



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

VLIV TLAKOVÉ ZTRÁTY ODTAHU NA ÚČINNOST PLYNOVÉ MIKROTURBÍNY

EFFECT OF EXHAUST PRESSURE LOSS ON EFFICIENCY OF GAS MICROTURBINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ondřej Čechman

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Vítězslav Máša, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav procesního inženýrství
Student: **Ondřej Čechman**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Vítězslav Máša, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Vliv tlakové ztráty odtahu na účinnost plynové mikroturbíny

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce svým tématem spadá do oblasti využití odpadního tepla z kogeneračních procesů. Výsledky budou přínosem při budoucím návrhu tepelného výměníku pro využití odpadního tepla ve spalínách plynové mikroturbíny. Student bude využívat zázemí Laboratoře energeticky náročných procesů NETME Centre, kde budou probíhat potřebná měření a kde budou uplatněny potenciální výsledky práce. Laboratoř je vybavena moderní plynovou mikroturbínou Capstone C30. Bakalářská práce by měla napomoci integraci této mikroturbíny do tzv. modelu energeticky náročného spotřebitele, který je reprezentován prádelenským procesem.

Cíle bakalářské práce:

1. Experiment zaměřený na určení vlivu tlakové ztráty odtahu na účinnost plynové mikroturbíny.
2. Zpracování protokolu z měření a vyvození závěrů pro návrh tepelného výměníku.

Seznam literatury:

SOARES, Claire. Microturbines. Boston: Elsevier/Butterworth-Heinemann, c2007, xxix, 271 p. ISBN 07-506-8469-0.

DVORSKÝ, Emil a Pavla HEJTMÁNKOVÁ. Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2005, 281 s. ISBN 80-730-0118-7.

ŠUROVSKÝ, Jan. Spalovací turbíny, Praha, 2013, 245 s. ISBN: 978-80-260-4106-1.

Technická specifikace turbíny použité při experimentu.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan

ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je pomoci aplikovat mikroturbíny v průmyslu tam, kde se dosud nevyužívají, ale kde by jejich využití mohlo přinést ekonomickou úsporu. To platí zvláště v případě kombinované výroby elektřiny a tepla. Pro konkrétní kogenerační systém je třeba navrhnout tepelný výměník vždy na míru aplikaci. Jedním z důležitých parametrů pro návrh tepelného výměníku je tlaková ztráta způsobená výměníkem v odtahu spalin, jež má negativní vliv na elektrickou účinnost mikroturbíny. Konkrétně tato práce ověřuje vliv tlakové ztráty na el. účinnost plynové mikroturbíny. Tuto problematiku řeší teoreticky s využitím hodnot deklarovaných výrobcem, které pak ověřuje experimentálním měřením. Výsledky práce poslouží k integraci konkrétní mikroturbíny (Capstone C30), jako kogenerační jednotky do modelu energeticky náročného spotřebitele v Laboratoři energeticky náročných procesů NETME Centre při Fakultě strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně.

Klíčová slova

kogenerace, plynová mikroturbína, tlaková ztráta odtahu, účinnost, Capstone C30

ABSTRACT

The aim of this bachelor thesis is to support of microturbines application in industrial processes where it is not used yet, but where it would bring economical saving. This is especially in the case of CHP. For specific CHP system is need to design heat exchanger according to the specific application. One of the necessary parameters for heat exchanger design is exhaust pressure loss caused by heat exchanger, which has negative effect on electrical efficiency of microturbine. The concrete aim of this thesis is verify effect exhaust pressure loss on electrical efficiency of gas microturbine. This issue is solved theoretically using values declared by manufacturer of microturbines, which has been later verified by experimental measurements. The results of this thesis will help to integrate specific microturbine (Capstone C30) as CHP unit for model of energy intensive consumer in the Laboratory of Energy Intensive Processes of NETME Centre at the Faculty of Mechanical Engineering at the Brno University of Technology.

Key words

cogeneration, gas microturbine, exhaust pressure loss, efficiency, Capstone C30

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE:

ČECHMAN, O. *Vliv tlakové ztráty odtahu na účinnost plynové mikroturbíny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 39 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Vítězslav Máša, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma **Vliv tlakové ztráty odtahu na účinnost plynové mikroturbíny** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu použité literatury.

Datum

Ondřej Čechman

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji svému vedoucímu panu Ing. Vítězslavu Mášovi, Ph.D za odborné vedení při zpracování této bakalářské práce, zvláště pak za jeho trpělivost a časovou flexibilitu. Dále děkuji svým přátelům a rodině, nejvíce však rodičům, za podporu v průběhu celého studia.

OBSAH

| | |
|--|----|
| SEZNAM SYMBOLŮ, ZKRATEK A ZÁKLADNÍCH POJMŮ | 9 |
| 1 ÚVOD | 11 |
| 2 EXPERIMENTÁLNÍ ZÁZEMÍ | 12 |
| 2.1 NETME Centre | 12 |
| 2.2 Laboratoř energeticky náročných procesů | 12 |
| 3 MIKROTURBÍNY | 14 |
| 3.1 Asociace mikroturbín, o.s. | 14 |
| 3.2 Instalace mikroturbín v České republice | 14 |
| 3.3 První mikroturbína v České republice | 15 |
| 3.4 Hlavní výrobci mikroturbín | 16 |
| 3.5 Hlavní části radiální mikroturbíny | 16 |
| 3.6 Princip funkce spalovacích turbín | 18 |
| 3.6.1 Braytonův cyklus | 18 |
| 3.6.2 Braytonův cyklus s rekuperátorem | 19 |
| 3.6.3 Braytonův cyklus s rekuperátorem a výměníkem tepla | 21 |
| 3.7 Provozní vlivy na elektrickou účinnost mikroturbín | 22 |
| 3.7.1 Hustota přiváděného vzduchu | 22 |
| 3.7.2 Hustota přiváděného paliva | 22 |
| 3.7.3 Tlaková ztráta na vstupu spalovacího vzduchu | 22 |
| 3.7.4 Tlaková ztráta na odtahu spalin | 22 |
| 3.8 Zapojení v režimu kogenerace | 23 |
| 4 CAPSTONE C30 A VLIV TLAKOVÉ ZTRÁTY ODTAHU NA VÝKON A ÚČINNOST MIKROTURBÍNY | 24 |
| 4.1 Popis stroje a jeho základní parametry | 24 |
| 4.2 Vliv tlakové ztráty odtahu na účinnost mikroturbíny Capstone C30 deklarovaný výrobcem | 25 |
| 4.3 Vliv tlakové ztráty u mikroturbíny Capstone C30 – případová studie | 26 |
| 4.3.1 Cena elektřiny | 26 |
| 4.3.2 Ekonomika provozu s ohledem na tlakovou ztrátu odtahu | 27 |
| 5 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ TLAKOVÉ ZTRÁTY ODTAHU | 28 |
| 5.1 Postup měření | 28 |
| 5.2 Použité přístroje | 28 |
| 5.3 Měřené veličiny | 29 |
| 5.4 Vypočítané veličiny | 30 |
| 5.4.1 Přepočet objemu zemního plynu | 30 |
| 5.4.2 Výpočet příkonu a elektrické účinnosti | 31 |
| 5.4.3 Naměřená změna výkonu a účinnosti v závislosti na tlakové ztrátě | 32 |
| 5.5 Skutečný vliv tlakové ztráty odtahu na účinnost mikroturbíny Capstone C30 instalované v LENP | 34 |
| 5.6 Vyhodnocení naměřených dat | 35 |
| 5.6.1 Srovnání experimentálně naměřených dat s hodnotami od výrobce | 35 |
| 5.6.2 Rozdíl mezi předpokládaným a skutečným výkonem | 35 |
| 6 ZÁVĚR | 37 |
| SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY | 38 |

SEZNAM SYMBOLŮ, ZKRATEK A ZÁKLADNÍCH POJMŮ

| Symbol: | Definice: | Jednotka: |
|----------------|---|-----------------------------------|
| a_0 | Měrná práce cyklu | $[J \cdot kg^{-1}]$ |
| c_p | Měrná tepelná kapacita směsi plynů | $[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ |
| ε | Kompresní poměr | $[-]$ |
| η_0 | Elektrická účinnost při nulové tlakové ztrátě odtahu | $[-]$ |
| $\eta_{celk.}$ | Celková účinnost cyklu | $[-]$ |
| η_e | Elektrická účinnost | $[%]$ |
| $\eta_{poměr}$ | Poměr účinnosti | $[-]$ |
| η_t | Termická účinnost cyklu | $[-]$ |
| η_x | Elektrická účinnost při konkrétní tlakové ztrátě odtahu | $[-]$ |
| H | Výhřevnost z angl. Heat value | $[kWh/Nm^3]$ |
| k | Koeficient přepočtu spalného tepla na výhřevnost | $[-]$ |
| P_0 | Elektrický výkon při nulové tlakové ztrátě odtahu | $[kW_{el}]$ |
| P_{el} | Elektrický výkon | $[kW_{el}]$ |
| p_n | Tlak normovaného metru krychlového | $[Pa]$ |
| P_p | Příkon v palivu | $[kW]$ |
| $P_{poměr}$ | Poměr výkonu | $[-]$ |
| p_{pr} | Přetlak zemního plynu | $[Pa]$ |
| P_{tep} | Tepelný výkon ve spalínách | $[kW]$ |
| p_v | Tlak vzduchu | $[Pa]$ |
| P_x | Elektrický výkon při konkrétní tlakové ztrátě odtahu | $[kW_{el}]$ |
| p_{zp} | Absolutní tlak zemního plynu | $[Pa]$ |
| q_c | Měrné teplo odvedené z cyklu | $[J \cdot kg^{-1}]$ |
| q_H | Měrné teplo dodané do cyklu | $[J \cdot kg^{-1}]$ |
| Q_s | Spalné teplo | $[kWh/Nm^3]$ |
| T | Absolutní teplota v daném bodě cyklu (s indexy 1 - 4) | $[K]$ |
| T_n | Absolutní teplota normovaného metru krychlového | $[K]$ |
| t_p | Teplota zemního plynu | $[^{\circ}C]$ |
| t_v | Teplota vzduchu | $[^{\circ}C]$ |
| T_{zp} | Absolutní teplota zemního plynu | $[K]$ |
| v_1 | Objem nasátého vzduchu před kompresí | $[m^3]$ |
| v_2 | Objem stlačeného vzduchu po kompresi | $[m^3]$ |
| V_n | Objem normovaného metru krychlového | $[Nm^3/h]$ |
| V_{zp} | Objem zemního plynu | $[m^3/h]$ |
| φ_v | Relativní vlhkost vzduchu | $[%]$ |

| Pojem: | Definice: |
|-----------------|--|
| Adiabatický děj | Ideální termodynamický děj probíhající bez ztrát |
| Izobarický děj | Ideální termodynamický děj probíhající při konstantním tlaku |

| Zkratka: | Definice: |
|--------------|--|
| CHP | Kogenerace – kombinovaná výroba elektřiny a tepla z angl. Combined Heat and Power |
| CCHP | Trigenerace – kombinovaná výroba elektřiny, tepla a chladu z angl. Combined Cooling, Heat and Power |
| ČVUT | České vysoké učení technické |
| DIN | Německý ústav pro průmyslovou normalizaci z něm. Deutsches Institut für Normung |
| ENP | Energeticky náročný proces |
| GMT | Plynová mikroturbína z angl.. Gas Microturbine |
| ISO | Mezinárodní organizace pro standardizaci z angl. International Organization for Standardization |
| LENP | Laboratoř energetický náročných procesů |
| MTH Kolín | Městské tepelné hospodářství Kolín |
| NETME Centre | Centrum nových technologií pro strojírenství z angl. New Technologies for Mechanical Engineering |
| SVJ | Společenství vlastníků jednotek |
| TUV | Teplá užitková voda |
| VUT | Vysoké učení technické v Brně |
| VSB-TU | Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava |

1 ÚVOD

Evropský trh s energiemi se neustále vyvíjí. K současným fosilním a jaderným elektrárnám se přidává mnoho obnovitelných zdrojů a kogeneračních zařízení. Na trhu se tak objevují menší zdroje. Plynové mikroturbíny (GMT z anglického *gas microturbine*) se svým výkonovým rozsahem od 25 kW do 500 kW také patří do této kategorie menších zdrojů elektrické energie. Evropská unie podporuje obnovitelné zdroje energie a kogeneraci, tedy kombinovanou výrobu elektřiny a tepla (z angl. *combined heat and power*; CHP) [1], [2]. V České republice je tato podpora realizována formou zelených bonusů. Tato bakalářská práce je v souladu s tímto trendem zaměřena na kogeneraci s použitím GMT.

Mikroturbíny mají menší elektrickou účinnost než konvenční turbíny o velkých výkonech. Navzdory tomuto faktu nalézají GMT své využití po celém světě v oblasti decentralizované výroby tam, kde je výroba elektrické energie a tepla z různých důvodů lokálně výhodnější. Jedná se o instalace GMT pro ropný průmysl, kde se spaluje zemní plyn přímo v místech těžby, či na trasách tranzitních plynovodů. Dále pak v aplikacích využívajících bioplyn, tedy instalace GMT u zařízení vytvářejících bioplyn, jako jsou bioplynové stanice nebo čističky odpadních vod. Také v lokalitách, kde je velká spotřeba více druhů energií současně, jako jsou velké obchodní centra, data centra, hotely, kanceláře či nemocnice. [3], [4] Mikroturbíny je tedy vhodné vybavit tepelným výměníkem, a využívat tak odpadní teplo spalin. Při kvalitním využití takto vyrobené energie dochází ke zvýšení celkové účinnosti systému, což je příznivé ekonomicky i ekologicky. Vzhledem k poměrně vysokým teplotám výstupních spalin (okolo 300 °C) může být toto odpadní teplo využito nejen pro ohřev teplé užitkové vody (TUV), ale také pro výrobu nízkotlaké vodní páry, která může sloužit v mnoha průmyslových odvětvích. Tím se GMT odlišují od hlavní konkurenční technologie, což jsou kogenerační jednotky se spalovacími motory. Spalovací motory jsou jako kogenerační zdroje již značně rozšířené, nejsou však použitelné pro výrobu vodní páry, neboť musí být z hlediska své konstrukce chlazeny na teplotu 85-95 °C. Mikroturbíny však tuto potřebu nemají, a proto může být při kogeneraci lépe využít tepelný potenciál odpadního tepla. Mikroturbíny s tepelnými výměníky nalézají uplatnění také v kombinaci s absorpčními chladiči. V takovém případě jde o tzv. trigeneraci (z angl. *combined cooling, heat and power*; CCHP). Na rozdíl od klasického chlazení, jehož základním článkem je kompresor využívající elektrickou energii, tento systém využívá odpadní teplo z mikroturbíny. V neposlední řadě mají mikroturbíny další zajímavé využití. Díky velmi nízkým emisím se dají mikroturbíny použít v aplikacích, kde se využijí přímo spalinové plyny, např. k vytápění skleníků. [5], [4]

Cílem práce je pomoci aplikovat GMT v průmyslu tam, kde se dosud nevyužívají, ale kde by jejich využití mohlo přinést ekonomickou úsporu. Pro konkrétní CHP aplikace je třeba navrhnout výměník vždy na míru. Pro návrh tepelného výměníku je třeba znát vliv tlakové ztráty odtahu spalin na účinnost celého systému. Integrace tepelného výměníku s příliš vysokou tlakovou ztrátou na trase spalin by nemusela být z pohledu ekonomiky provozu přínosná. Cílem této práce je tedy experimentálně změřit vliv tlakové ztráty na účinnost plynové mikroturbíny Capstone C30 a vyvodit závěry pro návrh tepelného výměníku.

V úvodní kapitole se práce věnuje popisu experimentálního zázemí Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně. Dále je práce rozdělena na dvě části. První, teoretická část se věnuje představení technologie mikroturbín a využívání mikroturbín v České republice. Praktická část popisuje GMT Capstone C30, která bude použita pro experiment a dále představuje samotný experiment s dosaženými výsledky.

2 EXPERIMENTÁLNÍ ZÁZEMÍ

Při měření byla využita Laboratoř energeticky náročných procesů (LENP) regionálního výzkumného a vývojového centra NETME Centre. Bližší informace nad rámec stručného představení v následujících podkapitolách lze nalézt na webových stránkách [6] (NETME Centre) a [7] (LENP).

2.1 NETME Centre

NETME Centre – celým názvem New Technologies for Mechanical Engineering (Centrum nových technologií pro strojírenství) je regionální výzkumné a vývojové centrum. Projekt NETME Centra byl oficiálně zahájen 1. ledna 2010 a navazuje na dlouholetou vědeckou, výzkumnou a vývojovou činnost Fakulty strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně. Aktivity Centra mají za cíl rozvinout spolupráci s aplikační sférou a umožnit tak soukromým subjektům pružný přístup k nejnovějším výsledkům výzkumu na smluvní bázi, s cílem zajistit maximální aplikační potenciál [8].

NETME Centre má pět divizí:

- divizi energetiky, procesů a ekologie,
- divizi letecké a automobilní techniky,
- divizi mechatroniky,
- divizi virtuálního navrhování a zkušebnictví,
- divizi progresivních kovových materiálů.

Laboratoř energeticky náročných procesů je součástí sekce procesního a ekologického inženýrství, která je součástí divize energetiky, procesů a ekologie.

2.2 Laboratoř energeticky náročných procesů

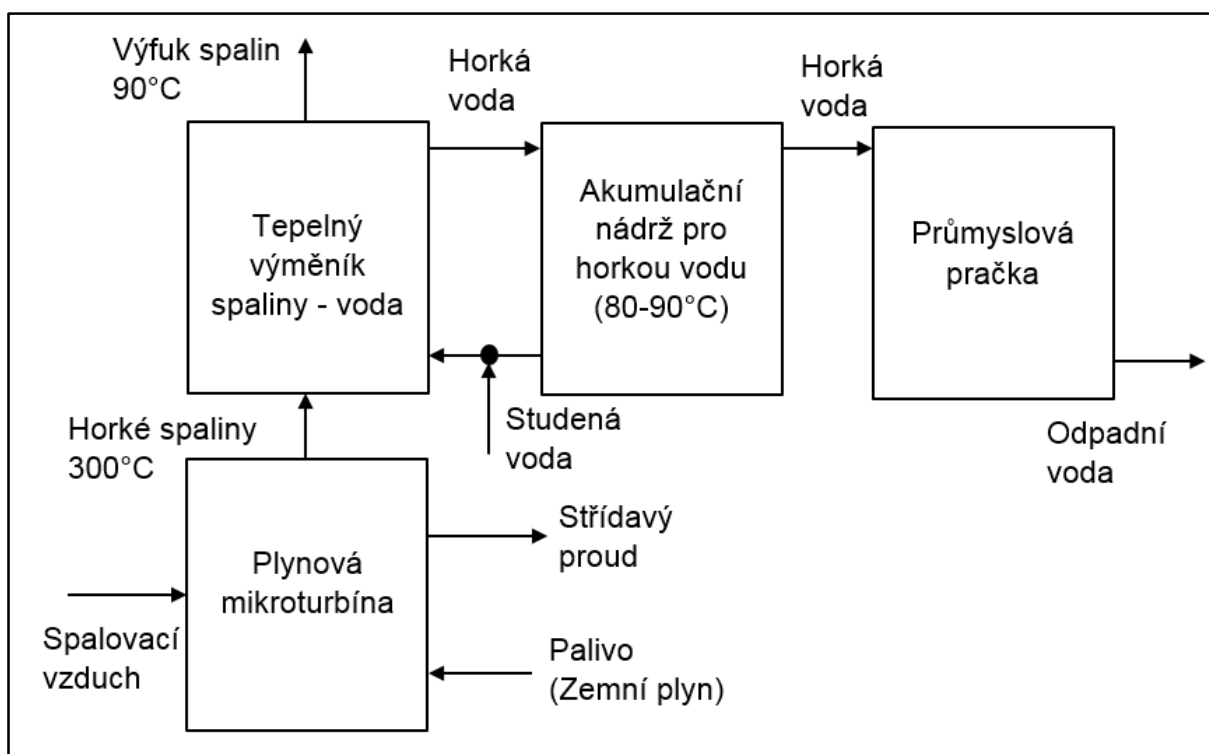
Laboratoř energeticky náročných procesů, viz obr. 1, se specializuje na snižování spotřeb energií a provozních látek průmyslových provozů pomocí integrace energeticky úsporných a současně ekologických opatření a testování průmyslových i domácích spotřebičů s pomocí univerzální experimentální infrastruktury, kterou je laboratoř vybavena. Jedním z testovaných spotřebičů je GMT Capstone C30. [9]



Obr. 1 Laboratoř energeticky náročných procesů [10]

Infrastruktura, kterou je laboratoř vybavena, umožňuje připojit a testovat široké spektrum domácích a průmyslových spotřebičů – kromě praček, sušičů, žehliček a jiné prádelenské techniky, na kterou se laboratoř specializuje, to mohou být např. reaktory, myčky, sterilizátory, chladničky, mrazničky – a dále různá sekundární zařízení – úpravný vody, automatické dávkovače, výměníky tepla, zásobníky tepla, tepelná čerpadla, kogenerační jednotky a podobně. Moderní měřicí technika umožňuje centralizovaný sběr dat z měření nejrůznějších fyzikálních veličin – od měření teplot, tlaků a průtoků přes vlastnosti elektrické sítě, po tenzometrické měření deformací konstrukce strojů. Integrací uceleného souboru prádelenské techniky a provozního příslušenství do infrastruktury vznikl plně funkční model průmyslové prádelny s instalovanou kapacitou až 500 kg prádla za směnu s nadstandardním výzkumným zázemím, jako model energeticky náročného procesu (ENP).

V současné době se v LENP pracuje mimo jiné na integraci GMT C30 do provozu průmyslové prádelny, viz obr. 2. Spaliny mikroturbíny mohou být v průmyslové prádelně využity např. pro výrobu vodní páry, pro ohřev žehliček, nebo pro ohřev vody, pro napájení praček, či pro přímé sušení prádla spaliny (smíšenými se vzduchem). Na obr. 2 je blokové schéma možného zapojení GMT C30. Do systému odtahu spalin bude instalován tepelný výměník na horkou vodu pro napájení průmyslových praček. Aby mohlo být toto zapojení realizováno, je třeba nejprve zjistit, jakou maximální tlakovou ztrátu může výměník v odtahu vytvořit, aby výrazně neovlivnil účinnost a tím i ekonomiku GMT C30. [7]



Obr. 2 Schéma zapojení plynové mikroturbíny do provozu průmyslové prádelny

3 MIKROTURBÍNY

Mikroturbína je rotační tepelný stroj, ve kterém dochází k transformaci energie palin na mechanickou práci na hřídeli. Získaná práce na hřídeli pak může být využita v generátoru k výrobě elektrické energie. Klasické spalovací turbíny mají elektrické výkony v řádu megawatt, zatímco mikroturbíny v řádu desítek či stovek kilowatt (25 - 500 kW). V České republice vzniklo občanské sdružení Asociace mikroturbín, které sdružuje lidi se zájmem o tuto novou technologii, a mimo jiné napomáhá udržovat a získávat aktuální informace, které s tímto tématem souvisí.

3.1 Asociace mikroturbín, o.s.

Občanské sdružení Asociace mikroturbín bylo založeno v roce 2011 s cílem vytvořit veřejné fórum, které má sloužit k:

- výměně zkušeností a informací, setkávání členů,
- podpoře šíření progresivní technologie mikroturbín a návazných zařízení,
- shromažďování provozních a servisních zkušeností a údajů pro další zájemce,
- publikování informací o nových výrobcích, projektech a aplikacích,
- vyvolávání zájmu veřejnosti o mikroturbíny publikační činností a spoluprací s médii,
- poskytování základních informací potenciálním zájemcům o mikroturbíny,
- podpoře využití obnovitelných a druhotných zdrojů energie v mikroturbínách,
- aktivní podpoře vědy, výzkumu, vývoje a inovací,
- podpoře gramotnosti studentů v oblasti nových technologií,
- podpoře státního aparátu při zahrnutí mikroturbín do norem a předpisů [11].

Na webových stránkách Asociace [12] lze nalézt informace o instalaci mikroturbín v ČR a o předních výrobcích mikroturbín ve světě.

3.2 Instalace mikroturbín v České republice

Od roku 2001 do roku 2015 byla v České republice provedena instalace mikroturbín na devíti místech:

- 1 Buštěhrad, ČVUT: GMT Capstone C65 + C30
- 2 Praha, SVJ: GMT Capstone C200
- 3 Vesec, SAFINA, a.s.: GMT Capstone C200 (v r. 2012) + 2x C65 (v r. 2008)
- 4 Český Brod, MTH Kolín, s.r.o.: GMT Capstone C30 (v r. 2001)
- 5 Brno, VUT Brno: GMT Capstone C30 (v r. 2013)
- 6 Ostrava, VŠB-TU Ostrava: GMT Capstone C30 (v r. 2007)
- 7 Ostrava, WEPLER FILTER, s.r.o.: GMT Capstone C200
- 8 Havířov, Gascontrol: GMT Capstone C65
- 9 Český Těšín: GMT Capstone C65 (v r. 2010)



Obr. 3 Instalace mikroturbín v ČR [13]

Celkový instalovaný výkon mikroturbín v ČR je tedy 1,045 MW. Je zřejmé, že lze u nás mikroturbíny, jako zdroj elektrické energie, nalézt jen vzácně. Vzhledem k celkově instalovanému elektrickému výkonu v ČR, který dle Energetického regulačního úřadu v prosinci roku 2015 činil 21 856,5 MW, jde o zanedbatelnou část. [14]

Instalace mikroturbín proběhla mimo jiné také na třech největších českých technických univerzitách. Jmenovitě na ČVUT (České vysoké učení technické), VUT (Vysoké učení technické v Brně) a VŠB (Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava). Na těchto místech byly mikroturbíny instalovány pro výzkumné účely. Jinde, jako například na sídlišti Jahodiště v Českém Brodě, byla mikroturbína instalována přímo do provozu v původní výměňkové stanici, kde nyní slouží jako kogenerační jednotka. Jednalo se o první instalaci mikroturbíny v České republice.

3.3 První mikroturbína v České republice

První GMT byla v ČR instalována firmou MTH Kolín, s.r.o. na sídlišti Jahodiště v Českém Brodě. Její provoz byl zahájen 9. února 2001. Jednalo se o mikroturbínu americké společnosti Capstone model C30. Turbína spaluje zemní plyn ze středotlaké rozvodné sítě. Nyní pracuje jen v době vysokého tarifu výkupu elektrické energie 8 hodin denně. Vyžaduje minimální údržbu, která spočívá v čištění a výměně vzduchového filtru 2x ročně. Vyznačuje se bezporuchovostí. [4], [15]

Pořizovací cena mikroturbíny byla 1,8 miliónu korun. Předpokládala se návratnost 10 let. První rok byla mikroturbína v provozu 7 954 hodin, vyrobila 1 578 GJ tepla a 199 MWh elektřiny s účinností asi 62 %. Za prvních 10 let provozu byla turbína v provozu 30 tis. hodin. Výrobce udává, že zařízení dosahuje životnosti 40 tis. hodin. [16]



Obr. 4 Pohled na sídliště v Českém Brodě. [15]

3.4 Hlavní výrobci mikroturbín

Ve světě existují čtyři hlavní výrobci mikroturbín:

- Capstone Turbine Corporation

Capstone je americká společnost, která se zabývá mikroturbínami od roku 1988. Trvalo 10 let, než byla vyvinuta první mikroturbína o výkonu 24 kW_{el}. Během tohoto vývoje firma zveřejnila asi 100 patentů v této oblasti. Capstone je první firmou, která začala prodávat mikroturbíny pro různá komerční využití. S prodejem více než 7 tis. zařízení drží firma Capstone majoritní místo na trhu. V roce 2012 to bylo 78,3 % trhu s mikroturbínami. [15], [17]

- Ansaldo Energia

Ansaldo Energia je italská energetická společnost založená roku 1912. Od roku 1992 se zabývá mikroturbínami. V roce 2000 byla do chodu uvedena první mikroturbína TURBEC 100. V současné době firma prodává mikroturbíny T - 100, které mohou být poháněny bioplynem, zemním plynem nebo externím spalováním pomocí tepelného výměníku. Mikroturbíny mohou být zapojeny jako generátory, nebo jako kogenerační či trigenerační jednotky. [15]

- Ingersoll-Rand

Americká Firma Ingersoll-Rand má již více jak stoletou tradici v oblasti vytápění a klimatizace. Společnost má ve své nabídce dvě mikroturbíny o výkonu 70 kW_{el} a 250 kW_{el}. Mikroturbíny mají vestavěnou rekuperaci tepla s výměníkem, vlastní spalovací komoru a generátor. [15]

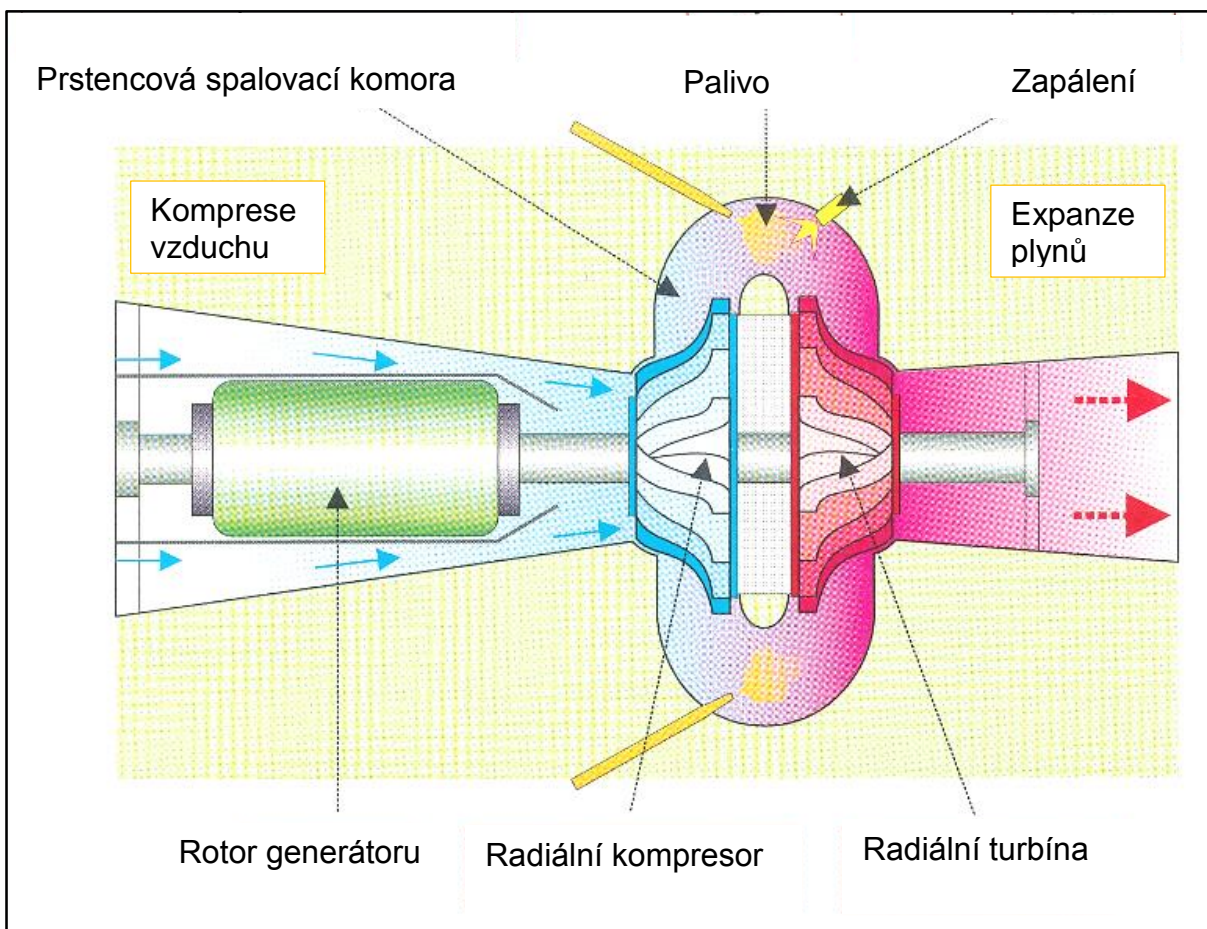
- Flex Energy

Flex Energy je americko-japonská firma, která se zabývá různými oblastmi průmyslu. Mezi jejich produkty patří odstředivé a axiální kompresory, parní turbíny, či mazací systémy pro rotační zařízení. Firma má ve své nabídce mikroturbíny s elektrickým výkonem 250 kW_{el} a 333 kW_{el}. [15]

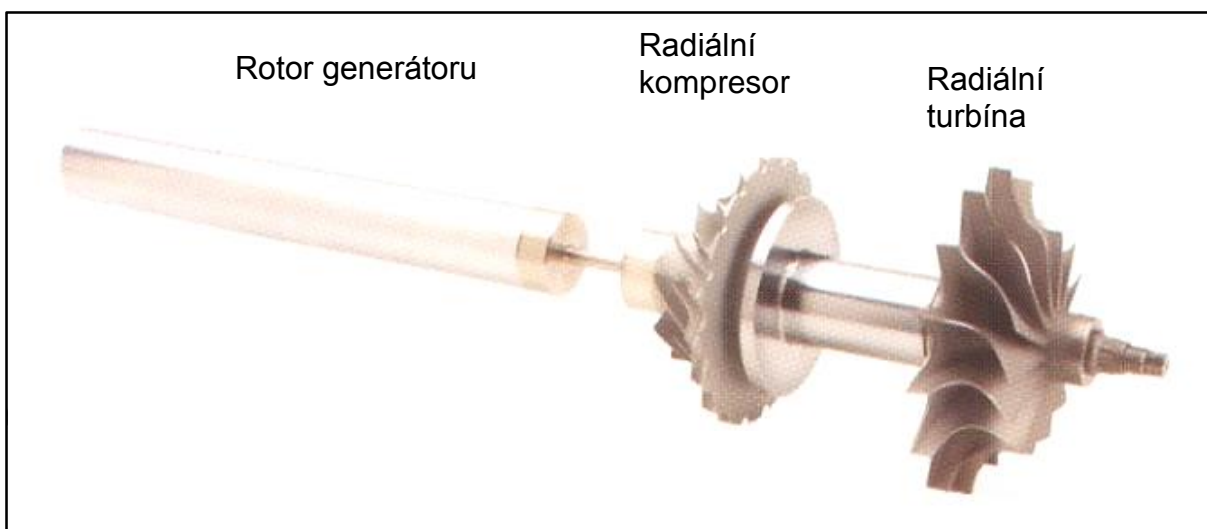
3.5 Hlavní části radiální mikroturbíny

Vzhledem k cílům práce se bude autor dále zabývat převážně popisem mikroturbín firmy Capstone. Hlavní komponenty těchto mikroturbín jsou umístěny na jedné hřídeli,

jedná se o rotor generátoru, radiální kompresor a radiální turbínu. Zjednodušené zobrazení tohoto celku je na obr. 5. Jak vypadá skutečný rotor mikroturbíny je zobrazeno na obr. 6.



Obr. 5 Hlavní části radiální plynové mikroturbíny [4]



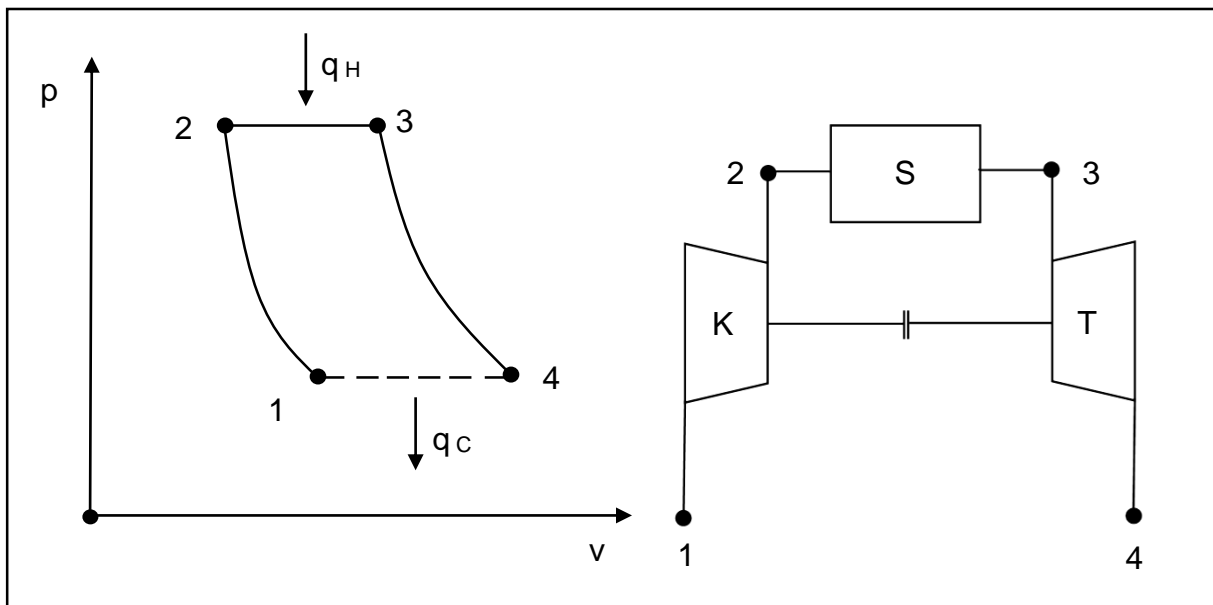
Obr. 6 Rotor mikroturbíny Capstone C30 [4]

3.6 Princip funkce spalovacích turbín

Z hlediska termodynamiky lze rozlišovat GMT se spalováním za konstantního tlaku nebo za konstantního objemu. V praxi se však využívají převážně zařízení se spalováním za konstantního tlaku. Stejně tak je tomu i v případě GMT Capstone C30, která zde bude popsána modelem Braytonova cyklu. [18]

3.6.1 Braytonův cyklus

Na obr. 7 je p-v diagram a blokové schéma Braytonova cyklu. V bodě 1 začíná turbína nasávat vzduch z okolí za atmosférického tlaku. Mezi body 1 a 2 dochází k adiabatické kompresi. Ve spalovací komoře mezi body 2 a 3 je přiváděno palivo a dochází ke spalování při konstantním tlaku, čímž je přiváděno teplo q_H . Mezi body 3 a 4 dochází k adiabatické expanzi. Protože zařízení nasává vzduch z okolní atmosféry, jedná se o otevřený cyklus. Pro zjednodušení bude děj v okolí nahrazen izobarickým ochlazováním, kdy se odvádí teplo q_C . [18]



Obr. 7 p-v diagram a blokové schéma Braytonova cyklu [18]

Pozn. k obr. 7:

K – Kompresor
S – Spalovací komora
T – Turbína

Pro měrné teplo dodané q_H , měrné teplo odvedené q_C a pro měrnou práci cyklu a_0 platí vztahy:

$$q_H = c_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (1)$$

$$q_C = c_p \cdot (T_1 - T_4) \quad (2)$$

$$a_0 = q_H - |q_C| \quad (3)$$

kde:

| | |
|-------|--|
| q_H | Měrné teplo dodané [$J \cdot kg^{-1}$] |
| q_C | Měrné teplo odvedené [$J \cdot kg^{-1}$] |
| c_p | Měrná tepelná kapacita směsi plynů [$KJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$] |
| T | Absolutní teplota v daném bodě cyklu (s indexy 1 - 4) [K] |
| a_0 | Měrná práce cyklu [$J \cdot kg^{-1}$] |

Pro termickou účinnost η_t platí vztah:

$$\eta_t = \frac{a_0}{q_H} = \frac{q_H - |q_C|}{q_H} = 1 - \frac{|q_C|}{q_H} \quad (4)$$

kde:

η_t Termická účinnost cyklu [–]

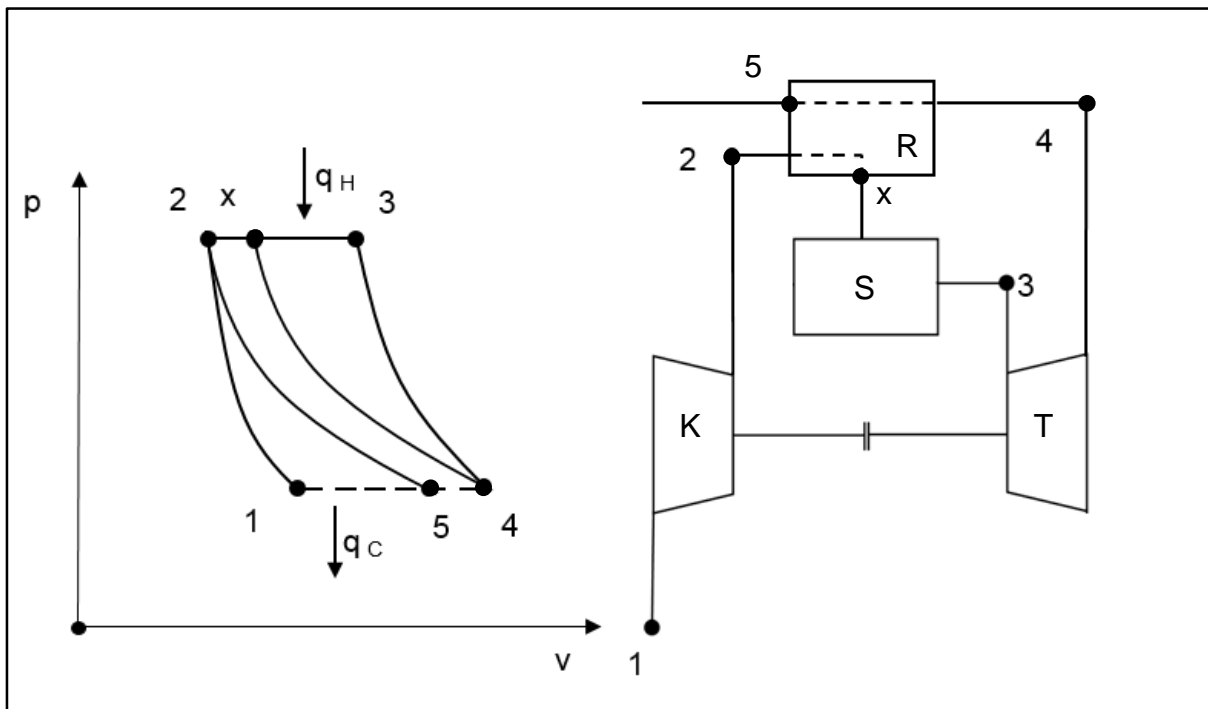
Dosazením měrného tepla q_H a q_C do rovnice 4 pak vznikne vztah:

$$\eta_t = 1 - \frac{c_p \cdot (T_4 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (5)$$

Termická účinnost Braytonova cyklu η_t je teoretická účinnost, jakou by skutečný cyklus mohl mít, kdyby se skládal z ideálních dějů. Rovnice 5 ukazuje, že je termická účinnost závislá výhradně na teplotách v jednotlivých bodech cyklu. Ve skutečnosti je však reálná elektrická účinnost zařízení nižší, neboť děje ve skutečném zařízení nejsou ideální. Elektrická účinnost je podíl elektrického výkonu, který zařízení vytváří a tepelného příkonu, který je získáván spalováním paliva. Elektrická účinnost je také ovlivňována různými provozními vlivy, kterým se bude autor věnovat v podkapitole 3.7.

3.6.2 Braytonův cyklus s rekuperátorem

Zvýšení termické účinnosti je možné dosáhnout dvěma způsoby. Buďto je možné zvýšit práci, kterou cyklus vykoná, nebo lze snížit spotřebu paliva. Jeden ze způsobů, jak lze snížit spotřebu paliva, je přidáním rekuperátoru. Rekuperátor je tepelný výměník, který využije teplo spalin tak, že jej předá stlačenému vzduchu před vstupem do spalovací komory. Na obr. 8 je p-v diagram a blokové schéma Brytonova cyklu s rekuperátorem. Rekuperátor je zde uvažován jako ideální, tedy beze ztrát. V p-v diagramu je funkce rekuperátoru znázorněna jako izotermický děj mezi body 4 a x. Je zde patrné, že vykonaná práce se nezměnila. Dodané teplo q_H zůstává také stejné, s tím rozdílem, že část tepla mezi bodem 2 a x byla získána ze spalin a část mezi body x a 3 byla získána spálením paliva. Množství dodaného tepla mezi body 2 a x je rovno množství odebraného tepla ze spalin mezi body 4 a 5. Díky dodanému teplu ze spalin postačí spálit menší množství paliva pro dodání stejného množství tepla q_H do cyklu.



Obr. 8 Schéma a p-v diagram Braytonova cyklu s rekuperátorem [19]

Pozn. k obr. 8:

- K – Kompresor
- S – Spalovací komora
- T – Turbína
- R – Rekuperátor

Cyklus tedy koná stále stejnou práci, ale díky úspoře paliva však dosahuje vyšší termické účinnosti. Použití rekuperátoru má nejlepší efekt na účinnost u zařízení s malým kompresním poměrem, viz obr. 9. Na obr. 9 je srovnání závislostí elektrické účinnosti na kompresním poměru u zařízení bez rekuperátoru, s rekuperátorem a u zařízení s kombinovaným cyklem. Kompresní poměr ε je definován jako podíl objemu nasátého vzduchu před kompresí v_1 k objemu stlačeného vzduchu po kompresi v_2 , viz rovnice 6. [19]

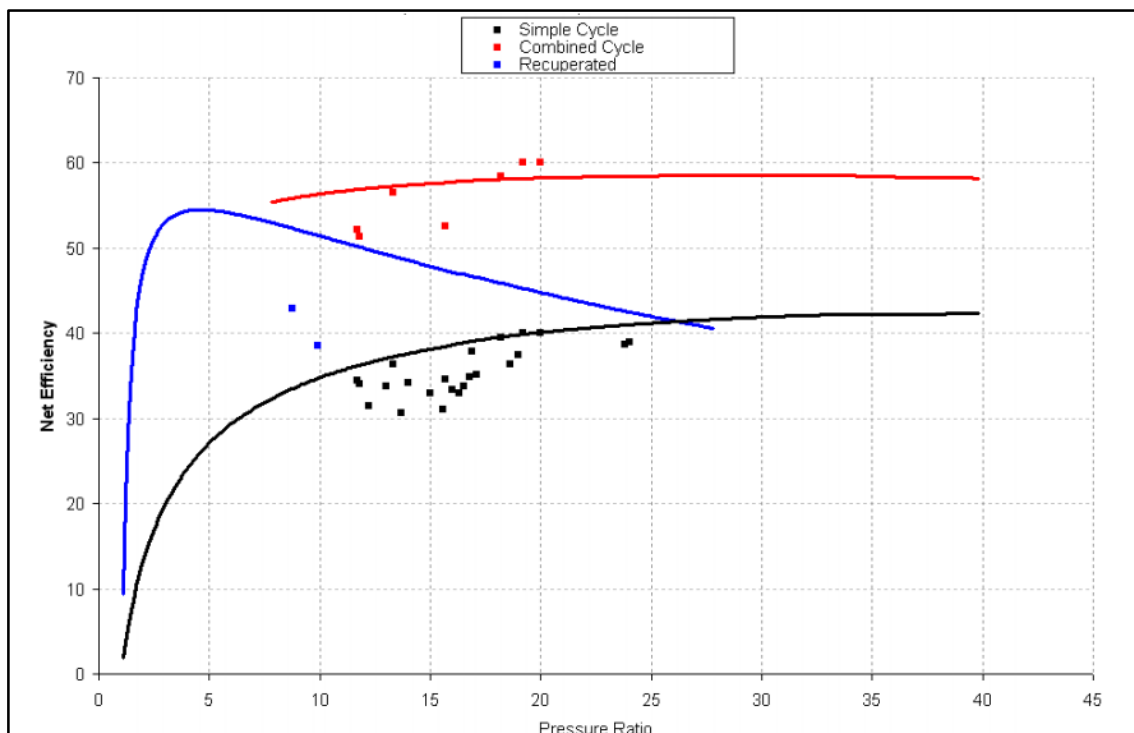
$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} \quad (6)$$

kde:

- ε Kompresní poměr [–]
- v_1 Objem nasátého vzduchu před kompresí [m³]
- v_2 Objem stlačeného vzduchu po kompresi [m³]

Pozn. k obr. 9:

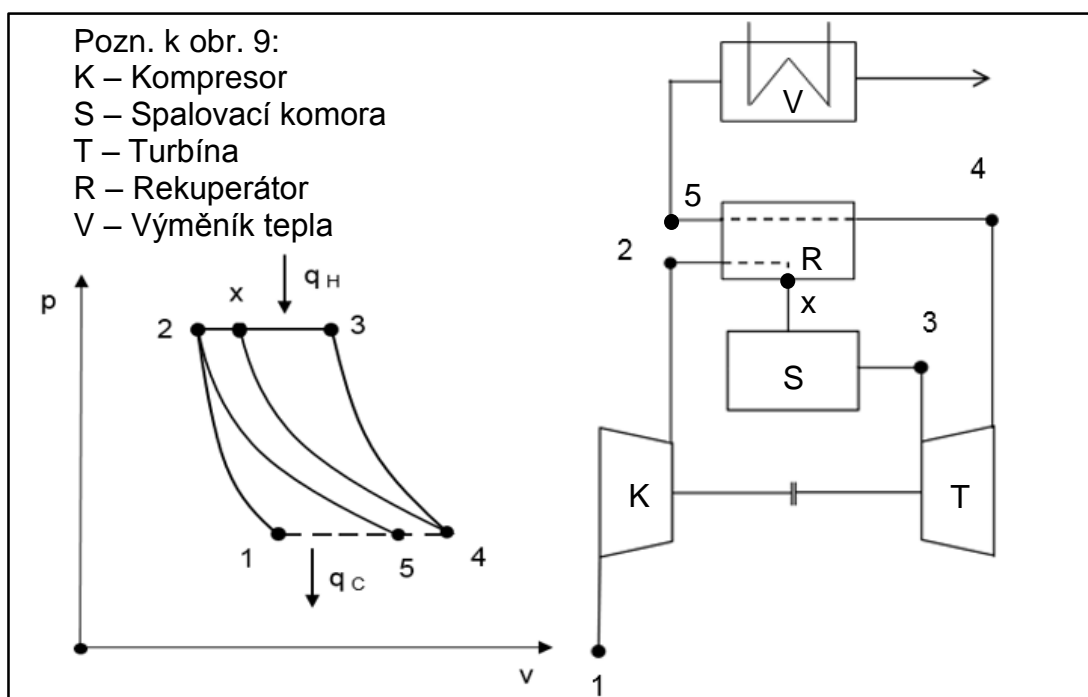
- Simple Cycle – jednoduchý cyklus (bez rekuperátoru)
- Combined Cycle – kombinovaný cyklus
- Recuperated – cyklus s rekuperátorem
- Net Efficiency – elektrická účinnost
- Pressure Ratio – kompresní poměr



Obr. 9 Závislost elektrické účinnosti na kompresním poměru [19]

3.6.3 Braytonův cyklus s rekuperátorem a výměníkem tepla

Přidáním výměníku tepla se dá využít zbylá část energie spalin. Toto odpadní teplo je znázorněno na obr. 10 v p-v diagramu mezi body 5 a 1. Záleží na konkrétní aplikaci, jak moc lze odpadní teplo spalin ještě využít. Pokud se však spaliny ochladí příliš, dojde k jejich kondenzaci, čímž sice bude využít potenciál paliva na úrovni spalného tepla, ale bude třeba si také poradit s dalšími problémy, které tento jev budou provázet. Horší tah komínu či náročnější korozní prostředí.



Obr. 10 Schéma a p-v diagram Braytonova cyklu s rekup. a tepelným výměníkem

Využitím odpadního tepla, např. pomocí tepelného výměníku, lze tedy výrazně zvýšit celkovou účinnost zařízení. Účinnost celková $\eta_{\text{celk.}}$ je podíl všech získaných energií k vydané energii z paliva. Zvyšování celkové účinnosti využitím odpadního tepla bude dále řešeno v podkapitole 3.8.

3.7 Provozní vlivy na elektrickou účinnost mikroturbín

Na elektrickou účinnost GMT má dle výrobce [20] vliv několik vnějších faktorů:

- hustota přiváděného vzduchu,
- hustota přiváděného paliva,
- tlaková ztráta na vstupu,
- tlaková ztráta na odtahu.

3.7.1 Hustota přiváděného vzduchu

Jedním z nejdůležitějších parametrů nasávaného vzduchu z hlediska vlivu na elektrickou účinnost zařízení je jeho hustota, která je závislá na teplotě, tlaku a vlhkosti. Hustota vzduchu ovlivňuje práci kompresoru. Čím menší je hustota vzduchu, tím více práce musí kompresor vykonat pro vytvoření stejného hmotnostního průtoku.

3.7.2 Hustota přiváděného paliva

Hustota přiváděného paliva je také důležitým parametrem, závislým opět na teplotě, tlaku a vlhkosti. Hustota paliva ovlivňuje práci palivového kompresoru. Platí stejná úměra, čím menší je hustota paliva, tím více práce musí palivový kompresor vykonat pro vytvoření stejného hmotnostního průtoku. Některé mikroturbíny, připojené na nízkotlaký (<5 kPa) či středotlaký (5 kPa – 0,4 MPa) plynovod, jsou již od výrobce vybaveny palivovým kompresorem, který je poháněn elektromotorem využívajícím elektrickou energii vyrobenou v generátoru samotnou turbínou, jiné potřebují externí palivový kompresor, aby bylo palivo dodáváno za požadovaných podmínek (0,4 – 0,8 MPa). Pokud je turbína připojena na vysokotlaký plynovod (>1 MPa), není třeba zvyšovat tlak paliva a práce palivového kompresoru je tím ušetřena. [4]

3.7.3 Tlaková ztráta na vstupu spalovacího vzduchu

Při některých aplikacích může docházet k tlakovým ztrátám na sání. Může se jednat o instalaci mikroturbíny do vnitřních prostor, kde je následně třeba instalovat vzduchovod pro přívod spalovacího vzduchu. Pokud je trasa přívodu spalovacího vzduchu příliš složitá, nebo je vzduchu jakkoliv bráněno v proudění, vzniká tlaková ztráta. To může nastat např. při zanesení vzduchového filtru. Tato tlaková ztráta musí být také překonána kompresorem mikroturbíny, a proto pak zbývá menší výkon na hřídeli pro pohon generátoru.

3.7.4 Tlaková ztráta na odtahu spalin

Tlaková ztráta na odtahu závisí na konstrukci spalinové trasy. Pokud je spalinová trasa příliš složitá, nebo je spalinám jakkoliv bráněno v proudění, vzniká tlaková ztráta. V případě využívání mikroturbíny jako kogenerační jednotky, vytváří výměník tepla, který je v odtahu spalin instalován, také tlakovou ztrátu. Kvůli tlakové ztrátě na odtahu spalin, spaliny v turbíně méně expandují, neboť expandují na hodnotu vyššího tlaku. Turbíně je tak předána menší část energie spalin a ztratí část svého výkonu, viz p-v diagram např. na obr. 7. Vliv této tlakové ztráty na účinnost GMT bude konkrétně měřen v 5. kapitole.

3.8 Zapojení v režimu kogenerace

V předchozí kapitole 3.7 byly popsány vlivy na účinnost mikroturbín, kde je třeba jasně rozlišit, že se jednalo o účinnost elektrickou. Tato kapitola se bude zabývat tím, jak lze pomocí kogenerace zvýšit účinnost celého systému, tedy účinnost celkovou $\eta_{\text{celk.}}$.

V podkapitole 3.6.1 byla odvozena rovnice 5. Z této rovnice je zřejmé, že termická účinnost Brytonova cyklu závisí na teplotách v jednotlivých bodech cyklu. Pokud se do této rovnice dosadí teploty z tab. 1, za jakých bude turbína používána, bude vyčíslena termická účinnost cyklu, která by měla orientačně odpovídat skutečné elektrické účinnosti. Dle literatury [21] v těchto teplotách mikroturbíny běžně pracují.

| Popis | Teplota [°C] | Teplota [K] |
|--|--------------|-------------|
| T ₁ – Teplota nasávaného vzduchu | 20 | 293,15 |
| T ₂ – Teplota vzduchu po kompresi | 50 | 323,15 |
| T ₃ – Teplota spalin na začátku expanze | 950 | 1223,15 |
| T ₄ – Teplota spalin na konci expanze | 600 | 873,15 |

Tab. 1 Orientační teploty Braytonova cyklu v mikroturbínách

Po dosažení teplot z tab. 1 do vzorce 5 je termická účinnost stanovena na 35,5 %. Vzhledem k tomu, že cyklus obsahuje ideální děje, skutečná účinnost bude daleko nižší, než tato teoretická hodnota. Z dostupných zdrojů [22] je však zřejmé, že skutečná elektrická účinnost dnešních mikroturbín s rekuperátorem se pohybuje mezi 25 - 33 %, v závislosti na provozních podmínkách a instalovaném výkonu. Doplníme-li mikroturbínu o tepelný výměník a budeme-li efektivně využívat odpadní teplo, může se výrazně zvýšit celková účinnost systému. Účinnost celková $\eta_{\text{celk.}}$ je podíl všech získaných energií k vydané energii z paliva. V tomto případě je získaná energie elektrická a tepelná, viz rovnice 7. Pro výpočet budou využity tabulkové hodnoty mikroturbíny Capstone C30 od dodavatele [23]. Maximální příkon v palivu P_p 127 kW, elektrický výkon P_{el} 30 kW, tepelný výkon ve spalinách P_{tep} 64 kW.

$$\eta_{\text{celk.}} = \frac{(P_{\text{el}} + P_{\text{tep}})}{P_p} \quad (7)$$

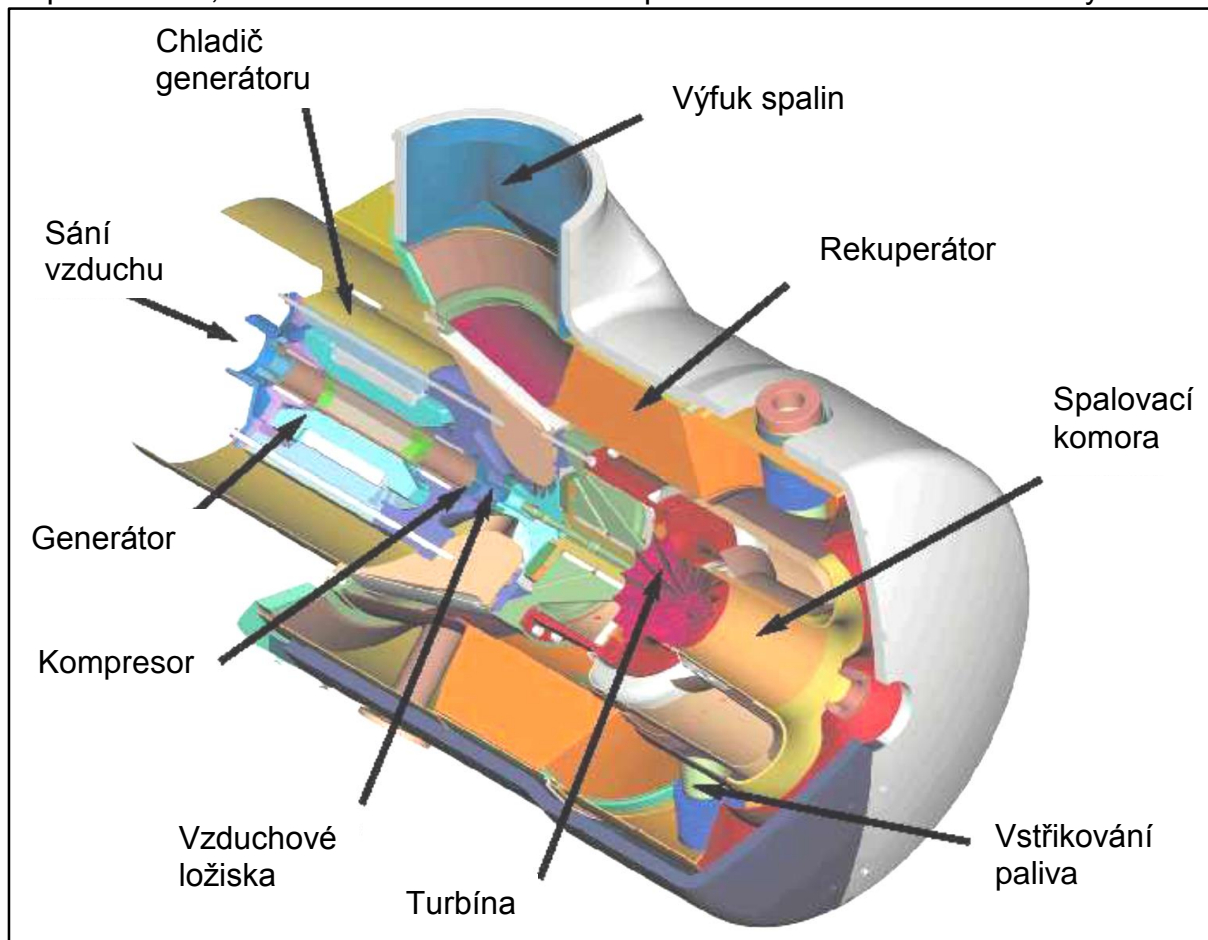
kde:

- $\eta_{\text{celk.}}$ Celková účinnost systému [–]
- P_p Příkon v palivu [kW]
- P_{el} Elektrický výkon [kW_{el}]
- P_{tep} Tepelný výkon ve spalinách [kW]

Po dosažení hodnot od dodavatele do rovnice 7 je hodnota celkové účinnosti vyčíslena přibližně na 74 %. Z toho je jasně vidět, že využívání odpadního tepla spalin, tedy kombinovaná výroba více energií, lépe zhodnotí energii v palivu. V praxi však nebývá vždy jednoduché takto vyrobené energie spotřebovat. Často může dojít k situaci, kdy je potřeba větší tepelný výkon a zároveň menší elektrický výkon, nebo obráceně.

4 CAPSTONE C30 A VLIV TLAKOVÉ ZTRÁTY ODTAHU NA VÝKON A ÚČINNOST MIKROTURBÍNY

Praktická část, která zde nyní začíná, je zaměřena konkrétně na mikroturbínu Capstone C30, neboť na tomto modelu bude provedeno měření tlakové ztráty odtahu.



Obr. 11 Řez mikroturbínou Capstone model C30 [24]

4.1 Popis stroje a jeho základní parametry

Mikroturbína Capstone je adaptabilní generátor pro výrobu elektrické energie. Vyznačuje se nízkými emisemi a nenáročnou údržbou. Turbínou poháněný vysokorychlostní generátor s digitální elektronikou je schopen dodávat elektřinu vysoké kvality přímo do rozvodné sítě. Mikroturbína vyrábí střídavý proud, kterým může přímo napájet elektrický spotřebič, nebo může být paralelně zapojena k dalšímu zdroji elektrické energie. Může být tedy zapojena přímo do sítě, pracovat v ostrovním systému, anebo sloužit jako záložní generátor. Mikroturbína může efektivně spalovat různé plynné a kapalné paliva na bázi uhlovodíků. Palivem může být např.:

- zemní plyn,
- bioplyn,
- topný olej,
- propan a další. [24]

V LENP je GMT C30 poháněna zemním plynem. Je připojena na nízkotlaký rozvod zemního plynu. Parametry GMT C30 udávané dodavatelem jsou zobrazeny v tab. 2.

| Základní parametry | |
|---|-----------------------------|
| Jmenovitý elektrický výkon | 30 kW _{el} (+0/-4) |
| Maximální průtok paliva | 127 kW |
| Stupeň elektrické účinnosti | 25% (± 2) |
| Připojení | 3 fáze, 4 vodiče |
| Požadavky na palivo | |
| Zemní plyn (výhřevnost) | 30,7-47,5 MJ/m ³ |
| Vstupní tlak | 379-414 kPa |
| Vlastnosti výfukových plynů | |
| Energie ve spalínách | 64 kW |
| Emise NO _x při 15 % O ₂ | < 18 mg/m ³ |
| Hmotnostní průtok | 0,31 kg/s |
| Teplota | 275 °C |

Tab. 2 Parametry GMT Capstone C30 [23]

Obr. 12 ukazuje, jak vypadá GMT C30.



Obr. 12 Mikroturbína Capstone C30 [24]

4.2 Vliv tlakové ztráty odtahu na účinnost mikroturbíny Capstone C30 deklarovaný výrobcem

Výrobce udává v technických specifikacích tabulky pro přepočítání předpokládaného výkonu, který by měla mikroturbína mít v závislosti na konkrétní instalaci. Výrobce zohledňuje vliv atmosférického tlaku, teploty nasávaného vzduchu, tlakové ztráty na sání i na odtahu a tlaku dodávaného paliva. Výrobce udává poměr výkonů a účinností v závislosti na tlakové ztrátě odtahu. Díky těmto poměrům lze vypočítat očekávaný vliv tlakové ztráty odtahu na výkon i účinnost mikroturbíny.

Poměr výkonu $P_{\text{poměr}}$ je dán podílem výkonu při konkrétní tlakové ztrátě odtahu P_x k referenční hodnotě při nulové tlakové ztrátě odtahu P_0 , viz rovnice 8.

$$P_{\text{poměr}} = \frac{P_x}{P_0} \quad (8)$$

kde:

$P_{\text{poměr}}$ Poměr výkonu [-]

P_x Elektrický výkon při konkrétní tlakové ztrátě odtahu [kW_{el}]

P_0 Elektrický výkon při nulové tlakové ztrátě odtahu [kW_{el}]

Stejně je to u poměru účinnosti $\eta_{\text{poměr}}$, také je dán podílem účinnosti při konkrétní tlakové ztrátě odtahu η_x k referenční hodnotě při nulové tlakové ztrátě odtahu η_0 , viz rov. 9.

$$\eta_{\text{poměr}} = \frac{\eta_x}{\eta_0} \quad (9)$$

kde:

$\eta_{\text{poměr}}$ Poměr účinnosti [-]

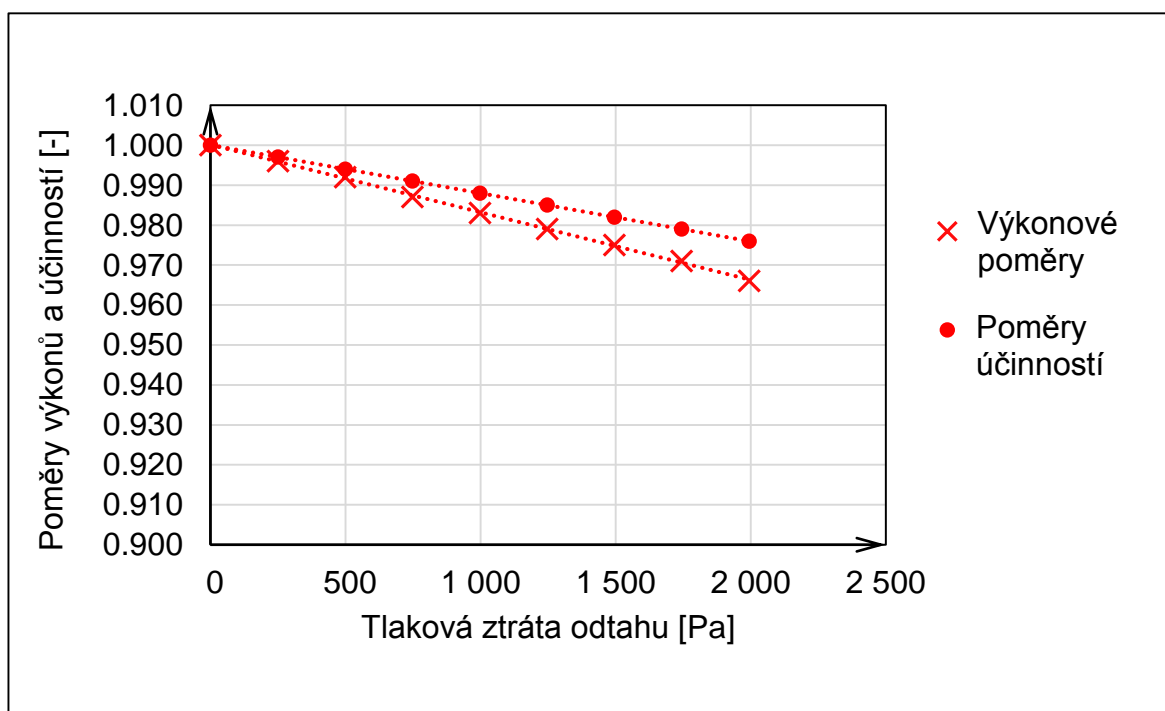
η_x Elektrická účinnost při konkrétní tlakové ztrátě odtahu [-]

η_0 Elektrická účinnost při nulové tlakové ztrátě odtahu [-]

| Zpětný tlak [Pa] | Výkonové poměry $P_{\text{poměr}} [-]$ | Poměry účinností $\eta_{\text{poměr}} [-]$ |
|------------------|--|--|
| 0,0 | 1,000 | 1,000 |
| 249,2 | 0,996 | 0,997 |
| 498,3 | 0,992 | 0,994 |
| 747,5 | 0,987 | 0,991 |
| 996,7 | 0,983 | 0,988 |
| 1245,9 | 0,979 | 0,985 |
| 1495,0 | 0,975 | 0,982 |
| 1744,2 | 0,971 | 0,979 |
| 1993,4 | 0,966 | 0,976 |

Tab. 3 Vliv tlakové ztráty odtahu deklarovaný výrobcem [20]

V tab. 3 je barevně vyznačena maximální povolená tlaková ztráta odtahu, kterou udává výrobce. S touto hodnotou bude dále počítáno v následujících kapitolách. Nyní bude graficky zobrazena závislost poměrů výkonů a účinností na tlakové ztrátě odtahu viz obr. 13.



Obr. 13 Závislost poměrů výkonů a účinností na tlakové ztrátě odtahu [20]

4.3 Vliv tlakové ztráty u mikroturbíny Capstone C30 – případová studie

Nyní se bude autor zabývat vlivem tlakové ztráty na elektrickou účinnost a ekonomiku mikroturbíny Capstone teoreticky, podle hodnot dostupných od výrobce. Pro zjištění vlivu tlakové ztráty na ekonomiku provozu GMT C30 bylo nutné nejprve zjistit aktuální cenu vyrobené elektřiny podle výkonových parametrů mikroturbíny.

4.3.1 Cena elektřiny

Předpokládaný elektrický výkon GMT C30 za podmínek v LENP je dle hodnot výrobce [20] 24,58 kW_{el}. Dále teoretický provoz mikroturbíny zde bude uvažován

nepřetržitě, tedy 365 dní v roce 24 hodin denně. Viz tab. 4 bude předpokládaný provoz 8 760 hodin/rok. Množství vyrobené elektřiny je tedy 215 MWh_{el} ročně. Pro výpočet ceny elektřiny je uvažována spotřeba podniku právě tolik, kolik by vyrobila mikroturbína, tedy 215 MWh_{el}. Dále byla zvolena dvoutarifová distribuční sazba pro podnikatele C35d. Sazba C35d je pro akumulární nebo smíšené vytápění s nízkým tarifem 16 hodin denně. Byl zvolen jistič od 3x40 A do 3x50 A včetně. Podle ceníku dodavatele elektřiny ČEZ, a.s. pro rok 2016 byla vypočtena cena přibližně 2,5 Kč/kWh. [25]

| | | |
|---------------------------------|--------------------------|-------------------|
| Předpokládaný pracovní fond GMT | 8 760 | hodin/rok |
| Předpokládaný výkon | 24,58 | kW _{el} |
| Množství vyrobené elektřiny | 215 | MWh _{el} |
| Distribuční sazba | C35d | - |
| Hlavní jistič | od 3x40A do 3x50A včetně | |
| Celková cena za kWh | 2,5 | Kč/KWh |

Tab. 4 Výpočet ceny elektřiny dle ceníku ČEZ pro rok 2016 [25]

4.3.2 Ekonomika provozu s ohledem na tlakovou ztrátu odtahu

Při zapojení mikroturbíny v režimu kogenerace ovlivňuje tlaková ztráta odtahu elektrickou účinnost. Je možné, že tlaková ztráta odtahu ovlivňuje také účinnost tepelnou. Tato práce se však vlivem na tepelnou účinnost nezabývá.

| Varianta | Bez tlakové ztráty | S tlakovou ztrátou 1993,4 Pa | Jednotka |
|-----------------------------|--------------------|---------------------------------|------------------------|
| Výkonový poměr | 1,000 | 0,966 | - |
| Předpokládaný příkon | 112,2 | | kW |
| Elektrický výkon | 24,58 | 24,00 | kW _{el} |
| Účinnost elektrická | 21,91 | 21,16 | % |
| Rozdíl účinností | 0,74 | | % |
| Množství vyrobené elektřiny | 215 321 | 208 000 | kWh _{el} /rok |
| Zisk z výroby elektřiny | 538 302 | 520 000 | Kč/rok |
| Rozdíl zisků | 18 302 | | Kč/rok |

Tab. 5 Vliv tlakové ztráty odtahu na ekonomiku provozu podle dat od výrobce

V tab. 5 je znázorněn rozdíl účinností mezi variantou bez tlakové ztráty odtahu a variantou s tlakovou ztrátou. Tento rozdíl činí jen 0,74 %. Vezme-li se však v úvahu ztráta vyrobeného množství elektřiny za rok a vynásobí-li se to cenou elektřiny je finanční ztráta 18 302 Kč/rok. S touto sumou je jistě nutné počítat při výpočtech ekonomické návratnosti systému. Tyto teoretické výpočty je třeba pro vyhodnocení reálných dopadů experimentálně ověřit. V následující kapitole bude popsáno experimentální měření v LENP, výsledné hodnoty budou srovnány s těmito výpočty a následně vyhodnoceny.

5 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ TLAKOVÉ ZTRÁTY ODTAHU

Měření probíhalo v Laboratoři energeticky náročných procesů Ústavu procesního inženýrství. Vybavení laboratoře umožňuje připojit a testovat široké spektrum domácích a průmyslových spotřebičů. Moderní měřicí technika umožňuje centralizovaný sběr dat z měření nejrůznějších fyzikálních veličin.

Celý experiment byl proveden v LENP poprvé 6. 8. 2015 a znovu pak 11. 2. 2016. V této práci jsou použity výsledky z posledního měření 11. 2. 2016. Data z prvního měření podporují závěry této práce.

5.1 Postup měření

Pro simulaci výměníku tepla či jiného zařízení vytvářející tlakovou ztrátu byla na potrubí pro odvod spalin nainstalována motorem řízená klapka, viz obr. 14, která při svém zavírání bránila spalinám v pohybu a tím tuto tlakovou ztrátu vytvářela. Před samotným měřením bylo třeba vytvořit běžné provozní podmínky. GMT C30 byla spuštěna a nastavena na maximální výkon. Celý proces trval asi 20 minut, než se stav turbíny ustálil. Poté bylo provedeno několik měření s různým nastavením spalínové klapky. Každé měření trvalo 10 minut. Po celou dobu měření byly také snímány podmínky v laboratoři.



Obr. 14 Motorem řízená klapka spalin nainstalovaná na odtahu GMT C30 v LENP

5.2 Použité přístroje

Při měření bylo využito následujících měřicích zařízení LENP:

- Multifunkční snímač Testo 435-4 v.č. 02555134; kalibrační list č. 9559/2015. (Přesnost ± 2 Pa)
- Membránový plynoměr BK-16MT; No 30196655-05F-13-I.

- Nerezový manometr typ 6089 vyhovující dle normy EN 837-3.
- Teploměr SENSIT PTS 65. (Chyba měření: < 2,4 °C)
- Kombinovaný snímač prostorové teploty a relativní vlhkosti Comet T3110. Výrobní číslo: 13960679 (Chyba měření: 0,2 °C teplota; 0,3 % rel. vlhkost)
- Snímač atmosférického tlaku Comet T2114. Výrobní číslo: 13961065 (Chyba měření: < 30 Pa)
- Mikroturbína Capstone C30.
- Capstone Remote Monitoring Software.
- Zařízení pro modulární sběr dat ProfiMessage (Delphin Technology).

5.3 Měřené veličiny

Po dobu experimentu bylo snímáno mnoho veličin. Byla snímána poloha klapky, měřena tlaková ztráta v potrubí, dále objem spáleného plynu, elektrický výkon mikroturbíny a další, viz tabulky 6 a 7. Provedená měření byla nejprve měřena při zavírání klapky ze 100 % na 25 %. Poté při otevírání z 25 % na 100 %. Hodnoty v tab. 6 jsou zobrazeny v přesném pořadí měření. Lze také vidět, že při otevření klapky např. na hodnotu 40 % vytvářela klapka jinou tlakovou ztrátu, než při zavírání.

| Otevření klapky [%] | Tlaková ztráta odtahu [Pa] | Objemový průtok zemního plynu V_{zp} [m ³ /h] | Elektrický výkon Pel [kW _{el}] |
|---------------------|----------------------------|--|--|
| 100 | -63 | 12,24 | 22,585 |
| 70 | -20 | 12,18 | 22,498 |
| 60 | 50 | 12,15 | 22,424 |
| 50 | 210 | 12,24 | 22,335 |
| 40 | 630 | 12,24 | 22,095 |
| 30 | 1 800 | 12,00 | 21,406 |
| 25 | 3 300 | 11,88 | 20,608 |
| 30 | 2 050 | 12,00 | 21,327 |
| 32 | 1 640 | 12,00 | 21,560 |
| 34 | 1 375 | 12,00 | 21,670 |
| 36 | 1 110 | 12,00 | 21,821 |
| 38 | 880 | 12,12 | 21,937 |
| 40 | 740 | 12,12 | 22,010 |
| 100 | -65 | 12,12 | 22,440 |

Tab. 6 Tabulka naměřených hodnot

| | |
|---------------------------------------|-------------|
| Relativní vlhkost vzduchu φ_v | 16,4 [%] |
| Tlak vzduchu p_v | 97 086 [Pa] |
| Teplota vzduchu t_v | 22,24 [°C] |
| Teplota zemního plynu t_p | 15 [°C] |
| Přetlak zemního plynu p_{pr} | 1 820 [Pa] |
| Absolutní tlak zemního plynu p_{zp} | 98 906 [Pa] |

Tab. 7 Průměrné parametry spalovacího vzduchu a zemního plynu

5.4 Vypočítané veličiny

Dále bylo třeba co nejpřesněji zjistit výhřevnost paliva v den měření 11. 2. 2016. Podle distributora plynu RWE bylo v místě měření Brno-Královo pole, 61600, zóna kvality 22000001, spalné teplo 10,6873 kWh/Nm³. Distributor dále uvádí koeficient pro přepočítání na výhřevnost $k = 0,9$. [26]

$$H = k \cdot Q_s \quad (10)$$

kde:

- H Výhřevnost z angl. Heat value [kWh/Nm³]
k Koeficient přepočtu spalného tepla na výhřevnost [–]
Q_s Spalné teplo [kWh/Nm³]

Po dosazení hodnot od distributora zemního plynu do rovnice 10 byla stanovena hodnota výhřevnosti na 9,619 kWh/Nm³.

5.4.1 Přepočítání objemu zemního plynu

Vzhledem k faktu, že výhřevnost plynu je udávána ve vztahu k tzv. normovanému metru, což je objem jednoho m³ za normovaných podmínek dle normy DIN 1343 za teploty T_n 0°C (273,15 K) a absolutního tlaku p_n 101 325 Pa, je třeba objem spáleného plynu V_n přepočítat dle rovnice 11 na tyto podmínky.

$$\frac{p_{zp} \cdot V_{zp}}{T_{zp}} = \frac{p_n \cdot V_n}{T_n} \quad (11)$$

kde:

- p_{zp} Tlak zemního plynu [Pa]
V_{zp} Objemový průtok zemního plynu [m³/h]
T_{zp} Absolutní teplota zemního plynu [K]
p_n Tlak normovaného metru krychlového [Pa]
V_n Objemový průtok přepočítaný na normované metry krychlové [Nm³/h]
T_n Absolutní teplota normovaného metru krychlového [K]

Vyjádříme-li si objem V_n, získáme rovnici 12 pro přepočítání na normované metry krychlové. Vypočítané hodnoty objemového průtoku V_n jsou zobrazeny v tab. 8.

$$V_n = \frac{T_n \cdot p_{zp} \cdot V_{zp}}{T_{zp} \cdot p_n} \quad (12)$$

| Tlaková ztráta odtahu [Pa] | Objemový průtok zemního plynu V_{zp} [m ³ /h] | Přepočítaný objemový průtok V_n [Nm ³ /h] |
|----------------------------|--|--|
| -63 | 12,24 | 11,326 |
| -20 | 12,18 | 11,270 |
| 50 | 12,15 | 11,243 |
| 210 | 12,24 | 11,326 |
| 630 | 12,24 | 11,326 |
| 1 800 | 12,00 | 11,104 |
| 3 300 | 11,88 | 10,993 |
| 2 050 | 12,00 | 11,104 |
| 1 640 | 12,00 | 11,104 |
| 1 375 | 12,00 | 11,104 |
| 1 110 | 12,00 | 11,104 |
| 880 | 12,12 | 11,215 |
| 740 | 12,12 | 11,215 |
| -65 | 12,12 | 11,215 |

Tab. 8 Přepočet objemového průtoku zemního plynu na normované podmínky

5.4.2 Výpočet příkonu a elektrické účinnosti

Je-li znám objem spáleného paliva V_n a jeho výhřevnost H , může být spočítán příkon mikroturbíny P_P podle rovnice 13.

$$P_P = V_n \cdot H \quad (13)$$

kde:

- P_P Příkon mikroturbíny [kW]
- V_n Objemový průtok přepočítaný na normované metry krychlové [Nm³/h]
- H Výhřevnost z angl. Heat value [kWh/Nm³]

Ze známého elektrického výkonu P_{el} a vypočteného příkonu P_P získáme elektrickou účinnost η_e , viz rovnice 14.

$$\eta_e = \frac{P_{el}}{P_P} \cdot 100 \quad (14)$$

kde:

- η_e Elektrická účinnost [%]
- P_{el} Elektrický výkon [kW_{el}]
- P_P Příkon mikroturbíny [kW]

Výsledky jsou zobrazeny v tabulce 9.

| Tlaková ztráta odtahu [Pa] | Přepočítaný objemový průtok V_n [Nm ³ /h] | Příkon P_P [kW] | Elektrický výkon P_{el} [kW _{el}] | Elektrická účinnost η_e [%] |
|----------------------------|--|-------------------|---|----------------------------------|
| -63 | 11,326 | 108,944 | 22,585 | 20,73 |
| -20 | 11,270 | 108,414 | 22,498 | 20,75 |
| 50 | 11,243 | 108,147 | 22,424 | 20,74 |
| 210 | 11,326 | 108,948 | 22,335 | 20,50 |
| 630 | 11,326 | 108,948 | 22,095 | 20,28 |
| 1 800 | 11,104 | 106,812 | 21,406 | 20,04 |
| 3 300 | 10,993 | 105,744 | 20,608 | 19,49 |
| 2 050 | 11,104 | 106,812 | 21,327 | 19,97 |
| 1 640 | 11,104 | 106,812 | 21,560 | 20,19 |
| 1 375 | 11,104 | 106,812 | 21,670 | 20,29 |
| 1 110 | 11,104 | 106,812 | 21,821 | 20,43 |
| 880 | 11,215 | 107,880 | 21,937 | 20,34 |
| 740 | 11,215 | 107,880 | 22,010 | 20,40 |
| -65 | 11,215 | 107,880 | 22,440 | 20,80 |

Tab. 9 Tabulka vypočítaného příkonu a účinnosti

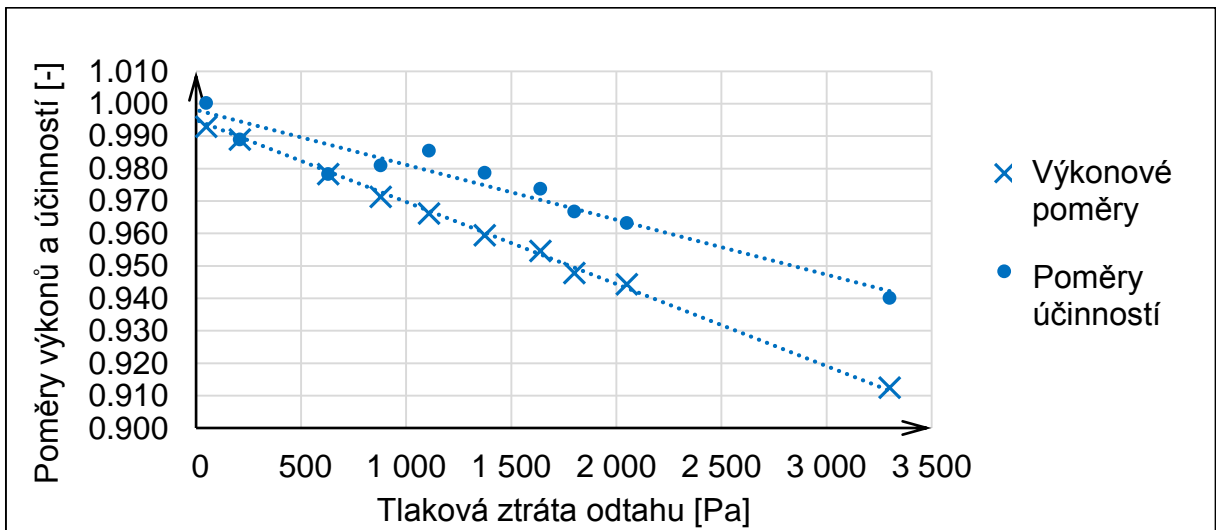
V tab. 9 jsou vyznačeny dva řádky. S těmito hodnotami bude počítáno ve výpočtech skutečného vlivu tlakové ztráty odtahu na účinnost a ekonomiku v podkapitole 5.5.

5.4.3 Naměřená změna výkonu a účinnosti v závislosti na tlakové ztrátě

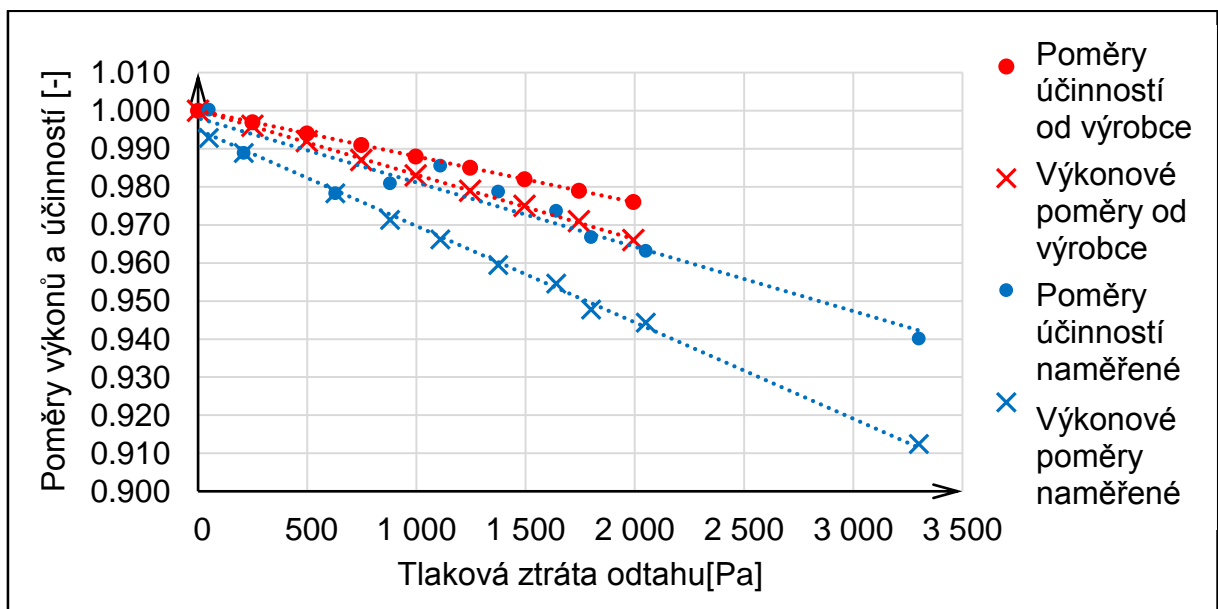
Podle rovnic 8 a 9 v kapitole 4.2 a naměřených hodnot byly vypočítány poměry výkonů a účinností. Výsledky jsou zobrazeny v tabulce 10. Za referenční hodnotu byla zvolena hodnota -20 Pa, která je nejbližší ustálenému stavu s nulovou tlakovou ztrátou. Níže pak graficky obr. 15. Poté mohou být naměřené hodnoty srovnány s hodnotami od výrobce z kapitoly 4.2, viz obr. 16.

| Zpětný tlak [Pa] | Výkonové poměry $P_{\text{poměr}}$ [-] | Poměry účinností $\eta_{\text{poměr}}$ [-] |
|------------------|--|--|
| -20 | 1,000 | 1,000 |
| 50 | 0,997 | 0,999 |
| 210 | 0,993 | 0,988 |
| 630 | 0,982 | 0,977 |
| 1 800 | 0,951 | 0,966 |
| 3 300 | 0,916 | 0,939 |
| 2 050 | 0,948 | 0,962 |
| 1 640 | 0,958 | 0,973 |
| 1 375 | 0,963 | 0,978 |
| 1 110 | 0,970 | 0,985 |
| 880 | 0,975 | 0,980 |
| 740 | 0,978 | 0,983 |

Tab. 10 Vypočítané poměry výkonů a účinností dle naměřených hodnot



Obr. 15 Naměřené poměry výkonů a účinností v závislosti na tlakové ztrátě odtahu



Obr. 16 Srovnání hodnot naměřených a hodnot od výrobce

Na obr. 16 lze vidět, že měření probíhalo i za maximální hodnotou tlakové ztráty odtahu, jež udává výrobce. Vzhledem k faktu, že nedošlo k aktivaci žádné bezpečnostní ani varovné funkce zařízení, lze považovat hodnotu 1 993,4 Pa nejspíš za doporučení, nikoliv bezpečnostní limit. Pro výpočty v následující kapitole, stejně jako v kapitole 4.3, budou použity hodnoty poměru výkonu a účinnosti od výrobce při tlakové ztrátě odtahu 1 993,4 Pa (maximální povolená tlaková ztráta od výrobce) a hodnoty poměru výkonu a účinnosti naměřené při tlakové ztrátě odtahu 2 050 Pa. Tyto výpočty budou srovnány, chyba způsobena tímto zaokrouhlením bude zanedbána.

5.5 Skutečný vliv tlakové ztráty odtahu na účinnost mikroturbíny Capstone C30 instalované v LENP

Nyní bude stanoven rozdíl zisků z výroby elektřiny pomocí naměřených hodnot, aby mohly být výsledky vzájemně porovnány s výsledky z kapitoly 4.3. Pro výpočet budou použity hodnoty výkonu a příkonu barevně vyznačené v tab. 9. Stejně jako v kap. 4.3 bude uvažováno s celoročním provozem mikroturbíny 8 760 hodin/rok a cenou elektřiny 2,5 Kč/kWh_{el}. Při měření tlakové ztráty odtahu však nedošlo pouze ke snížení výkonu, ale také příkonu. Pro správné určení roční ekonomické bilance, je tedy zapotřebí počítat nejen s vlivem nižšího výkonu, ale také s vlivem úspory paliva. Pro stanovení vlivu úspory paliva na ekonomiku provozu GMT bude nejprve třeba stanovit cenu paliva, tedy cenu zemního plynu. Cena zemního plynu byla stanovena podle ceníku dodavatele RWE a.s. pro domácnosti a maloobchodníky. Typ produktu byl zvolen „Plyn tip 23“. Spotřeba zemního plynu při využití GMT v celoročním provozu je vyčíslena na 950 tis. kWh/rok, viz tab. 11. Ceník RWE je určen pro menší spotřebu zemního plynu, je tedy pravděpodobné, že při individuální obchodní nabídce by mohla být cena stanovena ještě nižší. Pro účely této práce bude použita tato orientační hodnota 1,18 Kč/kWh. [27]

| | | |
|----------------------------------|---------|----------------------|
| Provozní doba za rok | 8 760 | h/rok |
| Spotřeba zemního plynu za hodinu | 11,27 | Nm ³ /h |
| Spotřeba zemního plynu za rok | 98 725 | Nm ³ /rok |
| Výhřevnost paliva | 9,619 | kWh/Nm ³ |
| Převod na kWh/rok | 949 638 | kWh/rok |
| Cena za kWh | 1,18 | Kč/kWh |

Tab. 11 Stanovení ceny zemního plynu, dodavatel RWE a.s. [27]

| Varianta | Bez tlakové ztráty | S tlakovou ztrátou 2 050 Pa | Jednotka |
|----------------------------------|--------------------|--------------------------------|------------------------|
| Koeficient tlakové ztráty odtahu | 1,000 | 0,948 | - |
| Příkon v palivu | 108,414 | 106,812 | kW |
| Elektrický výkon | 22,498 | 21,327 | kW _{el} |
| Účinnost elektrická | 20,75 | 19,97 | % |
| Rozdíl účinností | 0,79 | | % |
| Množství vyrobené elektřiny | 197 082 | 186 825 | kWh _{el} /rok |
| Zisk z výroby elektřiny | 492 706 | 467 061 | Kč/rok |
| Rozdíl zisků z vyrobené el. | 25 645 | | Kč/rok |
| Spotřeba paliva | 11,27 | 11,10 | [Nm ³ /h] |
| Spotřeba paliva | 98 725 | 97 271 | [Nm ³ /rok] |
| Výhřevnost | 9,619 | | kWh/Nm ³ |
| Přepočet na kW | 949 638 | 935 650 | kWh/rok |
| Cena spotřebovaného paliva | 1 120 572 | 1 104 067 | Kč/rok |
| Rozdíl za spotřebovaný plyn | 16 505 | | Kč/rok |
| Rozdíl bilance za rok | 9 140 | | Kč/rok |

Tab. 12 Vliv tlakové ztráty odtahu na ekonomiku provozu dle naměřených hodnot

Dle tab. 12 ukazují skutečné hodnoty instalované GMT v LENP rozdíl účinnosti 0,79 %. Rozdíl zisků z vyrobené elektřiny pak činí 25 645 Kč/rok. Se započítáním úspory spojené se sníženým odběrem zemního plynu je však rozdíl celkové ekonomické bilance jen 9 140 Kč/rok. Teoretické hodnoty od dodavatele se změnou příkonu nepočítají.

5.6 Vyhodnocení naměřených dat

V této kapitole bude vyhodnoceno měření a srovnáno s hodnotami od výrobce. Budou zde také zmíněné faktory, které pravděpodobně nejvíce ovlivnily rozdílnost hodnot.

5.6.1 Srovnání experimentálně naměřených dat s hodnotami od výrobce

Rozdíl účinností byl podle teoretických hodnot 0,74 %, dle skutečných hodnot z měření 0,79 %. Měření tedy prokázalo, že vliv tlakové ztráty na účinnost GMT je v případě předmětné instalace větší, než udává výrobce, což odpovídá zobrazení poměrů účinností na obr. 16. Tento rozdíl však není příliš velký. Hodnoty se liší o pouhých 0,05 %, což následně vytvoří finanční rozdíl z vyrobené elektřiny několik tisíc korun. V obou případech je však zřejmé, že je vliv tlakové ztráty na účinnost a následně i na ekonomiku provozu při výpočtech návratnosti systému nezanedbatelný. Při teoretických výpočtech v kapitole 4.3 však od výrobce nebyla k dispozici všechna potřebná data, a proto byl výpočet pouze orientační. Díky experimentálnímu měření v LENP bylo změřeno, že tlaková ztráta odtahu nemá vliv pouze na účinnost zařízení, ale také na výkon a příkon GMT. Vzhledem ke snížení spotřeby paliva při zvyšování tlakové ztráty odtahu byla vyčíslena také úspora za palivo na 16 505 Kč/rok. Rozdíl ekonomické bilance je tedy dle skutečných hodnot jen 9 140 Kč/rok.

5.6.2 Rozdíl mezi předpokládaným a skutečným výkonem

Výrobce mikroturbíny udává v technických specifikacích tabulky pro přepočtení předpokládaného výkonu, který by měla mikroturbína mít v závislosti na konkrétní instalaci. Použijeme-li tyto tabulky [20] pro podmínky v LENP, dostaneme hodnotu elektrického výkonu 24,58 kW_{el}. V kapitole 5.3 v tab. 6 lze vidět, že maximálně výkon mikroturbíny při měření byl pouze 22,58 kW, tedy přesně o 2 kW méně. Autor práce předpokládá, že tento fakt může být spojen se třemi následujícími faktory:

- Tolerance deklarovaných hodnot

Výrobce udává hodnotu výkonu s tolerancí +0/-1 kW.

- Vliv vlhkosti vzduchu

Výrobce udává hodnoty při ISO podmínkách, kde je relativní vlhkost vzduchu 60 %. V LENP byla po dobu měření průměrná relativní vlhkost 16,4 %, viz tab. 7. Výrobce v tabulkách vliv vlhkosti dále nijak nezohledňuje. Nicméně nižší vlhkost vzduchu předpokládá menší výkon, neboť ovlivňuje hustotu přiváděného vzduchu. Čím menší vlhkost vzduchu, tím menší hustota a tím menší hmotnostní tok spalin. Nižší vlhkost tedy odpovídá nižšímu výkonu, nelze však říci, jakou měrou se na tomto snížení výkonu podílela.

- Vliv kvality paliva

Výrobce dále přiznává, že deklarované hodnoty jsou na palivu závislé, ale nijak je nezohledňuje. Nicméně výrobce udává hodnoty pro výhřevnost paliva vytvářející příkon 112 kW, zatímco příkon při našem měření byl pouze necelých 109 kW. Je tedy pravděpodobné, že výrobce udává hodnoty, které naměřil s palivem vyšší kvality. Nižší výhřevnost paliva znamená nižší příkon a tedy i nižší výkon. Stejně jako v případě vlhkosti nasávaného vzduchu, se lze pouze domnívat, jakou měrou ovlivnila kvalita paliva rozdíl mezi předpokládaným a skutečným výkonem.

6 ZÁVĚR

Úspěšná integrace GMT do energetické praxe závisí na snižování pořizovacích nákladů těchto zařízení, ale také na zvyšování celkové účinnosti systému s využitím kogenerace či trigenerace tam, kde je pak získaná energie efektivně a účelově využita. Pro správný návrh kogeneračních celků je třeba důsledně zahrnout spoustu veličin, které mají na účinnost celého systému významný vliv. Na příkladu GMT Capstone C30 bylo názorně vidět, jak obtížný může být odhad výkonu zařízení v místě instalace pomocí katalogových hodnot. Je také zjevné, že experimentální měření je vhodné pro reálné ověření katalogových předpokladů a jejich upřesnění.

Konkrétně se práce zabývala vlivem tlakové ztráty na účinnost GMT. Experiment ukázal, že na účinnost má tlaková ztráta ještě větší vliv než udává výrobce. Experiment také ukázal, že tlaková ztráta odtahu GMT nemá vliv jen na výkon a elektrickou účinnost zařízení, ale také na spotřebu zemního plynu a tedy i na příkon. Ekonomický vliv stanovený pomocí hodnot výrobce byl tedy vyšší, neboť v teoretickém výpočtu nebylo možné počítat se změnou spotřeby paliva. Skutečný vliv tlakové ztráty na ekonomiku GMT C30 činí při nepřetržitém ročním provozu přibližně 10 tis. Kč. Vezmeme-li v potaz životnost mikroturbín, která dosahuje 40 tis. hodin provozu, může tlaková ztráta způsobit takové snížení elektrického výkonu, že ekonomická ztráta přesáhne 40 tis. Kč. V neposlední řadě bylo zjištěno, že skutečný elektrický výkon neodpovídal ani předpokládanému výkonu pomocí tabulek, jež dodává výrobce, natož aby se přiblížil katalogovým hodnotám, jež udává dodavatel pro český trh ve svých prospektech [23]. Dodavatel GGC Energy, s.r.o., udává elektrický výkon 30 kW s tolerancí +0/-4 kW a elektrickou účinností 25 % s tolerancí ± 2 %. Maximální výkon GMT C30 instalované v LENP byl pouze 22,585 kW a účinnost pouze 20,75 %.

Výrobce udává maximální povolenou tlakovou ztrátu odtahu přibližně 2 kPa, jejíž vliv na účinnost a ekonomiku je nyní přesně znám. Dále bylo zjištěno, že zařízení může pracovat i při překročení této hranice. Při tlakové ztrátě 3,3 kPa však klesl elektrický výkon o 8,4 %. Ekonomika provozu je pak již značně nepříznivá. Je tedy zřejmé, že tlaková ztráta tepelného výměníku by z hlediska ekonomiky provozu GMT měla být na straně spalín pokud možno co nejnižší. Pro využití odpadního tepla ze spalín GMT mohou být použity výměníky různého typu. Může jít o konvenční modely trubkových či deskových výměníků, nebo jiné speciální typy výměníků. Při hledání vhodného tepelného výměníku s nejnižší možnou tlakovou ztrátou však hraje podstatnou roli také jeho pořizovací cena. Předmětem další analýzy by tedy měla být optimalizace tlakové ztráty vzhledem ke ztrátám na výrobě elektřiny na jedné straně a pořizovacím nákladům na tepelný výměník na straně druhé.

Aby bylo možné ještě více komplexně posoudit vliv přítomnosti výměníku na ekonomiku provozu CHP systému, autor doporučuje provést další experimentální měření pro zjištění vlivu tlakové ztráty odtahu na tepelnou účinnost mikroturbíny, resp. vlivu na množství odpadního tepla.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] SMĚRNICE EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY 2012/27/EU. 2012. Dostupné také z: eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2012:315:0001:0056:CS:PDF
- [2] SMĚRNICE EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY 2009/28/ES. 2009. Dostupné také z: eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2009:140:0016:0062:cs:PDF
- [3] CASE STUDIES: PROVEN TECHNOLOGY IN THE FIELD. Capstone Turbine Corporation [online]. 2016 [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: www.capstoneturbine.com/case-studies
- [4] ŠUROVSKÝ, Jan. Spalovací turbíny. Česko: J. Šurovský, 2013, 245 s. ISBN 978-80-260-4106-1.
- [5] EVANS, Yan. Microturbine Experience in the UK Horticultural Industry: Yan Evans – Advantica Technologies Limited. OAK RIDGE: National Laboratory [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: http://web.ornl.gov/sci/de_materials/09_Evans.pdf.pdf
- [6] VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ. NETME Centre [online]. 2016 [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: <http://www.netme.cz/>
- [7] Laboratoř energeticky náročných procesů: Centrum nových technologií pro strojírenství (NETME Centre) FSI VUT v Brně. Laboratoř energeticky náročných procesů [online]. Brno, 2015 [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: enp.netme.cz/
- [8] Co je NETME: O projektu. NETME Centre [online]. 2016 [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: <http://www.netme.cz/co-je-netme/o-projektu/>
- [9] Součásti divize energetiky, procesů a ekologie (PPE): Sekce procesního a ekologického inženýrství. NETME Centre [online]. 2016 [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: <http://www.netme.cz/divize/PPE/nabidka-sluzeb/#1>
- [10] Laboratoř energeticky náročných procesů. Ústav procesního inženýrství [online]. 2009-2016 [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: <http://www.upei.fme.vutbr.cz/sekce/laborator-energeticky-narocnych-procesu>
- [11] ŠUROVSKÝ, Jan. O asociaci. ASOCIACE MIKROTURBÍN, O.S. [online]. 2012-2015 [cit. 2016-03-24]. Dostupné z: <http://mikroturbina.cz/>
- [12] ASOCIACE MIKROTURBÍN, O.S. Asociace mikroturbín, o.s. [online]. 2012-2015 [cit. 2016-03-24]. Dostupné z: <http://www.mikroturbina.cz>
- [13] Mikroturbína: Instalace Mikroturbín v ČR. ASOCIACE MIKROTURBÍN, O.S. [online]. 2012-2015 [cit. 2016-03-24]. Dostupné z: <https://www.google.com/maps/d/viewer?mid=zvN8uVgOLMh0.kbUPbaZMM4Xg>
- [14] Měsíční zpráva o provozu ES ČR: prosinec 2015. Energetický regulační úřad [online]. Praha: Oddělení statistiky a sledování kvality ERÚ, 2016, s. 26 [cit. 2016-04-11]. Dostupné z: www.eru.cz/documents/10540/1225302/Mesicni_zprava_2015_12.pdf/98141e4f-dd33-42e2-962a-3a7ae783852d
- [15] Mikroturbína. ASOCIACE MIKROTURBÍN, O.S. [online]. 2012-2015 [cit. 2016-04-06]. Dostupné z: www.mikroturbina.cz/mikroturbina

- [16] HLADÍK, Jan. MIKROTURBÍNA. 3T [online]. 2011, 2011(6), 1 [cit. 2016-04-14]. Dostupné z: <http://www.mth-kolin.cz/zvetsiimage.php?jmenoobrazku=209acz>
- [17] Microturbine Systems Market - Global Industry Analysis, Size, Share, Growth, Trends and Forecast, 2013 - 2019: Free Analysis. Transparency Market Research [online]. 2013 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: www.transparencymarketresearch.com/microturbines-market.html
- [18] PAVELEK, Milan. Termomechanika. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [19] BERNIER, Bryan Florida Turbine Technologies, Inc. Heat Transfer Division: Final Report. University Turbine System Research [online]. 2011 [cit. 2016-03-02]. Dostupné z: <http://www.swri.org/utsr/presentations/BernierBryanRept.pdf>
- [20] CAPSTONE TURBINE CORPORATION. Technical Reference: Capstone Model C30 Performance. 21211 Nordhoff Street, Chatsworth, CA 91311, USA, 2006.
- [21] SOARES, Claire. Microturbines Applications for Distributed Energy Systems. Burlington: Elsevier, 2007. ISBN 978-008-0549-484.
- [22] Produkty. GGCENERGY [online]. 2016 [cit. 2016-04-07]. Dostupné z: ggcenergy.cz/produkty
- [23] Plynová mikroturbína Capstone C30 [online]. [cit. 2016-03-02]. Dostupné z: <http://ggcenergy.cz/uploaded/Download/soubory/C30.pdf>
- [24] CAPSTONE TURBINE CORPORATION. Capstone MicroTurbine: Model C30 User's Manual. 21211 Nordhoff Street, Chatsworth, CA 91311, USA, 2012.
- [25] Ceník produktů Skupiny ČEZ pro podnikatele na rok 2016. In: SKUPINA ČEZ: PRO PODNIKATELE A FIRMY [online]. 2016 [cit. 2016-05-11]. Dostupné z: www.cez.cz/edee/content/file/produkty-a-sluzby/obcane-a-domacnosti/elektrina-2016/cez_cz_ele_cenikmop_2016-01-01_comfort.pdf
- [26] Spalné teplo. RWE GasNet [online]. 2016 [cit. 2016-04-12]. Dostupné z: www.rwe-distribuce.cz/cs/spalne-teplo/jmp/
- [27] CENÍK RWE PLYN TIP 23: V KATEGORII DOMÁCNOST A MALOODBĚRATEL. RWE: The energy to lead [online]. b.r. [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: www.rwe.cz/files/ceniky/ZP_CEN_T23_160501_RWE.pdf