specific spotřeba paliva hnacího ústrojí mphu.



Charakteristiky účinnosti hnacího ústrojí pro nastavení $\beta_G=9^\circ$ a $\beta_M=18^\circ$.



Charakteristiky účinnosti hnacího ústrojí pro nastavení $\beta_G=9^\circ$ a $\beta_M=13.5^\circ$.

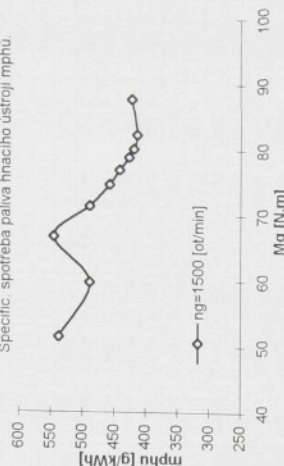
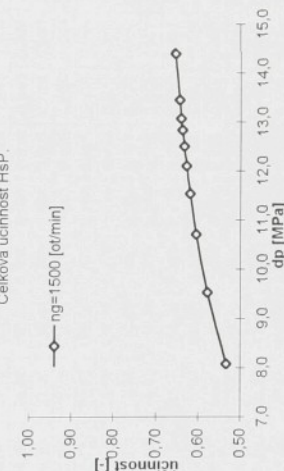
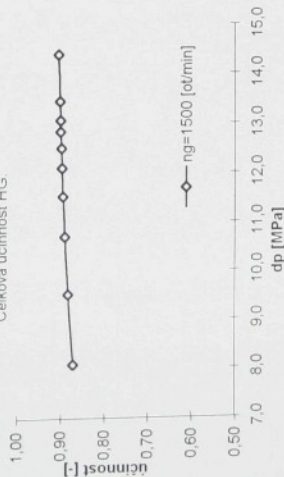
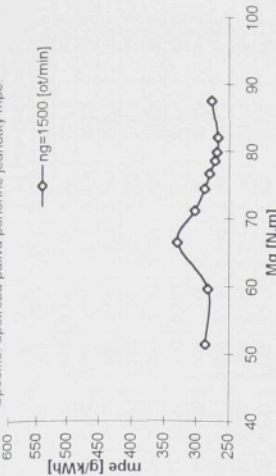
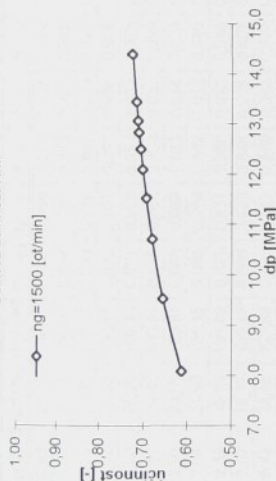
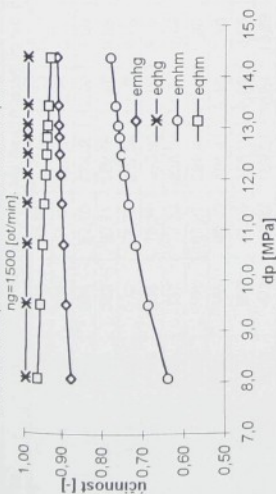


Charakteristiky účinností hnacího ústrojí pro nastavení $\beta_G=9^\circ$ a $\beta_M=9^\circ$.

Poznámka: Mechanické a průtokové účinnosti převodníků jsou vypočteny podle Kistočkinova algoritmu.

ČM	α [st]	n_G [1/min]	n_M [1/min]	M_G [Nm]	M_M [Nm]	P_1 [kW]	P_2 [kW]	P_{Dis} [kW]	Δp [MPa]	Q [l/min]	η_{mHG}	η_{gHG}	η_{HG}	η_{mHM}	η_{gHM}	η_{HM}	η_{mHSP}	η_{gHSP}	η_{HSP}	V [-]	K [-]	mpe [g/kWh]	$imph$ [g/kWh]
1	99,9	1500	2758	87,41	31,11	13,73	8,99	4,74	14,37	51,77	0,913	0,989	0,903	0,780	0,930	0,725	0,712	0,919	0,854	1,839	0,356	275,9	421,6
2	65,1	1500	2775	82,01	28,60	12,88	8,31	4,57	13,43	51,82	0,910	0,990	0,900	0,767	0,935	0,717	0,697	0,925	0,845	1,850	0,349	267,1	414,0
3	48,8	1500	2782	79,83	27,58	12,54	8,04	4,50	13,05	103,67	0,908	0,990	0,899	0,761	0,937	0,713	0,691	0,927	0,641	1,855	0,345	268,6	419,2
4	44,4	1500	2786	78,51	26,97	12,33	7,87	4,46	12,82	103,69	0,907	0,990	0,898	0,757	0,938	0,710	0,687	0,929	0,638	1,858	0,343	272,1	426,5
5	40,4	1500	2792	76,62	26,08	12,04	7,63	4,41	12,49	103,72	0,905	0,991	0,897	0,752	0,940	0,707	0,681	0,931	0,634	1,862	0,340	279,8	441,5
6	36,6	1500	2800	74,32	25,01	11,67	7,33	4,34	12,09	103,76	0,904	0,991	0,895	0,745	0,942	0,702	0,673	0,933	0,628	1,866	0,337	287,3	457,4
7	32,6	1500	2810	71,05	23,49	11,16	6,91	4,25	11,52	103,81	0,901	0,991	0,893	0,734	0,945	0,694	0,661	0,937	0,619	1,873	0,331	302,4	488,3
8	28,5	1500	2825	66,35	21,29	10,42	6,30	4,12	10,70	103,88	0,896	0,992	0,889	0,717	0,949	0,680	0,642	0,942	0,604	1,883	0,321	329,5	545,2
9	24,5	1500	2845	59,57	18,14	9,36	5,40	3,95	9,52	103,98	0,888	0,993	0,882	0,686	0,955	0,655	0,609	0,948	0,578	1,897	0,304	282,3	488,8
10	20,5	1500	2870	51,31	14,29	8,06	4,29	3,77	8,08	104,10	0,875	0,994	0,870	0,637	0,962	0,613	0,557	0,957	0,533	1,913	0,278	286,3	537,4

Výpočet parametrů hnacího ústrojí pro nastavení $\beta_G = 9^\circ$ a $\beta_M = 4,5^\circ$.

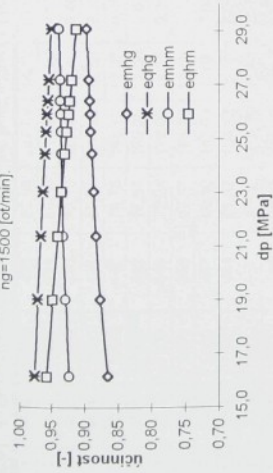


Poznámka: Mechanické a průtokové účinnosti převodníků jsou vypočteny podle Kistockinova algoritmu.

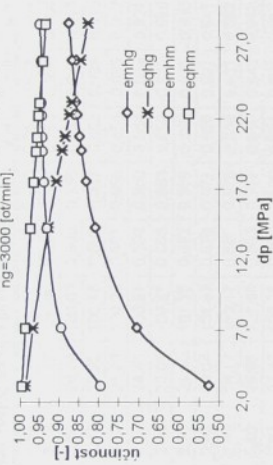
ČM	α [st]	n _G [1/min]	n _H [1/min]	M _G [Nm]	M _H [Nm]	P ₁ [kW]	P ₂ [kW]	P ₀₁₅ [kW]	Δp [MPa]	Q [l/min]	η _{mH-G}	η _{G-H}	η _{mH-H}	η _{qH-H}	η _{HM}	η _{mH-H}	η _{qH-H}	η _{H-H}	V [l]	K [l]	m _{se} [kgkWh]	m _{msh} [kgkWh]	
1	99.9	1500	325	89.98	302.92	14.13	10.31	3.83	29.06	24.87	0.897	0.950	0.852	0.938	0.912	0.856	0.842	0.866	0.729	0.217	3.367	275.9	378.3
2	65.1	1500	329	84.40	282.84	13.26	9.74	3.52	27.17	24.98	0.894	0.954	0.853	0.937	0.919	0.861	0.838	0.877	0.735	0.219	3.351	267.1	363.5
3	48.8	1500	331	82.10	274.55	12.90	9.50	3.39	26.39	24.08	0.893	0.956	0.853	0.936	0.922	0.864	0.836	0.881	0.737	0.220	3.344	268.6	364.5
4	44.4	1500	332	80.71	269.55	12.68	9.36	3.32	25.92	100.18	0.892	0.957	0.853	0.936	0.924	0.865	0.835	0.884	0.738	0.221	3.340	272.1	368.6
5	40.4	1500	335	78.76	262.54	12.37	9.15	3.22	25.26	100.33	0.891	0.958	0.854	0.936	0.926	0.867	0.833	0.888	0.740	0.222	3.333	279.8	378.3
6	36.6	1500	335	76.37	253.93	12.00	8.90	3.10	24.45	100.51	0.889	0.960	0.854	0.935	0.929	0.869	0.831	0.892	0.742	0.223	3.325	287.3	387.5
7	32.6	1500	337	72.24	239.04	11.35	8.44	2.90	23.05	100.81	0.886	0.963	0.853	0.934	0.934	0.872	0.827	0.900	0.744	0.225	3.309	302.4	406.4
8	28.5	1500	341	67.37	221.48	10.58	7.90	2.68	21.40	101.15	0.882	0.966	0.852	0.932	0.940	0.876	0.822	0.908	0.746	0.227	3.288	329.5	441.4
9	24.5	1500	345	60.40	196.36	9.49	7.10	2.39	19.04	101.62	0.875	0.971	0.850	0.928	0.948	0.880	0.813	0.920	0.748	0.230	3.251	282.3	377.5
10	20.5	1500	350	51.93	165.80	8.16	6.08	2.07	16.17	102.17	0.865	0.976	0.844	0.923	0.957	0.884	0.798	0.934	0.746	0.234	3.193	286.3	384.0
11	99.9	2000	423	89.82	302.51	18.81	13.39	5.42	28.88	127.98	0.893	0.917	0.819	0.943	0.922	0.870	0.842	0.846	0.712	0.211	3.368	277.8	390.2
12	65.1	2000	427	85.68	287.48	17.94	12.87	5.08	27.47	128.71	0.890	0.922	0.821	0.942	0.927	0.874	0.839	0.855	0.717	0.214	3.355	263.2	367.0
13	48.8	2000	433	80.48	268.60	16.86	12.18	4.67	25.70	129.59	0.887	0.928	0.823	0.941	0.933	0.878	0.834	0.866	0.723	0.217	3.338	267.9	370.6
14	44.4	2000	436	78.01	259.64	16.34	11.85	4.49	24.66	130.00	0.885	0.931	0.824	0.940	0.936	0.880	0.832	0.872	0.725	0.218	3.328	268.0	369.5
15	40.4	2000	439	75.36	250.04	15.78	11.49	4.30	23.96	130.44	0.883	0.934	0.825	0.939	0.939	0.882	0.829	0.877	0.728	0.219	3.318	264.0	362.8
16	36.6	2000	444	70.58	232.64	14.78	10.81	3.97	22.33	131.21	0.879	0.940	0.826	0.938	0.944	0.885	0.824	0.887	0.731	0.222	3.296	272.5	372.7
17	32.6	2000	449	65.55	214.38	13.73	10.08	3.65	20.62	132.00	0.874	0.946	0.826	0.936	0.949	0.888	0.818	0.898	0.734	0.224	3.270	268.3	365.6
18	28.5	2000	452	62.73	204.13	13.14	9.65	3.48	19.66	132.43	0.870	0.949	0.826	0.935	0.952	0.890	0.814	0.903	0.735	0.226	3.254	300.7	409.2
19	24.5	2000	466	47.83	149.94	10.02	7.32	2.70	14.59	134.58	0.847	0.964	0.817	0.925	0.967	0.894	0.784	0.932	0.730	0.233	3.135	299.8	410.6
20	20.5	2000	477	35.49	105.01	7.43	5.24	2.19	10.39	136.20	0.813	0.976	0.793	0.910	0.977	0.889	0.740	0.954	0.705	0.238	2.959	337.9	479.1
21	99.9	2500	506	91.52	306.75	23.96	16.24	7.72	29.19	152.29	0.886	0.873	0.773	0.946	0.927	0.877	0.838	0.809	0.678	0.202	3.352	276.8	408.4
22	65.1	2500	519	83.88	278.88	21.96	15.15	6.81	26.58	154.81	0.880	0.887	0.781	0.944	0.935	0.883	0.831	0.830	0.690	0.207	3.325	271.8	394.1
23	48.8	2500	529	77.67	256.22	20.33	14.19	6.14	24.46	156.78	0.875	0.898	0.786	0.943	0.942	0.888	0.825	0.846	0.698	0.212	3.299	268.7	385.0
24	44.4	2500	531	74.89	246.06	19.61	13.74	5.86	23.51	157.64	0.872	0.903	0.788	0.942	0.945	0.890	0.821	0.853	0.701	0.213	3.286	264.0	376.6
25	40.4	2500	543	70.20	228.95	18.38	12.97	5.41	21.91	159.05	0.867	0.911	0.790	0.941	0.949	0.893	0.815	0.865	0.706	0.216	3.261	265.0	375.6
26	36.6	2500	544	68.18	221.56	17.85	12.62	5.23	21.22	159.65	0.864	0.915	0.791	0.940	0.951	0.894	0.812	0.870	0.707	0.218	3.250	268.8	380.1
27	32.6	2500	553	62.29	200.04	16.31	11.59	4.72	19.21	161.35	0.857	0.925	0.792	0.937	0.957	0.897	0.803	0.885	0.710	0.221	3.212	268.6	378.0
28	28.5	2500	559	58.51	186.23	15.32	10.90	4.42	17.92	162.41	0.851	0.931	0.792	0.935	0.961	0.899	0.796	0.894	0.711	0.224	3.183	284.4	399.8
29	24.5	2500	569	36.63	106.13	9.59	6.55	3.04	10.45	168.05	0.792	0.963	0.763	0.914	0.979	0.895	0.724	0.943	0.683	0.236	2.868	338.1	495.0
30	20.5	2500	604	24.62	62.12	6.44	3.93	2.51	6.35	170.78	0.716	0.979	0.701	0.881	0.988	0.870	0.631	0.967	0.610	0.242	2.524	436.0	714.8
31	99.9	3000	577	91.05	301.47	28.61	18.22	10.39	28.64	172.86	0.874	0.875	0.782	0.938	0.932	0.883	0.828	0.769	0.637	0.192	3.311	282.7	443.9
32	65.1	3000	596	83.42	273.57	26.21	17.08	9.13	26.03	177.06	0.867	0.846	0.733	0.946	0.940	0.889	0.820	0.795	0.652	0.199	3.279	269.7	413.9
33	48.8	3000	617	74.86	242.20	23.72	15.65	7.87	23.10	181.57	0.857	0.867	0.743	0.944	0.949	0.895	0.809	0.823	0.665	0.206	3.236	270.3	406.2
34	44.4	3000	623	72.29	232.58	22.71	15.19	7.52	22.22	182.88	0.854	0.873	0.746	0.943	0.951	0.897	0.805	0.831	0.669	0.208	3.220	261.6	391.2
35	40.4	3000	633	67.81	216.38	21.30	14.35	6.95	20.69	185.12	0.847	0.884	0.749	0.941	0.955	0.899	0.798	0.845	0.674	0.211	3.191	264.5	392.6
36	36.6	3000	640	64.92	205.76	20.39	13.79	6.60	19.70	186.53	0.843	0.891	0.751	0.940	0.958	0.901	0.792	0.853	0.676	0.213	3.170	268.3	396.8
37	32.6	3000	654	58.52	182.27	18.38	12.49	5.89	17.51	189.57	0.831	0.905	0.752	0.937	0.964	0.903	0.779	0.872	0.679	0.218	3.115	271.9	400.2
38	28.5	3000	675	48.93	147.05	15.37	10.39	4.98	14.23	193.88	0.808	0.926	0.748	0.930	0.972	0.904	0.751	0.900	0.676	0.225	3.005	300.0	443.8
39	24.5	3000	715	28.38	71.47	8.91	5.35	3.57	7.20	202.20	0.705	0.966	0.680	0.894	0.987	0.882	0.630	0.960	0.238	2.519	411.6	686.0	
40	20.5	3000	736	16.42	27.44	5.16	2.11	3.05	3.11	206.45	0.526	0.986	0.519	0.794	0.995	0.790	0.418	0.981	0.410	0.245	1.671	742.3	1811.7

Výpočet parametrů hnacího ústrojí pro nastavení $\beta_G = 4,5^\circ$ a $\beta_M = 18^\circ$.

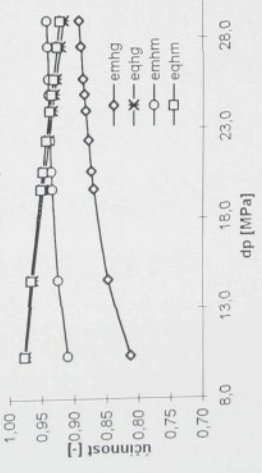
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro $ng=1500$ [ot/min]



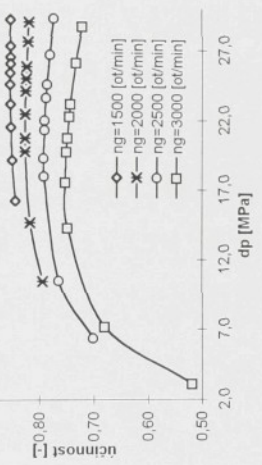
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro $ng=3000$ [ot/min]



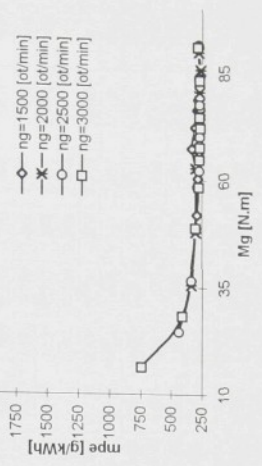
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro $ng=2000$ [ot/min]



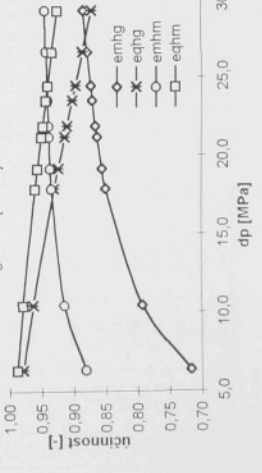
Celková účinnost HG



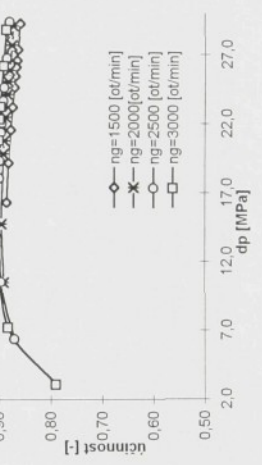
Specific spotřeba paliva pohonné jednotky mpe



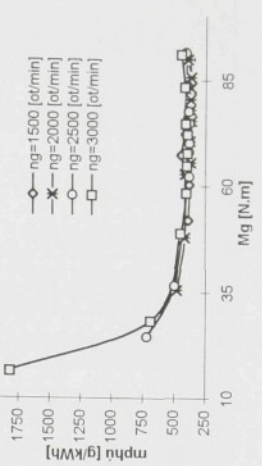
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro $ng=2500$ [ot/min]



Celková účinnost HM

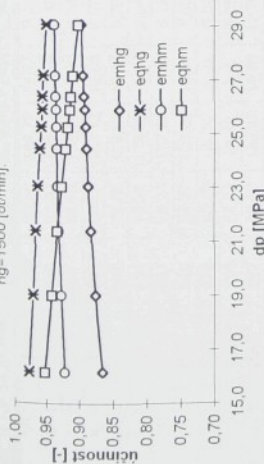


Specific spotřeba paliva hnacího ústrojí mph

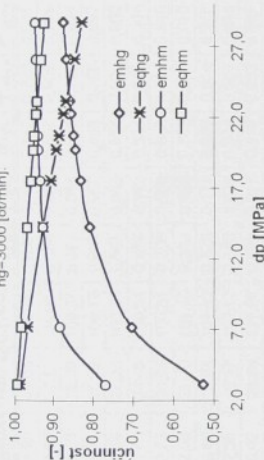


Charakteristiky účinnosti hnacího ústrojí pro nastavení $\beta_G=4,5^\circ$ a $\beta_M=18^\circ$

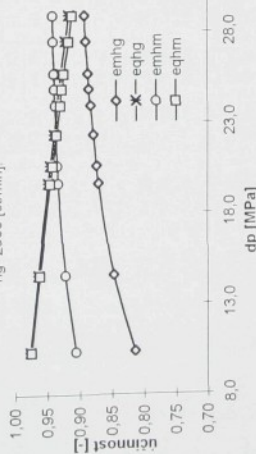
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro $ng=1500$ [dt/min]



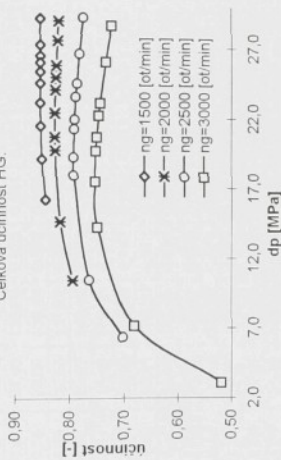
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro $ng=3000$ [dt/min]



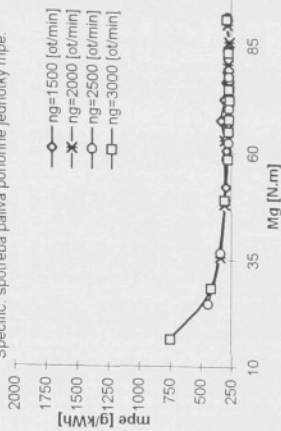
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro $ng=2000$ [dt/min]



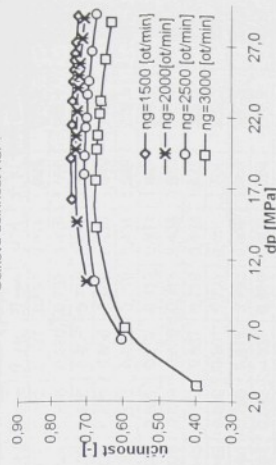
Celková účinnost HG



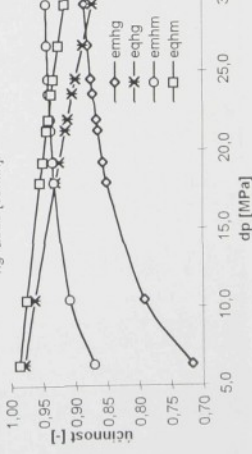
Specific, spotřeba paliva pohonné jednotky mpe.



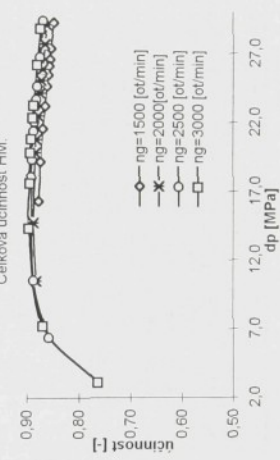
Celková účinnost Hsp.



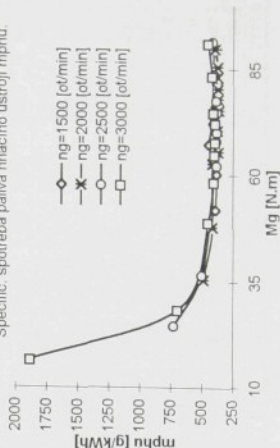
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro $ng=2500$ [dt/min]



Celková účinnost HM

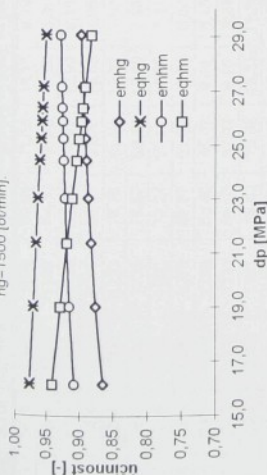


Specific, spotřeba paliva hnacího ústrojí mphu.

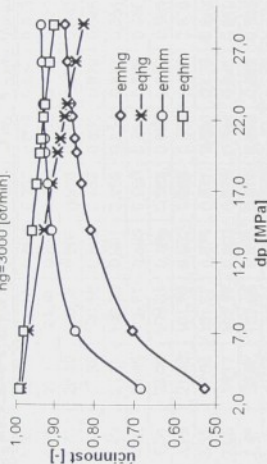


Charakteristiky účinnosti hnacího ústrojí pro nastavení $\beta_G=4,5^\circ$ a $\beta_M=13,5^\circ$.

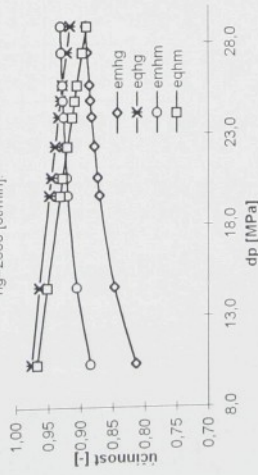
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro
ng=1500 [ot/min]



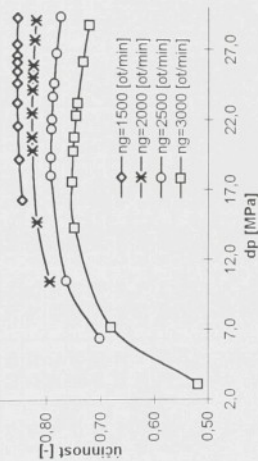
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro
ng=3000 [ot/min]



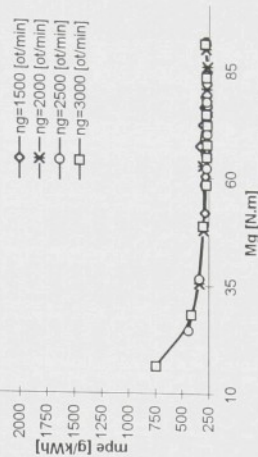
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro
ng=2000 [ot/min]



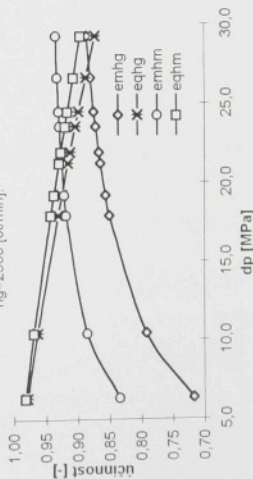
Celková účinnost HG



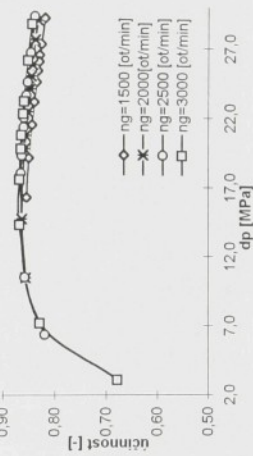
Specific spotřeba paliva pohonné jednotky mpe.



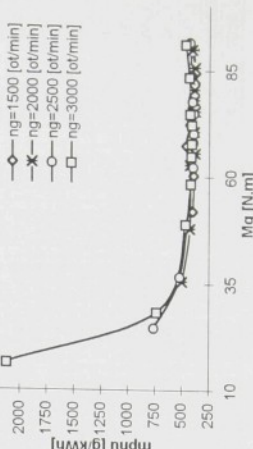
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro
ng=2500 [ot/min]



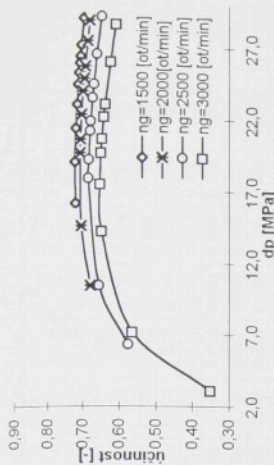
Celková účinnost HM



Specific spotřeba paliva hnacího ústrojí mphu.



Celková účinnost HsP.



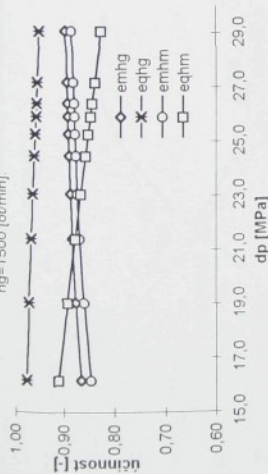
Charakteristiky účinnosti hnacího ústrojí pro nastavení $\beta_G = 4.5^\circ$ a $\beta_M = 9^\circ$.

Poznámka: Mechanické a průtokové účinnosti převodníků jsou vypočteny podle Kistočkinova algoritmu.

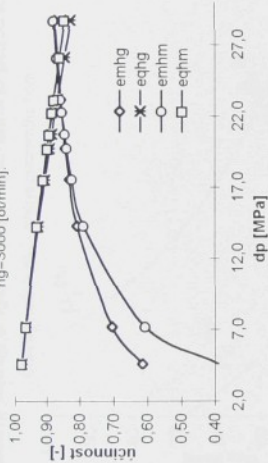
ČM	α [s/ř]	n _d [1/min]	n _h [1/min]	M ₀ [Nm]	M _n [Nm]	P ₀ [kW]	P ₂ [kW]	P ₀₂ [kW]	Q [l/min]	η _{mHG}	η _{gHG}	η _{HG}	η _{mHM}	η _{gHM}	η _{HM}	η _{misp}	η _{gisp}	η _{Hsp}	V [L]	K [L]	m _{pe} [g/kWh]	m _{shp} [g/kWh]	
1	99,9	1500	1176	89,98	71,36	14,13	8,79	5,35	29,06	24,87	0,897	0,950	0,852	0,884	0,825	0,730	0,793	0,784	0,622	0,784	0,793	275,9	443,8
2	65,1	1500	1199	84,40	66,48	13,26	8,35	4,91	27,17	24,98	0,894	0,954	0,853	0,881	0,838	0,738	0,788	0,800	0,630	0,800	0,788	267,1	424,0
3	48,8	1500	1209	82,10	64,47	12,90	8,16	4,73	26,39	100,08	0,893	0,956	0,853	0,880	0,843	0,742	0,785	0,806	0,633	0,806	0,785	268,6	424,3
4	44,4	1500	1215	80,71	63,25	12,68	8,05	4,63	25,92	100,18	0,892	0,957	0,853	0,879	0,846	0,744	0,784	0,810	0,635	0,810	0,784	272,1	428,7
5	40,4	1500	1223	78,76	61,54	12,37	7,88	4,49	25,26	100,33	0,891	0,958	0,854	0,877	0,851	0,746	0,781	0,815	0,637	0,815	0,781	279,8	439,1
6	36,6	1500	1233	76,37	59,45	12,00	7,68	4,32	24,45	100,51	0,889	0,960	0,854	0,875	0,856	0,750	0,778	0,822	0,640	0,822	0,778	287,3	449,0
7	32,6	1500	1250	72,24	55,82	11,35	7,31	4,04	23,05	100,81	0,886	0,963	0,853	0,872	0,866	0,755	0,773	0,833	0,644	0,833	0,773	302,4	469,5
8	28,5	1500	1270	67,37	51,55	10,58	6,86	3,73	21,40	101,15	0,882	0,966	0,852	0,867	0,876	0,760	0,765	0,847	0,648	0,847	0,765	329,5	508,6
9	24,5	1500	1298	60,40	45,43	9,49	6,18	3,31	19,04	101,62	0,875	0,971	0,850	0,859	0,892	0,769	0,752	0,865	0,651	0,865	0,752	282,3	433,7
10	20,5	1500	1332	51,93	37,97	8,16	5,29	2,86	16,17	102,17	0,865	0,976	0,844	0,846	0,910	0,769	0,731	0,888	0,649	0,888	0,731	286,3	441,1
11	99,9	2000	1531	89,82	70,96	18,81	11,38	7,43	28,88	127,98	0,893	0,917	0,819	0,885	0,835	0,739	0,790	0,766	0,605	0,766	0,790	277,8	459,2
12	65,1	2000	1557	85,68	67,28	17,94	10,97	6,98	27,47	128,71	0,890	0,922	0,821	0,882	0,844	0,745	0,785	0,778	0,611	0,778	0,785	263,2	430,6
13	48,8	2000	1589	80,48	62,65	16,86	10,42	6,43	25,70	129,59	0,887	0,928	0,823	0,878	0,856	0,751	0,779	0,794	0,618	0,794	0,779	267,9	433,2
14	44,4	2000	1604	78,01	60,45	16,34	10,15	6,18	24,86	130,40	0,885	0,931	0,824	0,876	0,861	0,754	0,775	0,802	0,621	0,802	0,775	268,0	432,8
15	40,4	2000	1620	75,36	58,10	15,78	9,86	5,93	23,96	130,44	0,883	0,934	0,825	0,873	0,867	0,757	0,771	0,810	0,624	0,810	0,771	274,0	422,8
16	36,6	2000	1649	70,58	53,83	14,78	9,29	5,49	22,33	131,21	0,879	0,940	0,826	0,868	0,877	0,761	0,763	0,824	0,629	0,824	0,763	272,5	433,4
17	32,6	2000	1679	65,55	49,35	13,73	8,67	5,05	20,62	132,00	0,874	0,946	0,826	0,862	0,888	0,765	0,753	0,839	0,632	0,839	0,753	268,3	424,7
18	28,5	2000	1695	62,73	46,83	13,14	8,31	4,83	19,66	132,43	0,870	0,949	0,826	0,858	0,894	0,766	0,746	0,848	0,633	0,848	0,746	300,7	475,2
19	24,5	2000	1781	47,83	33,50	10,02	6,25	3,77	14,59	134,58	0,847	0,964	0,817	0,827	0,924	0,764	0,700	0,890	0,624	0,890	0,700	299,8	480,7
20	20,5	2000	1849	35,49	22,45	7,43	4,35	3,09	10,39	136,20	0,813	0,976	0,793	0,778	0,947	0,737	0,632	0,924	0,585	0,924	0,632	337,9	578,1
21	99,9	2500	1829	91,52	71,58	23,96	13,71	10,25	29,19	152,29	0,886	0,873	0,773	0,883	0,838	0,740	0,782	0,732	0,572	0,732	0,782	276,8	483,8
22	65,1	2500	1896	83,88	64,70	21,96	12,84	9,12	26,58	154,81	0,880	0,887	0,781	0,876	0,855	0,749	0,771	0,758	0,585	0,758	0,771	271,8	464,7
23	48,8	2500	1949	77,67	59,09	20,33	12,06	8,27	24,45	156,78	0,875	0,898	0,786	0,870	0,868	0,755	0,761	0,780	0,593	0,780	0,761	268,7	452,9
24	44,4	2500	1973	74,89	56,58	19,61	11,89	7,91	23,51	157,64	0,872	0,903	0,788	0,867	0,874	0,757	0,756	0,789	0,596	0,789	0,756	264,0	442,7
25	40,4	2500	2013	70,20	52,34	18,38	11,03	7,34	21,91	159,05	0,867	0,911	0,790	0,860	0,883	0,760	0,746	0,805	0,600	0,805	0,746	265,0	441,4
26	36,6	2500	2030	68,18	50,51	17,85	10,74	7,11	21,22	159,65	0,864	0,915	0,791	0,857	0,888	0,761	0,741	0,812	0,602	0,812	0,741	268,8	446,8
27	32,6	2500	2079	62,29	45,18	16,31	9,84	6,47	19,21	161,35	0,857	0,925	0,792	0,847	0,900	0,762	0,725	0,832	0,603	0,832	0,725	268,6	445,2
28	28,5	2500	2111	58,51	41,75	15,32	9,23	6,09	17,92	162,41	0,851	0,931	0,792	0,839	0,907	0,761	0,714	0,844	0,602	0,844	0,714	284,4	472,1
29	24,5	2500	2284	36,63	21,87	9,59	5,23	4,36	10,45	168,05	0,792	0,963	0,763	0,753	0,949	0,715	0,597	0,914	0,546	0,914	0,597	338,1	619,8
30	20,5	2500	2373	24,62	10,93	6,44	2,72	3,73	6,35	170,78	0,716	0,979	0,701	0,620	0,970	0,601	0,444	0,949	0,422	0,949	436,0	1034,1	
31	99,9	3000	2092	91,05	69,85	28,61	15,30	13,30	28,64	172,86	0,874	0,825	0,721	0,878	0,845	0,742	0,767	0,697	0,535	0,697	0,767	282,7	528,5
32	65,1	3000	2184	83,42	62,88	26,21	14,38	11,83	26,03	177,06	0,867	0,846	0,733	0,870	0,861	0,749	0,754	0,728	0,549	0,728	0,754	269,7	491,5
33	48,8	3000	2286	74,86	55,03	23,52	13,17	10,34	23,10	181,57	0,857	0,867	0,743	0,858	0,879	0,754	0,735	0,762	0,560	0,762	0,735	270,3	482,6
34	44,4	3000	2316	72,29	52,77	22,71	12,77	9,93	22,22	182,88	0,854	0,873	0,746	0,853	0,884	0,754	0,729	0,772	0,563	0,772	0,729	261,6	465,0
35	40,4	3000	2369	67,81	48,56	21,30	12,04	9,26	20,69	185,12	0,847	0,884	0,749	0,845	0,893	0,755	0,716	0,790	0,565	0,790	0,716	264,5	467,9
36	36,6	3000	2402	64,92	45,90	20,39	11,54	8,85	19,70	186,53	0,843	0,891	0,751	0,839	0,899	0,754	0,707	0,801	0,566	0,801	0,707	268,3	474,0
37	32,6	3000	2475	58,52	40,40	18,38	10,37	8,01	17,51	189,57	0,831	0,905	0,752	0,823	0,911	0,750	0,684	0,825	0,564	0,825	0,684	271,9	482,1
38	28,5	3000	2583	48,93	31,16	15,37	8,43	6,94	14,23	193,88	0,808	0,926	0,748	0,788	0,930	0,733	0,637	0,861	0,548	0,861	0,637	300,0	547,3
39	24,5	3000	2800	28,38	12,16	8,91	3,56	5,35	7,20	202,20	0,705	0,966	0,680	0,608	0,966	0,588	0,428	0,933	0,400	0,933	411,6	1029,5	
40	20,5	3000	2917	20,72	4,95	6,51	1,51	5,00	4,58	204,97	0,614	0,979	0,601	0,390	0,979	0,381	0,239	0,959	0,229	0,972	442,3	3238,2	

Výpočet parametrů hnacího ústrojí pro nastavení $\beta_G = 4,5^\circ$ a $\beta_M = 4,5^\circ$.

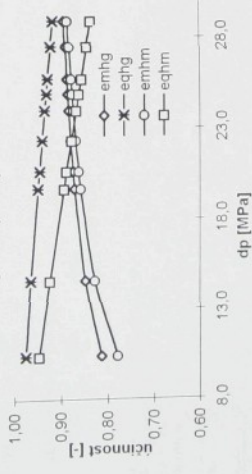
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro
ng=1500 [ot/min]



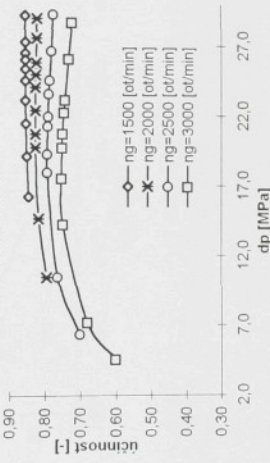
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro
ng=3000 [ot/min]



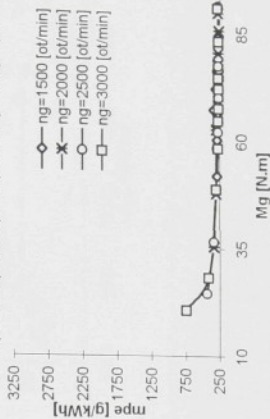
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro
ng=2000 [ot/min]



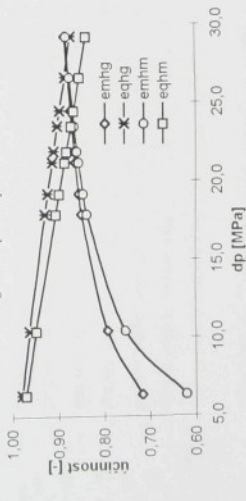
Celková účinnost HG



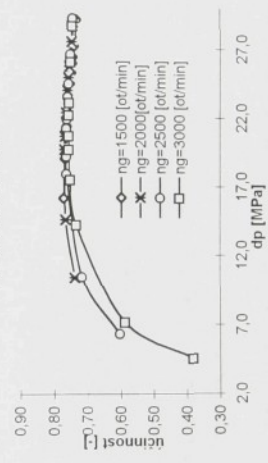
Specific spotřeba paliva pohonné jednotky mpe



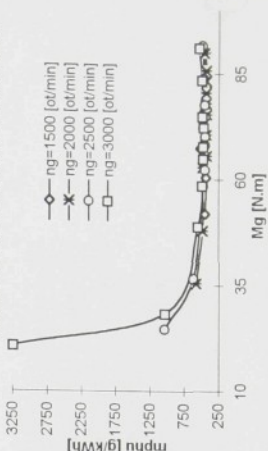
Mechanická a průtoková účinnost HG a HM pro
ng=2500 [ot/min]



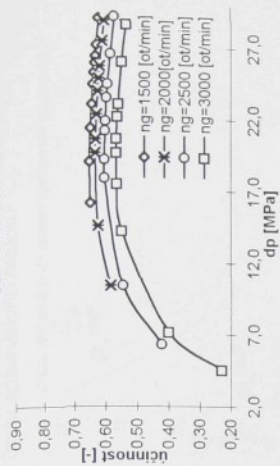
Celková účinnost HM



Specific spotřeba paliva hnacího ústrojí mphu

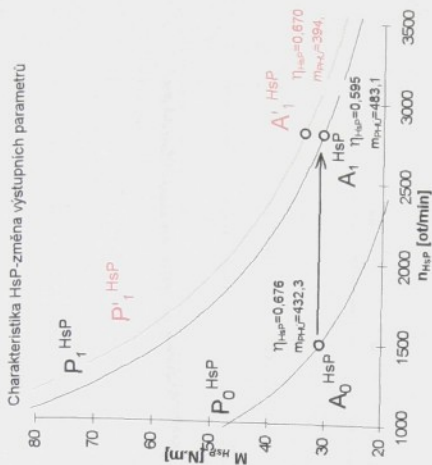
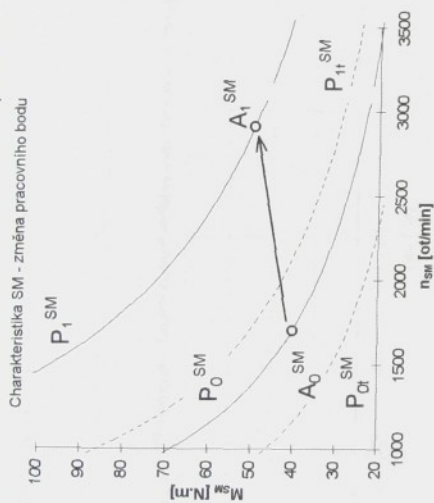
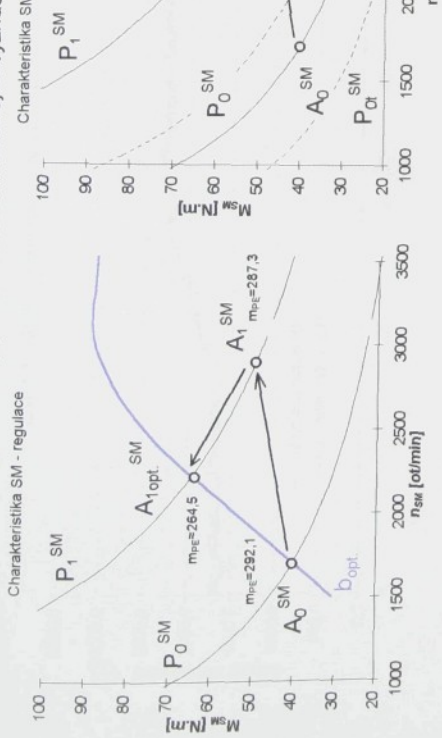


Celková účinnost Hsp



Charakteristiky účinností hnacího ústrojí pro nastavení $\beta_G = 4,5^\circ$ a $\beta_M = 4,5^\circ$.

Zobrazení změny parametru hnacího ústrojí s vyznačením optimálního pracovního bodu spalovacího motoru:



Simulace změny pracovního režimu hnacího ústrojí:

P. bod	α_{SW} [°]	β_{HW} [°]	η_{SM} [1/min]	η_{HP} [1/min]	M_{SM} [Nm]	M_{HP} [Nm]	P_{SM} [kW]	P_{HP} [kW]	P_{DS} [kW]	η_{mHG}	η_{gtHG}	η_{HG}	η_{mHM}	η_{gtHM}	η_{HM}	η_{mHSP}	η_{gtSP}	η_{HSP}	V [-]	K [-]	mpe [g/kWh]	mph [g/kWh]	
A ₀	20	11,70	13,10	1700	1499	40,27	30,85	7,17	2,33	0,834	0,997	0,831	0,820	0,991	0,813	0,684	0,988	0,876	0,882	0,766	292,1	432,3	
A ₁	33	11,70	11,86	2300	2801	49,67	30,57	15,06	8,97	6,12	0,800	0,990	0,792	0,759	0,989	0,751	0,607	0,960	0,596	0,966	0,616	287,3	483,1
A _{1,tor}	43	9,88	7,51	2220	2804	64,13	33,82	14,91	9,93	4,98	0,875	0,988	0,864	0,794	0,973	0,772	0,694	0,961	0,687	1,363	0,527	264,5	396,6

Poznámka: Všechny účinnosti udávané v tabulce jsou bezztrátové [1].

Poznámka: Všechny účinnosti udávané v tabulce jsou bezrozměrné [-].

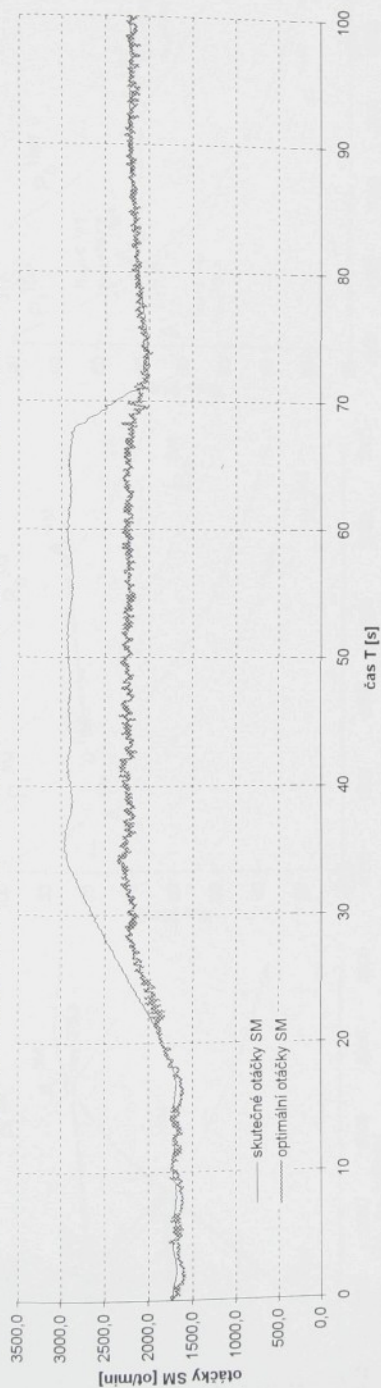
Legenda:

- | | | |
|-----------|-------|--|
| b_{opt} | | křivka zobrazující průběh momentu s min. spotřebou spalovacího motoru pro jednotlivé výkony, |
| A_{HSP} | | počáteční stav - pracovní bod zobrazující výstupní parametry hydrostatického převodu, |
| A_0 | | stav po změně - pracovní bod zobrazující změnu výstupních parametrů bez vlivu regulace, |
| A_1 | | stav po regulaci - pracovní bod zobrazující změnu výstupních parametrů po regulačním zásahu, |
| A_{HSP} | | počáteční stav - pracovní bod zobrazující parametry spalovacího motoru, |
| A_0 | | stav po změně - pracovní bod zobrazující změnu parametrů spalovacího motoru bez regulace, |
| A_1 | | stav po regulaci - pracovní bod zobrazující změnu parametrů SM po regulačním zásahu, |
| A_{opt} | | |

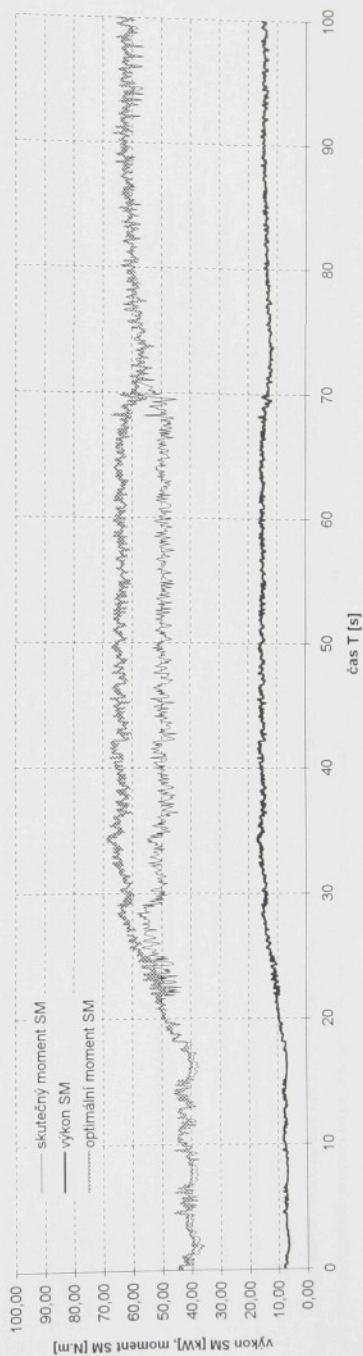
- | | |
|-----------------|--|
| P_0^{Hsp} | počáteční výkon hydrostatického převodu, |
| P_1^{Hsp} | výkon hydrostatického převodu po změně, |
| P_1^{Hsp} | výkon hydrostatického převodu po změně, |
| P_0^{SM} | počáteční výkon spalovacího motoru, |
| P_1^{SM} | výkon spalovacího motoru po změně, |
| P_α^{SM} | počáteční teoretický výkon spalovacího motoru, |
| P_{ti}^{SM} | teoretický výkon spalovacího motoru po změně, |

Změna 1: Zvýšení výstupních otáček η_{Hsr} , při zachování $M_{\text{Hsr}} \approx \text{konst.}$ (zobrazení změny parametru HÜ).

Změna otáček spalovacího motoru v závislosti na změně výstupních parametrů hnacího ústrojí

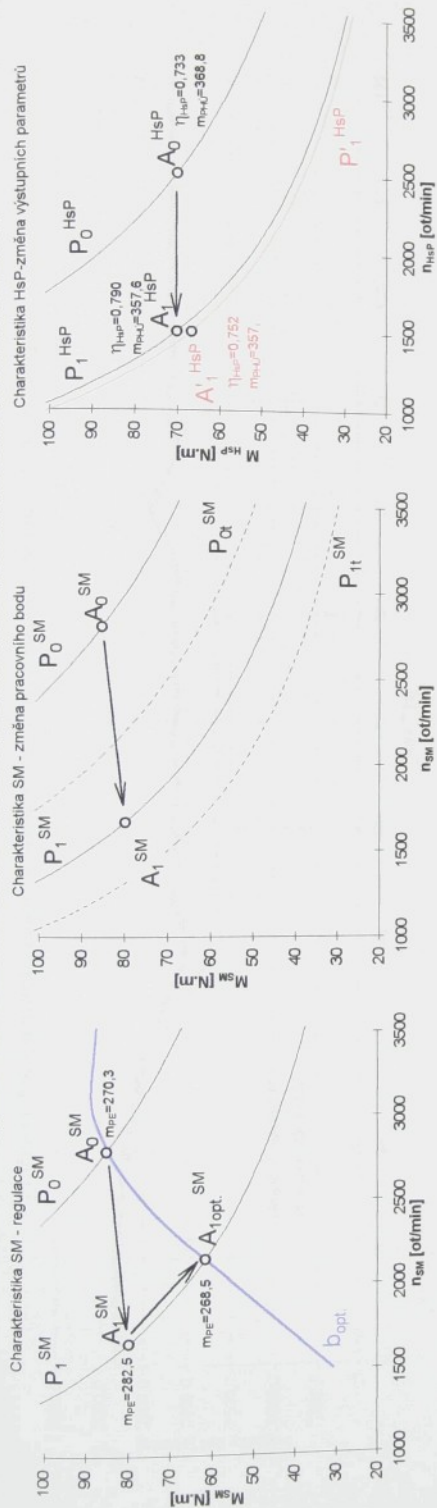


Změna momentu spalovacího motoru v závislosti na změně výstupních parametrů hnacího ústrojí



Změna 1: Zvýšení výstupních otáček n_{HSP} při zachování $M_{HSP} = \text{konst.}$ (dynamická charakteristika)

Zobrazení změny parametrů hnacího ústrojí s vyznačením optimálního pracovního bodu spalovacího motoru:



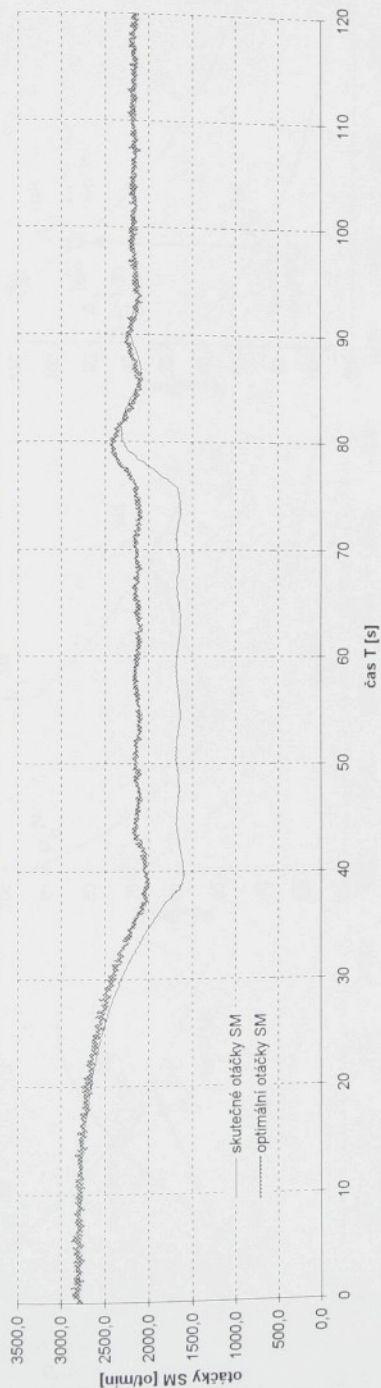
Simulace změny pracovního režimu hnacího ústrojí:

P	bod	$\alpha_{\text{opt}} [^\circ]$	$\beta_{\text{opt}} [^\circ]$	$\gamma_{\text{opt}} [^\circ]$	$\beta_{\text{HM}} [^\circ]$	$\gamma_{\text{HM}} [^\circ]$	$\eta_{\text{HS}} [1/\text{min}]$	$M_{\text{HM}} [\text{Nm}]$	$M_{\text{HS}} [\text{Nm}]$	$P_{\text{HM}} [\text{kW}]$	$P_{\text{HS}} [\text{kW}]$	$P_{\text{DIS}} [\text{kW}]$	η_{MHG}	η_{HG}	η_{qHM}	η_{HM}	η_{mHS}	η_{qHS}	η_{HS}	$V [^\circ]$	$K [-]$	mpe [g/kWh]	mphi [g/kWh]
A0	85	13.50	14.69	2800	2500	70.00	24.99	18.32	6.67	0.870	0.966	0.858	0.868	0.965	0.855	0.755	0.971	0.733	0.893	0.821	270.3	368.6	
A1	46	13.50	14.69	1667	1500	79.79	70.04	13.93	11.00	2.93	0.900	0.995	0.896	0.986	0.984	0.892	0.807	0.979	0.790	0.900	0.878	282.5	357.6
A1opt.	50	12.24	17.30	2160	1500	61.60	66.66	13.93	10.47	3.46	0.866	0.993	0.860	0.984	0.989	0.875	0.766	0.982	0.752	0.694	1.082	288.5	357.1

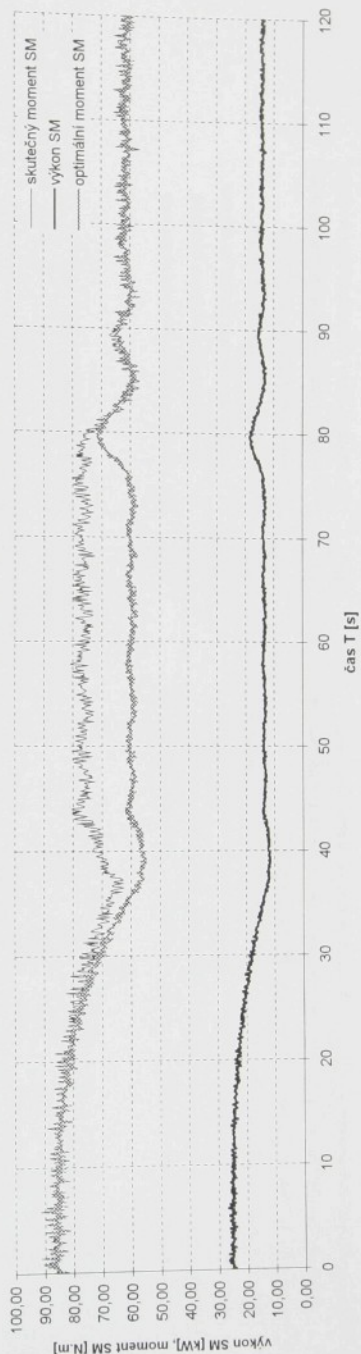
Legenda:

- | | | | | | | |
|--------------|-------|--|-----------|-----|-------|--|
| b_{opt} | | nřívka zobrazující průběh momentu s min. spotřebou paliva pro jednotlivé výkony, | P_0 | HsP | | počáteční výkon hydrostatického převodu, |
| A_0 | HsP | | P_{HsP} | HsP | | výkon hydrostatického převodu po změně, |
| A_1 | HsP | | P_1 | HsP | | výkon hydrostatického převodu po změně, |
| A_1' | HsP | | P_1 | SM | | počáteční výkon spalovacího motoru, |
| A_0 | SM | | P_0 | SM | | výkon spalovacího motoru po změně, |
| A_1 | SM | | P_1 | SM | | počáteční teoretický výkon spalovacího motoru, |
| $A_1'_{opt}$ | SM | | P_{11} | SM | | teoretický výspalovacího motoru po změně, |

Změna otáček spalovacího motoru v závislosti na změně výstupních parametrů hnacího ústrojí

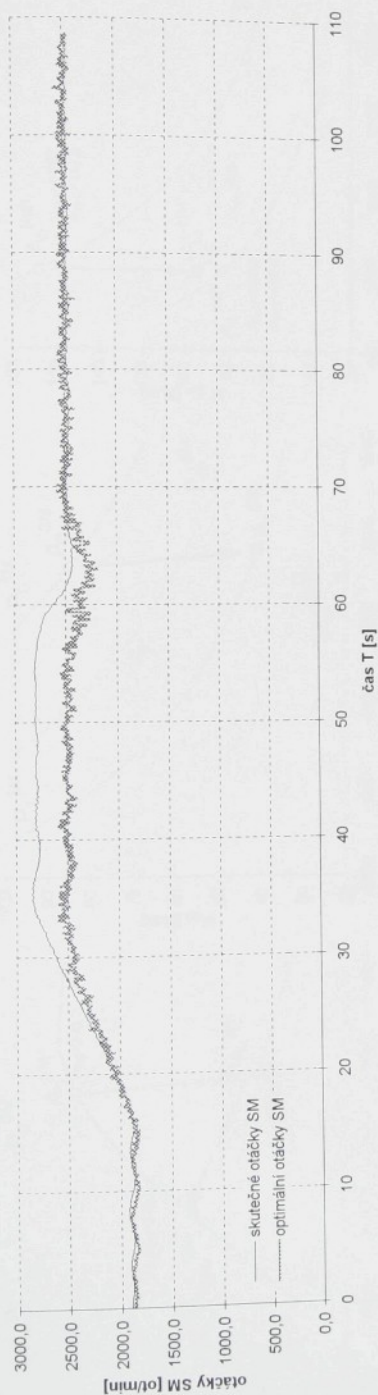


Změna momentu spalovacího motoru v závislosti na změně výstupních parametrů hnacího ústrojí

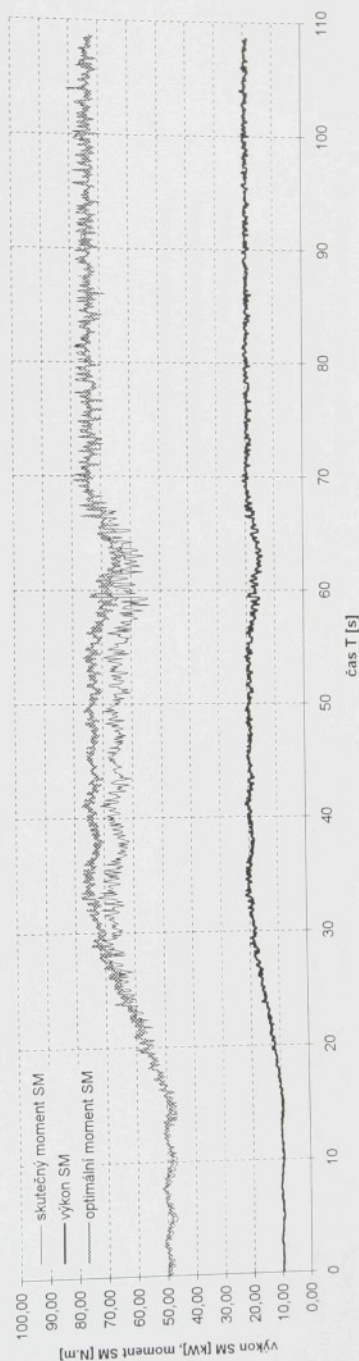


Změna 2: Snižování výstupních otáček n_{HSP} při zachování $M_{HSP} = \text{konst.}$ (dynamická charakteristika)

Změna otáček spalovacího motoru v závislosti na změně výstupních parametrů hnacího ústrojí

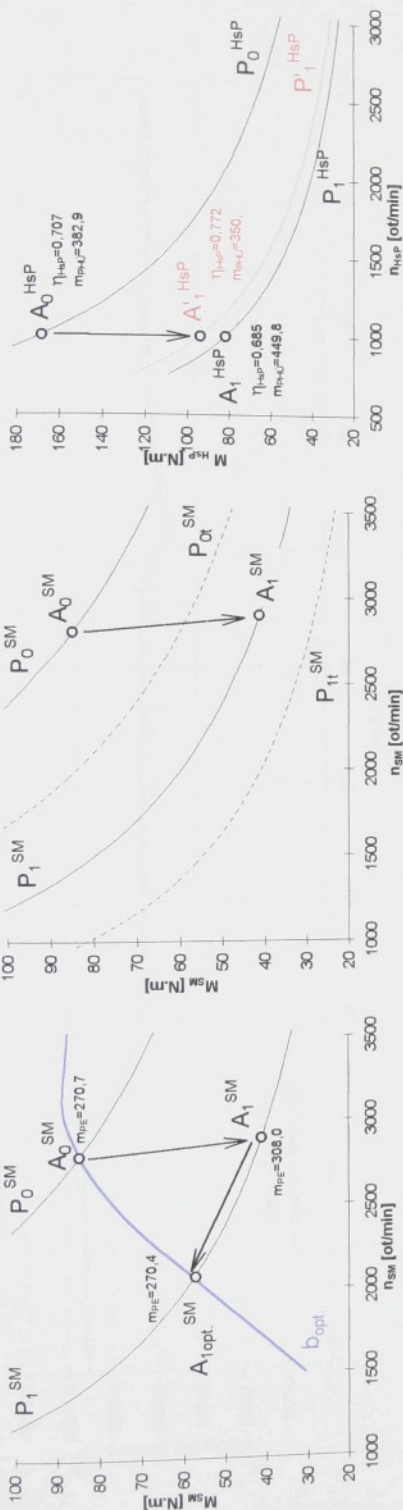
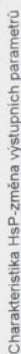
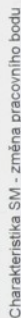


Změna momentu spalovacího motoru v závislosti na změně výstupních parametrů hnacího ústrojí



Změna 3: Zvýšení výstupního momentu M_{HSP} při zachování $\eta_{HSP} \approx \text{konst.}$ (dynamická charakteristika).

Charakteristika SM - regulace



Simulace změn pracovního režimu hnacího ústrojí:

P. bod	α_{SM} [°]	β_{HG} [°]	β_{HM} [°]	Γ_{SM} [1/min]	M_{HSR} [Nm]	M_{SH} [Nm]	P_{HSR} [kW]	P_{SH} [kW]	N_{mH} [N/m]	P_{DS} [kW]	η_{mHG}	η_{qHG}	η_{HG}	η_{mHM}	η_{qHM}	η_{HM}	η_{mHSR}	η_{qHSR}	η_{HSR}	V [%]	K [-]	mpe [g/kWh]	mpmh [g/kWh]
A0	54	5,40	12,91	2800	1000	84,93	167,97	24,90	17,59	7,31	0,879	0,905	0,796	0,941	0,944	0,888	0,828	0,854	0,707	0,357	1,978	270,7	382,9
A1	30	6,12	16,96	2000	1000	41,19	81,77	8,56	3,95	0,790	0,971	0,767	0,906	0,985	0,893	0,716	0,956	0,885	0,345	1,985	308,0	449,8	
1opt	32	8,71	18,00	2080	1000	57,16	93,74	12,45	9,82	2,63	0,870	0,988	0,859	0,912	0,994	0,898	0,794	0,777	0,481	1,640	270,4	350,4	

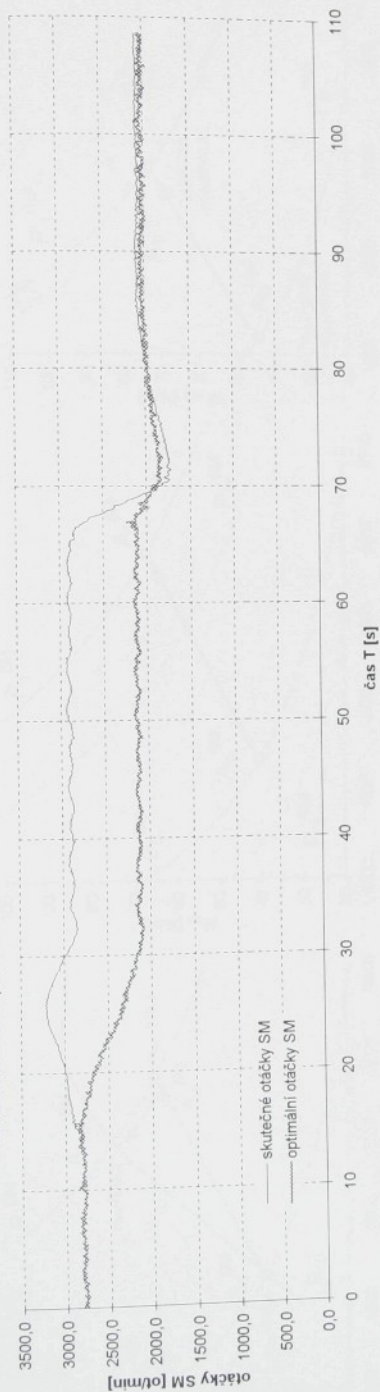
Poznámka: Všechny účinnosti udávané v tabulce jsou bezrozměrná veličina [-].

Legenda:

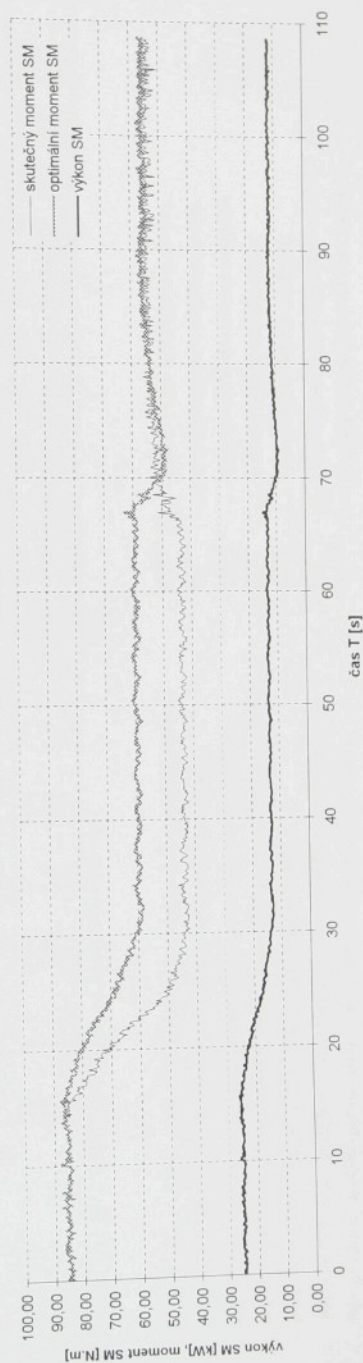
- | | | |
|---------------------|--|--------------------|
| | křivka zobrazující průběh momentu s min. spotřebou spalovacího motoru pro jednotlivé výkony, | P ₀ Hsp |
| A ₀ Hsp | | P ₁ Hsp |
| A ₀ | počáteční stav - pracovní bod zobrazující výstupní parametry hydrostatického převodu, | P ₁ Hsp |
| A ₁ Hsp | stav po změně - pracovní bod zobrazující změnu výstupních parametrů bez vlivu regulace, | P ₁ SM |
| A ₁ 'Hsp | stav po regulaci - pracovní bod zobrazující změnu výstupních parametrů po regulačním zásahu, | P ₁ SM |
| A ₀ SM | počáteční stav - pracovní bod zobrazující parametry spalovacího motoru, | P ₀ SM |
| A ₁ SM | stav po změně - pracovní bod zobrazující změnu parametrů spalovacího motoru bez regulace, | P ₁ SM |
| A ₁ 'SM | stav po regulaci - pracovní bod zobrazující změnu parametrů SM po regulačním zásahu, | P ₁ t |
| A ₀ 'SM | teoretický výkon spalovacího motoru po změně, | |
| A ₁ 'SM | počáteční teoretický výkon spalovacího motoru, | |
| A ₁ 't | teoretický výkon spalovacího motoru po změně, | |

Změna 4: Snížení výstupního momentu M_{HSP} při zachování $n_{HSP} \approx \text{konst.}$ (zobrazení změny parametru HÚ).

Změna otáček spalovacího motoru v závislosti na změně výstupních parametrů hnacího ústrojí



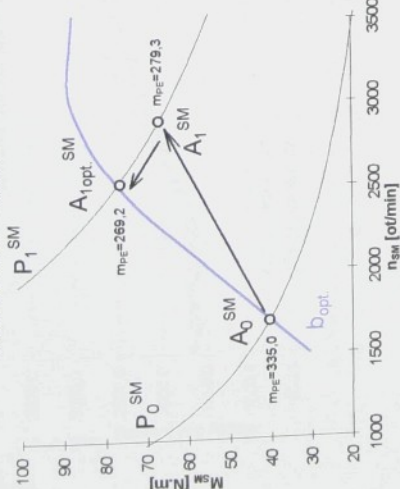
Změna momentu spalovacího motoru v závislosti na změně výstupních parametrů hnacího ústrojí



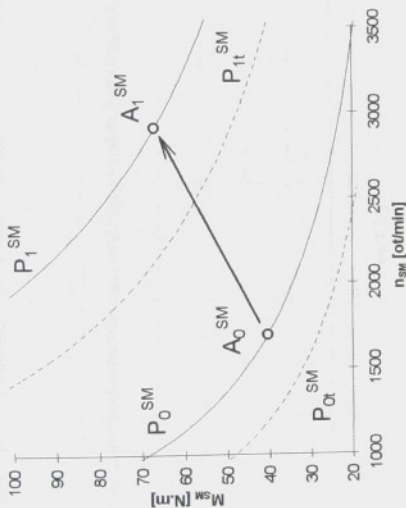
Změna 4: Snížení výstupního momentu M_{HSP} při zachování $\eta_{HSP} \approx \text{konst.}$ (dynamická charakteristika).

Zobrazení změn parametrů hnacího ústrojí s vyznačením optimálního bodu spalovacího motoru:

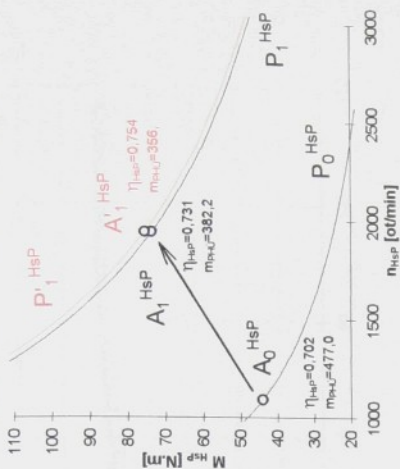
Charakteristika SM - regulace



Charakteristika SM - změna pracovního bodu



Charakteristika HsP-změna výstupních parametrů



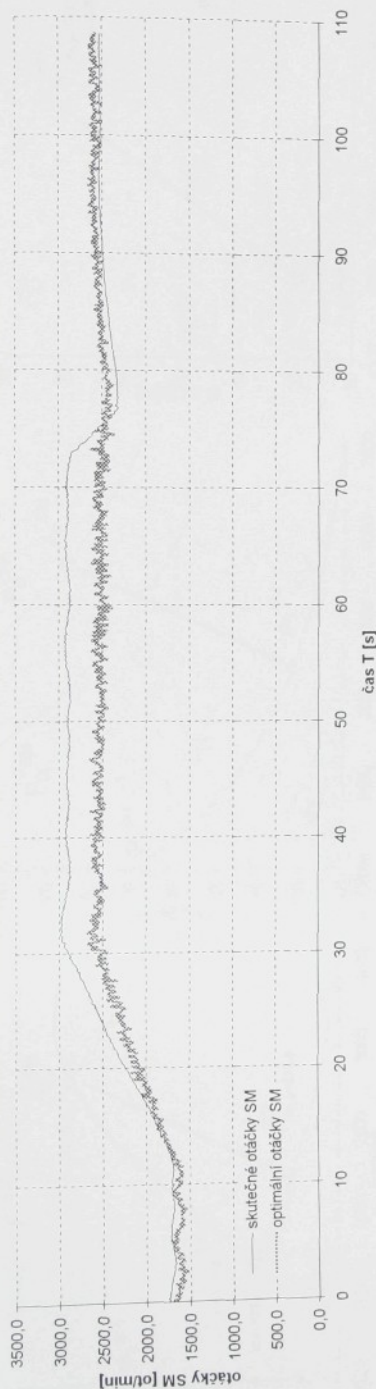
Simulace změny pracovního režimu hnacího ustrojí:

Simulace změny pracovního režimu hnacího ustrojí:																								
P	b	α_{90}	$[\theta]_{90}$	$[\theta]_{45}$	$[\theta]_{0}$	Γ_{rot}	M_{SM}	M_{HSP}	P_{SM}	P_{HSP}	P_{DS}	η_{mHG}	η_{qHG}	η_{HG}	η_{mHSP}	η_{qHSP}	η_{HSP}	V	K	mpe	g/kWh	mph	g/kWh	
A0	20	11,70	18,00	1700	1063	40,27	43,97	7,17	5,03	2,14	0,834	0,997	0,831	0,851	0,845	0,710	0,960	0,702	0,643	1,092	335,0	477,0		
A1	45	8,82	12,60	2900	1935	67,09	73,50	20,37	14,89	5,48	0,856	0,974	0,833	0,896	0,979	0,877	0,767	0,953	0,731	0,667	1,096	279,3	382,2	
A2	60	8,82	14,40	4000	2926	76,45	75,33	20,26	15,27	4,98	0,883	0,976	0,862	0,902	0,972	0,875	0,795	0,949	0,754	0,985	289,2	356,8		

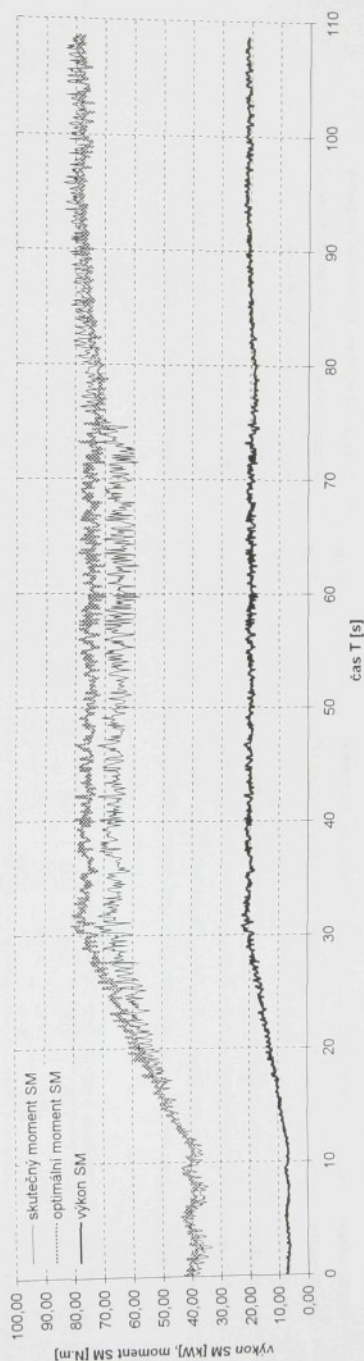
Legenda:

b_{opt}	křivka zobrazující průběh momentu s min. spotřebou spalovacího motoru pro jednotlivé výkony,
A_{Hsp}	počáteční stav - pracovní bod zobrazující výstupní parametry hydrostatického převodu,
A_0	stav po změně - pracovní bod zobrazující změnu výstupních parametrů bez vlivu regulace,
A_1	stav po regulaci - pracovní bod zobrazující změnu výstupních parametrů po regulačním zásahu,
A_1^{Hsp}	počáteční stav - pracovní bod zobrazující parametry spalovacího motoru,
A_0^{SM}	stav po změně - pracovní bod zobrazující změnu parametrů spalovacího motoru bez regulace,
A_1^{SM}	stav po regulaci - pracovní bod zobrazující změnu parametrů SM po regulačním zásahu,
A_1^{opt}	stav po regulaci - pracovní bod zobrazující změnu parametrů SM po regulačním zásahu,

Změna otáček spalovacího motoru v závislosti na změně výstupních parametrů hnacího ústrojí

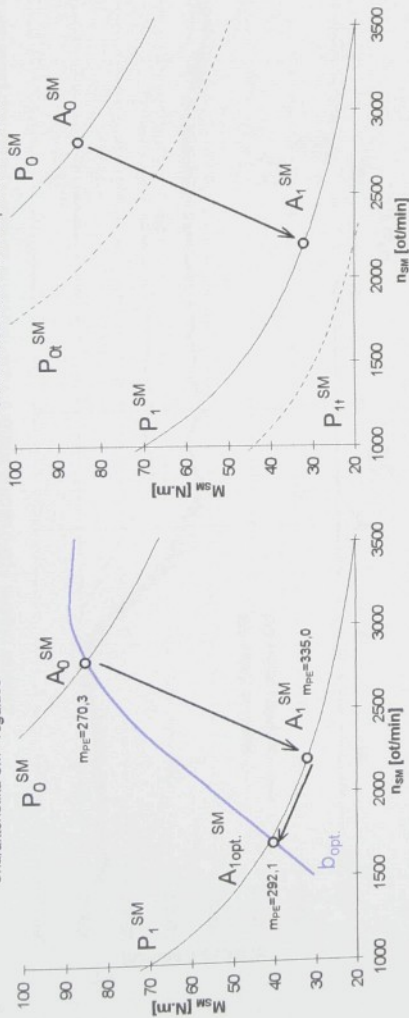


Změna momentu spalovacího motoru v závislosti na změně výstupních parametrů hnacího ústrojí

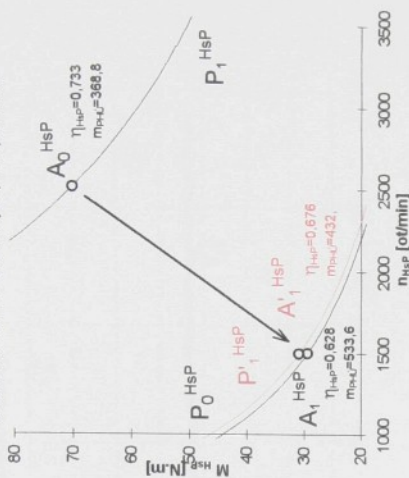


Změna 5: Zvýšení výstupních otáček n_{HSP} , při současném nárůstu M_{HSP} (dynamická charakteristika).

Charakteristika SM - regulace



Charakteristika SM - změna pracovního bodu



Charakteristika HsP-změna výstupních parametrů

Simulace změn pracovního režimu hnacího ústrojí:

P	α_{opt} [°]	β_{opt} [°]	β_{int} [°]	η_{HP} [1/min]	η_{SM} [1/min]	M_{SM} [Nm]	M_{HP} [Nm]	P_{SM} [kW]	P_{HP} [kW]	P_{DIS} [kW]	η_{MHG}	η_{HG}	η_{MHM}	η_{GHM}	η_{HM}	η_{mHSF}	η_{qHSF}	η_{HSF}	V [-]	K [-]	mpe [g/kW/h]	mpHu [g/kW/h]	
A ₀	85	13.50	14.69	2800	2500	85.24	70.00	24.99	18.32	6.67	0.870	0.986	0.858	0.988	0.985	0.755	0.971	0.733	0.893	0.821	270.3	368.8	
A ₁	28.5	9.00	13.00	2200	1501	31.95	29.40	7.36	4.62	2.74	0.782	0.994	0.778	0.814	0.991	0.807	0.637	0.985	0.628	0.882	0.920	335.0	533.6
A _{opt}	20	11.70	13.10	1700	1500	40.27	30.85	7.17	4.85	2.32	0.834	0.997	0.831	0.820	0.991	0.813	0.684	0.988	0.676	0.882	0.766	292.1	432.3

Poznámka: Všechny účinnosti udávané v tabulce jsou bezrozměrné [-].

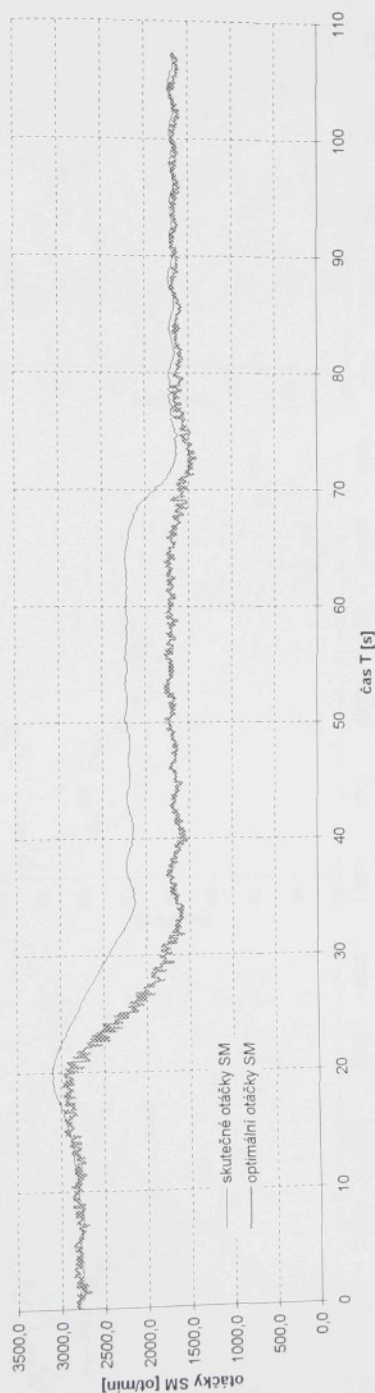
Legenda:

D _{opt}		křivka zobrazující průběh momentu s nín. spotřebou spalovacího motoru pro jednotlivé výkony,
A ₀ HSP		počáteční stav - pracovní bod zobrazující výstupní parametry hydrostatického převodu,
A ₁ HSP		stav po změně - pracovní bod zobrazující změnu výstupních parametrů bez vlivu regulace,
A ₁ HSP		stav po změně - pracovní bod zobrazující změnu výstupních parametrů po regulačním zásahu
A ₀ SM		počáteční stav - pracovní bod zobrazující parametry spalovacího motoru,
A ₁ SM		stav po změně - pracovní bod zobrazující změnu parametrů spalovacího motoru bez regulace
A ₁ SM		stav po regulaci - pracovní bod zobrazující změnu parametrů SM po regulačním zásahu,
A ₁ opt		stav po regulaci - pracovní bod zobrazující změnu parametrů SM po regulačním zásahu,

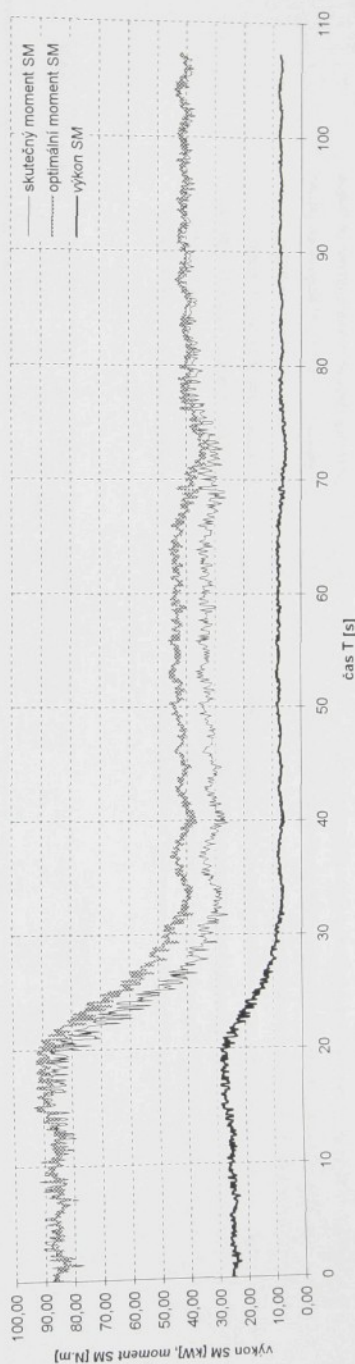
P_0^{Hsp} P_1^{Hsp} P_1^{Hsp} P_0^{SM} P_1^{SM} P_α^{SM} P_{1t}^{SM}

Změna 6: Snížení výstupních otáček n_{HSP} , při současném poklesu M_{HSP} (zobrazení parametru hnacího ústrojí).

Změna otáček spalovacího motoru v závislosti na změně výstupních parametrů hnacího ústrojí

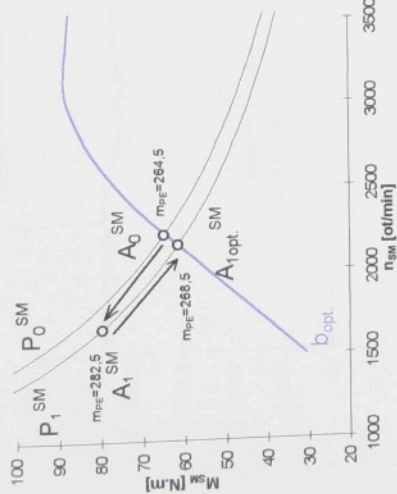


Změna momentu spalovacího motoru v závislosti na změně výstupních parametrů hnacího ústrojí

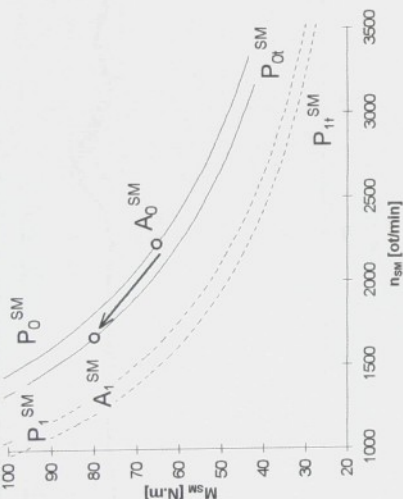


Změna 6: Snížení výstupních otáček n_{HSP} , při současném poklesu M_{HSP} (dynamická charakteristika).

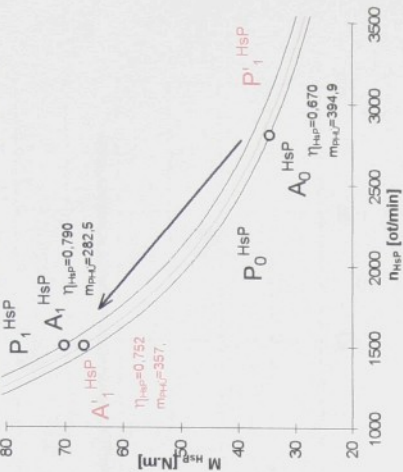
Charakteristika SM - regulace



Charakteristika SM - změna pracovního bodu



Charakteristika HsP-změna výstupních parametrů



P. bod	$\alpha_{\text{set}} [^\circ]$	$\beta_{\text{set}} [^\circ]$	$ \dot{\beta}_{\text{set}} [^\circ/\text{min}]$	$ \dot{\Omega}_{\text{set}} [^\circ/\text{min}]$	$n_{\text{vap}} [1/\text{min}]$	$M_{\text{SM}} [\text{Nm}]$	$M_{\text{+se}} [\text{Nm}]$	$P_{\text{SM}} [\text{kW}]$	$P_{\text{+se}} [\text{kW}]$	$P_{\text{DS}} [\text{kW}]$	η_{mHG}	η_{dHG}	η_{HG}	η_{mHM}	η_{dHM}	η_{HM}	η_{mHSP}	η_{dHSP}	η_{HSP}	$V [-]$	$K [-]$	$\rho_{\text{pe}} [\text{g/kWh}]$	$\rho_{\text{mhu}} [\text{g/kWh}]$
A_0	43	9.90	7.52	2220	2804	64.99	34.46	15.11	10.12	4.99	0.876	0.987	0.865	0.796	0.972	0.774	0.688	0.960	0.670	1.263	0.530	264.5	394.9
A_1	46	13.50	14.69	1667	1500	79.79	70.04	13.93	11.00	2.93	0.900	0.995	0.895	0.896	0.984	0.882	0.807	0.979	0.790	0.900	0.878	282.5	357.6
A_{aver}	50	12.24	17.30	2160	1500	61.60	66.66	13.93	10.47	3.46	0.866	0.993	0.860	0.884	0.989	0.875	0.766	0.982	0.752	0.694	1.082	268.5	357.1

Poznámka: Všechny účinnosti udávané v tabulce jsou bezrozměrné [-].

Legenda:

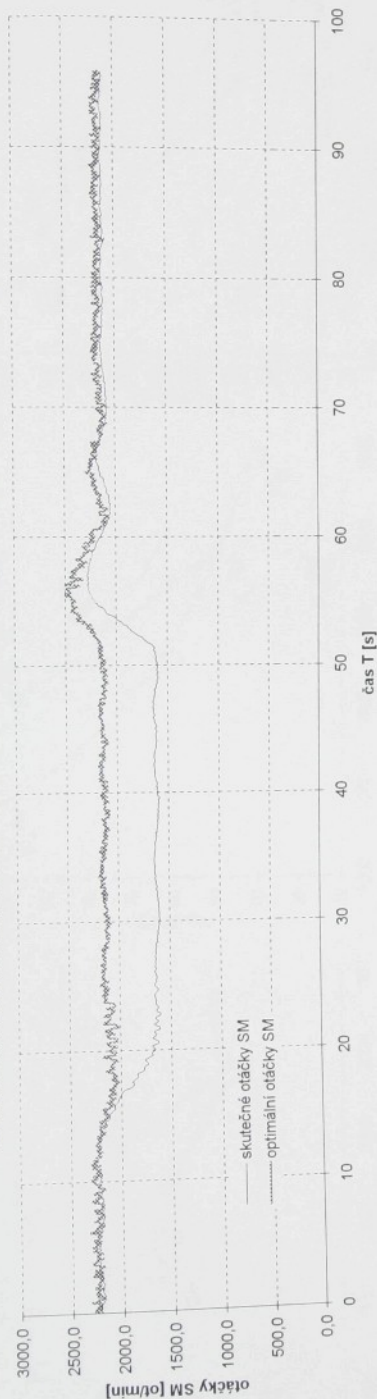
- | | | |
|------------------------------|-------|--|
| b _{opt} | | křivka zobrazující průběh momentu s min. spotřebou spalovacího motoru pro jednotlivé výkony, |
| A _{HSP} | | počáteční stav - pracovní bod zobrazující výstupní parametry hydrostatického převodu, |
| A ₁ | | stav po změně - pracovní bod zobrazující změnu výstupních parametrů bez vlivu regulace, |
| A ₁ SM | | stav po regulaci - pracovní bod zobrazující změnu výstupních parametrů po regulacím zásahu, |
| A ₀ | | počáteční stav - pracovní bod zobrazující parametry spalovacího motoru, |
| A ₁ | | stav po změně - pracovní bod zobrazující změnu parametru spalovacího motoru bez regulace, |
| A ₁ SM | | stav po regulaci - pracovní bod zobrazující změnu parametru SM po regulacím zásahu, |

b_{cent} křivka zobrazující průběh momentu s min. spotřebou spalovacího motoru pro jednotlivé výkony,

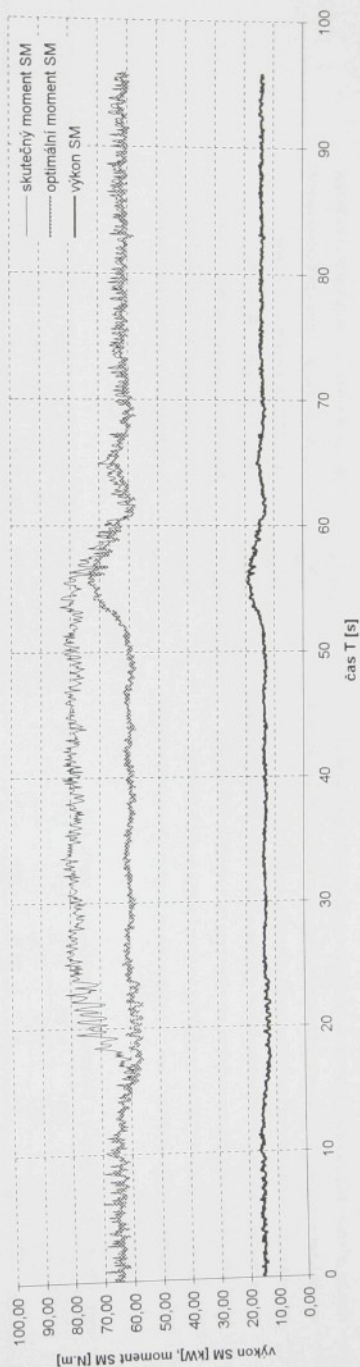
- | | |
|---------------|---|
| | výkon hydrostatického převodu po změně, |
| P_{H_1} | SM |
| P_{H_2} | SM |
| P_{H_3} | SM |
| P_{H_4} | SM |
| P_{H_5} | SM |
| P_{H_6} | SM |
| P_{H_7} | SM |
| P_{H_8} | SM |
| P_{H_9} | SM |
| $P_{H_{10}}$ | SM |
| $P_{H_{11}}$ | SM |
| $P_{H_{12}}$ | SM |
| $P_{H_{13}}$ | SM |
| $P_{H_{14}}$ | SM |
| $P_{H_{15}}$ | SM |
| $P_{H_{16}}$ | SM |
| $P_{H_{17}}$ | SM |
| $P_{H_{18}}$ | SM |
| $P_{H_{19}}$ | SM |
| $P_{H_{20}}$ | SM |
| $P_{H_{21}}$ | SM |
| $P_{H_{22}}$ | SM |
| $P_{H_{23}}$ | SM |
| $P_{H_{24}}$ | SM |
| $P_{H_{25}}$ | SM |
| $P_{H_{26}}$ | SM |
| $P_{H_{27}}$ | SM |
| $P_{H_{28}}$ | SM |
| $P_{H_{29}}$ | SM |
| $P_{H_{30}}$ | SM |
| $P_{H_{31}}$ | SM |
| $P_{H_{32}}$ | SM |
| $P_{H_{33}}$ | SM |
| $P_{H_{34}}$ | SM |
| $P_{H_{35}}$ | SM |
| $P_{H_{36}}$ | SM |
| $P_{H_{37}}$ | SM |
| $P_{H_{38}}$ | SM |
| $P_{H_{39}}$ | SM |
| $P_{H_{40}}$ | SM |
| $P_{H_{41}}$ | SM |
| $P_{H_{42}}$ | SM |
| $P_{H_{43}}$ | SM |
| $P_{H_{44}}$ | SM |
| $P_{H_{45}}$ | SM |
| $P_{H_{46}}$ | SM |
| $P_{H_{47}}$ | SM |
| $P_{H_{48}}$ | SM |
| $P_{H_{49}}$ | SM |
| $P_{H_{50}}$ | SM |
| $P_{H_{51}}$ | SM |
| $P_{H_{52}}$ | SM |
| $P_{H_{53}}$ | SM |
| $P_{H_{54}}$ | SM |
| $P_{H_{55}}$ | SM |
| $P_{H_{56}}$ | SM |
| $P_{H_{57}}$ | SM |
| $P_{H_{58}}$ | SM |
| $P_{H_{59}}$ | SM |
| $P_{H_{60}}$ | SM |
| $P_{H_{61}}$ | SM |
| $P_{H_{62}}$ | SM |
| $P_{H_{63}}$ | SM |
| $P_{H_{64}}$ | SM |
| $P_{H_{65}}$ | SM |
| $P_{H_{66}}$ | SM |
| $P_{H_{67}}$ | SM |
| $P_{H_{68}}$ | SM |
| $P_{H_{69}}$ | SM |
| $P_{H_{70}}$ | SM |
| $P_{H_{71}}$ | SM |
| $P_{H_{72}}$ | SM |
| $P_{H_{73}}$ | SM |
| $P_{H_{74}}$ | SM |
| $P_{H_{75}}$ | SM |
| $P_{H_{76}}$ | SM |
| $P_{H_{77}}$ | SM |
| $P_{H_{78}}$ | SM |
| $P_{H_{79}}$ | SM |
| $P_{H_{80}}$ | SM |
| $P_{H_{81}}$ | SM |
| $P_{H_{82}}$ | SM |
| $P_{H_{83}}$ | SM |
| $P_{H_{84}}$ | SM |
| $P_{H_{85}}$ | SM |
| $P_{H_{86}}$ | SM |
| $P_{H_{87}}$ | SM |
| $P_{H_{88}}$ | SM |
| $P_{H_{89}}$ | SM |
| $P_{H_{90}}$ | SM |
| $P_{H_{91}}$ | SM |
| $P_{H_{92}}$ | SM |
| $P_{H_{93}}$ | SM |
| $P_{H_{94}}$ | SM |
| $P_{H_{95}}$ | SM |
| $P_{H_{96}}$ | SM |
| $P_{H_{97}}$ | SM |
| $P_{H_{98}}$ | SM |
| $P_{H_{99}}$ | SM |
| $P_{H_{100}}$ | SM |
| $P_{H_{101}}$ | SM |
| $P_{H_{102}}$ | SM |
| $P_{H_{103}}$ | SM |
| $P_{H_{104}}$ | SM |
| $P_{H_{105}}$ | SM |
| $P_{H_{106}}$ | SM |
| $P_{H_{107}}$ | SM |
| $P_{H_{108}}$ | SM |
| $P_{H_{109}}$ | SM |
| $P_{H_{110}}$ | SM |
| $P_{H_{111}}$ | SM |
| $P_{H_{112}}$ | SM |
| $P_{H_{113}}$ | SM |
| $P_{H_{114}}$ | SM |
| $P_{H_{115}}$ | SM |
| $P_{H_{116}}$ | SM |
| $P_{H_{117}}$ | SM |
| $P_{H_{118}}$ | SM |
| $P_{H_{119}}$ | SM |
| $P_{H_{120}}$ | SM |
| $P_{H_{121}}$ | SM |
| $P_{H_{122}}$ | SM |
| $P_{H_{123}}$ | SM |
| $P_{H_{124}}$ | SM |
| $P_{H_{125}}$ | SM |
| $P_{H_{126}}$ | SM |
| $P_{H_{127}}$ | SM |
| $P_{H_{128}}$ | SM |
| $P_{H_{129}}$ | SM |
| $P_{H_{130}}$ | SM |
| $P_{H_{131}}$ | SM |
| $P_{H_{132}}$ | SM |
| $P_{H_{133}}$ | SM |
| $P_{H_{134}}$ | SM |
| $P_{H_{135}}$ | SM |
| $P_{H_{136}}$ | SM |
| $P_{H_{137}}$ | SM |
| $P_{H_{138}}$ | SM |
| $P_{H_{139}}$ | SM |
| $P_{H_{140}}$ | SM |
| $P_{H_{141}}$ | SM |
| $P_{H_{142}}$ | SM |
| $P_{H_{143}}$ | SM |
| $P_{H_{144}}$ | SM |
| $P_{H_{145}}$ | SM |
| $P_{H_{146}}$ | SM |
| $P_{H_{147}}$ | SM |
| $P_{H_{148}}$ | SM |
| $P_{H_{149}}$ | SM |
| $P_{H_{150}}$ | SM |
| $P_{H_{151}}$ | SM |
| $P_{H_{152}}$ | SM |
| $P_{H_{153}}$ | SM |
| $P_{H_{154}}$ | SM |
| $P_{H_{155}}$ | SM |
| $P_{H_{156}}$ | SM |
| $P_{H_{157}}$ | SM |
| $P_{H_{158}}$ | SM |
| $P_{H_{159}}$ | SM |
| $P_{H_{160}}$ | SM |
| P_{H_{161 | |

Změna 7: Zvýšení výstupního momentu M_{HSP} , při současném poklesu n_{HSP} (zobrazení změny pracovního bodu HÚ).

Změna otáček spalovacího motoru v závislosti na změně výstupních parametrů hnacího ústrojí

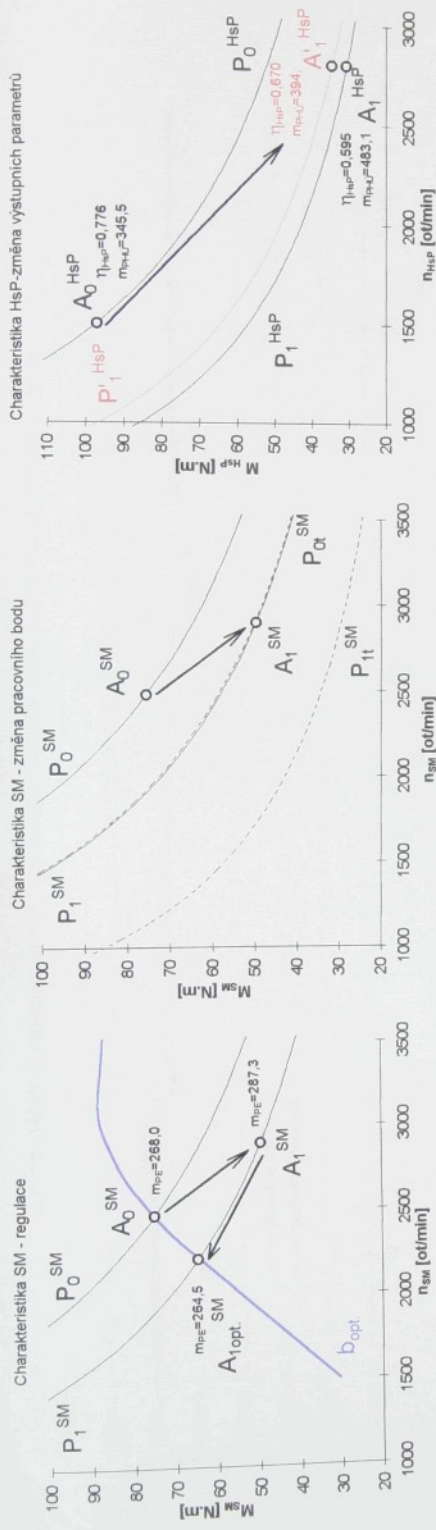


Změna momentu spalovacího motoru v závislosti na změně výstupních parametrů hnacího ústrojí



Změna 7: Zvýšení výstupního momentu M_{HSP} při současném poklesu n_{HSP} (dynamická charakteristika).

Zobrazení změny parametrů hnacího ústrojí s vyznačením optimálního pracovního bodu spalovacího motoru:



Simulace změny pracovního režimu hnacího ústrojí:

P. bod	α_{SM} [°]	β_{HG} [°]	β_{HM} [°]	n_{SM} [1/min]	n_{HSP} [1/min]	M_{SM} [Nm]	M_{HSP} [Nm]	P_{SM} [kW]	P_{HSP} [kW]	P_{DIS} [kW]	η_{mHG}	η_{qHG}	η_{HG}	η_{mHM}	η_{qHM}	η_{HM}	η_{mHSP}	η_{qHSP}	η_{HSP}	V [-]	K [-]	m_{pe} [g/kWh]	m_{ph} [g/kWh]
A0	32	11,20	18,00	2480	1486	75,42	96,85	19,59	15,19	4,39	0,879	0,986	0,866	0,909	0,985	0,896	0,799	0,971	0,776	0,604	1,264	266,0	345,5
A1	33	11,70	11,86	2900	2801	49,67	30,57	15,08	8,97	6,12	0,800	0,990	0,792	0,759	0,989	0,751	0,607	0,980	0,595	0,966	0,616	287,3	483,1
A1opt.	43	9,90	7,52	2220	2801	64,99	34,47	15,11	10,11	5,00	0,876	0,987	0,865	0,796	0,972	0,774	0,698	0,960	0,670	1,262	0,530	264,5	384,8

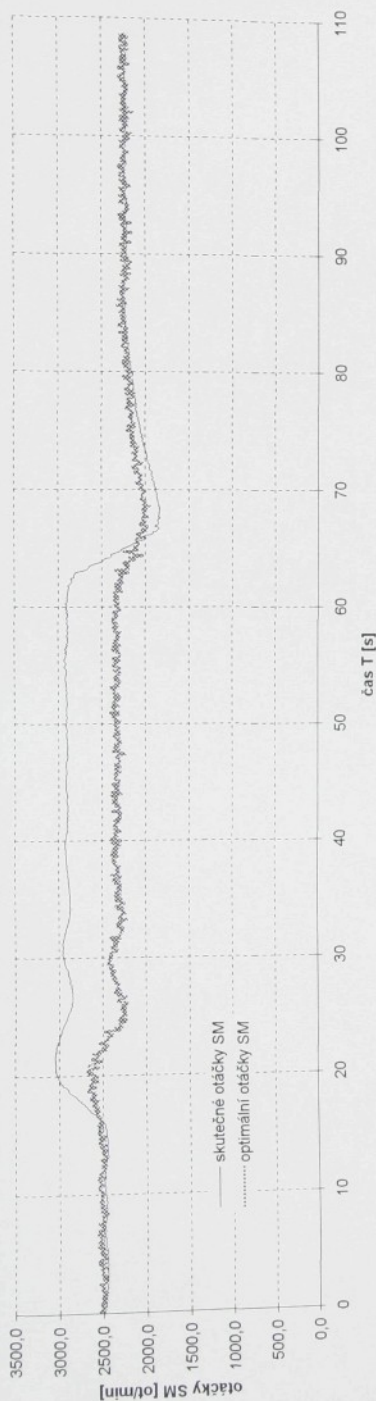
Poznámka: Všechny účinnosti udávané v tabulce jsou bezrozměrná veličina [-]

Legenda:

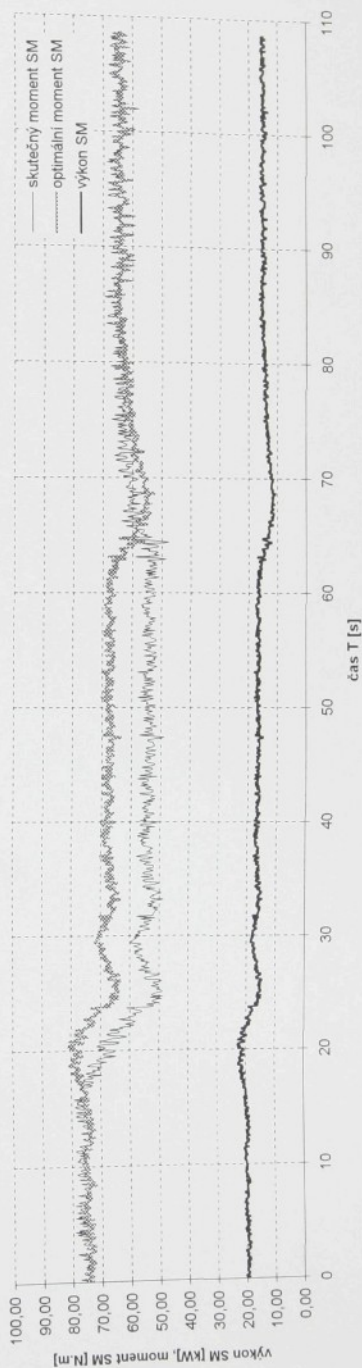
- b_{opt} křivka zobrazující průběh momentu s min. spotřebou spalovacího motoru pro jednotlivé výkony,
- A_0 počáteční stav - pracovní bod zobrazující výstupní parametry hydrostatického převodu,
- A_1 stav po změně - pracovní bod zobrazující změnu výstupních parametrů bez vlivu regulace,
- A'_1 stav po regulaci - pracovní bod zobrazující změnu výstupních parametrů po regulačním zásahu,
- A_0^{SM} počáteční stav - pracovní bod zobrazující parametry spalovacího motoru,
- A_1^{SM} stav po změně - pracovní bod zobrazující změnu parametrů spalovacího motoru bez regulace,
- A_1^{opt} stav po regulaci - pracovní bod zobrazující změnu parametrů SM po regulačním zásahu,
- P_0 počáteční výkon hydrostatického převodu,
- P_1^{HSP} výkon hydrostatického převodu po změně,
- P_1^{HSP} výkon hydrostatického převodu po regulaci,
- P_0^{SM} počáteční výkon spalovacího motoru,
- P_1^{SM} výkon spalovacího motoru po změně,
- P_{ot}^{SM} počáteční teoretický výkon spalovacího motoru,
- P_{1t}^{SM} teoretický výkon spalovacího motoru po změně.

Změna 8: Snížení výstupního momentu M_{HSP} při současném nárůstu n_{HSP} (zobrazení změny parametrů HÚ).

Změna otáček spalovacího motoru v závislosti na změně výstupních parametrů hnacího ústrojí



Změna momentu spalovacího motoru v závislosti na změně výstupních parametrů hnacího ústrojí



Změna 8. Snížení výstupního momentu M_{HSP} při současném nárůstu n_{HSP} (dynamická charakteristika).