



# KOTLE A ENERGETICKÁ ZAŘÍZENÍ 2011

BRNO

14.3. až 26.3. 2011

## Kogenerační jednotka se spalovací turbínou o výkonu 2500 kW

*Stanislav Veselý ,  
Alexander Tóth*

*EKOL, spol. s r.o., Brno*

# Kogenerační jednotka se spalovací turbínou o výkonu 2500 kW

Stanislav Veselý , Alexander Tóth , EKOL Brno

*Pro výrobu elektrické energie a tepla spalovacími turbinami je možno použít plyn, který vzniká tlakovým zplyňovacím procesem biomasy, nazývaný též jako synplyn. Popisované zařízení spaluje tento plyn ve spalovací komoře spalovací turbíny, ve které je v primární zóně dosahovaná teplota cca 1500 °C, což má pozitivní vliv na snižování nežádoucích komponent ve spalínách, odcházejících ze spalovací komory. Tyto spaliny následně expandují v turbíně pohánějící elektrický generátor. Tepelná energie je získávána ochlazením synplynu a spalín, odcházejících ze spalovací turbíny.*

*Klíčová slova : spalovací turbína, spalovací komora, synplyn, zplyňovací generátor, elektrický generátor*

Česká republika, jakožto členský stát Evropské unie, v souladu se směrnicí 2001/77/ES se zavázala, že do konce roku 2010 zvýší podíl výroby elektrické energie z obnovitelných zdrojů energie na 8%. Ke splnění tohoto cíle má přispět i energetické využití biomasy, přičemž se předpokládá, že transformace energie biomasy na spalitelný plyn se provede zejména pomocí termochemických procesů, tj. zplyňováním nebo pyrolýzou biomasy.

Produktem zplyňovacího procesu je energetický plyn, nazývaný též synplyn, obsahující výhřevné složky ( $H_2$ ,  $CO$ ,  $CH_4$ , popř. vyšší uhlovodíky), doprovodní složky ( $CO_2$ ,  $N_2$ ,  $O_2$ ) a znečišťující složky (dehet, prach). I když výhřevnost synplynu je cca 10 x menší než výhřevnost zemního plynu, ukazuje se, že ho lze použít jako paliva u pístových spalovacích motorů a spalovacích turbin.

Schema jedné z možných aplikací využití synplynu u spalovací turbíny je uvedena na příloze P1. Vzduch je nasáván axiálním kompresorem a stlačován na tlak, pod kterým proudí přes regenerátor do spalovací komory (51) a do zplyňovacího generátoru (52). U spalovací komory hraje tento vzduch úlohu spalovacího vzduchu, u zplyňovacího generátoru úlohu zplyňovacího média. Vygenerovaný plyn ve zplyňovacím generátoru o teplotě 450°C a tlaku 450 kPa je pak vyčištěn, ochlazen technologickou vodou na teplotu 80°C a pak malým odstředivým kompresorem stlačen na tlak vyšší, než je tlak vzduchu za axiálním kompresorem tak, aby byly zaručeny regulační vlastnosti spalovací komory a tím i spalovací turbíny. Tepelná energie získaná ochlazením vygenerovaného synplynu reprezentuje první část kogeneračního tepla navrhovaného zařízení. Vygenerovaný synplyn je pak následně veden do speciální spalovací komory, kde se spaluje, přičemž v primární zóně komory je dosahovaná teplota až 1500°C, zaručující spálení znečišťujících složek v synplynu. Vzniklé spaliny jsou pak sekundárním vzduchem ochlazeny na teplotu cca 850°C a vstupují do turbíny, kde expandují na protitlak daný barometrickým tlakem a tlakovou ztrátou výstupního traktu. Expansi se spaliny ochlazují a získaná expanzní práce slouží jednak k pohonu axiálního kompresoru a jednak k výrobě elektrické energie prostřednictvím převodovky a elektrického generátoru. Odcházející spaliny jsou nositelem ještě značného množství tepla, které lze použít např. pro sušení biomasy, popř. k dalšímu ohřevu užitkové vody a reprezentují tak druhou část kogeneračního tepla. V souladu s požadavky zadavatele pracovní cyklus kogenerační jednotky byl navržen tak, aby poskytoval čistý elektrický výkon na svorkách generátoru  $P_{SV, \text{čistý}} = 2000 \text{ kW}$  při sumárním tepelném výkonu  $Q_T > 3000 \text{ kW}$ .

Jak je vidět z přílohy P1, v roli spalovací turbíny je použita jednohřídelová spalovací turbína s regenerací, která při standardních atmosférických podmínkách v sání axiálního kompresoru  $t_0 = 15^\circ\text{C}$  ,  $p_0 = 101,325 \text{ kPa}$  , teplotě před turbínou  $t_3 = 850^\circ\text{C}$  , stlačení axiálního kompresoru  $\varepsilon_K = 4,6$  a stupni regenerace  $\eta_R = 0,78$  poskytuje ( viz příloha P2 ) :

$$\begin{array}{ll} \text{měrný spojkový výkon} & p_{SP} = 160,968 \text{ kW} / (1\text{kg/s}) \\ \text{termickou spojkovou účinnost} & \eta_{t,SP} = 0,3155 \end{array}$$

Při spojkovém výkonu turbíny  $P_{SP} = 2400 \text{ kW}$  musí tudíž axiální kompresor nasát :

$$m_0 = \frac{P_{SP}}{p_{SP}} = \frac{2400}{160,968} = 14.91 \text{ kg/s}$$

vzduchu. Příslušný hrubý svorkový výkon je pak :

$$P_{SV,hrubý} = P_{SP} \eta_m \eta_{PR} \eta_G = 2400 \cdot 0,98 \cdot 0,985 \cdot 0,97 = 2247 \text{ kW} ,$$

kde

$\eta_m$  ,  $\eta_{PR}$  ,  $\eta_G$  označují postupně účinnost mechanickou, převodovky a generátoru

Čistý svorkový elektrický výkon dostaneme odečtením vlastní spotřeby od hrubého svorkového výkonu :

$$P_{SV,čistý} = P_{SV,hrubý} - \text{Vlastní spotřeba}$$

Je zřejmé, že pro vlastní spotřebu je v našem případě uvažován elektrický výkon 247 kW.

Zplyňováním předpokládané biomasy ( buk – hobliny ) se vyrobí synplyn o výhřevnosti  $H_U = 5030 \text{ kJ/kg}$  a složení ( v objemových zlomcích ) :

$$\begin{array}{ll} \omega_{CH_4} & = 0,0306 \\ \omega_{C_2H_6} & = 0,015 \\ \omega_{C_3H_8} & = 0,0023 \\ \omega_{H_2} & = 0,0829 \\ \omega_{CO} & = 0,151 \\ \omega_{CO_2} & = 0,155 \\ \omega_{N_2} & = 0,555 \\ \omega_{O_2} & = 0,0082 \end{array}$$

Hmotnostní průtok paliva ( v našem případě synplynu ) pro spalovací komoru spalovací turbíny se pak určí z rovnice ( index B- označuje podle zvyklosti EKOLu německy palivo Brenstoff a nikoliv biomasu ) :

$$m_B = m_0 \cdot m_B(1) = 14,91 \cdot 0,098011 = 1,461 \text{ kg/s} = 5,26 \text{ t/h} ,$$

kde

$m_B(1)$  označuje průtok paliva při nasávaném průtoku 1 kg/s

Objemový průtok při normálních podmínkách se vypočte z rovnice :

$$V_{BN} = \frac{m_B}{\rho_{BN}} = \frac{1,461}{1,252} = 1,167 \text{ m}_N^3 / \text{s} = 4201 \text{ m}_N^3 / \text{h} ,$$

kde

$\rho_{BN}$  [ kg/m<sub>N</sub><sup>3</sup> ] označuje měrnou hmotnost synplynu při normálních podmínkách 0°C , 101,325 kPa

Vygenerovaný , vychlazený a vyčištěný synplyn se pak následně komprimuje z tlaku 425 kPa a teploty 80°C na tlak 550 kPa s účinností 0,82. Pomocí speciální procedury lze určit termofyzikální vlastnosti synplynu, včetně izoentropického a skutečného entalpického spádu ( viz příloha P3 ). Odtud

$$P_{SK} = m_B \frac{\Delta h_{iz}}{\eta_{iz,SK} \eta_E} = 1,461 \frac{27,90}{0,82 \cdot 0,94} = 53 \text{ kW} ,$$

kde

$P_{SK}$  [kW] označuje příkon elektromotoru plynového kompresoru

$\Delta h_{iz}$  [kJ/kg] izoentropický entalpický spád plynového kompresoru

$\eta_{iz,SK}$  [-] izoentropickou účinností plynového kompresoru

$\eta_E$  [-] účinnost elektromotoru plynového kompresoru

Příkon plynového kompresoru je součástí vlastní spotřeby navrhovaného zařízení.

Abychom k průtoku  $V_{BN}$  mohli ještě určit odpovídající hmotnost zplyňované biomasy  $m_{BIOMASA}$  , musíme určit tzv. výtěžek plynu daného zplyňovacího zařízení (VYP), definovaný rovnicí :

$$VYP = \frac{V_{BN} \text{ [mN3/h]}}{m_{BIOMASA} \text{ [kg/h]}}$$

Na základě výsledků zkoušek ( viz [L2] ), lze pro výtěžek plynu uvažovat hodnotu VYP=0,75. Pak ovšem :

$$m_{\text{BIOMASA}} = \frac{V_{\text{BN}}}{\text{VYP}} = \frac{4201}{0,75} = 5601 \text{ kg/h} = 5,6 \text{ t/h} = 1,556 \text{ kg/s}$$

Kompletní hmotové bilance zplyňovacího generátoru je ovšem definovaná rovnicí :

$$m_{\text{BIOMASA}} + m_{52} - m_{\text{B}} - m_{\text{POPEL}} = 0$$

Na závěr si všimněme tepelnou část kogeneračních vlastností navrhovaného zařízení. První část kogeneračního tepla  $Q_{T1}$  je reprezentována teplem, které je získáno ochlazením synplynu z teploty  $450^{\circ}\text{C}$  na  $80^{\circ}\text{C}$  , přičemž :

$$Q_{T1} = m_{\text{B}} [ h_{\text{B}}(450) - h_{\text{B}}(80) ] = 1,461 (-2394,50 - (-2840,74)) = 652 \text{ kW} ,$$

kde

$h_{\text{B}}(450)$  ,  $h_{\text{B}}(80)$  označují úplné entalpie synplynu při teplotách  $450^{\circ}\text{C}$  a  $80^{\circ}\text{C}$

Nositelem druhé části kogeneračního tepla  $Q_{T2}$  jsou spaliny ( a nikoliv synplyn ! ) za regeneračním výměníkem o teplotě  $315^{\circ}\text{C}$ . Při vychlazení těchto spalin v sušícím boxu biomasy na teplotu  $t_7=120^{\circ}\text{C}$ , obdržíme :

$$Q_{T2} = m_0 g_6 c_{p6-7} ( t_6 - t_7 ) = 14,91 \cdot 1,07 \cdot 1,126 \cdot (311 - 120) = 3431 \text{ kW} ,$$

kde

$g_6 [-]$  označuje poměrný průtok spalin v bodě 6 ( viz přílohy P1 a P2 )

$c_{p6-7} [\text{kJ/kgK}]$  měrnou tepelnou kapacitu spalin

S uvedenými hodnotami tepel je tzv. kombinovaná čistá termická účinnost navrhovaného cyklu rovna :

$$\eta_{t,\text{komb.},\text{čistá}} = \frac{P_{\text{SV},\text{čistý}} + Q_{T1} + Q_{T2}}{m_{\text{B}} H_{\text{U}}} = \frac{2000 + 652 + 3431}{1,461 \cdot 5030} = 0,828$$

V poslední rovnici je citelné teplo synplynu zanedbáno, což vzhledem k přesnosti stanovení hodnoty výhřevnosti synplynu je jistě přípustné..

Na závěr ještě několik poznámek k spalovací komoře spalovací turbíny. Jak už bylo řečeno, komora koncepčně sestává ze dvou zón, přičemž v primární zóně probíhá oxidační spalovací proces synplynu prostřednictvím vzdušného kyslíku při malém přebytku vzduchu a v sekundární zóně jsou vzniklé spaliny ochlazeny na přijatelnou teplotu z hlediska lopatek spalovací turbíny. Z přílohy P4 je vidět závislost teploty

spalin v primární zóně  $T_{3\text{PRIM}}$  na součiniteli přebytku vzduchu  $\alpha_{3\text{PRIM}}$ , resp. na průtoku spalovacího vzduchu  $m_{5\text{PRIM}}$  do primární zóny. Jelikož konstrukční prvky primární a sekundární zóny představují dva paralelní odpory, je nutno geometrii těchto odporů dimenzovat tak, aby přerozdělení průtoku bylo v souladu s uvedenými výpočty. Poněkud větší problémy z hlediska stability hoření lze očekávat následkem vstřikování vody do spalovací komory. O této problematice snad na příští konferenci COGEN 2011.

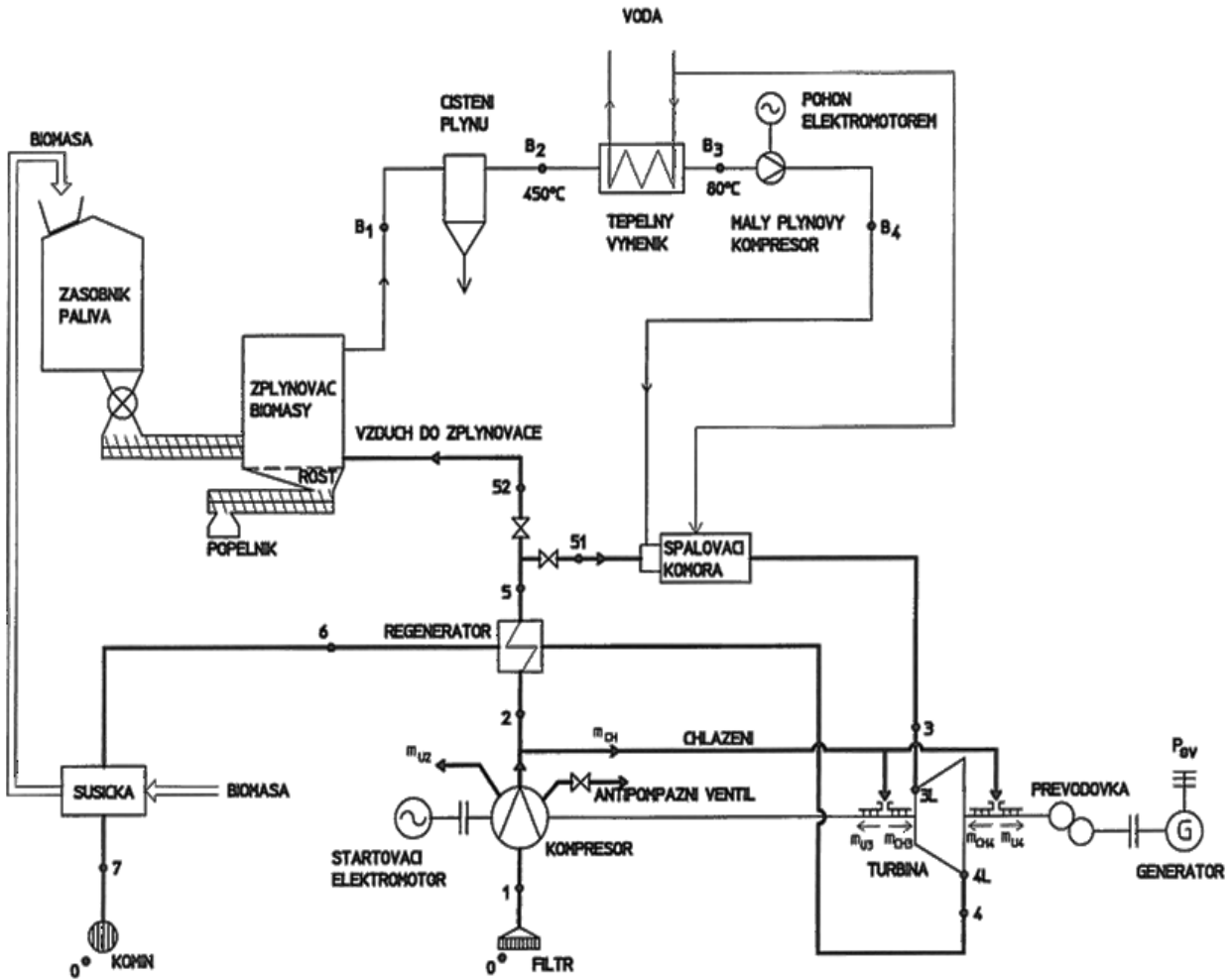
[L1] Pohořelý, M a další : ALOTERMNÍ FLUIDNÍ ZPLYŇOVÁNÍ BIOMASY, PALIVA1 (2009)

[L2] PALIVOVÉ LISTY , Výsledky výzkumu k úkolu GACR/1011978/1204



SCHEMA ZAPOJENI S REGENERATOREM  
ZPLYNOVANI BIOMASY

P1



VYPOČET OBĚHU JEDNOHRIDĚLOVÉ SPALOVACÍ TURBÍNY S REGENERACÍ

DATUM VÝPOČTU : 30 Aug 2010 , 08:19:09  
 POČÍTAL : TOTX - PLYNNÉ PALIVO

P2

CHARAKTERISTIKA PALIVA :

Xh2o = .127270  
 Xco2 = .585557  
 Xso2 = 0.000000  
 Xn2 = .553852  
 Xo2 = .266679

Hu = 5030 kJ/kg , Tp = 110.05 ST C , Cpp = 1.1400 kJ/kg\*K , D = .007947 kgH2O/kg s.v

KONSTANTNÍ PARAMETRY VÝPOČTU :

Etak = .8700 Gu2 = .0050 Zeta01 = .9950  
 Etat = .8600 Gu3 = .0050 Zeta25 = .9850  
 Etar = .7800 Gu4 = .0025 Zeta53 = .9800  
 Etam = .9750 Gch3 = .0350 Zeta46 = .9850  
 Etask = .9850 Gch4 = .0300 Zeta60 = .9950  
 G52 = .0150

KOMPRESNÍ POMĚR : 4.600

TEPLOTA ZA SPALOVACÍ KOMOROU : 850.00 ST C

TERMODYNAMICKÉ PARAMETRY V CHARAKTERISTICKÝCH BODECH OBĚHU :

	0	1	2	5	51	52	3	3L	4L	4	6	0
T [ST C]	15.00	15.00	194.23	460.35	460.35	460.35	850.00	829.59	541.98	532.66	311.34	15.00
P [bar]	1.0133	1.0082	4.6376	4.5681	4.5681	4.5681	4.4767	4.4767	1.0338	1.0338	1.0183	1.0133
H [kJ/kg]	290.18	290.18	472.70	754.51	754.51	754.51	1209.33	1184.55	850.48	839.89	597.04	289.52
F [-]	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	.108003	.103990	.103990	.102448	.102448	.102448
G [-]	1.000000	1.000000	1.000000	.922500	.907500	.015000	1.005511	1.040511	1.040511	1.070511	1.070511	1.070511

SPOJKOVÝ VÝKON Pap : 160.97 kW\*s/kg (VZTAŽENO NA 1 kg/s NASAVANÉHO VZDUCHU)  
 PRŮTOK PALIVA MpaL : .098011 (kg/s)/(kg/s) (VZTAŽENO NA 1 kg/s NASAVANÉHO VZDUCHU)  
 TERMICKÁ ÚČINNOST Etatap : .3155  
 ODPADNÍ TEPLŮ Q6-0 : 329.20 kW\*s/kg (VZTAŽENO NA 1 kg/s NASAVANÉHO VZDUCHU)

TEPELNÁ BILANCE PŘI VZTAŽNÉ TEPLŮTĚ 25 ST C A PŘI NASAVANÉM PRŮTOKU 1 kg/s

	+Q	-Q
Q1	-10.103	160.968 Pap
Qpoh	492.993	318.338 Q6
Qpci	9.503	2.255 Zu
		4.127 Zm
SUMA	492.393	492.401



EXPANZE NEBO KOMPRESI SPALIN, KOKSARENSKÉHO, VYSOKOPECNEHO, ZEMNÍHO PLYNU, ETYLENU A ČERVKU PODLE ROVNIC BURESE  
TOTI 3/2009

DATUM VÝPOČTU : 10 Aug 2010 , 10:12:27

VÝPOČET JE PROVEDEN PRO : SURY\_PLYN-BUK-HOBLINY

Omega (CO2)	=	.155000	,	Sigma (CO2)	=	.243001
Omega (N2)	=	.555000	,	Sigma (N2)	=	.553832
Omega (O2)	=	.008200	,	Sigma (O2)	=	.009347
Omega (H2)	=	.082900	,	Sigma (H2)	=	.005953
Omega (CO)	=	.151000	,	Sigma (CO)	=	.150698
Omega (CH4)	=	.030600	,	Sigma (CH4)	=	.017488
Omega (C2H6)	=	.015000	,	Sigma (C2H6)	=	.016068
Omega (C3H8)	=	.002300	,	Sigma (C3H8)	=	.003613
Suma	=	1.000000		Suma	=	1.000000

MOLEKULARNI HMOTNOST      M = 28.0721 kg/kmol  
 PLYNOVA KONSTANTA        R = 296.18 J/kg K  
 MĚRNA HMOTNOST         Ron = 1.2525 kg/Nm3      ( Nm3 = 0°C , 101,325 kPa )

1) IZENTROPICKÁ UCINNOST = .8200

	T	P	H	V	So	S	Pi	Cp	Eta*1E6	Ny*1E6	Lambda*1E3	a*1E5	E
	[st C]	[kPa]	[kJ/kg]	[m3/kg]	[kJ/kg*K]	[kJ/kg*K]	[-]	[kJ/kg*K]	[kg/m*s]	[m2/s]	[W/m*K]	[m2/s]	[kJ/kg]
1	80.00	425.000	-2840.74	.2461	7.0100	6.5854	1.9019	1.125854	18.78	4.62	191.95	4.1958	131.67
2iz	104.67	550.000	-2812.84	.2035	7.0864	6.5854	2.4613	1.136429	19.77	4.02	194.47	3.4816	159.57
2	110.05	550.000	-2806.71	.2064	7.1025	6.6015	2.5988	1.138744	19.98	4.12	195.06	3.5347	160.89

POLYTROPICKÁ UCINNOST = .8259

IZENTROPICKÝ SPAD = 27.90 kJ/kg  
 SKUTEČNÝ SPAD = 34.02 kJ/kg

## VÝPOČET ROZDELENÍ SPALOVACÍHO VZDUCHU DO PRIMÁRNÍ A SEKUNDÁRNÍ ZONY SPALOVACÍ KOMBY SPALUJÍCÍ SYMPLYN

DATEM VÝPOČTU : 30 Aug 2010 , 09:42:34

PALIVO : SYMPLYN Z BÍHARSKY (SUK-BEGLENT)

NÁŠEVNÝ PRŮTOK VZDUCHU DO AK.KOMPRESORU MD [kg/s] = 14.9408  
 TEPLOTA VZDUCHU DO SPALOVACÍ KOMBY T51 [°C] = 460.35  
 PRŮTOK VZDUCHU DO SPALOVACÍ KOMBY M51 [kg/s] = 13.53  
 TEPLOTA SPALIN ZA SPALOVACÍ KOMBOU T3 [°C] = 850.00

TEPLOTA PALIVA (SYMPLYN) T<sub>b</sub> [°C] = 110.05  
 TLAK PALIVA (SYMPLYN) P<sub>b</sub> [bara] = 5.5800  
 VÍŠEVNOST PALIVA (SYMPLYN) I<sub>b</sub> [kJ/kg] = 5830  
 Hmotový průtok paliva (SYMPLYN) DO SK M<sub>b</sub> [kg/s] = 1.5118  
 MERNÁ Hmotovost paliva (SYMPLYN) R<sub>ob</sub> [kg/m<sup>3</sup>] = 4.8460  
 NORM.MERNÁ Hmotovost paliva (SYMPLYN) R<sub>oba</sub> [kg/m<sup>3</sup>] = 1.2524  
 OBJEMOVÝ PRŮTOK PALIVA (SYMPLYN) DO SK V<sub>b</sub> [m<sup>3</sup>/h] = .3120  
 NORM.OBJEM.PRŮTOK PALIVA (SYMPLYN) DO SK V<sub>ba</sub> [m<sup>3</sup>/h] = 1.2071  
 STECHIOMETRICKÝ PALIVOVÝ PŮMĚR F<sub>stech</sub> [kg/kg] = .869583  
 PALIVOVÝ PŮMĚR SPALOVACÍ KOMBY F3 [kg/kg] = .107991  
 SOUC.PŘEBÝTKU VZDUCHU ZA KOMBOU Alfa3 [-] = 8.05

TEPLOTA V SEKUNDÁRNÍ ZONE	T3pr <sub>2n</sub> [°C] =	1300.00	1400.00	1500.00	1600.00	1700.00	1800.00	1900.00
PALIVOVÝ PŮMĚR V PRIMÁRNÍ ZONE	F3pr <sub>1n</sub> [kg/kg] =	.286398	.337210	.393407	.455842	.525571	.603912	.692525
SOUC.PŘEBÝTKU VZDUCHU V PRIM.ZONE	Alfa3pr <sub>1n</sub> [-] =	3.84	2.58	2.21	1.91	1.65	1.44	1.26
SPALOVACÍ VZDUCH DO PRIMÁRNÍ ZONY	M51pr <sub>1n</sub> [kg/s] =	5.20	4.42	3.79	3.27	2.83	2.47	2.15
SPALOVACÍ VZDUCH DO SEKUNDÁRNÍ ZONY	M51sek [kg/s] =	8.33	9.11	9.75	10.26	10.70	11.07	11.38

