

PLYNOVÉ TURBÍNY S EXTERNĚ ZAHŘÍVANÝM PRACOVNÍM MEDIEM V KOGENERACIÍCH JEDNOTKÁCH

Petr Buryan^a, Siarhei Skoblia^a, Karel Dedek^b, Martin Lisý^c, Tadeáš Ochodek^d, Jan Najser^d

^a Vysoká škola chemicko-technologická v Praze

^b ATEKO a.s., Hradec Králové

^c VUT Brno

^d VŠB-TU Ostrava

V práci jsou shrnuty teoretické a experimentální poznatky spojené s možností použití plynových turbín s externě ohříváním pracovním médiem pro výrobu elektrické energie v kogenerační soustavě. Na řadě příkladů jsou diskutovány klady a zápory uvedené technologie. Jako úspěšný příklad je uveden i český projekt realizovaný s plynovou turbínou o výkonu 90 kW_e instalovanou v areálu skládky komunálního odpadu v obci Lány.

Došlo 11. 5. 2011, přijato 19. 9. 2011

1. Úvod

Biomasa, dostupná v různých formách, představuje jeden z největších obnovitelných zdrojů energie (OZE). V současné době se hlavně používá pro lokální výrobu tepla a její obrovský potenciál je jen z malé části využit pro výrobu elektrické energie. Spalování biomasy a výroba elektrické energie v parních turbínách s elektrickým výkonem pod 10 MW_e už nedosahuje tak vysoké elektrické účinnosti (< 20 %) a pro výkony nižší (< 2,5 MW_e) není už vůbec ekonomicky akceptovatelné kvůli příliš vysokým investičním a provozním nákladům. Použití výkonnějších energetických zdrojů mimo jiné také způsobuje značné zvýšení nároků na logistiku spojenou se shromažďováním, dopravou a skladováním potřebných palivových kapacit.

Alternativou k přímému spalování biomasy v klasických elektrárnách je její termokonverze (pyrolyza, zplyňování) na hořlavý plyn spalovaný v plynovém motorgenerátoru. Vysoká účinnost výroby elektrické energie v motorgenerátoru (až 38 %) v kombinaci s 65 % účinností výroby hořlavého plynu umožňuje dosažení až 25 % celkové účinnosti výroby elektrické energie v malé kogenerační jednotce. Hlavním problémem aplikace uvedené technologie je nízká kvalita produkovaného plynu obsahujícího vysoké koncentrace dehtu a tuhých znečišťujících látek (TZL). Provoz spalovacích zařízení (motor, turbína) vyžaduje instalaci účinného čištění plynu. Dosavadní zkušenosti aplikace vhodných čistících procesů v malých kogeneračních jednotkách nejsou zatím dostatečně úspěšné, a tak bohužel stále znemožňují využití výhod uvedené technologie v praxi. Není proto divu, že již delší dobu jsou v praxi realizované snahy o zjednodušení koncepce kogenerační jednotky eliminující potřebu čištění plynu před jeho spalováním v motoru nebo turbíně. Takovou alternativou je výroba elektrické energie prostřednictvím expanzní plynové turbíny z tepla, nikoliv uvolňovaného při přímém spalování surového plynu přímo v turbíně, ale expanzí horkého stlačeného pracovního média ohřátého spaliny v externím vysokoteplotním výměníku. Spalování surového plynu může probíhat v externí spalova-

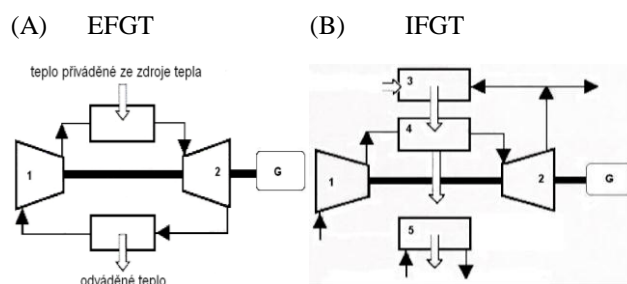
ci komoře, a to bez jeho předběžného čištění od dehtu a TZL.

Předložený článek se věnuje popisu teoretických základů a praktických zkušeností s aplikací expanzních turbín v malých kogeneračních jednotkách. Součástí publikace je také hodnocení vlivu technologických a provozních parametrů takto koncipovaných kogeneračních jednotek na jejich elektrickou účinnost a jsou zde také diskutovány i možnosti a základní specifické požadavky pro jejich realizaci v praxi.

2. Teoretické základy

Kogenerační systém může být realizován jak s uzavřeným pracovním cyklem/mediem (externally fired gas turbine, EFGT), tak i s otevřeným pracovním cyklem (indirect fired gas turbine, IFGT). Helium se výhradně používá v uzavřených cyklech, kde je poháněno kompresorem mezi vysokoteplotním výměníkem, turbínou a chladičem (obr. 1A). Výhodou EFGT systému oproti IFGT je vyšší účinnost, která je bohužel „kompenzována“ i vyššími nároky na materiálové a dílenské zpracování, zvyšující celkové investiční náklady.

V případě IFGT zařízení (obr. 1B) vstupuje do kompresoru turbosoustroje vždy čerstvé plyné médium, zpravidla vzduch, který dále pokračuje do vysokoteplotního výměníku, kde se ohřeje spaliny a následně expanduje v expanzní části turbíny.



Obr. 1 Schéma expanzní turbíny s vnějším spalováním s uzavřeným (A) a otevřeným (B) pracovním cyklem
1 - kompresor, 2 - turbína, 3 - spalovací komoře, 4 - vysokoteplotní výměník, 5 - rekuperátor tepla, G - generátor

Ideální (reverzibilní) pracovní cyklus turbíny s externím spalováním v otevřeném cyklu v T-S diagramu je uveden na Obr. 2. Celý pracovní cyklus se skládá z izoentropické komprese (1 - 2), izobarického ohřevu ve vysokoteplotním výměníku tepla (2 - 3), izoentropické expanze (3 - 4), izobarického ohřevu ve spalovací komoře (4 - 5) a izobarického ochlazení ve vysokoteplotním výměníku (5 - 6) [3].

Účinnost (η) ideálního IFGT zařízení v závislosti na vstupní teplotě a poměru vstupního/výstupního tlaku (PR) lze popsat vztahem odvozeným v literatuře [3]:

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_i} = 1 - \frac{T_l}{T_m} PR^{\frac{k-1}{k}} \quad PR = \frac{P_{in}}{P_{out}}$$

kde,

\dot{W} – výkon [kW],

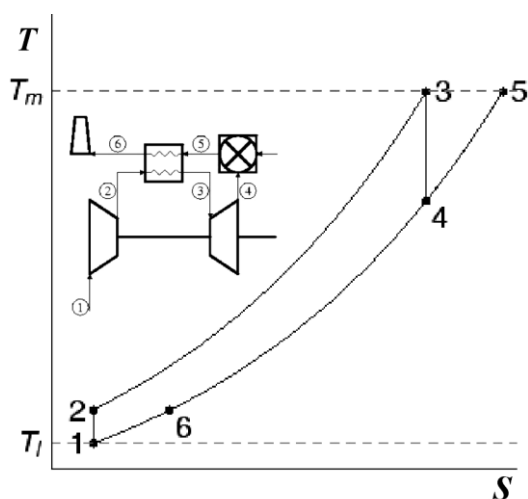
\dot{Q}_i – tok vstupního tepla [$\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1}$],

T_l – okolní teplota,

T_m – maximální teplota externího spalování,

k – izoentropický exponent,

PR – poměr tlaku na vstupu (P_{in}) a výstupu (P_{out}) z turbíny.



Obr. 2 T-S diagram IFGT [3].

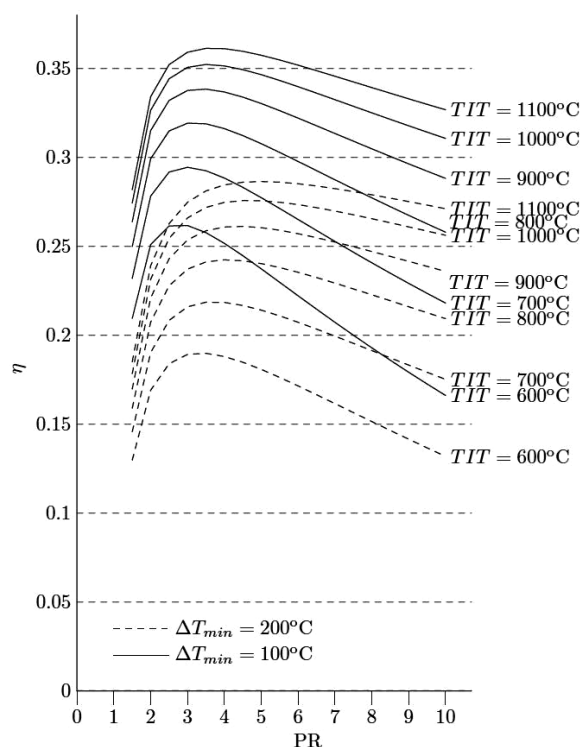
T_l – okolní teplota,

T_m – maximální teplota externího spalování

V mezním případě, kdy se vstupní tlak rovná tlaku výstupnímu (PR=1), popisuje uvedený vztah účinnost Carnotova cyklu. Maximální provozní teplota je bohužel omezená konstrukčními vlastnostmi expanzní části turbíny, v literatuře se označuje maximální vstupní teplotou turbíny (Turbine inlet temperature, TIT). Na Obr. 3 je uvedena účinnost modelového IFGT zařízení spalujícího biomasu [4]. Výpočty také zahrnují rozdílno účinnost použitého vysokoteplotního výměníku, charakterizovanou rozdílem teplot (ΔT_{min}) ohřívajícího a chlazeného média. S rostoucím rozdílem minimálních teplot (ΔT_{min}) klesá účinnost výměníku tepla, a jak je vidět, klesá i účinnost turbíny. Proto IFGT zařízení vykazují nižší účinnost než expanzní turbíny pracující při stejných teplotách, ale využívají přímého spalování [3,4]. Tepelná odolnost kovových výměníků je zpravidla omezena teplotou 700 °C, což umožňuje při rozdílu teplot (ΔT_{min}) 100 °C a PR = 3 dosáhnout celkové účinnosti

okolo 19 %. Vysoká teplota expandovaného pracovního média je i zde hlavním zdrojem ztrát tepla do okolí. Z jiného hlediska lze využít toto vysokopotenciálové teplo pro ohřev různých médií nebo přímo k sušení vlhkého paliva.

Konstrukční a provozní požadavky na IFGT systémy nejsou tak náročné jako u EFGT zařízení, v důsledku čehož vykazují i nižší investiční náklady na jednotku instalovaného výkonu, a proto i zájem o jejich praktickou aplikaci stoupá. Výzkum uvedené problematiky začal již ve třicátých letech minulého století a pokračoval až do padesátých let, kdy byla postavena první demonstrační jednotka o výkonu 500 kW_e používající jako palivo rašelinu [2]. Na základě poznatků z provozu tohoto zařízení byla vybudována průmyslová jednotka o výkonu 2,3 MW_e v Ravensburgu (SRN). V dalším období, vzhledem k dostatku fosilních paliv, nebyla výzkumu EFGT věnována dostatečná pozornost. Obnovení výzkumu nastalo ke konci sedmdesátých let po ropné krizi, přičemž jako palivo bylo používáno zpravidla uhlí [2,5,6,7]. V devadesátých letech minulého století pak došlo k rozšíření výzkumu i na využití biomasy.



Obr. 3 Účinnost modelového IFGT v závislosti na PR

a TIT [4] (účinnost kompresoru $\eta_{is,c} = 0,92$,

účinnost turbíny $\eta_{is,t} = 0,9$,

spalné teplo biomasy $Q_s^d = 20,7\text{MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)

3. Realizované demonstrační jednotky

V současné době není známo mnoho úspěšných příkladů komerční realizace jednotek využívajících EFGT nebo IFGT principu, ve kterých by externí topení pracovního média bylo zajišťováno spalováním generá-

torového nebo jiného topného plynu z termického zpracování biomasy, případně její přímým spalováním. Realizovány byly pouze jednotky, které lze označit jako demonstrační [8].

3.1. Projekt Siebenlehn

Jednotka v Siebenlehn byla navržena firmou Umwelt und Energietechnik a postavená firmou Pipeline System v letech 1997 - 2000 [10]. Procesní uspořádání ideově odpovídá schématu uvedenému na obr. 1 s tím rozdílem, že rekuperátor (5) slouží jako zdroj páry pro turbínu pracující v parním cyklu, který může být provozován jak v extrakčním, tak i kondenzačním režimu [8,9,10,11].

Spaliny vystupující z výměníku tepla (4), kde předávají svoje teplo stlačenému vzduchu, společně s částí vzduchu expandovaného v expandéru turbíny (podíl vzduchu, který přesahuje potřebu vzduchu pro spalování) jsou vedeny do výměníku tepla parního generátoru. Výměník parního generátoru je vybaven ekonomizérem, výparníkem a přehřívákem. Pro komplexní využití energie spalin na konci spalovací komory je zařazen ještě i výměník pro přípravu teplé užitkové vody.

Čistý vzduch je nasáván a komprimován kompresorem plynové turbíny (1) a je dále veden do vysokoteplotního tepelného výměníku (4), zařazeného mezi kompresor a plynovou turbínu. Stlačený vzduch je v něm ohříván spalinami ze spalovací komory (3), kde probíhá spalování topného plynu, vznikajícího termokonverzí biomasy. Horký pracovní vzduch je po expanzi v turbíně zčásti použit pro spalování plynu ve spalovací komoře. Jeho zbytkové množství je odváděno by-pasem do kotle na odpadní teplo, případně do vysokoteplotního výměníku, kde předává teplo spalovanému plynu. Uváděná účinnost výroby elektřiny je 27 % v kondenzačním provozu a 23 % v kogeneračním provozu. Celkové využití energie z paliva dosahovalo max. 73 %.

4. Projekty IFGT založené na přímém spalování biomasy

Vedle zmíněných projektů existuje celá řada projektů založených na přímém spalování biomasy bez mezistupně (zplyňování, pyrolýzy). Spaliny z biomasy zde slouží stejně jako u výše popsaných jednotek k ohřevu vzduchu ve vysokoteplotním výměníku. Vzduch následně expanduje v turbíně (mikroturbíně) a je dále použit pro spalování biomasy.

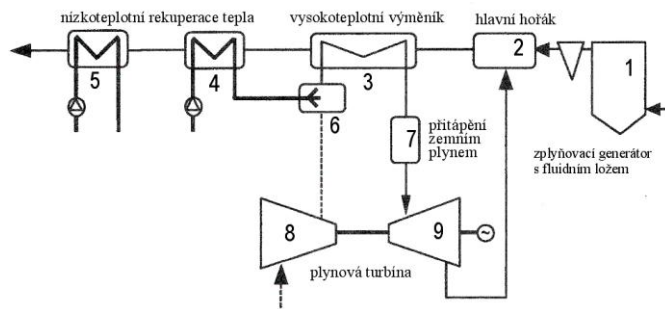
4.1. Hybridní IFGT s mikroturbínou

Na základě předcházejících zkušeností spojených s vývojem IFGT zařízení zahájili v roce 2003 na VU Brusel nový projekt [8], ve kterém byl kladen hlavně důraz na ekonomickou perspektivu zařízení a minimální konstrukční zásahy do komerčně dostupné plynové mikroturbíny (IF μ GT). Redukce investičních nákladů byla založena na následujících předpokladech a úpravách:

1. použití nízkonákladových turbosoustrojí jako jsou průmyslové mikroturbíny,

2. modulární konstrukci zařízení pro spalování biomasy a spalovací části turbíny umožňující jejich současný a nezávislý provoz,
3. spoluspalování ZP (40 %) s biomasou (60 %),
4. maximalizaci využití odpadního tepla.

Analýzou bylo zjištěno, že investiční náklady na hodnotu instalovaného výkonu (kW_{th}) navrhovaného systému by neměly přesáhnout hodnotu 600 Euro/ kW_{th} při všech akceptovaných velikostech, případně by mohly být i menší při instalovaných výkonech 8 až 10 MW_{th} . Bylo zjištěno, že kogenerační jednotka o instalovaném výkonu 100 - 200 kW_{e} , založená na koncepci IFGT, poskytuje dobrou perspektivu jak z ekonomických, tak technických důvodů, a to díky dostupnosti mikroturbín a nedostupnosti (v době realizace projektu) jiných kogeneračních systémů pro výrobu elektrické energie z biomasy. Při srovnání s většími IFGT projekty nabízí mikroturbína nižší specifické náklady v důsledku použití kompaktního turbokompresoru a vysokofrekvenčního elektrického generátoru umístěného na stejné hřídeli. Kompresor a expandér jsou dobře prostorově odděleny a spojení potrubí je dostupné pro případnou externí dodávku tepla. Praktickou alternativou IF μ GT zařízení za těchto výkonových charakteristik mohou být kogenerační jednotky na bázi zplyňovacího generátoru s pevným ložem spojeným s pístovým spalovacím motorem. Jejich výkon by potřeboval dosáhnout alespoň 300 kW_{e} , aby bylo dosaženo investičních nákladů pod 600 Euro/ kW_{th} . S použitím Stirlingova motoru tohoto kritéria lze dosáhnout, ale pouze do výkonu 100 kW_{e} .



Obr. 4 Schéma EFGT jednotky VU Brusel [8]

- 1 - zplyňovací generátor s fluidním ložem, 2 - hlavní hořák,
- 3 - vysokoteplotní výměník 4,5 - nízkoteplotní rekuperace tepla, 7 - přitápění zemním plynem, 8 - kompresor vzduchu, 9 - turbína

Tabulka 1 Základní výkonnostní charakteristiky referenční a upravené 150 kW_{e} mikroturbíny [8]

Zařízení		Referenční	Hybridní
Parametr		ZP	60% biom.
Spotřeba ZP	kW_{th}	530	285
Spotřeba biomasy	kW_{th}	-	345
Elektrická účinnost	%	26.5	22
Celkové využití	%	78	79

Ve většině IFGT projektů (viz Obr. 4) se počítá také s použitím části horkého (expanzního) vzduchu z expandéru turbíny pro spalování primárního paliva, což zvýší rekuperační efekt celého zařízení. Nevýhodou tohoto uspořádání je větší prostorová a procesní integrace spalovacího zařízení s plynovou turbínou snižující flexibilitu obou procesů. Řešitelé se proto záměrně zaměřili na zajištění minimální míry integrace turbíny s úsekem spalování biomasy, a tím zároveň dospěli k nižším nákladům, větší flexibilitě a snadnější manipulaci při normálním provozu na ZP. Omezením teploty horkého vzduchu na vstupu do turbíny (TIT) na 750 °C a vstupního tlaku na 4 až 5 barů bylo také dosaženo minimalizace problémů spojených s vysokoteplotní korozi.

Na první pohled se zdá být nevýhodou to, že spaliny odcházejí z vysokoteplotního výměníku při relativně vysoké teplotě 550 - 600 °C. Přebytek spalovacího vzduchu je však omezen na 6 až 8 % kyslíku ve spalínách a je menší než běžné hodnoty pozorované při spalování ZP přímo v plynové turbíně (17,5 % O₂ pro mikroturbínu T100). Výkonnostní parametry uvedeného uspořádání s mikroturbínou jsou uvedeny v tabulce 1 [8]. Celkové využití energie a návratnost po přidavku biomasy zůstaly stejné, zatímco elektrická účinnost s přidavkem biomasy poklesla o 4,5 %.

Návratnost kogenerační jednotky je silně závislá na nákladech na energii a případné finanční podpoře prováděné formou dotovaných výkupních cen elektrické energie produkované z biomasy. Vyšší investiční náklady (v porovnání s referenční jednotkou na ZP) jsou kompenzovány nižší cenou paliva, bonusem na energii z biomasy (0,02 Euro/kWh_e) a větší produkcí tepla. Náklady na zpracování biomasy jsou uvažovány na úrovni 1 Euro/GJ a to i v případě, kdy vlastní palivo bylo bez ceny (zdarma).

Mikroturbína Turbec byla instalována pro účely projektu v létě 2003. Elektřinu a teplo měla dodávat do 11 kV sítě a rozvodu tepla. V první fázi projektu byla turbína provozována ve standardní konfiguraci pro spalování ZP, a to po dobu platnosti podmínek záruky. V druhé fázi se počítalo s instalací alternativního spalovacího zařízení a s postupným zvyšováním jeho výkonu, a to v takovém režimu, aby bylo možné zjistit jeho vliv na chování mikroturbíny a vysokoteplotního výměníku, při postupném zvyšování TIT vzduchu z 550 °C na 750 °C [8].

4.2. Kogenerační jednotka BG100 od firmy Talbott

Jedná se zřejmě o jeden z nejpokročilejších a nejlépe propracovaných projektů aplikace systému IFGT pro kogenerační výrobu elektrické energie v malé jednotce za použití biomasy [12, 13, 14, 15]. První provozní jednotka byla instalována už v roce 2005 a v současné době by mělo být v provozu podobných jednotek více [12].

Cílem počáteční fáze projektu byl vývoj malé prototypové kogenerační jednotky na bázi IFGT spalující biomasu. Uvedená jednotka byla postavena na základě mikroturbíny Bowman Power TG 50. Standardní spalo-

vací komora turbíny byla nahrazena vysokoteplotním výměníkem otápným spaliny ze standardní spalovací komory na biomasu (od firmy Talbott). Maximální teplota spalin z této komory byla vyšší než teplota uvažovaná v původním projektu (900 °C). Další inovací systému byla úprava, jež zajistila, aby se část tepla z expandovaného vzduchu vracela do spalovací komory [12]. To umožnilo snížení spotřeby paliva, ale vyžadovalo konstrukční modifikaci vestavby spalovací komory tak, aby se nezvýšil tlak expandovaného vzduchu na výstupu z turbíny a její účinnost se nesnížila. Spalovací komora pracuje za vysokých teplot, proto pro její úpravu byly použity kvalitní keramické materiály a byla zvýšena jejich tloušťka. Realizovaná opatření umožnila snížit vliv teplených mostů a tak omezila i celkové ztráty tepla do okolí. Při počátečních experimentech s původní konstrukcí spalovací komory občas docházelo k natlakování spalovací komory způsobující prošlehování plamene do zásobníku s palivem. Problém byl odstraněn náhradou obvykle užívaných atmosférických větracích otvorů za automaticky otevírající se ventil řízený diferenciálním tlakoměrem. Systém dávkování paliva byl modernizován s ohledem na bezpečnost, řízení a regulaci. Rozsáhlé úpravy byly provedeny i na systému dávkování tuhého paliva, který díky vysoké setrvačnosti způsoboval velké oscilace teploty spalin na vstupu do výměníku. Uvedený problém byl odstraněn použitím sofistikovaného algoritmu řízení a regulace přikládání paliva.

V procesu vývoje byl do proudu tlakového vzduchu za turbokompresorem zařazen pojistný ventil pro rychlé uvolňování přebytečného tlaku umožňující bezpečný výběh turbíny. V uvedené literatuře jsou popsány jednotlivé etapy vedoucí k úspěšnému dokončení vývoje celého kogeneračního systému a zkušenosti s jeho provozem během 4000 hodinového testu, při kterém se zpracovávala biomasa [15]. V testovací fázi bylo uskutečněno více než 100 startů ve stabilním a spolehlivém provozu. Realizované opatření a inovace systému umožnily dosáhnout i poměrně rychlého náběhu turbíny do provozního stavu, a to v době kratší než 2 minuty.

Úpravám a inovacím se nevyhnul ani původní vysokoteplotní výměník, který po prvních provozních experimentech ukázal vyšší teplotní diferencii mezi spaliny a ohříváním vzduchem. Protože byl výměník stále ve velice dobrém technickém stavu, bylo rozhodnuto zlepšit jeho účinnost mírnou modifikací a přidáním nové sekce z odolných vysokoteplotních materiálů. Potrubní vedení bylo upraveno tak, aby se snížila celková tlaková ztráta, k čemuž přispělo také snížení počtu kolen. Byl přidán dilatační kus k odstranění pnutí a „dilatační“ spoje byly nahrazeny komerčními přírubami vhodnými pro dané tlaky a teploty. Bylo také zjištěno, že je zapotřebí omezit teplotu na vstupu do vysokoteplotního výměníku na 800 °C, a to do doby, než stávající materiál nebude nahrazen odolnějším, nebo bude opatřen ochranným povlakem.

Na základě provedených testů byly získány důležité poznatky a zkušenosti a také vyvozeny i odpovídající závěry. Ukázalo se, že IFGT systém dosáhl potřebné

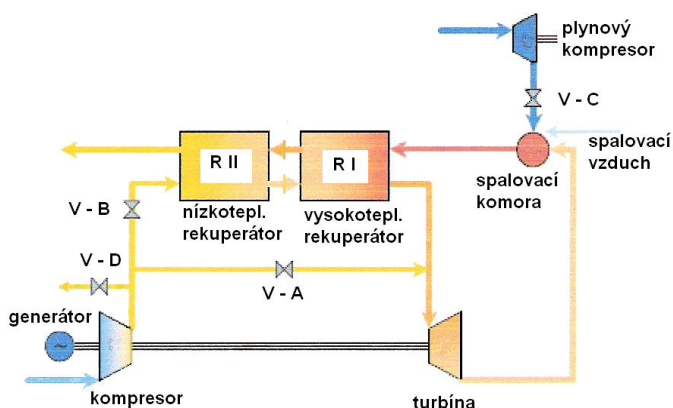
pružnosti, turbína byla schopna pracovat při stabilní akceleraci, která ovšem byla mnohem nižší než u konvenčních spalovacích turbín. Snížená schopnost akcelerace byla způsobena vysokou termickou setrvačností systému spalovací komory a vysokoteplotního výměníku. Testy také prokázaly provozuschopnost vysokoteplotního výměníku, ale zároveň také prokázaly, že je nutno provést další konstrukční úpravy zaměřené jak na zvýšení jeho účinnosti, tak i na prodloužení jeho životnosti. Výkon demonstrační jednotky se pohyboval okolo 26 - 36 kW_e (projekční 30 kW_e) a 100 - 150 kW_{th}. Teplo bylo použito pro ohřev vody nebo vzduchu. Celková elektrická účinnost byla 17 %. Díky nízkým ztrátám systému (vysoká integrace) dosahovala celková účinnost kogenerační jednotky 80 až 85 %.

4.3. EFGT fy Compower

Compower AB je švédská firma vyvíjející EFGT systém o elektrickém výkonu 7 kW_e (17 kW_{th}) zaměřený na malé kogenerační jednotky vhodné pro rodinné domky. V současné době je k dispozici modul pracující pouze na zemní plyn. Nyní je společností prováděn vývoj spalovacího zařízení pro spalování dřevních pelet, který je vhodný k integraci do stávajícího zařízení [16,17].

4.4. EFμGT univerzity v Janově

V Itálii jsou nejméně tři pracoviště zabývající se problematikou plynových turbín s alternativním oběhem. Na prvním z nich (Thermochemical Power Group, Università di Genova, TPG) byla ve spolupráci s Ansaldo Ricerche s.r.o. (ARI) postavena jednotka na bázi 80 kW_e mikroturbíny Elliott TA-80R [18]. Zjednodušené schéma kogenerační jednotky je uvedeno na obr. 5. Energie spalin se předává komprimovanému vzduchu ve dvoustupňovém tepelném výměníku. První stupeň, označený jako „vysokoteplotní rekuperátor“ (RI), je zařazen přímo za spalovací komoru. Je vyroben z ušlechtilých kovových materiálů a je větší než druhý, označený jako „nizkoteplotní rekuperátor“ (RII). Tento výměník je běžným komerčním rekuperátorem dodávaným společně s turbínou.



Obr. 5 Schéma IFμGT TPG

V systému byla zachována i původní spalovací komora (není na obr. 5 uvedena) používaná při startu a pro případné zvýšení teploty pracovního vzduchu vstupujícího do turbíny. Plyny z expandéru turbíny jsou rozděleny do dvou proudů. Jeden se používá pro oxidaci paliva ve spalovací komoře, zatímco druhý je veden obtokem přímo do spalin. Použití původní spalovací komory na zemní plyn během experimentu nepříznivě ovlivnilo chod celého zařízení, a to zvýšením protitlaku na výstupu z expandéru turbíny. Konstrukční a provozní omezení vstupní teploty spalin do první části výměníku (RI) na 800 °C omezilo i hodnotu vstupní teploty komprimovaného vzduchu před turbínou (TIT) na max. 750 °C. Modulární konstrukce experimentálního zařízení umožnila snadnou výměnu a flexibilitu a v budoucnu i náhradu kovového výměníku (R I) za keramický. Maximální vstupní teplota pracovního média je potom omezena stabilitou materiálů použitých v mikroturbíně na 950 °C. Maximální rychlost otáčení mikroturbíny se pohybovala okolo 68 000 ot/min. Většina experimentů se zatím prováděla pouze s použitím ZP, nikoliv s biomasou [18].

4.5. Projekt EU BIO_MGT

Hlavním cílem projektu BIO_MGT, financovaného ze 7 rámcového programu EC, byla demonstrace technické a ekonomické proveditelnosti malé polygenerační jednotky využívající jako palivo biomasu v kombinaci se ZP [19]. Základní informace o tomto projektu jsou uvedeny v tabulce 2.

Tabulka 2 Základní cílové vlastnosti polygenerační jednotky EU BIO_MGT

Rozměry	2,0 x 0,8 x 1,8 m
Použitá turbína	TURBEC T100 MGT
Nominální otáčky	~ 70 000 ot/min
Tepelný příkon v palivu	400 kW _{th}
Čistý elektrický výkon	100 kW _e
Čistý tepelný výkon	160 kW _{th}
Spalovací komora	BiOFurnace fy Mawera
Parametry vysokoteplotního výměníku	
Tlak na straně spalin	atmosférický
Tlak na straně vzduchu	~ 4,5 bar
Vyměněná tepelná energie	500 - 550 kW _{th}
Maximální teplota na straně spalin z biomasy	850 °C
Maximální teplota na chladné straně odváděného vzduchu	750 °C

Projekt se snažil dosáhnout velice ambiciózních cílů. Mezi hlavní bezesporu patřily následující:

- 1) vývoj nízko emisní duální jednotky používající biomasu a zemní plyn za pomoci „upgradu“ komerčního systému na ZP,
- 2) vývoj korozně odolného vysokoteplotního výměníku pro spaliny ze spalování biomasy zahrnující automatický čistící systém,

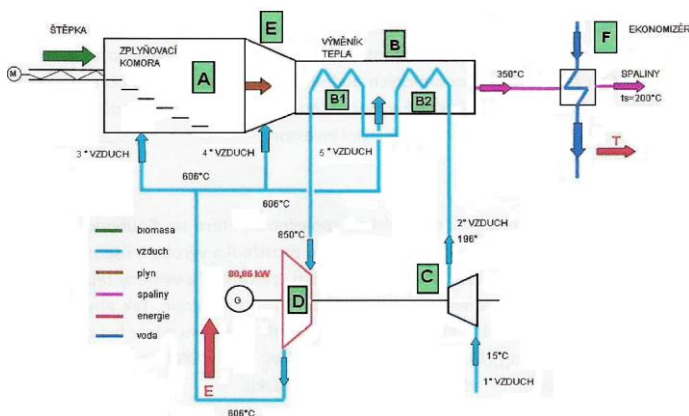
- 3) vyvinutí nového automatického kontrolního a řídicího systému pro celé zařízení, včetně správné funkce vysokoteplotního výměníku,
- 4) ukázka možnosti praktického využití komplexního malého polygeneračního systému (BIO_MGT), a to včetně spolehlivosti provozu vysokoteplotního výměníku tepla.

5. Realizace IFGT zařízení v ČR

Aplikace technologie IFGT byla také realizována v ČR, a to v rámci projektu „Zplyňování biomasy a tříděného tuhého odpadu s výrobou elektrické energie pomocí turbosoustrojí“ podporovaného Ministerstvem průmyslu a obchodu ČR probíhajícího v letech 2008 až 2010. Cílem projektu byl návrh a stavba demonstrační prototypové jednotky o elektrickém výkonu 90 kW_e vhodné pro následné komerční uplatnění. Hlavním řešitelem projektu byla společnost ATEKO a.s. Na projektu se také účastnily i další výzkumná pracoviště z ČR (VŠCHT Praha, VUT Brno a VŠB-TU Ostrava). Jednotka označovaná akronymem EZOB byla postavena ve druhé polovině roku 2010 v areálu skládky komunálního odpadu v obci Lány (Ekologie s.r.o.). [20].

Schematicky je jednotka znázorněna na Obr. 6. Dřevní štěpka je podávána šnekem do zplyňovací komory (A) [21]. Do komory rovněž vstupuje část horkého vzduchu (3) z výstupu expanzní turbíny (D). Na výstupu (2) ze zplyňovací komory (A) je připojena spalovací komora (E), kde se přidává další proud vzduchu (4) a horké spaliny s teplotou 1150 °C vstupují do cyklonu pro odstraňování TZL. Toto zařízení není na Obr. 6 znázorněno, ale umožňuje podstatné snížení nánosů TZL na teplosměnných trubkách výměníku (B). Spaliny dále proudí první vysokoteplotní částí výměníku (B₁) a po smíšení se zbytkovým horkým expandovaným vzduchem v prostřední části výměníku vstupují dále do druhé sekce (B₂). Zbytek tepla obsaženého ve spalinách může být využit k ohřevu teplé vody v ekonomizéru (F).

Čistý studený vzduch (1) je nasáván kompresorem (C) z okolí jednotky a po stlačení na tlak 0,38 MPa vstupuje do studenější sekce výměníku (B₂).



Obr. 6 Koncepční schéma technologie s hodnotami uvažovanými na počátku projektu

Dále pokračuje do vysokoteplotní části (B₁), kde se dohřeje na vstupní teplotu turbíny. Po expanzi se vzduch dělí na proudy (3), (4) a (5) a je zaváděn do zplyňovací komory (A), do spalovací komory (E) a do výměníku (B). V aplikované technologii je použita jednohřídelová vysokotáčková turbína českého dodavatele TGU 100B s vysokofrekvenčním generátorem [22].

Foto celé kogenerační jednotky, po jejím zprovoznění v prosinci 2010, je uvedeno na Obr. 7, a jak je vidět, jedná se o modulární a robustní zařízení. Jeho výhodou je bezesporu odolnost vůči různým typům paliva a možnost precizního ověření funkcí jeho jednotlivých technologických elementů (vysokoteplotní výměník, turbína, zplyňovací/spalovací komora).

Poloprovozní zkoušky automaticky řízeného IFGT systému byly zahájeny v prosinci 2010 a ukázaly, podobně i jako u většiny zde uvedených projektů, jeho principiální funkceschopnost. Dosavadní experimentální práce byly hlavně zaměřeny na ověření základních provozních charakteristik a optimalizaci systému regulace a řízení celého zařízení. Bylo také zjištěno, že zplyňovací komoru lze bez problému provozovat i v čistě spalovacím režimu, umožňujícím její použití pro spalování široké škály nízkohodnotných pevných paliv.



Obr. 7 IFGT zařízení v Lánech (prosinec 2010)

- 1 - zásobník se štěpkou, 2 - šnekový podavač paliva
- 3 - zplyňovací/spalovací komora, 4 - uzavřený popelník,
- 5 - dopalovací komora, 6 - horký cyklon, 7 - horkovzdušný výměník tepla, 8 - přívod vzduchu ke kompresoru turbíny,
- 9 - potrubí za odtahovým ventilátorem, 10 – komín

Palivo do komory je dodáváno plynule z mezizásobníku a jeho množství se řídí plynule regulovanými otáčkami šnekového podavače. Výhodou použitého způsobu spalování byly také velice nízké hodnoty emisí CO a NO_x pozorovaných při spalování dřevní štěpky. Teplota horkého stlačeného vzduchu na výstupu z vysokoteplotního výměníku byla při zahajovacích testech omezena na max. 700 °C, což se pochopitelně projeví i na nižší celkové účinnosti systému (<18 %).

Při dalším zkušebním provozu se počítá s dosažením projekčních hodnot teploty horkého vzduchu na vstupu do turbíny. Kogenerační jednotka instalovaná v Lánech prokázala i přijatelnou flexibilitu umožňující v horkém stavu dosáhnout připravenosti na plně funkční provoz během max. 20 minut. Start turbosoustrojí z klidného stavu do provozních otáček byl zahájen během max. 75 sekund, běžné odstavení turbosoustrojí vyžadovalo 20 min., havarijní odstavení turbosoustrojí lze dosáhnout během cca 1 až 5 min. Pochopitelně že pro komerční použití musí být uvedené IFGT zařízení optimalizováno z hlediska snížení investičních nákladů a optimalizace výkonu a účinnosti. Proto jeho jednotlivé technologické součásti budou muset být upraveny dle požadovaných instalovaných výkonů a použitého paliva, což se pochopitelně projeví na snížení ceny finálního komerčního zařízení. Podrobnější zkušenosti s provozem IFGT zařízení v Lánech budou uvedeny v dalších připravovaných publikacích.

6. Závěr

Aplikace expanzních turbín s externím spalováním, pracujících v otevřeném cyklu (IFGT) v kogeneračních zařízeních využívajících tepla pevných paliv, je velice zajímavou alternativou současně používaných technologií kogenerační výroby elektrické energie. Jejich komerční použití je však kompromisem mezi velikostí zařízení, účinností výroby elektrické energie, možností dalšího využití produkovaného tepla a investičními náklady celé jednotky.

Elektrická účinnost IFGT systému je nižší než u výkonově srovnatelných systémů založených na zplyňování/pyrolýze a následném spalování plynu v motoru. Z toho důvodu IFGT technologie není vhodná jen pro výrobu elektrické energie z kvalitních pevných paliv, kde náklady na paliva jsou hlavní položkou provozních nákladů.

Elektrickou účinnost IFGT lze sice použitím vysokoteplotního výměníku, schopného pracovat při vyšší teplotě, zvýšit, ale nárůst investičních a provozních nákladů spojených s jeho aplikací nebude kompenzován dostatečným nárůstem účinnosti. Z dosavadních teoretických a experimentálních zkušeností lze za maximální výstupní teplotu (TIT) tlakového vzduchu z vysokoteplotního výměníku označit teplotu 750 až 800 °C. Použití vyšších teplot vyžaduje extrémně vysoké materiálové a konstrukční nároky na použité vysokoteplotní výměníky, což ale také přináší problémy provozního charakteru.

Hlavním aplikačním polem pro použití IFGT systému jsou dva základní typy aplikací. Prvním jsou aplikace v technologických procesech, kde hlavním žádoucím produktem je technologické teplo, použité například pro sušení, žíhání, kalcinaci, klimatizaci a elektrická energie může být dalším žádoucím zdrojem ekonomického zisku.

Ve druhém případě lze IFGT technologii použít i pro výrobu elektrické energie jako hlavního produktu kogenerace. Hlavní podmínkou úspěšné realizace musí

v tomto případě být nízká, nejlépe nulová nebo záporná, cena vstupní suroviny - paliva.

Zajímavou aplikací IFGT mohou být mobilní kogenerační zařízení využívající místní zdroje paliv (odpady z těžby, zpracování dřeva) v málo dostupných lokalitách bez elektrické energie.

Poděkování

Autoři děkují Ministerstvu průmyslu a obchodu ČR za finanční prostředky poskytnuté v rámci projektu FI-IM5/159.

Literatura

1. Anhnden M.: Analysis of Gas Turbine Systems for Sustainable Energy Conversion. Doctoral Thesis, Royal Institute of Technology, Stockholm, Švédsko (2000).
2. Savola T., Tveit T-M., Laukkanen T.: Biofuel indirectly fired microturbine – State of the art. TKK, Laboratory of Energy Engineering and Environmental Protection, Helsinki University of Technology, Espoo 2005.
3. Elmegaard B., Henriksen U., Qvale B.: Thermodynamic Analysis of Supplementary-Fired Gas Turbine Cycles, Int. J. Thermodynamics, Vol. 6 (No.2), str. 85-92, June 2003.
4. Elmegaard B., Qvale B., Carapelli G., Tron P.: Open-cycle Indirectly Fired Gas Turbine for Wet Biomass Duele, in Proceedings of ECOS 2001, str. 361–368, July 4-6, 2001, Istanbul, Turkey.
5. Spliethoff H.: Extern gefeuerter Gasturbinenprozess, kap. 7.5, V Verbrennung fester Brennstoffe zur Strom- und Wärmezeugung, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 6: Energietechnik Nr. 443, VDI Verlag, str. 378-397, 1998.
6. Spliethoff A.: Extern gefeuerter Gasturbinenprozess. Teil 1. BWK 54, (5) 70-75 (2002).
7. Spliethoff A.: Extern gefeuerter Gasturbinenprozess. Teil 2, BWK 54, (6) 52-56 (2002).
8. Bram S., De Ruyck J., Novak-Zdravkovic A.: Status od external forint in gas turbine, Proc. ImechE 219, Part A: J. Power and Energy 137-145 (2005).
9. Bridgewater A. V.: Progress in Thermochemical Biomass Conversion. Blackwell, London, 2001, str. 20-23.
10. Franke B.: Konzeptionelle Gestaltung von GuD Heizkraftwerken mit integrierter Holzvergasung am Beispiel der Projekte Siebenlehen, V Alternative Energie –bibliographischer Auszug aus ULIDAT und UFORDAT, Ed.: Dörner E. a kol., Umweltbundesamt, Berlin, 2000. www.umweltdaten.de/ubadatenbanken/alternativenergie.pdf, (28.9.2008).
11. Mocke H., Blum B., Gross U.: Einbindung Einer indirekt gefeuerter Gasturbine zur thermischen Verwertung von Holzgas am Beispiel der BIGCC-Anlage in Siebenlehn, Sachsen, VDI Berichte Nr. 1746, 2003, str. 549-557.

12. Kirby S.: Harper Adams develops a state-of-the-art generator. http://www.harperadams.ac.uk/sustainability/doc/Kirby_S_Biomass_Generator.pdf, (28.9.2008).
13. Talbott: Talbotts Biomass Generátore. Technical specification. <http://www.talbotts.co.uk/BG1000leaflet.pdf>, (28.9.2008).
14. Pritchard D.: Biomass combustion gas turbine CHP, ETSU B/U1/00679/00/REP, DTI Pub URN No 02/1346. Stafford, Anglie 2002.
15. Pritchard D.: Biomass fuelled indirect fired micro turbine, B/T1/00790/00/00/REP. DTI/Pub URN 05/698. Stafford, Anglie 2005.
16. Schultz C.: Hembränd el från villapannan. NyTeknik. 5.4.2006, http://www.nyteknik.se/nyheter/energi_miljo/energi/article46409.ece, (28.9.2008).
17. Gard K. O.: Biomass Based Small Scale combined Heat and Power Technologies. Thesis. Lulea University of Technology, 2008.
18. Traverso A., Manssardo A.F., Riccardo Scarpellini R.: Externally Fired micro-Gas Turbine: Modelling and experimental performance. Appl. Thermal Eng. 26,1935–1941(2006).
19. Chiamonti D., Riccio G., Martelli F.: Small-scale biomass fired microturbine system. Mitteleuropäische Biomasskonferenz 2008. 16.-19.1.2008, Graz.
20. Dedek K., Jelínek M: Zplyňování biomasy a tříděného tuhého odpadu s výrobou elektrické energie pomocí turbosoustruj, Závěrečná zpráva projektu Impuls FI-IM 5/159, 15.1.2011.
21. Firemní materiály fy GEMOS CZ spol. s r.o., 2010.
22. Firemní materiály fy PBS Velká Bíteš a.s., 2010.

Summary

Petr Buryan^{*}, Sjarhei Skoblia^{*}, Karel Dedek^{},
Martin Lisý^{***}, Tadeáš Ochodek^{****}, Jan Najser^{****}**

^{*} *Institute of Chemical Technology, Prague*

^{**} *ATEKO a.s. Hradec Králové*

^{***} *Brno University of Technology*

^{****} *VŠB-Technical University of Ostrava*

Gas turbines with externally heated working medium application in cogeneration units

The paper summarizes the theoretical and experimental knowledge related to the possibility of using indirectly fired gas turbine (IFGT) for the production of electricity in a cogeneration system. Advantages and disadvantages of the IFGT technology are discussed on a number of examples. Czech project, using the gas turbine with electrical output of 90 kW which is installed in municipal waste landfill in the village of Lany, is presented as a successful example.