



METHODS FOR REDUCING EMISSIONS IN GAS TURBINE COMBUSTION CHAMBERS

Stanislav Veselý*

Annotation: At the present time, the European Union Commission has been discussing new emission levels with the individual member countries. $\text{NO}_x = 50 \text{ mgm}^{-3}$ and $\text{CO} = 50 \text{ mgm}^{-3}$ levels can be expected to be valid over the entire gas turbine operation range after 2010. Consequently, it is necessary to develop technologies meeting these limits. The paper presents the design of a newly developed combined burner, the emissions of which are lower than those expected in 2015. The results of emission measurements on a real plant for various designs are also presented. An atmospheric pressure test rig and measuring methods for low emission burner tests are presented. The mathematic modeling of emissions is based on the method of characteristic times (Plee, Mellor 1979) and semi-analytical equations, which correlate analytical relations with experimental data. Both methods can be applied for the calculation of emissions, the efficiency of burning, the lean blowoff, the lean lightoff and the quality of temperature field after the combustion chamber. The aforementioned mathematic modeling methods were applied in the author's design while the calculation results are compared with the experiment. Finally, the future development trends in the field of reducing the emission limits in gas turbine combustion chambers will be presented.

Označení

a	- poměr vzduch/palivo	[-]
CO	- koncentrace oxidu uhelnatého	$[\text{mgm}^{-3}]$
$EICO$	- emisní index oxidu uhelnatého	$[\text{gkg}_B^{-1}]$
$EINO_x$	- emisní index oxidů dusíku	$[\text{gkg}_B^{-1}]$
NO_x	- koncentrace oxidů dusíku	$[\text{mgm}^{-3}]$
P	- výkon	[W]
p	- tlak	[Pa]
T	- teplota	[K]
t	- teplota	$[\text{°C}]$
V	- objem	$[\text{m}^3]$
\dot{V}	- objemový průtok	$[\text{m}^3\text{s}^{-1}]$
α	- součinitel přebytku vzduchu	[-]

$\phi = 1/\alpha$	- součinitel přebytku paliva	[-]
τ_1	- doba pobytu paliva a vzduchu v zóně hoření	[ms]
ρ	- hustota	[kgm ⁻³]

Indexy

2	- před spalovací komorou
3	- za spalovací komorou
B	- palivo
i	- v daném bodě
jm	- jmenovitý
L	- vzduch
$PRIM$	- v primární zóně
$stech$	- stechiometrický
v	- spaliny

1.0 Úvod

Od roku 1991 se autor věnuje výzkumu a realizaci technických opatření ke snížení emisí škodlivin ve výfukových plynech spalovacích turbin. Výsledky dosavadních prací jsou uvedeny např. v [1], [2], [3], [4], [5]. V tomto článku se budeme zabývat pouze problematikou snižování emisí NO_x a CO. Tyto emise jsou měřeny v jednotkách mgm⁻³, přičemž NO se přepočítává na NO₂ a na 15% kyslíku ve spalinách při normálních podmínkách (p=1,01325 · 10⁵ Pa, t = 0°C) a CO se rovněž přepočítává na 15% kyslíku ve spalinách a na normální podmínky. V článku jsou některé hodnoty emisí vyjádřeny jako emisní index EI v jednotkách gkg_B⁻¹, přičemž rovnice pro výpočet jednotek jsou

$$EI_{CO} [gkg_B^{-1}] = \frac{CO [mgNm^{-3}] (1 + \alpha_3 a_{stech})}{1000 \rho_v} \quad (1)$$

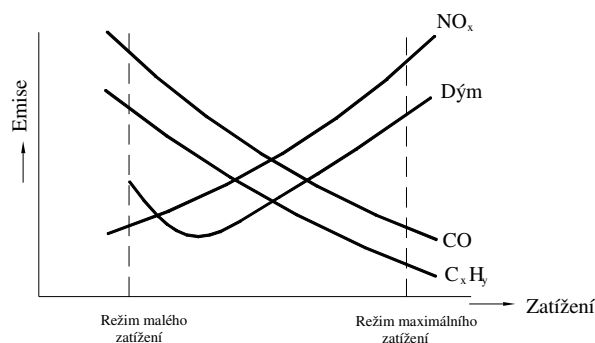
$$EI_{NO_x} [gkg_B^{-1}] = \frac{NO_x [mgNm^{-3}] (1 + \alpha_3 a_{stech})}{1000 \rho_v} \quad (2)$$

$$CO [mgNm^{-3}] = \frac{EI_{CO} [gkg_B^{-1}] 1000 \rho_v}{1 + \alpha_3 a_{stech}} \quad (3)$$

$$NO_x [mgNm^{-3}] = \frac{EI_{NO_x} [gkg_B^{-1}] 1000 \rho_v}{1 + \alpha_3 a_{stech}}, \quad (4)$$

kde ρ_v je hustota spalin při normálních podmínkách. Při všech aplikacích uvedených v tomto článku je palivem zemní plyn, pokud není uvedeno jinak.

2.0 Konvenční spalovací komora

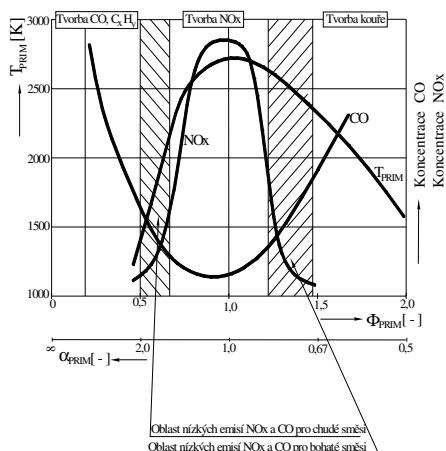


obr.1: Typický průběh emisí v závislosti na zatížení u konvenční spalovací komory

Na obr.1 je typický průběh emisí v závislosti na zatížení konvenční spalovací komory. Vyznačuje se tím, že součinitel přebytku vzduchu v primární zóně α_{PRIM} má hodnotu 1,05 – 1,15 a tudíž střední teplota plamene v primární zóně je 2200 – 2500 K. Začátek primární zóny s vysokou koncentrací paliva a nízkou teplotou produkuje vysoké CO, nízké NO_x a vysoké saze. Na konci primární zóny, kde jsou přibližně stechiometrické podmínky ($\alpha \cong 1,0; a \cong 17,0; \phi = 1,0$) je vysoká tvorba NO_x . V této oblasti dochází k oxidaci sazí i CO. Konvenční spalovací komory mají obvykle velmi vysoké emise NO_x v režimu maximálního zatížení ($NO_x = 400 - 1000 \text{ mgm}^{-3}$) a nízké emise CO ($CO=0-20 \text{ mgm}^{-3}$). V režimu malého zatížení jsou naopak vysoké CO (200- 1000 mgm^{-3}) a nízké emise NO_x 0-10 mgm^{-3}).

3.0 Základní parametry ovlivňující emise NO_x a CO

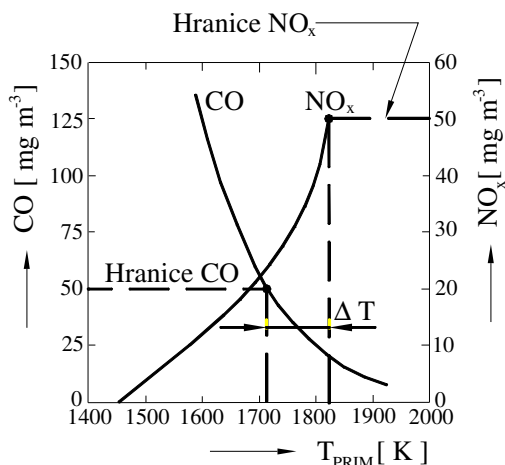
Na obr.2 je znázorněna závislost emisí na NO_x a CO a střední teploty plamene v primární zóně na součiniteli přebytku paliva (vzduchu) v primární zóně a to při spalování metanu se vzduchem. Konvenční spalovací komora pracuje v oblasti $\phi_{PRIM} = 0,2 - 1,0$. Proto jsou emise NO_x i CO vysoké pro různá zatížení. Z obr.2 vyplývá, že nízké emise NO_x a CO současně lze splnit jen pro určitou úzkou oblast hodnot ϕ_{PRIM} . Pro chudé směsi je to oblast $\phi_{PRIM} = 0,5 - 0,6$, pro bohaté směsi je to oblast $\phi_{PRIM} = 1,25 - 1,45$.



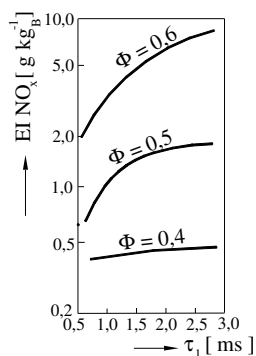
obr.2: Teplota v primární zóně koncentrace NO_x a CO v závislosti na součiniteli přebytku paliva v primární zóně ϕ_{PRIM} a součiniteli přebytku vzduchu v primární zóně α_{PRIM} . Platí pro difuzní spalování metanu.

Na obr.3 je závislost emisí NO_x a CO a střední teplotě v primární zóně. Z obr.3 je patrné, že chceme-li splnit současně emise NO_x i CO, musí spalovací komora pracovat pouze v úzkém pásmu ΔT , což u konvenční spalovací komory nelze splnit. Nutno říci, že požadované emise 50 mgm^{-3} pro NO_x i CO nelze splnit ani pro nízkotoxické spalovací komory s difuzním spalováním.

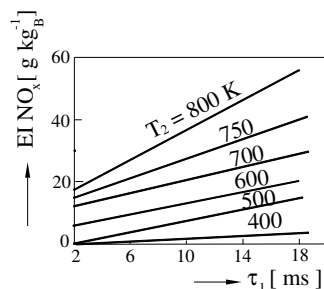
Důležitým parametrem pro emise NO_x a Co je rovněž doba pobytu směsi paliva a vzduchu v zóně hoření (v primární zóně) τ_1 a teplota vzduchu na vstupu do komory. To je znázorněno na obr.4, obr.5 a to podle [6],[7].



obr.3: Vliv teploty v primární zóně na emise CO a NO_x . Hranice CO a NO_x pro spalovací turbíny. Předpoklad pro rok 2015. Platí pro homogenní směs zemního plynu se vzduchem.



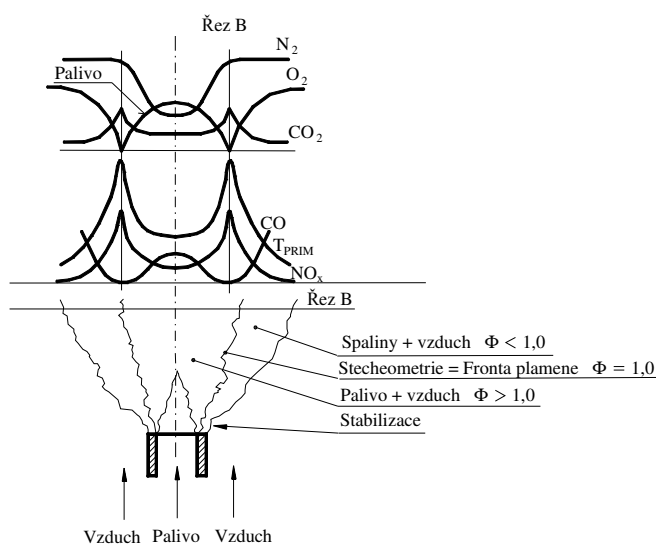
obr.4: Vliv doby setrvání směsi paliva a vzduchu v zóně hoření τ_1 a součiniteli přebytku paliva ϕ na tvorbu NO_x . Platí pro předsmíšenou směs propanu a vzduchu [6]



obr.5: Závislost emisního indexu NO_x na době setrvání směsi paliva a vzduchu v zóně τ_1 a na teplotě vzduchu do spalovací komory T_2 [

4.0 Difuzní systémy spalování

Schematické znázornění difuzního plamene v turbulentním proudu vzduchu je na obr.6. Vzduch a palivo se přivádějí do spalovacího prostoru odděleně, následně se mísí v turbulentním proudu a tvoří difuzní plamen, který má silně nerovnoměrnou teplotu ($\Delta T_{PRIM} \cong 1000 K$). Důležité je to, že u difuzního plamene existuje vždy tzv. stechiometrická fronta plamene, kde jsou teploty $T_{PRIM} = 2200-2500 K$ a kde se zároveň generují vysoké koncentrace NO_x . Naproti tomu na okrajích plamene je teplota nízká a tudíž se generují vysoké koncentrace CO.

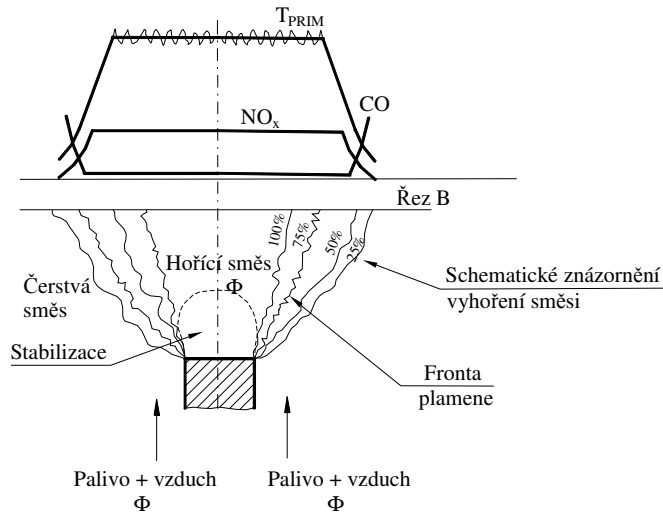


obr.6: Schématické znázornění difuzního plamene v turbulentním proudu vzduchu. Schématický průběh teploty, emisí CO a NO_x a složek N_2 , O_2 , CO_2

Z uvedených důvodů nelze u těchto systémů snížit emise NO_x a CO pod hodnotu 120 mgm^{-3} , což bylo experimentálně ověřeno a je uvedeno např. v [5].

5.0 Kinetické systémy spalování (premix combustion)

Na obr.7 je schematické znázornění kinetického plamene v turbulentním proudu. Turbulentně zvrásnělá fronta plamene tvoří rozhraní mezi čerstvou směsí a hořící směsí. Přitom teplota v plameni je makroskopicky takřka konstantní a odpovídá danému součiniteli přebytku paliva, teplotě na vstupu a palivu $T_{PRIM} = f(\phi, T_2, \text{palivo})$ podle rovnice (5)

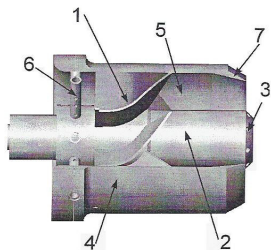


obr.7: Schématické znázornění kinetického plamene v turbulentním proudu. Schématický průběh teploty a emisí CO, NO_x

Z toho samozřejmě vyplývá, že emise NO_x a CO, závislé hlavně na teplotě T_{PRIM}, můžeme regulovat regulací T_{PRIM}. Toho lze dosáhnout pro dané palivo vhodnou regulací ϕ_{PRIM} čehož dosáhneme regulací hmotnostního průtoku paliva a vzduchu. Palivo se reguluje regulačním ústrojím turbíny v závislosti na výkonu soustrojí a vzduch je regulován zvláštním algoritmem pomocí clony, která reguluje průtok vzduchu do primární zóny.

6.0 Kombinovaný (hybridní) hořák

Na obr.8 je znázorněn nízkoemisní kombinovaný (hybridní) hořák



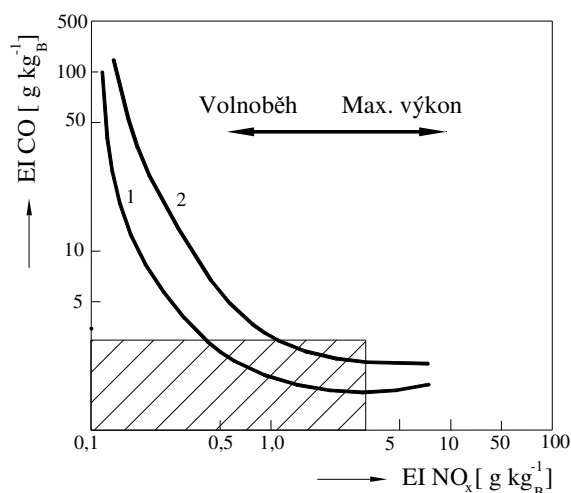
obr.8:

Nízkoemisní kombinovaný hořák
 1 - lopatkový vířič, 2 - centrální těleso,
 3 - otvory pro přívod paliva pro difúzní spalování, 4 - plášť, 5 - směšovací komora, 6 - přívod paliva pro obvod s předem smíchanou směsí, 7 - kuželové zúžení

Základní problémy při vývoji spalovacích komor s předsměšováním paliva a vzduchu jsou následující:

- úzký rozsah koncentrace směsi palivo-vzduch, při kterém je zajištěno hoření
- nebezpečí hoření směsi palivo-vzduch ve směšovací komoře, tzv. přeskokování plamene
- samovznícení směsi palivo-vzduch ve směšovací komoře
- zvýšený sklon chudé směsi palivo-vzduch k pulsacím tlaku při hoření

Celková koncepce hořáku s kinetickým spalováním se musí utvářet tak, aby byly vyřešeny uvedené problémy. Přitom rozhodující podmínka pro konstrukci směšovací komory je zabránit samovznícení směsi palivo vzduch v této komoře. K zajištění spolehlivého startu a stabilního provozu v režimu malého zatížení je nezbytný difúzní palivový obvod. Difúzní obvod je nutný také k zabránění pulzačního hoření v určitých provozních režimech tak, že bude zvýšen podíl paliva, který se přivádí do difúzního obvodu a snížen podíl na kinetický obvod. Podrobnosti jsou popsány např. v [1],[5].



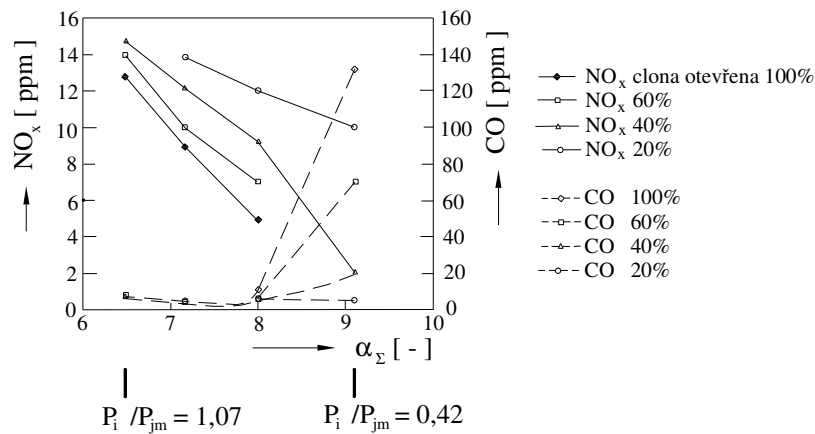
obr.9: Závislost mezi emisními indexy NO_x a CO. Vyšrafovaná oblast platí pro emisní limity NO_x a CO 50 mgm⁻³ při $\alpha_3 = 4,0$, $a_{stech} = 17,02$.

S ohledem na obr.4, obr.5 je důležité aby rozměry hořáku byly co nejmenší a tudíž aby i τ_1 bylo malé. Přitom platí

$$\tau_1 = \frac{V_{PRIM}}{\dot{V}_{PRIM}}. \quad (6)$$

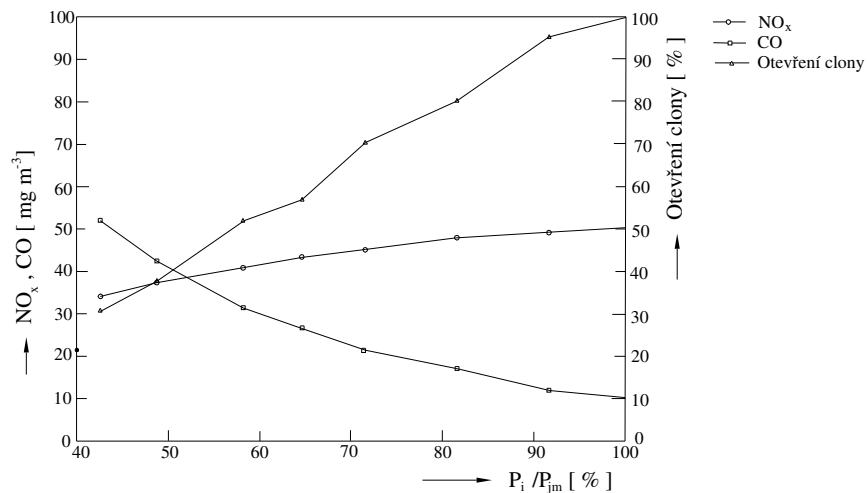
V našich aplikacích byla doba pobytu paliva a vzduchu v primární zóně $\tau_1 = 1,0 - 2,6ms$.

Na obr.9 je závislost emisního indexu EICO na emisním indexu EINO_x pro dva hybridní hořáky označené 1,2. Je zřejmé, že emisní limit NO_x, CO = 50 mgm⁻³ může splnit pouze hybridní hořák 1. Přitom je nutné použít regulační clonu v přívodu vzduchu k hořáku. Vliv polohy regulační clony na emise NO_x a CO u hybridního hořáku je na obr.10.



obr.10: Vliv polohy regulační clony na emise NO_x a CO. Provoz na kinetický obvod spalování. Do difuzního obvodu se přivádí 4% hmotnostního průtoku paliva.

Na obr.11 je závislost emisí NO_x a CO na výkonu turbíny a otevření regulační clony.



obr.11: Závislost emisí NO_x a CO na poměrném výkonu turbíny a otevření clony pro přívod vzduchu do primární části spalovací komory

7.0 Budoucnost

Další vývoj směřuje ke zdokonalení činnosti hybridního hořáku. Snížení emisí je možné zdokonalením mísení paliva a vzduchu ve směšovací komoře (viz obr.8) tak, aby rovnoměrnost pole koncentrací paliva a vzduchu na výstupu z hořáku byla lepší. Rovněž je nutno vyvinout systém řízení spalovacího procesu pro podmínku $\phi_{PRIM} = 1,85 - 1,90$ při změnách průtokového součinitele regulační clony. Tím je možné dosáhnout dalšího snížení emisí na hodnoty NO_x < 25 mgm⁻³ CO < 30 mgm⁻³.

8.0 Závěr

Nově vyvinutým hybridním hořákem lze dosáhnout emise NO, CO menší jako 50 mgm^{-3} pro rozsah výkonů turbíny od 40% do 100%. Hořák byl aplikován ve skupinovém modulárním uspořádání na spalovací turbíně GT 750-6. Jeho použití na spalovací komory typu FRAME 1, FRAME 3, FRAME 5, FRAME 6, THM 1408, GTK 10-4 je připraveno ke zkouškám.

Literatura

1. Veselý,S.,Soudarev,A.,Vinogradov,E.,Zakharov,Y.:*Environmentaly Friendly Update of Gas Turbines on Gas Transmission Lines*, ASME Paper – GT 2006 – 90358
2. Soudarev,A.V., Zakharov,Y.I., Vinogradov,E.D.,Veselý,S.,Poslušný,G.:*Gas Turbine Units for Pipeline Compressor Stations: Environmental Update Problems*,ASME-Paper 94-GT-497
3. Soudarev,A.V., Zakharov,Y.I., Vinogradov,E.D.:*Experimental Refinement of Technologies for Environmental Update of Gas Turbine Units Applied to Electrogenerator Driving*, ASME-Paper 96-TA-45
4. Veselý,S.,Parýzek,S.,Soudarev,A.V.,Zakharov,Y.I.,Vinogradov,E.D.,Schulz,K.H.,Zizow,E.: *Experience of Environmental Update of Gaspumping Units*, ASME-Paper 200-Gt-89
5. Veselý,S.:*Possibilities of Reducing Emissions in Burning Natural Gas in Gas Turbine Combustors* Second International Conference of Industrial Gas Turbine Technologies, Bled, 02/2004
6. Anderson,D.N.:*Effects of Equivalence Ratio and Dwell Time on Exhaust Emissions from an Experimental Premixing Prevaporizing Burner*, ASME Paper 75-GT-69,1975
7. Kanilo,P.M.,Podgornyj,A.N.,Christič,V.A.:*Energetičeskie i ekologičeskiye charakteristiky GTD pri ispolzovaniji uglevodorodnych topliv i vodoroda*,Naukova Dumka, Kiev, 1987