

Seznam grafů:

Výpočty provedeny pro variantu uchycení B.

P.7.1	Deformace horního činku	$I_c = 264000\text{mm}^4$	$I_k = 7500\text{mm}^4$
P.7.2	Zrychlení horního činku		
P.7.3	Deformace horního činku	$I_c = 497000\text{mm}^4$	
P.7.4	Zrychlení horního činku		
P.7.5	Deformace horního činku	$I_c = 622000\text{mm}^4$	$I_k = 15000\text{mm}^4$
P.7.6	Zrychlení horního činku		
P.7.7	Deformace horního činku	$I_c = 264000\text{mm}^4$	
P.7.8	Deformace horního činku		
P.7.9	Zrychlení horního činku	$I_c = 497000\text{mm}^4$	$I_k = 30000\text{mm}^4$
P.7.10	Deformace horního činku		
P.7.11	Zrychlení horního činku	$I_c = 622000\text{mm}^4$	
P.7.12	Deformace horního činku		
P.7.13	Zrychlení horního činku	$I_c = 264000\text{mm}^4$	$I_k = 45000\text{mm}^4$
P.7.14	Deformace horního činku		
P.7.15	Zrychlení horního činku	$I_c = 497000\text{mm}^4$	
P.7.16	Deformace horního činku		
P.7.17	Zrychlení horního činku	$I_c = 622000\text{mm}^4$	$I_k = 45000\text{mm}^4$
P.7.18	Deformace horního činku		
P.7.19	Zrychlení horního činku	$I_c = 264000\text{mm}^4$	
P.7.20	Deformace horního činku		
P.7.21	Zrychlení horního činku	$I_c = 497000\text{mm}^4$	$I_k = 45000\text{mm}^4$
P.7.22	Deformace horního činku		
P.7.23	Zrychlení horního činku	$I_c = 622000\text{mm}^4$	
P.7.24	Deformace horního činku		

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

VARIABILITA SPALOVACÍHO PROCESU ZÁŽEHOVÝCH PÍSTOVÝCH MOTORŮ

Disertační práce

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146071342

Autor : Ing. Celestýn SCHOLZ

Školitel : Doc. Ing. Stanislav BEROUN, Csc.

V Liberci, listopad 1998

U328.8

KSD
Přij. 2. 10. 1998
sk. 1. 10. 1998

PODĚKOVÁNÍ

Je mi ctí na tomto místě poděkovat mému školiteli panu Doc. Ing. Stanislavovi Berounovi, Csc. za jeho cenné rady a obětavou pomoc při přípravě a vlastním řešení této práce.

Dále děkuji pánům Prof. Ing. Janovi Mackovi, DrSc., Doc. Ing. Vladimírovi Kracíkovi, Csc., Doc. Ing. Miroslavovi Svobodovi za jejich pomoc v průběhu 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

b	(1)	koeficient filtru v diferenční rovnici
c	(cykl)	cyklová proměnná
c_p	(J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	izobarická měrná tepelná kapacita
c_s	(m.s ⁻¹)	střední pístová rychlost
c_v	(J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	izochorická měrná tepelná kapacita
d	(mm)	vzdálenost elektrod zapalovací svíčky, délka jiskrového výboje
$d_{0.5\%}$	(°KH)	délka počáteční fáze hoření při níž se přivede do oběhu 0.5% tepla z celkově přivedeného Q_p
$d_{5\%}$	(°KH)	délka počáteční fáze hoření při níž se přivede do oběhu 5% tepla z celkově přivedeného Q_p
$d_{(95-5)\%}$	(°KH)	délka počáteční fáze hoření při níž se přivede do oběhu 90% tepla z celkově přivedeného Q_p
D	(dm)	průměr válce motoru
E_p	(kV.mm ⁻¹)	prahové elektrické pole mezi elektrodami
f	(cykl ⁻¹)	cyklová frekvence obecné proměnné veličiny
f_h	(Hz)	mezí frekvence filtru
f_{vz}	(Hz)	vzorkovací frekvence měřeného signálu
G_{vzd}	(kg/h)	hmotnostní tok vzduchu dodávaný do motoru
h_i	(1)	impulsní odezva na jednotkové impulsy v diferenční rovnici v i . bodě
$H(e^{j\theta})$	(1)	amplitudová frekvenční odezva filtru
H_u	(MJ.kg ⁻¹)	výhřevnost (dolní) paliva
i	(1)	počet válců motoru
K_{cl}	(1)	konstanta clonky
K_{KOR}	(1)	koeficient korelace
K_{VAR}	(%)	koeficient relativní variability
l	(dm)	délka ojnice
L	(dm)	zdvih pístu motoru
L_t	(kg.kg ⁻¹)	stechiometrický hmotnostní směšovací poměr

m	(1)	součinitel charakteru hoření podle Víbeho
M	(1)	řád filtru
M_{pal}	(kg)	hmotnost paliva ve válci
M_{sp}	(kg)	hmotnost spalín ve válci
M_v	(kg)	hmotnost směsi ve válci
M_{vzd}	(kg)	hmotnost vzduchu ve válci
n	(1)	počet cyklů obecné proměnné veličiny pro FFT
n_m	(min ⁻¹)	otáčky motoru
nl	(1)	polytropický exponent
p_a	(kPa)	tlak spalín ve výfuku, výstup z válce
p_{bar}	(kPa)	tlak okolního vzduchu
p_i	(MPa)	okamžitá hodnota tlaku ve válci po druhé filtraci v i . bodě
p_{i-1}	(MPa)	tlak ve válci po filtraci, výstupní signál v $(i-1)$. bodě
p_{i1}	(MPa)	tlak ve válci po filtraci, výstupní signál v i . bodě
p_{i0+1}	(MPa)	tlak ve válci před filtrací, vstupní signál v $(i+1)$. bodě
p_{i0-1}	(MPa)	tlak ve válci před filtrací, vstupní signál v $(i-1)$. bodě
p_{i0}	(MPa)	tlak ve válci před filtrací, vstupní signál v i . bodě
$\dot{p}_{i0}$	(MPa/0.5°KH)	první dopředná derivace tlaku ve válci před filtrací v i . bodě
p_k	(MPa)	tlak ve válci při polytropické kompresi
p_s	(kPa)	tlak směsi v sání, vstup do válce
p_v	(MPa)	tlak ve válci obecně
p_{vA}	(MPa)	tlak ve válci v bodě A
p_z	(torr)	tlak mezi elektrodami zapalovací svíčky v místě zážehu
Q_i	(J)	okamžitá hodnota přivedeného tepla do oběhu palivem v i . bodě
Q_o	(J)	odvedené teplo z oběhu chlazením
Q_p	(J)	přivedené teplo do oběhu palivem
r	(J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	měrná plynová konstanta
$R_{(r)}$	(1)	koefficient pulsací
S_i	(m ²)	okamžitý povrch teplosměnných stěn válce
t_o	(°C)	teplota okolního vzduchu
T	(cykl)	cyklová perioda obecné proměnné veličiny
T_a	(K)	teplota spalín ve výfuku, výstup z válce

T_i	(K)	okamžitá hodnota teploty ve válci v i . bodě
T_s	(K)	teplota směsi v sání, vstup do válce
T_v	(K)	teplota ve válci obecně
T_w	(K)	střední teplota povrchu stěn válce
U_n	(kV)	nabíjecí napětí sekundární části zapalovacího systému
U_{pr}, U_p	(kV)	průrazné napětí mezi elektrodami zapalovací svíčky
U_{prl}	(kV)	počáteční průrazné napětí mezi elektrodami zapalovací svíčky
V_H	(dm ³)	zdvihový objem jednoho válce motoru
V_i	(dm ³)	okamžitá hodnota objemu válce v i . bodě
w_i	(J/°KH)	okamžitá hodnota rychlosti hoření směsi v i . bodě
x	(1)	okamžitá bezrozměrná (poměrná) hodnota uvolňovaného tepla během hoření paliva
x_k	(1)	konečná bezrozměrná (poměrná) hodnota uvolněného tepla na konci hoření paliva
z_i	(dm)	okamžitá hodnota dráhy pistu v i . bodě
α_i^*	(W.m ⁻² .K ⁻¹)	okamžitý součinitel přestupu tepla
α_i	(,,)	okamžitá hodnota úhlu otočení klikového hřídele v i . bodě
α_{po}	(°KH)	poloha počátku hoření
α_s	(°KH)	poloha těžiště hoření
α_z	(°KH)	poloha statického předstihu zážehu před HÚ
β	(mm ⁻¹)	počet ionizovaných srážek na jednotku délky dráhy elektronu
δ_i	(1)	jednotkový impuls v i . bodě
Δc	(cykl)	krok 1 cyklu obecné proměnné veličiny
Δp_{ci}	(mmH ₂ O)	tlakový spád na clonce
ΔT	(K)	zvýšení teploty nasávané směsi při průchodu kanálem hlavy válce
$\Delta \alpha$	(°)	krok výpočtu, rozdíl dvou sousedních diskrétních hodnot úhlů otočení klikového hřídele
ε	(1)	kompresní poměr
φ	(°KH)	okamžitá délka hoření podle Vibeho
φ_k	(°KH)	celková délka hoření podle Vibeho
φ_v	(%)	vlhkost okolního vzduchu

η_{ch}	(1)	účinnost chemických reakcí při hoření
κ	(1)	Poissonova konstanta
λ	(1)	součinitel přebytku vzduchu
λ_e	(1)	poměr excentricity osy čepu v pístu k délce ojnice
λ_R	(1)	poměr poloměru kliky k délce ojnice
θ	(rad)	normovaná kruhová frekvence filtru
θ_h	(rad)	mezní normovaná kruhová frekvence filtru
$\mathcal{G}$	(1)	stupeň vypláchnutí kompresního prostoru
τ	(cykl)	interval mezi cykly obecné proměnné veličiny
ω_N	(rad)	Nyquistova frekvence
ζ	(1)	vyrovnávací konstanta filtru s exponenciálním vyrovnáváním

OBSAH

Titulní strana	1
Poděkování	2
Seznam použitých označení a symbolů	3
Obsah	7
Úvod	9
1. Současný stav	10
2. Stanovení cílů	13
3. Měření tlaků ve válci	15
3.1. Hardware měřicího systému	15
3.2. Software měřicího systému	17
3.3. Měřicí řetězec a jeho přesnost	17
3.4. Příprava a postup měření	18
4. Vyhodnocování tlaku ve válci	19
4.1. Filtrace průběhu tlaku ve válci	19
4.2. Nastavení průběhu tlaku	26
4.3. Termodynamický výpočet cyklu	28
4.4. Průběh hoření paliva	35
4.5. Software vyhodnocovacího systému	44
5. Měření napětí na zapalovací svíčke	46
5.1. Hardware měřicího systému	46
5.2. Kalibrace měřicího řetězce	46
6. Vyhodnocování napětí na zapalovací svíčke	47
6.1. Průběh napětí	47
6.2. Jiskrový výboj	49
6.3. Software vyhodnocovacího systému	51
7. Statistické vyhodnocování	52
7.1. Dynamika veličin pracovních cyklů	56

8. Experimentální část práce	62
9. Vyhodnocení výsledků měření	63
9.1. Vyhodnocení první části měření	63
9.1.1. Vliv seřizovacích parametrů	63
9.1.2. Vliv konstrukčních parametrů	64
9.1.3. Vliv konstrukčních parametrů a druhu paliva	66
9.2. Vyhodnocení druhé části měření	68
9.2.1. Vliv tvaru okraje spalovacího prostoru	68
9.2.2. Vliv druhu paliva a způsobu tvorby směsi	70
9.2.3. Vliv energie vysokonapětového náboje	72
10. Shrnutí výsledků a jejich diskuse	73
10.1. Kvantifikace hodnot variabilit	73
10.2. Závislosti variabilit na seřizovacích parametrech	75
10.3. Závislosti variabilit na provozních parametrech	75
10.4. Závislosti variabilit na konstrukčních parametrech	76
10.5. Příčiny variabilit	77
10.6. Důsledky variabilit	79
11. Závěr	81
Resumé	82
Seznam citované literatury	84
Seznam příloh	87

ÚVOD

Variabilita spalovacího procesu (mezioběhová proměnlivost jeho charakteristických veličin) je trvalým problémem zážehových motorů. Na první pohled se projevuje proměnlivostí tlaku ve válci, zejména pak v blízkosti jeho maxim po sobě následujících oběhů. Právě zvyšující požadavky na stabilitu (kulturu) chodu zážehových motorů byly v minulosti hlavním impulsem pro výzkum této problematiky. Postupem doby vznikaly nové další priority požadavků na spalovací motory, a to jmenovitě:

- v 70. letech snižování spotřeb paliva v důsledku energetické krize,
- od 80. let snižování emisí škodlivých exhalací v důsledku zhoršujícího se životního prostředí,
- od 90. let druhá fáze snižování spotřeb paliva z hlediska produkce tvorby CO_2 a jeho podílu na oteplování Země („skleníkový efekt“),

jejichž řešení u zážehových motorů přineslo určité snížení variability spalovacího procesu. Tím byla u těchto motorů potvrzena souvislost mezi variabilitou spalovacího procesu a jeho hospodárností (spotřebou paliva) na straně jedné, a jeho ekologičností (emisemi škodlivin ve výfukových plynech) na straně druhé.

Přes významná snížení variability zážehových motorů, která vedla jak ke snížení spotřeb paliva a toxických komponentů v emisích výfukových plynů, tak i ke zvýšení stability (kultury) chodu motoru, vystupuje tento problém v současné době opět v plné intenzitě v souvislosti s rostoucím zájmem o spalování chudých směsí paliva se vzduchem. Koncepty zážehových motorů spalujících chudé směsi kapalných či plyných paliv se vzduchem jsou zajímavé hlavně z hlediska dalšího možného snižování spotřeb paliva; překážkou pro jejich větší rozšíření je opět zvýšená variabilita spalovacího procesu.

Bližší zkoumání variability spalovacího procesu vyžaduje náročné vybavení moderní měřicí technikou ke snímání dostatečně četného souboru tlaků ve válci motoru ve spolupráci s výpočetní technikou, disponující potřebnou kapacitou vnitřní paměti. Vyhodnocování variability jednotlivých termodynamických veličin pracovního oběhu souvisí dále s výpočetním stanovením přímo neměřitelných dat, které vyžaduje jednoúčelovou tvorbu příslušných výpočetních programů potřebných pro jejich určení a statistické vyhodnocení. Tato náročnost řešení dané problematiky zčásti vysvětluje skutečnost, že teprve v poslední době se vyskytují práce podložené široce pojatým experimentem. Navíc teprve v blízké budoucnosti se dá očekávat výzkum založený na výpočetním vyhodnocování dat z tomografických snímků vývoje hoření.

Možnosti aplikace výpočetní techniky na statistické vyšetřování dlouhých souborů sestávajících ze 150 až 300 cyklů dává výzkumným pracovníkům nástroj pro analýzu a interpretaci rozsáhlých měření. Tento nový způsob potom umožňuje zjišťovat další příčiny variability spalovacího procesu, účinně působit na její snižování a tak optimalizovat konstrukci i seřízení zážehového motoru.

1. SOUČASNÝ STAV

Spalovací proces, jako výsledek termochemických a termodynamických změn náplně válce pístového spalovacího motoru je typickým náhodným procesem, neboť jeho průběh je ovlivňován mnoha náhodnými vlivy. Tím se vysvětluje, proč se procesy hoření v jednotlivých následných pracovních cyklech (obězích) nerozvíjejí shodně a způsobují větší či menší odlišnosti průběhů indikátorových diagramů.

U zážehových motorů je variabilita spalovacího procesu, neboli proměnlivost parametrů po sobě následujících cyklů, značná a je ponejvíce spojována s nestabilitou jádra plamene bezprostředně po zážehu elektrickou jiskrou od zapalovací svíčky. Během této prvotní fáze hoření, která je vymezená velmi krátkou dobou od průrazu jiskrového výboje přes vytvoření a šíření jádra plamene k rozběhu základní fáze hoření, se rozhoduje o celém jeho dalším průběhu. Odlišnosti v rychlostech hoření [1] v po sobě následujících cyklech vznikají jako výsledek působení náhodných podmínek, příznivých nebo naopak nepříznivých rozvoji prvotní a počáteční fáze hoření. Poznání závislosti průběhu spalování na jeho počátečním stádiu je bezesporu nejdůležitějším výsledkem dosavadního výzkumu.

Jako příčiny **nestability jádra plamene** jsou obecně [2] uváděny tyto vlivy:

- klesající energie zapalovací jiskry,
- rostoucí proměnlivá a náhodná turbulence ve spalovacím prostoru,
- ochuzování směsi paliva se vzduchem v ohnisku zážehu,
- rostoucí koncentrace netečných plynů v ohnisku zážehu.

Při zážehu směsi a vytvoření jádra plamene je nutné dodat dostatečné množství tepelné energie, aby jádro plamene nejen vzniklo, ale současně se udrželo a rozvíjelo. Kritické je právě počáteční stádium od vytvoření jádra plamene do doby viditelného (z průběhu tlaku) vývinu tepla. Náhodné vlivy turbulence a složení směsi ve válci způsobují nestejné trvání tohoto stádia, které nazýváme obvykle prvotní fází hoření. Vysoká turbulence může přitom zvýšit rychlost odvodu tepla do okolí plamene natolik, že se plamen zastaví, či zhasne (podobný efekt nastává zvýšením odvodu tepla u příliš chlazené stěny).

V obecné rovině je dále řešena **problematika stability spalování** v práci [3] s ohledem na koncepci zážehového benzinového motoru spalujícího chudou směs a to v oblastech:

- **Zážehu.** S ochuzováním směsi paliva se vzduchem se snižuje rychlost hoření, což se v praxi kompenzuje zvětšováním úhlu zážehu před horní úvratí pístu. Volba většího úhlu předstihu zážehu má však za následek snížení hustoty směsi (tlak i teplota se snižuje) a tím i zhoršení podmínek pro zažehnutí. Efekt snižování hustoty směsi se nakonec kompenzuje výkonnějším zapalovacím systémem, který zvýší obsah energie a velikost tvořícího se zárodku plamene, což má pozitivní vliv na jeho stabilitu během průtahu zážehu,
- **Spalování.** Důležitost rychlosti spalování a jeho délky, aby i při nepříznivých provozních podmínkách mohla být dodržena optimální poloha těžiště spalování (poloha, kdy je spáleno 50% paliva). Zvýšení rychlosti spalování se realizuje, jednak zkrácením cesty plamene (centrální poloha zapalovací svíčky, více svíček v jednom válci), jednak zvětšením rychlosti plamene. Rychlost plamene je definována

jako vektorový součet laminární rychlosti hoření a turbulentní rychlosti směsi. Laminární rychlost hoření, závisící v převážné míře na složení směsi, se v oblasti velmi chudé směsi snižuje. Proto nabývá dominantní úlohu turbulentní rychlost transportu okolní směsi.

- **Tvorby směsi.** Důležitá je homogenita náplně válce, jak z hlediska čerstvé směsi, tak z hlediska zbytkových plynů a to zejména v okolí jiskřiště zapalovací svíčky.

Vlivem **velikosti jádra plamene** na stabilitu spalování se zabývá práce [4].

Autor práce využívá poznatku, že použití výkonnějšího zapalovacího systému zvětšuje jádro plamene a tím snižuje průtah zážehu směsi (správně délka prvotní fáze hoření - pozn. autora). Výpočtem určuje velikost jádra plamene za ustálených podmínek, jak v přívodu počáteční energie, tak i v okolí vzniku plamene. Experimentální část je prováděná na zážehovém benzinovém čtyřválcovém motoru o obsahu 1.6 dm^3 , otáčkách 2000 min^{-1} , kompresním poměru 7.0, s vnější tvorbou směsi v karburátoru. Přínosem jsou konkrétní hodnoty směrodatných odchylek od středních maximálních tlaků pro různou bohatost směsi v rozmezí přebytků vzduchu 0.75 až 1.45 a různou energii výboje zážehu. Ty na jedné straně potvrzují poměrně silnou závislost variability spalovacího procesu na přebytku vzduchu ve směsi (je uváděna limitní hodnota směrodatné odchylky 0.3 MPa maximálních tlaků pro nestabilitu spalování, což však v přepočtu na koeficient relativní variability dává nezvykle vysokou hodnotu 10 až 20%), a na straně druhé nevysvětlují překvapivě slabou závislost variability spalovacího procesu na energii výboje zážehu.

Vlivem **rychlosti proudění směsi** ve válci v době zážehu na stabilitu spalování se zabývají práce [5], [6], [7] a [8], prováděné na šestiválcovém zážehovém motoru o obsahu 9.6 dm^3 s kompresním poměrem 12, spalujícím stlačený zemní plyn (používaná zkratka CNG – Compressed Natural Gas).

Pro zvýšení stability spalování se doporučuje taková změna spalovací komůrky v pístu, která v oblasti horní úvrati, to je v okamžiku zážehu, zabezpečí malou rychlost proudění směsi a velkou hodnotu potenciální energie turbulentního víření. V experimentech je prokázán vliv těchto úprav na zvýšení rychlosti spalování a snížení jeho délky. Tyto základní parametry spalování byly získány termodynamickým výpočtem z průběhu tlaku indikovaného ve válci motoru. Příznivý dopad byl zaznamenán při vyhodnocení koeficientu relativní variability (směrodatná odchylka vyjádřená v procentech aritmetického průměru) středního indikovaného tlaku, kdy jeho hodnota nepřevyšuje 2% až do hodnoty přebytku vzduchu 1.6.

V práci [9] je výše uvedená změna spalovací komůrky aplikována na spalování propan-butanu (používaná zkratka LPG – Liquid Petrol Gas) u motoru obsahu 6.9 dm^3 . Zde je uvedeno úplné pole relativních variabilit středního indikovaného tlaku v rozmezí 2-5%.

Vlivem **konstrukce zapalovací svíčky** na variabilitu spalovacího procesu se zabývá práce [10] prováděná na jednoválcovém experimentálním motoru o pracovním objemu 785 cm^3 , spalujícím plynné palivo propan-butanu v chudé směsi se vzduchem a při kompresním poměru 6.1. Vedle vybavení válcové jednotky optickým oknem pro zviditelnění plamene vysokorychlostní snímací kamerou byl měřen průběh tlaků ve válci a průběh napětí na zapalovací svíče.

Byla zjištěna souvislost kolísání jádra plamene s kolísáním tepelných ztrát na elektrodách zapalovací svíčky. Z těchto důvodů se navrhuje použití malých tenkých elektrod, aby se zmenšila jejich kontaktní plocha s plamenem. Takto upravené zapalovací svíčky umožnily ve

své době posunutí hranice chudosti směsi paliva se vzduchem z $\lambda=1.25$ na $\lambda=1.36$ (bez udání hodnot variability nějakého parametru spalování).

Vlivem stavu směsi (obsahu inertního plynu) a jejího proudění na vytváření jádra plamene se zabývá práce [11] prováděná na jednoválcovém motoru spalujícím plynné palivo propan-butan ve stechiometrické směsi $\lambda=1$ a při kompresní poměru 7.3. Změna intenzity proudění ve válci byla realizována změnou spalovacího prostoru. Pozoruhodné bylo nasazení měřicí techniky, kde vedle současného snímání průběhu tlaku ve válci a průběhu narůstání objemu plamene (měřeno dvěma vysokorychlostními kamerami umístěnými v kolmých směrech k optickému oknu ve válci motoru) byla dále určena střední intenzita víření směsi metodou LDA (Laser-Doppler-Anemometer). Dvoustopý záznam a použití statistických výpočtů umožnily popsat základní závislosti (lineární korelace).

Byla zjištěna přímá závislost parametrů maximálního spalovacího tlaku na velikosti jádra plamene, vyjádřená pozitivním koeficientem korelace o hodnotě 0.24 až 0.73 podle podmínek v provozním bodě. Dále byla určena závislost parametru polohy maximálního spalovacího tlaku na velikosti jádra plamene a to přímá i nepřímá, což znamená, že spalování s velkým počátečním jádrem dosahuje maximálního tlaku blíže horní úvratí, a za určitých podmínek, kdy se směs později zažehne, dosáhne maximálního tlaku dále od horní úvratí (potlačené spalování). Vzhledem k nepřilíhajícímu korelacím bylo později použito parametrů vývinu tepla vypočtených z průběhu tlaku a byl vyšetřován vliv fáze vytvoření jádra plamene na následný průběh spalování. Silná závislost byla zjištěna při použití spalovacího prostoru s malou střední rychlostí víření a malou turbulencí; velký vliv měl i vysoký podíl inertních plynů, případně ředění při spalování chudých směsí. Variabilita uváděných parametrů nebyla vyhodnocována.

Jak rozbor dosavadního výzkumu variability spalovacího procesu u zážehových pístových motorů ukazuje, soustřeďuje se zájem především na zkoumání počáteční fáze hoření, která je označována jako hlavní příčina variability. Práce všeobecně sledují omezený počet ovlivňujících konstrukčních a seřizovacích parametrů při použití vesměs malého kompresního poměru. Rovněž kvantifikace variability je uváděna jen v omezeném rozsahu.

Variabilita spalovacího procesu je v dosud obecně pojetém výzkumu spalování posuzována, až na malé výjimky, jako zvláštnost hoření, se kterou se musí v blíže nespécifikované (ale přijatelné) úrovni, tak jako tak počítat. Při experimentech pak často postačuje výpočet středních hodnot (aritmetických průměrů) příslušného měření. K tomuto účelu byly dokonce vytvářeny indikační systémy, jejichž výstupem byl přímo průměrný cykl. Jako příklad lze uvést známý přístroj Farnboro, eventuálně novější průměrování měření výpočetní technikou. Termodynamickým výpočtem průměrného cyklu získáme střední průběh hoření, který umožňuje stanovit jeho závislost na seřizovacích, provozních a konstrukčních parametrech pístového motoru. Zejména pak náhrada skutečného průběhu hoření teoretickou funkcí zobecňuje tyto závislosti do té míry, že jsou použitelné pro odhady parametrů nových pohonných jednotek.

Teprve v posledních letech se objevují sporadicky práce řešící problematiku variability spalovacího procesu zážehových motorů s vědomím dosud nevyužitého potenciálu těchto motorů pro další snížení emisí škodlivin a zvýšení hospodárnosti

2. STANOVENÍ CÍLŮ

V letech 1993 až 1995 jsem se na katedře strojů průmyslové dopravy podílel na řešení interního grantu s názvem "Pohony s nízkými emisemi škodlivin pro malé energetické stroje a vozidla". Jeho cílem bylo vytvořit nový systém měření a vyhodnocování průběhu tlaku ve válci pístového spalovacího motoru. Dosud používaný způsob pozorování průběhu tlaku na stínítku osciloskopu s následným uchováním dat na fotografickém médiu vylučoval jakékoliv statistické zpracování a časově ztěžoval termodynamický výpočet, byť jednoho vybraného cyklu.

Nový systém v první fázi využil stávající (již 20 let používaný) piezoelektrický snímač tlaku AVL a zesilovač náboje Vibrometr a doplnil je novou analogodigitální převodníkovou kartou, novým optoelektronickým inkrementálním snímačem polohy klikového hřídele a stolním počítačem PC 386 s příslušným měřicím softwarem Dysis. Systém ukládal naměřená data souboru 50 cyklů na disk počítače a posléze po jejich úpravě a termodynamickém výpočtu v tabulkovém procesoru Qatro-Pro vyhodnotil střední hodnotu, variabilitu a modus extrémů a gradientů rozličných veličin v jednotlivých cyklech. Termodynamický výpočet se prováděl pro každý cyklus zvlášť, tedy ne jen pro jeden statisticky získaný, tzv. "průměrný cyklus", jak bylo v té době obvyklé. Systém je popsán v pracích [12] a [13] a první poznatky o variabilitě některých veličin pracovních cyklů, získané z experimentů na autobusovém motoru ML 636PB, spalujícím chudou směs plynného paliva propan-butan se vzduchem, byly publikovány v [14].

V roce 1995 byl v tomto měřicím systému vyměněn snímač tlaku a zesilovač náboje za nejnovější výrobky fy. AVL a vyhodnocovací program byl přepracován do prostředí MS-Excel pod pracovním názvem INDI, umožňující statistické zpracování již 150 cyklů. Při vývojových optimalizačních pracích, popsáných v [15], [16] a [17], na výše uvedeném motoru, (který byl přestavován pro autobusy dopravního podniku měst Mostu a Litvínova ve spolupráci s holandskou firmou Deltec na elektronické řízení změn předstihu zážehu a chudosti směsi) byly získány další hodnotné soubory průběhů tlaků. V souvislosti s těmito vývojovými pracemi byl měřicí a vyhodnocovací systém INDI metodicky upraven k identifikaci detonačního spalování pro kontrolu extrémních provozních stavů, viz. [18].

Při rutinním prohlédnutí záznamů bylo zjištěno, že při určitém zhuštění úhlové osy jsou patrné periodicky se opakující jakési obrazce „zázněje“. Pomocí teorie statistiky časových řad byl identifikován periodický průběh konkrétní veličiny a sledován její vliv na charakteristiku náhodného rozdělení. Výsledek byl publikován [19] a příznivý ohlas na opomíjenou problematiku variability spalovacího procesu byl motivací k dalšímu pokračování výzkumu, které nakonec vyústilo do podoby této doktorské disertační práce.

Předmětem disertační práce je zkoumání variability spalovacího procesu zážehových pístových motorů v širším slova smyslu.

Variabilitou se přitom rozumí proměnnost nejrůznějších hlavních a odvozených veličin charakterizujících pracovní oběh (cyklus) v souboru mnoha oběhů následujících za sebou.

Hlavními (přímo měřitelnými) veličinami rozumíme:

- maximální tlak, maximální gradient tlaku a jejich poloha vůči $HU-360^\circ KH$ (horní úvratí pístu v poloze 360° otočení klikového hřídele),

- tlaky v určité úhlové poloze cyklu, na příklad na začátku zážehu a pod.,
- průrazové napětí na jiskřišti zapalovací svíčky a jeho poloha vůči HÚ-360°KH.

Odvozenými (vypočtenými) veličinami cyklů rozumíme:

- střední indikovaný tlak,
- množství zbytkových plynů od nedokonalého vypláchnutí,
- maximální teplota a její poloha vůči HÚ-360°KH,
- teploty v určité úhlové poloze cyklu, na příklad na začátku zážehu a pod.,
- maximální rychlost vývinu tepla (rychlost hoření) a velikost přivedeného tepla,
- délka prvotní a hlavní fáze hoření,
- poloha počátku vývinu tepla a těžiště hoření, délky spalování podle procentuelní velikosti vyvinutého tepla (d0.5%, d5%, d(95-5)%),
- zobecněné koeficienty spalování podle Víbeho

Cílem disertační práce je řešit problematiku variability spalovacího procesu zážehových pístových motorů a to v následujících jednotlivostech:

- I. ověřit obecně známé a zjistit dosud neznámé **příčiny variability**, kvantifikovat její hodnoty a stanovit jejich citlivost na seřizovací, provozní a konstrukční parametry,
- II. ověřit obecně známé a zjistit dosud neznámé **důsledky variability** na hospodárnost provozu a emise plyných škodlivin.

Pro uskutečnění těchto cílů bylo třeba vypracovat účinné specializované nástroje pro realizaci experimentů a jejich vyhodnocení, a to obzvláště:

- a) program pro průběžné vyhodnocování veličin průběhu tlaku ve válci a výsledků termodynamických výpočtů v po sobě následujících pracovních obězích a jejich uspořádání ve statistických souborech,
- b) metodiku měření průběhu vysokého napětí zapalovacího výboje na svíčke současně s měřením průběhu tlaku ve válci,
- c) program pro statistické vyhodnocení veličin průběhu napětí na zapalovací svíčke s určením prvotní fáze hoření,
- d) program pro identifikaci periodicit ve statistických souborech a jejich očištění.

3. MĚŘENÍ TLAKU VE VÁLCI

Měření (indikace) průběhu tlaku ve válci spalovacího motoru je důležitým nástrojem při výzkumu a vývoji nových pohonných jednotek, neboť umožňuje provádět:

- analýzu spalování s určením spolehlivých (statisticky ošetřených) dat, které nejsou přímo měřitelné, např. průběhu hoření s určením jeho fází, těžiště, rychlosti a pod.
- identifikaci meze detonačního spalování
- hodnocení variability změřených a vypočtených veličin jednotlivých pracovních cyklů.

3.1. Hardware měřícího systému

Blokové schéma měření tlaku ve válci spalovacího motoru je znázorněné v příloze P1. Skládá se z těchto částí:

• *Snímač tlaku*

Piezoelektrický snímač tlaku 12 QP 300cvk AVL s chladicím adaptérem, kterým protéká při měření destilovaná voda. Snímač s příslušnými kabely je udržován v čistotě a uchováván v suchém prostředí pro zabezpečení vysokého svodového odporu. Nejdůležitější technické parametry snímače jsou:

-dynamický měřicí rozsah (FSO, Full Scale Output)	0-120bar
-citlivost	44.19 pC/bar
- atestem garantovaná chyba měření.....	< 0.2%
-odchylka linearity.....	± 0.02% FSO
-citlivost na zrychlení	0.00005 bar/g
-cyklický teplotní drift (při frekvenci cyklů 8Hz, fáze ohřevu 0.03s, velikosti 70 Wcm ⁻²).....	± 0.6 bar
-dlouhodobý drift změnou zatížení, nebo změnou střídavé teploty po 20 s	± 2 bar
-gradient nulového bodu	5 mbar/ms

• *Zesilovač náboje*

Zesilovač náboje 3056-A01 fy. AVL ve skříňovém kompletu s odstíněným napájecím zdrojem zabezpečuje zesílení náboje a jeho převod na napětí v maximálním rozsahu do 10 V. Pro vstupní část platí opět požadavek čistoty a suchého prostředí. Zesilovač je vybaven zařízením pro nastavení měřícího rozsahu a nulovacím tlačítkem „Reset“. Nejdůležitější technické parametry zesilovače jsou:

-chyba zesílení	< 1.5%
-linearita	< 0.015%FSO
-chyba výstupního napětí	± 1.5%
-drift při 25 °C	± 0.01 pC/s

- **Snímač polohy klikového hřídele**

Optoelektronický inkrementální rotační snímač IRC 205 je výrobkem české fy.LARM a.s. Netolice. Tento snímač převádí informaci o vzájemné úhlové poloze dvou mechanických celků na elektrické impulsy (inkrementy). Počet impulsů odpovídá velikosti změny polohy a frekvence impulsů odpovídá rychlosti pohybu. Bylo použito odměřovacího kotouče s dělením 720 rysek na otáčku (tj. po 0.5° KH). Max. výstupní frekvence je 170 kHz. Rotor čidla je pevně spojen s klikovým hřídelem a stator je letmo polohován vůči bloku motoru.

- **PC-karta snímače polohy**

PC- karta byla dle našeho požadavku vyrobena fou. ESSO s.r.o.,Praha. Karta řídí impulsy polohy inkrementálního čidla a předává je jako externí časovač A/D převodníku. Základní řídicí funkce je nulovat všechny impulsy jednak do okamžiku startu nahrávky měření a jednak do okamžiku průchodu referenčního pulsu. Tím je zaručeno, že všechna nově startovaná měření začínají od stejného referenčního bodu. Ten je určen v inkrementálním čidlu jedním pulsem na otáčku. Karta umožňuje řízení dvou čidel a dále má uživatelské přepínače pro nastavení adresy, hustoty vzorkování 0.5° nebo 1.0° KH a invertování fáze.

Pro základní nastavení snímače polohy slouží další PC-karta IEPC 3, která je standartním výrobkem fy. ESSO s.r.o. Praha. Umožňuje přímý styk až 3 inkrementálních čidel polohy s počítačem, má 8 digitálních vstupů a výstupů, aplikovatelných pro pomocné funkce a ovládání. Její součástí je vlastní softwarové vybavení. V měřicím systému plní pomocnou funkci diagnostiky inkrementálního čidla (vyhodnocuje kvalitu vstupních signálů) a nastavení polohy referenčního bodu čidla vůči horní úvrati válce motoru. Toto nastavení probíhá vždy při upevňování čidla na motor pod přímou kontrolou počítače.

- **A/D převodník**

Analogodigitální převodníková 12 bitová PC-karta PCL 818 Advantech je od fy. MERLIN s.r.o., Praha. Digitální signál je přiřazen buď k časovým impulsům (karta má vlastní interní časovač), nebo k impulsům polohy (externím časovačem v PC-kartě snímače polohy s řízením počátku startu). Karta má vlastní software pro nastavení a kontrolu.Nejdůležitější technické parametry A/D převodníku jsou:

přesnost	$\pm 0.01\%$ čtení napětí ± 1 bit na rozsah
t.j. při max. rozsahu 10 V...	v okolí 1V..... ± 2.54 mV
	v okolí 10V..... ± 3.44 mV

- **Počítač**

Počítač typu Laptop s procesorem DX4 100MHz, RAM 8 MB, HD 514MB. Do připojitelného „dogstation“ počítače byly instalovány 3 výše uvedené PC-karty.

3.2. Software měřicího systému

Software je potřebný k řízení ukládání měřených dat na disk počítače a k přiřazování těchto dat k impulsům externího časovače. Je použito softwaru DISYS od fy. Merlin. Programové vybavení DISYS, pracující v prostředí MS-Windows lze rozšiřovat o moduly aplikací řešící rozličné zpracování signálu. Základní sestava, potřebná pro indikaci, obsahuje moduly v této konfiguraci:

- Analyzer (základní modul)
- Single shot (umožňuje měření na horní hranici propustnosti A/D převodníku tj. 80-100 kHz)
- Kakulator
- Driver pro podporu A/D převodníku PCL 818 Adv.
- Zákaznický modul pro měření řízené externím časovačem

Tato sestava umožňuje průběžné měření signálu a ukládání jeho dat v reálném čase řízeném externím nebo interním časovačem. Délka signálu je omezena jen kapacitou vnitřní paměti PC a místem na pevném disku. Vzorkovací frekvence je max.100 kHz. Naměřená data lze vyvolat, detailně prohlížet, vyhodnocovat lokální extrémy, matematicky zpracovat a transformovat souřadný systém signálu, rozdělit ho na úseky a exportovat do textového formátu. Délka takto zpracovávaného signálu je však rovněž omezena vnitřní pamětí počítače.

4.3. Měřicí řetězec a jeho přesnost

Měřicí systém sestavený z hardwarových částí (dilem podporovaných příslušným softwarem) tvoří měřicí řetězec. Na počátku je analogový signál ve formě elektrického náboje a na konci je digitální signál ve tvaru elektrického napětí.

Jednotlivé části měřicího řetězce jsou propojeny sériově, takže dochází ke sčítání chyb. Abychom toto eliminovali, provádíme kalibraci ve funkčním zapojení celého řetězce s rozsahy zesilovače a A/D převodníku nastavenými na nejvyšší citlivost.

Přesnost skutečného měření je pak ovlivněna nejvíce cyklickým teplotním driftem tlakového signálu snímače uvnitř každého cyklu pracovního oběhu, který je namodulován na pomalý drift, způsobený střídavým zatížením snímače po více cyklech. Úroveň těchto driftů je dána skutečnou provozní proměnlivostí teplot a zatížení v sledovaném místě konkrétního spalovacího motoru a samozřejmě i kvalitou snímače. Pomalý drift tlakového signálu je dále ovlivněn pomalým driftem operačního zesilovače, jehož příčinou je svodový proud, vznikající nedodržením vysokého izolačního odporu na vstupu zesilovače. Některé zesilovače jsou vybaveny kompenzací tohoto driftu.

Pro přesnost sledování variability spalovacího procesu jednotlivých cyklů jsou rozhodující systematická chyba, cyklický teplotní drift snímače tlaku a rozlišitelnost A/D převodníku.

Další možné nepřesnosti při měření na motoru mohou být způsobeny chybami vznikajícími při zástavbě snímače a měřicího řetězce. Sem patří obzvláště:

- nesprávná volba umístění snímače vůči pístu, spalovací komůrce, ventilům, lokálnímu proudění směsi (spalin) a vibracím,
- nedodržení předepsaných tolerancí, čistoty, těsnění stykových ploch v tělese motoru a utahovacího momentu závitových spojení,
- znečištění konektorů kabelů vlivem vysoké vlhkosti vzduchu, dotykem rukou,
- vystavení měřícího řetězce vysoké teplotě, magnetickému a elektromagnetickému poli, působení zemních smyček v důsledku rozdílných potenciálů,
- nedodržení předepsaného způsobu chlazení snímače co do průtokového množství a stacionarity tlaku (bez pulsací a vibrací vodního sloupce).

3.4. Příprava a postup měření

Mezi přípravné práce před vlastním měřením patří nastavení horní úvrati pístu v měřeném válci a cejchování měřícího řetězce.

- **Nastavení horní úvrati pístu** v měřeném válci spočívá ve statickém přiřazení referenční otáčkové značky inkrementálního čidla k horní úvrati pístu. To se provede pomocí programu obsluhujícího PC-kartu IEPC 3 na jejíž vstup je připojeno kabelem inkrementální čidlo. Na monitoru počítače pomocí menu se nastaví reference a otáčením hřídelkou inkrementálního čidla do okamžiku indikace ukončení reference se současně digitální údaj, udávající polohu otočení hřídelky, resetuje na nulu. V této poloze spojíme hřídelku s klikovým hřídelem a skříň čidla aretujeme na skříň motoru. Při této operaci se sleduje údaj polohy na obrazovce počítače a případná korekce na nulu se provede natočením skříň čidla vůči skříni motoru.

Tento způsob statického nastavení horní úvratě pístu má řadu odpůrců, kteří správně poukazují na to, že skutečná horní úvrat' je v provozním bodě motoru vlivem teplot a vymezení vůli posunutá. Provádějí se korekce buď na základě termodynamických výpočtů, nebo dokonce měření úhlové polohy při níž je nejmenší vůle mezi pístem a hlavou válce (kapacitní snímač fy. AVL).

Použitý způsob statického nastavení s použitím inkrementálního čidla s jemným úhlovým dělením a referenční značkou jedné otáčky má však praktickou výhodu v tom, že všechna nastavení na jednom vyšetřovaném motoru jsou shodná a tím i relativně porovnatelná. Nepřesnost absolutních hodnot lze vždy podle potřeby korigovat. Možná korekce je podle horní úvrati kompresní křivky zjištěné při protáčení motoru s dodatečnou kontrolou podle mechanické účinnosti ze zjištěného středního indikovaného a efektivního tlaku.

- **Cejchování měřícího řetězce** (piezoelektrický snímač tlaku, kabely, zesilovač náboje a A/D převodník) slouží k zjištění přepočítavací konstanty z napětí (V) na tlak (MPa). Snímač tlaku instalujeme do kalibrační tlakové váhy (závažové pumpy), která je zdrojem měnitelného, přesně definovaného tlaku. Propojením měřícího řetězce při spuštěném programu DISYS z prostředí MS-Windows se provede nahrávka v čase pomocí interního časovače A/D převodníku, přičemž na závažové pumpě se postupně zvyšuje a snižuje tlak změnou závaží.

Vlastní měření provedeme po instalaci snímače tlaku do válce motoru, propojením měřícího řetězce jako v případě cejchování a připojení kabelu inkrementálního snímače polohy

klikového hřídele do řídicí PC-karty snímače. V programu DISYS provedeme nahrávku pomocí externího časovače v krocích 0.5 stupně otočení klikového hřídele.

4. VYHODNOCOVÁNÍ TLAKU VE VÁLCI

Pomocí měřicího softwaru DISYS se průběh nahrávky může zobrazit v okně PLOT a libovolně prohlížet ve zvoleném měřítku. Pomocí nástroje CALCULATOR lze provést potřebný přepočet z naměřeného napětí na tlak a podle potřeby posunout úroveň signálu v souřadném systému tlak-úhel otočení klikového hřídele. Tak lze korigovat polohu horní úvratí pistu, nebo polohu nulové hodnoty absolutního tlaku. Upravený signál lze prostřednictvím uživatelského makra automaticky postupně rozdělit po 10 cyklech a provést jeho export do textových souborů na disk počítače.

Na tento postup navazuje software INDI, který automaticky v prostředí tabulkového procesoru MS-Excel pomocí makra provádí vyhodnocení extrémů z průběhu tlaku a odvozená výpočtová zpracování termodynamických veličin jednotlivých pracovních cyklů, jako jsou teplota spalování, vývin tepla ve válci a pod.

Výpočtových postupů pro určení vývinu tepla ve válci a odvozených termodynamických veličin na základě změřeného průběhu tlaku je celá řada a liší se počtem zjednodušujících faktorů a přístupem k volbě počátečních podmínek.

Program INDI, který byl účelově vytvořen pro potřebu disertační práce, byl několikrát upravován a modifikován. V každém případě není cílem disertační práce, ale pouze výkonným nástrojem.

Pozn.: Při podrobnějším posuzování zvoleného postupu lze mít oprávněně k některým zjednodušením výhrady, ale je vždy potřebné si uvědomit, že hlavním cílem je hodnotit variabilitu výsledných veličin cyklů od cyklu, tedy v relativním srovnání. Snahy popsat vyšetřované děje s vysokou podrobností a honba za absolutní přesností veličin, vyjádřené minimalizací zjednodušujících faktorů, vedou ke složitostem a vysokým časovým nárokům při výpočtu velkého počtu cyklů pracovních oběhů a obvykle nejsou ani vyváženy přesností vstupních dat, které mohou být navíc ovlivněny nejrozmanitějšími rušivými vlivy.

4.1 Filtrace průběhu tlaku ve válci

Průběh tlaků ve válci pístového spalovacího motoru, měřený v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele, představuje výchozí signál, který obsahuje vedle svých užitečných periodických složek i rušivé složky od náhodných a nenáhodných vlivů.

Účelem filtrace signálu je taková úprava, kterou se potlačí určitá část spektra s výskytem rušivé složky. Při výběru filtrace je třeba mít na zřeteli opatrnost, aby nedošlo ke ztrátě specifických užitečných vlastností signálu.

Signál se dá upravovat v měřicím řetězci již v analogové podobě, a to konkrétně elektrickým filtračním blokem, umístěným zpravidla přímo v zesilovači elektrického náboje při jeho převodu na elektrické napětí. K tomuto účelu existují výměnné elektrické filtry s dolní, střední či horní frekvenční propustí. Základní a podstatnou nevýhodou tohoto způsobu filtrace je skutečnost, že po průchodu elektrickým filtrem je signál jednou provždy upraven, a nelze znovu získat jeho původní tvar. Dále tento způsob vylučuje identifikaci jak rušivých vlivů zanášených do měřicího řetězce, tak i užitečných informací (například o detonačním průběhu spalování). Proto se tohoto způsobu v poslední době nepoužívá (zejména ne při výzkumných pracích sloužících k objasnění průběhu spalování).

Naopak použití softwarových úprav signálů až po jejich digitalizaci má řadu výhod, zejména pak:

- odpadají elektronické filtry, jejich údržba a cejchování,
- vysoká reprodukovatelnost měření a stálost signálu,
- využívá se počítač, který je stejně potřebný pro další zpracování průběhu tlaku,
- archivace původního neupraveného „surového“ signálu pro případy dodatečné identifikace rušivých vlivů a ověřování nových filtračních metod,
- filtrace rušivých složek, vznikajících až při převodu signálu na číslicový tvar (kvantovací šum, hazardní stavy analogové číslicového převodníku),
- souběžné zpracování původního nefiltrovaného signálu, např. pro identifikaci detonačního spalování.

Pro úpravu číslicového signálu existují v měřicí technice algoritmy [20] ve tvaru číslicových filtrů, které požadovaným způsobem mění spektrum vstupního diskrétního signálu. V práci bylo použito nerekurzivních filtrů typu FIR (angl. Finite Impulse Response), to je filtrů, které neobsahují zpětnou vazbu a mají konečný počet členů impulsní odezvy. Jejich důležitou vlastností je schopnost realizovat filtry s lineární fázovou charakteristikou, která zajišťuje přenos nezkráceného signálu ze vstupu na výstup. Základní strukturou FIR je pak transversální filtr, u kterého zpožďovací členy obsahují pouze vzorky vstupního signálu, přičemž koeficienty diferenční rovnice, popisující filtr, jsou přímo hodnotami impulsní odezvy filtru.

Dále bylo rozhodnuto použít nekauzální systém, neboť měřená data jsou tak jako tak uložena v paměti počítače, a není problém při zpracování signálu použít i data „budoucí“ vzhledem k počítané hodnotě. Nekaualita je požito nejen při filtraci, ale i u dopředných diferencí při derivaci diskrétních dat. Výhodou těchto systémů je realizace filtrů s nulovou fází, bez zpoždění, takže odpadá eliminace posuvem signálu vůči horní úvratí pístu. Nevýhodou je nemožnost pracovat v reálném čase (v režimu On Line), což při daném rozsahu navazujícího výpočetního zpracování a současné výpočetní technice není stejně možné. Při potřebě řešit dílčí úkol menšího rozsahu by nebyl problém upravit systém na kauzální tím, že u filtrů posuneme impulsní odezvu, vzniklou lineární fází eliminujeme dalším výpočtem a pro aproximaci derivace použijeme zpětných diferencí.

Pro specifický průběh signálu reprezentujícího průběh tlaků ve válci pístového spalovacího motoru je použito dvoustupňové filtrace s využitím frekvenčně selektivních filtrů typu FIR a to v:

- prvním stupni úzkopásmové zádrže
- druhém stupni dolní frekvenční propustě.

První stupeň filtrace- úzkopásmová zádrž

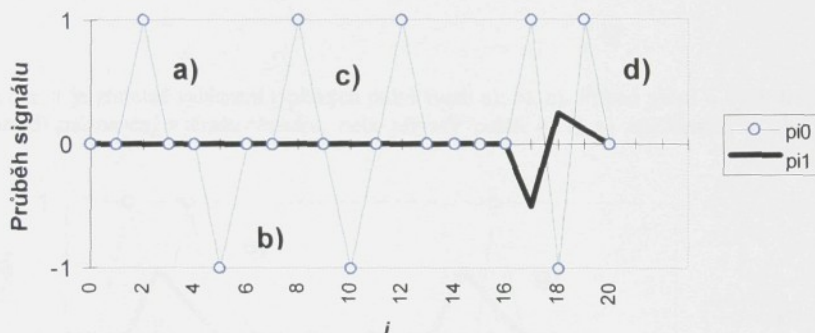
Slouží k vyhlazení signálu od náhodných excesů vybočujících náhle mimo jeho úroveň. Jedná se o jednostranné (kladné či záporné) pulsy, nebo krátké zákmity. V zásadě se signál vyhlazuje jen v krátkých úsecích, kde jeho tvar vyhoví zadanému logickému algoritmu, jinak zůstane beze změny. Pro otevření filtru algoritmus předepisuje v daných bodech i , $i-1$ vstupního signálu minimální velikost a znaménko první derivace zleva a zprava vůči mezi filtrace g . Konkrétně

$$\dot{p}_{i0-1} > g; \dot{p}_{i0} < -g \quad \text{nebo} \quad \dot{p}_{i0-1} < -g; \dot{p}_{i0} > g \quad (1)$$

Diferenční rovnice filtru je
$$p_{i1} = b_{-1} \cdot p_{i1-1} + b_0 \cdot p_{i0} + b_1 \cdot p_{i0+1} \quad (2)$$

V obecném tvaru se sice jedná o diferenční rovnici rekursivního filtru s jednou zpětnou vazbou obsahující výstupní signál, který se však dá při splnění výše uvedeného algoritmu nahradit vstupním signálem. Při tvarech signálu a), b), c) viz. obr.1 je podle algoritmu (1)

$$p_{i1-1} = p_{i0-1}$$



Obr.1 Obvyklý průběh rušivého signálu p_{i0} a jeho vyhlazení p_{i1} po průchodu filtrem

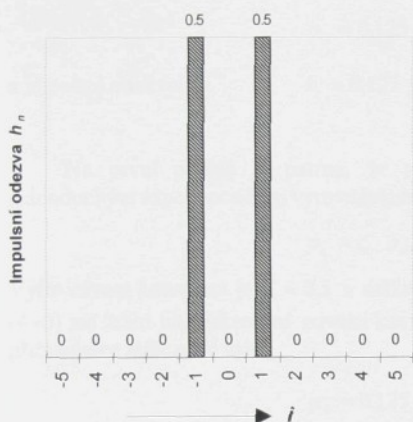
a při volbě koeficientů $b_{-1} = b_1 = 0,5$ a vynecháním $b_0 = 0$, vznikne jednoduchá diferenční rovnice

$$p_{i1} = 0,5 \cdot (p_{i0-1} + p_{i0+1}) \quad (3)$$

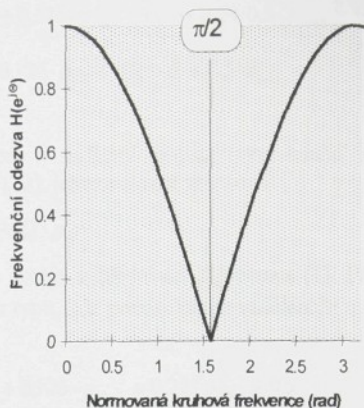
s příslušnou impulsní odezvou

$$h_i = 0,5 \cdot \delta_{i-1} + 0,5 \cdot \delta_{i+1} \quad (4)$$

mající konečný počet (2+1) členů posloupnosti (viz obr. 2). Frekvenční charakteristiku filtru délky $L=3$ dostaneme pak složením těchto členů Fourierovy řady. Protože impulsní odezva je sudá, je amplitudová charakteristika rovněž sudá a stačí proto zobrazit její spektrum v polovině základního intervalu, tedy v $(0, \pi)$, (viz obr. 3). Charakteristika má tvar pásmové zádrže v okolí kruhové frekvence $\pi/2$, s nulovým průběhem fáze.

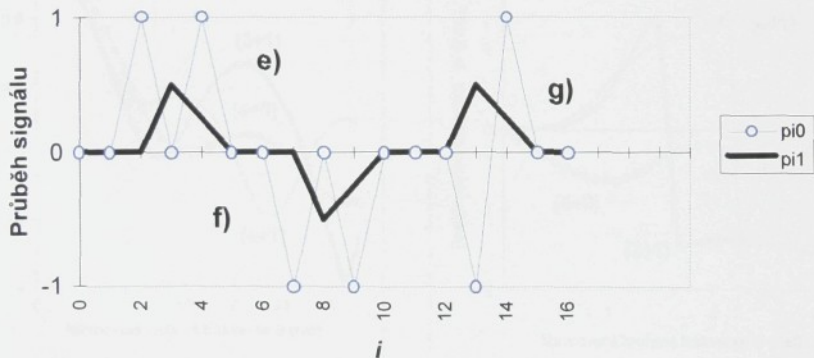


Obr. 2 Impulsní odezva filtru dle rovnice (4)



Obr. 3 Frekvenční charakteristika filtru

Na obr. 1 je zřetelné vyhlazení typických pulsů tvaru a), b), c). Příklad pulsů o vyšší frekvenci tvaru d) znázorněný v témže obrázku, nebo případy pulsů e), f), g) znázorněné v obr. 4, se



Obr. 4 Možné průběhy rušivých signálů p_{i0} a jeho vyhlazení p_{i1} po průchodu filtrem

vyhladí jen částečně. Pomocí algoritmu rovnice (1) při tvaru signálu g) se prodlouží délka filtru na $(3+1)$ s diferenciální rovnicí

$$p_{i1} = 0,25 \cdot p_{i0-2} + 0,25 \cdot p_{i0} + 0,5 \cdot p_{i0+1} \quad (5)$$

a impulsní odezvou

$$h_i = 0,25 \cdot \delta_{i-2} + 0,25 \cdot \delta_i + 0,5 \cdot \delta_{i+1} \quad (6)$$

Při tvarech signálů d), e), f) bude délka filtru dokonce (4+1) s diferenční rovnicí

$$p_{i1} = 0,125 \cdot p_{i0-3} + 0,125 \cdot p_{i0-1} + 0,25 \cdot p_{i0} + 0,5 \cdot p_{i0+1} \quad (7)$$

a impulsní odezvou

$$h_i = 0,125 \cdot \delta_{i-3} + 0,125 \cdot \delta_{i-1} + 0,25 \cdot \delta_i + 0,5 \cdot \delta_{i+1} \quad (8)$$

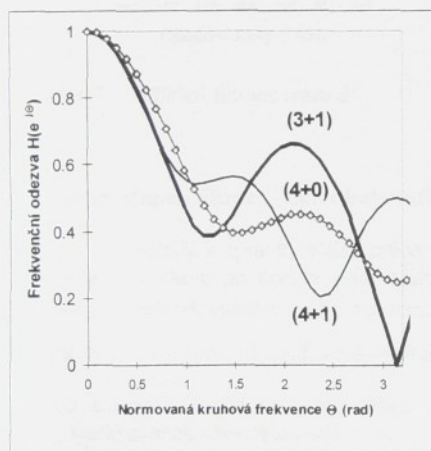
Na první pohled je patrné, že se jedná o zvláštní případ rekursivního filtru s jednoduchým exponenciálním vyrovnáváním (viz [22], jehož rovnice má tvar

$$p_{i1} = \zeta \cdot p_{i1-1} + (1 - \zeta) \cdot p_{i0} \quad (9)$$

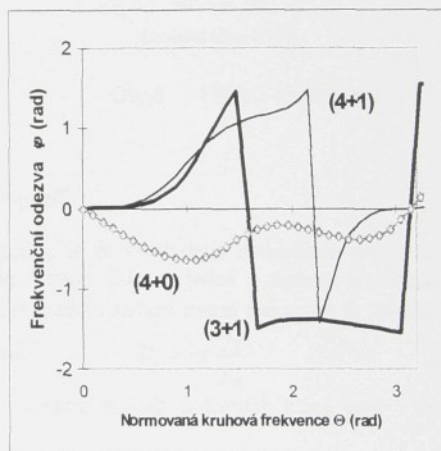
Vyrovnávací konstanta je $\zeta = 0,5$ a délku filtru určuje vyhledávací algoritmus (1). Při délce (4+0) má tento filtr diferenční rovnici kauzálního typu, kde pozorováním vzdálenější minulosti přiřazujeme stále nižší váhu.

$$p_{i1} = 0,125 \cdot p_{i0-3} + 0,125 \cdot p_{i0-2} + 0,25 \cdot p_{i0-1} + 0,5 \cdot p_{i0} \quad (10)$$

Odlíšnost v diferenční rovnici předkládaného zvláštního typu filtru podle (7) proti známému případu podle (10) spočívá v tom, že druhá vstupní hodnota je vynechána a ke konstantám jsou přiřazeny vstupní hodnoty posunuté o jeden krok do budoucnosti. Filtr je o vynechanou hodnotu delší a je nekauzální. Frekvenční charakteristiky všech diskutovaných variant jsou na obrázcích 5 a 6.



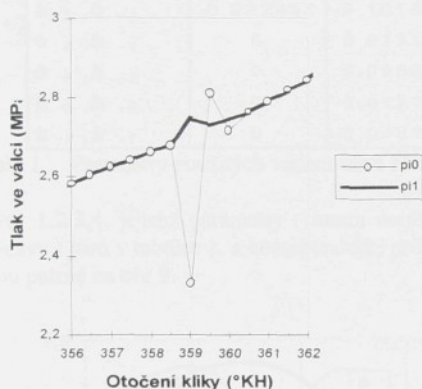
Obr. 5 Amplitudové frekvenční charakteristiky filtrů podle délky



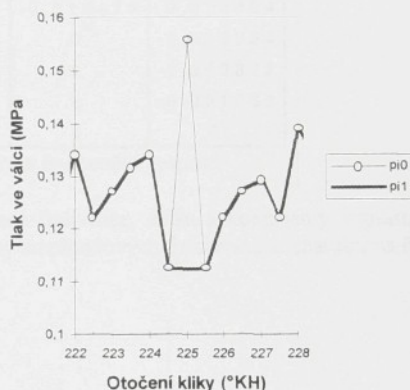
Obr. 6 Fázové frekvenční charakteristiky filtrů podle délky

Nejúčinnější je první stupeň filtrace jen při algoritmem vyhledaných tvarech a), b), c), kdy délka filtru je (2+1). Filtr pracuje jako úzkopásmová zadrž bez zkreslení fáze, neboť průběh fázové odezvy je nulový. Při ostatních algoritmem vyhledaných tvarech d), e), f), g), které jsou však málo časté (prakticky jen u cyklů s detonačním spalováním), má filtr větší délku a jeho fázová frekvenční charakteristika se mírně odchyluje od lineárního průběhu a nelze plně zaručit nezkrácený přenos. Nejméně lineární průběh však má známé a často v praxi používané jednoduché exponenciální vyrovnávání, jehož příklad pro délku filtru (4+0) je pro srovnání znázorněn na obrázcích 5 a 6.

Závěrem jsou uvedeny ukázky výsledku navrženého prvního stupně filtrace průběhu skutečně změřeného tlaku na obrázcích 7 a 8.



Obr. 7 Příklad filtrace tvaru d)



Obr. 8 Příklad filtrace tvaru a)

Druhý stupeň filtrace - dolní frekvenční propust'

Slouží k úpravě celého průběhu signálu, to je všech jeho diskretních proměnných hodnot ve stavu po úpravě prvním stupněm filtrace. Zde se jedná o úpravu spočívající v potlačení složek spektra s vyšší frekvencí než je předem zadaná mezní frekvence f_h , respektive

$$\text{mezní normovaná (relativní) kruhová frekvence} \quad \theta_h = 2\pi \frac{f_h}{f_{vz}} \quad (12)$$

To znamená, že filtrem propouštíme složky spektra nižších frekvencí, které jsou v tomto případě nositeli užitečných informací.

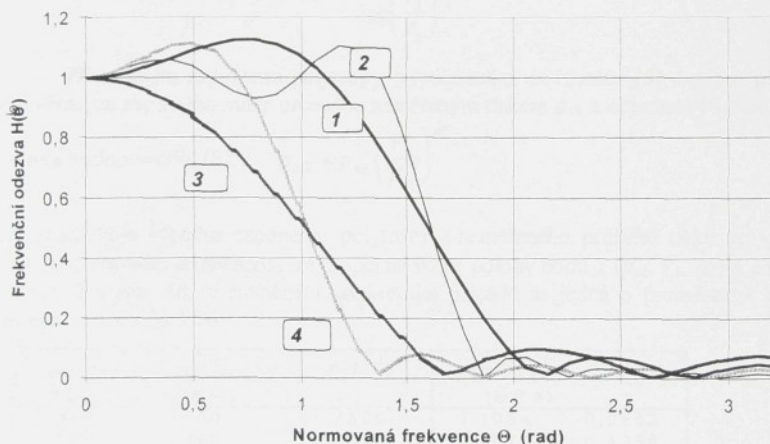
Pro návrh vlastního FIR filtru typu dolní frekvenční propustě bylo použito obecného postupu doporučeného [20], který je založen na užití rychlé Fourierovy transformace FFT (angl. Fast Fourier Transform). Vychází se z požadované ideální frekvenční odezvy filtru, ze které pomocí inverzní FFT najdeme průběh impulsní odezvy. Tato odezva má teoreticky nekonečný počet členů, prakticky omezený počtem bodů FFT (v našem případě je postačující počet 64). Protože zadaná frekvenční charakteristika byla reálná a sudá, je i impulsní odezva reálná a sudá. Z impulsní odezvy se uvažuje jen konečný počet členů posloupnosti ($M+1$), což odpovídá násobení impulsní odezvy obdélníkovým oknem délky ($M+1$) tak, aby součet koeficientů byl roven nule. Skutečnou frekvenční charakteristiku pak dostaneme pomocí FFT

upravené impulsní odezvy. Potlačení záskitů na skocích frekvenční charakteristiky se dá dosáhnout použitím jiných oken pro násobení požadované impulsní odezvy. Známa jsou okna trojúhelníková, von Hannova, Blackmanova a pod. Cena, která se za to platí, je rozšíření přechodového pásma filtru. Proto bylo nakonec použito obdélníkového okna pro 4 varianty

O z n a č e n í	1	2	3	4
Θ h	$\pi / 2$	$\pi / 2$	$\pi / 3$	$\pi / 3$
D é l k a L	7	15	7	13
b_0	0,528509	0,519143	0,304301	0,335239
b_1, b_{-1}	0,330938	0,321572	0,249434	0,280372
b_2, b_{-2}	-0,002741	-0,012107	0,116889	0,147827
b_3, b_{-3}	-0,092451	-0,101817	-0,018474	0,012464
b_4, b_{-4}	0	0,019143	0	-0,059354
b_5, b_{-5}	0	0,065896	0	-0,050892
b_6, b_{-6}	0	-0,012107	0	0,001963
b_7, b_{-7}	0	-0,040151	0	0

Tab. 1 Parametry použitých variant filtrů FIR- dolní frekvenční propust'

filtrů 1,2,3,4, jejichž parametry (mezní normovaná frekvence, délka a koeficienty impulsní odezvy) jsou v tabulce 1, a korespondující průběhy amplitudových frekvenčních charakteristik jsou patrné na obr.9.



Obr. 9 Frekvenční charakteristiky variant filtrů FIR- dolní frekvenční propust'

Obecná diferenční rovnice filtru má tvar

$$p_i = p_{i-M/2} \cdot b_{-M/2} + \dots + p_{i-1} \cdot b_{-1} + p_{i1} \cdot b_0 + p_{i+1} \cdot b_1 + \dots + p_{i+M/2} \cdot b_{M/2} \quad (13)$$

Ve vlastním výpočtu lze volit dle potřeby ze 4 variant filtrů s označením 1, 2, 3, 4 (viz tab. 1), respektive lze zvolit i variantu s označením 5, která má nulové koeficienty impulsní odezvy a simuluje případ bez filtrace.

4.2. Nastavení průběhu tlaku

Průběh tlaku musí být pokud možno přesně nastaven vůči pevnému souřadnému systému, který je definován ve směru hodnoty funkce tlakové veličiny její absolutní nulou a ve směru hodnoty proměnného úhlu otočení klikového hřídele polohou horní úvratí pístu. Toto nastavení je více méně zabezpečováno nulováním driftu napětového signálu před každým měřením a nastavením výchozí referenční polohy inkrementálního čidla do polohy klikového hřídele, který je určen statickou horní úvratí pístu v měřeném válci motoru. Dále při přepočtu napětového signálu na tlakový je možné základní nastavení vizuálně kontrolovat a popřípadě korigovat. Přesto se v prostředí výpočetního zpracování dat nabízejí další automatizované kontroly a případné korekce, zejména pokud jde o polohu tlaku k absolutní nule.

V tomto případě se doporučuje způsob, který předpokládá určení průběhu kompresního tlaku za zjednodušujícího předpokladu, že komprese probíhá polytropicky s exponentem $n_l = \text{konst.}$, bez ztrát netěsností válcové jednotky. Pak každými dvěma body kompresní křivky lze proložit rovnici polytropy ve tvaru

$$p_{k1} \cdot V_1^{n_l} = p_{k2} \cdot V_2^{n_l} = \text{konst} \quad (14)$$

Z této rovnice lze z naměřeného průběhu tlaku během komprese vypočítat exponent polytropy

$$n_l = \frac{\log p_{v2} - \log p_{v1}}{\log \left(\frac{V_1}{V_2} \right)} \quad (15)$$

Při známém exponentu polytropy, vypočítaném ze vzorce (15), lze pro příslušný cykl vypočítat, ze zvoleného místa určeného naměřeným tlakem p_{vA} a objemem V_A , tlak p_{kSZ} v místě

$$\text{zavření sacího ventilu (SZ)} \quad p_{kSZ} = p_{vA} \cdot \left(\frac{V_A}{V_{SZ}} \right)^{n_l} \quad (16)$$

Při praktickém výpočtu exponentu polytropy z naměřeného průběhu tlaku ve válci zjistíme však jeho značnou proměnnost závisující na volbě polohy bodů 1 (p_{v1} , V_1 , α_1) a 2 (p_{v2} , V_2 , α_2), viz. tab. 2 a obr. 10. V zmíněném konkrétním případě se jedná o proměnnost exponentu v rozsahu od 1,3 do 1,76.

α_1 (°K H)	α_2 (°K H)	n_l (-)	p_{kSZ} (M P a)	
230	250	1,7599	0,1034	0,0852
250	270	1,5169	0,1078	0,1058
270	290	1,5057	0,1080	0,1068
290	300	1,4380	0,1093	0,1135
300	310	1,3621	0,1110	0,1231
310	320	1,3462	0,1107	0,1214
320	330	1,3004	0,1119	0,1283
230	330	1,4397	0,1092	0,1133
Poloha výchozího bodu α_A (°K H)			250	300

Tab. 2 Proměnnost polytropického exponentu n_l na poloze výpočetních bodů 1 a 2, a proměnnost tlaku p_{kSZ} na exponentu n_l a poloze bodu A

Takto velká proměnnost polytropického exponentu spolu s možnou volbou polohy výchozího bodu pro výpočet ideálního kompresního tlaku v místě zavírání sacího ventilu je zdrojem neurčitosti a s tím spojené nepřesnosti této metody. Je pravdou, že pokud volíme výchozí bod A (250°KH) blízko polohy SZ (v případě motoru LIAZ sací ventil zavírá 224°KH), je citlivost p_{KSZ} na n sice menší (viz tab. 2), ale přesto dosahuje v uváděném případě rozdílu 8,5 kPa, což činí cca 8% uvažované hodnoty tlaku.

S výše uvedenými výhradami by bylo možno vypočtenou hodnotu tlaku p_{KSZ} porovnat s hodnotou změřeného tlaku v místě zavírání sacího ventilu (obvykle průměrnou hodnotou v jeho bezprostředním okolí) a rozdílem korigovat polohu celého průběhu tlaků vůči absolutní nule.

Vzhledem k uvedeným problémům s určováním polytropického exponentu průběhu kompresního tlaku byla nakonec použita, k **nastavení průběhu tlaku** vzhledem k absolutní nule, netradiční metoda založená na několikanásobné korekci:

-první hrubá korekce spočívá v tom, že při vlastním přepočtu napětového signálu na tlakový pomocí nástrojů (Calkulator) v software Disys je zároveň posunut celý signál, tak aby v nejbližším okolí polohy klikového hřídele 180° (DÚ) byl zhruba nulový.

-další korekce je již součástí základního výpočtového programu a je založena na porovnání tlaku prvního cyklu v místě dolní úvratí pístu, (odpovídá poloze klikového hřídele 180°, t.j. konci sacího zdvihu) s teoreticky vypočteným tlakem ve stejném místě. Tento tlak je vypočten za předpokladu, že množství tepla na konci sacího zdvihu je dáno množstvím tepla nasáté pracovní směsí vzduchu s palivem a množstvím tepla zbytků spalín, které ve válci zůstaly v důsledku nedokonalého vypláchnutí. Po úpravě dostaneme v souladu s [22] vztah

$$p_{(180^\circ)} = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{G_{vzd} \cdot r}{30 \cdot n_m \cdot i \cdot V_H} \left(1 + \frac{1}{\lambda \cdot L_t} \right) (T_s + \Delta T) \cdot 10^{-3} + \frac{p_a}{\varepsilon} \quad (17)$$

Rovnice používá měřených hodnot (G_{vzd} , λ , T_s , p_a) pomocí běžných čidel, které zachycují střední hodnoty během ustáleného režimu motoru. Úprava rovnice byla provedena za zjednodušujících předpokladech, že tlak zbytkových plynů ve válci na počátku sání je roven tlaku výfukových plynů měřeného ve výfukovém potrubí, a že podíl izobarické měrné tepelné kapacity s měrnou plynovou konstantou při změně složení náplně válce je konstantní. Takto teoreticky vypočítaný tlak se uvažuje neměnný pro všechny cykly souboru.

-poslední korekci lze provést až po proběhnutí celého výpočtu všech sledovaných cyklů souboru. Během výpočtu je totiž prováděn v každém cyklu záznam skutečně změřeného tlaku v místě DÚ, čímž se vytvoří statistický soubor těchto změřených hodnot, který nakonec umožní vypočítat jeho střední hodnotu a tu porovnat s teoreticky vypočtenou hodnotou tlaku podle rovnice (17). Rozdílem tohoto porovnání korigujeme nastavení průběhu tlaku vůči absolutní nule novým opravným výpočtem.

Z hlediska účelu disertační práce, která je zaměřena zejména na sledování mezioběhových variabilit tlaků a z nich odvozených veličin ve válci, je nezbytné aby nastavení průběhu tlaku vůči nule bylo stejné pro všechny cykly měřeného souboru. Tím je zaručeno nenarušení variability ostatních sledovaných veličin v čase.

Variabilita měřeného tlaku v místě prováděné korekce může být rovněž ovlivněna (do jisté míry) systematickou chybou a teplotním driftem vlastního snímače. Z těchto důvodů některá pracoviště provádějí korekci nastavení průběhu tlaku za každým cyklem, nebo nejnovější zesilovače piezoelektrického náboje jsou vybaveny automatickou korekcí.

Stejnou důležitost, jako má správné nastavení průběhu tlaku vůči absolutní nule, má přirozeně i jeho nastavení vzhledem k definovanému úhlu otočení klikového hřídele, které se vztahuje k poloze horní úvratě pístu. Nastavení horní úvratě pístu bylo velice pečlivě prováděno pomocí výkonného hardwaru (kap. 4.1.) při stojícím motoru, a ověřováno měřením kompresní křivky při protažení motoru bez spalování. Přesnost nastavení horní úvratě pístu silně ovlivňuje výpočet středního indikovaného tlaku, který je pro každý cyklus z tlakového signálu počítán. Jeho střední hodnota z celého souboru cyklů vzhledem k střednímu efektivnímu tlaku (vypočteného ze změřeného točivého momentu) je funkcí mechanické účinnosti. Při znalosti průběhu mechanické účinnosti vyšetřovaného motoru byl proto její výpočet spolehlivou kontrolou správnosti nastavení horní úvratě pístu.

Vzhledem ke spolehlivosti výše uvedeného postupu (ověřeného při prováděných měřeních) nebylo použito dodatečných výpočetních korekcí vyplývajících z termodynamických výpočtů, ani speciálních kapacitních senzorů indikujících horní úvrat' pístu.

4.3. Termodynamický výpočet cyklu

Z naměřeného průběhu tlaku, který dostatečně přesně popisuje děje ve válci spalovacího motoru, lze získat výpočtem termodynamické veličiny pracovního oběhu reprezentující vždy jeden pracovní cyklus. Znalost variability těchto termodynamických veličin, jako jsou extrémní a gradienty teploty, přivedeného tepla, rychlosti hoření pracovní látky, jakož i počátku a délky hoření a pod., má pro předkládanou práci zásadní důležitost.

Problematickou termodynamických výpočtů pracovních oběhů se zabývá řada autorů, např. [23],[24],[25], většinou to však jsou výpočty průběhu tlaku ve válci ze zvoleného průběhu hoření. Požadovaný konverzní způsob výpočtu, zaměřený na termodynamickou analýzu indikátorových diagramů cyklů po cyklu, není v literatuře souhrnně uveden a proto je v další části popsán podrobněji i se zjednodušujícími předpoklady a stanovením počátečních podmínek.

Hlavní zjednodušující předpoklady spočívají v určení:

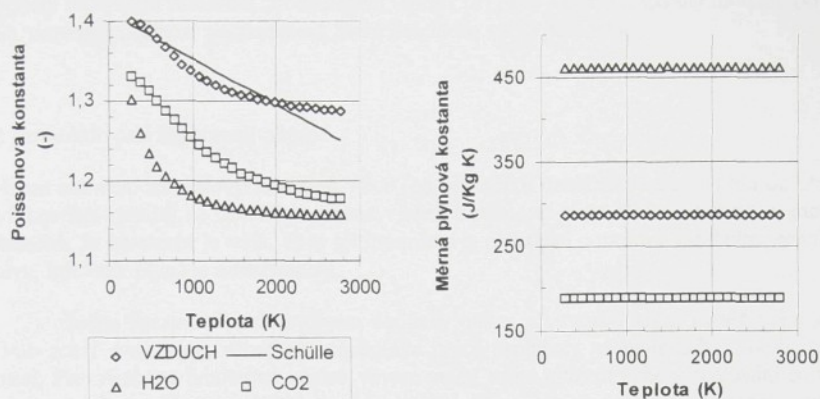
a) látkových vlastností náplně válce

Uvažuje se závislost měrných tepelných kapacit (c_p, c_v) na okamžité teplotě náplně válce vyjádřená Schülleho vztahem, platném pro dvouatomové plyny. Velikost Poissonovy konstanty je proměnná v závislosti na teplotě podle rovnice

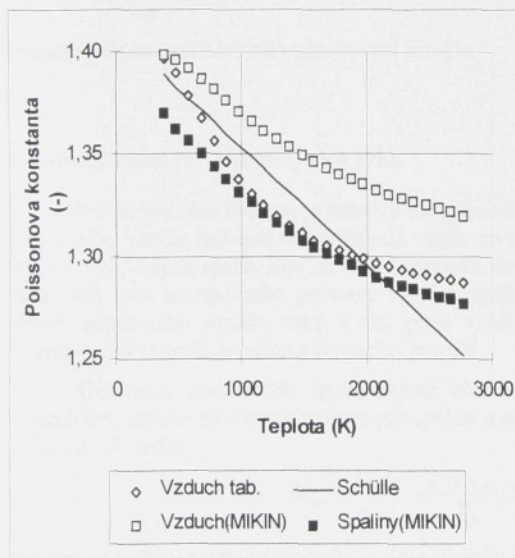
$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = 1,41 - 5,72 \cdot 10^{-5} \cdot T_p \quad (18)$$

Měrná plynová konstanta ($r = c_p - c_v$) se uvažuje v obvyklé konstantní hodnotě pro vzduch ($r = 287 \text{ J/kgK}$).

Vliv přijatého zjednodušení na tepelné výpočty lze posoudit (odhadnout) z průběhů na obrázcích 10 a 11.



Obr. 10 a 11 Závislosti Poissonových a měrných plynových konstant na teplotě pro vzduch a hlavní složky spalín (tabulkové hodnoty)



Na obr.10 lze vidět, že Schülleho vztah závislosti Poissonovy konstanty na teplotě je vlastně lineární regresí tabulkových hodnot pro vzduch.

Obr.11 znázorňuje nezávislost plynových konstant na teplotě, jak pro vzduch, tak pro nejvýznamější složky spalín CO_2 a H_2O . Všechny tabulkové hodnoty byly převzaty z [26].

Vliv změn složení náplně válce na odlišnost plynové konstanty od vzduchu je malý, neboť hlavní složky spalín CO_2 a H_2O se téměř eliminují, viz obr. 11

Obr. 12 Porovnání teplotních závislostí Poissonovy konstanty vypočtené MIKINEM s Schülleho závislostí a tabulkovými hodnotami

Vliv změn složení náplně válce na odchylky Poissonovy konstanty, respektive měrných tepelných kapacit skutečné náplně válce od vzduchu je patrný z obr. 10. Je zřejmé, že Schülleho vztah v oblasti vyšších teplot zajišťuje částečnou korekci hodnot κ (c_v , c_p). Rovněž výpočty teplotních závislostí, provedených v práci [27] pro vzduch a spaliny motoru, (viz obr. 12), potvrzují účelnost zjednodušení, které Schülleho vztah poskytuje.

b) proměnlivost hmotnosti náplně

Během uzavření rozvodových orgánů válce (od okamžiku uzavření sacího ventilu do otevření výfukového ventilu) se neuvažuje změna vlivem netěsností pístu a rozvodových orgánů což znamená, že hmotnost je stálá. Toto zjednodušení je přijatelné u motorů v dobrém technickém stavu, kde únik plynů je zanedbatelný.

Změna hmotnosti náplně vlivem dodávky paliva při tvorbě směsi uvnitř válce nebyla v této práci uvažována, neboť experimentální práce probíhaly na motorech s vnější tvorbou směsi. Proměnlivost hmotnosti náplně vlivem změn jejího složení během spalování se v této práci neuvažuje. V práci [28] se ukázalo, že vliv složení směsi na konečný výsledek termodynamické analýzy není podstatný. Rovněž výsledek porovnání takto zjednodušeného výpočtu provedeného na TUL s výsledkem termodynamické analýzy předaných indikátorových diagramů pro kontrolní (ověřovací) výpočty na ČVUT v r. 1996 potvrdil dobrou shodu výsledků.

Zjednodušení neuvažující změnu hmotnosti jednotlivých složek náplně, t.j. $\frac{dm_s}{d\alpha} = 0$

Usnadní potom i výpočet přírůstku vnitřní energie $\frac{dU}{d\alpha} = M_v \cdot c_v \frac{dT}{d\alpha}$ (19)

Hmotnost směsi ve válci pro jeden cykl.

Pro určení této hodnoty je důležitý stav již na začátku sání, kdy během překrytí sacího a výfukového ventilu (od sání otvírá=SO do výfuk zavírá=VZ) nastává vzájemný pohyb čerstvé směsi a výfukových spalin. Zde na tomto rozhraní dochází k nedokonalostem výměny obsahu válce, kdy část kompresního prostoru vyplňují spaliny z předchozího cyklu, nebo dokonce vlivem negativního rozdílu tlaků v sání proti výfuku dochází k zpětnému proudění spalin z výfukového potrubí do válce a do sacího potrubí.

Hmotnost zbytkových spalin, které zůstanou ve válci následkem nedokonalého vypláchnutí, určíme ze stavové rovnice pro spaliny a odhadem stupně vypláchnutí kompresního prostoru $\mathcal{G}$, tedy:

$$M_{sp} = \frac{1 - \mathcal{G}}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{V_H \cdot P_{v(0)}}{r \cdot T_a} \cdot 10^3 \quad (20)$$

přičemž za teplotu zbytkových spalin se dosadí zjednodušeně teplota výfukových spalin měřená ve výfukovém potrubí T_a , a za tlak spalin tlak změřený ve válci v okamžiku DÚ, t.j. v 0° otočení klikového hřídele $P_{v(0)}$. Tento tlak se mění cykl od cyklu a tím způsobuje variabilitu množství zbytkových spalin ve válci. Přestože možnost spolehlivého změření tlaku $p_{v(0)}$ může

být diskutabilní, musí se (s ohledem na variabilitu průběhu tlaku ve válci zážehového motoru a tedy i variabilitu tlaku výfukových plynů na konci výfuku) počítat s variabilitou hmotnosti zbytkových spalín v čerstvé náplni válce. Postup, použitý v této práci, je pokusem o kvantifikaci jevu.

Stupeň vypláchnutí v krajních mezích

$\mathcal{G} = 0$ představuje zcela nevypláchnutý kompresní prostor (případ motoru s nepatrným překrytím ventilů, nebo kvantitativní regulaci, kdy $p_s < p_a$). Toto je praktický případ motoru LIAZ M1.A-636 na kterém probíhaly experimenty pro ověření této práce.

$\mathcal{G} = 1$ představuje 100% vypláchnutý kompresní prostor (případ motoru s velkým překrytím ventilů a kvalitativní regulaci, kdy $p_s > p_a$). Hmotnost zbytkových spalín je pak nulová.

Pozn.: Pokud je $p_s < p_a$ (obvyklé u zážehových motorů s kvantitativní regulací, zejména při režimu částečného zatížení, kde dochází ke snížení tlaku v sání škrticí klapkou), dochází k zpětnému proudění spalín z výfuku do sání. Tato „recirkulace“ spalín jednak zabraňuje vypláchnutí kompresního prostoru a navíc ohřívá čerstvou směs před vstupem do válce. Měřený průtok vzduchu již tuto část „recirkulovaných spalín“ obsahuje. Pro takový případ nabývá stupeň vypláchnutí hodnot $\mathcal{G} < 0$; měření na motorech ML636 PB ukazují, že zpětný tok spalín po otevření sacího ventilu je ve všech režimech motoru.

Proplachování nebo recirkulace spalín končí okamžikem zavření výfukového ventilu a nastává doba plnění válce čerstvou směsí vzduchu a paliva (v případě motorů s vnější tvorbou směsi). Hmotnostní průtok vzduchu pro celý motor měříme obvykle dýzou nebo clonkou umístěnou na začátku sacího traktu, a stanovíme ho pomocí obvyklých výpočtových vztahů pro škrtící orgán. Pro případ měření na motoru M1.A-636 je tento vztah v konkrétním tvaru

(21)

$$G_{vzd} = K_{cl} \cdot 3,6 \left[1 - \left(0,04083 \cdot 0,133322 \frac{\Delta p_{cl}}{p_{bar}} \right) \right] \sqrt{\frac{\Delta p_{cl}}{t_o + 273} \left(\left(\frac{p_{bar}}{0,133322} \right) - \left[\frac{\varphi_v}{100} (0,412 \cdot t_o - 1,6) \right] \right)}$$

Za předpokladu rovnoměrného rozdělení vzduchu do všech válců stanovíme hmotnost vzduchu

pro jeden válec
$$M_{vzd} = \frac{G_{vzd}}{30 \cdot i \cdot n_m} \quad (22)$$

Hmotnost paliva pro jeden válec stanovíme ze vzorce

$$M_{pal} = \frac{M_{vzd}}{\lambda \cdot L_r} \quad (23)$$

přičemž přebytek vzduchu λ stanovíme nepřímým měřením (např. měřením množství zbytkového kyslíku ve výfukových plynech (UEGO senzorem), nebo výpočtem přímo ze změřené spotřeby paliva).

Celkovou hmotnost směsi válce v okamžiku ukončení sání určíme

$$M_v = M_{vzd} + M_{pal} + M_{sp} \quad (24)$$

Průběh teploty směsi ve válci pro jeden cykl.

Nejjednodušší a nejpřesnější způsob určení průběhu teploty ve válci je pomocí stavové rovnice

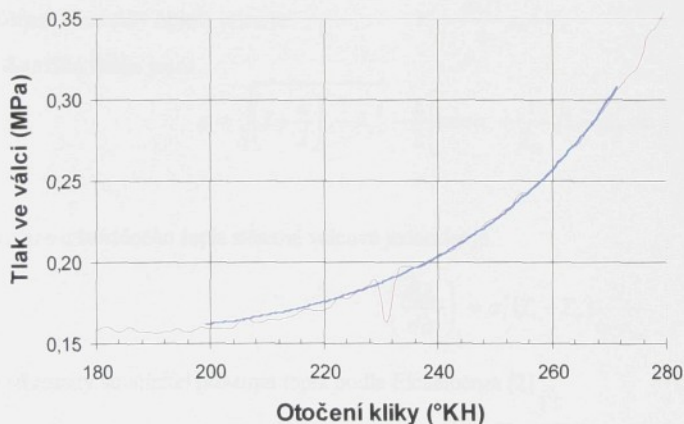
$$T_i = p_i \cdot \frac{V_i}{r \cdot M_v} \quad (25)$$

Změřený průběh tlaků je obvykle v okolí zavírání sacího ventilu rozkmitán a proto je vhodné provést před jeho dosazením do vzorce (25) jeho určité vyhlazení (regresi). Možností je celá řada, snad z hlediska logiky se jeví nejvhodnější jeho vyrovnaní v části kompresního zdvihu (oblast od 180° do 260°) pomocí již dříve zmíněné polytropy.

Polytropický exponent
$$n1 = \frac{\log p_{v(180)} - \log p_{v(260)}}{\log \left(\frac{V_{(180)}}{V_{(260)}} \right)} \quad (26)$$

Křivka polytropické komprese
$$p_{ik} = p_{v(260)} \left(\frac{V_{(260)}}{V_i} \right)^{n1} \quad (27)$$

Na obrázku 13 je znázorněno nahrazení výše uvedenou polytropickou křivkou. Tato náhrada se provádí pro každý cykl zvlášť.



Obr. 13 Vyrovnaní změřeného průběhu tlaku v části komprese polytropou

Průběh přiváděného tepla do válce

Za výše uvedených zjednodušujících předpokladů platí v prostoru uzavřeného válce jednoduchá energetická diferenciální rovnice

$$\frac{dQp}{d\alpha} = c_v \cdot M_v \frac{dT}{d\alpha} + p \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_o}{d\alpha} \quad (28)$$

příčemž derivace přiváděného tepla představuje rychlost přívodu tepla do oběhu, konkrétně v

$$i. \text{ bodě} \quad w_i = \left(\frac{dQ_p}{d\alpha} \right)_i \quad (29)$$

a numerickou integrací jejího průběhu, například Eulerovou metodou druhého řádu, se dostane průběh přiváděného tepla.

Do rovnice (28) se dosadí:

$$\text{-izochorická měrná tepelná kapacita} \quad c_{vi} = \frac{r}{\kappa_i - 1} \quad (30)$$

-numerická derivace teploty ve válci získaná pomocí Newtonovy interpolační funkce s užitím diferencí 4.řádu

$$\left(\frac{dT}{d\alpha} \right)_i = \frac{1}{12 \cdot \Delta\alpha} (-3 \cdot T_{i+4} + 16 \cdot T_{i+3} - 36 \cdot T_{i+2} + 48 \cdot T_{i+1} - 25 \cdot T_i) \quad (31)$$

-derivace objemu válce

$$\left(\frac{dV}{d\alpha} \right)_i = \frac{\pi V_H}{360} \left[\sin \alpha_i + \left(\lambda_R \sin \alpha_i - \lambda_e \right) \frac{\cos \alpha_i}{\sqrt{1 - (\lambda_R \sin \alpha_i - \lambda_e)^2}} \right] \quad (32)$$

$$\text{příčemž okamžitý objem válce je} \quad V_i = \frac{\pi D^2}{4} z_i + V_K \quad (33)$$

a okamžitá dráha pístu

$$z_i = \sqrt{\left(l + \frac{L}{2} \right)^2 - \lambda_e^2} - \frac{L}{2} \left[\cos \alpha_i + \frac{1}{\lambda_R} \sqrt{1 - (\lambda_R \sin \alpha_i - \lambda_e)^2} \right] \quad (34)$$

-derivace odváděného tepla stěnami válcové jednotky je

$$\left(\frac{dQ_o}{d\alpha} \right)_i = \alpha_i^* (T_i - T_w) \frac{S_i}{6 \cdot n_m} \quad (35)$$

kde okamžitý součinitel přestupu tepla podle Eichelberga [2]

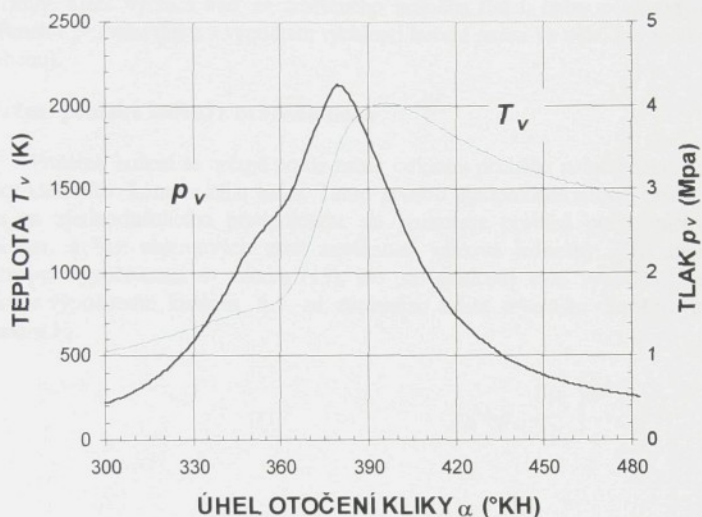
$$\alpha_i^* = 7,8 \cdot \sqrt[3]{c_s} \cdot \sqrt{p_i \cdot T_i} \quad (36)$$

a okamžitý povrch teplosměnných stěn válcové jednotky

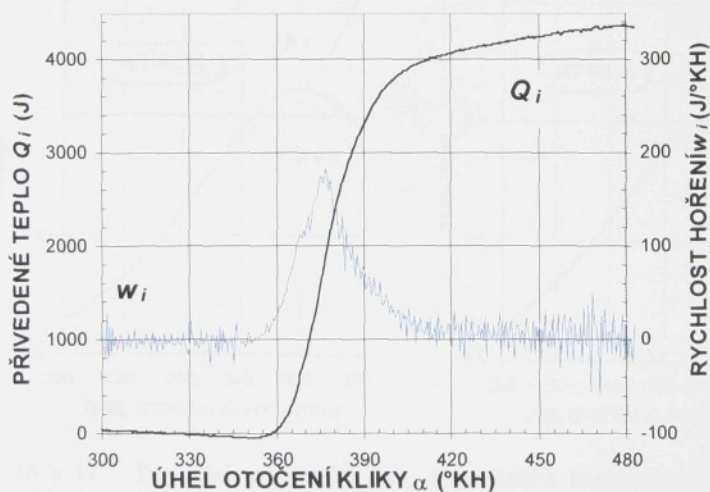
$$S_i = \frac{\pi D^2}{2} + \frac{4}{D} \left(V_i - \frac{V_H}{\varepsilon - 1} \right) \cdot 10^{-3} \quad (37)$$

se zanedbáním povrchu spalovací komůrky v pístu a zjednodušením, že teplota povrchu stěn T_w je konstantní.

Na následujícím obrázcích 14 a 15 je znázorněna ukázka průběhu teploty, přivedeného tepla a rychlosti jeho přivádění (tj. rychlosti hoření) , vypočteného na základě uvedených rovnic ze známého průběhu tlaku ve válci



Obr. 14 Průběh změřeného tlaku ve válci a vypočtené teploty



Obr. 15 Průběh vypočteného přivedeného tepla a rychlosti hoření

4.4. Průběh hoření paliva

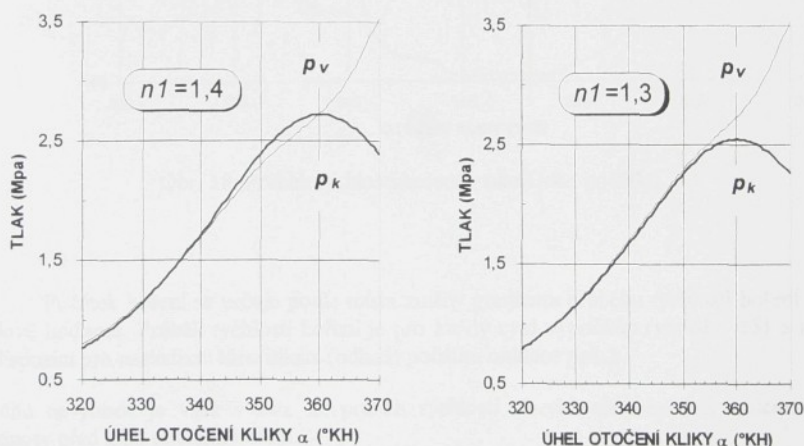
Pro analýzu průběhu hoření paliva ve válci pístového motoru je nezbytné určit co nejspolehlivěji **počátek hoření** každého cyklu v úhlových jednotkách otočení klikového hřídele, obvykle počítané od horní úvratě pístu. Je známo více způsobů, ovšem jen málo jich je v praxi spolehlivých. V poslední době se používají výpočetně automatizované vyhledávací algoritmy, které vychází buď ze změřeného průběhu tlaku, nebo z termodynamické analýzy změřeného průběhu tlaku s výpočtem rychlosti hoření směsi ve válci (výpočtem přívodu tepla do oběhu).

a) Určení počátku hoření z průběhu tlaku

Počátek hoření se určuje podle místa odklonu průběhu naměřeného tlaku od průběhu křivky ideálního kompresního tlaku. Tento způsob předpokládá určení průběhu kompresního tlaku za zjednodušujícího předpokladu, že komprese probíhá polytropicky s exponentem $n_l = \text{konst.}$ a bez objemových ztrát netěsností válcové jednotky. Při známém exponentu polytropy, vypočítaném ze vzorce (15), lze pro příslušný cykl vypočítat ideální kompresní křivku s výpočetním krokem $\Delta\alpha$ ze zvoleného místa určeného naměřeným tlakem p_{vA} a objemem V_A

$$p_{ki} = p_{vA} \left(\frac{V_A}{V_i} \right)^{n_l} \quad (38)$$

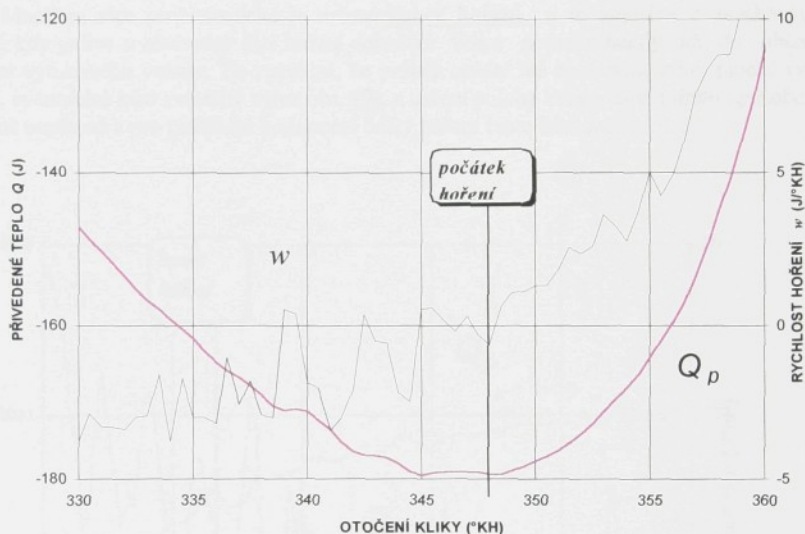
Při praktickém výpočtu exponentu polytropy z naměřeného průběhu tlaku ve válci zjistíme jeho velkou proměnnost v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele, respektive na poloze bodů 1



Obr. 16 a 17 Porovnání naměřeného tlaku s vypočteným kompresním tlakem při odlišném exponentu n_l

(p_{v1}, V_1, α_1) a 2 (p_{v2}, V_2, α_2) , jak bylo již dříve uvedeno v tabulce 2. V zmíněném případě se jednalo o proměnnost exponentu v rozsahu od 1,3 do 1,76. Obrázky 16 a 17 dokumentují situaci při možné různé volbě exponentu a výsledný dopad na průběh ideální kompresní křivky s nejzašší možnou volbou bodu A ($p_A, V_A, \alpha=330^\circ\text{KH}$) z hlediska praktické použitelnosti úhlu předstihu zážehu do 30°KH před HÚ a její porovnání s naměřeným tlakem. Počátek hoření paliva by měl být určen okamžikem odklonu naměřeného tlaku ve válci od ideální kompresní křivky. Z obrázků je patrná praktická nepoužitelnost tohoto způsobu pro spolehlivé výpočtové určení polohy počátku hoření.

b) Určení počátku hoření podle analýzy změřeného tlaku (kalkulace přívodu tepla do oběhu)



Obr. 18 Průběh rychlosti hoření v okolí jeho počátku

Počátek hoření se určuje podle místa změny gradientu průběhu rychlosti hoření v jeho nulové hodnotě. Průběh rychlosti hoření je pro každý cykl vypočítán (viz obr. 15) a je tedy k dispozici pro následnou identifikaci (odhad) počátku oxidace paliva.

Určitá nevýhoda je však v tom, že průběh rychlosti obvykle silně osciluje kolem nulové hodnoty před a po počátku hoření.

Identifikace počátku hoření lze však zvládnout matematickými prostředky, pokud se použije kombinace logických podmínek gradientu rychlosti hoření s minimem průběhu přiváděného tepla.

V řešeném případě bylo použito logických podmínek

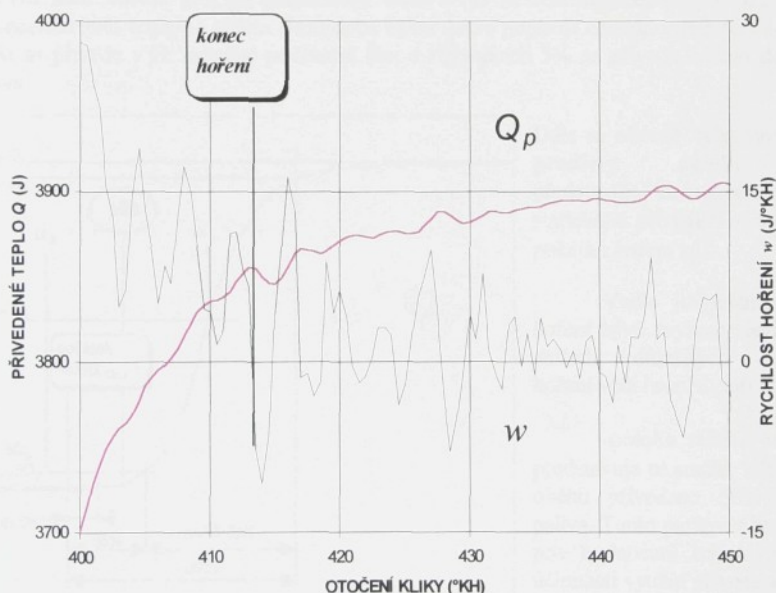
$$(w_{i+1} - w_i) > 0 \quad (39)$$

$$(w_{i+2} - w_{i+1}) > 0$$

$$\alpha_i > (360 - \alpha_c) ,$$

při jejichž splnění se vrátí (potvrdí) hodnota přivedeného tepla Q_i . Ze vzniklé množiny těchto hodnot pak její minimum určuje počátek hoření. Logické podmínky zabezpečují, že do užšího výběru se dostanou pouze hodnoty přivedeného tepla po nichž dvakrát za sebou vzroste rychlost přívodu tepla a jsou v poloze po úhlu předstihu zážehu. Rovněž možný pozdější silný pokles rychlosti (zhasínání plamene) nemusí mít na určení počátku dopad. Příklad výpočtu tepelné bilance v blízkém okolí počátku hoření je znázorněn na obrázku 18.

Mnohem více problematické je určení **konce hoření** a to zejména u zážehových motorů, kdy palivo v závěrečné fázi hoření dohořívá velice pomalu; někdy až do oblasti otevírání výfukového ventilu. To znamená, že průběh hoření má maximum velmi ploché (viz obr. 15, eventuálně jeho zvětšený výřez obr. 19), a určení polohy konce hoření tímto způsobem je značně nepřesné a pro praktické hodnocení délky hoření často bezcenné.



Obr.19 Průběh přivedeného tepla

Proto při hledání extrému Q_{max} přivedeného paliva si pomůžeme opět rychlostí hoření. Konkrétně použijeme algoritmu logické funkce, kde pro vrácení hodnoty polohy otočení kliky musí být splněna jednoduchá podmínka $w_i < 0$

Ze vzniklé množiny těchto hodnot α_i jejich minimum určuje konec hoření.

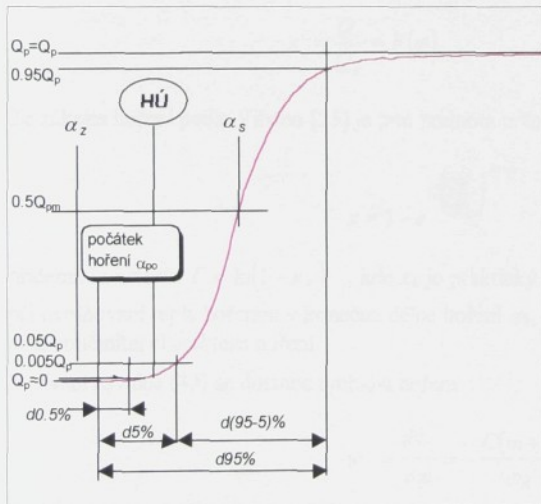
Vzhledem k výše uvedenému dohořívání je správnost takto určeného konce hoření problematická a pro určení délky hoření se používá spíše Vibeho parametru ϕ_k , nebo případně doba hoření definovaná vyhořením 95% přivedeného paliva do cyklu.

Pro zpřesnění popisu analýzy průběhu hoření je dnes obvyklé používat další specifické délky (doby) jednotlivých fází hoření:

-počáteční fáze hoření $d_{0.5\%}$ představuje dobu za kterou se přivede do oběhu 5% tepla z celkového tepla přivedeného palivem Q_p

-počáteční fáze hoření $d_{5\%}$ představuje dobu za kterou se přivede do oběhu 5% tepla z celkového tepla přivedeného palivem Q_p

-hlavní fáze hoření $d_{(95-5)\%}$ představuje dobu v níž se realizuje největší množství paliva přivedením 90% tepla do oběhu. Tato doba velmi dobře popisuje charakter hoření. Dalších 5% tepla se přivede v již zmíněné počáteční fázi a zbývajících 5% se přivede během dohořívání paliva.



Dále se obecně vyhodnocuje **fáze prodlevy zážehu**, která představuje dobu od okamžiku statického předstihu zážehu α_z do počátku hoření α_{po} .

Vedle již zmíněných fází hoření bývá zvykem zjistit polohu dalších důležitých parametrů hoření vůči horní úvrati pístu:

-poloha těžiště hoření α_s představuje okamžik, kdy bylo do oběhu přivedeno 50% tepla z paliva. Tento parametr má význam pro hodnocení hoření z hlediska účinnosti využití přivedeného tepla k přeměně na mechanickou práci.

Obr. 20 Popis fází hoření na průběhu přivedeného tepla $Q_p=f(\alpha)$

Teplo přivedené hořením paliva

Teplo přivedené hořením paliva v jednom cyklu je určeno z průběhu přivedeného tepla ze znalostí extrémů (v okamžicích počátku a konce hoření)

$$Q_p = Q_{p \max} - Q_{p \min} \quad (40)$$

Zákon průběhu hoření

Vypočtené průběhy rychlosti hoření a vývinu tepla (viz obr. 15) z naměřených průběhů tlaku ve válci spalovacího motoru lze zobecnit teorií Vibeho zákona hoření [25]. Tím dostaneme další důležité ukazatele jakosti hoření paliva pro obecnou analýzu pracovního cyklu.

Celkové přivedené teplo do oběhu Q_p během jednoho cyklu je určeno teplem uvolněným při hoření paliva o množství M_p a výhrevnosti H_u s účinností η_{ch} :

$$Q_p = \eta_{ch} \cdot M_p \cdot H_u \cdot 10^6 \quad (41)$$

η_{ch} je účinnost chemických reakcí při hoření, která vyjadřuje ztrátu vlivem nedokonalé či neúplné oxidace.

Okamžitá hodnota tepla Q_i přivedeného do oběhu hořením, je pak teplo postupně uvolňované v procesu hoření v závislosti na délce hoření φ , která nabývá hodnot od 0 (odpovídá počátku hoření α_{po}) do φ_k .

Bezrozměrná hodnota takto uvolňovaného tepla je

$$x = \frac{Q_i}{Q_p} = F(\varphi) \quad (42)$$

Ze zákona hoření podle Vibeho [25] je tato hodnota určena funkcí

$$x = 1 - e^{-C \left(\frac{\varphi}{\varphi_k} \right)^{m+1}} \quad (43)$$

přičemž konstanta $C = \ln(1 - x_k)$, kde x_k je praktický konec chemických reakcí vznikajících při uvolňování tepla hořením v konečné délce hoření φ_k , obvykle je zadáván hodnotou 0,999 a m je součinitel charakteru hoření.

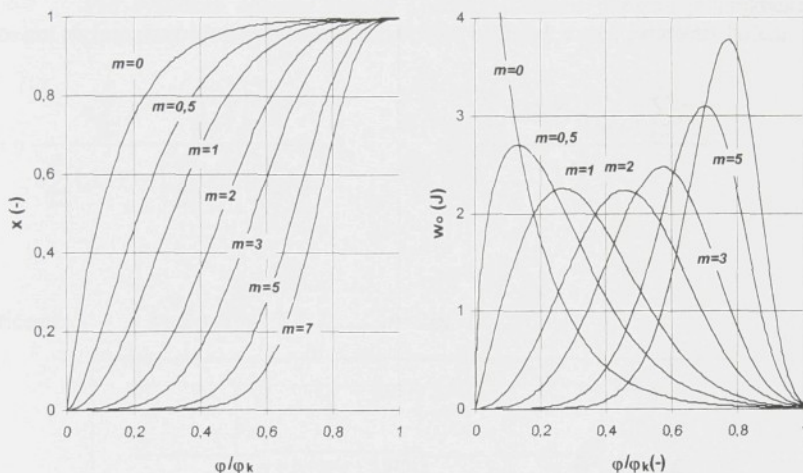
Derivací rovnice (43) se dostane rychlost hoření

$$w = \frac{dx}{d\varphi} = -\frac{C(m+1)}{\varphi_k} \left(\frac{\varphi}{\varphi_k} \right)^m \cdot e^{-C \left(\frac{\varphi}{\varphi_k} \right)^{m+1}} \quad (44)$$

nebo její abstraktní (normalizovaná) podoba (v jednotkovém vyjádření)

$$w_o = \frac{dx}{d\left(\frac{\varphi}{\varphi_k}\right)} = -C(m+1)\left(\frac{\varphi}{\varphi_k}\right)^m \cdot e^{C\left(\frac{\varphi}{\varphi_k}\right)^{m+1}} \quad (45)$$

V následujícím obrázku 21 jsou průběhy funkce $x = F\left(\frac{\varphi}{\varphi_k}, m\right)$ ze vzorce (43), znázorněny jako bezrozměrné charakteristiky hoření paliva ve válci a v obrázku 22 pak průběhy funkce $w_o = F\left(\frac{\varphi}{\varphi_k}, m\right)$ ze vzorce (45).



Obr. 21 a 22 Vliv součinitele charakteru hoření m na průběh uvolňování tepla a rychlost hoření

Parametry procesu hoření

Celková délka hoření φ_k a součinitel charakteru hoření m jednoznačně určují průběh hoření v čase daném úhlovou polohou otočení klikového hřídele a nazývají se kinetickými parametry procesu hoření. Pro jejich získání použijeme rovnici zákona hoření (40), ze které po úpravě, dvojnásobném logaritmování a převodu na dekadické logaritmy, dostaneme funkci

$$\log \varphi = \frac{1}{m+1} \left\{ \log \left[-2,303 \cdot \log(1-x) \right] - \log(-C) \right\} + \log \varphi_k \quad (46)$$

$$\text{Vztah představuje rovnici přímky } Y = \frac{1}{m+1} X + A \quad (47)$$

$$\text{kde } Y = \log \varphi_k \quad (48)$$

$$X = \log[-2,303 \cdot \log(1-x)] - \log(-C) \quad (49)$$

$$A = \log \varphi_k \quad (50)$$

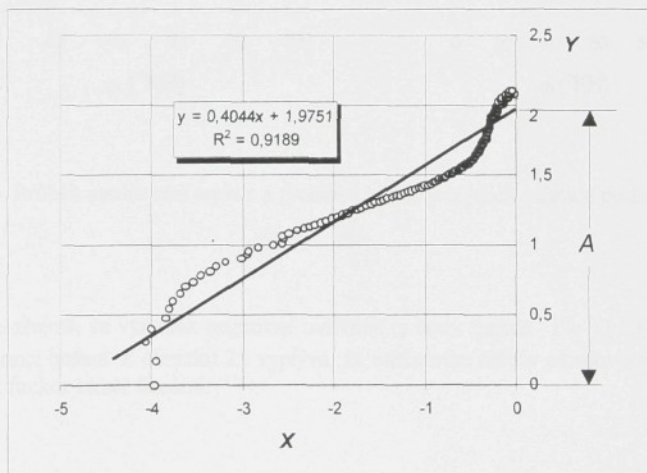
Z dříve vypočtené funkce $x = F(\varphi)$ získané pomocí vzorce (42), zjistíme průběh funkce $Y = f(X)$; skutečný průběh této funkce nahradíme přímkou, která svojí směrnici a souřadnicí průsečíku s osou Y určuje neznámé parametry m a φ_k .

Pro výpočetní operace spojené s náhradou funkce přímkou je praktické použít lineární regrese pomocí metody nejmenších čtverců odchylek a určit parametry hoření

$$m = \frac{n \sum_{k=1}^n X^2 - \left(\sum_{k=1}^n X \right)^2}{n \sum_{k=1}^n (X \cdot Y) - \left(\sum_{k=1}^n X \right) \cdot \left(\sum_{k=1}^n Y \right)} - 1, \quad A = \frac{\sum_{k=1}^n (X \cdot Y) - \frac{1}{m+1} \sum_{k=1}^n X^2}{\sum_{k=1}^n X} \quad (51)$$

$$\varphi_k = 10^A \quad (52)$$

přičemž $k = 2\varphi - 1 = (1; 1,5; 2; \dots; n = 2\varphi_k - 1)$

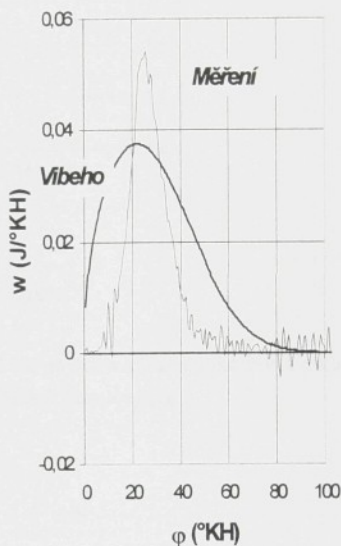
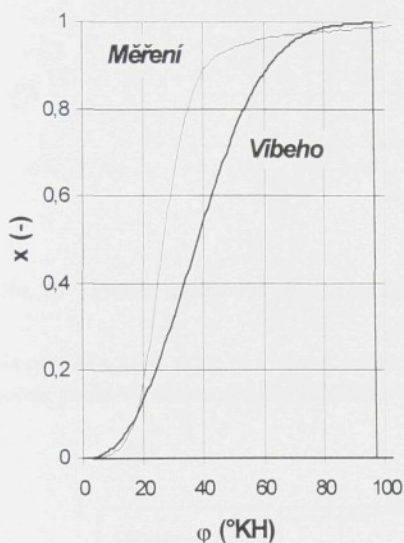


Obr. 23 Celý průběh funkce $Y = f(X)$ a její lineární regrese pro případ

$$k = 2\varphi - 1, \text{ kdy } \varphi \in (1; 1,5; 2; \dots; d_{\text{celk}})$$

Postupujeme-li podle výše uvedeného způsobu (lit. [25]), tj. uvažujeme-li při výpočtu parametrů hoření m a φ_k celý průběh funkce, dostaneme výsledek dokumentovaný obrázkem 23. Z takto vypočtených parametrů hoření můžeme zpětně vypočítat křivky uvolňovaného tepla a rychlosti hoření dle Víbeho a ty porovnat s původními.

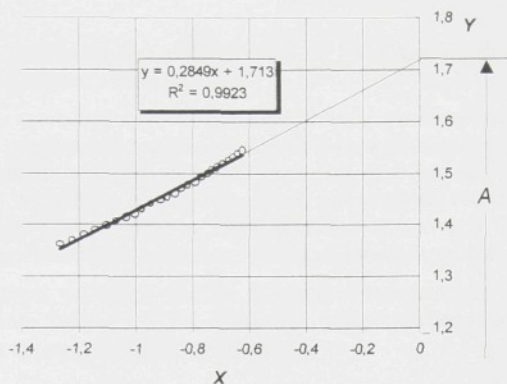
Výsledek takového porovnání však zpravidla není příliš uspokojivý (viz obr. 24 a 25), přestože spolehlivost lineární regrese $R^2=0,9189$ z obr. 23 je poměrně vysoká.



Obr.24 a 25 Průběh uvolňování tepla x a rychlosti hoření w a jejich náhrada podle Víbeho

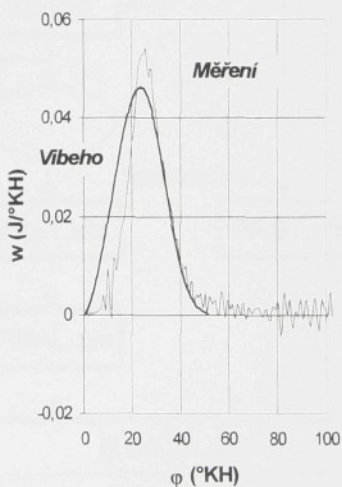
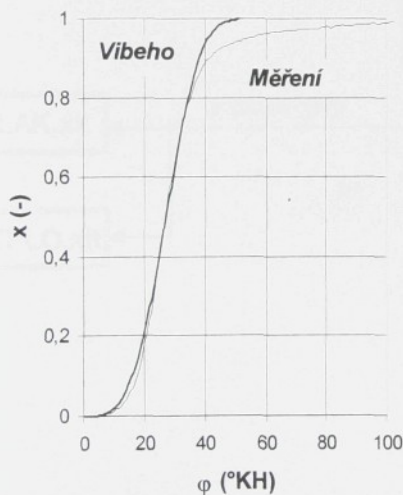
Je zřejmé, že výsledek negativně ovlivňují ty body funkce $Y = f(X)$, které náleží počátku a konci hoření. Z obrázku 23 vyplývá, že odříznutím těchto okrajových částí funkce, bude zbytek funkce téměř lineární.

Z těchto důvodů se proto pro výpočet parametrů m a φ_k uvažuje jen střední část funkce. Použitý algoritmus logické funkce zaručí, že funkce $Y = f(X)$ bude počítána jen v oblasti kolem těžiště náhradní plochy, konkrétně v jedné třetině délky hlavní fáze hoření $d_{(95-5)\%}$. Výsledek takového řešení je patrný z obrázku 26, (spolehlivost lineární regrese se blíží 1, konkrétně $R^2=0,9923$); z parametrů hoření jsou zpětně vypočteny křivky uvolňovaného tepla a rychlosti při hoření dle Víbeho a jsou opět porovnány s průběhy vypočtenými z měření.



Obr. 26 Průběh funkce $Y = f(X)$ a její lineární regrese

Na obr. 27 a 28 je vidět, že výsledek porovnání již lze považovat za uspokojivý. Celková délka hoření podle Vibeho se obvykle blíží délce hoření hlavní fáze $d_{(95-5)\%}$.



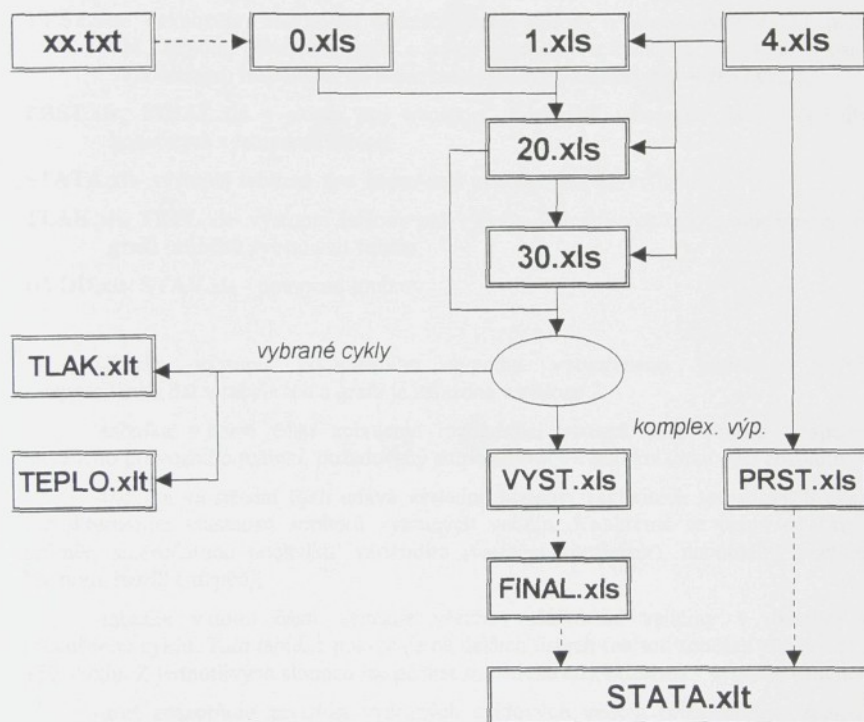
Obr. 27a 28 Průběh uvolňování tepla x a rychlosti hoření w a jejich náhrada podle Vibeho

4.5. Software vyhodnocovacího systému

Software pro vyhodnocování průběhů tlaku ve válci spalovacího motoru se skládá z balíku souborů pod pracovním názvem INDI 2.

Programy jsou vytvořeny v prostředí Microsoft Excel a pomocí makra (makr2.xla) se automaticky provádí vyhodnocení extrémů z průběhu tlaku a odvozená výpočtová zpracování termodynamických veličin jednotlivých pracovních cyklů, jako jsou teplota spalování, výkon tepla ve válci a pod. Najednou se může komplexně zpracovat až 150 cyklů, jejichž hlavní parametry se statisticky hodnotí, nebo se může jednotlivě zpracovat 5 libovolně vybraných cyklů a pomocí grafického výstupu analyzovat průběh zajímavých veličin.

Jednotlivé soubory jsou podle obrázku 29 uvnitř přímo propojeny odkazy pro výpočty všech hodnot v jednom cyklu. Vstup a výstup dat příslušející jednomu cyklu je naopak oddělen a transport je uskutečněn kopírováním oblastí.



Obr. 29 Uspořádání a vzájemné vazby souborů vyhodnocovacího software INDI

Ze souborů (obr. 29) každý zabezpečuje určité funkce:

- 0.xls** - slouží pro import vstupních dat (úhel otočení klikového hřídele, tlak ve válci) v textovém formátu s příponou **.txt**. Vstupní soubory jsou uloženy v adresáři **DATA\...** (jeden soubor zahrnuje 10 cyklů a celkem lze najednou zpracovat 15 souborů),
- 1.xls** - provede výpočet okamžitého objemu a jeho derivace v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele,
- 20.xls** - určí číslo cyklu, provede dvojnásobnou filtraci, korekci tlakové úrovně celého sledovaného souboru k úrovni nulového tlaku, numericky integruje a derivuje průběhy tlaku, provede numerickou třetí derivaci nefiltrovaného průběhu tlaku pro identifikaci detonačního spalování, počítá průběh teploty ve válci,
- 30.xls** - provádí termodynamické výpočty vývinu tepla, rychlosti hoření, určuje počátek a konec hoření, jednotlivé fáze a těžiště hoření, provádí náhradu skutečného průběhu hoření pomocí teorie Vibeho zákona a stanovuje obecné parametry jakosti hoření,
- 4.xls** - slouží pro vkládání vstupních konstrukčních dat charakteristických pro typ motoru, příslušných dat změřených v provozní bodě, rozhodných dat pro stupeň filtrace a korekce,
- VYST.xls** - lokalizuje maximální hodnoty včetně polohy u sledovaných veličin jako jsou tlak, teplota, přivedené teplo a jejich gradienty a zahrnuje je spolu s ostatními vypočtenými hodnotami do tvaru řádku výstupní tabulky pro jeden cyklus,
- PRST.xls, FINAL.xls** - slouží pro transport důležitých vstupních dat a výsledků do konečných výstupních šablon,
- STATA.xlt** - výstupní šablona pro komplexní výpočet celé dávky cyklů,
- TLAK.xlt, TEPL.xlt** - výstupní šablony pro výpočty jednotlivých cyklů, umožňující tvorbu grafů průběhů vybraných veličin,
- UVOD.xls, STAV.xls** - pomocné soubory.

Ukázka výstupu komplexního výpočtu vytvořeného šablonou **STATA.xlt** s uspořádáním dat v tabulkách a grafu je zařazena v příloze 2:

-tabulka v horní části zobrazuje rozhodující vstupní data motoru a specifikace měřeného provozního režimu, požadovaný stupeň filtrace a korekci tlaku vůči absolutní nule,

-tabulka ve střední části udává výsledné hodnoty základních statistických ukazatelů charakterizujících vlastnosti souborů vybraných veličin. Konkrétně se jedná o aritmetický průměr, směrodatnou odchylku, variabilitu (variační koeficient), maximální a minimální hodnotu, rozdíl (rozpětí),

-tabulka v dolní části vypisuje všechny sledované veličiny v jednom řádku příslušného cyklu. Tato tabulka pokračuje na dalších listech (nejsou součástí přílohy 2) až do 150. cyklu. Z jednotlivých sloupců lze počítat statistické charakteristiky vybrané veličiny.

-graf znázorňuje závislost vybraných cyklových veličin (maximálního spalovacího tlaku, tlaku v okamžiku zážehu a maximální teploty) na čase, který je zde zastoupen pořadím cyklů a ukazuje proměnlivost uvedených veličin,

-údaje v tabulkách doplňují detonační číslo (udávající počet detonačních cyklů na 100 po sobě následujících cyklů –bližší vysvětlení v [18]) a vypočtené hodnoty účinnosti (mechanická, indikovaná, celková).

5. MĚŘENÍ NAPĚTÍ NA ZAPALOVACÍ SVÍČCE

Měření průběhu vysokého napětí na zapalovací svíčke v závislosti na poloze otočení klikového hřídele má u zážehových motorů z určitého pohledu podobnou vypovídací hodnotu jako obdobné měření průběhu vstřikovacího tlaku u motorů vznětových. Umožňuje zejména:

- identifikaci polohy vzniku jiskry a tím doplnění údajů pro prvotní fáze hoření, neboli průtahu zážehu směsí,
- zjištění velikosti a variability průrazného napětí na jiskřišti zapalovací svíčky a sledování jeho závislosti na ostatních veličinách.

5.1. Hardware měřicího systému

Blokové schéma měření napětí na zapalovací svíčke je znázorněné v příloze P1; napětový signál tvoří paralelní kanál k již diskutovanému signálu tlaku ve válci. Měřicí systém se skládá se z těchto částí:

□ *Vysokonapět'ová sonda*

Sonda byla vyrobena v podniku Tesla Pardubice na zakázku vývojového oddělení a.s. BRISK Tábor (v omezeném množství 5 kusů). Vstup vysokého napětí je přiveden na vysokonapět'ově dimenzovaný hrot umístěný ve středu sondy, tvořené isolační objímkou z keramiky. Výstup na druhém konci sondy je vytvořen nízkonapět'ovým kabelem.

Technická data: - maximální vstupní napětí 50 kV
 - dělicí poměr 1:1000

□ *Kompensační dělič*

Kompensační dělič slouží k jemnému nastavení výstupního napětí a odstranění zkreslení jeho průběhu. Skládá se z řady přestavitelných rezistorů a kondensátorů.

□ *Přenosová cesta nízkonapět'ového signálu*

Další části měřicího řetězce jsou společné s měřením průběhu tlaku ve válci. Jedná se o již v 4.1. kapitole specifikovaný snímač polohy klikového hřídele včetně jeho PC-karty, A/D převodník a počítač.

Vzhledem k společným částem hardware je společné i software (viz. kapitola 4.2.) a stejná příprava a postup měření (viz. kapitola 4.4.) mimo kalibraci měřicího řetězce.

5.2. Kalibrace měřicího řetězce

Měřicí řetězec je tvořen vysokonapět'ovou sondou, compensačním děličem, A/D převodníkem a počítačem. Kalibrace slouží k zjištění přepočítávací konstanty z nízkého napětí (V) na vysoké napětí (kV). Postup kalibrace je následující:

-na vstup sondy přiložíme obdélníkový impuls kmitočtu cca 1kHz o amplitudě 100 V,

-přestavitelnými rezistory nastavíme potřebný rozsah výstupního napětí a stavitelnými kondensátory vykompenzujeme zkreslení na čele a týlu impulsu. V našem případě byl nastaven dělicí poměr celého řetězce 1:6100.

Přesnost měření je dána jednak přesností A/D převodníkové 12 bitové karty a jednak přesností nastavení kompenzačního děliče. Při vstupním napětí 5kV je přesnost A/D převodu cca $\pm 0.4\%$ a odhadovaná celková přesnost je cca $\pm 1\%$. Ve skutečnosti je ale třeba počítat s větší chybou měření, která bude způsobena hrubostí vzorkování vysokých gradientů měřeného napětí ve vztahu k inkrementu otočení klikového hřídele.

6. VYHODNOCOVÁNÍ NAPĚTÍ NA ZAPALOVACÍ SVÍČCE

Pomocí měřicího softwaru DISYS lze průběh signálu zobrazit v okně PLOT a libovolně jej prohlížet ve zvoleném měřítku. Pomocí nástroje CALCULATOR lze provést potřebný přepočet na vysoké napětí a podle potřeby posunout úroveň signálu v souřadném systému napětí-úhel otočení klikového hřídele. Tak lze korigovat polohu horní úvrati pístu, nebo polohy nulové hodnoty napětí. Upravený signál lze prostřednictvím uživatelského makra automaticky postupně rozdělit do skupin po 10 cyklech a provést jejich export do textových souborů na disk počítače.

Vzhledem k potřebě hledání souvislostí mezi průběhem napětí a průběhem tlaku ve válci byla vypracována metoda pro současně dvoukanalové měření, zpracování a vyhodnocení obou signálů.

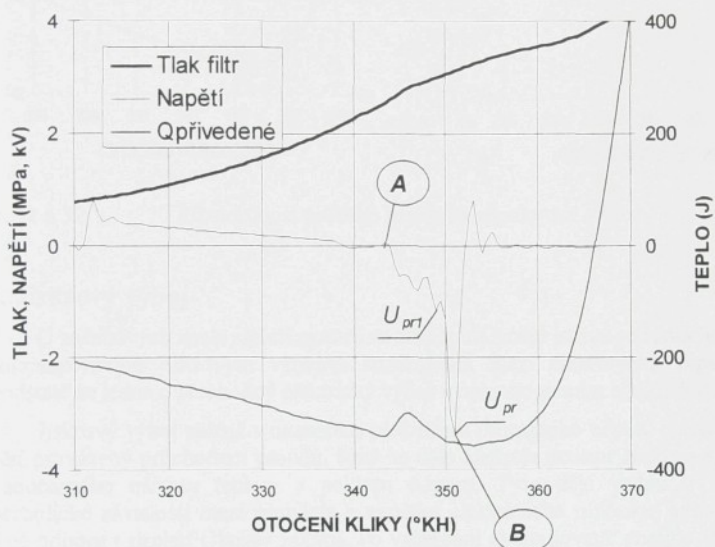
Navazující upravený software INDI-3 provádí automaticky v prostředí tabulkového procesoru MS-Excel pomocí makra provádí vyhodnocení extrémů jak z průběhu napětí na zapalovací svíče, tak z průběhů tlaku ve válci a vypočtených termodynamických veličin jednotlivých pracovních cyklů, jako jsou teplota spalování, vývin tepla ve válci a pod.

6.1. Průběh napětí

Z průběhu napětí na zapalovací svíče lze poměrně přesně určit jednotlivé části děje probíhající v zapalovacím systému, zejména pak počátek jiskrového výboje, jeho jednotlivé fáze a dobu jejich trvání.

V zapalovacích systémech se vysokonapětová energie pro jiskrový výboj získává indukcí, rychlou změnou magnetického toku v zapalovací cívce, která pracuje v podstatě jako impulsní transformátor řízený přerušovačem. Prvá část děje je vymezena úsekem sepnutí kontaktů přerušovače (dnes se téměř výhradně jedná o bezkontaktní řízení přerušovače), kdy se začne v primárním obvodu zvyšovat proud, který vytváří magnetické pole a předává energii do magnetického pole cívky. V důsledku toho se průběh napětí na zapalovací svíče, která je součástí sekundárního obvodu zapalovací soustavy, projeví viditelným nárustem indukovaného napětí U_n a následným pozvolným poklesem napětí (s ustálením na hodnotu bateriového zdroje U_b viz obrázek 30).

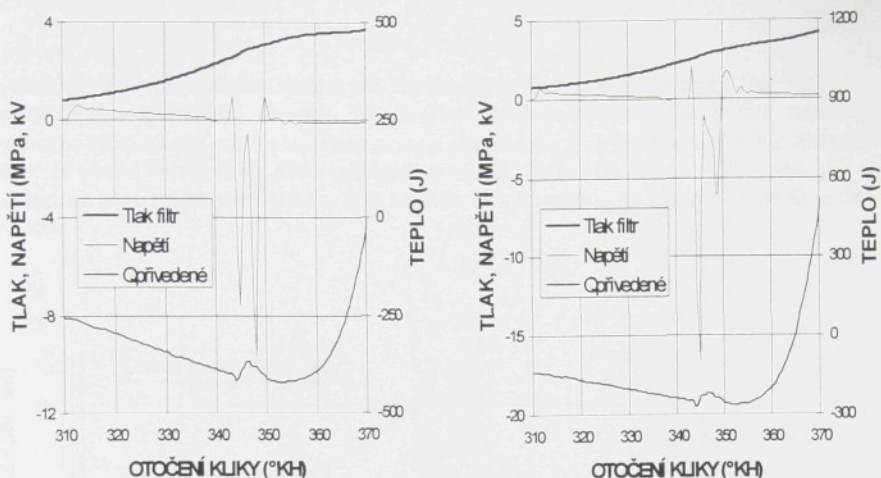
Druhá část děje začíná okamžikem přerušení napájecího napětí primáru (v obrázku 30 bod A), kdy dojde k rychlému poklesu proudu v primárním obvodu. Změna magnetického pole indukuje napětí v obou cívkách, které je díky převodu na sekundární straně mnohonásobně vyšší. Nárůst tohoto napětí způsobuje ionizaci plynů mezi elektrodami zapalovací svíčky a po dosažení průrazové hodnoty napětí U_{pr} (v obrázku 30 bod B) dochází k jiskrovému výboji. Úsek AB závisí na vlastnostech zapalovací soustavy, zejména na rychlosti přerušení proudu primární části, kapacitě a svodech sekundární části, a nestálosti prostředí mezi elektrodami zapalovací svíčky. Z těchto důvodů je tvar tohoto úseku značně variabilní. Může se dokonce vyskytnout před průrazovým napětím U_{pr} menší maximum počátečního průrazového napětí U_{pr1} , které způsobí počáteční neúplný jiskrový výboj. Tento počáteční jiskrový výboj sice zanikne, ale na vlastní počátek hoření (definovaného v kap. 4.4.) může mít značný vliv. Z obrázku 30 je patrné, že těchto počátků může být více a z průběhu přiváděného tepla lze usuzovat i na možný počáteční zážeh směsí, který ale vzápětí zaniká.



Obr. 30 Průběh napětí na zapalovací svíčke spolu s průběhem tlaku ve válci a vypočteného průběhu přiváděného tepla.

Znalost počátku průrazového napětí a počátku hoření pomáhá určit délku prvotní fáze hoření směsí ve válci spalovacího motoru. V příkladě na obrázku 30 je metodikou popsanou v kap. 4.4. určen počátek hoření 7.5°KH před H.Ú., což odpovídá v obrázku poloze 352.5°KH ; a délka prvotní fáze hoření, zahrnující počáteční vývoj jádra plamene, má v tomto případě relativně malou velikost, 1.5°KH (počátek vysokonapětového výboje je v poloze 351°KH). Průtah zážehu je v tomto případě delší, což je patrné z průběhu přivodu tepla do válce, kde je patrné zvýšení tepla již v okamžiku přerušení kontaktu přerušovače a jeho následné snížení. To může svědčit o vzniku a zániku předplamenných reakcí.

Různorodost průběhů napětí na zapalovací svíčke nejlépe dokumentují další dva obrázky 31 a 32, které představují dva vybrané cykly ze stejného souboru, ze kterého byl vzat již diskutovaný cyklus na obrázku 30.



Obr. 31 a 32 Různorodost průběhů napětí na zapalovací svíčke

6.2. Jiskrový výboj

U zážehových spalovacích motorů se zažehnutí směsi paliva se vzduchem uskutečňuje vysokonapětovým jiskrovým výbojem vznikajícím mezi elektrodami zapalovací svíčky. V podstatě se jedná o přechodný elektrický výboj v nehomogenním elektrickém poli.

Jiskrový výboj začíná v okamžiku překročení průrazného napětí. Nastává silný pokles napětí provázený průchodem proudu, čímž se dále ionizuje prostor mezi elektrodami svíčky za současného nárůstu teploty a poklesu odporu. Tyto děje vedou k charakteristické hyperbolické závislosti mezi proudem a napětím elektrického oblouku, ovšem při současné změně odporu (neplatí Ohmův zákon). Po vyčerpání akumulované energie vysokonapětový výboj končí s případným dokmitáním napětí, již bez dalšího jiskrového výboje.

Jiskrový výboj má obecně fázi kapacitní a induktivní. První fáze je vždy kapacitní a pro zažehnutí směsi má zásadní vliv. Induktivní fáze se udržuje ionizovaným prostředím v okolí elektrod svíčky a napětí před zánikem pomalu vzrůstá. Uplatnění induktivní fáze je závislé na konstrukci zapalovacího systému. Výše prezentované ukázky průběhů napětí jsou z měření na motoru vybaveném elektronickou zapalovací soustavou fy. DELCO, u níž výrazně převažuje kapacitní fáze výboje.

Klasická teorie [29] popisující nejjednodušší případ průběhu jiskrového výboje ve vzduchu mezi kovovými elektrodami s homogenním elektrickým polem, se nazývá podle autora Towsendova teorie a rozděluje tento děj na dvě fáze.

První fáze – **lavina** představuje ionizaci náhodných elektronů nacházejících se v elektrickém poli při určitém tlaku, teplotě a při určité vzdálenosti elektrod d a je definována činitelem zesílení laviny

$$e^{\beta \cdot d} \quad (53)$$

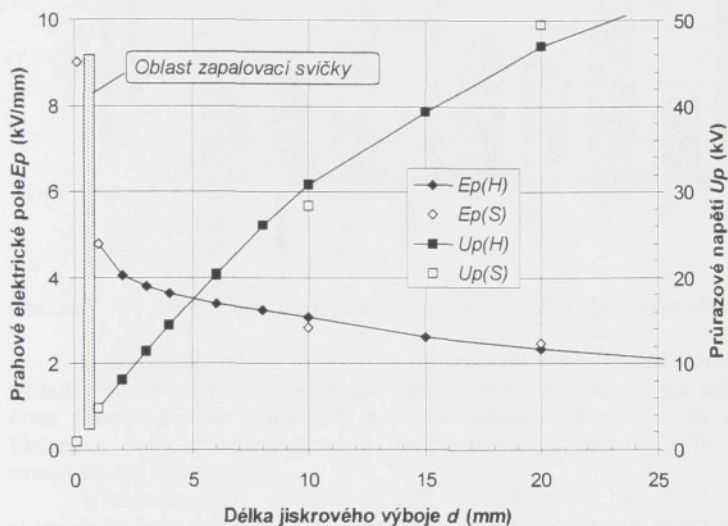
přičemž β je počet ionizovaných srážek při postupu elektronu na délku dráhy

Druhá fáze – **průraz** představuje vznik jiskrového výboje. Průrazové napětí potřebné ke vzniku výboje se stanoví podle Paschenova zákona

$$U_p = konst(a) \frac{p_z \cdot d}{konst(b) + \ln(p_z \cdot d)} = f(p_z \cdot d) \quad (54)$$

Výsledek tohoto empirického vztahu pro standardní podmínky ve vzduchu (tlak 760 torr, teplota 273K) znázorňuje obrázek 33. Graf zobrazuje závislost průrazového napětí a prahového elektrického pole na vzdálenosti mezi elektrodami d , která limituje délku (doskok) jiskry. Je patrná dobrá shoda dvou odlišných pramenů, index (H) – Horák [30], index (S) – Stephenson [29]. Poměr mezi průrazovým napětím U_p a intenzitou elektrického pole E_p je dán vztahem

$$U_p = E_p \cdot d \quad (55)$$

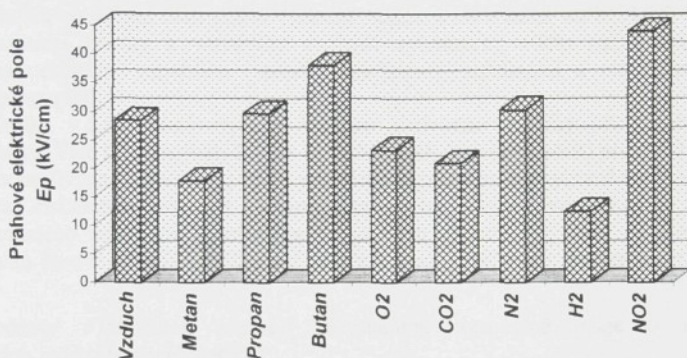


Obr. 33 Závislost průrazového napětí a prahového elektrického pole na délce jiskrového výboje

Je na místě připomenout rozsah možné použitelnosti uvedených závislostí pro zapalovací svíčku spalovacího motoru (vzdálenosti mezi elektrodami 0.4-0.8 mm - oblast vyznačena šrafováním); podmínky ve válci motoru (tlak, teplota, prostředí) jsou ovšem výrazně odlišné od standardních podmínek v atmosférickém vzduchu.

Rostoucí teplota prostředí mezi elektrodami zvyšuje aktivitu elektronů, tím zvyšuje počet jejich srážek na jednotkové dráze a prostředí má vyšší stupeň ionizace. Výsledkem je pokles průrazového napětí. Problematika určení závislostí tohoto poklesu na teplotě je obtížná vzhledem k nutným korekcím volných drah elektronů v počínajícím plazmovém prostředí. Podle [29] se vliv teploty na průrazové napětí zvětšuje s rostoucí vzdáleností elektrod a pro malé vzdálenosti, které jsou typické pro zapalovací svíčky, je zanedbatelný.

Složení směsi plynů v prostředí mezi elektrodami rovněž ovlivňuje průrazové napětí. Na obrázku 34 jsou vyneseny hodnoty prahového elektrického pole potřebného k přeskoku jiskrového výboje převzaté z [29] v prostředí některých čistých plynů. Hodnoty platí pro standardní podmínky (tlak 760 torrů a teplotu 273 K) a vzdálenost mezi elektrodami 1 cm. Z obrázku jsou patrné značné rozdíly. V reálné homogenní směsi zážehového motoru (palivo, vzduch a obsah spalín) výrazně převažuje vzduch a proto by neměly vznikat velké rozdíly vlivem změny paliva nebo obsahu spalín; nehomogenita v těsné blízkosti jiskřiště a zejména možná přítomnost sytých par benzinových paliv může však výrazněji odlišovat podmínky vzniku vysokonapětového výboje.



Obr. 34 Prahové elektrické pole v závislosti na druhu plynu mezi elektrodami

U jiskrových výbojů zážehových motorů platí výše uvedená teorie a experimentální výsledky pouze orientačně, neboť zde jiskrový výboj představuje jen miniaturní plazmový útvar s poměrně silně vybuzenými a disociovanými složkami a s jen ionizovanou částí. Elektrické pole je nehomogenní a časově nestálé a jiskrový výboj před dosažením rovnovážného stavu zanikne.

V nehomogenním elektrickém poli nastává průraz při vyšší hodnotě intenzity elektrického pole, neboť prostor s gradientem elektrického pole je velmi úzký a uvolňované elektrony snadno unikají do okolí a neúčastní se ionizace; podmínky pro vznik vysokonapětového výboje se zhoršují.

6.3. Software vyhodnocovacího systému

Software pro společné vyhodnocení průběhu napětí na zapalovací svíče spolu s vyhodnocení průběhu tlaku ve válci spalovacího motoru se skládá z balíku souborů pod pracovním názvem INDI 3.

Programy jsou vytvořeny v prostředí Microsoft Excel a pomocí makra (makr3.xla) se automaticky provádí vyhodnocení jednak extrémů z průběhu napětí na zapalovací svíče a jednak extrémů z průběhů tlaku a odvozených vypočtených termodynamických veličin po zpracování jednotlivých pracovních cyklů (teplota spalování, výkon tepla ve válci a pod.). Najednou se může komplexně zpracovat až 150 cyklů, jejichž hlavní parametry se statisticky hodnotí, nebo se může jednotlivě zpracovat 5 libovolně vybraných cyklů a pomocí grafického výstupu analyzovat průběh zajímavých veličin.

Jednotlivé soubory vznikly editováním původních souborů ze software INDI-2, mají shodné označení (mimo šablonu STATB.xlt) a strukturu podle obrázku 29. Obsahem se liší soubory 0.xls, 20.xls, 30.xls, VYST.xls, TEPL.xlt, TLAK.xlt v tom, že přibírají a zpracovávají navíc data průběhu napětí na zapalovací svíčke a vynechávají výpočet charakteristik podle Víbeho.

Ukázka výstupu komplexního výpočtu vytvořeného šablonou STATB.xlt je znázorněna v příloze 3 s charakteristickým uspořádáním dat v tabulkách a grafu:

- tabulka v horní části ukazuje rozhodující vstupní data motoru a specifikace měřeného provozního režimu, požadovaný stupeň filtrace a korekci tlaku vůči absolutní nule,

- tabulka ve střední části udává výsledné hodnoty základních statistických ukazatelů s charakteristikami polohy a variability souborů vybraných veličin (aritmetický průměr, směrodatná odchylka, variabilita (variační koeficient), maximální a minimální hodnota, rozdíl, resp. rozpětí),

- tabulka v dolní části vypisuje všechny sledované veličiny příslušného cyklu v jednom řádku. Tato tabulka pokračuje na dalších listech (nejsou součástí přílohy 3) až do 150 cyklu. Z jednotlivých sloupců lze počítat statistické charakteristiky vybrané veličiny.

- graf znázorňuje závislost vybraných cyklových veličin (maximálního spalovacího tlaku, průrazného napětí na konci komprese a tlaku na konci výfuku) na čase, který je představen časovou řadou cyklů. Graf názorně ukazuje časovou proměnlivost uvedených veličin.

Hodnoty v tabulkách doplňují informativní vypočtené údaje o účinnostech (mechanické, indikované, celkové).

7. STATISTICKÉ VYHODNOCOVÁNÍ

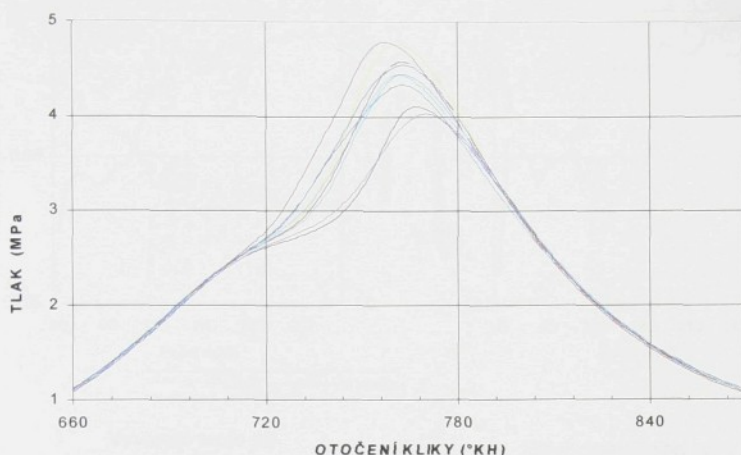
Průběh tlaku ve válci (obrázek 35) a průběh napětí na zapalovací svíčke zážehového motoru má pro každý pracovní oběh (cyklus) některé vlastní charakteristické rysy, které se periodicky opakují. Charakteristický rys (u průběhu tlaku je to sání, komprese, expanse a výfuk, u průběhu napětí pak nabíjení, vybíjení a průraz) zůstává v každé periodě zachován, ale mění se jeho určující veličiny (velikost extrémů, gradientů a jejich poloha včetně výpočtově odvozených veličin). Rozdílnost těchto určujících veličin po sobě následujících oběhů je vyvolána vlivy náhodného charakteru (podmínky iniciace hoření směsi paliva se vzduchem od jiskrového výboje zapalovací svíčky a pod.); skutečný průběh tlaků ve válci zážehového motoru lze tedy považovat za náhodný proces.

Náhodný proces určité veličiny se skládá ze souboru diskrétních hodnot této veličiny proměnné v čase, přičemž jednotkou času je jeden cyklus. Vyšetřování takového náhodného procesu je založeno na statistických metodách pro časové (cyklové) řady využívaných v ekonomických vědách [21] a v současné době často používaných v měřicí technice pro zpracování diskrétních signálů [20], [31].

U náhodných procesů námi vyšetřovaných veličin budeme předpokládat jejich:

- stacionaritu** (tj. střední hodnotu nezávislou na čase, přičemž autokorelační funkce je invariantní vůči posunům v čase, sudá a závislá pouze na časovém rozdílu),

- ergodičnost** (tj. ekvivalenci vlastností získaných z množiny realizací s vlastnostmi získanými z jedné dostatečně dlouhé realizace).



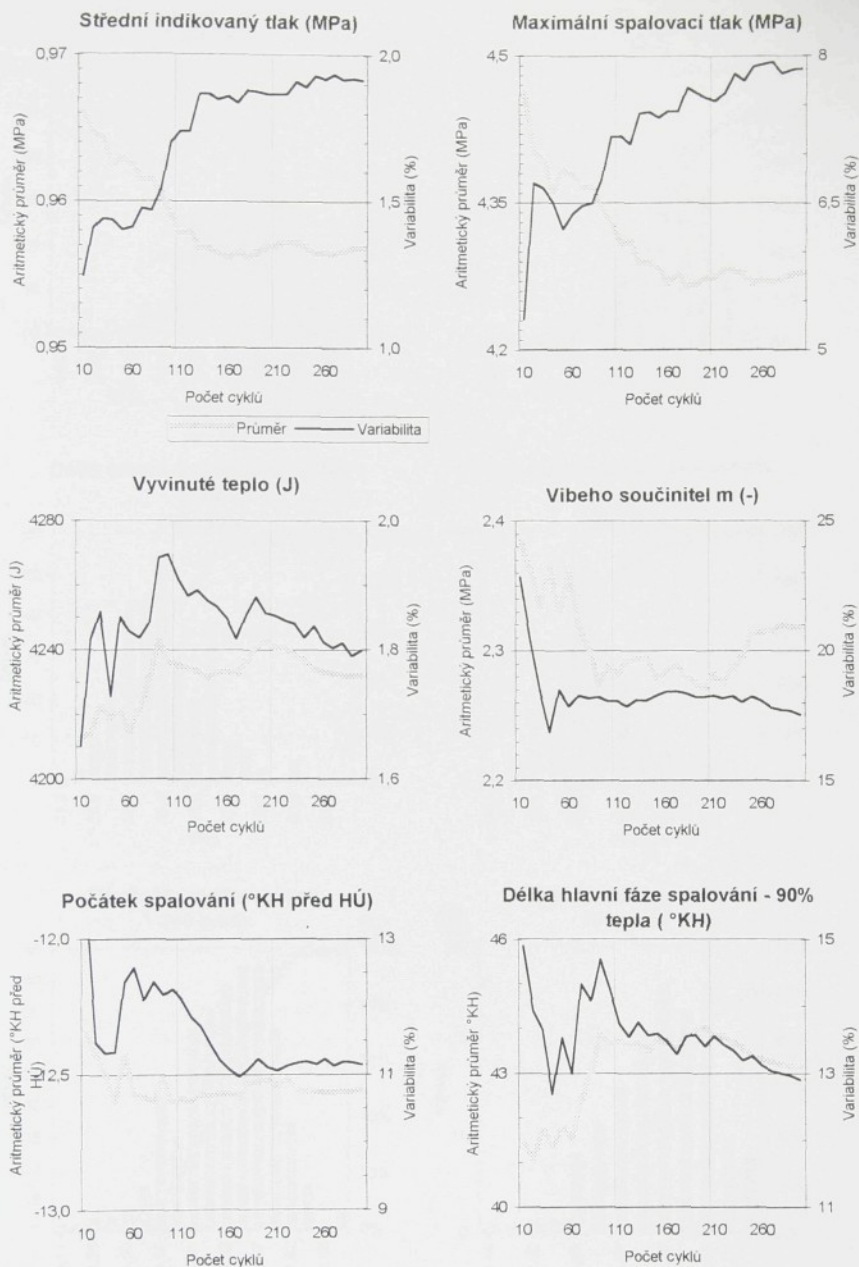
Obr. 35 Tvar průběhů tlaků 10 cyklů po sobě následujících

Důležitou praktickou úlohou je stanovit potřebnou délku souboru tak, aby na jedné straně byla ještě únosná z hlediska kapacitních a časových nároků potřebných pro měření a vyhodnocování, a na druhé straně přibližně splňovala výše uvedené požadavky stacionarity a ergodičnosti.

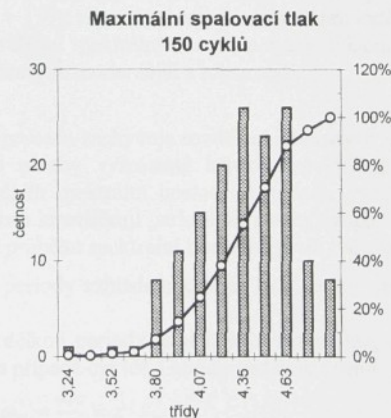
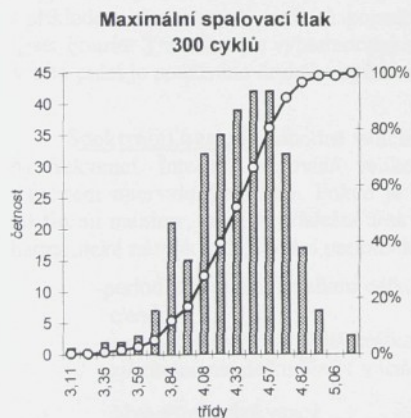
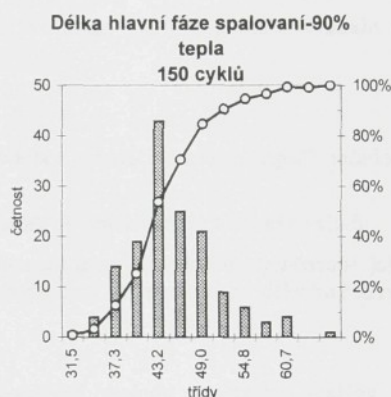
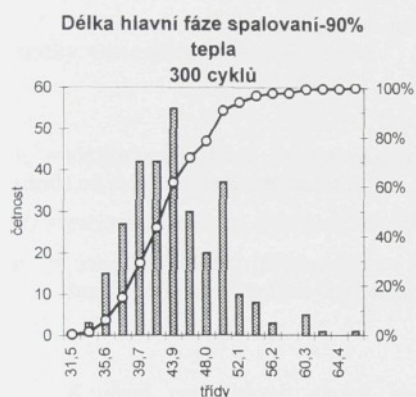
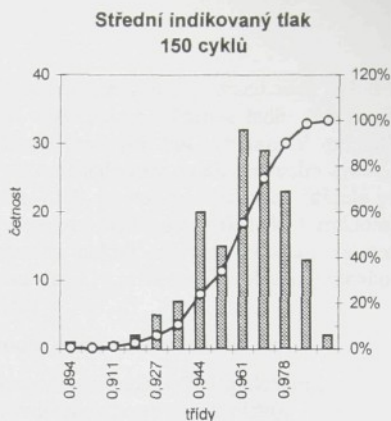
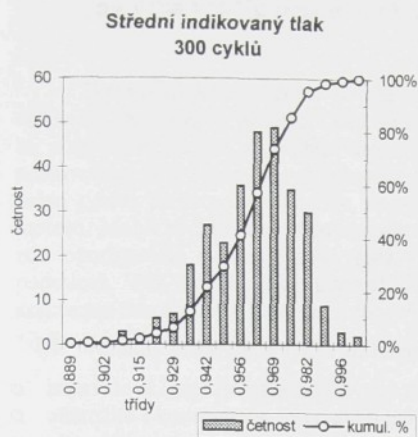
Z těchto důvodů byly naměřené extrémně dlouhé soubory o 300 cyklech postupně zkracovány o 10 cyklů a přitom byla sledována změna jejich aritmetického průměru a koeficientu variability pro cyklové veličiny. Ukázka výsledků z jednoho souboru je na obrázku 36; je zřejmé, že s narůstáním délky souboru se statistické ukazatele ustalují a to jak pro cyklové veličiny odečtené přímo z průběhu tlaku (maximální spalovací tlak), tak i pro veličiny vypočtené z průběhu tohoto tlaku (střední indikovaný tlak a parametry spalování). Toto ustálení je zhruba od poloviny délky 300 cyklového souboru.

Po zhodnocení výše uvedeného poznatku a s využitím dalších doplňujících výsledků z jiných souborů byla zvolena délka souborů 150 cyklů jako přijatelný kompromis mezi přesností výsledků a časem potřebným pro jejich získání. Pro podepření této volby jsou na obr. 37 znázorněna rozdělení četností některých cyklových veličin, které je velmi podobné pro délku souboru 150 a 300 cyklů. Z histogramů na obr. 37 je patrná šikmost a dokonce bimodálnost rozdělení četností, která svědčí o určité nehomogenitě a možné existenci nějaké rušivé složky souboru, respektive upozorňuje nás na dynamiku sledovaných parametrů.

Vedle metod popisné statistiky, které zachycují a popisují základní vlastnosti sledovaného souboru co se týče míry polohy a variability, se používají statistické metody zahrnující dynamiku děje. Ty umožňují stanovit případné periodické složky, které by jednak mohly nepříznivě ovlivnit vzájemné závislosti (korelace) mezi soubory, a jednak by mohly sloužit k užitečné identifikaci vnějších deterministických vlivů.



Obr. 36 Konvergence hodnot aritmetického průměru a koeficientu variability cyklových veličin v závislosti na délce souboru



Obr. 37 Histogramy cyklových veličin v závislosti na délce souboru

7.1. Dynamika veličin pracovních cyklů.

Dynamiku jevu můžeme popsat nejlépe tak, že veličiny pracovních cyklů (oběhů), získané z naměřených průběhů tlaků ve válci, uspořádáme v časové řadě. Tím se přiblížíme ke skutečnosti, neboť při měření data ve formě časových řad vznikají. V případě veličin pracovních cyklů místo časové jednotky použijeme jednotky o délce jednoho cyklu, přičemž jeden cyklus představuje 2 otáčky, respektive 720° pootočení klikového hřídele pístového motoru. Mohli bychom tedy mluvit spíše o „cyklové řadě“, ale z hlediska terminologie má i zde opodstatnění pojem časová řada, zejména pokud měření probíhají za ustálených podmínek. Pak cyklus, jako interval časové řady, představuje během jednoho měření konstantní časový úsek, který lze v čase vyjádřit.

Veličiny pracovních cyklů můžeme podle jejich vzniku rozdělit na:

- intervalové (např. střední indikovaný tlak, vyvinuté teplo, délka spalování),
- okamžité s konstantním intervalem (spalovací tlak v horní úvratí pístu),
- okamžité s proměnným intervalem (maxima spalovacího tlaku a teploty, počátek hoření).

V časové řadě lze analyzovat jednotlivé druhy pohybu pomocí rozkladu řady na složky. Obecným modelem je rovnice

$$y_c = y_c' + P_c + \varepsilon_c \quad (56)$$

y_c' = složka trendu, která představuje dlouhodobou tendenci, v našem případě nežádoucí snos (drift) od nuly, vznikající při měření.

P_c = periodické kolísání (oscilace) jako důsledek okolních deterministických vlivů.

ε_c = nahodilé kolísání (residuum) bez systematického charakteru, označované jako „bílý šum“ a tvořící základ pro čistý statistický soubor s normálním rozdělením četnosti.

K určení periodických složek se používají metody spektrální analýzy spojené s výpočtem periodogramu a příslušných testů periodicity podle R.A.Fishera (podrobněji s příkladem sledovaných souborů popsáno v [19], nebo spektrální analýzy prováděné FFT (Fast Fourier Transform) s vyhodnocením průběhu spektrální hustoty a autokorelační funkce. V této práci je používáno druhého způsobu, který je modernější a názornější.

Spektrální hustota náhodné veličiny procesu zachycuje rozdělení intenzity v závislosti na frekvenci. Intensita odpovídá velikosti plochy vymezené křivkou spektrální hustoty v určitém intervalu frekvence. Pokud je průběh spektrální hustoty porušován významnými lokálními maximy, pak jím příslušné frekvence identifikují periodické složky, případně jejich harmonické násobky. Zjišťování periodicit z průběhu spektrální hustoty má ale své meze:

- periodická složka s velkou délkou periody vzhledem k délce řady se jeví spíše jako trend,
- periodické složky s příliš krátkou délkou periody jsou hůře rozeznatelné, nejkratší zjiřitelná má délku $T=2$ (v našem případě cyklů) a té odpovídá tak zvaná

$$\text{Nyquistova frekvence} \quad \omega_N = \frac{2\pi}{T} = \pi \quad (57)$$

Pokud je průběh spektrální hustoty náhodného procesu konstantní, to je všechny frekvence ve spektru jsou v něm rovnoměrně zastoupeny, nazýváme ho „bílý šum“. Termín vznikl na základě podobnosti s analogickým rovnoměrným zastoupením všech barev bílého světla. Obecně je bílý šum teoretickou idealizací a v reálných podmínkách mají náhodné procesy obvykle charakter bílého šumu jen v oblasti nižších frekvencí a jejich spektrum k vyšším frekvencím postupně zaniká.

Spektrální hustota je dána obecně Fourierovým obrazem autokorelační funkce

$$S_{y(\omega)} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} K_{y(\tau)} \cdot e^{-j\omega\tau} d\tau \quad , \quad (58)$$

nebo lze určit její odhad přímo z vyšetřovaného procesu $y(t)$

$$S_{y(\omega)} = \frac{1}{4\pi \cdot n} \lim_{n \rightarrow \infty} \left| \int_{-\infty}^{\infty} y(t) \cdot e^{-j\omega t} dt \right|^2 \quad (59)$$

Vzhledem k analogii s elektrotechnikou se používá výraz výkonové spektrální hustoty, neboť udává jak je rozdělen celkový výkon děje v celém frekvenčním pásmu.

V našem případě je náhodný proces tvořen diskrétními hodnotami číselné řady konkrétní vyšetřované veličiny cyklu. Díky algoritmu pro výpočet FFT počítáme odhad výkonové spektrální hustoty přímo z procesu $y(c)$ následujícím postupem:

- proces převedeme na centrický, to znamená že odečteme od každé hodnoty jeho aritmetický průměr
- pro centrický proces reprezentovaný číselnou řadou $y(c)$ v okamžicích jednotlivých cyklů, v tak zvané cyklové proměnné

$$c = k \cdot \Delta c \quad (60)$$

vypočteme odhad spektrální hustoty

$$S_{y(f)} = \frac{1}{n} \left| \sum_{k=0}^{2n-1} y(c) \cdot e^{-j\omega c} \right|^2 \quad (61)$$

$$\text{pro frekvence} \quad f = \frac{k}{2n \cdot \Delta c} \quad ,$$

přičemž krok $\Delta c = 1 \text{ cykl}$

$$k = 0, 1, 2, \dots, 2n-1$$

n = počet cyklů vzhledem k algoritmu FFT je pevné číslo 128 (eventuelně 256) a řada je doplněna nulovými hodnotami na délku $2n$.

- c) pro získání lepší představy o průběhu skutečné výkonové spektrální hustoty se někdy odhad vyhlazuje.

Autokorelační funkce hodnotí vzájemný vztah mezi hodnotami náhodného procesu ve dvou rozdílných časových okamžicích, na příklad t_1 a t_2 .

Její průběh v závislosti na velikosti intervalu rozdílu těchto časových okamžiků ($\tau = t_1 - t_2$) ukazuje vzájemnou vazbu těchto hodnot náhodného procesu. Pro centrické procesy při $\tau = 0$ je hodnota korelace rovna střední kvadratické hodnotě a při $\tau > 0$ monotónně klesá k nule za předpokladu, že se jedná o čistě náhodný proces. V praxi však při $\tau > 0$ obvykle korelační funkce pulzuje kolem nuly. Proto se u centrických procesů definuje koeficient pulzací

$$R_{(\tau)} = \frac{K_{y(\tau)}}{\sigma^2} \quad (62)$$

Pokud je splněna podmínka $|R_{(\tau)}| < 0.05$, pak se jedná o praktickou nezávislost hodnot vyšetřovaného procesu a můžeme ho klasifikovat jako náhodný.

Znalost tvaru autokorelační funkce se často používá k analýze jevů, které nejsou zcela náhodné. Praktickým výsledkem je možná identifikace periodické složky, která je na monotónní průběh autokorelační funkce náhodného procesu superponována s nezměněnou periodou a amplitudou úměrnou polovině kvadrátu její amplitudy.

Průběh autokorelační funkce lze vypočítat obecně buď přímo z číselných hodnot vyšetřovaného procesu $y(t)$

$$K_{y(\tau)} = \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1}{2n} \int_{-\infty}^{\infty} y(t) \cdot y(t+\tau) dt, \quad (63)$$

nebo zpětnou Fourierovou transformací z příslušné výkonové spektrální hustoty zkoumaného procesu

$$K_{y(\tau)} = \int_{-\infty}^{\infty} e^{j\omega\tau} \cdot S_{y(\omega)} d\omega \quad (64)$$

V našem případě použijeme druhého způsobu, neboť výkonovou spektrální hustotu již známe a pomocí algoritmu FFT je tento způsob rychlejší. Postupujeme podle vztahu

$$K_{y(\tau)} = \frac{n}{n-r} \sum_{r=0}^m e^{j\omega\tau} \cdot S_{y(f)}, \quad (65)$$

kde interval mezi cykly $\tau = r \cdot \Delta c$,

přičemž $r = 0, 1, 2, \dots, m$

$m < k$

Výpočty byly prováděny pomocí šablony připravené v MS-Excel a použitím nástroje FFT z dodatku tohoto software. Délka řady byla prodloužena před výpočtem na $2n$ hodnot z důvodů jistoty posunutí a oddělení obou složek z celkové kruhové autokorelační funkce, kterou výše uvedeným vztahem počítáme.

Pro odladění této šablony byl použit příklad funkce, která má známý a jednoduchý tvar výkonové spektrální hustoty a autokorelační funkce. Takovou funkcí může být například goniometrická periodická funkce $y(t) = A \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{T}t\right)$ s periodou $T=15$ s a amplitudou $A=1$.

Z přílohy P4 je patrný tvar spektrální hustoty s typickým lokálním maximem na frekvenci $1/T=1/15=0.066666 \text{ s}^{-1}$ a periodický tvar autokorelační funkce tvaru $K_{y(\tau)} = \frac{1}{2} \cos\left(\frac{2\pi}{T}\tau\right)$

se shodnou periodou $T_\tau=15$ s a amplitudou $\frac{A^2}{2} = 0.5$.

Na obr. 38 je pak ukázán typický výsledek frekvenční analýzy procesu, který je zatížen periodickou složkou. Z průběhu výkonové spektrální hustoty byly identifikovány dvě frekvence periodických složek s periodou 85 a 25 cyklů. Z průběhu autokorelační funkce byly vypočteny jejich amplitudy. Odečtením těchto dvou periodických složek od původní řady byla získána očištěná řada, která byla znovu podrobena frekvenční analýze. Výsledkem je tvar výkonové spektrální hustoty a autokorelační funkce, které lze pokládat za obraz náhodného procesu.

Výše uvedeného způsobu frekvenční analýzy pomocí vytvořené šablony MS-Excel je v disertační práci používáno pro:

- identifikaci periodických složek superponovaných na náhodný proces vyšetřované cyklové veličiny. Znalost frekvence a amplitudy těchto složek může napomoci (přes další velké těžkosti) k objasnění jejich původu, kterým mohou být nejružnější okolní vlivy deterministické povahy,
- očištění vyšetřovaného procesu od periodických složek, které je důležité při hledání závislosti mezi více procesy při omezování nebezpečí chybných závěrů z případných zdánlivých korelací; současně se přitom zpřesňuje nejvíce používaný statistický parametr variability, tak zvaný koeficient relativní variability, který je definován [6] jako

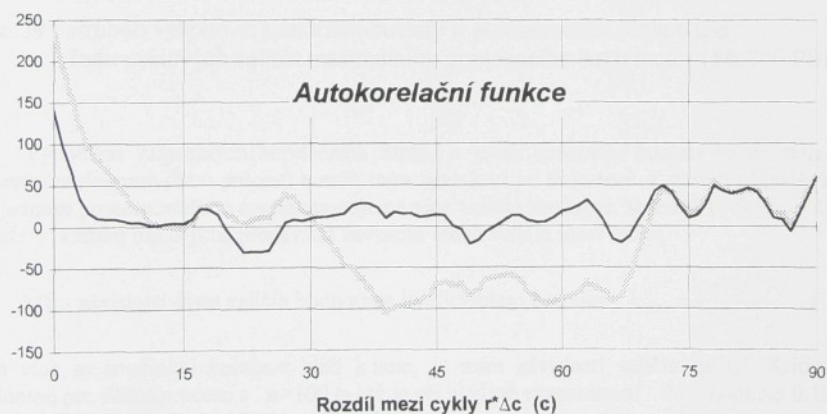
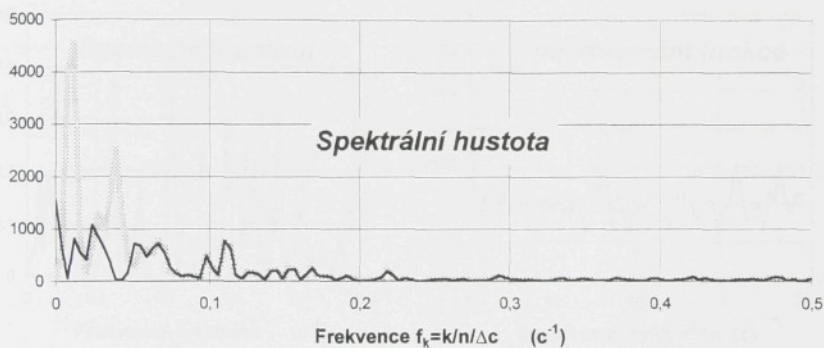
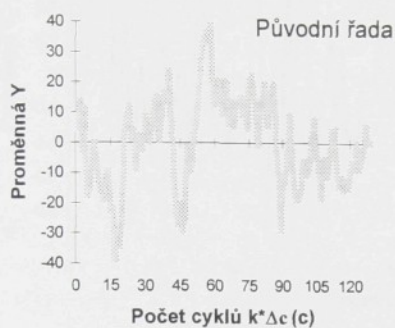
$$k_{VAR} = \frac{\sigma}{\bar{y}_c} \cdot 100 \quad (66)$$

V práci je tento parametr zkráceně označován jako „variabilita“. Například podle ob. 38 má provedené očištění za následek snížení této variability o polovinu, konkrétně z hodnoty 11.82 na 6.55%. Jde však o vyjimečný případ, většina vyšetřovaných procesů nevyžaduje uvedené očištění (dokumentuje to obr. 39).

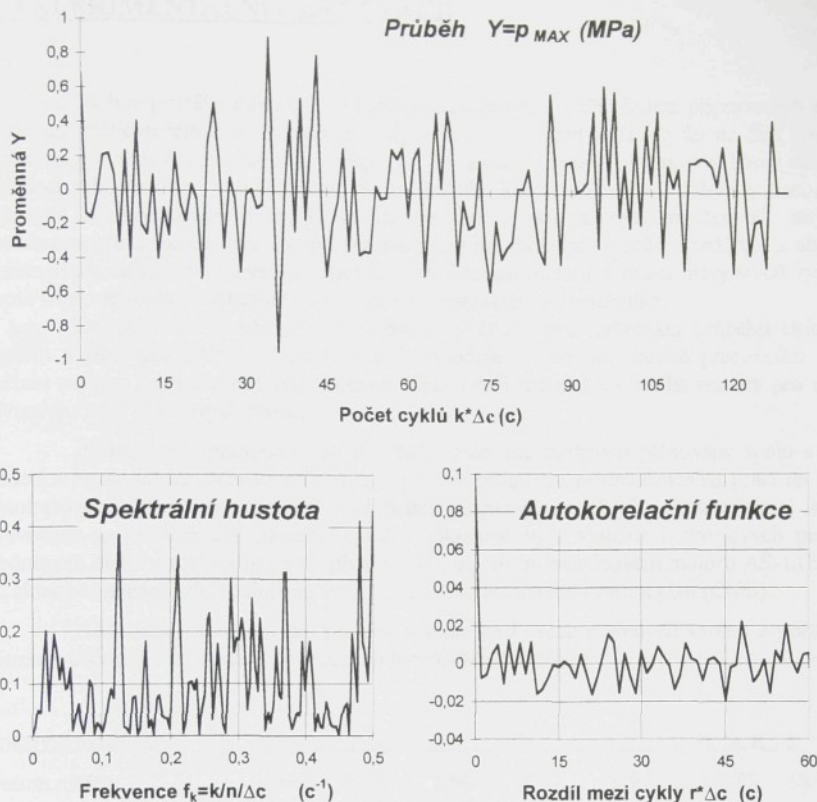
Vzájemné korelační funkce slouží k určování míry vztahu (koherentnosti) mezi dvěma

náhodnými procesy $K_{xy(\tau)} = \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1}{2n} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cdot y(t+\tau) dt$, $K_{yx(\tau)} = \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1}{2n} \int_{-\infty}^{\infty} y(t) \cdot x(t+\tau) dt$ (67)

Průběh $Y=p_{180}$ (kP)



Obr. 38 Průběh výkonové spektrální hustoty a autokorelační funkce pro původní a očištěnou řadu cyklových veličin tlaku na konci sání motoru ML636 PBE



Obr. 39 Průběh výkonové spektrální hustoty a autokorelační funkce pro řadu cyklových veličin maximálního spalovacího tlaku motoru ML636 PBE

Výpočtem vzájemných korelačních funkcí a jejich spektrální hustoty se dá stanovit koherenční diagram dvou procesů a určit míra závislosti na frekvenci. V našem případě, kdy při jednom procesu měříme a vyhodnocujeme více veličin současně, se jedná o vícerozměrný proces v kterém nás zajímá především závislost všech veličin mezi sebou.

$$\text{Míru závislosti dvou veličin hodnotíme koeficientem korelace } k_{KOR} = \frac{\text{cov}(x, y)}{\sigma_x \cdot \sigma_y} \quad (68)$$

Čím více se součinitel korelace blíží k nule, je míra závislosti veličin menší. Kritickou hodnotou pro délku procesu s $n > 100$ cyklů je při hladině významnosti 0.05 hodnota 0.1966 a při hladině 0.01 hodnota 0.2565 podle [32].

Pozn.: Koeficient korelace může nabývat hodnot v rozsahu $(-1, 1)$, přičemž znaménko udává, jak spolu hodnoty veličin souvisí.

9. EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST PRÁCE

Měření průběhu tlaku ve válci spalovacího motoru, i při předem připraveném a zcela funkčním měřícím řetězci a softwaru pro digitalizaci a ukládání měřicích dat na disk počítače, vyžaduje pro každý motor náročnou přípravu. Ta spočívá především v úpravě hlavy válce pro instalaci snímače tlaku a v úpravě výstupu předního konce klikového hřídele z motoru pro uchycení inkrementálního čidla úhlové polohy. Čidlo tlaku má být umístěné tak, aby jeho membrána přímo zasahovala do spalovacího prostoru (bez spojovacího kanálku), a aby byla splněna řada dalších podmínek [33] zaručujících přesnost měření. Úprava hlavy válců vyžaduje proto obvykle souhrn profesionálních činností konstruktéra a řemeslníka.

Rovněž vlastní měření vedle obsluhy počítače pro nahrávání průběhu tlakového signálu a jeho následného ukládání na disk vyžaduje součinnost dalších pracovníků (řízení režimu motoru na zkušební brzdě, záznam všech údajů měřidel a obsluha sestavy pro měření plyných emisí výfukových plynů).

Proto byly experimenty pro disertační práci dle možností plánovány spolu s úkoly vědecko-hospodářské činnosti a to zejména podle programu optimalizačních prací na vývoji autobusového plynového motoru spalujícího propan-butan (LPG) v souvislosti s jeho převodem na elektronicky řízenou regulaci. Okrajově bylo využito i vývojových prací na obdobném motoru spalujícím zemní plyn (CNG), na novém benzinovém motoru AŠ-1.0MPI, a na zkušebním jednoválci spalujícím vodík (H₂) a pro porovnání i zemní plyn (CNG).

Následující tabulka uvádí přehled a specifikaci všech měřených variant s přiřazením písmena abecedy jako pracovní označení odpovídajících souborů.

Pracovní označení	a, b	d	g	h	j	k, m, n	s
Datum měření	1-3/95	12/95	1/96	8/97	8/97	4-6/98	12/97
Výrobce motoru	KSK	KSK	LIAZ	KSK	KSK	TUL	AŠ
Objem 1 válce (dm ³)	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	0.61	0.25
Vrtání (mm)	130	130	130	130	130	82.52	72
Zdvih (mm)	150	150	150	150	150	114.3	61.2
Kompresní poměr (-)	10.1	10.8	10.2	10.8	10.8	10.0	10.0
Palivo	LPG	LPG	CNG	LPG	LPG	H ₂ , CNG	Benzin
Tvar spalovacího prostoru							
umístění jiskřiště svíčky a							
čidla tlaku (příloha 5,6)	1	2	5	3	4	6	7
Přepřínování	ano	ano	ano	ano	ano	ne	ne
Mezichlazení pl. vzduchu	ano	ano	ne	ano	ano	ne	ne
Měření napětí na svíčke	ne	ne	ne	ano	ano	ano	ne
Odkaz na technickou zprávu, nebo publikaci							
s dalšími údaji	[17]	[17]	[34]	[35]	[35]	[37],[38]	[36]

Na příloze P5 a P6 jsou na obrázcích znázorněny případy všech 7 vyšetřovaných spalovacích prostorů zároveň s polohou jiskřiště zapalovací svíčky a čidla tlaku vůči uspořádání rozvodových orgánů.

U případů 1 až 5 se jedná o vnější tvorbu směsi plyného paliva se vzduchem ve směšovači a následném přívodu k jednotlivým válcům šestiválcového motoru, u případu 7 se jedná rovněž o vnější tvorbu směsi vstřikováním kapalného paliva před sací ventil každého válce. Příklad 6 pak představuje uspořádání s vnitřní tvorbou směsi veřukováním plyného paliva přímo do válce. Bližší informace lze získat v uvedených odkazech.

9. VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ MĚŘENÍ

Naměřené průběhy tlaků ve válci a případné průběhy napětí na zapalovací svíčke byly zpracovány zvlášť vytvořeným softwarem popsáným v kapitolách 4. a 6. Těmito nástroji byly získány charakteristické veličiny jednotlivých cyklů v měřeném souboru o délce 150 cyklů. Tyto veličiny byly dále statisticky zpracovány a pro každý měřený soubor příslušného režimu vyšetřované varianty byly získány charakteristické veličiny jejichž vlastnosti jsou popsány střední hodnotou a variačním koeficientem.

K vyhodnocení těchto veličin bylo použito účelově vytvořených souborů grafických závislostí, ve kterých lze sledovat vlivy seřizovacích parametrů motoru, konstrukčního uspořádání nebo druhu paliva.

Vyhodnocení je rozděleno na dvě základní části, které se odlišují způsobem měření. V první části jsou vyhodnocena jen měření průběhu tlaku ve válci, neboť pro měření průběhu vysokého napětí na zapalovací svíčke nebyl v té době k dispozici potřebný hardware, nebo ho nebylo možné z technických důvodů realizovat. V druhé části jsou pak vyhodnocena měření souběžného záznamu tlaku ve válci a vysokého napětí na zapalovací svíčke.

9.1. Vyhodnocení první části měření

V této části byla provedena rozsáhlá měření průběhů tlaků ve válci na plynovém šestiválcovém horizontálním autobusovém motoru spalujícího směs propan-butanu (LPG) ve variantách pracovního označení a, b, d. K tomu byla provedena orientační měření na obdobném motoru spalujícího zemní plyn (CNG) v označení g a orientační měření zcela odlišného zážehového benzinového čtyřválcového motoru pro osobní automobil v označení s.

9.1.1. Vliv seřizovacích parametrů

Základní variantou pro sledování vlivu seřizovacích parametrů na úroveň a variabilitu cyklových veličin byla zvolena varianta s označením d, která představuje optimalizovaný tvar spalovacího prostoru a mezní velikost kompresního prostoru. Na přílohách P7 až P12 jsou pro tuto variantu znázorněny grafické závislosti veličin na seřizovacích parametrech, kterými jsou součinitel přebytku vzduchu a předstih zážehu při konstantních otáčkách 1300 min⁻¹.

Na prvních grafech jsou znázorněny závislosti množství (hmotnostních průtoků) plyných emisí ve výfukových plynech, spotřeby paliva a dalších měřených parametrů motoru,

charakterizující stacionární režim, v závislostech na součiniteli přebytku vzduchu a předstihu zážehu. Měřené body byly nastaveny (v rámci možnosti) na konstantní střední efektivní tlak. Průběhy parametrů, jako jsou množství nespálených uhlovodíků HC ve spalínách, měrná spotřeba paliva a hmotnostní tok vzduchu motorem v závislostech na součiniteli přebytku vzduchu (λ) a předstihu zážehu (α_z), jsou zcela obvyklé a známé. Rovněž obvyklý je i pokles množství oxidů dusíku NO_x ve spalínách se zvyšujícím se λ a snižujícím se α_z .

Na dalších grafech jsou znázorněny závislosti úrovně vybraných veličin pracovního cyklu a jejich koeficientů variability, které charakterizují dynamiku mezi jednotlivými cykly.

Základním hodnotícím kritériem variability spalovacího procesu je hodnota koeficientu variability středního indikovaného tlaku ve válci [6], [8]. Tento koeficient variability roste se zvyšujícím se λ a snižujícím se α_z . Tento trend je zcela shodný s průběhy některých stacionárně měřených parametrů motoru, jako jsou měrná spotřeba paliva a hmotnostní tok vzduchu. Opačný trend vykazuje parametr množství oxidů dusíku NO_x ve spalínách. Z tohoto lze usuzovat, že v oblasti chudých směsí při λ nad 1.4 zvyšování hodnoty koeficientu variability středního indikovaného tlaku ve válci může nepříznivě ovlivňovat výstupy z motoru, a to především měrnou spotřebu paliva; příznivě působí na množství oxidů dusíku NO_x ve spalínách. Na tuto poslední jmenovanou škodlivinu, jak je známo, má vliv úroveň maximální teploty spalování. Na grafu přílohy P8 je vidět trend klesající maximální teploty spalování se zvyšujícím se λ a snižujícím se α_z , který koresponduje s již zmíněnou závislostí množství oxidů dusíku NO_x ve spalínách. Opačný trend koeficientu variability maximální teploty spalování naznačuje, že jeho vyšší hodnota působí příznivě na snížení produkce oxidů dusíku NO_x . Toto lze vysvětlit známou skutečností zastavení (zamrznutí) řetězové reakce Zeldovičova mechanismu při nižších teplotách. Při nízké teplotě spalování může její zvýšená variabilita tento jev podpořit.

Dále lze z grafů příloh P7 až P12 zjistit, které veličiny průběhu tlaku či spalování ovlivňují velikost koeficientu variability středního indikovaného tlaku ve válci. Ten je ve sledovaných případech nejvíce ovlivněn variabilitou maximálního tlaku a teploty spalování, v oblasti chudé směsi pak při $\lambda > 1.45$ i variabilitou maximální rychlosti hoření, variabilitou polohy těžiště spalování vůči horní úvratí (bod v kterém je spáleno 50% paliva) a variabilitou délky počáteční fáze hoření $d_{0,5\%}$ a v oblasti bohatosti směsi pod $\lambda = 1.45$ i variabilitou maximálního gradientu spalovacího tlaku. Variabilita délky počáteční fáze hoření $d_{5\%}$ má již vliv opačný.

Z uvedeného je patrné, že

výraznějšího výsledku ve snížení koeficientu variability středního indikovaného tlaku ve válci lze dosáhnout v oblasti chudších směsí zvýšením maximální rychlosti hoření a rychlosti hoření v počáteční fázi jejího průběhu. V oblasti bohatších směsí pak zvýšením maximálního gradientu tlaku. Tato zvýšení jsou seřizovacími parametry dosažitelná.

9.1.2. Vliv konstrukčních parametrů

S výše uvedenou základní variantou s označením d byly porovnávány varianty s označením a, b, které mají výrazně odlišný spalovací prostor a nižší kompresní poměr. Varianty s označením a, b se od sebe konstrukčně neliší, pouze měření byla uskutečněna s dvouměsíčním časovým posunem a při odlišném středním efektivním tlaku.

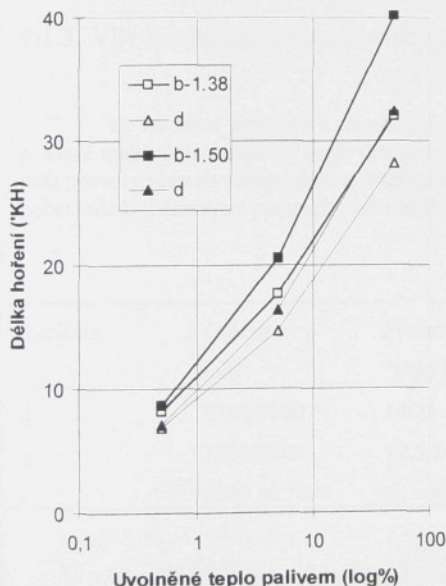
Na přílohách P9 a P10 jsou pro tyto varianty znázorněny grafické závislosti veličin na seřizovacím parametru, kterým je součinitel přebytku vzduchu při konstantním předstihu zážehu 17°KH před horní úvratí pístu a konstantních otáčkách 1300 min^{-1} .

Měřené body těchto variant ale nebyly nastavovány na stejný střední efektivní tlak; varianta s označením *b* je nastavena na nižší a varianta s označením *a* na vyšší zatížení. Průběhy ostatních parametrů, jako jsou množství uhlovodíků HC ve spalínách, měrná spotřeba paliva a hmotnostní tok vzduchu v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu λ jsou přirozeně pro variantu s označením *d* shodné s předešlým vyhodnocením, kde vliv snížení předstihu zážehu měl obdobný charakter jako konstrukční úprava spalovacího prostoru varianty s označením *a*, *b*. Zhoršení měrné spotřeby paliva je však výraznější a pokud porovnáme hodnoty koeficientů variabilit středního indikovaného tlaku ve válci je jejich zvětšení rovněž větší, konkrétně při nejchudší směsi $\lambda = 1.51$ se zvětší z 2% na 5%.

Z grafů příloh P9 a P10 lze opět zjistit, které veličiny průběhu tlaku či spalování ovlivňují velikost koeficientu variability středního indikovaného tlaku ve válci. Ten je v našem případě nejvíce ovlivněn variabilitou maximálního tlaku, variabilitou teploty spalování, variabilitou maximálního gradientu spalovacího tlaku, variabilitou maximální rychlosti hoření, variabilitou polohy těžiště spalování vůči horní úvratí a variabilitou délky počáteční fáze hoření d0.5%. Variabilita délky počáteční fáze hoření d5% má vliv opačný.

Z uvedeného je patrné, že

výraznějšího výsledku ve snížení koeficientu variability středního indikovaného tlaku ve válci lze dosáhnout zvýšením maximální rychlosti hoření, zvýšením rychlosti hoření v počáteční fázi spalování a zvýšením maximálního gradientu tlaku. Tato zvýšení jsou dosažitelná úpravou spalovacího prostoru a volbou kompresního poměru.



Na obrázku 40 jsou znázorněny délky hoření pro úseky vymezené procentuelním množstvím uvolněného tepla z přivedeného paliva, konkrétně pro vyhoření 0.5%, 5% a 50% a pro případy bohatší a chudší směsi (dané součinitelem přebytku vzduchu $\lambda=1.38$ a $\lambda=1.50$) dvou variant s označením *b* a *d*.

Je patrné, že na počátku spalovacího procesu se na rychlosti hoření více uplatňuje vliv odlišného spalovacího prostoru, než změna chudosti směsi. Již při spálení 5% paliva se ale oba vlivy vyrovnávají.

Obr. 40 Porovnání délek hoření v jeho fázích

Vedle zkoumání vlivu konstrukční úpravy spalovacího prostoru na variabilitu spalovacího procesu v závislosti na chudosti směsi bylo provedeno totéž v závislosti na úhlu předstihu zážehu. Na přílohách P11 a P12 jsou znázorněny grafické závislosti veličin na seřizovacím parametru, kterým je úhel předstihu zážehu při konstantním součiniteli přebytku vzduchu $\lambda=1.4$ a při konstantních otáčkách 1300 min^{-1} .

Z grafů je vidět, že i v této závislosti je konstrukční úprava varianty s označením $\underline{d}$ ve všech sledovaných parametrech lepší. Co se týče hodnoty koeficientu variability středního indikovaného tlaku ve válci, snižuje se při zvyšujícím se předstihu zážehu ze 2% na 1%. U variant s označením $\underline{a}, \underline{b}$ je tento pokles strmější, ovšem při vyšších hodnotách variability (konkrétně z 6% na 2%).

Podobný trend, společný všem variantám, má pouze variabilita maximálního spalovacího tlaku a opačný trend pak variabilita délky počáteční fáze $d_{0.5\%}$. Trendy variabilit ostatních veličin se potom u jednotlivých variant odlišují. U varianty s označením $\underline{a}, \underline{b}$ v závislosti na zvyšujícím se předstihu zážehu stoupá maximální rychlost hoření a klesá variabilita, zatímco u varianty s označením $\underline{d}$ tato rychlost stagnuje a variabilita se zvyšuje. Na počátku hoření je tomu u délky počáteční fáze $d_{0.5\%}$ naopak.. U varianty označené $\underline{d}$ je navíc pozorovatelný vyšší maximální gradient spalovacího tlaku spojený s poklesem variability.

Z uvedeného lze doplnit předchozí závěr, že

výraznějšího výsledku ve snížení koeficientu variability středního indikovaného tlaku ve válci lze dosáhnout takovou úpravou spalovacího prostoru, která při menším kompresním poměru zvětšuje maximální rychlosti hoření, nebo při větším kompresním poměru zvyšuje rychlosti hoření v počáteční fázi spalovacího procesu a zvyšuje maximální gradient tlaku.

9.1.3. Vliv konstrukčních parametrů a druhu paliva

Se základní variantou s označením $\underline{d}$ byly porovnávány dále varianty s označením $\underline{g}$ a $\underline{s}$, které mají výrazně odlišný spalovací prostor, nižší kompresní poměr, odlišné plnění válců a jsou provozovány na odlišná paliva. Varianta s označením $\underline{s}$ má jiný rozměr válcové jednotky a počet válců. Seřizovací parametry jsou vzhledem k odlišným typům motorů naprosto odlišné

Varianta	Otáčky min^{-1}	Předstih zážehu $^\circ$ před HÚ	λ	Palivo
$\underline{d}$	1300/2000	14/23	1.385/1.40	LPG
$\underline{g}$	1350/2000	12.5/24	1.37/1.40	CNG
$\underline{s}$	1500 až 5000	el. regulovaný	1.00	benzin

Na přílohách 13 a 14 jsou pro tyto varianty znázorněny grafické závislosti veličin na otáčkách motoru při plném zatížení. Z výstupních parametrů motoru lze porovnat měrné

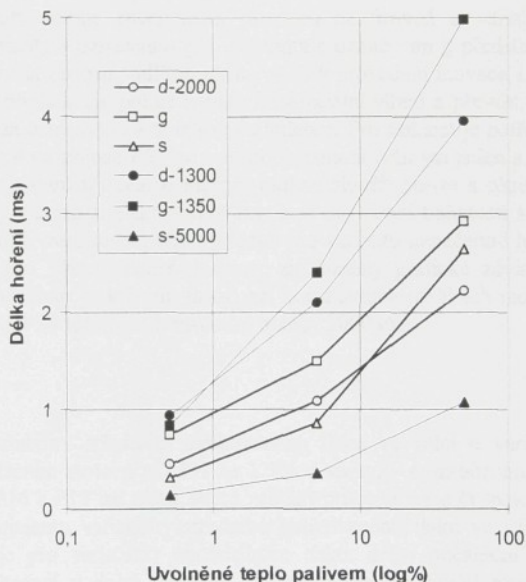
spotřeby paliva, kde dle očekávání jsou nejnižší hodnoty u plynových motorů (vyšší kompresní poměr, vyšší výhřevnost plyných paliv) a z nich pak varianta s označením $\underline{d}$, která byla v té době lépe optimalizována. Varianta s označením $\underline{g}$ neměla v čase měření dosud mezichladič plicního vzduchu a měla nezvykle nízký kompresní poměr pro použité palivo.

Hodnota koeficientu variability středního indikovaného tlaku ve válci je u variant označených $\underline{d}$, a $\underline{s}$ nízká (v rozmezí 1-2%), u varianty s označením $\underline{g}$ vzhledem k výše uvedeným nedostatkům jsou tyto hodnoty vyšší (v rozmezí 3-4%).

Z grafů příloh P13 a P14 lze zjistit, které veličiny průběhu tlaku či spalování mají podobný trend průběhu koeficientu variability středního indikovaného tlaku ve válci v závislosti na otáčkách. Ten je v případě benzinového motoru (varianta označená $\underline{s}$) podobný jako průběh variabilit všech sledovaných veličin, přičemž úroveň veličin se s otáčkami příliš nemění, kromě gradientu maximálního tlaku a maximální teploty spalování. V případě plynových motorů je pokles variability pouze u maximálního tlaku spalování pro obě varianty, pro variantu označenou $\underline{d}$ pak u maximálního gradientu spalovacího tlaku, a pro variantu označenou $\underline{g}$ u maximální rychlosti hoření.

Pro porovnání délek hoření jednotlivých úseků, daných procentuelním množstvím uvolněného tepla z přivedeného paliva, konkrétně 0.5%, 5% a 50%, je pro odlišné otáčky motoru užitečné přepočítat jednotky z úhlu otočení klikového hřídele na jednotku času.

Takto přepočtené hodnoty délek hoření v ms jsou vyneseny v obrázku 41. Dle očekávání se délky hoření s otáčkami zkracují, tedy střední rychlosti jednotlivých fází se zvyšují; nepochybně je to důsledek zvyšování intenzity rozvření (turbulence) náplně válce motoru s rostoucími otáčkami.



Obr. 41 Porovnání délek hoření v jeho fázích

Porovnání těchto rychlostí s variabilitou středních indikovaných tlaků jednotlivých variant motorů potvrzuje předchozí poznatky vzájemné závislosti. Pouze u varianty označené $\underline{s}$, pro vyšší otáčky motoru, již tato závislost neplatí.

9.2. Vyhodnocení druhé části měření

V druhé části experimentů byla provedena rozsáhlá měření souběžných průběhů tlaků ve válci a vysokého napětí na zapalovací svíče u plynového šestiválcového horizontálního autobusového motoru spalujícího směs propan-butanu (LPG) ve variantách pracovního označení j, h. Kromě toho byla provedena další měření na zcela odlišném motoru, kterým byl zkušební jednoválec OKC-OKTAN přestavený na spalování zemního plynu (CNG) v označení k, n a na spalování stlačeného vodíku v označení m, o, p.

Hlavním důvodem realizace současného měření napětí na zapalovací svíče s měřením průběhu tlaku ve válci byla (z předchozích měření poznána) nutnost orientace na prvotní délku hoření, to je na délku reakcí probíhajících od začátku přeskočení jiskry po počátek vývinu tepla, zjištěného analýzou průběhu tlaků ve válci. Od měření se rovněž očekával rozvoj poznání o souvislostech mezi charakterem vysokonapětového výboje, reprezentovaného průběhem napětí na elektrodě zapalovací svíčky a počátečními fázemi hoření.

9.2.1. Vliv tvaru okraje spalovacího prostoru

Pro sledování vlivu tvaru okraje spalovacího prostoru na úroveň a variabilitu cyklových veličin byly použity varianty s označením h, j. Varianta s označením h představuje obdobu varianty d (shodný spalovací prostor, odlišná hlava válců v provedení inovace LIAZ M1.2C) a varianta s označením j představuje pokus narušit tangenciální víření a převést jeho kinetickou energii na potenciální, za účelem zvýšení místní turbulence. Pro úplnost je potřebné uvést, že takto upravený píst (tvar 4 na příloze P5) byl v motoru namontován jen jeden a to v indikovaném válci. Proto výstupní parametry celého motoru mohou sloužit pouze k okrajové informaci. Rovněž určité odchylky v činnosti elektronické regulace pro řízení bohatosti směsi (součinitele přebytku vzduchu) mohly vést ke zlepšení výsledků pro variantu označenou h. Na přílohách P15, P16 a P17 jsou pro výše uvedené varianty znázorněny grafické závislosti sledovaných veličin na zatížení (středním efektivním tlaku) při konstantních otáčkách motoru 1400 min^{-1} , na přílohách P18, P19 a P20 totéž pro konstantní otáčky 2000 min^{-1} .

Otáčky motoru 1400 min^{-1}

Hodnota koeficientu variability středního indikovaného tlaku ve válci u varianty označené h klesá s rostoucím zatížením motoru z 3.5% na 1.9% u varianty s označením j ze 4% na 2.5%. Z grafů příloh P15, P16 a P17 lze zjistit, které veličiny průběhu tlaku či spalování mají podobný trend průběhu koeficientu variability středního indikovaného tlaku ve válci v závislosti na zatížení. Obdobný je pro variability maximálního tlaku, délky počáteční fáze hoření $d_{5\%}$, maximální rychlosti hoření v dolní polovině zatížení a polohy napětí průrazu. Podobný klesající průběh, ale s nižší úrovní pro variantu označenou j, mají variability počáteční fáze hoření $d_{0.5\%}$ a polohy počátku hoření. Klesající průběh, ale neutrální z hlediska variant, má variabilita délky prvotní fáze hoření. Ostatní variability sledují většinou zhoršení varianty j.

Pro lepší pochopení vzájemných závislostí jednotlivých veličin byly soubory všech cyklových veličin pro každý měřicí bod podrobeny lineární korelační analýze. Ukázka výsledku pro jeden bod je na příloze P21. Korelační koeficient v rozsahu $<-1,1>$ určuje velikost závislosti. Pro soubor o 150 proměnných vychází kritická hodnota korelačního koeficientu $|0.156|$ při 5% hladině významnosti testu hypotézy o jeho nulové hodnotě.

Výsledky závislosti mezi dvěma veličinami lze shrnout takto:

Střední indikovaný tlak	Max. spalovací tlak	0.90až 0.93
	Poloha těžiště spalování	-0.90až -0.93
	Max. teplota spalování	0.72až 0.82
	Max. gradient spalovacího tlaku	0.60až 0.74
	Max. rychlost spalování	0.28až 0.70
	Poloha napětí průrazu	0.12až 0.18
Maximální spalovací tlak	Délka poč. fáze hoření d _{5%}	-0.40až -0.63
	Délka poč. fáze hoření d _{0.5%}	-0.20až -0.45
	Poloha počátku hoření	0.13až 0.31
Poloha počátku hoření	Délka prvotní fáze hoření	-0.20až -0.51
Délka prvotní fáze hoření	Poloha napětí průrazu	0.25až 0.75

Z výsledků je patrné, že střední indikovaný tlak nejvíce závisí na maximálním spalovacím tlaku a poloze těžiště spalování. Velice proměnná je jeho závislost na maximální rychlosti spalování, která se mění, jak se zatížením, tak s variantou spalovacího prostoru, což je v souladu s již dříve zjištěnými závislostmi (viz příloha P16). Na hranici významnosti je potom závislost na poloze průrazného napětí. Poloha průrazného napětí nepřímo ovlivňuje délku prvotní fáze hoření a následně polohu počátku hoření, maximální spalovací tlak a délky počátečních fází a nakonec i střední indikovaný tlak.

Otáčky motoru 2000 min⁻¹

Při vyšších otáčkách, které odpovídají jmenovitým daného motoru, je hodnota koeficientu variability středního indikovaného tlaku ve válci u obou variant při plném zatížení shodná (3.9%) a klesá se zmenšujícím se zatížením motoru u varianzy s označením h na 2.8%. U varianty s označením j se variabilita nemění. Tento zcela odlišný, se zatížením rostoucí eventuelně konstantní, trend průběhu je podle příloh P18, P19 a P20 podobný trendu průběhu koeficientu variability maximálního tlaku a maximální teploty ve válci. Obdobný trend průběhu mají variability polohy počátku hoření, délky počáteční fáze hoření d_{5%} a maximální rychlosti hoření. Klesající průběh variability máji délka počáteční fáze hoření d_{0.5%} a délka prvotní fáze hoření. Podobný klesající průběh, ale s nižší úrovní, mají variability napětí průrazu a jeho polohy, pro variantu označenou j.

Výsledky závislosti mezi dvěma veličinami lze shrnout takto:

Střední indikovaný tlak	Max. spalovací tlak	0.86až 0.91
	Poloha těžiště spalování	-0.80až -0.93
	Max. teplota spalování	0.81až 0.92
	Max. gradient spalovacího tlaku	0.60až 0.74
	Max. rychlost spalování	0.32až 0.70
	Poloha napětí průrazu	0.11až 0.13
Maximální spalovací tlak	Délka poč. fáze hoření d _{5%}	-0.20až -0.43
	Délka poč. fáze hoření d _{0.5%}	-0.14až -0.32
	Poloha počátku hoření	0.14až 0.45
Poloha počátku hoření	Délka prvotní fáze hoření	-0.30až -0.55
Délka prvotní fáze hoření	Poloha napětí průrazu	0.68až 0.85

Z tabulky je patrné, že střední indikovaný tlak opět nejvíce závisí na maximálním spalovacím tlaku, poloze těžiště spalování a maximální teplotě spalování. Proměnná je opět jeho závislost na maximální rychlosti spalování, mění se však jen s variantou spalovacího prostoru; u varianty označené h je závislost značně vyšší (konkrétně 0.7). Na hranici významnosti se již přímo ukazuje závislost na poloze průrazného napětí. Poloha průrazného napětí více (a nepřímo) ovlivňuje délku prvotní fáze hoření, a následně potom polohu počátku hoření, maximální spalovací tlak a délky počátečních fází a nakonec i střední indikovaný tlak. U varianty h byla zaznamenána vyšší závislost mezi polohou počátku hoření a maximálním spalovacím tlakem, konkrétně 0.35-0.45.

Celkově lze říci, že u původní varianty j je v obou otáčkových režimech vyšší variabilita středního indikovaného tlaku (mimo vyššího zatížení při otáčkách 2000 min⁻¹). To lze vysvětlit tím, že narušení okraje obvodu spalovací komůrky pístu třemi zářezy snižuje radiální i tangenciální složku víření směsi v jisté vzdálenosti od jiskřiště, což se projeví ve zvětšení délky počáteční fáze hoření $d_{5\%}$ a zvětšení její variability. Při zvýšení otáček se tento vliv zesiluje. V bezprostřední blízkosti jiskřiště je při otáčkách 1400 min⁻¹ zřejmě nižší turbulence (s tím souvisí větší délka počáteční fáze hoření $d_{0.5\%}$). Větší průrazné napětí indikované v dřívější poloze s většími variabilitami by mohlo teoreticky [29] představovat méně homogenní prostředí v jiskřišti. Při zvětšení otáček na 2000 min⁻¹ se poměry vzhledem k variantě označené h vyrovnají, zejména při větším zatížení, a výsledná variabilita středního indikovaného tlaku obou variant je shodná.

Z uvedeného vyplývá, že

příznivý dopad na snížení variability středního indikovaného tlaku má dostatečně vysoká rychlost proudění (turbulence) jak v místě jiskřiště zapalovací svíčky, tak i v jeho okolí. V místě jiskřiště musí být prostředí navíc homogenní, což předpokládá turbulenci proudového pole s rovnoměrným a hustým rozdělením miniaturních vírů. Tohoto nelze dosáhnout pravděpodobně jen samotným tvarováním okrajů a stěn spalovacího prostoru bez dostatečného přísunu energie ze základního proudového pole vytvořeného již v předchozím sacím zdvihu, které lze pak v provozním rozsahu otáček lépe regulovat.

9.2.2. Vliv druhu paliva a způsobu tvorby směsi

Pro sledování vlivu paliva a způsobu jeho tvoření směsi na parametry pracovního oběhu motoru byla rovněž využita část řešení výzkumné úlohy GAČR. Pomocí již zmíněného hardware a software byla sledována variabilita spalovacího procesu. Uspořádání zkušebního jednoválcového motoru s vefukováním paliva (CNG nebo stlačený vodík) přímo do válce s možností změny počátku vefukování tak, aby se dal modelovat způsob tvorby směsi vefukováním do sacího nebo kompresního zdvihu (tj. vnější nebo vnitřní tvoření směsi) umožnilo vhodně rozšířit pohled na zážehové motory o další problém.

Spalovací prostor zkušebního jednoválce OKC-OKTAN je bez spalovací komůrky tvořen doběhem pístu ve válci k hlavě bez vybrání. Sací ventil má vírnou clonu k vytvoření základního vírového tangenciálního útvaru ve válci, svíčka je umístěna na okraji válce.

Pro měření a vyhodnocení jednotlivých variant seřízení bylo použito označení:

- m - vefukování stlačeného vodíku do sacího zdvihu (100°po HU)
- n, o - vefukování stlačeného vodíku do kompresního zdvihu (30°po DÚ)
- k, n - vefukování stlačeného zemního plynu (CNG) do sacího zdvihu (100°po HÚ)

Na přílohách P22 a P23 jsou pro výše uvedené alternativy seřízení znázorněny grafické závislosti veličin v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu při konstantních otáčkách motoru 909 min^{-1} a při předstihu zážehu 10° před HÚ.

Hodnota koeficientu variability středního indikovaného tlaku ve válci se u všech alternativ seřízení pohybuje kolem hodnot 2% s těmito rozdíly:

- **varianta k,n** (spalování CNG) se vyznačuje zvyšováním variability s rostoucím součinitelem přebytku vzduchu (obdoba s trendem zjištěným u šestiválce spalujícího LPG) z 1.5% na 2.3%, ale výstupy emisních měření výfukových plynů v uhlovodících HC, které několikanásobně překračují povolené limity, nedovolují uvažovat o praktické použitelnosti tohoto způsobu spalování
- **varianta m** (spalování vodíku vefukovaného do sání) má ze sledovaných alternativ seřízení nejnižší hodnoty variability v rozsahu 1.8-2.2%. Nevýhodou je omezení spolehlivého zážehu při chudosti směsi $\lambda=1.9$ -2.0
- **varianta n,o** (spalování vodíku vefukovaného do komprese) má hodnoty variability v rozsahu 2.0-2.2%. Hodnoty se příliš neliší od předchozí varianty, ale výhodou je možné posunutí meze zápalnosti směsi do chudosti $\lambda=2.4$ s výrazným poklesem produkce oxidu dusíku. Tento efekt zřejmě souvisí s možným vrstvením směsi, daným prostorovým uspořádáním přívodu plynu do válce vzhledem k zapalovací svíčke a omezenou dobou pro tvorbu směsi. Je logické, že variabilita středního indikovaného tlaku souvisí s pravidelností hoření, například při chudé směsi s $\lambda=2.45$, kdy u tohoto seřízení došlo k absenci 2 zážehů směsi ze 150, se zvýšila variabilita na 15% (podle použité metody hodnocení).

Podobný trend průběhu koeficientu variability středního indikovaného tlaku ve válci v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu jednotlivé alternativy seřízení má variabilita maximálního tlaku, maximálního gradientu tlaku a napětí průrazu. Variabilita polohy napětí průrazu má podobný trend jen pro seřízení podle alternativ m a k,n.

Prostřednictvím termodynamického výpočtu uvedeného v kapitolách 4.3 a 4.4, (který neuvažuje proměnlivost hmotnosti náplně vlivem změn jejího složení během spalování, což pro spalování vodíku je stěží přípustné) by mohly být zjištěny veličiny pracovního oběhu jen informativně. V termodynamickém výpočtu není rovněž uvažována změna hmotnosti náplně vlivem dodávky paliva, což pro případ vefukování paliva do válce v kompresním zdvihu zanáší další zkreslení výsledků. Původní rozsah práce však s případy spalování vodíku a jeho vefukováním do válce nepočítal, úprava výpočetního modelu by byla složitá a značně by prodloužila dobu výpočtů. Z těchto důvodů jsou proto porovnávány jen veličiny neovlivněné tímto zjednodušením.

Výsledky závislostí podle součinitele korelace mezi dvěma veličinami lze shrnout takto:

		<u>m</u>	<u>n</u>	<u>k</u>
Střední indikovaný tlak	Max. spalovací tlak	0.34 až 0.63	0.38 až 0.47	0.54 až 0.55
	Max. gradient spalovacího tlaku	0.05 až 0.15	0.27 až 0.31	0.07 až 0.15
	Průrazné napětí, jeho poloha	0.10 až 0.18	0.08 až 0.12	0.14 až 0.16
	Tlak při předstihu zážehu	0.01 až 0.10	0.33 až 0.59	0.02 až 0.07

Maximální spalovací tlak	Max. gradient spalovacího tlaku	0.35 až 0.84	0.80 až 0.82	0.28 až 0.37
	Průrazné napětí, jeho poloha	0.04 až 0.15	0.03 až 0.13	0.18 až 0.25
Tlak předstihu zážehu	Tlak na počátku sacího zdvihu	0.33 až 0.73	0.30 až 0.50	0.20 až 0.67

Z tabulky je patrné, že střední indikovaný tlak nejvíce závisí na maximálním spalovacím tlaku a na hranici významnosti i na velikosti, eventuálně na poloze průrazného napětí (to je v souladu s předchozími zjištěními). U vefukování vodíku do kompresního zdvihu (varianta n,o) se navíc projevuje závislost středního indikovaného tlaku na tlaku náplně ve válci v okamžiku předstihu zážehu. Tento tlak se zvyšuje vlastním vefukováním paliva do válce při zavřených rozvodových orgánech; zvýšená variabilita může ale v těchto případech souviset i s variabilitou funkce vefukovacího zařízení. Rovněž některé závislosti průběhu tlaku náplně válce (např. tlak v okamžiku předstihu zážehu na tlaku v počátku sacího zdvihu) se dají očekávat, svědčí ale i o přesnosti měření tlaku piezoelektrickým snímačem v různých tlakových úrovních.

Závěrem lze říci, že

u jednoduchých spalovacích prostorů s dominantním tangenciálním vírem a jiskřištěm situovaným na okraji válce je variabilita středního indikovaného tlaku téměř nezávislá na přebytku vzduchu ve směsi s palivem a jeho druhu v mezích jeho zápalnosti. Tato variabilita se může zhoršovat u způsobu tvorby uvnitř válce vlivem variability vefukovacího zařízení (závisí to ovšem na konstrukci ventilu pro vefukování plynu do válce).

10.2.2. Vliv energie vysokonapětového náboje

Velikost energie vysokonapětového náboje byla modelována proměnnou délkou doby nabíjení zapalovací soustavy v mezích 3-6 ms. Měření bylo provedeno na výše uvedeném zkušebním jednoválci pro dvě odlišná plynná paliva (CNG s $\lambda=1.6$ a H_2 s $\lambda=2.0$), která byla shodným způsobem vefukována do válce v době sacího zdvihu.

Na přílohách P24 a P25 jsou pro dříve uvedené alternativy tvoření směsi znázorněny grafické závislosti sledovaných veličin na délce nabíjení zapalovacího systému při konstantních otáčkách motoru 909 min^{-1} , při předstihu zážehu 10° před HÚ a pro vefukování paliva do sacího zdvihu 100° po HÚ.

Hodnota koeficientu variability středního indikovaného tlaku ve válci v závislosti na době nabíjení má u vodíkového paliva průběh s minimem 1.46% při střední době nabíjení 4.5 ms a maximem 1.79% při 6 ms. Vzhledem k malým rozdílům lze spíše mluvit o nezávislosti variability na době nabíjení, což může souviset s vlastností vodíkového paliva. U paliva CNG má již variabilita s prodlužující se dobou nabíjení klesající průběh (z hodnoty 3.26% na 2.26%).

Podobný trend průběhu koeficientu variability v závislosti na délce nabíjení má opět variabilita maximálního tlaku, maximálního gradientu tlaku a napětí průrazu, včetně jeho polohy.

Výsledky závislosti dané součinitelem korelace mezi dvěma veličinami lze shrnout v tabulce takto:

		H ₂	CNG
Střední indikovaný tlak	Max. spalovací tlak	0.17 až 0.38	0.65 až 0.77
	Max. nárůst spalovacího tlaku	0.05 až 0.28	0.48 až 0.50
	Průrazné napětí, jeho poloha	0.13 až 0.17	0.06 až 0.17
	Tlak při předstihu zážehu	0.02 až 0.16	0.06 až 0.08
Maximální spalovací tlak	Max. nárůst spalovacího tlaku	0.83 až 0.86	0.75 až 0.79
	Průrazné napětí, jeho poloha	0.13 až 0.20	0.13 až 0.19

Z tabulky lze pozorovat silnější závislost středního indikovaného tlaku na maximálním spalovacím tlaku a na jeho maximálním gradientu pro vefukování CNG. Na hranici významnosti zůstává opět průrazové napětí, eventuelně jeho poloha.

Lze tedy konstatovat, že

u jednoduchých spalovacích prostorů s dominantním tangenciálním vírem, jiskřištěm situovaným na okraji válce a při vefukování paliva do sacího zdvihu, je variabilita středního indikovaného tlaku na velikosti energie vysokonapětového náboje u zápalné směsi vodíku se vzduchem téměř nezávislá. U zápalných směsí zemního plynu se vzduchem se variabilita snižuje s růstem této energie.

10. SHRNUTÍ VÝSLEDKŮ A JEJICH DISKUSE

Zjištěné hodnoty koeficientů variability charakteristických veličin spalovacího procesu a pracovního oběhu jsou shrnuty a uspořádány způsobem, který vyjadřuje (popisuje) prokázané souvislosti; reálnost zjištěných variabilit je potom posouzena podle dostupných údajů z jiných publikací. Celkové vyhodnocení poznatků přitom sleduje stanovené cíle disertační práce, zejména:

- kvantifikaci hodnot variabilit charakteristických veličin
- závislosti variabilit na seřizovacích parametrech
- závislosti variabilit na provozních parametrech
- závislosti variabilit na konstrukčních parametrech
- příčiny variabilit
- důsledky variabilit na provozní vlastnosti zážehových motorů

10.1. Kvantifikace hodnot variabilit

□ středního indikovaného tlaku

Zjištěné hodnoty se pohybují v rozsahu 1%-6%, přičemž nejnižších hodnot 1% bylo dosaženo u benzinového motoru AŠ-1.0MPI se stechiometrickým složením směsi,

hodnot 1.5% u motoru KSK-ML636 optimálně seřízeného na chudou směs LPG a u zkušebního motoru OKC-OKTAN ve variantě chudé směsi vodíku. Nejvyšší hodnota 6% u motoru KSK-ML636 při chudé směsi LPG, nízkém předstihu zážehu a nízkém kompresním poměru.

Tyto hodnoty jsou reálné vzhledem k obdobným výsledkům v uvedených v literatuře [5,6,7,8,9], přičemž hodnoty pod 2% jsou výsledkem vývoje a výzkumu v posledních letech. Poněkud vyšší hodnoty, v rozsahu 6%-10%, jsou uvedeny v práci [39] v které se patrně negativně projevuje vynechávání zážehu. Provoz motoru na hranici chudosti směsi, kde již dochází k občasnému vynechávání zážehu, vede ke zvýšení této hodnoty. Proto je důležité sledovat tuto okolnost při vyhodnocování měřených záznamů průběhů tlaků.

□ maximálního tlaku

Dosažené výsledky se pohybují v rozsahu **1.5%-14%**, přičemž nejnižších hodnot bylo dosaženo u zkušebního motoru OKC-OKTAN ve variantě chudé směsi vodíku. Nejvyšší hodnota pak u motoru KSK-ML636 při chudé směsi LPG, nízkém předstihu zážehu a nízkém kompresním poměru.

Hodnoty jsou reálné i když obdobné výsledky uvedené v literatuře [39] jsou v menším rozsahu 9%-12%, což se dá vysvětlit užší sledovanou oblastí, například použitím konstantního předstihu zážehu. Poněkud vyšší hodnoty 10%-20% jsou uvedeny v práci [4], které jsou vysvětlitelné poměrně nízkým kompresním poměrem.

□ dalších veličin

Výpočtem byly získány výsledky koeficientu variability těchto veličin:

maximální gradient tlaku	7% - 40%
poloha počátku hoření	8% - 35%
poloha těžiště hoření	10%- 25%
délka počáteční fáze hoření $d_{0,5\%}$	15%- 45%
délka počáteční fáze hoření $d_{5\%}$	8%- 25%
maximální rychlost hoření	10%- 40%
maximální teploty	1.5%- 4%
délka prvotní fáze hoření	40%- 250%
napětí průrazu	30%- 90%
poloha napětí průrazu	15%- 90%
napětí prvního průrazu	30%- 110%

Konkrétní hodnoty těchto veličin nebyly dosud (až na výjimky) publikovány, disertační práce, vyšetřující variability charakteristických veličin v takovém rozsahu je zřejmě rovněž výjimkou. Znalost variability charakteristických veličin pracovního oběhu má sice sekundární význam, je však důležitá pro hledání příčin variability středního indikovaného tlaku. Při vyhodnocování a zejména ve formulacích poznatků je třeba postupovat uvážlivě, neboť do určité míry mohou být zjištěné hodnoty ovlivněny samotným výpočtem, zejména při numerické derivaci nedostatečně vyhlazeného průběhu vstupních veličin, nebo se může jednat i o chyby měření, způsobené například teplotním driftem

snímače tlaku. Případy velkých hodnot variability délky prvotní fáze hoření se dají vysvětlit velmi nízkou úrovní střední hodnoty této hodnoty, která se blíží k nule.

10.2. Závislosti variabilit na seřizovacích parametrech

Důležitými seřizovacími parametry zážehových motorů jsou především součinitel přebytku vzduchu λ a předstih zážehu α_z . Zjištěné závislosti variabilit hlavních veličin na:

□ součiniteli přebytku vzduchu

Závislosti byly zkoumány u motoru KSK-ML636 v rozmezí $\lambda = 1.3-1.5$ směsi LPG při otáčkách 1300 min^{-1} . V souladu s poznatky uvedenými v literatuře [5,6,7,8,9,10] a obecně platnými doporučeními [1,2,3] bylo zjištěno ve všech případech zvyšování variability středního indikovaného tlaku s růstem součinitele přebytku vzduchu. Tato závislost se zvětšuje se snižováním předstihu zážehu a se snižováním kompresního poměru. V optimálních poměrech ($\alpha_z = 17^\circ \text{KH}$ před HÚ a $\varepsilon = 10.8$) je toto zvýšení variability z 1.5% na 2%.

U motoru OKC-OKTAN v rozmezí $\lambda = 1.5-2.2$ směsi vodíku při otáčkách 909 min^{-1} a předstihu zážehu 10°KH před HÚ nebyla potvrzena žádná závislost variability středního indikovaného tlaku na λ . Zde se pohybuje variabilita v okolí 2% nezávisle na λ . Toto lze vysvětlit pravděpodobně jen velkou odlišností reakčních vlastností paliva, kde ochuzování směsi nehraje takovou roli. Rychlost spalování vodíku je výrazně rychlejší než rychlost spalování zemního plynu.

Při sledování variabilit maximálního tlaku je situace obdobná jen s tím rozdílem, že na hodnotě koeficientu variability se podílí navíc pokles příslušné střední hodnoty.

□ předstihu zážehu

Závislosti byly zkoumány opět u motoru KSK-ML636 v rozmezí $\alpha_z = 11^\circ-23^\circ \text{KH}$ před HÚ při chudé směsi LPG s $\lambda = 1.4$ a při otáčkách 1300 min^{-1} . Bylo zjištěno snižování variability středního indikovaného tlaku s růstem předstihu zážehu a tato závislost se zvětšuje se snižováním kompresního poměru. Při optimálním kompresním poměru $\varepsilon = 10.8$ se hodnoty variabilit středního indikovaného tlaku snižují ze 2% na 1.8%.

Při sledování variabilit maximálního tlaku je situace obdobná jen s tím rozdílem, že na hodnotě variability se podílí navíc růst příslušné střední hodnoty.

10.3. Závislosti variabilit na provozních parametrech

Provozními parametry jsou otáčky motoru, jeho zatížení a druh použitého paliva. Sledování těchto závislostí je však problematické, neboť pro různá paliva je motor rozdílně konstrukčně uzpůsoben a provozní režimy (otáčky a zatížení) vyžadují optimální seřízení předstihu i chudosti směsi. Jedná se přitom většinou o víceparametrické závislosti, obtížně postižitelné.

Z těchto důvodů bylo porovnání provedeno pouze ve 2 vybraných režimech vnější rychlostní charakteristiky tří více či méně optimalizovaných odlišných motorů na tři různá paliva; zjištěný výsledek variabilit středního indikovaného tlaku ukazují následující řádky:

LIAZ-ML636 s chudou směsí CNG při otáčkách 1350/2000 min ⁻¹ ,	4.2%/3.2%
LIAZ-ML637 s chudou směsí LPG při otáčkách 1400/2000 min ⁻¹ ,	1.9%/3.9%
AŠ-1.0MPI se stechiometrickou směsí benzínu při otáčkách 1500/5000 min ⁻¹	1.0%/2.0%

U motoru s palivem CNG byl zjištěn pokles variability při zvýšení otáček, to ale bylo zřejmě způsobeno značným zvýšením předstihu zážehu (z 12.5°KH na 24°KH před HÚ) při konstantní chudosti směsi $\lambda = 1.4$. U motoru s palivem LPG naopak zvýšení variabilit bylo způsobeno větším vzrůstem chudosti směsi (ze $\lambda = 1.42$ na 1.55) při menším zvýšení předstihu zážehu (ze 14°KH na 19°KH před HÚ). U benzinového motoru zjištěný nárůst při vyšších otáčkách nad 2000 min⁻¹ je způsoben pravděpodobně automatickou regulací snižováním předstihu v souvislosti s indikací detonačního spalování.

I když motor na CNG nebyl zcela optimalizován, lze považovat všechny výsledky za reálné a v podstatě porovnatelné s hodnotami uvedenými v literatuře [9].

Pro porovnání vlivu zatížení bylo použito jednoho motoru KSK-ML636 na chudou směs LPG ve dvou variantách spalovacího prostoru, v rozsahu středních efektivních tlaků od 0.1 do 1.05 MPa, při otáčkách 1400 min⁻¹ a od 0.08 do 0.82 MPa při 2000 min⁻¹. Variabilita středního indikovaného tlaku se pro optimalizovaný tvar spalovacího prostoru při zvyšování zatížení mění následovně:

1400 min ⁻¹	od 3.5% do 1.9%	(1.23 < λ < 1.42)
2000 min ⁻¹	od 2.9% do 3.9%	(1.26 < λ < 1.55)

U nižších otáček klesá variabilita i při růstu směrodatné odchylky z 0.007 na 0.022 MPa, neboť převažuje růst střední hodnoty indikovaného tlaku. U vyšších otáček je růst směrodatné odchylky větší, a to z 0.006 na 0.038 MPa, takže výsledná variabilita se zatížením roste. U obou průběhů se pozitivně projevuje obohacování směsi při nižších zatíženích (naprogramované ke zlepšení provozních charakteristik).

Výsledky lze opět porovnat s prací [9], kde pro otáčky 1400 min⁻¹ obdobného motoru na LPG byl zjištěn podobný trend snižování variability středního indikovaného tlaku s rostoucím zatížením, konkrétně z 5% na 1.8% do zatížení 0.8 MPa. Při zvyšování zatížení nad tuto hodnotu se však variabilita opět zvyšuje na 4% při zatížení 1.5 MPa. Při vyšších otáčkách 2000 min⁻¹ je situace obdobná, pouze minimum variability je 2.5%. Opačný trend při vyšších zatíženích může být ale způsoben korekcí předstihu zážehu.

10.4. Závislosti variabilit na konstrukčních parametrech

Z konstrukčních parametrů byly sledovány zejména tyto změny nebo úpravy:

□ kompresního poměru se změnou tvaru spalovacího prostoru

Kompresní poměr u motoru ML638 s palivem LPG byl zvýšen z 10.1 na 10.8, což bylo pro toto palivo dosažitelné maximum pro zabezpečení spalování bez detonací ve spektru okolních podmínek. Současně se změnou kompresního prostoru byl změněn tvar spalovací komůrky, který jednak snížil povrch komůrky, hlavně však zavedl radiální vír vznikající při kompresním zdvihu vytlačováním náplně od okraje válce do spalovacího prostoru přes okraj komůrky, tvořené poměrně ostrou hranou. Vysoká rychlost radiálního rozvíření

vlivem geometrie spalovacího prostoru přechází do intenzivní turbulence v malých vírových útvarech a přispívá k posílení turbulentního šíření fronty (zóny) plamene.

Výsledkem bylo podstatné snížení variability středního indikovaného tlaku z 5% na 2% při chudé směsi $\lambda = 1.51$ a otáčkách 1400 min^{-1} . Při bohaté směsi $\lambda = 1.3$ a stejných otáčkách bylo snížení variability menší z 2% na 1.4%.

Původní tvar spalovacího prostoru, sledující ochranu okolí jiskřiště zapalovací svíčky před vířením půlkulovou miskou uvnitř spalovacího prostoru, se neosvědčil, neboť ve svém důsledku snížil rychlost hoření a zvýšil variabilitu, zejména pak u chudších směsí. Tento případ ukazuje, jak důležitá je dostatečně silná turbulence a ochrana před ní z obavy „zfouknutí plamene“ je, zejména u motorů s nedostatečně vířivým sacím kanálem, neopodstatněná.

□ okraje spalovací komůrky

Inspirací pro úpravu byly publikované výsledky [5], [6], [7], [8] a [9] o snížení variability spalovací komůrky se třemi zářezy na obvodě pro konverzi energie proudící směsí (TRI-Flow) do intenzivních turbulentencí. Cílem bylo narušit tangenciální víření a převést jeho kinetickou energii na potenciální s výrazným zvýšením jeho lokální turbulence uvnitř spalovacího prostoru.

V našem případě v obou otáčkových režimech 1400 a 2000 min^{-1} se variabilita středního indikovaného tlaku naopak zvětšila, zejména u větších zatíženích z 1.9% na 2.5% při otáčkách 1400 min^{-1} a z 2.8% na 3.8% při vyšších otáčkách 2000 min^{-1} . To lze vysvětlit tím, že u vyšetřovaného motoru ML 636 je základní tangenciální vírové pole vytvořené tvarem a umístěním sacího kanálu během sacího zdvihu pro výše uvedenou konverzi energie velmi malé. Výsledkem bylo snížení rychlosti hoření a zvýšení variability pravděpodobně v důsledku poklesu turbulence v okolí jiskřiště zapalovací svíčky.

Pozn.: Hlava válce motoru ML 636 má sací kanál úmyslně málo vířivý, neboť byla vytvořena pro výkonovou řadu vznětových motorů LIAZ, kde v kombinaci s vysokotlakým vstřikování paliva do válce je nízká úroveň víření žádoucí. Proto při případné rozsáhlejší rekonstrukci tohoto motoru na zážehový lze doporučit úpravu sacího kanálu ve smyslu zvýšení jeho víření.

□ energie vysokonapětového náboje

Změna hodnoty energie vysokonapětového náboje zapalovací soustavy byla modelována délkou doby nabíjení v mezích 3-6 ms u motoru OKC-OKTAN. Pro palivo CNG byl jednoznačně potvrzen známý fakt, že vyšší energie vysokonapětového náboje má příznivý účinek na snížení variability spalování [2] a [4]. Ve vyšetřovaném případě se jednalo o snížení variability středního indikovaného tlaku z 3.3% na 2.3%. Tato známá závislost však nebyla zjištěna při zkouškách s vodíkovým palivem. Hodnoty variability spalování vodíkového paliva nebyly dosud předmětem žádných publikací, nedá se tedy posoudit reálnost tohoto poznatku, tj. nezávislosti variability na energii vysokonapětového náboje. Pravděpodobně vyšší rychlost vodíkového paliva dominuje nad ostatními vlivy.

10.5. Příčiny variabilit

Příčin variability parametrů spalovacího procesu je obecně mnoho, jednotlivě se doplňují a jsou navzájem ovlivnitelné. Výsledky zkoumání na tří zcela odlišných zážehových motorech, uváděné v této práci poskytují i přes složitost podmínek dostatečný prostor pro určení hlavních příčin variability i stanovení pořadí jejich významu pro variabilitu spalovacího procesu.

□ Malá rychlost hoření

zejména v počáteční fázi jejího průběhu. Tato příčina variability spalovacího procesu, zmíněná v [1], se plně potvrdila, a všechna opatření (zvýšení bohatosti směsi, zvýšení předstihu zážehu, zvýšení kompresního poměru, zvýšení rychlosti víření směsi a jeho homogenity), vedoucí k jejímu zvýšení jsou účinná.

Rychlost hoření v počáteční fázi přirozeně ovlivňuje další průběh dějů ve válci motoru, to znamená maximální rychlost uvolňování tepla, gradient tlaku a pod. Dá se říci, že proměnlivost počáteční rychlosti hoření (zejména její snížení) je prioritní příčinou variability spalovacího procesu a další pochody ve válci motoru jsou od ní odvozeny.

Je rovněž zřejmé, že příčiny poklesu počáteční rychlosti hoření nutno hledat v působení dalších (souvisejících) činitelů.

□ Malá rychlost víření (turbulence)

v místě jiskřiště zapalovací svíčky a jeho okolí. Bylo zjištěno, že rychlost turbulentního víření směsi významně ovlivňuje rychlost hoření a tím i variabilitu spalovacího procesu. Dostatečná rychlost víření je potřebná a zřejmě nerozhoduje, zda dominuje radiální vír vytvořený tvarem spalovací komůrky na konci komprese (motor ML636), nebo tangenciální vír vytvořený již během sacího zdvihu (motor OKC-OKTAN). Dokonce u tangenciálního víření a umístění jiskřiště na okraj válce v kombinaci s vodíkovým palivem se dosáhlo nezávislosti variability středního indikovaného tlaku na chudosti směsi v širokých mezích součinitele přebytku vzduchu. Obavy před vysokou intenzitou turbulentního víření s negativním dopadem na variabilitu [2] se nepotvrdily.

□ Nízká homogenita směsi

v místě jiskřiště zapalovací svíčky. Vysoká homogenita směsi, předpokládající turbulenci proudového pole s rovnoměrným rozdělením miniaturních vírů, umožňuje menší průrazné napětí s jeho nižší variabilitou a příznivým dopadem do variability spalovacího procesu. Provedené experimenty ovšem naznačují, že ke vzniku miniaturních turbulentních vírů na konci komprese je nutné mít k dispozici dostatečné množství energie v základním vírovém poli, vytvořeném již v předchozím sacím zdvihu. Toto zjištění je v souladu s pracemi [5],[6],[7] a [8], které se zabývají přeměnou kinetické energie víření v potenciální s následným zvýšením turbulence a homogenity směsi.

□ Nízká energie vysokonapět'ového náboje

Zvyšování energie vysokonapět'ového náboje má určitý vliv na stabilitu spalování, ovšem jen v určitých mezích dosahované rychlosti hoření. To se potvrdilo u paliva LPG

v obecném souladu s informací [2] a [4]. Při vysokých rychlostech hoření, například při spalování vodíkových směsí, je výše uvedený vliv již zanedbatelný.

□ Velká variabilita zapalovací soustavy

Měřením byla zjištěna velká variabilita průrazného napětí a jeho polohy (v hodnotách 20-70%), která je jen zčásti způsobená proměnlivostí homogenity a malými změnami tlaku v jiskřišti. Existuje však poměrně silná závislost (vztah) mezi průrazným napětím, jeho polohou a středním indikovaným tlakem.

Lze rovněž předpokládat, že velký vliv na variabilitu průrazného napětí a jeho polohu mají elektrotechnické vlastnosti zapalovací soustavy a vysokonapěťová vedení (svody napětí, částečné průrazná napětí s nerozvinutou jiskrou apod.).

10.6. Důsledky variabilit

Jako důsledky variabilit spalovacího procesu se udávají a výsledky provedených šetření potvrzují:

□ Nestabilita chodu motoru

je nejznámějším důsledkem, který je nesporně způsoben nestejností průběhů tlaků ve válci motoru mezi sousedními pracovními oběhy. Tato nestejnost se dá vyjádřit variabilitou spalovacího procesu, jejímž představitelem bývá koeficient variability středního indikovaného tlaku. Důsledek je natolik jasný a známý, že nebyl v práci podrobněji sledován.

□ Zvyšování měrných spotřeb paliva

je dalším nesporným důsledkem variability spalovacího procesu. Měrná spotřeba paliva představuje ukazatel hospodárnosti provozu motoru a je přirozené, že se v práci sledoval. Výsledkem je známý fakt, že s růstem variability středního indikovaného tlaku se zhoršuje měrná spotřeba paliva. Výjimku tvoří jen zjištěný případ režimu zatěžovací charakteristiky motoru ML636 při jmenovitých otáčkách 2000 min⁻¹. Zde s rostoucím zatížením dle předpokladů klesá měrná spotřeba paliva, ale variabilita středního indikovaného tlaku roste, či zůstává konstantní podle druhu spalovací komůrky. Zde pravděpodobně u spotřeby paliva převažuje vliv zatížení nad vlivem zvyšování chudosti směsi.

□ Emise plyných škodlivin ve výfukových plynech

představují dnes ekologickou úroveň motoru, kterou je třeba plnit stále zpřísnující legislativní předpisy. V literatuře se občas uvádí negativní dopad variability na výše uvedené emise, zřejmě pod dojmem velkých variabilit středního indikovaného tlaku nad 5%, kdy již dochází k občasnému vynechávání zážehu při spalování chudých směsí. V

práci byla proto emisím věnována mimořádná pozornost a pro jednotlivé složky emisí bylo zjištěno:

Oxidy dusíku NO_x

Na vzniku této emise se prioritně podílí úroveň maximální teploty spalování. Ve všech sledovaných případech se prokázalo, že jakákoliv úprava, vedoucí ke snížení teploty spalování, vede rovněž ke snížení NO_x. Současně byl zjištěn nárůst variability středního indikovaného tlaku; výjimkou byl opět případ zatěžovací charakteristiky motoru ML636 při otáčkách 2000 min⁻¹. Výsledek potvrzuje „pozitivní“ dopad variability spalovacího procesu na emisní úroveň NO_x.

Nespálené uhlovodíky HC

jsou nejvíce ovlivnitelné případným vynecháváním zážehů u motorů pracujících s chudou směsí, které ovlivňují variabilitu středního indikovaného tlaku do hodnot nad 5%. Dnešní standart spalovacích motorů nepřipouští vynechávání zážehů i z jiných důvodů (životnost katalyzátorů výfukových plynů) a úroveň variability je proto vždy menší než 5%. V těchto případech potom emise HC závisí především na pomalosti (rozvleklosti) spalování [2]. Toto se potvrdilo u zkoušek, sledujících vliv parametru přebytku vzduchu. Zvyšování chudosti směsi vede ke zvyšování variability středního indikovaného tlaku, k pomalejšímu spalování, ke snížení teplotní úrovně a k růstu HC. Působení dalších známých vlivů na emise nespálených uhlovodíků zůstává, lze je však upravit vhodnými konstrukčními opatřeními; např. zvýšení intenzity turbulentního víření ve spalovacím prostoru snižuje variabilitu středního indikovaného tlaku i emise HC.

Takováto závislost se naopak nepotvrdila při sledování vlivu předstihu zážehu. Zvyšování předstihu zážehu vede sice k rychlejšímu spalování, současně se zvýší teplota náplně válce při hoření snižuje se variabilita středního indikovaného tlaku; emise HC však přitom rostou. Sporný důsledek variability na tvorbu HC si proto zaslouží další výzkum v této oblasti.

Oxid uhelnatý CO

Ve zkoumaném rozmezí chudosti směsi ($\lambda = 1.3-1.5$) jsou emise této škodliviny u zážehových motorů nevýznamné, přesto byly v práci okrajově sledovány. Výsledkem je zjištění, že zvyšování chudosti vede k růstu CO při bohatší směsi s $\lambda < 1.4$ (kde se zřejmě ještě uplatňuje vliv disociace spalín) a k poklesu při $\lambda > 1.4$. Při snižování předstihu zážehu roste CO v souladu s růstem variability středního indikovaného tlaku. Důsledkem zvýšené variability u chudé směsi je jednoznačně růst emise CO.

11. ZÁVĚR

Předložená práce se zabývá zkoumáním variability spalovacího procesu zážehových pístových motorů v širším slova smyslu.

Práce je orientována na vyhodnocování rozsáhlých souborů experimentálních materiálů z měření na rozdílných typech zážehových motorů s nejrůznějšími úpravami. Cílem bylo zjistit příčiny variability spalovacího procesu a její důsledky na hospodárnost provozu a emise plyných škodlivin ve výfukových plynech, kvantifikovat velikost variability a její citlivost na seřizovací, provozní a konstrukční parametry.

K uskutečnění těchto cílů byly vypracovány specializované nástroje pro měření průběhů tlaku ve válci motoru a průběhů vysokého napětí na zapalovací svíčke. Pro vyhodnocování byly vytvořeny netradiční postupy pro výpočet parametrů spalování mezi jednotlivými oběhy a pro identifikaci případných periodicit ve statistických souborech.

Získané výsledky rozšiřují obecně platné poznatky konkrétními závěry:

- Dostačující představitel variability spalovacího procesu je koeficient variability středního indikovaného tlaku v rozsahu 1-5% při spalování bez vynechávání zážehů. Variability ostatních parametrů spalovacího procesu jsou v něm obsaženy a jsou užitečné při hledání bližších souvislostí.
- Prioritní příčinou variability spalovacího procesu je rychlost hoření, zejména v jeho počáteční fázi. Ta je nejvíce ovlivnitelná rychlostí turbulentního víření. V praxi při konverzi vznětového motoru na zážehový se obecně dělá zásadní chyba v ponechání nevířivého sacího kanálu a v navržení spalovací komůrky bez radiálního víru. Tato kombinace dnes obvyklá pro vznětové motory s vysokotlakým vstřikováním se pro zážehové motory, z výše uvedeného důvodu, ukazuje jako nevhodná.
- Se zvyšováním součinitele přebytku vzduchu λ roste variabilita spalování, ale také se zvětšuje citlivost na úpravy sledující její snížení. Toto zjištění dává naději dalšímu výzkumu motorů spalujících extrémně chudé směsi.
- Emise výfukových spalin nejsou ve všech případech jednoznačným důsledkem variability spalování. Měrná spotřeba paliva se ve většině případů zvyšuje se vzrůstem variability. Sporným případem jsou nespálené uhlovodíky HC a zcela opačným případem pak oxidy dusíku NO_x .
- Nízká variabilita. Při spalování vodíkového paliva byla zjištěna nízká variabilita spalovacího procesu i při extrémně chudé směsi. Poznatky z počátku výzkumu tohoto paliva na zkušebním jednoválci jsou z hlediska variability spalování nadějně pro další významné motorářské parametry (měrná spotřeba paliva, výfukové emise).

Závěry z výsledků disertační práce rozšiřují oblast poznání a spolu s vytvořenými postupy a nástroji pro vyhodnocování naměřených dat poskytují východisko pro další experimentální výzkum v oblasti zážehových motorů spalujících extrémně chudé směsi plyných paliv ve vzduchem.

Způsob zpracování práce umožňuje použít jednotlivé kapitoly i k prezentaci vyhodnocovacích postupů v inženýrské výuce oboru konstrukce strojů a zařízení. Řešení práce rovněž připomíná nutnost zabývat se podrobněji některými problémy, které zatím nebylo možné spolehlivě popsat a které pro vyšetřování (analýzu) pracovního oběhu motoru mohou být významné. Měřicí a výpočtový systém, připravený pro účely disertace, může být vhodným nástrojem pro takové pokračování.

VARIABILITA SPALOVACÍHO PROCESU ZÁŽEHOVÝCH PÍSTOVÝCH MOTORŮ

Resumé

Cyklická variabilita spalovacího procesu u zážehových motorů, projevující se výraznými odchylkami průběhu spalovacího tlaku cykl od cyklu je dlouhodobým problémem, přetrvávajícím až do současnosti.

Předložená práce zkoumá variabilitu spalování směsi ve válci motoru v širším smyslu; experimentálně ověřuje, výsledky analyzuje a hledá příčiny variability v souvislostech se změnami parametrů seřízení (součinitelem přebytku vzduchu, předstihem zážehu), provozu (zatížení, otáčkami, palivem) a konstrukce (turbulenci a vířením směsi, tvarem spalovacího prostoru, velikosti energie vysokonapětového náboje). Dále experimentálně ověřuje důsledky variability spalovacího procesu na hospodárnost provozu (měrnou spotřebu paliva) a na tvorbu emisí plyných škodlivin (NO_x , HC, CO) zážehového motoru. V rámci disertační práce byl vytvořen měřicí a vyhodnocovací systém, který zpracovává průběhy tlaků ve válci a napětí na zapalovací svíče v souboru 150 pracovních oběhů. Pro každý oběh se potom z průběhů tlaku ve válci pomocí termodynamické analýzy a napětí na zapalovací svíče vyhodnocují charakteristické veličiny (maxima a gradienty tlaků, teplot, napětí, přivedeného tepla, délky prvotního, počátečního a postupného stádia vývoje plamene od průrazového napětí na svíče až po těžiště hoření). Tyto veličiny a jejich variabilita se porovnávají s variačním koeficientem středního indikovaného tlaku, který je uznáván jako hlavní výstupní ukazatel stability spalovacího procesu.

Z provedených experimentů na různých plynových zážehových motorech (spalujících LPG, CNG a vodík) vyplývá, že hlavní příčinou variability spalování je malá rychlost hoření v jeho počáteční fázi, kterou lze urychlit v největší míře zvýšením intenzity turbulence směsi ve spalovacím prostoru. Hlavním důsledkem variability spalování je jednoznačně zhoršení měrné spotřeby paliva, v určité míře potom zvýšení emisí nespálených uhlovodíků, a paradoxně snížení emisí oxidů dusíku ve výfukových plynech motoru.

COMBUSTION VARIABILITY OF SPARK IGNITION ENGINES

Summary

Cyclic variability of combustion process in SI engines, manifested by variations in combustion pressure near the peaks of pressure, is a long term problem and a contemporary one.

The presented work is a research in the wide sense about combustion variability of the mixture in the engine cylinder. It verifies experimentally, analyses results and finds the variability causes, connected to changes of adjustment such as air excess ratio and ignition timing. This work also examines the engine operation (with load, revolutions and fuel), and its construction (with turbulence and spiny mixture, forms of combustion chambers, value of high charge energy). It also experimentally verifies the variability effect of combustion process on economical operation (fuel consumption) and production of exhaust emissions (NO_x , HC, CO). This thesis creates a measuring and evaluating system, which processes compression cycles in the cylinder and the tension of spark plug with 150 working periods. Then for each period, it is possible, from the processes of pressure in the cylinder and by using thermodynamic analysis, to determine the characteristic quantities such as maximum compression, gradient of compression, temperatures, tension, added heat, length of primary, initial and gradual stadium of the flame's evolution from the beginning of tension at the spark plug to the centre of burning of this flame. All these quantities and their variability must be compared with the coefficient of variation to indicate the main effective pressure (IMEP), that can be used as a parameter to compare the performance of engine reciprocating.

The result on above mentioned experiments for engines fuelled LPG, CNG and Hydrogen, is that the main cause of combustion variability is the small velocity of burning in its initial stage, which could be accelerated by raising the intensity of mixture's turbulence in the combustion chamber. So the main result of combustion variability is a definite worsening in the specific fuel consumption, an increase in the quantity of unburned Hydrocarbons, and a reduction of Nitrogen Oxides of exhaust gas emission engines.

SEZNAM POUŽITÉ A CITOVANÉ LITERATURY

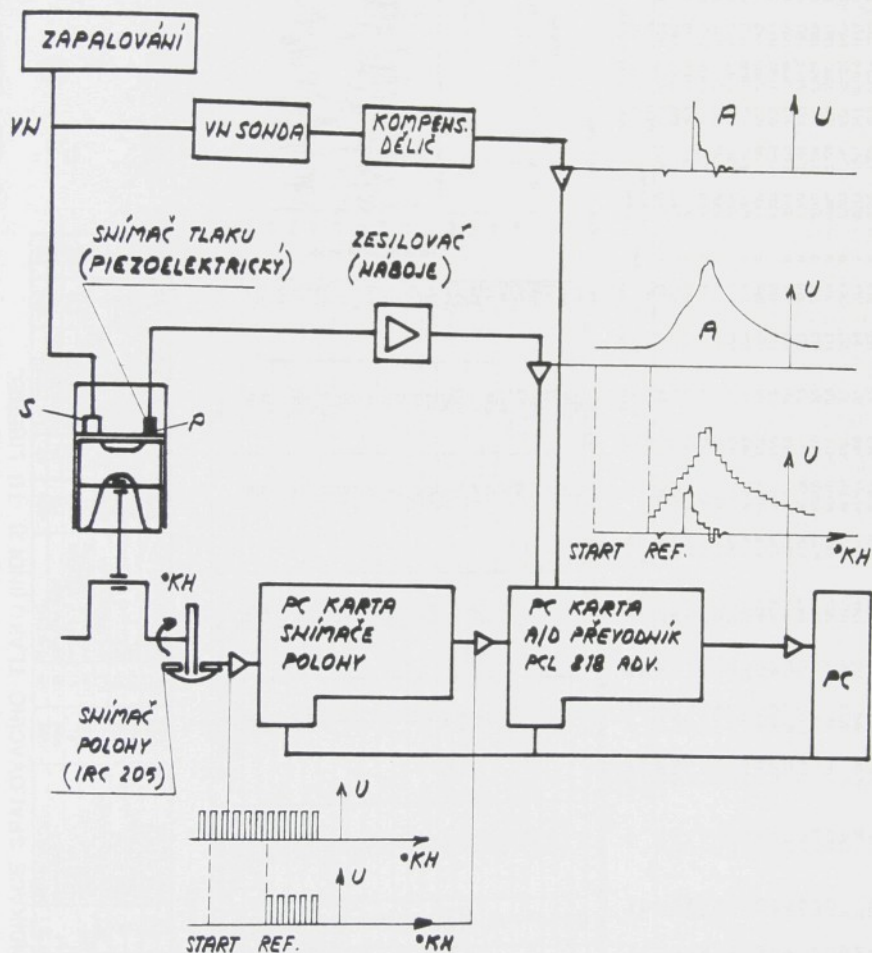
- [1] VOINOV, A.N.: Sgoranie v bystrochodnykh poršnevnykh dvigatelach. Mašinstrojenie, Moskva 1977
- [2] MACEK, J.- SUK, B.: Spalovací motory I. Skripta ČVUT, Praha 1994
- [3] HECK, E.- MALLOG, J.- MULLER, A.- THOMA, J.: Motorkonzept mit Oxidationskatalysator. In: MTZ 50 (1989), 3, s. 101
- [4] HAN, S.B.- LEE, S.: An Effect of Flame Kernel on the Combustion Stability in a S.I. Engine. XXVI FISITA Congress, Praha, 1996
- [5] KAPUS, P.E.- CHMELA, F.G.: The new AVL Gas Engine Combustion System. ICE-Vol. 20, Alternate Fuels, Engine Performance and Emissions, ASME, 1993
- [6] CHMELA, F.G.- KAPUS, P.E.: The new AVL High-Turbulence Learn-Burn Natural Gas Engine. IMechE Seminar: Gas Engines for Co-Generation, London, 1993
- [7] CARTELLIERI, W.- CMELA, F.G.- KAPUS, P.E.- TATSCHL, R.M.: Mechanisms Leading to Stable and Efficient Combustion in Lean Burn Gas Engines, COMODIA Symposium, Yokohama, 1994
- [8] CHMELA, F.G.- KAPUS, P.E.: The TRI-FLOW Combustion System and its Effects on Lean Burn Gas Engine Performance. Second Enserv European Stationary Gas Engine Symposium, Bad Aibling, 1994
- [9] CHMELA, F.G.- KAPUS, P.E.- CARTELLIERI, W.P.: Alternative Fuels for Automotive Engines. CATEC Symposium, Beijing, 1997
- [10] PISCHINGER, S.- HEYWOOD, J.B.: Einfluss der Zundkerze auf zyklische Verbrennungsschwankungen im Ottomotor. In: MTZ 52 (1991), 2, s. 82
- [11] BLOSS, W.H.- WODARZ, J.- KOHLER, J.: Einfluss realer Motorbedingungen auf die Flammenkernbildung. In: MTZ 54 (1993), 6, s. 300
- [12] SCHOLZ, C.: Pohony s nízkými výfukovými emisemi škodlivin pro malé energetické stroje a vozidla. [Grantový projekt VŠST, výzkumná zpráva SM 290], Liberec, VŠST 1994.
- [13] BEROUN, S.- SCHOLZ, C.: Low-Emission Engine for Future Heavy Vehicles and Small Power Machines. In: Workshop 94, Liberec 1994, s.70.
- [14] SCHOLZ, C.- BEROUN, S.: Variabilita pracovního cyklu plynového zážehového motoru. In: XXV. konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských VŠ, Praha, 1994.

- [15] SCHOLZ, C.-HAVLÍK, R.: Optimising LPG-gas-bus-engine to fulfil the requirements of the EURO 3 regulation for exhaust emissions. In: 9. mezinárodní konference Motor Sympo '95, Štrbské Pleso 1995, s.196
- [16] SCHOLZ, C.: Optimalizace pístového zážehového motoru na LPG s elektronickou regulací. In: II.mezinárodní konferencia MEKOAUTO'96, SAI 09-0596, Vyhne 1996, s.82.
- [17] SCHOLZ, C.: Spalovací motor ML 636PB s elektronicky řízenou regulací. [Výzkumná zpráva SM 310]. Liberec, TU 1996.
- [18] SCHOLZ, C.: Identifikace meze detonačního spalování zážehových motorů. In: XXVI. mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských VŠ, Ráčkova dolina 1995, s.101.
- [19] SCHOLZ, C.: Dynamika parametrů průběhu tlaku ve válci pístového zážehového motoru. In: XXVII. mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských VŠ, Brno 1996, s.147.
- [20] SEDLÁČEK, M.: Zpracování signálů v měřicí technice. Skripta ČVUT, Praha 1996
- [21] CIPRA, T.: Analýza časových řad s aplikacemi v ekonomii. SNTL, Praha 1986
- [22] RŮŽIČKA, M.- CHRISTOV, I.- KŘEPELKA, V.- PODOLÁK, A.: Zemědělské traktory 2, Spalovací motory. SZN, Praha 1979
- [23] MACEK, J.- KLIMENT, V.: Spalovací turbíny, turbodmychadla a ventilátory. Skripta ČVUT, Praha 1996
- [24] BEROUN, S.: Teoretické řešení průběhu tlaku ve válci vznětového motoru. [Výzkumná zpráva SM 174/78]. Liberec, VŠST 1978
- [25] VIBE, I.I.: Novoje o rabočem cykle dvigatelej. MAŠGIZ, Moskva 1962
- [26] RAŽNJEVIC, K.: Termodynamické tabulky, ALFA, Bratislava, 1984
- [27] MIKIN, E.M.: Rasčet termodynamičeskich svojstv gazov na limi sžatija i pasžirenija indikatorny diagramy. In: Energomašinostrojenije 1958, 4
- [28] BEROUN, S.: Vliv složení náplně válce na měrnou tepelnou kapacitu. Nepublikovaný materiál. Liberec, TUL 1998
- [29] BLÁHA, A.: Technika plazmy a elektrických výbojov. SVTL, Bratislava, 1966
- [30] HORÁK, Z.- KRUPKA, F.: Fyzika. SNTL, Praha, 1981
- [31] KRACÍK, V.: Úvod do teorie pravděpodobnosti matematické statistiky a příbuzných oblastí. Skripta VŠST, Liberec 1970
- [32] HANOUSEK, J.- CHARAMZA, P.: Moderní metody zpracování dat. Grada, Praha 1992

- [33] - : Handbuch – Indizieren mit Quarzdruckaufnehmern. AVL LIST, Graz, 1996
- [34] BARTONÍČEK, L.: Plynový motor Liaz ML637 NG, Etapa I. [Výzkumná zpráva SM 327]. Liberec, TU 1997
- [35] BEROUN, S.- SCHOLZ, C.: Plynový zážehový přeplňovaný motor ML636 PBEM. Prověření výkonových a emisních parametrů motoru ML636 PBEM ve verzi M1.2C. [Výzkumná zpráva SM 334]. Liberec, TU 1997
- [36] BEROUN, S.- MOC, L.- FARNÍK, P.- SCHOLZ, C.- ZUZÁNEK, L.- JAKSCH, I.: Teploty sedel výfukových ventilů motoru Škoda 1.0MPI. [Výzkumná zpráva SM 344]. Liberec, TU 1998
- [37] FARNÍK, P.- SCHOLZ, C.- ZUZÁNEK, L.: Laboratorní jednoválec pro spalování vodíku a zemního plynu. In: XXIX.mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů slovenských a českých VŠ. Gabčíkovo 1998, s.251
- [38] MACEK, J.- TAKATS,M.- POLÁŠEK, M.- KOVÁŘ, Z.- BEROUN, S.- SCHOLZ,C.: Hydrogen fuelled reciprocating engine as an automotive prime mover. XXVII FISITA Congress, Poster F 98T/P 693, Paris, 1998
- [39] KOWALEWICZ, A.- RÓŻYCKI, A.- PAWLAK, G.: Learn Operation of S.I. Engine Fuelled with Homogeneous Mixtures. XXVII FISITA Congress, Poster F 98T 594, Paris, 1998

SEZNAM PŘÍLOH

- P1 Blokové schéma měření tlaku ve válci a vysokého napětí na zapalovací svíče zážehového motoru.
- P2 Výstupní tabulka výpočtu INDI 2
- P3 Výstupní tabulka výpočtu INDI 3
- P4 Příklad frekvenční analýzy goniometrické funkce pro odladění šablony
- P5, P6 Tvar spalovacího prostoru, umístění jiskřiště zapalovací svíčky a čidla tlaku vůči sacímu a výfukovému kanálu.
- P7, P8 Závislosti základních a odvozených parametrů motoru ML636 PBE v provedení d při otáčkách 1300 min^{-1} na předstihu zážehu a součiniteli přebytku vzduchu.
- P9, P10 Závislosti základních a odvozených parametrů motoru ML636 PBE v provedení a, b, d při otáčkách 1300 min^{-1} a předstihu zážehu 17°KH před HÚ, na součiniteli přebytku vzduchu
- P11, P12 Závislosti základních a odvozených parametrů motoru ML636 PBE v provedení a, b, d při otáčkách 1300 min^{-1} a součiniteli přebytku vzduchu 1,4, na předstihu zážehu.
- P13, P14 Závislosti parametrů motorů v provedení d, g, s na bodech vnější charakteristiky.
- P15, P16, P17 Závislosti základních a odvozených parametrů vyhodnocených z indikací tlaku ve válci a napětí na svíče motoru ML636 PBEM v provedení h, j při otáčkách 1400 min^{-1} , na středním efektivním tlaku.
- P18, P19, P20 Závislosti základních a odvozených parametrů vyhodnocených z indikací tlaku ve válci a napětí na svíče motoru ML636 PBEM v provedení h, j při otáčkách 2000 min^{-1} , na středním efektivním tlaku.
- P21 Příklad výstupní tabulky lineární korelační analýzy parametrů spalování.
- P22, P23 Závislosti základních a odvozených parametrů motoru OKTAN v provedení k, m, a, o při otáčkách 909 min^{-1} a předstihu zážehu 10°KH před HÚ, na součiniteli přebytku vzduchu.
- P24, P25 Závislosti základních a odvozených parametrů motoru OKTAN v provozu na palivo H2 a CNG, při otáčkách 909 min^{-1} a předstihu zážehu 10°KH před HÚ, na délce nabíjení zapalování.



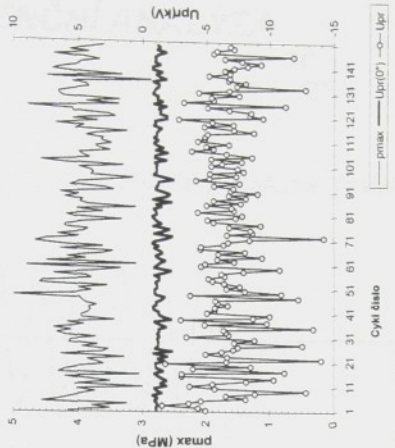
Blokové schéma měření tlaku ve válci a vysokého napětí na zapalovací svíče zážehového motoru

INDIKACE SPALOVACÍHO TLAKU (INDI3) -TU LIBEREC

[illegible]

STATISTIKA SOUBORU - 150 CYKLŮ

		126.5 ARITMETIČKY PROMEŘ		SMERODŮRNÁ ODCHYLKA		VARIABILITA (%)		MAX		MIN		ROZDIL	
MPa		126.5		126.5		126.5							
MPa		0.186		0.186		0.186							
MPa		3.18		3.18		3.18							
MPa		18.2		18.2		18.2							
MPa		0.935		0.935		0.935							
MPa		0.084		0.084		0.084							
MPa		1617.7		1617.7		1617.7							
MPa		37.0		37.0		37.0							
MPa		3888.3		3888.3		3888.3							
MPa		10.2		10.2		10.2							
MPa		21.89		21.89		21.89							
MPa		1.5		1.5		1.5							
MPa		12.5		12.5		12.5							
MPa		100.8		100.8		100.8							
MPa		126.9		126.9		126.9							
MPa		1.832		1.832		1.832							
MPa		475.0		475.0		475.0							
MPa		7.3		7.3		7.3							
MPa		-6.832		-6.832		-6.832							
MPa		1.163		1.163		1.163							
MPa		0.595		0.595		0.595							
MPa		1.235		1.235		1.235							
MPa		-1.872		-1.872		-1.872							
MPa		126.5		126.5		126.5							



ÚSLEDNÉ HODNOTY INDIKACE TLAKU VE VÁLCI JEDNOTLIVÝCH CYKLŮ

[illegible]

FREKVENČNÍ ANALÝZA

$$n = 128;$$

$$\Delta t = 1 \text{ krok (s)}$$

$$k = 0, 1, 2, \dots, 2n-1$$

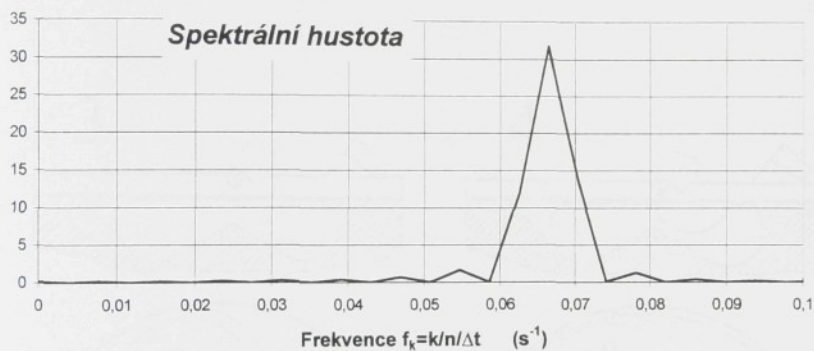
$$r = 0, 1, 2, \dots, m$$

$$m < k$$

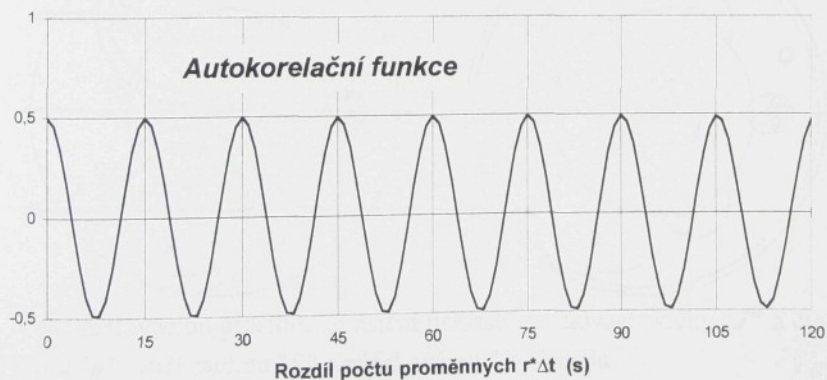
Průběh proměnné $Y = \sin((2\pi/15) * k * \Delta t)$



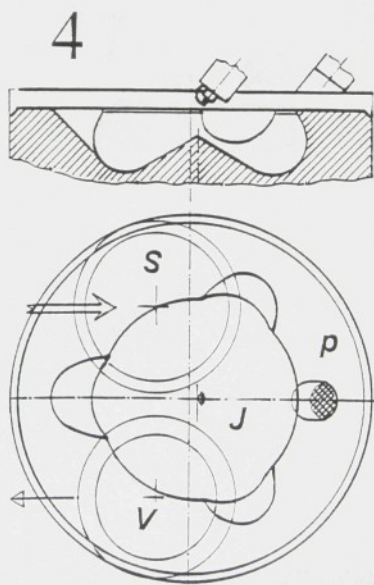
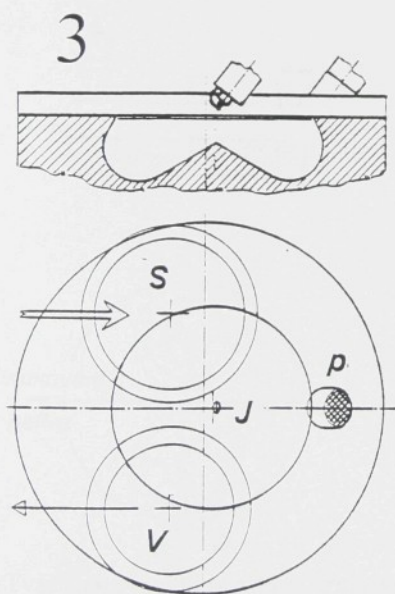
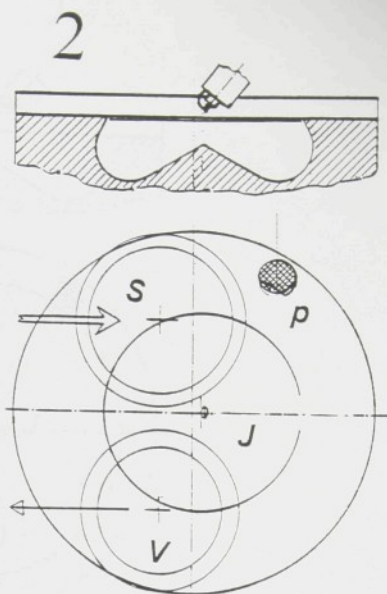
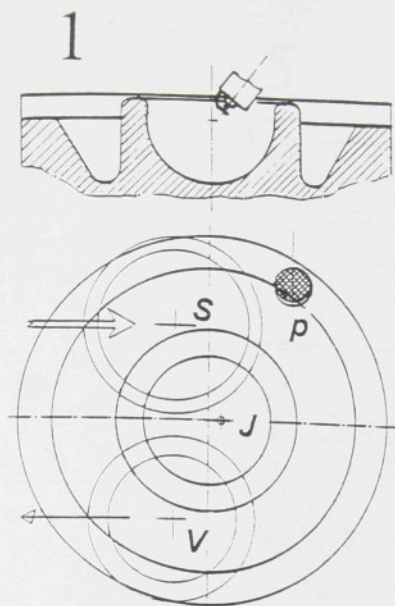
Spektrální hustota



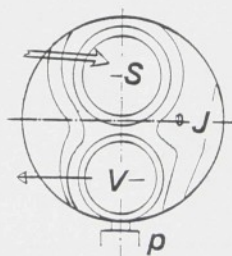
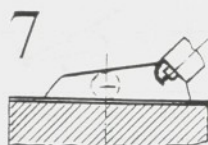
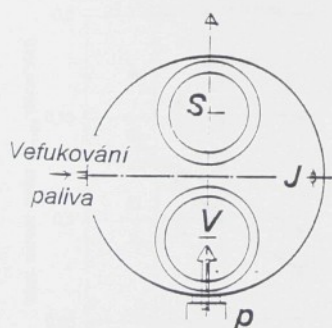
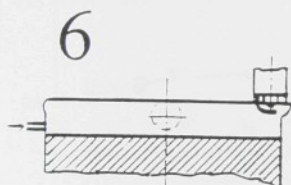
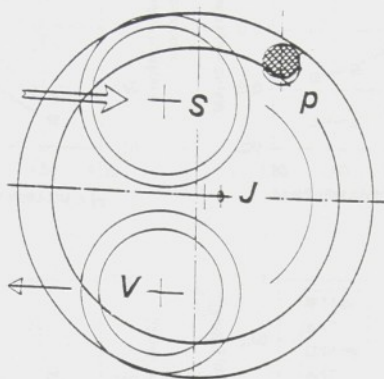
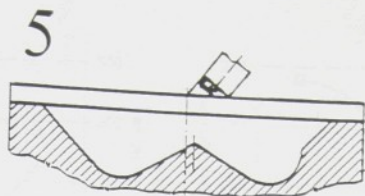
Autokorelační funkce



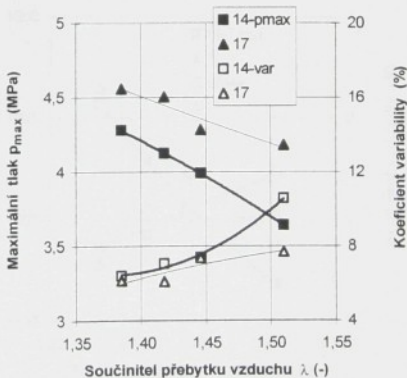
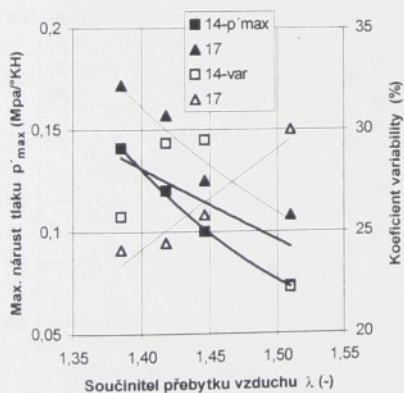
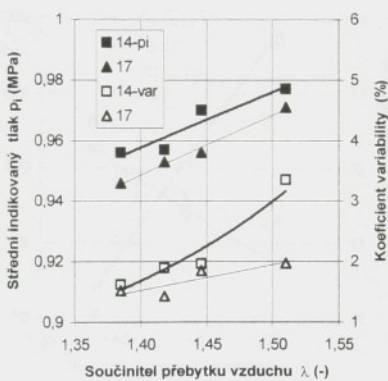
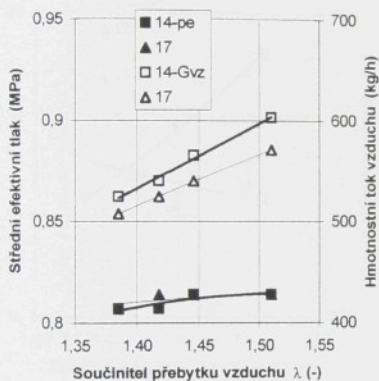
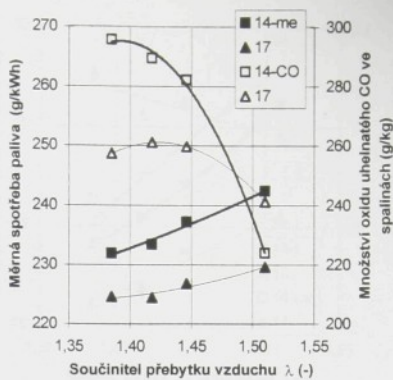
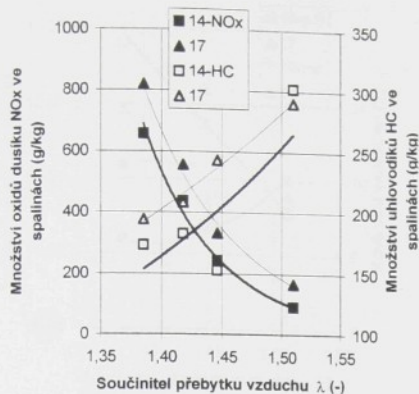
Příklad frekvenční analýzy goniometrické funkce pro odladění šablony



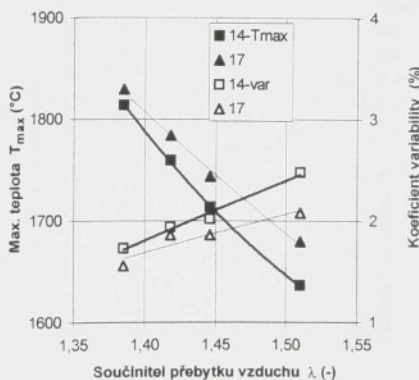
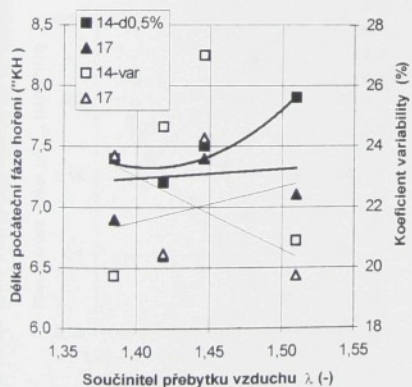
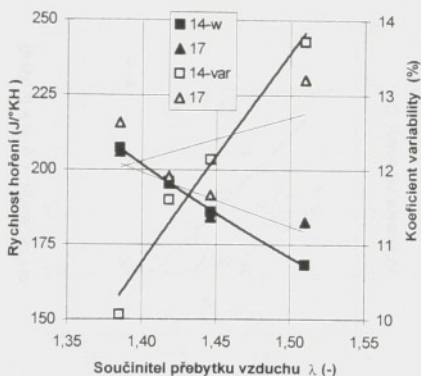
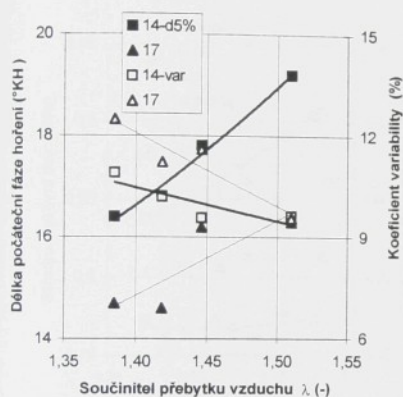
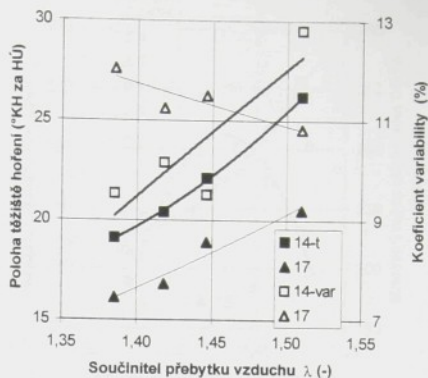
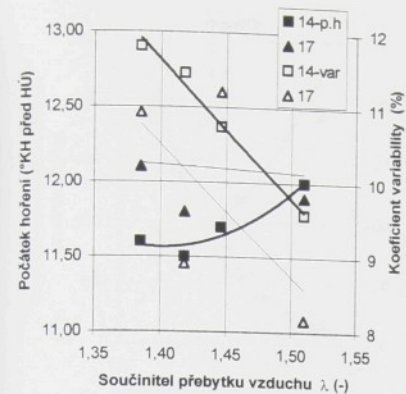
Tvar spalovacího prostoru, umístění jiskřiště zapalovací svíčky "J" a čidla tlaku "p" vůči sacímu "S" a výfukovému "V" kanálu



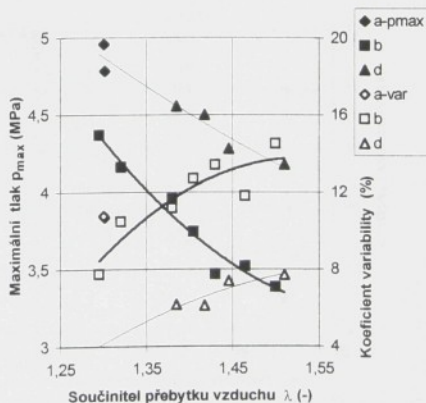
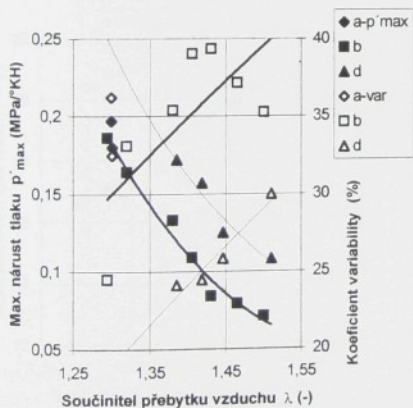
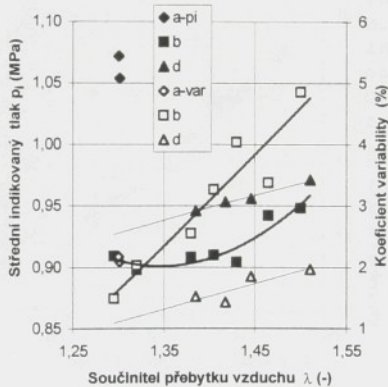
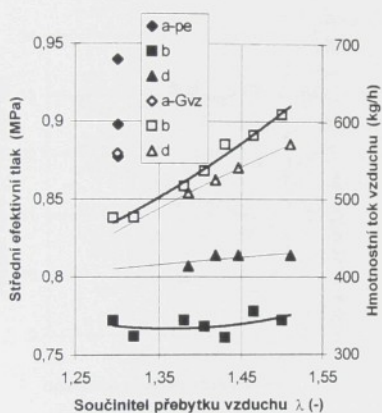
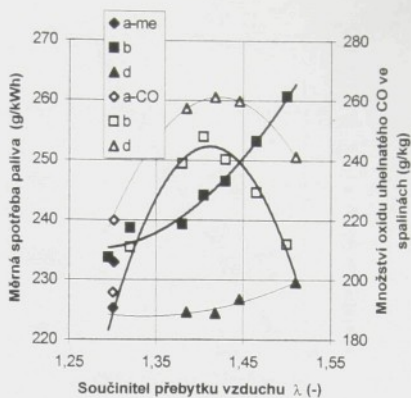
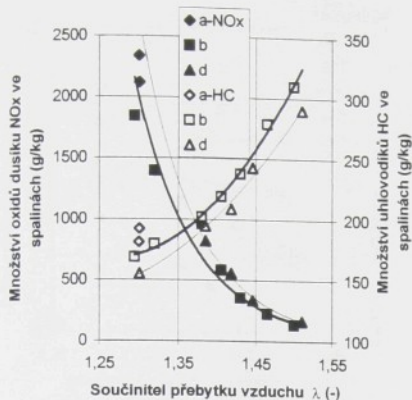
Tvar spalovacího prostoru, umístění jiskřiště zapalovací svíčky "J" a čidla tlaku "p" vůči sacímu "S" a výfukovému "V" kanálu



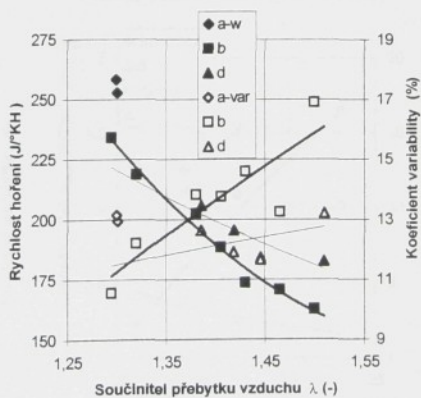
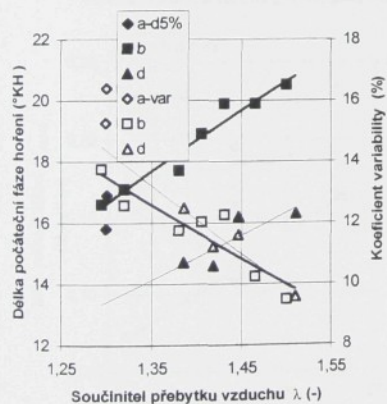
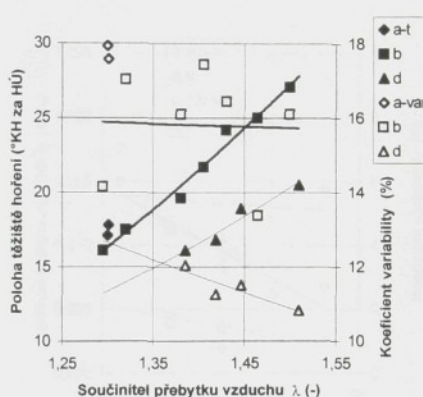
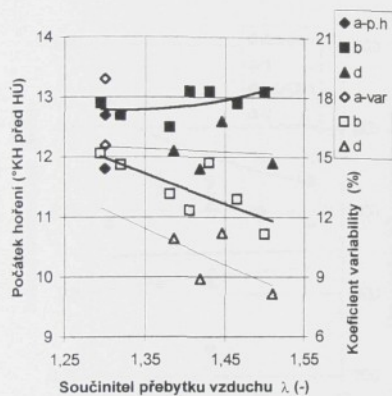
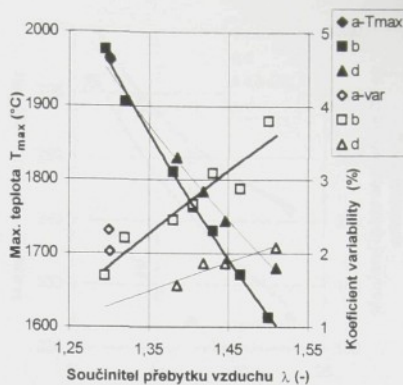
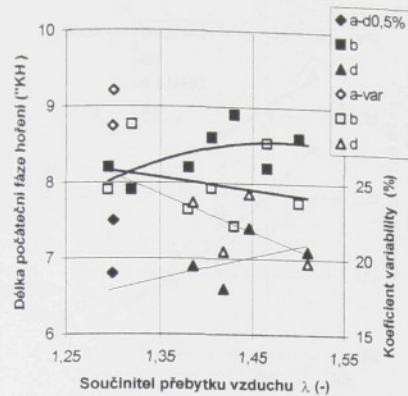
Závislosti základních parametrů motoru ML636 PBE v provedení d při otáčkách 1300 min^{-1} na předstihu zážehu a součiniteli přebytku vzduchu



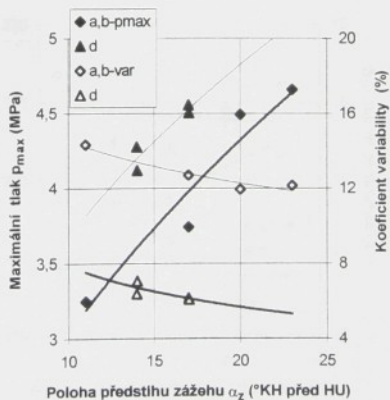
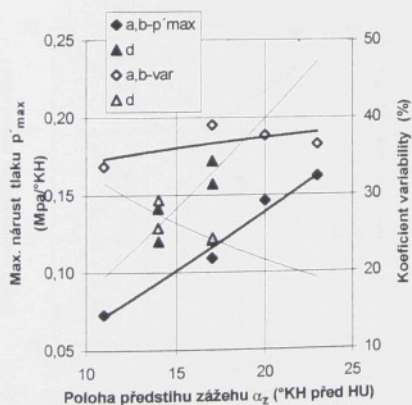
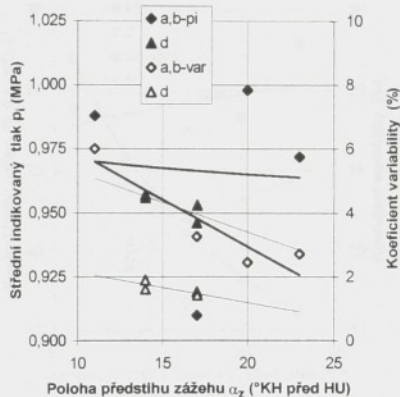
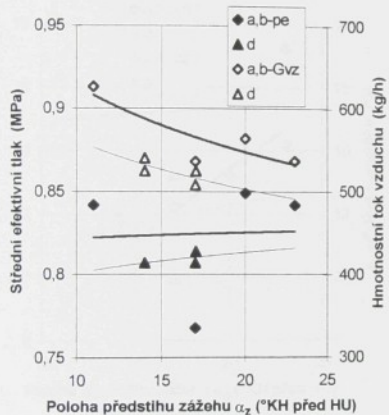
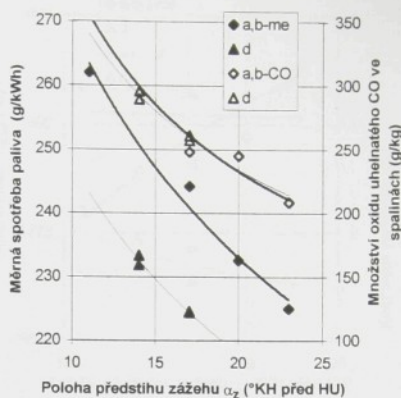
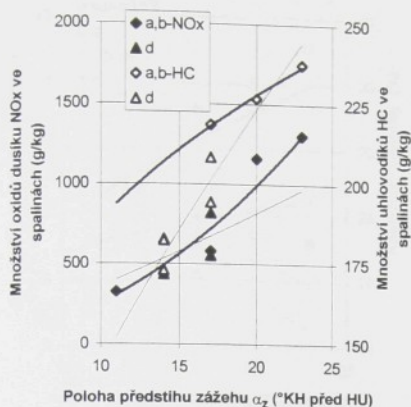
Závislosti odvozených parametrů motoru ML636 PBE v provedení d
při otáčkách 1300 min^{-1} na předstihu zážehu a součiniteli přebytku vzduchu



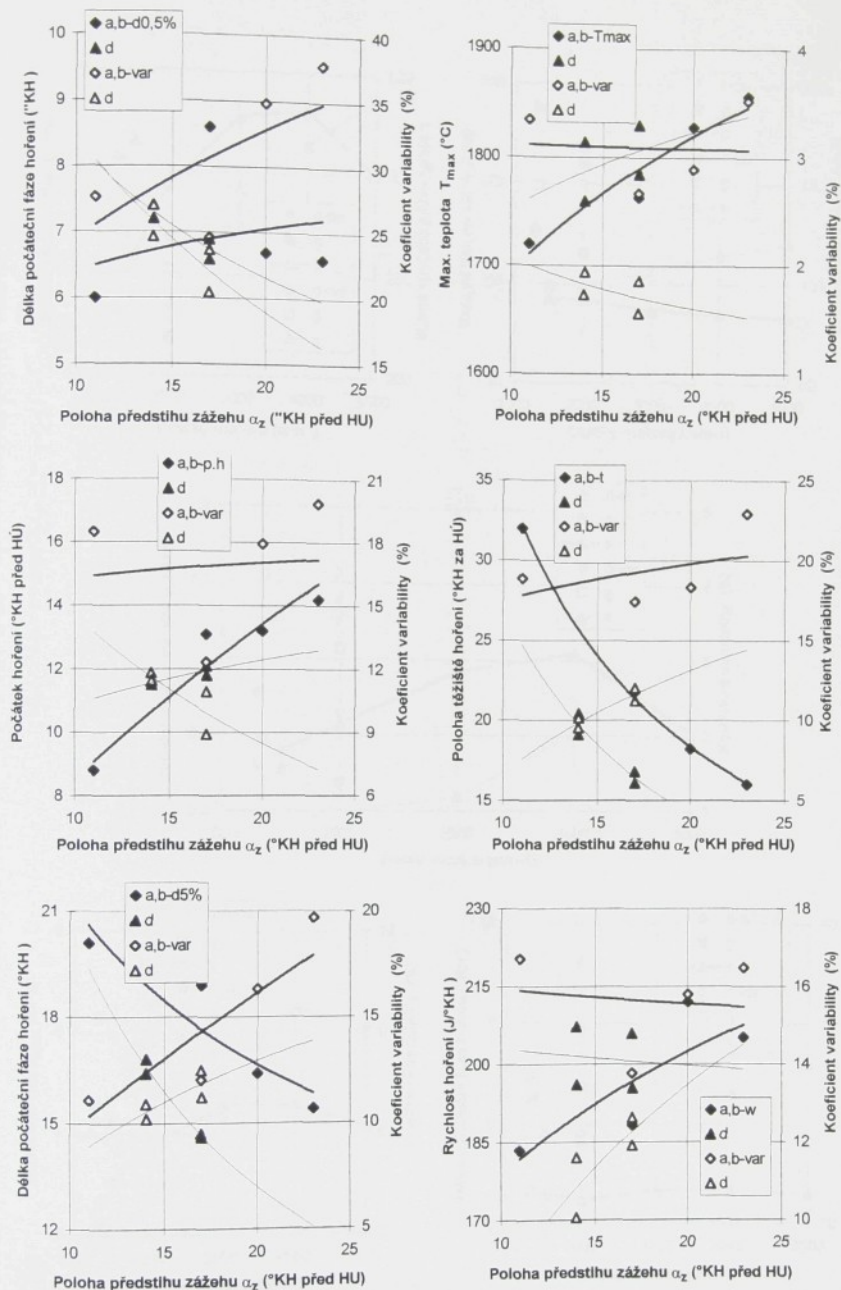
Závislosti základních parametrů motoru ML636 PBE v provedení a,b,d při otáčkách 1300 min^{-1} a předstihu zážehu 17°KH před HÚ, na součiniteli přebytku vzduchu



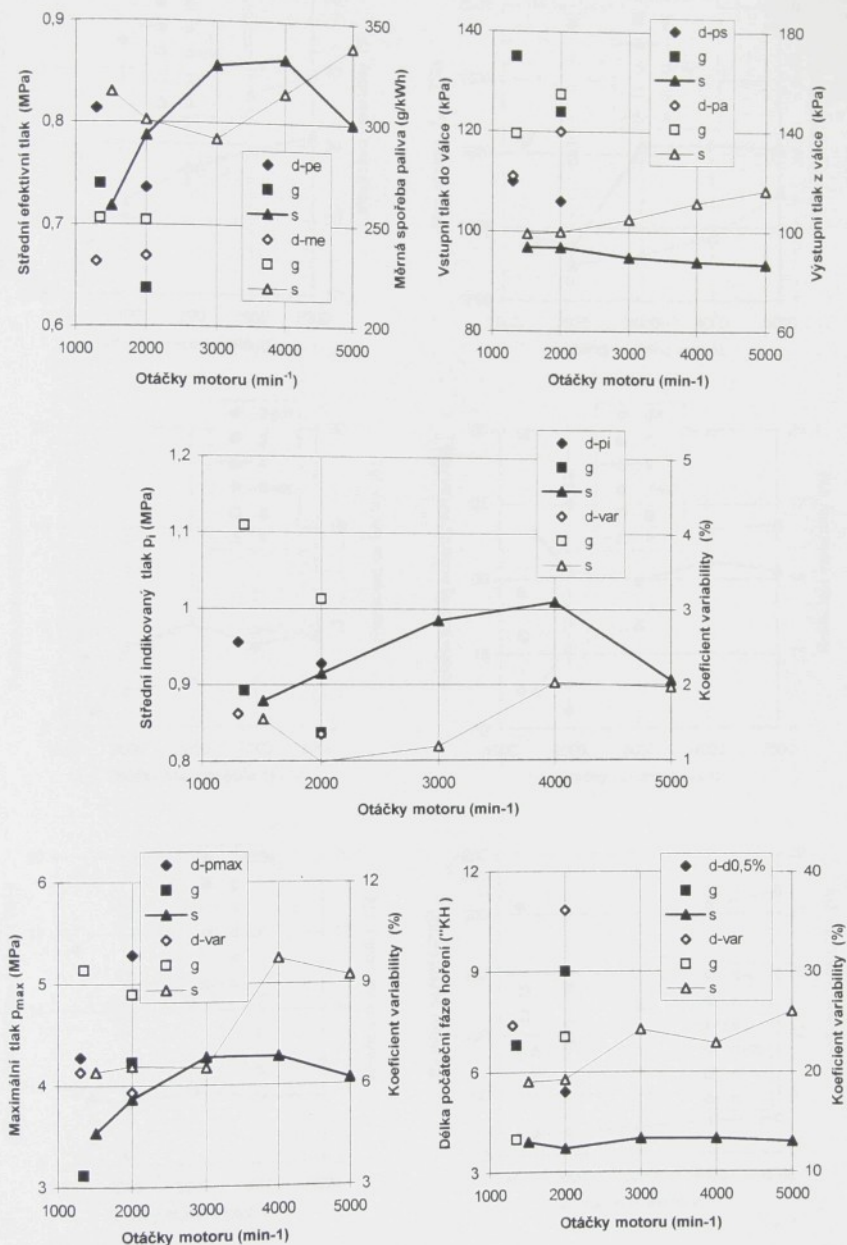
Závislosti odvozených parametrů motoru ML636 PBE v provedení a,b,d při otáčkách 1300 min^{-1} a předstihu zážehu 17°KH před HÚ, na součiniteli přebytku vzduchu



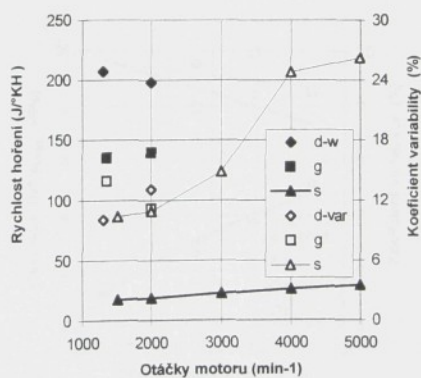
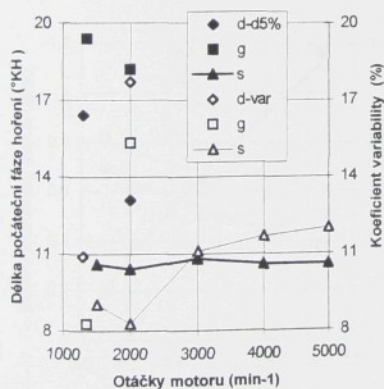
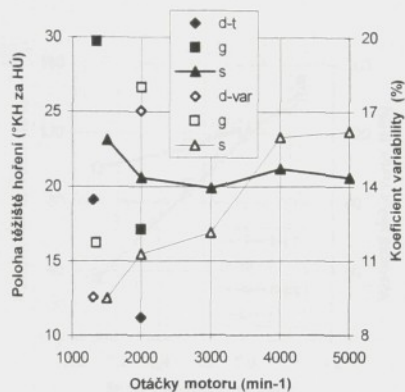
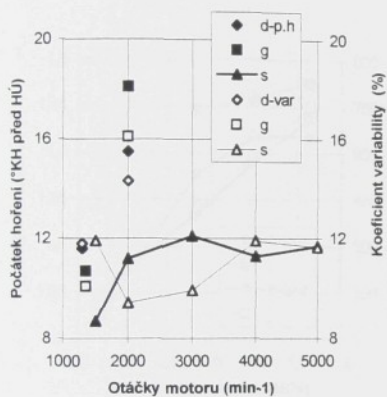
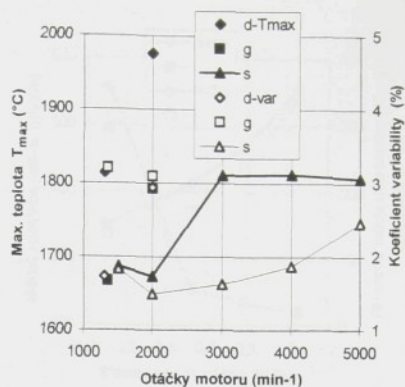
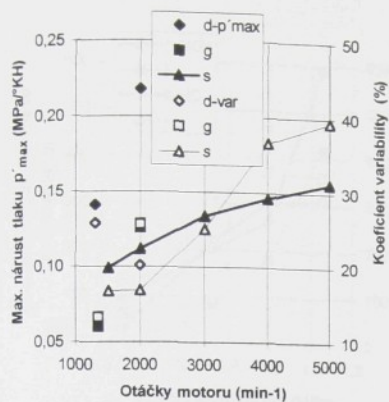
Závislosti základních parametrů motoru ML636 PBE v provedení a,b,d při otáčkách 1300 min^{-1} a součiniteli přebytku vzduchu 1.4, na předstihu zážehu



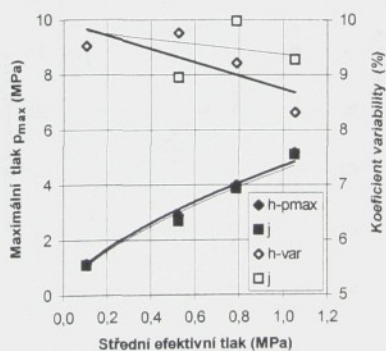
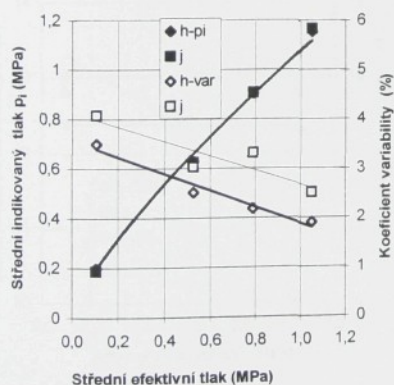
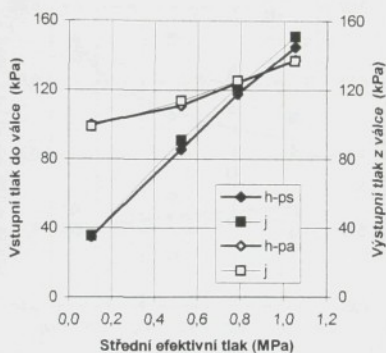
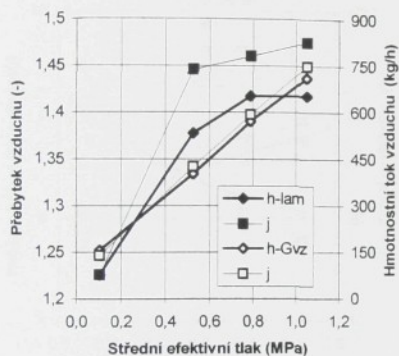
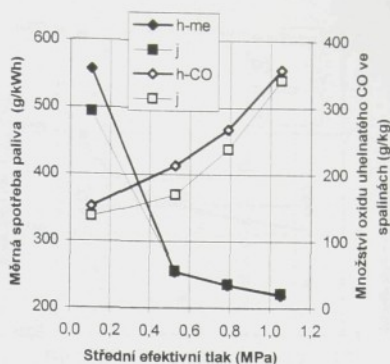
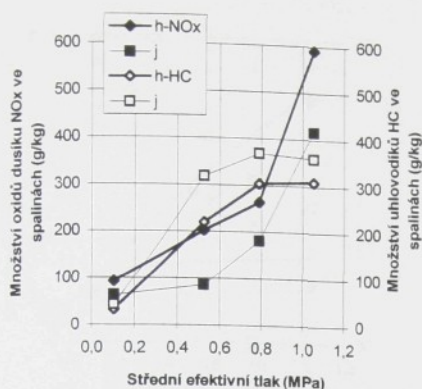
Závislosti odvozených parametrů motoru ML636 PBE v provedení a, b, d při otáčkách 1300 min^{-1} a součiniteli přebytku vzduchu 1.4, na předstihu zážehu



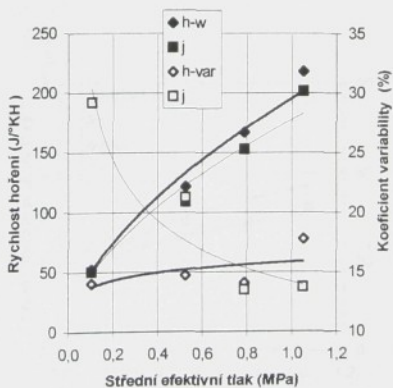
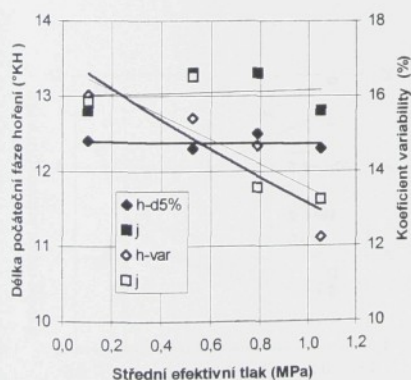
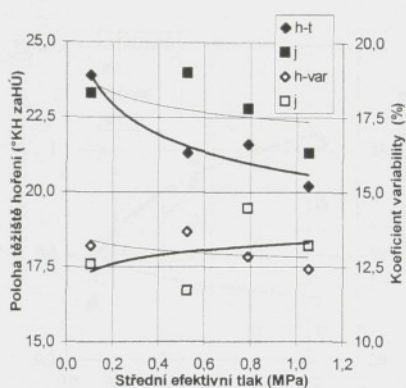
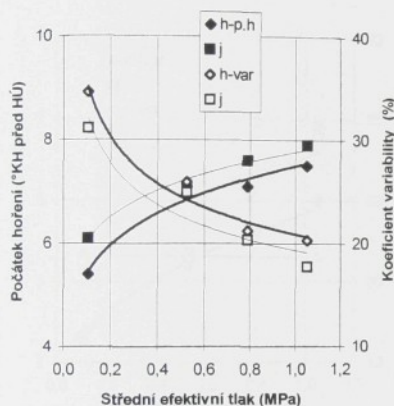
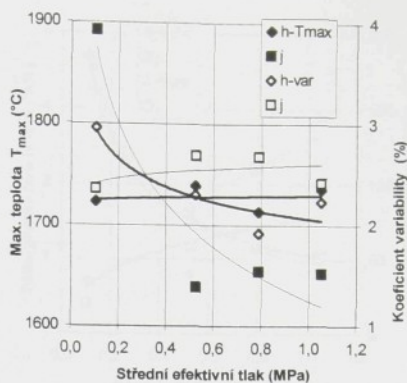
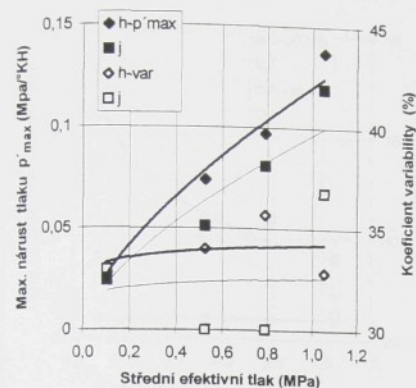
Závislosti parametrů motorů v provedení d, g, s na bodech vnější charakteristiky



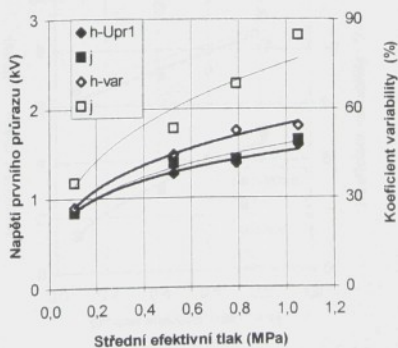
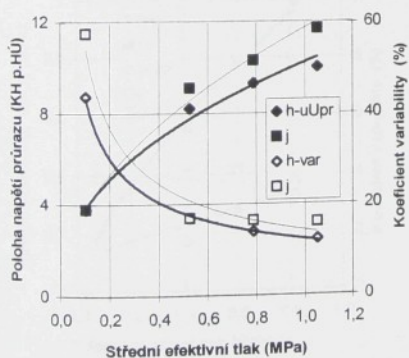
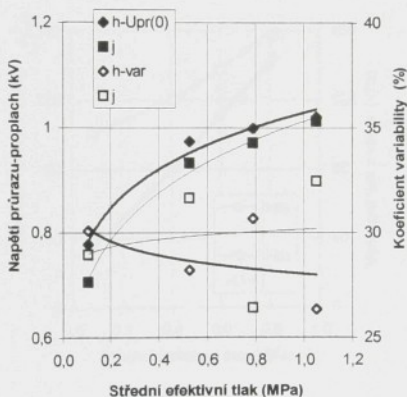
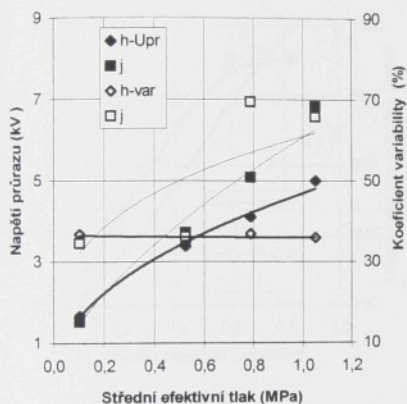
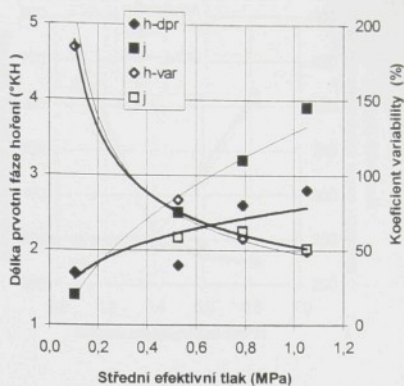
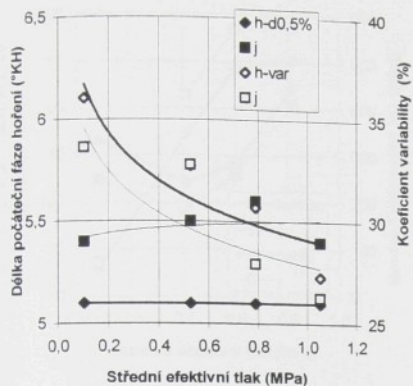
Závislosti parametrů motorů v provedení d.g.s. na bodech vnější charakteristiky



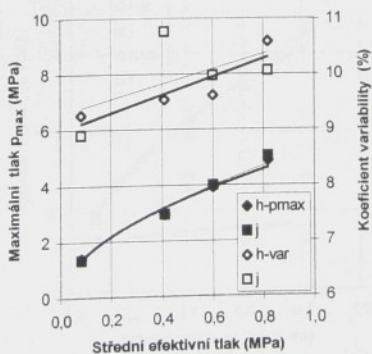
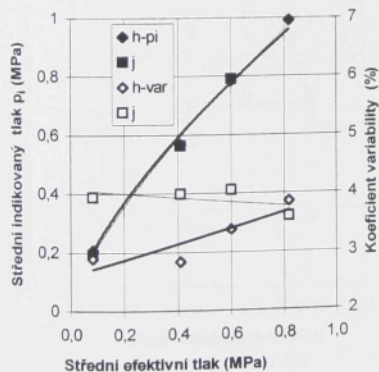
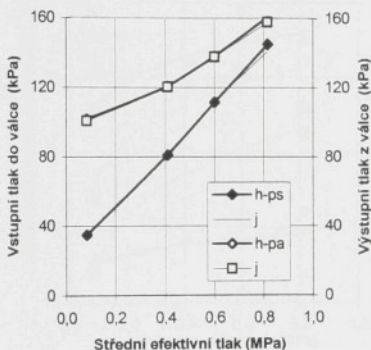
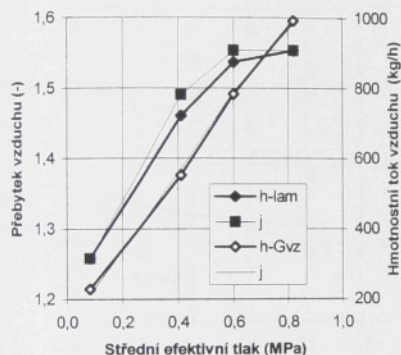
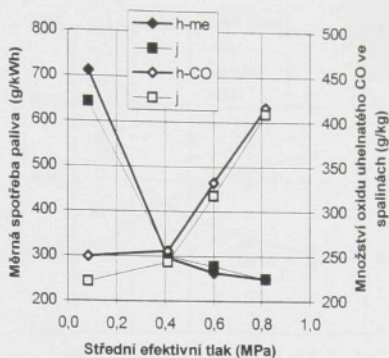
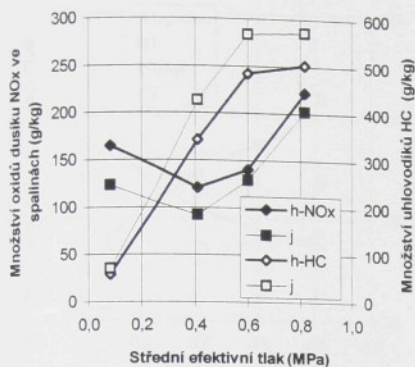
Závislosti základních parametrů vyhodnocených z indikací tlaku ve válci a napětí na svíčce motoru ML636 PBE m v provedení $\underline{h}$, $\underline{j}$ při otáčkách 1400 min^{-1} , na středním efektivním tlaku



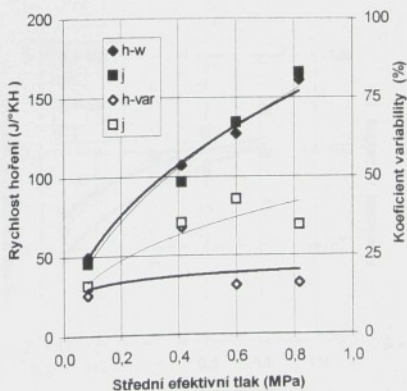
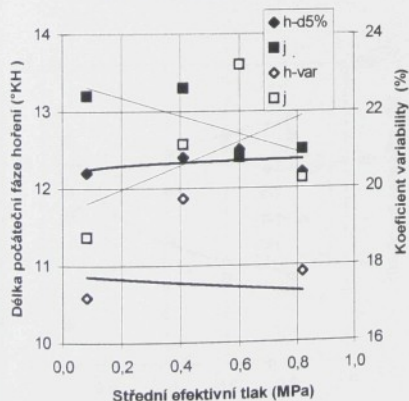
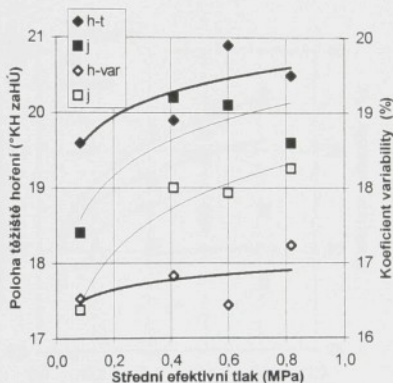
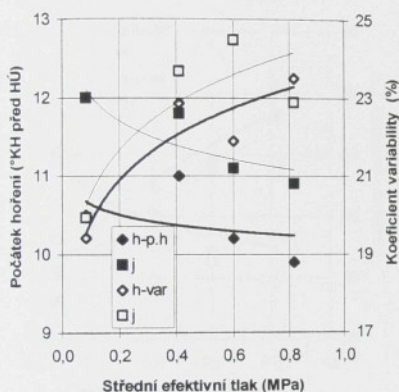
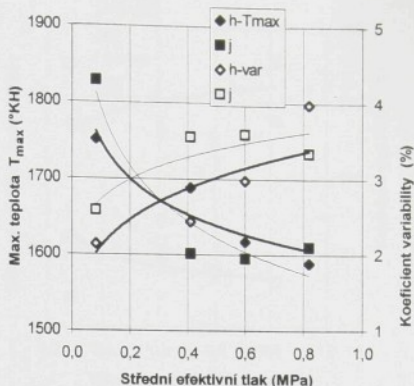
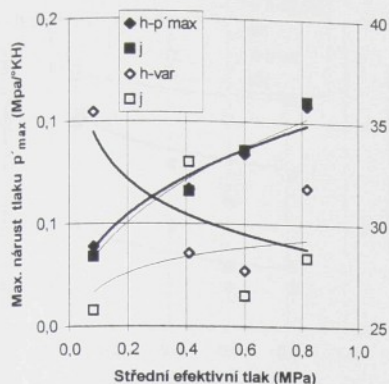
Závislosti odvozených parametrů vyhodnocených z indikací tlaku ve válci a napětí na svíčke motoru ML636 PBEM v provedení $\underline{j}$, $\underline{j}$ při otáčkách 1400 min^{-1} , na středním efektivním tlaku



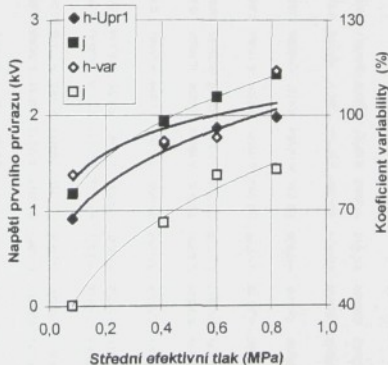
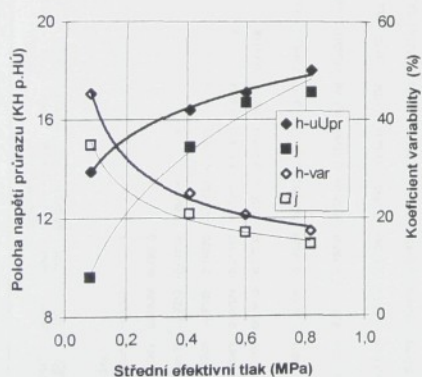
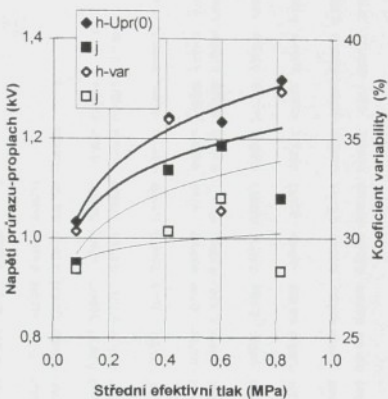
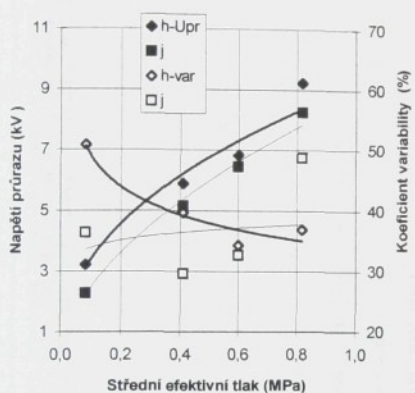
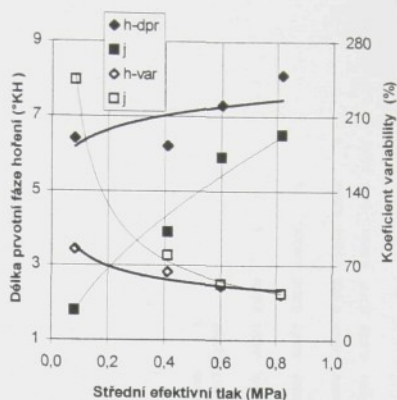
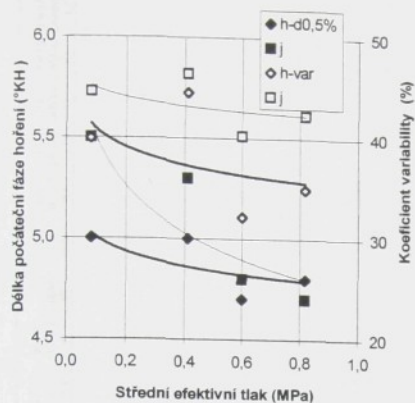
Závislosti odvozených parametrů vyhodnocených z indikací tlaku ve válci a napětí na svíčke motoru ML636 PBEM v provedení $\underline{h}$, $\underline{j}$ při otáčkách 1400 min^{-1} na středním efektivním tlaku



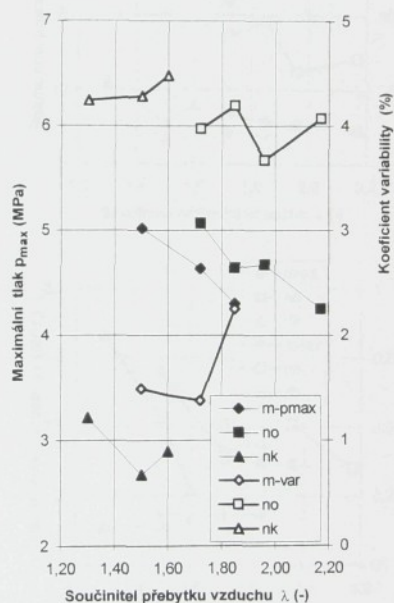
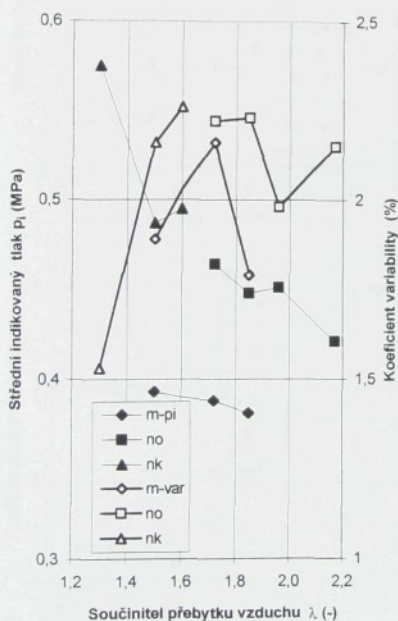
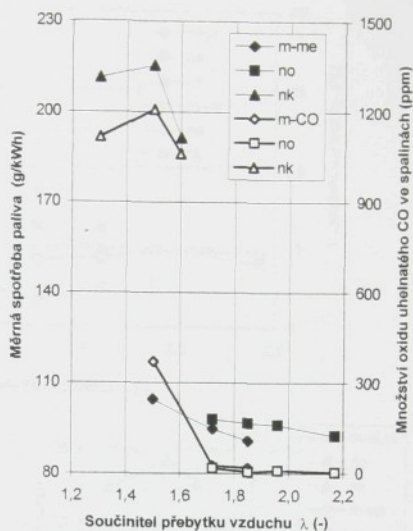
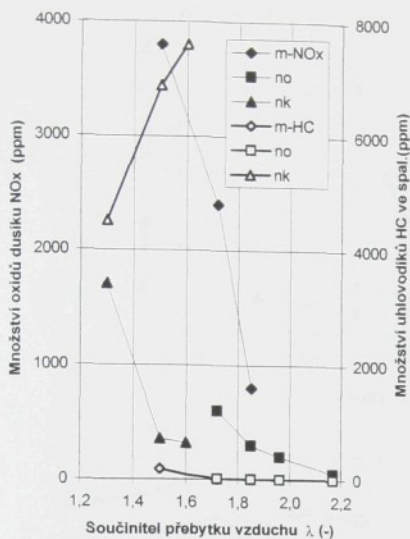
Závislosti základních parametrů vyhodnocených z indikací tlaku ve válci a napětí na svíčke motoru ML636 PBEM v provedení h, j při otáčkách 2000 min^{-1} , na středním efektivním tlaku



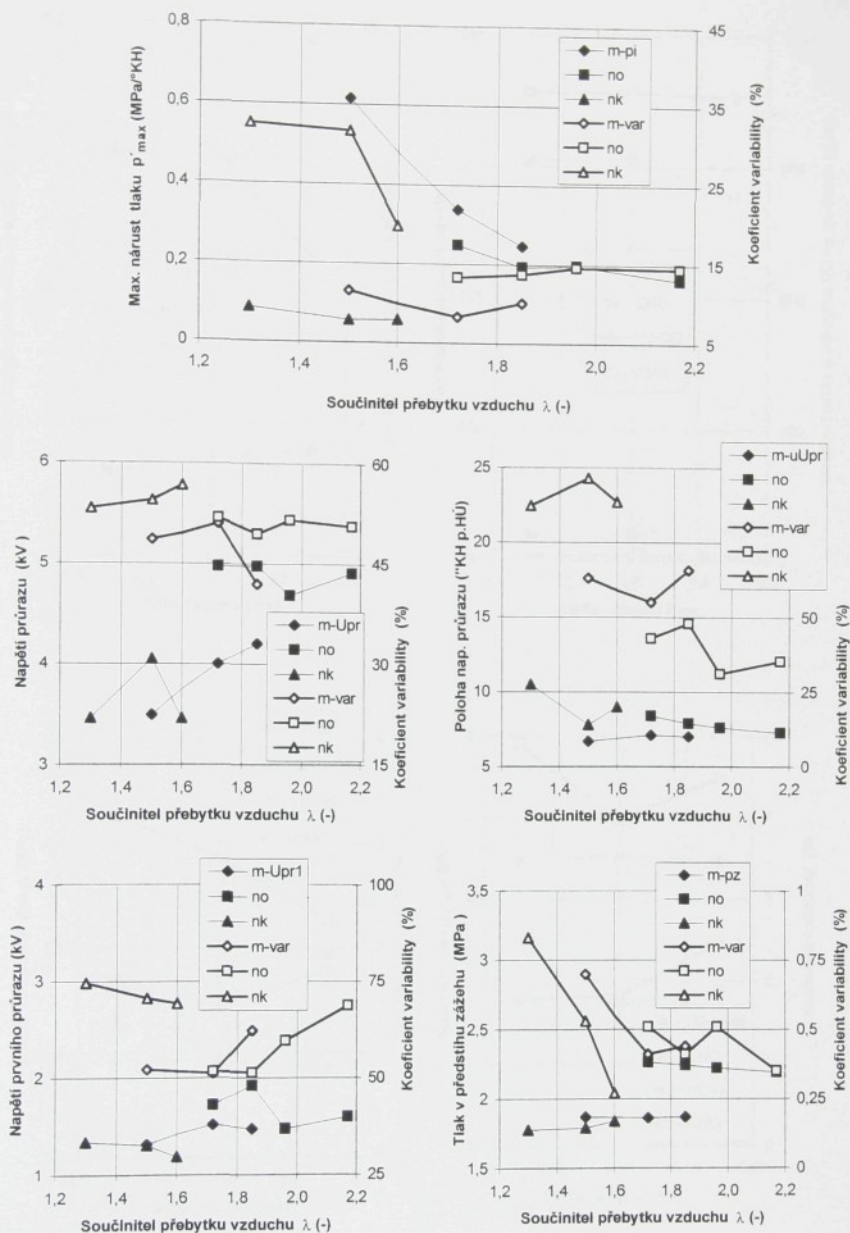
Závislosti odvozených parametrů vyhodnocených z indikací tlaku ve válci a napětí na svíčke motoru ML636 PBEM v provedení h , j při otáčkách 2000 min^{-1} , na středním efektivním tlaku



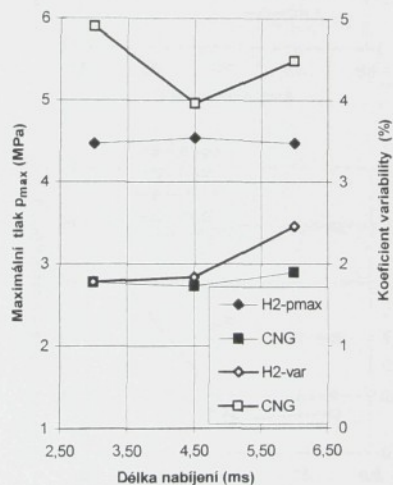
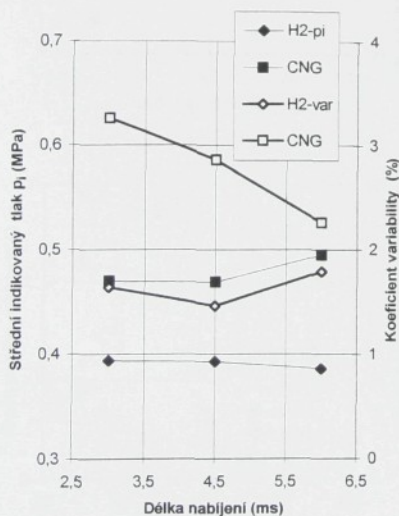
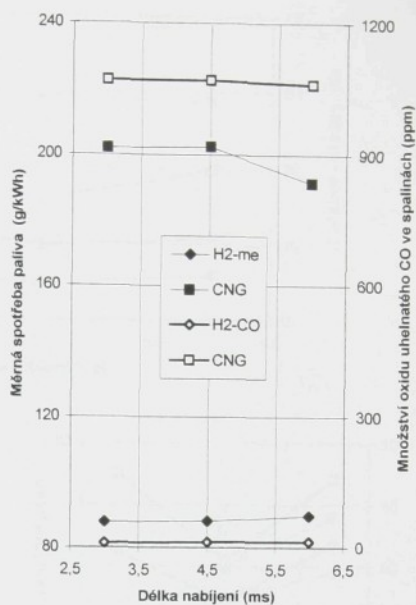
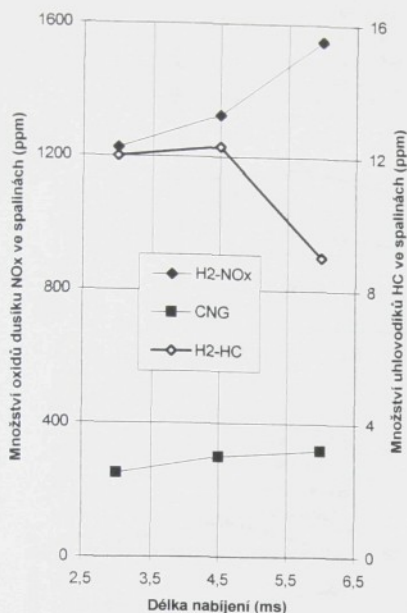
Závislosti odvozených parametrů vyhodnocených z indikací tlaku ve válci a napětí na svíčke motoru ML636 PBEM v provedení h_j při otáčkách 2000 min⁻¹, na středním efektivním tlaku



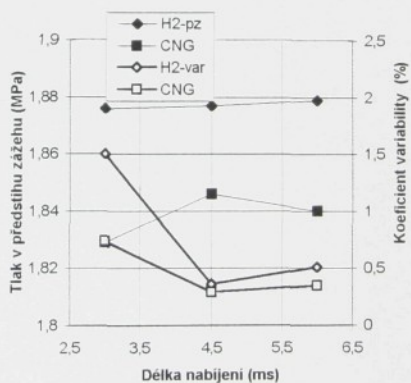
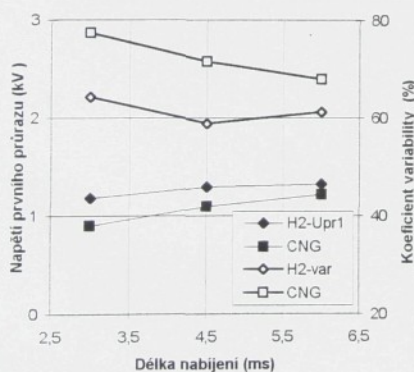
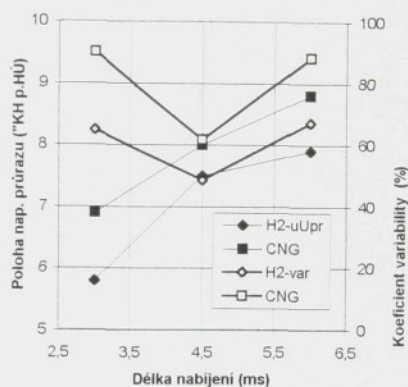
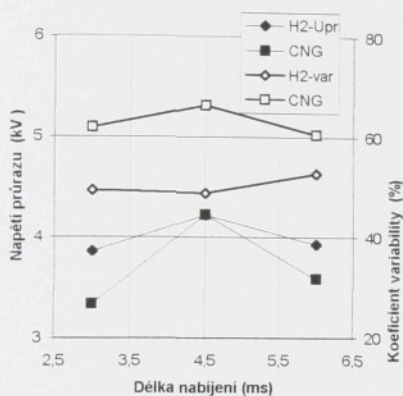
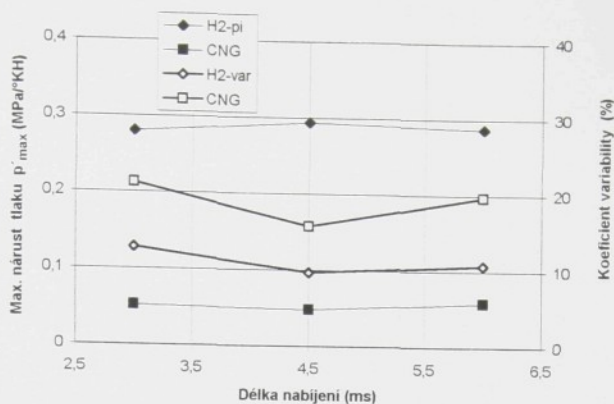
Závislosti základních parametrů motoru OKTAN v provedení k,m,n,o při otáčkách 909 min^{-1} a předstihu zážehu 10°KH před HÚ, na součiniteli přebytku vzduchu



Závislosti odvozených parametrů motoru OKTAN v provedení k,m,n,o při otáčkách 909 min^{-1} a předstihu zážehu 10°KH před HÚ, na součiniteli přebytku vzduchu



Závislosti základních parametrů motoru OKTAN v provozu na palivo H_2 a CNG, při otáčkách 909 min^{-1} a předstihu zážehu 10°KH před HÚ, na délce nabíjení zapalování



Závislosti odvozených parametrů motoru OKTAN v provozu na palivo H_2 a CNG, při otáči 909 min^{-1} a předstihu zážehu 10°KH před HÚ, na délce nabíjení zapalování