



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

KONVERZE SPALOVACÍ TURBÍNY SPALUJÍCÍ ZEMNÍ PLYN NA SPALOVACÍ TURBÍNU SPALUJÍCÍ VODÍK

CONVERSION OF A COMBUSTION TURBINE BURNING NATURAL GAS TO A COMBUSTION TURBINE
BURNING HYDROGEN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Veronika Lněničková

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Studentka:	Bc. Veronika Lněničková
Studijní program:	Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.
Akademický rok:	2022/23

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 diplomové práce:

Konverze spalovací turbíny spalující zemní plyn na spalovací turbínu spalující vodík

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Spalovací turbíny jsou jednou ze stěžejních technologií, ve kterých probíhá transformace tepla v práci. V současné době dominují typy spalovacích turbín na spalování zemního plynu případně jiných fosilních paliv. Diplomová práce bude zaměřena na řešení problematiky spalovacích turbín souvisejících s použitým palivem a návrh změn, které se musí provést u konkrétního typu spalovací turbíny navržené pro spalování zemního plynu, tak aby mohla spalovat vodík. Konkrétní typ turbíny a její parametry bude upřesněn na konzultacích.

Cíle diplomové práce:

1. Řešení současných trendů řešení alternativních paliv k zemnímu plynu pro spalovací turbíny.
2. Vodík jako primární palivo spalovacích turbín; změny v termodynamice transformace energie; logistické změny; změny v bezpečnosti a plynulosti provozu.
3. Aktuální stav produkce spalovacích turbín na vodík; reakce výrobců na poptávku po spalovacích turbínách na vodík (konverze stávajících typů).
4. Konkrétní příklad přestavby spalovací turbíny na turbínu spalující vodík a navazující technologie. Provést základní výpočet tepelného oběhu pro obě varianty s komentáři. Odhad rozdílů v hospodárnosti provozu.

Seznam doporučené literatury:

ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné turbíny a turbokompresory: vlastnosti, návrh, provoz a vybrané statě z proudění plynů a par. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2020. ISBN 978-80-214-5847-5.

KOUSAL, Milan. Spalovací turbíny. 2., zcela přeprac. vydání. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1980.

ANON. Gas turbine fuel properties and their handling, Turbomachinery International Magazine, 2019-11-23. <https://www.turbomachinerymag.com/view/gas-turbine-fuel-properties-and-their-handling>.

DICKHOFF, J. , HORIKAWA, A. HARALD F. Hydrogen combustion. Turbomachinery International Magazine, 2021-08-24. <https://www.turbomachinerymag.com/view/hydrogen-combustion>

ANON. Hydrogen co-firing in gas turbines: The road

ahead. Turbomachinery International Magazine, 2019-01-29.

<https://www.turbomachinerymag.com/view/hydrogen-co-firing-in-gas-turbines-the-road-ahead>

KAKARAS, E. The economics of hydrogen. Turbomachinery International Magazine, 2021-10-12.

<https://www.turbomachinerymag.com/view/the-economics-of-hydrogen>

GOLDMER, J. Solving the challenge of lean hydrogen premix combustion with highly reactive fuels. Turbomachinery International Magazine, 2020-12-21.

<https://www.turbomachinerymag.com/view/solving-the-challenge-of-lean-hydrogen-premix-combustion-with-highly-reactive-fuels>

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá problematikou spjatou se spalováním vodíku v plynových turbínách. V úvodní části je v krátkosti představena technologie plynové turbíny a její alternativní paliva, která se jeví jako vhodná náhrada zemního plynu. Následná část práce se zabývá výhradně vodíkem, jeho spalováním v plynových turbínách a popisem současného stavu produkce turbín schopných spalovat vodík. Teoretický popis byl doplněn výpočtem plynové turbíny spalující různé objemy vodíku v palivu. Výsledkem práce je souhrnný popis dané problematiky a posouzení vlivu vodíku na parametry plynové turbíny.

Klíčová slova

Plynová turbína, alternativní paliva, vodík, spalování vodíku, hořáky plynových turbín

ABSTRACT

The diploma thesis deals with issues related to the combustion of hydrogen in gas turbines. In the introductory part, the technology of the gas turbine and its alternative fuels, which appear to be a suitable substitute for natural gas, are presented. The subsequent part of the thesis deals exclusively with hydrogen, its combustion in gas turbines and a description of the current state of production of turbines capable of burning hydrogen. The theoretical description was supplemented by the calculation of a gas turbine burning different volumes of hydrogen in the fuel. The result of the work is a summary description of the issue and an assessment of the influence of hydrogen on the parameters of the gas turbine.

Key words

Gas turbine, alternative fuels, hydrogen, combustion of hydrogen, burners of gas turbines

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

LNĚNIČKOVÁ, Veronika. *Konverze spalovací turbíny spalující zemní plyn na spalovací turbínu spalující vodík*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/148282>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jiří Škorpík.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Konverze spalovací turbíny spalující zemní plyn na spalovací turbínu spalující vodík** vypracovala samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Jiřímu Škorpíkovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Plynová turbína.....	12
1.1 Termodynamický oběh plynových turbín.....	13
1.2 Základní komponenty plynové turbíny.....	14
1.2.1 Kompresor.....	14
1.2.2 Spalovací komora.....	14
1.2.3 Turbínová část.....	15
2 Alternativní paliva plynových turbín.....	17
2.1 Biopaliva.....	17
2.1.1 Plynná biopaliva – bioplyn/biometan.....	17
2.1.2 Kapalná biopaliva.....	18
2.2 Syntetický metan (SNG – Synthetic Natural Gas).....	20
2.3 Amoniak NH ₃	20
3 Vodík jakožto palivo plynových turbín.....	22
3.1 Vlastnosti vodíku jako chemického prvku.....	22
3.2 Výroba vodíku.....	22
3.2.1 Šedý vodík.....	22
3.2.2 Modrý vodík.....	23
3.2.3 Zelený vodík.....	23
3.3 Transport a skladování.....	23
3.3.1 Transport.....	23
3.3.2 Skladování.....	25
3.3.3 Transport a skladování v podobě amoniaku.....	25
3.4 Spalování vodíku v plynových turbínách.....	26
3.4.1 Charakteristiky spalování vodíku.....	26
3.4.2 Dopady na provoz plynových turbín.....	28
4 Aktuální produkce turbín spalujících vodík.....	30
4.1 Ansaldo Energia.....	30
4.1.1 Systém sekvenčního spalování.....	30
4.2 General Electric (GE).....	31
4.2.1 DLN.....	32
4.3 Kawasaki Heavy Industries (KHI).....	34
4.3.1 DLE.....	34
4.3.2 Micro – mix.....	35
4.4 Mitsubishi Heavy Industries (MHI).....	35
4.4.1 DLN Multi – nozzle combustor.....	36
4.4.2 Multi – cluster combustor.....	36

4.5	Siemens Energy (SE)	37
4.5.1	DLE 3. generace	38
4.5.2	DLE 4. generace	38
4.6	FlameSheet Combustor	39
5	Plynová turbína spalující vodík a zemní plyn	40
5.1	Projekt Long Ridge Energy a GE	40
5.2	Výpočet oběhu plynové turbíny	42
5.2.1	Stechiometrický výpočet spalování	43
5.2.2	Termodynamický výpočet plynové turbíny	45
5.3	Hospodárnost provozu	50
	ZÁVĚR	53
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	54
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	60

ÚVOD

Energetické odvětví prochází v posledních několika letech transformací, jejíž cílem je snížení dopadů výroby elektrické a tepelné energie na životní prostředí. Energetický sektor je z pohledu celkových vypuštěných emisí skleníkových plynů považován za jednoho z největších znečišťovatelů, proto se klade čím dál větší důraz na rozvoj obnovitelných zdrojů energie a současně se hledají bezemisní paliva, která by bylo možné využít v co největší míře ve stávajících elektrárenských a teplárenských provozech.

Plynové turbíny se v rámci dekarbonizace energetického odvětví dostávají do popředí zájmu nejčastěji v souvislosti s technologií Power-to-Gas (P2G). V době nadbytku elektrické energie v síti by se elektřina z obnovitelných zdrojů mohla využít k výrobě plynného paliva, které by bylo možné naopak v době nedostatku spalovat. Většina aplikací P2G využívá elektrickou energii k výrobě vodíku, který je často označován jako bezemisní palivo budoucnosti.

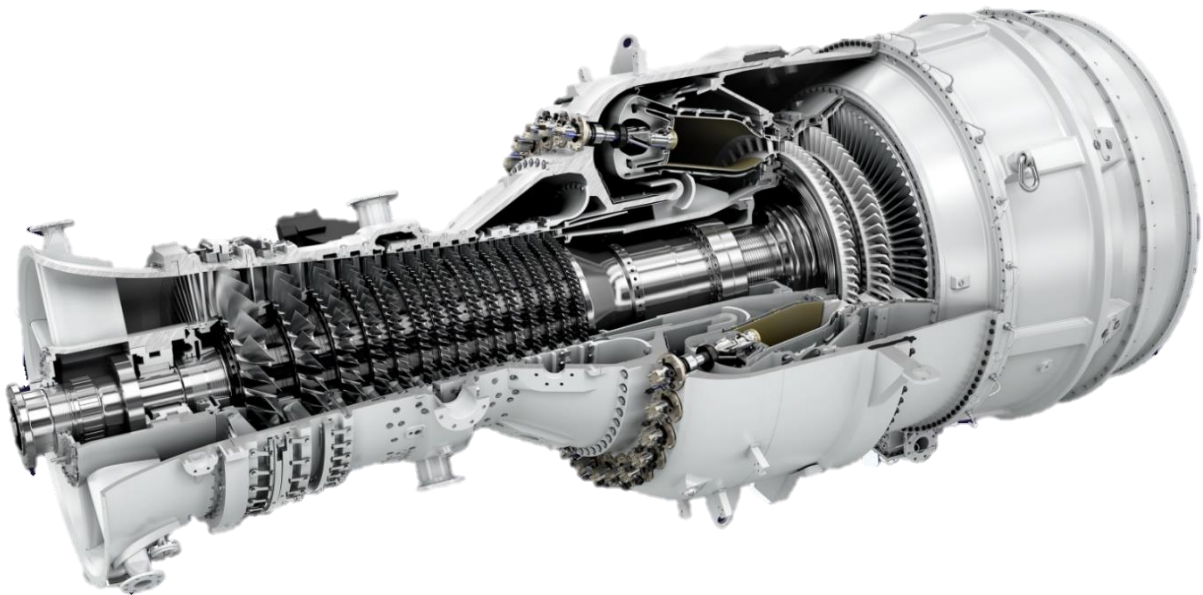
Vizí do budoucna je spalování čistého vodíku a flexibilní přechod mezi různými poměry zemního plynu a vodíku v palivu. To s sebou přináší řadu problémů, jelikož se vlastnosti vodíku značně liší od vlastností zemního plynu. Přechod na vodíková paliva bude mít svůj dopad na logistiku, bezpečnost či samotné spalování. O jak velký dopad půjde a jak daleko je vývoj současných plynových turbín? A existují případně jiná alternativní paliva, která by mohla zemní plyn nahradit? Nalezení odpovědí na tyto otázky bude hlavním cílem této diplomové práce.

1 Plynová turbína

Smyslem této kapitoly je zjednodušeným způsobem představit plynovou, někdy též nazývanou spalovací, turbínu a její hlavní komponenty.

Pod pojmem plynová turbína si lze zjednodušeně představit celek složený ze tří hlavních částí – kompresoru, spalovací komory a turbínové části. Hlavním úkolem plynové turbíny je přeměna energie vázané v palivu na energii mechanickou. V dnešní době se v energetickém průmyslu využívá jako palivo ke spalování především zemní plyn. Z mnoha důvodů, které byly zmíněny již v úvodu této práce, se hledají jeho vhodné náhrady, které by měly podobné spalovací vlastnosti, byly cenově dostupné a šetrnější k životnímu prostředí.

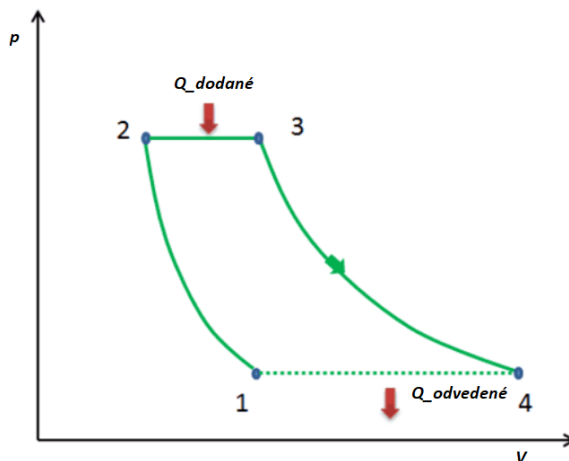
Plynové turbíny představují velmi flexibilní zdroj energie s ohledem na jejich rychlé najetí do provozu, i proto často slouží v energetickém sektoru k výrobě elektřiny jakožto tzv. závěrné zdroje. Kromě toho nachází využití v řadě dalších průmyslových odvětvích, letectví, dopravě, rafinérském průmyslu a v České republice především v teplárenství. [1]



Obr. 1: Plynová turbína SGT - 800 společnosti Siemens Energy elektrický výkon 62,5 MWe, teplota spalin na výstupu 596 °C, hmotnostní tok spalin 135,5 kg/s, kompresní poměr 21,1:1[2].

1.1 Termodynamický oběh plynových turbín

Jako porovnávací cyklus se pro plynové turbíny využívá tzv. Braytonův cyklus, zobrazený v p - V diagramu, který je možné vidět na obr. 2. V tomto případě se jedná o zjednodušený diagram bez započítání ztrát. Pro vysvětlení základního principu je však dostačující.

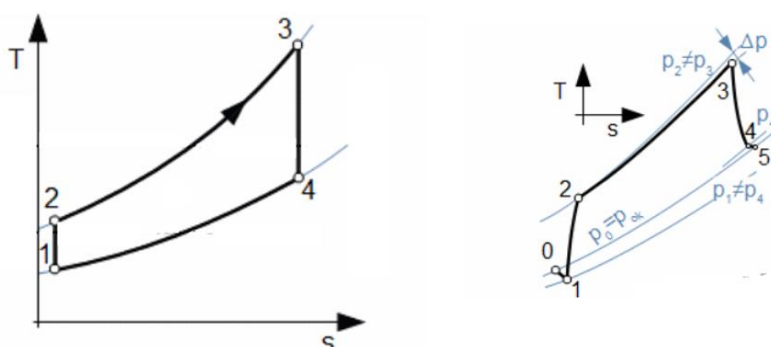


Obr. 2: $p - V$ diagram Braytonova oběhu, převzato a upraveno z [3].

- Mezi body 1 – 2 dochází k nasávání čerstvého vzduchu, který je stlačován v kompresorové části turbíny, tento děj je doprovázen nárůstem teploty, tlaku a poklesem objemu.
- Přívod paliva probíhá mezi body 2 – 3. Jedná se izobarický děj, na jehož konci je dosaženo maximální teploty oběhu.
- Směs vzduchu a paliva expanduje na turbínové části, děj 3 – 4. To je doprovázeno poklesem tlaku, teploty a nárůstem objemu.
- Nakonec se vzniklé teplo odvádí, jak je zobrazeno mezi ději 4 – 1.

Tento popis je však zjednodušený. V případě reálného děje je nutné započítat i vzniklé tlakové ztráty v oběhu. Jedná se především o ztráty vznikající na sání, filtrech, tlumičích hluku, spalovací komoře, vstupním a výstupním hrdle, komíně a odběrech. [1]

Porovnání ideálního a reálného oběhu v $T - S$ diagramu je zobrazeno na obr. 3.



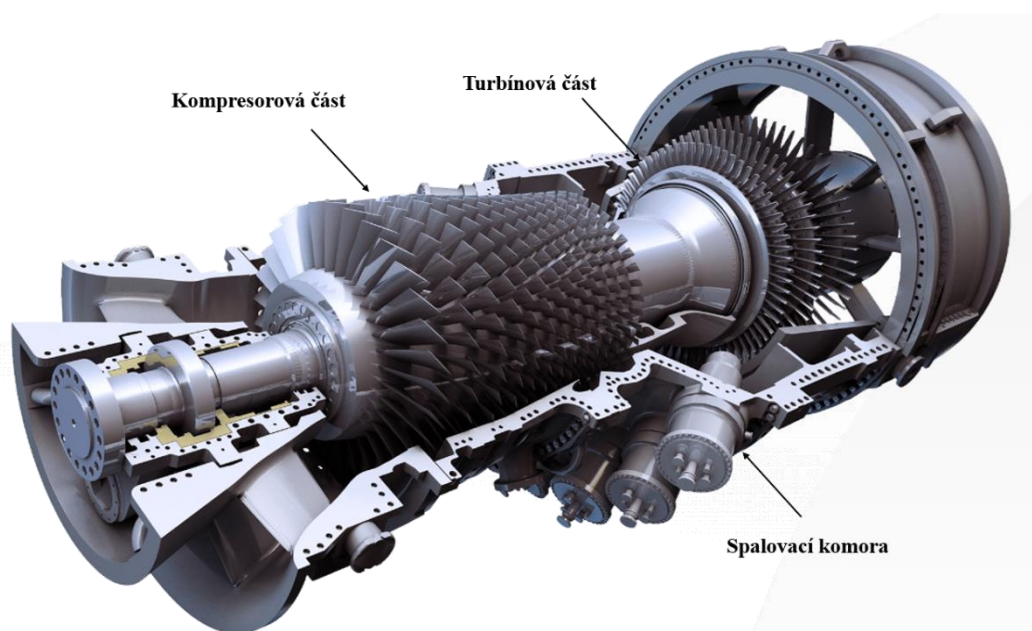
Obr. 3: Ideální a reálný oběh v $T - s$ diagramu, převzato a upraveno z [1].

Účinnost přeměny energie je silně vázaná na teplotu a tlak. Se zvyšujícím se tlakovým poměrem roste účinnost plynové turbíny (Braytonova cyklu), obecně účinnost přesahuje 30 %

[4]. Velmi často se využívá řešení, kdy je spalovací turbína zapojena v tzv. kombinovaném cyklu. Jedná se o propojení plynové turbíny, kotle na odpadní teplo a parní turbíny. Spaliny vystupující z plynové turbíny jsou vedeny do spalínového kotle, kde je jejich teplo využito ke generaci páry, která je dále vedena na parní turbínu. Díky tomu dochází ke dvojitě výrobě elektřiny – na generátoru spalovací turbíny a generátoru parní turbíny. Účinnost kombinovaného cyklu se pohybuje kolem 60 %. [4]

1.2 Základní komponenty plynové turbíny

Tři základní komponenty plynové turbíny budou detailněji popsány v rámci této kapitoly. Na obr. 4 je uvedeno jejich rozmístění v rámci plynové turbíny.



Obr. 4: Základní komponenty plynové turbíny, převzato a upraveno z [5].

1.2.1 Kompresor

Kompresor představuje vstupní část plynové turbíny. V rámci technologie plynových turbín pro energetické využití se nejčastěji používá axiální typ kompresoru. Jedná se o typ kompresoru, do kterého médium vstupuje a vystupuje ve stejném směru, a to v axiálním směru rotoru. [6]

Hlavním úkolem kompresoru je stlačení nasátého vzduchu před vstupem do spalovací komory. Jedná se o energeticky náročný proces. Tlakový poměr může dosahovat hodnot až 40:1, což znamená, že tlak na výstupu z kompresoru je 40x větší, než je tlak vzduchu na sání. [6]

Pro kompresi je spotřebováno okolo 60 % práce turbínové části, proto je správné navržení kompresoru s vysokou účinností důležité pro celý oběh plynové turbíny. [6]

1.2.2 Spalovací komora

Stlačený vzduch je ve spalovací komoře smíchán s palivem a dochází zde k hoření paliva. Koncepce spalovacích komor je různá, vždy záleží na konkrétní aplikaci, nejčastěji se v energetice rozlišují 3 typy spalovacích komor – typ CAN, CAN – ANNULAR a ANNULAR.

- CAN

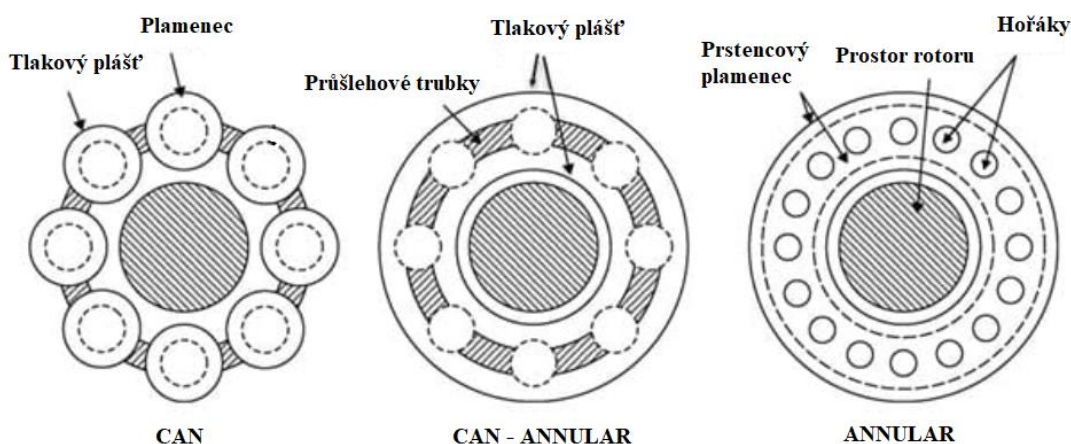
Uspořádání, ve kterém jsou jednotlivé komory cylindrického tvaru rozmístěny po obvodu axiální osy spalovací turbíny. Jednotlivé komory mají vlastní spalovací systém a stejně tak stlačený vzduch je přiváděn do každé komory zvlášť. To představuje výhodu především při nutnosti servisních oprav, kdy je možné lehce vyměnit pouze konkrétní poškozenou komoru bez nutnosti zasahovat do ostatních. [7]

- CAN – ANNULAR

Jedná se o kombinaci typu CAN a ANNULAR, skládá se ze samostatných komor, které mají vlastní palivový systém se společným přívodem stlačeného vzduchu a společným prstencovým pláštěm okolo. [7]

- ANNULAR

Nejkompaktnější provedení spalovací komory. Spalování probíhá v prstencovém prostoru, které zajišťuje homogennější spalovací směs a lepší vlastnosti spalování. [7]



Obr. 5: Základní typy spalovacích komor, převzato a upraveno z [7].

1.2.3 Turbínová část

Turbínová část je výstupní částí technologického celku plynové turbíny. Dochází zde k expanzi směsi a chemická energie v palivu se přeměňuje na energii mechanickou. Nejčastěji se, stejně jako kompresor, využívá axiální typ turbín. [6]

První lopatková řada bývá nejčastěji navržena jako akční typ, další řady jako reakční se stupněm reakce 0,5. [6] Dle toho, zda se jedná o jednoduchý či kombinovaný cyklus, následuje za turbínou buďto pouze generátor sloužící k výrobě elektrické energie, nebo v rámci kombinovaného cyklu i HRSG kotel. Vždy záleží na konkrétní aplikaci. [6]

Plynová turbína nabízí flexibilní řešení výroby energie díky velkému výkonovému rozpětí a poměrně široké škále fosilních paliv, které je možné spalovat. Vzhledem k současným klimatickým cílům států po celém světě se ale hledají nová řešení, která by zajistila bezemisní spalování v plynových turbínách. Nabízí se dvě varianty – buďto je možné dále spalovat fosilní paliva a vzniklé emise CO₂ zachytávat (technologie CCS) nebo najít ekologičtější paliva.

Vzhledem k vysokým nákladům spjatými s implementací technologie CCS se energetický průmysl směřuje k využití alternativních paliv, ze kterých by emise CO₂ vůbec

nevznikaly. Tyto snahy byly navíc uspíšeny zákazem dodávek plynu z Ruska z důvodu invaze vojsk Ruské federace na Ukrajině.

Paliva, která si získávají největší pozornost výrobců, budou představena v následující kapitole.

2 Alternativní paliva plynových turbín

Již zmíněný zemní plyn je nejběžněji využívaným palivem plynových turbín pracujících v energetickém sektoru. Nejedná se však o jediné palivo, které je možné využít. Kromě zemního plynu to jsou i ropné produkty v plynné či kapalné podobě.

Nahrazení těchto fosilních paliv šetrnějšími a ekologičtějšími variantami je rezonujícím tématem posledních let. [8] Nejčastěji skloňovaným budoucím palivem plynových turbín je vodík. Kromě vodíku existují ale i další alternativy, které by mohly sloužit jako zdroj energie pro spalování. Konkrétně se jedná především, ale ne striktně pouze, o biopaliva jako je bioplyn, biometan, bionafta, bioetanol, dále syntetický metan a amoniak. [8]

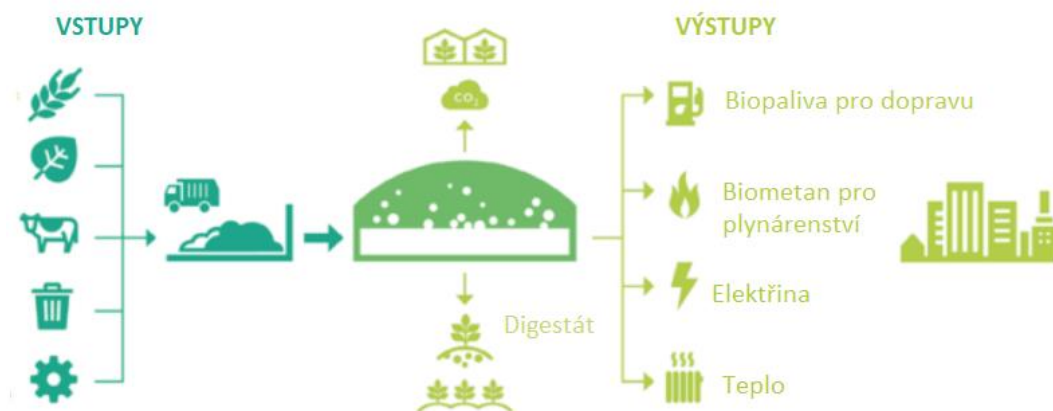
V následujících podkapitolách budou tato alternativní paliva představena. Jejich výběr vychází z trendů nastolených předními výrobci turbín.

2.1 Biopaliva

Biopaliva druhé generace, tedy paliva, jejichž vstupní surovinou nejsou plodiny určené ke zpracování v potravinářském průmyslu, ale zbytky a rostlinný odpad, představují vhodnou alternativu k fosilním palivům. [9] Předmětem výzkumu jsou jak kapalné, tak plynné formy paliv.

2.1.1 Plynná biopaliva – bioplyn/biometan

Bioplyn vzniká anaerobní digestíí organických materiálů. Výsledným produktem je směs plynů složená především z metanu (CH_4) a oxidu uhličitého (CO_2). [10] Jejich objem v plynu se liší v závislosti na vstupních surovinách a výsledném procesu výroby. Vstupními surovinami mohou být rostlinné či živočišné zbytky, organické zbytky v tuhém komunálním odpadu či kaly odpadních vod. [11]



Obr. 6: Schématické znázornění výroby bioplynu, převzato a upraveno z [11].

Bioplyn zbavený nečistot v podobě CO_2 , H_2O a H_2S se označuje jako biometan. [11]

Biometan je možné spalovat ve stávajících plynových turbínách bez nutnosti úprav spalovacích komor či okolní infrastruktury, jedná se v podstatě o zaměnitelné palivo se zemním plynem s podobnou výhřevností – výhřevnost biometanu dosahuje $36,3 \text{ MJ/m}^3$. [10][11]

Biometan má v Evropské unii díky odsunu fosilních paliv zajímavý potenciál. Pokud bude nastolený trend pokračovat, měl by být biometan schopný pokrýt asi 10 % poptávky po plynu do roku 2030. [12]

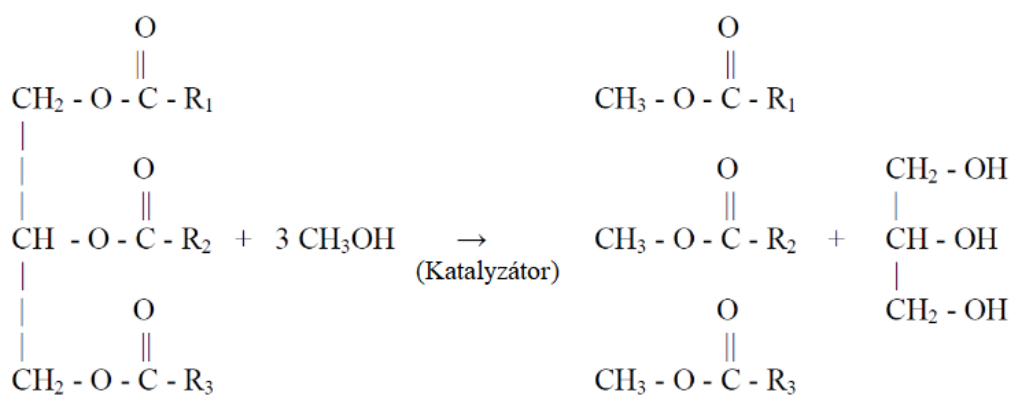
Pro biometan hovoří také fakt, že drtivá většina biometanových stanic je již v současné době napojena na plynárenské sítě. [13]

2.1.2 Kapalná biopaliva

Kapalná biopaliva lze dělit dle různých klasifikací, přičemž každý druh má odlišné vlastnosti v závislosti na vstupních surovinách, následující část bude zaměřena na bionaftu a bioetanol.

- Bionafta

Bionafta se nejčastěji vyrábí chemickým procesem zvaným transesterifikace. Vstupními produkty jsou rostlinné oleje, použité kuchyňské oleje či živočišné tuky. Transesterifikace je chemická reakce olejů (triglyceridů) a alkoholu (esterů) za přítomnosti katalyzátoru urychlující reakci. Reakce probíhá za teplot kolem 60 °C a tlaku okolí. Vedlejším produktem je glycerol, který je možné využít v jiných odvětvích. [14]

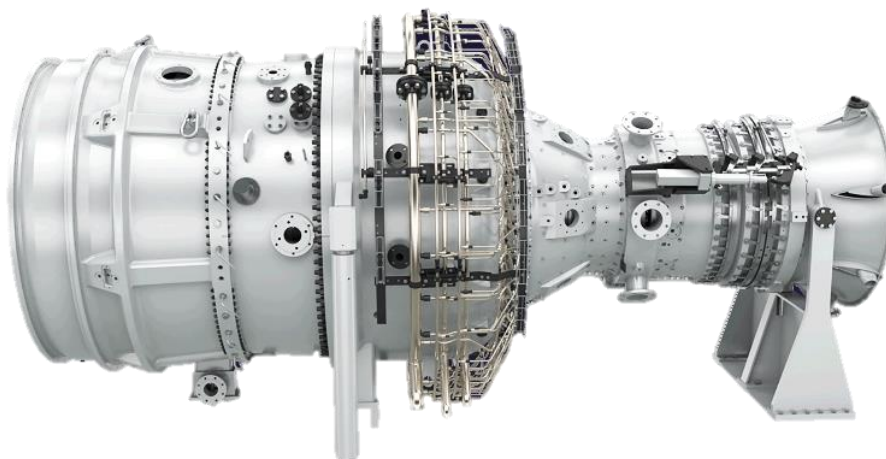


Obr. 7: Proces transesterifikace, převzato z [14].

Bionafta je, co se kapalných biopaliv týče, pravděpodobně nejvíce prozkoumaným alternativním palivem. Vlastnosti se podobají motorové naftě a lze ji využít v plynových turbínách bez nutnosti úprav. [15]

Jako příklad lze uvést dvoudenní testovací provoz z podzimu roku 2021. V rámci kombinovaného cyklu na výrobu elektřiny a tepla ve spolupráci společností Siemens Energy a Swedish Energy Agency byla použita bionafta v plynové turbíně SGT – 800. [15]

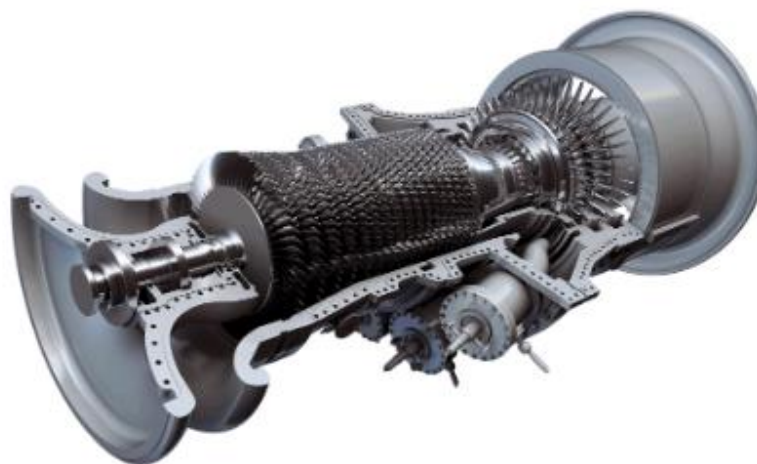
Konkrétně se jednalo o palivo známé pod zkratkou HVO – Hydrotreated Vegetable Oil, vyráběné hydrogenací a hydrokrakováním olejů a tuků. Výstupem byl stabilní provoz, bezpečné najetí a dodržení emisních limitů NO_x v porovnání s naftou, která je primárním palivem testované turbíny. [15]



Obr. 8: Testovaná turbína SGT – 800 Siemens Energy, převzato z [16].

- Bioetanol

Alkoholovou fermentací vzniká palivo zvané bioetanol. Využití bioetanolu v plynových turbínách je předmětem výzkumu již řadu let. [17] Společnost GE testovala toto palivo již v roce 2008 ve své plynové turbíně typu 6B. Výkon turbíny a vzniklé emise, byly velmi podobné jako při spalování fosilních paliv. Nevýhodou je, že se vlastnosti bioetanolu liší natolik, že je nutné provést konstrukční změny některých komponent turbíny. Bioetanol může představovat riziko také proto, že hoří neviditelným plamenem, což je z hlediska bezpečnosti provozu nechtěná vlastnost. [17][18]



Obr. 9: Testovaná turbína typu 6B.03 GE, výkon na hřídeli 45 MW, účinnost 33,4 %, DLN spalovací komory umožňující spalování různých mixů paliv (kapalných i plyných) – 30 % vodíku, 50 % etanu, dusíku, 100 % propanu, převzato z [19].

2.2 Syntetický metan (SNG – Synthetic Natural Gas)

Syntetický metan se svými vlastnostmi velmi podobá zemnímu plynu, proto je možné jej využít bez nutnosti větších změn v dnešní plynárenské infrastruktuře. [20]

Vstupními prvky nutnými pro výrobu jsou vodík (H_2) a oxid uhličitý (CO_2). Proces výroby se označuje jako tzv. metanizace, kterou lze popsat Sabatierovou rovnicí (2.1) [20]:



Jedná se o energeticky náročný proces s účinností kolem 50 – 60 %, probíhající za teplot v rozmezí 400 – 500 °C. Vzhledem k technologické náročnosti procesu se jedná o velmi drahý způsob výroby. [21]

Aby bylo možné považovat SNG za čistý zdroj energie, je nutné zajistit záchyt vzniklého CO_2 při spalování a současně se musí jednat o zelený, případně modrý vodík, jež vstupuje do procesu metanizace. Zachycený CO_2 , například pomocí technologie DAC – Direct Air Capture, může být v procesu výroby znovu použit jakožto vstupní surovina pro metanizaci. [20] [21]

Jestliže se k výrobě bude využívat zelený vodík, tedy vodík vyrobený pomocí elektrolýzy (přičemž pro napájení elektrolyzátorů bude použita elektrická energie z obnovitelných zdrojů), bude cena SNG silně závislá na ceně vodíku a jeho dostupnosti. Především v posledních několika letech bylo provedeno mnoho studií simulující takový provoz. V závislosti na vstupních podmínkách, jako je budoucí cena vodíku, účinnost provozu, vytížení provozu, cena záchytu CO_2 apod., se výsledná cena SNG pohybovala v rozmezí 28 USD/ MWh – 279 USD/ MWh. [22]

Výzkum SNG je plánován i v České republice. Společnost Gas4Net chystá pilotní projekt výroby SNG s kapacitou 309 tun/rok. Potřebný vodík pro metanizaci bude vyráběn pomocí elektrolýzy v elektrolyzátoru o výkonu 500 kW a CO_2 bude získáván z bioplynové stanice nacházející se v blízkosti místa chystaného projektu. Celková cena projektu není zatím známa, je ale jisté, že přesáhne 100 000 000 Kč. [23]

2.3 Amoniak NH_3

Amoniak, též označovaný jako čpavek, je toxický plyn výrazného zápachu složený ze 3 molekul vodíku a 1 molekuly dusíku, další potenciální bezuhlíkové palivo.

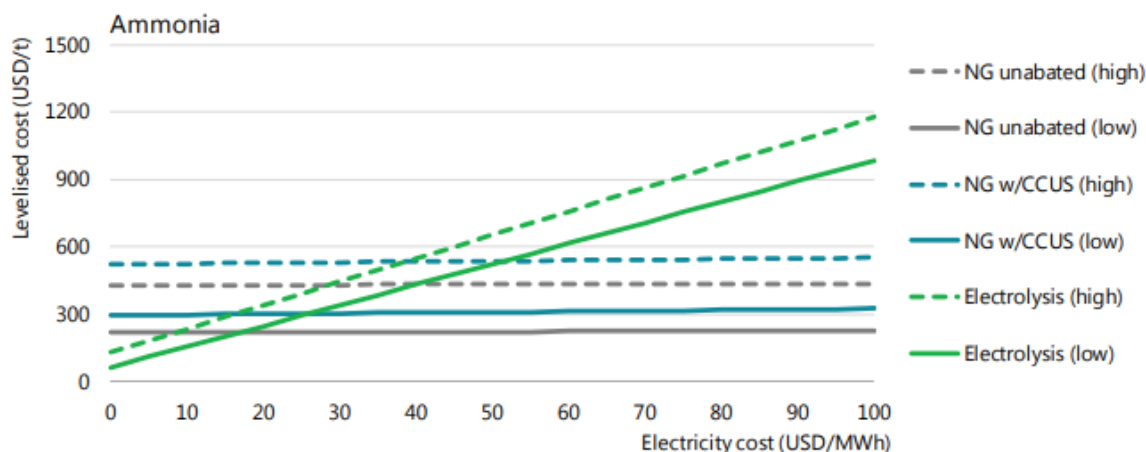
Jedná se o celosvětově dostupný plyn, díky rozsáhlému využití například v potravinářství či zemědělství.

V současné době se k výrobě využívají jako vstupní suroviny zemní plyn, voda a vzduch. Ze zemního plynu je získán potřebný vodík procesem zvaný parní reforming metanu (SMR – Steam Methane Reforming). Následuje katalytická reakce mezi vodíkem a dusíkem, jakožto hlavní složkou vzduchu, zvaná „Habber-Boschova“ reakce [24] zobrazená rovnicí (2.2) [25]. Výsledným produktem je amoniak NH_3 .



SMR je energeticky náročný proces a má velkou uhlíkovou stopu. Proto je nutné hledat nové způsoby výroby vodíku, které nebudou produkovat emise CO_2 , jestliže má hrát amoniak důležitou roli v budoucím energetickém sektoru. Jako řešení se nabízí využití modrého či zeleného vodíku. [24]

Cena amoniaku se bude odvíjet především od způsobu výroby vodíku. Predikce vývoje jsou zobrazeny na obr. 10.



Obr. 10: Predikované ceny výroby amoniaku v závislosti na způsobu výroby vodíku, převzato z [26].

Amoniak není možné spalovat v současných spalovacích systémech plynových turbín. Kvůli nižší výhřevnosti oproti zemnímu plynu, by bylo nutné 2,5x větší množství amoniaku ke spalování pro zachování stejného množství přeměněné energie. [27] Současně má amoniak nižší rychlost plamene, což by mohlo představovat problém pro zachování provozuschopnosti současných systému. Co je ale pravděpodobně největším problémem spalování amoniaku, jsou jeho emise NO_x . Jelikož je dusík (N) hlavním prvkem, který amoniak obsahuje, vzniká výrazně větší množství emisí jeho oxidací. [27]

Vývoj nových spalovacích systémů plynových turbín je proto nutností. Tento krok již ohlásily například společnosti Mitsubishi Power [28] či General Electric [29]. Cílem obou společností je vývoj spalovací komory, ve které by bylo možné spalovat 100 % amoniaku.

Výše uvedená paliva jsou považována za možnou alternativu k zemnímu plynu. Žádné z nich si však nezískalo takovou pozornost jako vodík. Vodík je v současné době považován za palivo budoucnosti plynových turbín. Jedná se o bezemisní palivo, které může najít využití v mnoha odvětvích. Více informací o vodíku samotném, jeho vlastnostech a problémech, které jeho spalování přináší, je uvedeno v následující kapitole.

3 Vodík jakožto palivo plynových turbín

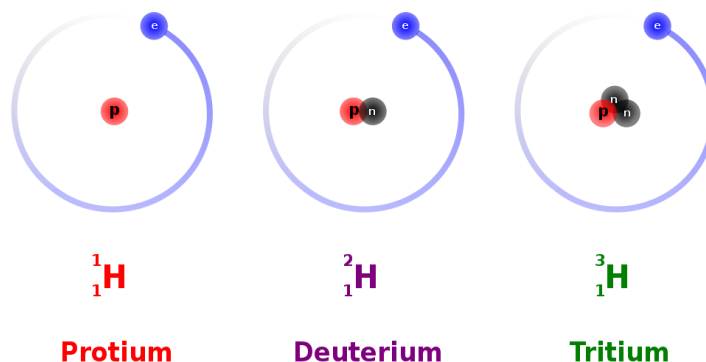
Potencionální bezemisní palivo, které by mohlo nahradit zemní plyn v elektrárenských či teplárenských provozech. Současně jej lze využít pro dlouhodobou akumulaci energie v případě přebytku elektrické energie z obnovitelných zdrojů.

Vodík má oproti zemnímu plynu velmi odlišné vlastnosti. To komplikuje tranzici a omezuje možnosti spalování v plynových turbínách, které jsou v energetickém sektoru primárně navrženy ke spalování zemního plynu. Při přechodu na vodík je nutné uvědomit si limity, které přináší systém jako celek, nikoliv jen plynová turbína samotná.

V rámci této kapitoly budou uvedeny možnosti produkce a přepravy vodíku, zásadní odlišnosti mezi vodíkem a zemním plynem, s tím spojené komplikace a nutné změny hlavních komponent.

3.1 Vlastnosti vodíku jako chemického prvku

Atom vodíku (H) je nejjednodušší chemický prvek stávající z jednoho protonu a jednoho elektronu a představuje nejrozšířenější prvek ve vesmíru. Jedná se o hořlavý plyn bez chuti a zápachu, který tvoří se vzduchem výbušnou směs. Vodík tvoří 3 izotopy – protium, deuterium a tritium. [30]



Obr. 11: Izotopy vodíku, převzato z [31].

3.2 Výroba vodíku

Existuje mnoho způsobů produkce vodíku. V rámci budoucího využití v plynových turbínách a energetickém sektoru obecně, se ale nejčastěji uvažuje o dvou konkrétních procesech výroby. Tím prvním je tzv. parní reforming metanu (SMR – Steam Methane Reforming), tím druhým je elektrolýza vody za využití přebytečné elektrické energie z obnovitelných zdrojů. [32]

Nejčastěji je možné se setkat s barevným dělením výroby na základě vstupních surovin v procesu tak, jak je uvedeno níže.

3.2.1 Šedý vodík

Jako šedý vodík je označován vodík, k jehož výrobě byla využita fosilní paliva. Jedná se o nejrozšířenější a nejlevnější způsob výroby, avšak v budoucnu by se od něj mělo ustupovat kvůli vznikajícím emisím CO_2 . [33]

Základní informace o tzv. šedém vodíku [33]:

- Představuje zhruba 96 % vyrobeného vodíku.
- Nejrozšířenější způsob výroby je parní reforming zemního plynu.
- Na 1 kg vodíku vzniká 9 – 12 kg CO_2 .

Dvoufázový proces výroby parním reformingem zemního plynu je zobrazen rovnicemi (3.1 a 3.2) [32]:



3.2.2 Modrý vodík

Modrý vodík by mohl představovat mezistupeň v procesu dekarbonizace výroby vodíku. Při výrobě jsou vstupní surovinou opět fosilní paliva, stejně jako u šedého vodíku, rozdíl je v následné manipulaci se vzniklými emisemi.

Jestliže má být vodík označován jako modrý, je nutné vzniklé emise CO₂ zachytit. To je možné například využitím technologie označovanou zkratkou CCS (Carbon Capture and Storage), neboli zachytávání a ukládání vodíku. Jak už název napovídá, místo vypuštění emisí do ovzduší dojde k jejich zachycení a následném uložení. [33]

3.2.3 Zelený vodík

Zelený vodík představuje nejkologičtější způsob výroby, jelikož nedochází ke vzniku emisí CO₂ ani jiných skleníkových plynů. Preferovaným způsobem výroby je tzv. elektrolýza vody. [33]

Elektrolýza vody je proces, při kterém za využití elektrické energie, která musí pocházet z obnovitelných zdrojů, dojde k rozdělení vazeb v rámci molekuly H₂O a vznikne tak plynný vodík a kyslík. [33]

Proces elektrolýzy je znázorněn následující rovnicí (3.3) [33]:



Nevýhodou této metody je její energetická náročnost. S účinností v rozmezí mezi 50 – 60 % je třeba 50 kWh elektrické energie a 9 l vody na výrobu 1 kg vodíku. [33]

3.3 Transport a skladování

Vodík je možné přepravovat a skladovat ve dvou formách – v plynné nebo kapalné podobě. Vzhledem k nutnosti kryogenních technologií v případě transportu a skladování v kapalné podobě, se ve spojitosti s budoucím využitím vodíku uvažuje o transportu a skladování v jeho plynné formě.

3.3.1 Transport

Důležitou součástí budoucí infrastruktury jsou stávající plynárenské sítě, které budou po nezbytných úpravách představovat asi 60 % z celkové plánované vodíkové sítě (k roku 2040) v Evropské unii. [34]

Možnostmi dopravy vodíku se na evropské úrovni zabývá iniciativa The European Hydrogen Backbone (EHB). Jedná se o spolek 31 provozovatelů plynárenské infrastruktury z celé Evropy, jejichž cílem je vytvořit stabilní a bezpečnou vodíkovou síť spojující celou Evropu. [35] Pod tímto odkazem [35] lze nalézt více informací o projektu a navrhovaných plynových trasách.

V současné době se uvažuje o 3 možných řešeních transportu vodíku v rámci plynárenské infrastruktury [36]:

- Vodíková soustava – vytvoření nové plynové soustavy či přeměna stávající infrastruktury sloužící k přepravě čistého vodíku.
- Metanová infrastruktura – využití současné plynové soustavy spojené s procesem metanizace vyrobeného vodíku.

- Mix vodíku se zemním plynem – využití současné plynové soustavy s nutnými modifikacemi v závislosti na množství přepravovaného vodíku.

S největší pravděpodobností se budou využívat, alespoň zpočátku, všechna 3 řešení. Do budoucna bude ale pravděpodobně preferován transport čistého vodíku. [36]

To, jakým způsobem a za jakých podmínek je možné přestavět potrubí sloužící pro transport zemního plynu na potrubí vhodné k transportu vodíku, určí normy. Především se jedná o normy ASME B31.12, případně EIGA IGC Doc 121/12 (2004, 2014). K tomu, aby bylo možné vodík skutečně využít, bude nutné upravit i stávající legislativu. [36]

▪ Potrubí

V Evropě se nejčastěji plynovody vyrábí z oceli třídy X52. Pro přepravu větších objemů vodíku bude ale pravděpodobně nutné využít odolnější oceli. Bezpečnostním rizikem je z materiálového pohledu především vodíková koroze. [36]

Ke korozi dochází reakcí mezi vodíkem a uhlíkem oceli – dojde ke vzniku metanu, který se v místě hromadí a následně vytváří trhliny vzniklé vlivem zvýšeného pnutí. [37]

Větší pozornost musí být věnována i těsnosti svařovaných spojů a celkové těsnosti ventilů a armatur. Vzhledem k malé velikosti molekul je vodík náchylnější k úniku, proto bude nutné použít lepší těsnění stávajících systémů, přesněji detekovat případný úniku, ale také vytvořit nové právní normy spjaté s bezpečností provozu. [36]

▪ Kompresorové stanice

Důležitou součástí plynárenské sítě jsou kompresorové stanice, které budou ovlivněny množstvím příměsi vodíku a budou mít vliv na hospodárnost celého systému. [38]

Komprese vodíku bude více energeticky náročná a bude dosahovat větších tlakových ztrát. To je nutné mít na paměti především pro vyšší procenta vodíku v objemu. [38]



Obr. 12: Kompresory pro vtláčení zemního plynu do zásobníků v ČR, převzato z [39].

Teoretická hodnota, která je považována za bezpečnou pro přepravu, je 20 % objemu vodíku v zemním plynu. [38] Reálně se ale toto číslo může lišit pro konkrétní aplikace. Data získaná z již provedených studií naznačují limity pro některé komponenty, avšak neposkytují

dostatek podkladů, aby bylo možné jednoznačně určit, jaká množství vodíku v zemním plynu mohou být považována za bezpečná z pohledu celé přepravní soustavy. [38]

3.3.2 Skladování

Pro skladování zemního plynu se nejčastěji využívají vytěžená ropná či plynná ložiska, solné kaverny nebo důlní prostory. [40] Odlišné vlastnosti vodíku jako jeho hustota, stlačitelnost a výhřevnost ovlivní možnosti skladování a současné skladovací systémy, nejčastěji využívané podzemní, bude nutné upravit, aby bylo možné zajistit uskladnění alespoň stejného množství energie, jako by tomu bylo u zemního plynu. [38]

Porézní podzemní zásobníky, jako jsou vytěžená ropná či plynná ložiska, pravděpodobně nepředstavují vhodný způsob skladování. Schopnost skladování vodíku je omezena jen na asi 5 – 10 % objemových. Riziko spočívá především v případných chemických či biologických reakcích, ke kterým by mohlo v porézních zásobnících docházet. Vhodným místem pro skladování se jeví solné kaverny, ve kterých může být uložen jak čistý vodík, tak jeho mix se zemním plynem. [38]



Obr. 13: Zásobník zemního plynu v ČR (Štramberk), převzato z [41].

3.3.3 Transport a skladování v podobě amoniaku

Vzhledem k nepříznivým podmínkám pro transport kapalného vodíku se hledají možnosti, které by zajistily snazší transport dosažitelný s již existující infrastrukturou. Jednou z takových možností by mohl být transport a skladování vodíku v podobě jiného prvku – amoniaku. Již zmíněnou chemickou přeměnou (2.2) by se vodík přeměnil na amoniak.

Bod varu amoniaku není příliš vzdálen bodu varu běžně přepravovaného LPG (- 33,3 °C vs - 42 °C). Transportní a skladovací kapacity LPG by tak mohly být využity pro přepravu amoniaku, který by byl v místě spotřeby přeměněn zpět na vodík. [42]

3.4 Spalování vodíku v plynových turbínách

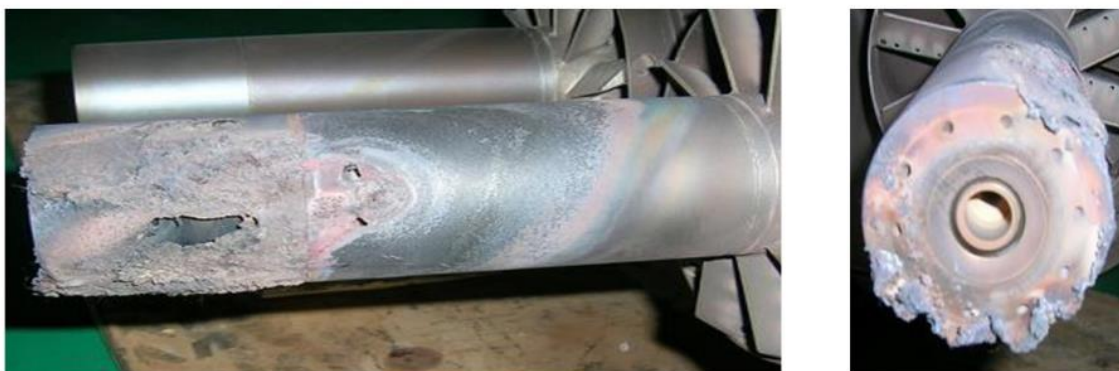
Spalování vodíku ve spalovacích turbínách není ničím novým. Především v petrochemickém či ocelářenském průmyslu se paliva s vysokým objemem vodíku spalují dlouhá léta. [43]

Spalování může probíhat jako tzv. difúzní, či je možné spalovat tzv. chudou předmíchanou směs paliva (Lean Premixed Combustion). Oba typy spalování mají své výhody a omezení. [43]

Difúzní plamen vykazuje větší stabilitu hoření a dosahuje vyšších teplot spalování. Systémy s difúzním spalováním se většinou využívají v petrochemickém či rafinářském průmyslu, kde se spalují paliva s vyšším objemem vodíku. Problémem jsou vysoké emise NO_x , které je nutné regulovat, nejčastěji vodní či parní injektáží. Vstříkem vody/páry dojde ke snížení teploty a tím pádem i snížení tvorby emisí, jelikož se jejich koncentrace zvyšuje s rostoucí teplotou. [43]

Naproti tomu spalování chudé předmíchané směsi je využíváno ve spalovacích systémech označovaných zkratkou DLE (Dry Low Emission) a DLN (Dry Low NO_x). Při tomto typu spalování odpadají problémy s emisemi NO_x , jelikož spalování nedosahuje tak vysokých teplot. Naopak ale mají problém s vyšším obsahem vodíku v palivu z důvodu možného flashbacku (zpětného vzplanutí plamene) či flame holdingu (zadržení plamene ve směšovací zóně). [43]

Názorná ukázka poničení palivové trysky je zobrazena na obr. 14.



Obr. 14: Poškození palivové trysky z důvodu zadržení plamene (flame holdingu) v hořáku (DLN) turbíny společnosti GE, převzato z [43].

3.4.1 Charakteristiky spalování vodíku

Jak již bylo mnohokrát řečeno, vodík má rozdílné vlastnosti v porovnání se současně užívaným zemním plynem. To přináší řadu problémů i při samotném spalování. V následující tabulce jsou uvedeny hlavní rozdílné vlastnosti vodíku a zemního plynu, které ovlivní konstrukci spalovacích komor. V rámci této sekce budou uvedeny hlavní problémy a případná řešení.

Tab. 1: Porovnání vlastností metanu a vodíku [43]

	Metan CH_4	Vodík H_2	Jednotky
Molekulová hmotnost	16	2	[g/mol]
Mez hořlavosti	4,4 - 17	4 – 75	[%]
Teplota plamene	~ 1963	~ 2204	[°C]
Výhřevnost objemová	35,8	10,8	[MJ/m ³ _N]
Výhřevnost hmotnostní	50	120	[MJ/kg]
Rychlost plamene	0,34	2,9	[m/s] [44]

- **Mez hořlavosti (výbušnosti)**
Velmi široká mez hořlavosti představuje nebezpečí především v případě úniku. Zejména pro vyšší objemy vodíku bude nutné zajistit lepší systémy detekce úniku, aby byl zaručen bezpečný provoz spalovacího zařízení. [45]
- **Velikost molekul**
Molekula vodíku má menší průměr. I to představuje vyšší riziko nebezpečí úniku, především pro vyšší objemy vodíku v palivu. Využití kvalitnějších materiálů těsnění a využití svařovaných přírub namísto šroubovaných tak bude pravděpodobně nutností. [45]
- **Hoření neviditelným plamenem**
Tento problém je spjatý především se spalováním čistého vodíku, jehož plamen je pro lidské oko téměř neviditelný. To představuje další problém v oblasti bezpečnosti provozu. [45]

100 % zemní plyn



100 % vodík



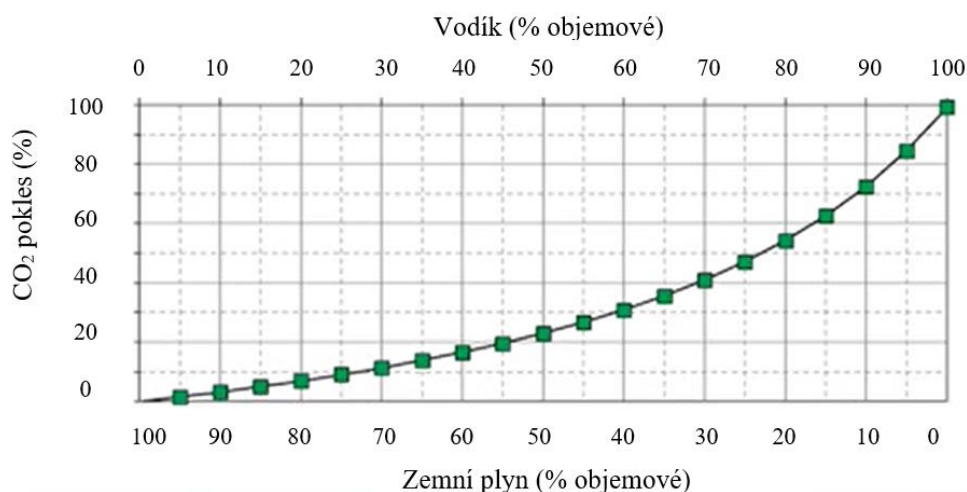
Obr. 15: Plamen zemního plynu a vodíku, převzato z [32].

- **Teplota spalování**
Spalovací teplota je spjatá s tvorbou emisí NO_x . Vzhledem k vyšším teplotám spalování, je systém spalující vodík náchylnější k tvorbě emisí. Vzhledem k přísným limitům, které je nutné dodržet, bude nutné upravit stávající hořáky ve spalovacích komorách či vyvinout nové. [45]
- **Výhřevnost**
Vodík má zhruba 3x nižší objemovou výhřevnost než zemní plyn. Současné systémy by proto musely přepravit větší objem plynu, aby bylo možné zajistit dopravu stejného množství energie, jako by tomu bylo při spalování čistého zemního plynu. [43]
- **Rychlost plamene**
Rychlost plamene je u vodíku více než 8x větší. To představuje problém pro současné spalovací systémy. Je totiž obtížné dosáhnout vhodného poměru mezi palivem a vhaněným vzduchem, pokud by jako palivo byl využit mix vodík + zemní plyn, protože by složky této směsi měly příliš odlišné rychlosti. [44]
- **Flashback**

Problém spjatý s vysokou rychlostí plamene. Při flashbacku dochází nečekanému zpětnému proudění plamene zpět do hořáku, čímž může dojít k nevratnému poškození konstrukce spalovací komory. [46]

- Redukce emisí CO₂

Jak již bylo uvedeno, vodík má sloužit jakožto bezemisní alternativa zemního plynu. Redukce emisí CO₂ je často uváděna jako hlavní důvod transformace plynových turbín. Bohužel redukce emisí neroste lineárně se zvyšujícím se objemem vodíku v palivu. Pro dosažení redukce alespoň o 20 % je nutný mix 1:1, jak zobrazuje níže přiložený graf na obr. 15. [45]



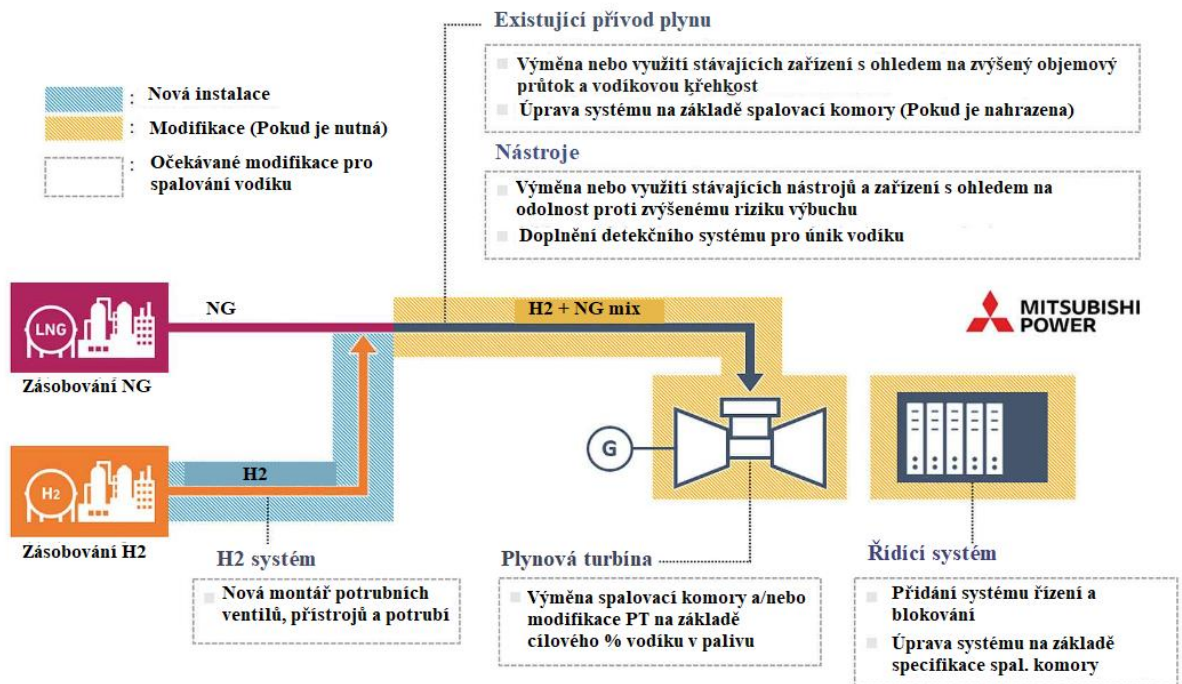
Obr. 15: Vliv množství vodíku v palivu na emisí CO₂, převzato z [45].

3.4.2 Dopady na provoz plynových turbín

Plynové turbíny jsou velmi flexibilním zdrojem energie ve smyslu rychlé změny svého výkonu, najetí i odstavení. Mělo by být snahou zachovat tuto schopnost i při přechodu na vodík. Najíždění i odstavení turbíny bude probíhat za jiných podmínek, než je tomu u zemního plynu. Při najíždění se velmi často kombinuje spalování difúzní i spalování chudé před míchané směsi. Ze současných poznatků vyplývá, že stávající systémy nejsou uzpůsobeny k najíždění bez zemního plynu, maximální udávaná tolerance vodíku při najetí dosahuje 5 % objemových. [47]

Jakým způsobem bude nutné upravovat stávající provozy s instalovanými plynovými turbínami, bude vždy velmi individuální. Obecné modifikace závislé na vlastnostech vodíku byly zmíněny v rámci předešlé sekce, jednalo se především o instalaci systémů citlivějších na detekci úniku plynu, lepší těsnění či svařování přírub. Nejedná se však o jediné nutné změny spjaté s přechodem na spalování vodíku. Bude nutné zabudovat přívody vodíku a s tím spjaté úpravy palivových cest, v závislosti na provozu i systémy skladování vodíku, bude nutné řešit samotnou dopravu, či výměnu spalovacích komor.

To, jakým způsobem by případná modifikace provozu mohla vypadat, lze názorně představit na konceptu společnosti Mitsubishi, který je zobrazen na obr. 16.



Obr. 16: Modifikace provozu spolu spalování vodíku, koncepce Mitsubishi, převzato z [48].

Rozdílné vlastnosti vodíku přináší řadu problémů při jeho spalování a využití ve stávajících plynových turbínách. V rámci kapitoly „Spalování vodíku v plynových turbínách“ byly představeny možnosti výroby vodíku, v současné době zkoumané varianty transportu a s tím spjaté změny stávající infrastruktury. Současně byly uvedeny největší problémy tohoto paliva v rámci technologie plynových turbín. Modifikace provozu bude vždy velmi individuální záležitostí, proto byl představen obecný koncept takové transformace.

4 Aktuální produkce turbín spalujících vodík

Kompletní flexibilita spalování vodíku a zemního plynu v plynových turbínách v rámci EU do roku 2030 je velkou výzvou pro současné výrobce plynových turbín. [47]

Současná tolerance vodíku v plynových turbínách se u každého výrobce liší, v průměru je za bezpečnou hodnotu ve stávajících systémech DLE/DLN považováno až 30 % objemových vodíku v palivu bez nutnosti větších změn konstrukce. [47]

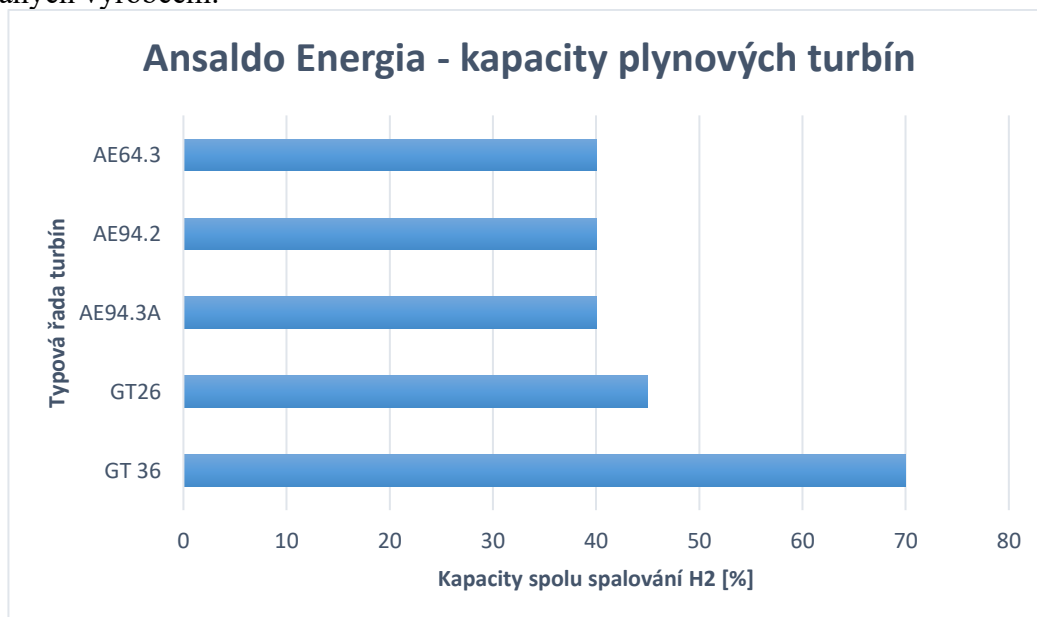
Každý výrobce má svůj vlastní program zabývající se vývojem spjatým s budoucím využitím vodíku. Někteří se zaměřují na kompletní problematiku využití vodíku v průmyslu (od výroby až konečné využití), jiní pouze na samotné spalování.

Nejproblematičtější částí plynové turbíny je pro tyto účely spalovací komora. Kapacity plynových turbín spolu spalovat vodík od jednotlivých výrobců, tomu uzpůsobené hořáky, případně vývoj nových, bude uveden v následujících částech této kapitoly.

4.1 Ansaldo Energia

Vodíková strategie italské společnosti Ansaldo Energia je založena především na novém systému spalování, který vyvinula primárně pro spalování vodíku a zemního plynu ve svých turbínách. Jedná se o systém tzv. „sekvenčního spalování“, tedy systém, ve kterém se nachází dva spalovací procesy v sérii za sebou. Sekvenční spalování je dostupné u turbínové řady GT26 a GT 36. Klasické jednostupňové spalování s DLN hořáky je zachováno u typových řad AE xx, které byly určeny především pro rafinérský průmysl.

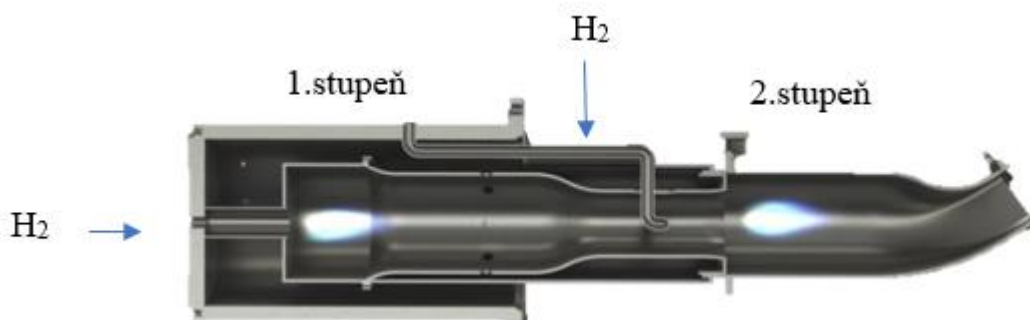
V následujícím grafu jsou uvedeny kapacity pro spalování vodíku jednotlivých typových řad udávaných výrobcem.



Obr. 17: Kapacity plynových turbín společnosti Ansaldo Energia, data převzata z [49].

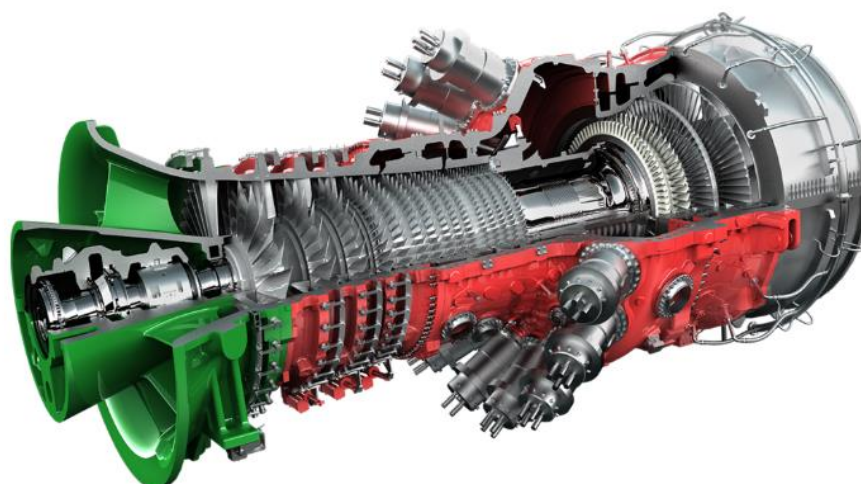
4.1.1 Systém sekvenčního spalování

Jak již bylo zmíněno v úvodu, jedná se o dva spalovací procesy v sérii za sebou. Energie paliva, která není využita v prvním stupni se využije ve stupni druhém a celkově se tak zachová energie v palivu a s tím spojený výkon turbíny při současném dodržení limitu emisí NO_x. [49] Princip spalování je zobrazen na obr. 18.



Obr. 18: Systém dvoustupňového spalování, převzato a upraveno z [50].

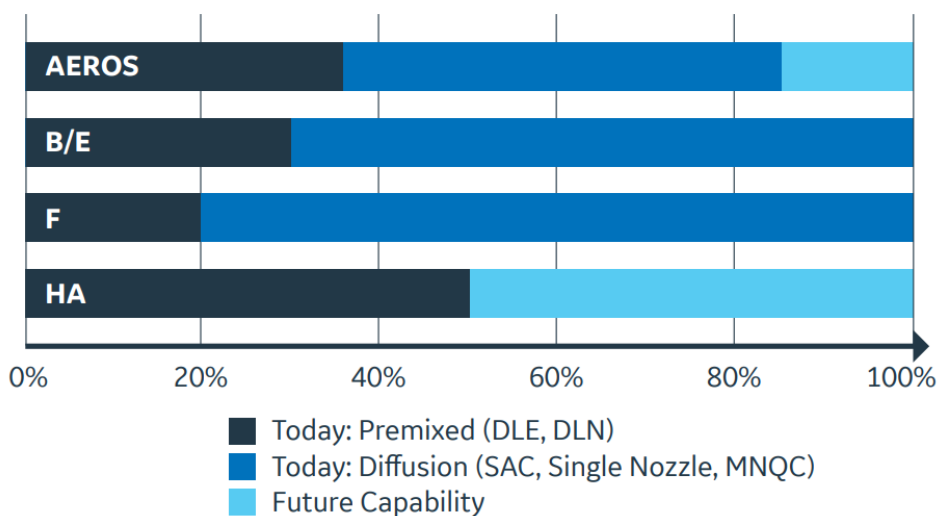
Sekvenční spalovací systém se nachází v plynových turbínách modelové řady GT 26 a GT 36. Oba modely se pyšní výkony v řádech několika stovek MW, vysokou účinností, nízkými emisemi a velkým potenciálem pro spalování vodíku. U novější verze GT 36 výrobce udává schopnost spalovat dokonce až 70 % objemových vodíku v palivu se zemním plynem. [49]



Obr. 19: Plynová turbína GT 36 společnosti Ansaldo Energia o výkonu 538 MW, s 15 stupni axiálního kompresoru, 4 turbínovými stupni, spalovací komorou v can-annulárním uspořádání [51].

4.2 General Electric (GE)

Portfolio společnosti GE obsahuje širokou škálu typových řad turbín schopných spolu spalovat vodík. Stejně jako většina společností, nabízí typové řady s difúzním charakterem spalování ve spalovacích komorách nebo DLE/DLN hořáky spalující předmíchanou chudou směs paliva. Základní dělení plynových turbín je zobrazeno na obr. 20.



Obr. 20: Kapacity typových řad plynových turbín společnosti GE, převzato z [52].

Společnost GE má ve svém portfoliu 3 typy spalovacích komor, ve kterých dochází k difúznímu typu spalování. Jedná se o tzv. Single Annular Combustor (SAC) využívaný především v aeroderivátních typech turbín, dále Single Nozzle (SN) či Multi Nozzle Quiet Combustor (MNQC). Hlavní vývoj je však zaměřen na systémy s DLN hořáky, u kterých si GE klade jako hlavní cíl vývoj komory pro typovou řadu HA, ve které bude možné spalovat čistý vodík jakožto primární palivo. [52]

4.2.1 DLN

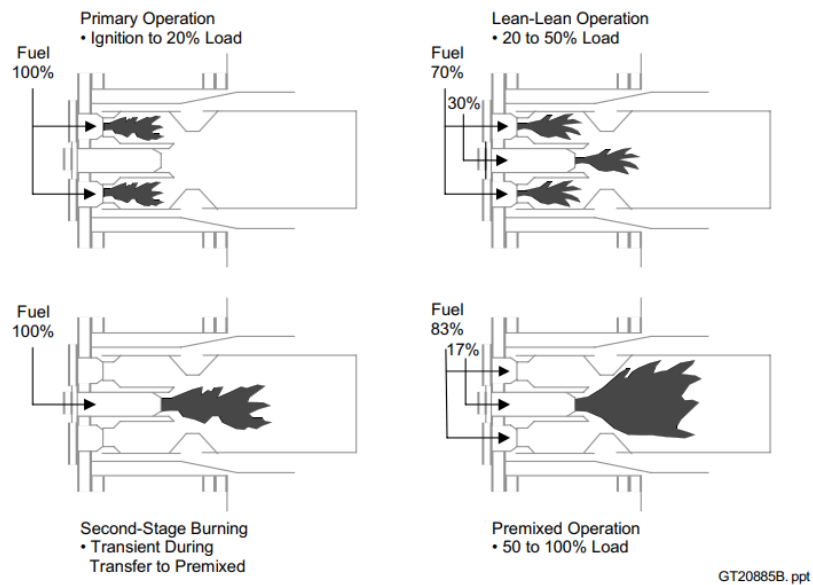
Po dobu své existence vyvinula společnost GE mnoho typů DLN spalovacích systémů. Tento vývoj vedl až k dnešnímu hořáku DLN 2.6e, který představuje nejvyspělejší technologii vodíkové strategie společnosti. Současná kapacita hořáku dosahuje až 50 % objemových vodíku v příměsí zemního plynu. Budoucí vývoj je zaměřen na navýšení této kapacity až ke 100 %. [45]

V rámci této sekce budou představeny hořáky, které GE využívá ve svých turbínách a konstrukční změny, které vedly k vývoji hořáku typu 2.6e.

- DLN 1

Hořáky DLN 1 primárně navrženy pro spalování zemního plynu a kapalných paliv jsou schopny spalovat až 33 % objemových vodíku. [42] [53] DLN 1 je možné nalézt v typových řadách plynových turbín B/E. [53]

Spaluje se předmíchaná chudá směs paliva ve dvou stupních, přičemž je možné spalovat v několika módech, dle potřeby, jak je znázorněno na obr. 21. [53]



Obr. 21: Spalovací módy hořáku DLN 1, převzato z [53].

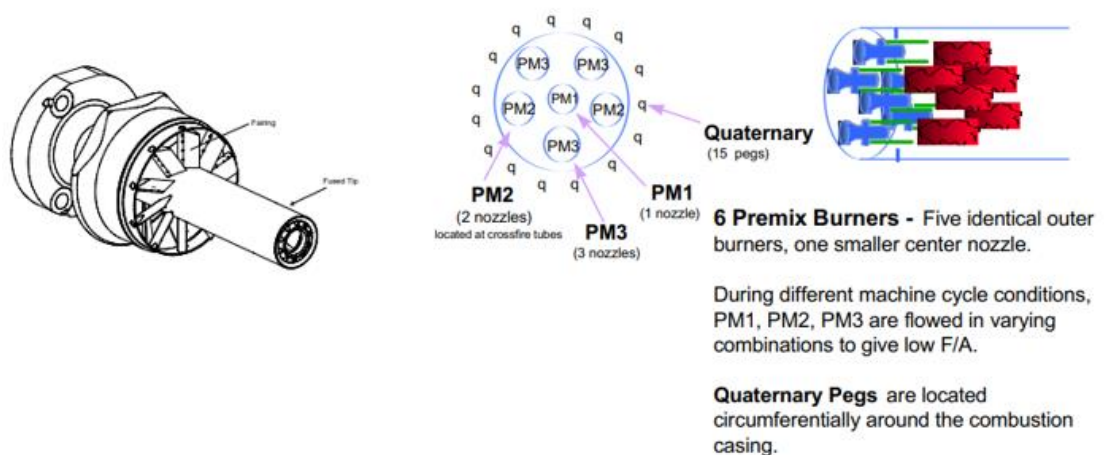
- DLN 2x

Z hořáků kategorie DLN 2 se postupně vyvinul hořák DLN 2.6, který dal za vznik hořáku DLN 2.6e. [53]

Původní hořáky DLN 2 jsou schopny spalovat kapalná i plynná paliva, přičemž v závislosti na zatížení spalovacího systému se v případě plyných paliv může měnit způsob spalování z difúzního na spalování chudé směsi (pod 50 % difúzní, nad 50 % chudá směs). [53]

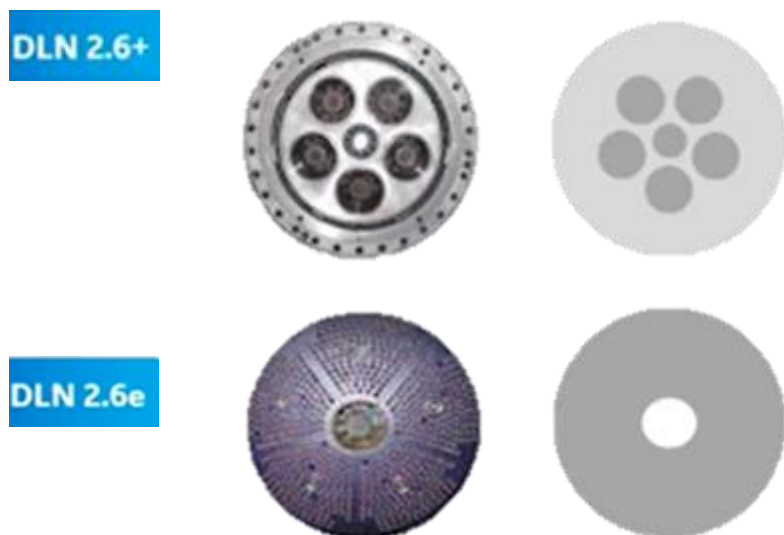
Kvůli tlaku na nižší emise NO_x byl v 90. letech minulého století vyvinut novější typ hořáku DLN 2.6. Hlavní změnou bylo přidání centrální šesté trysky hořáku a změny v přívodních trasách potrubí. Vytratila se však u nich schopnost přepínat mezi režimy spalování. [53]

Hořák DLN 2.6 a uspořádání trysek je zobrazeno na obr. 22.



Obr. 22: DLN 2.6 společnosti GE a rozmístění hořáku ve spalovací komoře, převzato z [53].

DLN 2.6, případně DLN 2.6+, mají svá omezení, co se spalování vodíku týče. Novější verzi 2.6 + je možné nalézt v turbínách typové řady F a hraničním množstvím je 18 % objemových vodíku v palivu. [42] Tato limitující schopnost vedla k vývoji nového spalovacího systému, který dal za vznik hořáku DLN 2.6e. Jeho základem je spalování před míchané chudé směsi paliva pomocí mnoha malých trysek. Současně došlo k poměrně rozsáhlé změně velikosti plochy, na které dochází k mísení paliva a vzduchu. Tyto změny jsou naznačeny na obr. 23 v porovnání s předešlou řadou DLN 2.6+. [45]



Obr. 23: Porovnání hořáků DLN 2.6+ a DLN 2.6e, tmavě šedá plocha znázorňuje plochu proudění paliva a vzduchu, světle šedá pouze vzduchu, převzato z [45].

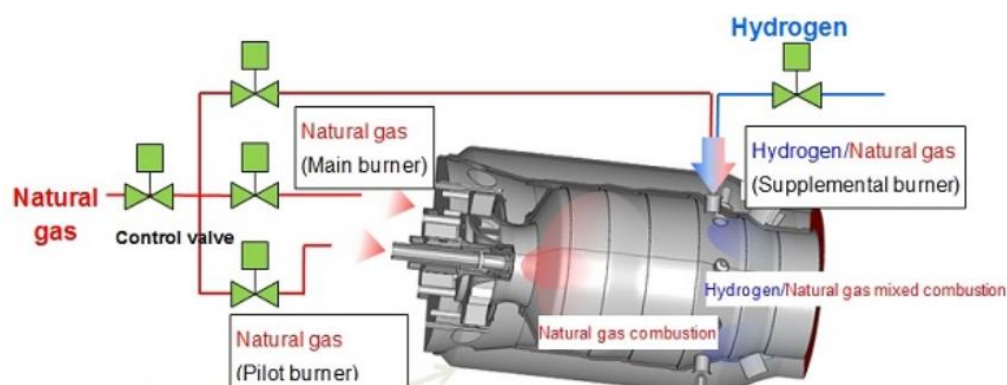
DLN 2.6e je součástí typové řady HA a komerčně dostupný od roku 2021 v plynových turbínách typu 9HA.01. [45]

4.3 Kawasaki Heavy Industries (KHI)

Japonská společnost Kawasaki Heavy Industries (KHI) se zabývá spalováním vodíku ve velmi širokém spektru – od jeho výroby až po konečné užití. Ve svém portfoliu uvádí celkem 3 různé typy spalovacích komor, které jsou schopné spalovat vodík, přičemž se jedná o klasický difúzní systém, DLE hořáky a nový typ hořáku zvaný Micro-mix. V rámci této kapitoly budou představeny právě systémy DLE a Micro - mix.

4.3.1 DLE

Kombinace spalování předmíchané chudé směsi paliva ve stávajících komorách s DLE hořáky a přídatné trysky schopné dopravovat vodík do spalovací komory, ve které již spalování probíhá, představuje možnost, jak poměrně jednoduchým způsobem zajistit stabilní a bezpečné spalování s větším přídatkem vodíku v palivu. Tento způsob začala společnost testovat již v roce 2015. Nižší teploty spalování potřebné k udržení nízkých emisí NO_x je dosaženo instalací většího množství hořáků ve spalovací komoře. V tomto případě obsahuje komora hořáky 3 – zapalovací (pilot), hlavní (main) a doplňkový (supplemental). [54] Právě doplňkový hořák slouží k přívodu vodíku, jak je zobrazeno na obr. 24.



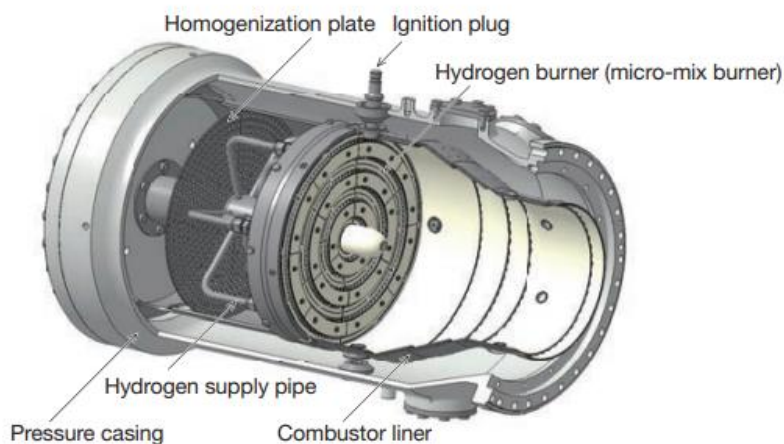
Obr. 24: Spalovací komora společnosti KHI pro spolu spalování vodíku, převzato z [54].

Velkou výhodou je především možnost instalace do již provozovaných plynových turbín společnosti KHI. Jedinou nezbytnou změnou je nutnost instalace systému pro míchání paliva na přívodní trase do spalovací komory. Oficiálně byl komerční prodej tohoto systému zahájen ve 3 typových řadách turbín s možností spolu spalovat vodík v rozmezí od 0 % do 30 %. [55]

KHI na svých stránkách však uvádí, že by měl být hořák schopen spalovat i mix paliva obsahující až 40 % objemových vodíku. [56]

4.3.2 Micro – mix

Požadavek na spalování čistého vodíku vedl k vývoji hořáku zvaný Micro – mix. V principu se jedná o hořák, jehož celou plochu vyplňuje velké množství malých vodíkových plamenců, rozmístěných v několika prstencích, které vyplňují celý obvod komory. Palivo (v tomto případě čistý vodík) je přiváděno otvory o průměru menším než 1 mm, do toku rychle proudícího vzduchu. Díky krátké reakční době jsou zabezpečeny nízké emise NO_x , jelikož teplota nedosáhne příliš vysokých hodnot, a stejně tak i stabilita spalování. Prstence, které tvoří tento hořák mohou být dle potřeby uváděny do provozu či odstaveny. [55]



Obr. 25: Spalovací komora s hořákem Micro – mix, převzato z [55].

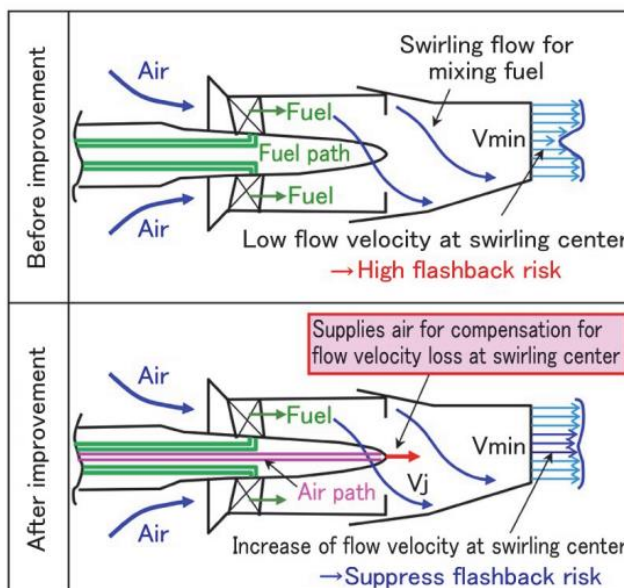
4.4 Mitsubishi Heavy Industries (MHI)

Podobně jako společnost KHI, i Mitsubishi Heavy Industries (MHI) má ve svém portfoliu 3 typy spalovacích komor, ve kterých je možné spalovat vodík. Jako téměř všechny společnosti, nabízí i MHI svým zákazníkům komory s difúzním typem spalování, ve kterém je možné pomocí vodní/parní/ N_2 injektáže, spalovat až 100 % objemových vodíku.

Drobnou úpravou svých DLN hořáků, bylo MHI schopno dosáhnout spolu spalování až 30 % objemových vodíku ve svých spalovacích komorách. Současně pracuje na vývoji nového hořáku, se kterým by bylo možné spalovat až 100 % objemových vodíku v režimu spalování předmíchané chudé směsi paliva.

4.4.1 DLN Multi – nozzle combustor

Spalovací systém označovaný jako Multi – nozzle vznikl konverzí DLN hořáků. Problémem, který bránil spalování vyšších přídavek vodíku v původní konstrukci DLN, byla nedostatečná rychlost plamene vířivého jádra, jež představovala vysoké riziko flashbacku (zpětného vzplanutí). Preventivním opatřením tohoto nebezpečného jevu je v tomto případě přívod vzduchu do jádra víru, čímž se zvýší celková rychlost proudění jádra. Tím se spalování přesune do bezpečné zóny a dovolí spolu spalovat až 30 % objemových vodíku v palivu. [57]



Obr. 26: Porovnání nutných změn v hořáku společnosti MHI, převzato z [57].

4.4.2 Multi – cluster combustor

Od vývoje tohoto hořáku se očekává bezpečné spalování 100 % objemových vodíku. Principiálně se jedná o podobnou koncepci, kterou vyvinula společnost KHI. Jedná se o systém DLN, mísení vzduchu a paliva probíhá v menších objemech v rámci 1 trysky, jež jsou ve větším množství rozmístěné v kruhových útvarech po celé ploše hořáku. Vytvořením takovýchto malých plamenů klesá riziko flashbacku (zpětného vzplanutí), stejně tak i teplota spalování, s čímž souvisí i nižší vznik emisí NO_x . [57]

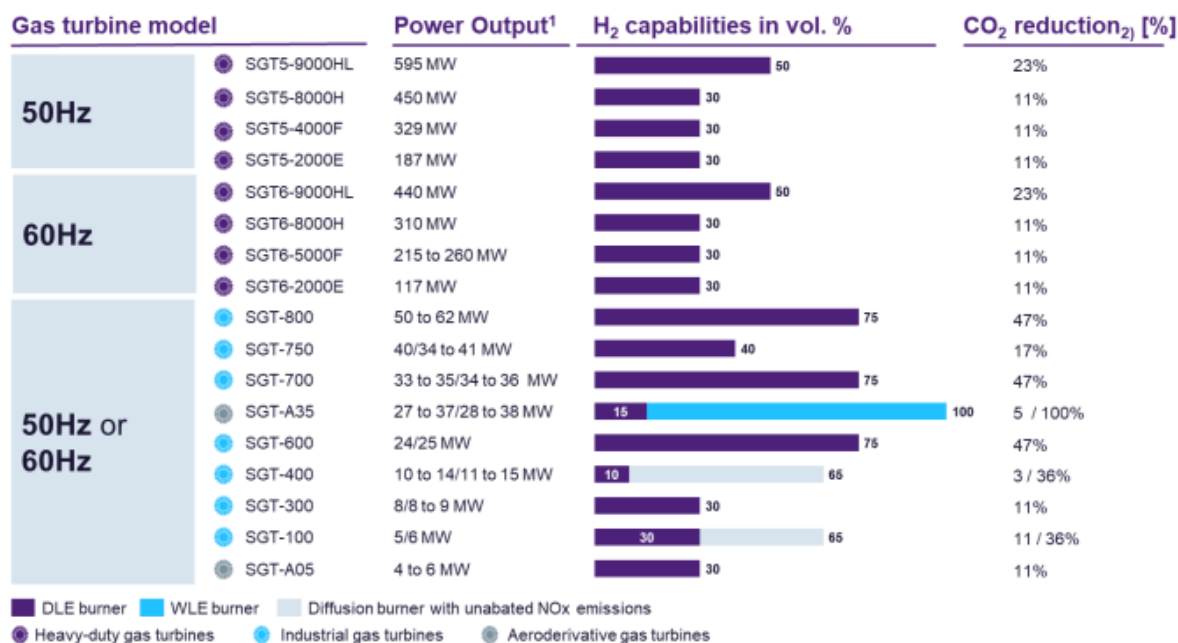


Obr. 27: Pohled na hořákové trysky Multi – cluster společnosti MHI, převzato z [57].

Prvotní testování spalování čistého vodíku má být provedeno již v roce 2024 v testovacím vodíkovém parku společnosti MHI (Takasago Hydrogen Park). Multi - cluster combustor má být instalován do plynové turbíny třídy H – 25, která je v současné době provozována s difúzním spalovacím systémem. [48]

4.5 Siemens Energy (SE)

Ani pro společnost Siemens není spalování vodíku v plynových turbínách ničím novým a již řadu let nabízí spolu spalování vodíku pomocí spalovacích komor s DLE hořáky. Hořáky, které vyvinula a již řadu let provozuje společnost Siemens, jsou v různé míře schopny spalovat vodík tak, jak je zobrazeno v grafu níže.



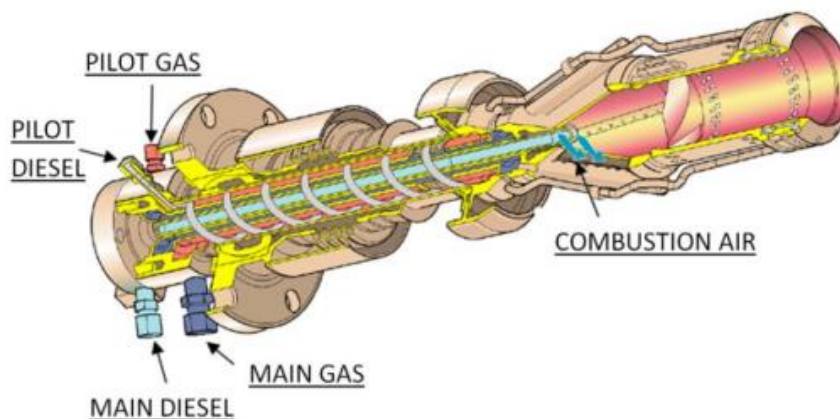
Obr. 28: Kapacity typových řad plynových turbín společnosti SE, převzato z [58].

Největší pozornost pro budoucí využití v energetickém průmyslu, kde bude hrát hlavní roli vodík, si získali hořáky 3. a 4. generace, které budou v následující části blíže představeny.

4.5.1 DLE 3. generace

Tyto hořáky je možné nalézt u turbín řady SGT, konkrétně se jedná o turbíny SGT-700 a SGT-800, případně je možné využít i u nižší třídy SGT-600. Hořáky jsou ve spalovacích komorách annulárního provedení a jejich výroba je nově realizována pomocí 3D tisku, který je často zmiňován jako důležitá součást výroby hořáků. Díky výrobě pomocí 3D tisku odpadají problémy se svary, pilotní přívod plynu je možné zabudovat přímo do konstrukce a celková výroba je mnohonásobně rychlejší. První testování spolu spalování vodíku se zemním plynem proběhlo již v roce 2012, následně pomocí minoritních změn systému byla prokázána navýšená schopnost spalování vodíku s hodnotami kolem 40 % až 50 %. [59] Nelze však tuto mez považovat za dogma, hodnoty se mohou lišit v závislosti na konkrétní aplikaci. [59]

Konstrukce hořáku 3. generace vychází z předešlé typové řady. Hořák má kuželovitý tvar obsahující 4 řady štěrbin pro přívod vzduchu, navazující oválná zóna slouží k rovnoměrnému promíchání paliva se vzduchem. Konstrukce hořáku společně s přívodem paliv je zobrazena na obr. 29. [59]

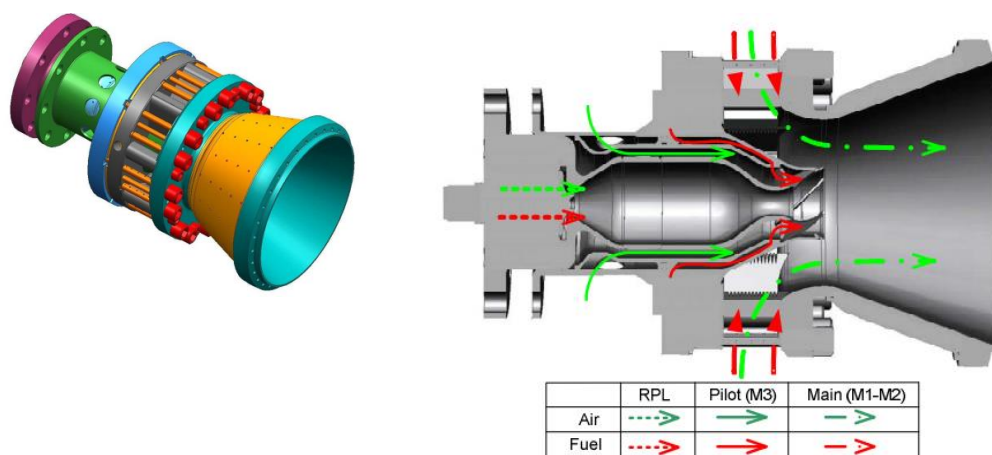


Obr. 29: Konstrukce hořáku 3. generace společnosti SE, převzato z [59].

4.5.2 DLE 4. generace

Novější typ hořáku, hořák tzv. 4. generace, je nejnovější hořák společnosti Siemens využívaný v DLE systémech plynových turbín. Na rozdíl od svého předchůdce se nachází ve spalovacích komorách typu CAN a byl navržen pro třídu turbín SGT – 750. [60]

V centru hořáku je umístěna jednotka označena jako The Rich Pilot Lean (RPL), která má vlastní přívod paliva a spalovacího vzduchu. Stěny RPL jsou chlazeny vzduchem, který současně slouží pro pilotní hořák (M3), který obestavuje prostor RPL. Hlavní přívod paliva probíhá na dvou místech (M1/M2). Palivo je přivedeno do oddělených sad přívodního potrubí. [60]



Obr. 30: Hořák 4. generace společnosti SE s ukázkou toků paliva a vzduchu, převzato z [60].

4.6 FlameSheet Combustor

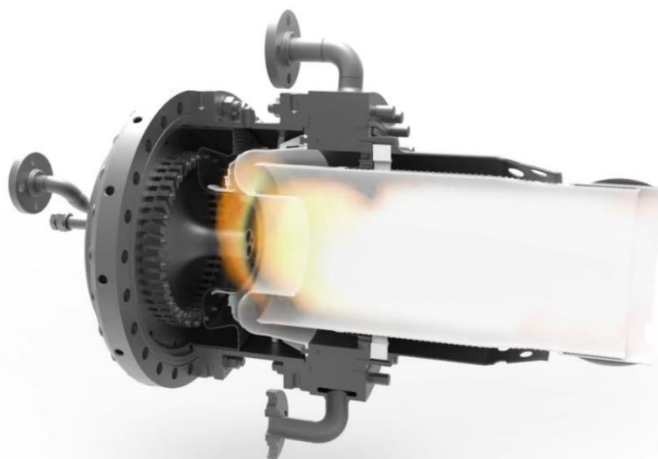
FlameSheet Combustor je typ spalovací komory, který je vyvíjen ve spolupráci několika společností a univerzit, proto je zde uveden v samostatné podkapitole.

S cílem vyvinout spalovací komoru, ve které by bylo možné plynule přecházet ze spalování zemního plynu na spalování čistého vodíku, byla společností Ansaldo Thomassen, PSM a OPRA společně ve spolupráci s akademickou obcí a koncovými uživateli udělena dotace od nizozemské vlády v hodnotě 500 000 eur. [61]

Spalovací komora FlameSheet je kompatibilní s plynovými turbínami výkonového rozsahu 1 – 300 MW a současně s třídou E a F plynových turbín. Prvotní testování komory bylo provedeno na plynové turbíně společnosti OPRA (OPRA 1,8 MW OP16). Výsledkem byl stabilní provoz s emisemi NO_x pod hodnotou 9 ppm při spalování 100 % objemových vodíku. [62]

Vzhledem k úspěšným výsledkům prvního testování, bylo možné, aby byl projekt posunut do další fáze, ve které probíhalo spalování za nominální teploty a tlaku. Ve spalovací komoře FlameSheet bylo dosaženo spolu spalování 60 % objemových vodíku v palivu. [62]

Koncept spalovací komory FlameSheet spočívá v implementaci 2 spalovacích komor do 1. Vnější komora vytváří annulární spalovací prostor kolem vnitřní komory. Při vysokém zatížení dochází ke spalování v obou komorách, naopak při nízkém pouze v annulárním prstenci. [63]



Obr. 31: Spalovací komora FlameSheet, spalování při plném zatížení, převzato z [63].

5 Plynová turbína spalující vodík a zemní plyn

Cílem závěrečné části této diplomové práce bude uvést příklad konkrétní aplikace plynové turbíny spalující vodík. Pro tento účel byl vybrán pilotní projekt společnosti Long Ridge Energy a GE, jehož cílem bylo otestovat chování turbíny při spalování směsi vodíku a zemního plynu za standardních provozních podmínek. Dále budou představeny změny spjaté s takovýmto spalováním, výpočet oběhu této plynové turbíny s různými objemy vodíku v palivu a zhodnocení hospodárnosti takového provozu.

5.1 Projekt Long Ridge Energy a GE

Elektrárna Long Ridge Energy byla založena před 6 lety v Ohiu (USA) ve městě Hannibal. Jedná se o paroplynový cyklus s celkovým výkonem 485 MW. Testování vodíku bylo započato v říjnu 2021 a dokončeno o 5 měsíců později. Během této doby bylo provedeno 5 testů, během nichž bylo dosaženo spolu spalování 5 % objemových vodíku. [64]

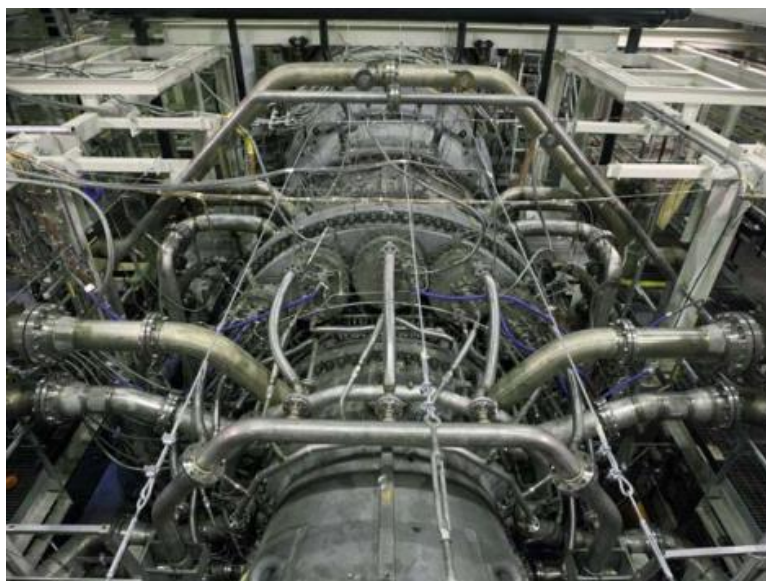
Vodík, který byl využit pro spalování pocházel z nedalekého průmyslového závodu, kde vznikal jako vedlejší produkt výroby. [64] Na obrázku níže je znázorněna elektrárna a její příslušenství.



Obr. 32: Letecký pohled na areál elektrárny s příslušenstvím a naznačeným tokem vodíku, převzato z [64].

▪ Plynová turbína GE – 7HA.02

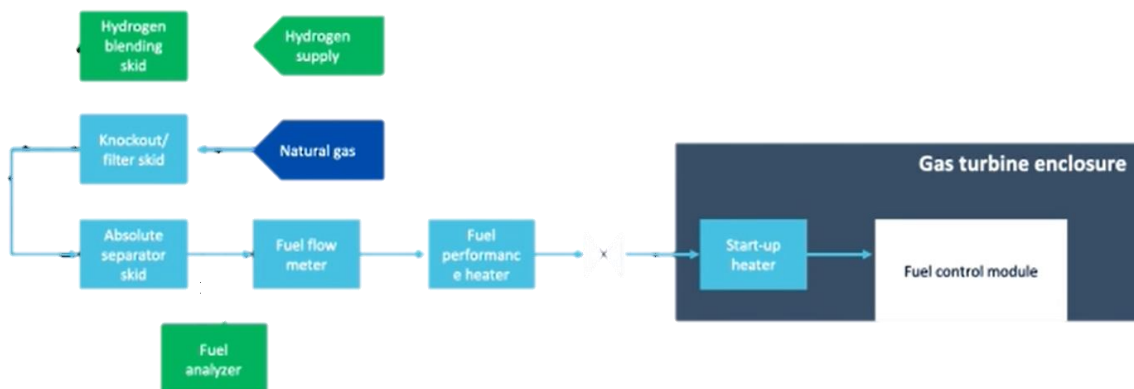
V Long Ridge Energy byla instalována plynová turbína společnosti GE – 7HA.02. Tento model je schopný za ideálních podmínek dosáhnout výkonu až 330 MW. [65] Najetí na jmenovité parametry zvládne do 10 minut. Obsahuje kompresor se 14 stupni lopatkování, po jejím obvodu se nachází 12 spalovacích komor s hořáky DLN 2.6+, ve kterých je možné spalovat 15 – 20 % objemových vodíku. Na samém konci se nachází 4 stupně vzduchem chlazených turbínových lopatek. Díky schopnosti spalovat plynná i kapalná paliva nabízí širokou škálu potenciálních paliv ke spalování. [64]



Obr. 33: Horní pohled na plynovou turbínu 7HA.02, převzato z [66].

- **Konverze stávající elektrárny**

Vzhledem k malým objemům vodíku, které byly spalovány, nebylo nutné provádět výrazné změny ve stávající konstrukci elektrárny. Změny nastaly pouze v přívodním systému paliva do turbíny, protože bylo nutné přidat přívodní potrubí vodíku, systém pro míchání paliv a analyzátor paliva, který by kontroloval jeho kvalitu v reálném čase. [64] Tento systém je zobrazen na obr. 34.



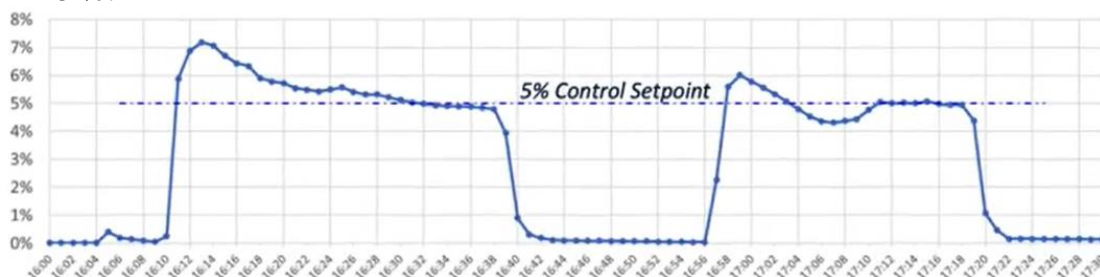
Obr. 34: Zapojení přívodního systému paliva elektrárny, převzato z [64].

- **Provoz**

Jak bylo uvedeno v úvodu této kapitoly, bylo provedeno celkem 5 testů spolu spalování vodíku. Většinou se jednalo o 30minutové intervaly, během nichž byla turbína provozována na nominálních parametrech s příměsí 5 % objemových vodíku v palivu. [64]

Najíždění turbíny probíhalo při spalování zemního plynu a až při dosažení 60 % nominálního výkonu byl postupně přimícháván vodík do paliva. Stejně tak odstavování probíhalo za stejných podmínek. Účinnost, výstupní parametry turbíny a emise nebyly přidávkem vodíku nijak ovlivněny. Stabilita spalování byla otestována i při sníženém výkonu turbíny, ani to však nepřineslo žádné negativní vlivy na její provoz. [64]

Na obrázku níže je zobrazen provozní graf přidavku vodíku v palivu. Je možné si všimnout, jakým způsobem zareagovaly správně systémy kontrolující limitní hodnotu 5 %.



Obr. 35: Provozní graf přidavku vodíku v palivu, převzato z [64].

Samotný provoz plynové turbíny není největším problémem, kterému společnosti při přechodu na spalování vodíku čelí. V rámci této práce bylo mnohokrát zmíněno, že se nejedná o nic nového, v rafinérském průmyslu se spalují paliva obsahující vysoké objemy vodíku již dlouhá léta. Největším problémem, jak sami provozovatelé Long Ridge zmiňují, je dostupnost vodíku. Aby bylo možné spalovat vyšší objemy, především u turbín velkých výkonů jako je tato, je třeba zvýšit jeho dostupnost a snížit cenu. [64]

5.2 Výpočet oběhu plynové turbíny

Pro ukázkový výpočet oběhu plynové turbíny spalující různé objemy vodíku byla vybrána turbína 7HA.02, která byla součástí projektu Long Ridge Energy. Cílem výpočtu je ukázat, jakým způsobem se budou měnit výstupní veličiny vzhledem k různým objemům vodíku v palivu.

Výpočet byl proveden v programu EES (Engineering Equation Solver), který umožňuje zadat množství vodíku v palivu jako proměnnou a není proto nutné provádět výpočty zvlášť pro spalování s vodíkem a bez něj. Současně obsahuje databázi termodynamických vlastností prvků, což usnadňuje samotný výpočet.

Data vstupující do výpočtu vychází z datasheetu plynové turbíny 7HA.02, teplota na sání turbíny je stanovena na 15 °C (ISO podmínky) a složení zemního plynu je dáno jeho průměrným složením v USA.

V tabulce č. 2 jsou uvedeny parametry plynové turbíny vycházející z datasheetu. [65]

Tab. 2: Parametry plynové turbíny

Tlakový poměr	21,5	-
Výstupní teplota	618	°C
Výstupní průtok	690,4	kg/s
Teplota na sání kompresoru	10,5	°C

V tabulce č. 3 je uvedeno průměrné objemové složení zemního plynu v USA. [67]

Tab. 3: Složení zemního plynu USA

metan	94,7	[%]
etan	4,2	[%]
propan	0,2	[%]
iso-butan	0,02	[%]
n-butan	0,02	[%]
iso-pentan	0,01	[%]

n-pentan	0,01	[%]
CO ₂	0,3	[%]
N ₂	0,5	[%]

5.2.1 Stechiometrický výpočet spalování

Složení zemního plynu odpovídá tabulce uvedené výše, přičemž byla zavedena proměnná odpovídající přídatku vodíku X_{H_2} . Prvotní výpočet byl proveden pro přídatku vodíku v palivu roven 0 % objemových. Následně byla v programu EES měněna hodnota přídatku po 10 %.

Po zavedení této proměnné je nutné upravit i složení zemního plynu tak, aby reflektovalo přídatku vodíku. Pro ukázkou je zde uveden nový zápis objemové koncentrace metanu, který vypadá takto:

$$X_{CH_4} = X_{CH_4_{avg}} \cdot (1 - X_{H_2}) \quad (5.1)$$

Stejně tak je úprava provedena pro všechny zbylé složky paliva. Výsledná směs je dána jako suma dílčích složek, přičemž musí být zachována rovnost 1:

$$X_{směs} = \sum_i^n X_i = 1 \quad (5.2)$$

Následně je možné vypočítat molární hmotnost směsi, která je dána rovnicí:

$$Mw_{směs} = \sum_i^n X_i \cdot M_i \quad (5.3)$$

Se znalostí molární hmotnosti směsi paliva je možné určit hmotnostní podíly jednotlivých složek. Ta je dána rovnicí:

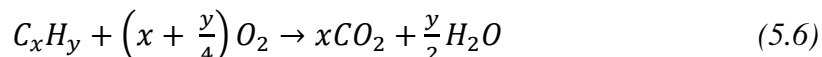
$$w_i = X_i \cdot \frac{M_i}{Mw_{směs}} \quad (5.4)$$

Pro hmotnostní složení paliva musí stejně jako pro objemové platit, že suma dílčích složek je rovna 1, tedy:

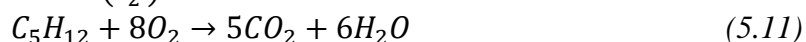
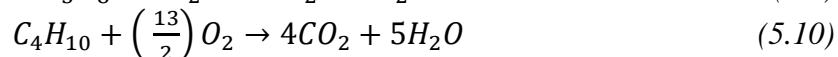
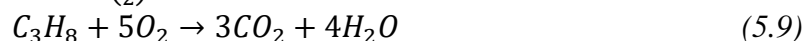
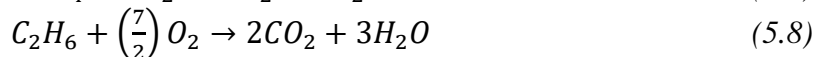
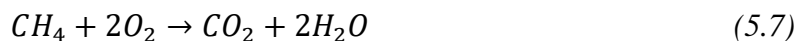
$$w_{směs} = \sum_i^n w_i = 1 \quad (5.5)$$

Tímto byla zavedena proměnná přídatku vodíku do zadaného paliva, nyní je možné přejít k samotnému spalování.

Stechiometrie spalování uhlovodíkových paliv je dána obecným zápisem ve tvaru:



Spalování jednotlivých složek bude proto probíhat následovně:



Pro spalování vodíku platí:



Nezbytnou součástí stochiometrického výpočtu je určení množství kyslíku pro spalování. To je obecně formulováno jako suma dílčích hmotnostních koncentrací vynásobených množstvím potřebného kyslíku pro spalování jednotlivé složky:

$$m_{O_2} = \sum m_{O_2 i} \cdot w_i \quad (5.13)$$

Pro zadanou směs paliva bude rovno:

$$m_{O_2} = \left(\frac{(2 \cdot M_{O_2})}{M_{CH_4}} \right) \cdot w_{CH_4} + \left(\frac{\left(\left(\frac{7}{2} \right) \cdot M_{O_2} \right)}{M_{C_2H_6}} \right) \cdot w_{C_2H_6} + \left(\frac{(5 \cdot M_{O_2})}{M_{C_3H_8}} \right) \cdot w_{C_3H_8} + \left(\frac{\left(\left(\frac{13}{2} \right) \cdot M_{O_2} \right)}{M_{C_4H_{10}}} \right) \cdot w_{C_4H_{10}} + \left(\frac{(8 \cdot M_{O_2})}{M_{C_5H_{12}}} \right) \cdot w_{C_5H_{12}} + \left(\frac{(M_{O_2})}{(2 \cdot M_{H_2})} \right) \cdot w_{H_2} \quad (5.14)$$

Nyní je možné přejít k výpočtu vlastností vzduchu, který bude kompresorem nasáván. Pro jednoduchost bylo zavedeno složení suchého vzduchu skládající se pouze z 21 % objemových. kyslíku a 79 % objemových dusíku, ostatní minoritní složky jsou zanedbány.

Souhrn okolních klimatických podmínek je uveden v následující tabulce.

Tab. 4: Vlastnosti vzduchu

Objemový podíl kyslíku suchého vzduchu	21	%
Objemový podíl dusíku suchého vzduchu	79	%
Teplota okolí	15	°C
Tlak okolí	1,013	bar
Relativní vlhkost vzduchu	60	%

Přepočtení na hmotnostní podíly složek je nejprve vztažen na suchý vzduch a je dán rovnicemi zmíněnými výše (5.3, 5.4). Díky tomu je možné získat potřebný hmotnostní podíl kyslíku v atmosférickém vzduchu.

Suchý vzduch je nutné přepočítat na vzduch vlhký. K tomu je možné využít funkci v programu EES. Koncentrace jednotlivých složek ve vlhkém vzduchu bude obecně dána jako:

$$w_{i \text{ vzd}} = w_{i \text{ vzd suchý}} \cdot (1 - x_{hum}) \quad (5.15)$$

Příčemž hmotnostní podíl vodní páry ve vlhkém vzduchu se v programu EES zapíše jako:

$$x_{hum} = humrait(AirH_2O; T = T_{vzd}; R = f i_{vzd}; P = P_{vzd}) \quad (5.16)$$

Vzhledem ke znalostem výstupní teploty spalin z turbínové části z datasheetu, je možné dojít pomocí několika iterací k hodnotě přebytku spalovacího vzduchu α , v tomto případě se rovná:

$$\alpha = 2,436$$

Teoretické množství potřebného vzduchu pro spalování lze získat poměrem potřebného množství kyslíku ke spalování ku hmotnostnímu podílu kyslíku ve vzduchu, tedy:

$$m_{vzd \text{ teor}} = \frac{m_{O_2}}{w_{O_2 \text{ vzd}}} \quad (5.17)$$

Nyní nic nebrání výpočtu skutečného množství vzduchu potřebného ke spalování, které je dáno rovnicí:

$$m_{vzd} = m_{vzd \text{ teor}} \cdot \alpha \quad (5.18)$$

V následující části je nutné vypočítat produkované spaliny a jejich koncentraci. Vyčíslené rovnice pro jednotlivé složky spalin vypadají následovně:

$$m_{CO_2 sp} = \left(\frac{M_{CO_2}}{M_{CH_4}}\right) \cdot w_{CH_4} + \left(\frac{2 \cdot M_{CO_2}}{M_{C_2H_6}}\right) \cdot w_{C_2H_6} + \left(\frac{3 \cdot M_{CO_2}}{M_{C_3H_8}}\right) \cdot w_{C_3H_8} +$$

$$\left(\frac{4 \cdot M_{CO_2}}{M_{C_4H_{10}}}\right) \cdot w_{C_4H_{10}} + \left(\frac{5 \cdot M_{CO_2}}{M_{C_5H_{12}}}\right) \cdot w_{C_5H_{12}} + w_{CO_2} \quad (5.19)$$

$$m_{H_2O sp} = \left(\frac{2 \cdot (M_{H_2O})}{M_{CH_4}}\right) \cdot w_{CH_4} + \left(\frac{3 \cdot (M_{H_2O})}{M_{C_2H_6}}\right) \cdot w_{C_2H_6} +$$

$$\left(\frac{4 \cdot (M_{H_2O})}{M_{C_3H_8}}\right) \cdot w_{C_3H_8} + \left(\frac{5 \cdot (M_{H_2O})}{M_{C_4H_{10}}}\right) \cdot w_{C_4H_{10}} +$$

$$\left(\frac{6 \cdot (M_{H_2O})}{M_{C_5H_{12}}}\right) \cdot w_{C_5H_{12}} + \left(\frac{(2 \cdot (M_{H_2O}))}{(2 \cdot M_{H_2})}\right) \cdot w_{H_2} +$$

$$w_{H_2O vzd} \cdot m_{vzd} \quad (5.20)$$

$$m_{N_2 sp} = w_{N_2} + w_{N_2 vzd} \cdot m_{vzd} \quad (5.21)$$

$$m_{O_2 sp} = w_{O_2 vzd} \cdot m_{vzd} \cdot \left(\frac{(\alpha-1)}{\alpha}\right) \quad (5.22)$$

Celkové množství vyprodukovaných spalin je dáno jako suma jednotlivých složek:

$$m_{spalin} = \sum_i^n m_{i sp} \quad (5.23)$$

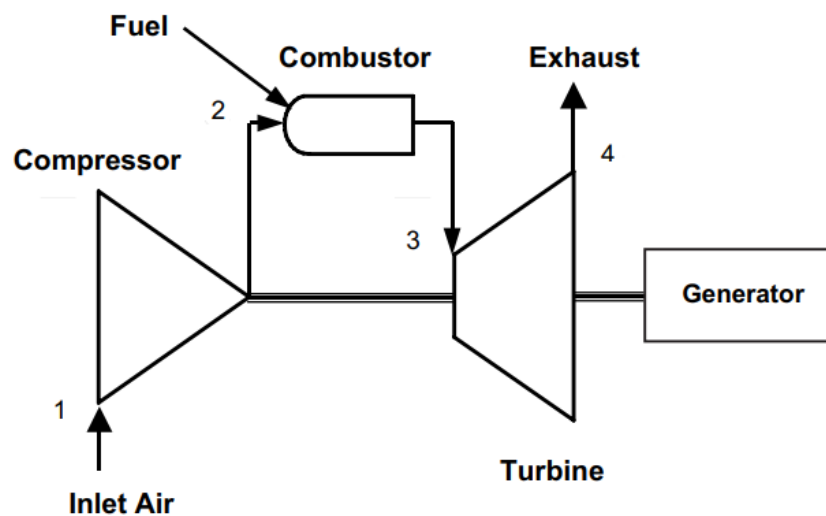
A výsledná hmotnostní koncentrace složek spalin je dána rovnicí:

$$w_{i sp} = \frac{m_{i sp}}{m_{sp}} \quad (5.24)$$

Tento postup výpočtu je aplikován pro všechny výpočty zohledňující různé objemy vodíku v palivu. Následující část je věnována termodynamickému výpočtu plynové turbíny.

5.2.2 Termodynamický výpočet plynové turbíny

Termodynamický výpočet plynové turbíny je nutné rozdělit do tří částí tak, jak na sebe jednotlivé technologie navazují. Nejprve se tedy vypočte kompresorová část, následně spalovací komora a nakonec turbínová část. Pro úplnost je toto schéma zobrazeno na obr. 36.



Obr. 36: Jednoduchý oběh plynové turbíny, převzato z [68].

Pro všechny dílčí části byla zvolena vztažná teplota $t_{vzt} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, jelikož jsou entalpie v programu EES vztaženy právě k této teplotě a je nutné počítat je jako rozdíl známých entalpií a vztažné entalpie.

▪ **Kompresorová část (děj 1 – 2)**

Podmínky na sání kompresoru byly uvedeny výše. Kromě vlastností vzduchu je pro výpočet nutné znát i kompresní poměr, který je dán výrobcem turbíny. Pro turbínu 7HA.02 je kompresní poměr $\epsilon_p = 21,5$. [65]

Vzhledem ke znalostem podmínek na sání je možné jednoduchým způsobem zjistit entalpii vzduchu na sání (h_1) a entropii (s_1):

$$\begin{aligned} h_1 &= w_{H_2O \text{ vzduch}} \cdot (\text{enthalpy}(H_2O; T = t_{vzd}) - \text{enthalpy}(H_2O; T = t_{vzt})) + w_{O_2 \text{ vzduch}} \\ &\quad \cdot (\text{enthalpy}(O_2; T = t_{vzd}) - \text{enthalpy}(O_2; T = t_{vzt})) + w_{N_2 \text{ vzduch}} \\ &\quad \cdot (\text{enthalpy}(N_2; T = t_{vzd}) - \text{enthalpy}(N_2; T = t_{vzt})) \\ &= -10,14 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (5.25)$$

$$\begin{aligned} s_1 &= w_{H_2O \text{ vzduch}} \cdot (\text{entropy}(H_2O; T = t_{vzd}; P = P_{vzd})) + w_{O_2 \text{ vzduch}} \\ &\quad \cdot (\text{entropy}(O_2; T = t_{vzd}; P = P_{vzd})) + w_{N_2 \text{ vzduch}} \\ &\quad \cdot (\text{entropy}(N_2; T = t_{vzd}; P = P_{vzd})) \\ &= 6,73 \text{ J/K} \end{aligned} \quad (5.26)$$

Nyní je možné přejít k výpočtu parametrů po kompresi. Tlak na výstupu z kompresoru je možné určit pomocí známého tlakového poměru:

$$\begin{aligned} \frac{p_2}{p_1} &= \epsilon_p \rightarrow p_2 = \epsilon_p \cdot p_{vzduch} \\ &= 21,78 \text{ bar} \end{aligned} \quad (5.27)$$

Kompresi je v ideálním případě považována za adiabatický děj, což je současně děj izoentropický, proto platí rovnost:

$$s_{2ie} = s_1 \quad (5.28)$$

Díky této rovnosti je možné dopočítat teplotu za kompresorem t_{2ie} . V programu EES není nutné vyjadřovat neznámou z dané rovnice, program je schopný provést dopočet, proto je možné psát:

$$\begin{aligned} s_{2ie} &= w_{H_2O \text{ vzduch}} \cdot (\text{entropy}(H_2O; T = t_{2ie}; P = p_2)) + w_{O_2 \text{ vzduch}} \\ &\quad \cdot (\text{entropy}(O_2; T = t_{2ie}; P = p_2)) + w_{N_2 \text{ vzduch}} \\ &\quad \cdot (\text{entropy}(N_2; T = t_{2ie}; P = p_2)) \\ t_{2ie} &= 403,9 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (5.29)$$

Vzhledem k funkční závislosti $h_{2ie} = f(t_{2ie})$ je nyní možné dopočítat hodnotu izoentalpy v bodě 2, která je rovna:

$$\begin{aligned} h_{2ie} &= w_{H_2O \text{ vzduch}} \cdot (\text{enthalpy}(H_2O; T = t_{2ie}) - \text{enthalpy}(H_2O; T = t_{vzt})) \\ &\quad + w_{O_2 \text{ vzduch}} \cdot (\text{enthalpy}(O_2; T = t_{2ie}) - \text{enthalpy}(O_2; T = t_{vzt})) \\ &\quad + w_{N_2 \text{ vzduch}} \cdot (\text{enthalpy}(N_2; T = t_{2ie}) - \text{enthalpy}(N_2; T = t_{vzt})) \\ &= 395,8 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (5.30)$$

Výše uvedené hodnoty platí pro ideální děj beze ztrát. Z rovnice pro účinnost kompresoru je možné vypočítat skutečnou hodnotu entalpie v bodě 2. Účinnost kompresoru je dána rovnicí:

$$\eta_k = \frac{(h_{2ie} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (5.31)$$

Pro tento výpočet je nutné znát účinnost kompresoru, ta byla pro účely výpočtu stanovena jako $\eta_k = 85 \%$.

Jedinou neznámou veličinou je hledaná hodnota entalpie v bodě 2. Program EES je schopen provést vyjádření neznámé, proto:

$$h_2 = 467,5 \text{ kJ/kg}$$

Se znalostí hodnoty entalpie pro bod 2 je možné provést dopočet neznámé teploty na výstupu z kompresoru vzhledem k již zmíněné závislosti $h = f(t)$:

$$\begin{aligned} h_2 = & w_{H_2O \text{ vzduch}} \cdot (\text{enthalpy}(H_2O; T = t_2) - \text{enthalpy}(H_2O; T = t_{vzt})) + w_{O_2 \text{ vzduch}} \\ & \cdot (\text{enthalpy}(O_2; T = t_2) - \text{enthalpy}(O_2; T = t_{vzt})) + w_{N_2 \text{ vzduch}} \\ & \cdot (\text{enthalpy}(N_2; T = t_2) - \text{enthalpy}(N_2; T = t_{vzt})) \end{aligned}$$

$$t_2 = 469,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (5.32)$$

V tomto bodě jsou známy veškeré potřebné hodnoty pro další výpočty. Výsledky byly uváděny jen v této části, další hodnoty se budou měnit vždy v závislosti na složení paliva, proto budou zapisovány pouze v obecné formě.

Následující část se bude zabývat částí spalovací komory, dle obr. 36 se bude jednat o děj 2 – 3.

▪ Spalovací komora (děj 2 – 3)

Vzhledem ke znalostem složení paliva a databáze výhřevnosti pro jednotlivé složky je v programu EES možné vypočítat celkovou výhřevnost, která je nutná pro následující výpočet bilance spalovací komory. Výhřevnost paliva je dána jako:

$$\begin{aligned} LHV_{palivo} = & w_{H_2} \cdot \text{lowerheatingvalue}(H_2) + w_{CH_4} \cdot \text{lowerheatingvalue}(CH_4) \\ & + w_{C_2H_6} \cdot \text{lowerheatingvalue}(C_2H_6) + w_{C_3H_8} \cdot \text{lowerheatingvalue}(C_3H_8) \\ & + w_{C_4H_{10}} \cdot \text{lowerheatingvalue}(C_4H_{10}) + w_{C_5H_{12}} \cdot \text{lowerheatingvalue}(C_5H_{12}) \end{aligned} \quad (5.33)$$

Nyní je možné vyjádřit bilanci spalovací komory, ze které se určí neznámá v podobě entalpie spalin.

$$LHV_{palivo} + m_{vzd} \cdot h_2 = m_{spalin} \cdot h_{spalin} \quad (5.34)$$

Pro účely výpočtu byla zanedbána tlaková ztráta ve spalovací komoře. Proto je možné dopočítat teplotu spalin na výstupu ze spalovací komory. Zde je uveden zápis výpočtu entalpie, ze kterého je program EES schopen vyjádřit hledanou hodnotu teploty.

$$\begin{aligned} h_{spalin} = & \left(w_{CO_2sp} \cdot (\text{enthalpy}(CO_2; T = t_{sp}) - \text{enthalpy}(CO_2; T = t_{vzt})) \right) \\ & + \left(w_{N_2sp} \cdot (\text{enthalpy}(N_2; T = t_{sp}) - \text{enthalpy}(N_2; T = t_{vzt})) \right) \\ & + \left(w_{O_2sp} \cdot (\text{enthalpy}(O_2; T = t_{sp}) - \text{enthalpy}(O_2; T = t_{vzt})) \right) \\ & + \left(w_{H_2Osp} \cdot (\text{enthalpy}(H_2O; T = t_{sp}) - \text{enthalpy}(H_2O; T = t_{vzt})) \right) \end{aligned} \quad (5.35)$$

Entropie v bodě 3 je následně dána jako:

$$s_{spalin} = w_{H_2O \text{ sp}} \cdot (\text{entropy}(H_2O; T = t_{sp}; P = p_2))$$

$$\begin{aligned}
 &+w_{O_2 sp} \cdot \left(\text{entropy}(O_2; T = t_{sp}; P = p_2) \right) \\
 &+ w_{N_2 sp} \cdot \left(\text{entropy}(N_2; T = t_{sp}; P = p_2) \right)
 \end{aligned} \tag{5.36}$$

▪ **Turbínová část (děj 3 – 4)**

Výše uvedený výpočet spalovací komory slouží jako vstupní parametry pro výpočet turbínové části plynové turbíny. Tlak v bodě 4, tedy na výstupu z plynové turbíny, bude roven tlaku okolí. Expanze na turbíně bude považována za ideální děj, opět tedy adiabatický, z čehož vychází znalost entropie v tomto bodě. Na základě známé hodnoty entropie spalin je možné dopočítat teplotu t_{4ie} , která bude vstupovat do výpočtu izoentalpy v bodě 4, tedy je možné psát:

$$\begin{aligned}
 s_{spalin} = &w_{H_2O sp} \cdot \left(\text{entropy}(H_2O; T = t_{4ie}; P = p_4) \right) \\
 &+ w_{O_2 sp} \cdot \left(\text{entropy}(O_2; T = t_{4ie}; P = p_4) \right) \\
 &+ w_{N_2 sp} \cdot \left(\text{entropy}(N_2; T = t_{4ie}; P = p_4) \right)
 \end{aligned} \tag{5.37}$$

$$\begin{aligned}
 h_{4ie} = &\left(w_{CO_2 sp} \cdot \left(\text{enthalpy}(CO_2; T = t_{4ie}) - \text{enthalpy}(CO_2; T = t_{vzt}) \right) \right) \\
 &+ \left(w_{N_2 sp} \cdot \left(\text{enthalpy}(N_2; T = t_{4ie}) - \text{enthalpy}(N_2; T = t_{vzt}) \right) \right) \\
 &+ \left(w_{O_2 sp} \cdot \left(\text{enthalpy}(O_2; T = t_{4ie}) - \text{enthalpy}(O_2; T = t_{vzt}) \right) \right) \\
 &+ \left(w_{H_2O sp} \cdot \left(\text{enthalpy}(H_2O; T = t_{4ie}) - \text{enthalpy}(H_2O; T = t_{vzt}) \right) \right)
 \end{aligned} \tag{5.38}$$

Pro výpočet skutečné hodnoty entalpie v bodě 4 byla pro účel výpočtu stanovena účinnost turbíny na $\eta_t = 89,5 \%$. Z rovnice pro termodynamickou účinnost turbíny je možné vyjádřit hledanou entalpii v bodě 4:

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4ie}} \tag{5.39}$$

Proto je možné psát:

$$h_4 = h_{spalin} - \eta_t \cdot (h_{spalin} - h_{4ie})$$

Se znalostí hodnoty entalpie v bodě 4 je možné dopočítat teplotu na výstupu z turbínové části. Opět není nutné vyjadřovat neznámou teplotu, je možné ji získat z rovnice pro výpočet entalpie, tedy:

$$\begin{aligned}
 h_4 = &\left(w_{CO_2 sp} \cdot \left(\text{enthalpy}(CO_2; T = t_4) - \text{enthalpy}(CO_2; T = t_{vzt}) \right) \right) \\
 &+ \left(w_{N_2 sp} \cdot \left(\text{enthalpy}(N_2; T = t_4) - \text{enthalpy}(N_2; T = t_{vzt}) \right) \right) \\
 &+ \left(w_{O_2 sp} \cdot \left(\text{enthalpy}(O_2; T = t_4) - \text{enthalpy}(O_2; T = t_{vzt}) \right) \right) \\
 &+ \left(w_{H_2O sp} \cdot \left(\text{enthalpy}(H_2O; T = t_4) - \text{enthalpy}(H_2O; T = t_{vzt}) \right) \right)
 \end{aligned} \tag{5.40}$$

V této fázi jsou známé veškeré potřebné termodynamické vlastnosti, je proto možné vypočítat i výkonovou bilanci plynové turbíny.

▪ Výkonová bilance plynové turbíny

Z datasheetu plynové turbíny je dáno množství spalin na výstupu:

$$\dot{m}_{sp} = 690,4 \text{ kg/s}$$

Současně je možné vyjádřit hmotnostní tok spalin rovnicemi:

$$\dot{m}_{sp} = \dot{m}_{vzd} + \dot{m}_{pal} \quad (5.41)$$

$$\dot{m}_{sp} = \dot{m}_{pal} \cdot m_{spalin} \quad (5.42)$$

Se znalostí výše uvedených veličin je možné dopočítat hmotnostní tok vzduchu potřebný pro výpočet výkonu plynové turbíny. Pro účely výpočtu byly zavedeny mechanické účinnosti turbínové a kompresorové části jako:

$$\eta_{tm} = 99 \%$$

$$\eta_{km} = 99 \%$$

U výpočtu výkonu plynové turbíny je nutné pamatovat na to, že velká část momentu na hřídeli je spotřebována pro pohon kompresoru. Výkon plynové turbíny je tedy dán rovnicí:

$$Q_{PT} = Q_{Turbína} - Q_{Kompresor} \quad (5.43)$$

Přičemž platí, že:

$$Q_{Turbína} = \dot{m}_{sp} \cdot (h_{spalin} - h_4) \cdot \eta_{tm} \quad (5.44)$$

$$Q_{Kompresor} = \dot{m}_{vzd} \cdot (h_2 - h_1) \cdot \eta_{km} \quad (5.45)$$

Pro účely výpočtu elektrického výkonu byla účinnost generátoru stanovena na:

$$\eta_{gen} = 96 \%$$

Elektrický výkon plynové turbíny je dán rovnicí:

$$P_{EL} = Q_{PT} \cdot \eta_{gen} \quad (5.46)$$

Pro ukázkou proměnnosti vlastnosti směsi v závislosti na tom, zda jsou vlastnosti vodíku vztaženy k hmotnostním či objemovým jednotkám, byly dopočítány hodnoty spalného tepla v programu EES:

$$HHV = \sum_i^n w_i \cdot higherheatingvalue(i) \quad (5.47)$$

▪ Výsledky

Dle výše uvedených rovnic byl v programu EES proveden výpočet oběhu plynové turbíny s přídatkem vodíku pohybujícím se mezi 0 % - 100 %. Výstupní parametry v závislosti na množství vodíku jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 5: Výsledky výpočtu

H ₂ [%]	t _{spalin} [°C]	t ₄ [°C]	LHV [kJ/kg]	P _{el} [MWe]	HHV [kJ/kg]	HHV _{vol} [kJ/m ³]
0	1 368	618	48 997	321	54 307	38 709
10	1 372	620	49 927	323	55 454	36 047
20	1 376	622,5	51 057	325,8	56 846	33 385
30	1 381	625,4	52 457	328,9	58 571	30 723
40	1 387	628,9	54 237	332,6	60 766	28 061
50	1 394	633,2	56 577	337,3	63 650	25 398
60	1 403	638,7	59 790	343,3	67 612	22 736

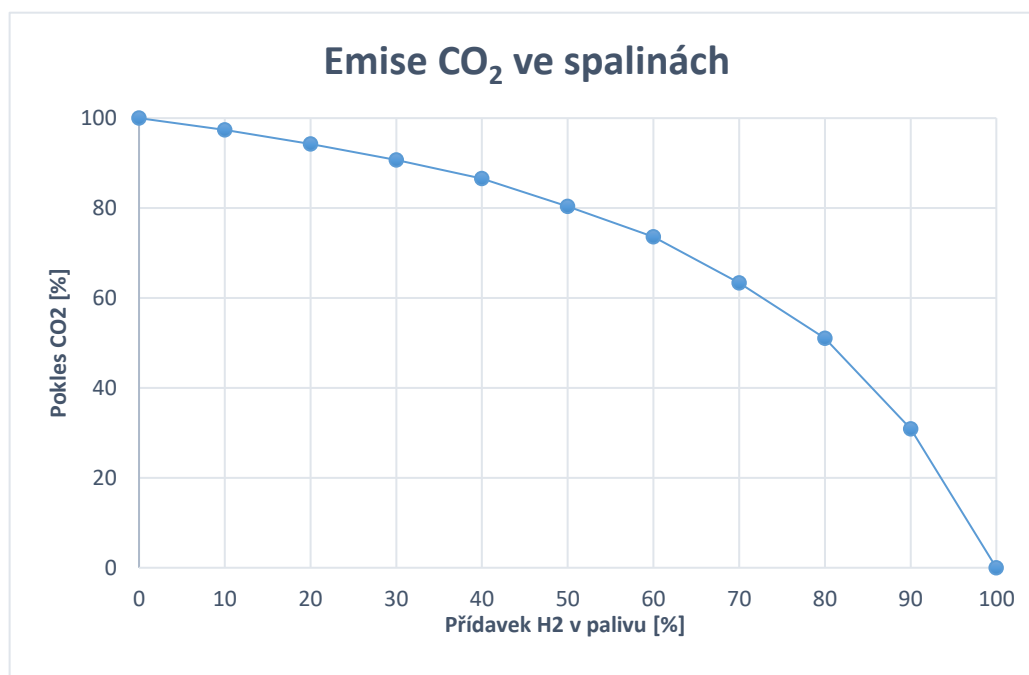
70	1 416	646	64 478	351,2	73 390	20 074
80	1 433	655,9	71 958	362,2	82 610	17 412
90	1 457	670,4	85 779	378,5	99 648	14 749
100	1 496	693,4	199 946	405	141 176	12 087

Z výsledků jednoznačně vyplývá, že teplota spalin, teplota na výstupu z plynové turbíny a výkon roste s přidavkem vodíku v palivu.

Současně je možné všimnout si odlišného trendu ve výsledných hodnotách spalného tepla v závislosti na tom, zda je vztaženo na hmotnostní jednotky či objemové. To je dáno velmi nízkou hustotou vodíku. Je třeba brát tuto poměrně specifickou vlastnost v potaz při úvahách, kolik energie je spalováním vodíku doopravdy možné získat.

Z provedených výpočtů je možné vykreslit jakým způsobem se mění emise CO₂ v závislosti na přidavku vodíku v palivu, tato závislost je uvedena v grafu níže.

Graf 1: Redukce emisí CO₂ v závislosti na přidavku vodíku v palivu



Z přiloženého grafu vyplývá, že pokles emisí CO₂ není lineární a ke strmému poklesu dochází až u vyšších objemů vodíku v palivu. Jestliže má hrát vodík důležitou roli v otázce dekarbonizace energetického průmyslu, musel by se spalovat mix s vyššími objemy vodíku v palivu.

5.3 Hospodárnost provozu

Provoz plynové turbíny spalující vodík bude mít kromě technických dopadů na provoz také dopad ekonomický. Ten by však z pohledu samotného provozu mohl být pozitivní. Spalování, případně spolu spalování se zemním plynem, by mělo přinést nemalé úspory provozovatelům, protože nebudou muset platit tak vysoké částky za emisní povolenky, případně jiné formy poplatků za vypouštění emisí CO₂.

V následující části bude porovnán provoz plynové turbíny GE 7HA.02 při spalování 25 %, 50 %, 75 % vodíku ve směsi a následně čistého vodíku. V této části není nikterak

zohledněna cena vodíku jako takového, jedná se pouze o ušetřené finanční prostředky, které jsou dány samotným spalováním této směsi.

Byly uvažovány 2 cenové hladiny poplatků. Ceny byly vybrány na základě průměrné ceny emisních povolenek v USA (24 USD/tunu CO₂ [69]) a průměrné ceně emisních povolenek na spotovém trhu v EU za měsíc duben roku 2023, tedy 90, 27 EUR/tunu CO₂. [70]

Současně bude porovnán oběh pracující při plném ročním zatížení a oběh sloužící jako špičkový zdroj se zhruba čtvrtinovým zatížením v průběhu roku.

▪ Špičkový zdroj

Společnost GE na základě zkušeností z provozu a testování svých turbín vyvinula výpočetní nástroj sloužící pro odhad celkové hospodárnosti oběhu plynové turbíny, která spaluje vodík v závislosti na cenové hladině poplatku za vypouštění emisí, době provozu, zastoupení vodíku v palivu. Tento nástroj byl využit pro data uvedená v následující tabulce. Byl uvažován provoz po dobu 2 500 hodin/rok.

Tab.6: Redukce emisí a s tím spjaté úspory pro 2 500hodinový provoz, data převzata z [71]

Podíl H2 [%]	Redukce CO ₂ [%]	Ušetřené náklady v EU [EUR]	Ušetřené náklady v USA [USD]
25	9,1	4 048 000	1 100 000
50	23,8	10 672 000	2 800 000
75	48,5	21 710 000	5 800 000
100	100	44 710 000	11 900 000

▪ Celoroční provoz

Při uvažování celoročního provozu, tedy 8 760 hodin, by celkové provozní úspory mnohonásobně vzrostly zhruba tak, jak je uvedeno v následující tabulce.

Tab. 7: Redukce emisí a s tím spjaté úspory pro celoroční provoz, data převzata z [71]

Podíl H2 [%]	Redukce CO ₂ [%]	Ušetřené náklady v EU [EUR]	Ušetřené náklady v USA [USD]
25	9,1	14 260 000	3 800 000
50	23,8	37 351 000	9 900 000
75	48,5	76 082 000	20 200 000
100	100	156 763 000	41 700 000

Projekty jako Long Ridge ukazují, že využití vodíku a zemního plynu jakožto paliva plynových turbín, není pouze teoretickým záměrem. V rámci této kapitoly byl představen projekt, který přiblížil úskalí spjatá s takovým provozem. Nejednalo se ani tak o spalování samotné jako o dostupnost vodíku a jeho cena, jak sami provozovatelé tvrdí [64].

Výpočet, který byl proveden na plynové turbíně instalované v Long Ridge Energy ukázal, jakým způsobem se mění vlastnosti výstupních parametrů v závislosti na množství spalovaného vodíku. Redukce emisí CO₂ není pro nižší objemy vodíku příliš vysoká. Jestliže má být snižování emisí CO₂ jedním z hlavních důvodů odklonu od zemního plynu, bylo by nutné

spalovat poměrně vysoké objemy vodíku. To může být problematické především v následujících několika letech kvůli jeho malé dostupnosti a vysoké ceně.

Motivující pro provozovatele by však mohly být úspory vycházející z takového provozu, jak bylo ukázáno v rámci této kapitoly. Především za předpokladu, že cena emisních povolenek bude nadále růst.

ZÁVĚR

Kromě vodíku existují i další paliva, která by mohla být v budoucnu využívána a nahradit tak stávající zemní plyn. Jedná se především o plynná a kapalná biopaliva, syntetický metan a amoniak. Plynné biopalivo jako je biometan je možné spalovat ve stávajících plynových turbínách, vlastnosti se nikterak významně neliší od klasického zemního plynu. Navíc je v dnešní době většina biometanových stanic již k plynovodům napojena. Nutno však podotknout, že současná výroba není dostatečná, aby pokryla významnou část spotřeby. Stejně tak je možné spalování syntetického metanu. Problémem je však opět nedostatečná, a navíc v současné době uhlíkově intenzivní produkce. Naopak vlastnosti amoniaku se liší natolik, že by pro jeho spalování bylo nutné vyvinout nové plynové turbíny, tento záměr byl však již představen společnostmi jako je General Electric či Mitsubishi Heavy Industries. U kapalných biopaliv bude vždy záležet na konkrétní plynové turbíně.

Vlastnosti vodíku, jakožto případného budoucího paliva plynových turbín, se poměrně významně liší od vlastností zemního plynu. Z pohledu bezpečnosti se jedná především o malé velikosti molekul, což zvyšuje riziko úniku, širokou škálu výbušnosti, hoření neviditelným plamenem či velká rychlost plamene a s tím spjatý problém zpětného vzplanutí (flashback).

Odlišné vlastnosti vodíku mají vliv i na budoucí transport plynu. Přeprava vodíku je možná ve dvou formách – v plynné a kapalně podobě. Preferovaným způsobem, alespoň na evropském kontinentu, je v co největší míře využít stávající plynárenské sítě. Za teoreticky bezpečnou hodnotu pro přepravu tímto způsobem je v dnešní době považován limit 20 % objemových vodíku v zemním plynu. Pro skladování se jeví jako nejlepší možnost solné kaverny, ve kterých by neměl být problém skladovat jakékoliv objemy vodíku.

Navzdory zmíněným problémům spjatými se spalováním vodíku, jsou současné DLN/DLE hořáky schopny spalovat příměs vodíku v zemním plynu. Jako průměrná hodnota je udávána 30 % objemových. Proto je pro dosažení stanovených cílů nutný vývoj hořáků nových.

Koncepty nových hořáků, jejichž cílem je spalování čistého vodíku, byly představeny společnostmi jako je General Electric, Kawasaki Heavy Industries či Mitsubishi Heavy Industries. Společným znakem těchto hořáků je vytvoření velkého počtu malých plamenců rozmístěných po ploše hořáku. Komerční prodej hořáků spalujících čistý vodík však zatím zahájen nebyl.

Spolu spalování vodíku a zemního plynu zatím nebylo příliš otestováno v rámci reálných provozních podmínek. Výjimkou je například projekt Long Ridge Energy, který byl v této práci zmíněn. Provedený výpočet instalované plynové turbíny potvrdil trend růstu teploty spalin s vyšším přídatkem vodíku v palivu, což má negativní vliv na emise NO_x . Výpočet spalného tepla vztaženého na hmotnostní a objemové jednotky, poukazuje na problematiku nízké hustoty vodíku. Pro získání alespoň stejného množství energie, jako ze zemního plynu, bude nutné přivádět větší množství vodíku do turbíny. Třetím poznatkem vycházející z výpočtu je, že pokud má vodík skutečně sloužit jako jeden z nástrojů ke snížení emisí CO_2 , je nutné spalovat vysoké koncentrace vodíku v palivu, jelikož emise klesají nelineárně a výrazně až pro vyšší přídatky vodíku v palivu. Vyšší přídatky vodíku v palivu by mohly současně přinést nemalé úspory provozovatelům za emisní povolenky či jiné formy poplatku za vypouštění emisí CO_2 .

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné turbíny a turbokompresory: vlastnosti, návrh, provoz a vybrané statě z proudění plynů a par. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2020. ISBN 978-80-214-5847-5.
- [2] Siemens Energy. SGT – 800 Industrial gas turbine. [online]. [cit. 2022-11-03]. Dostupné z: <https://www.siemens-energy.com/global/en/offerings/power-generation/gas-turbines/sgt-800.html>
- [3] Nuclear Power. Types of Brayton Cycle – Open – Closed – Reverse Cycle. [online]. [cit. 2022-11-03]. Dostupné z: <https://www.nuclear-power.com/nuclear-engineering/thermodynamics/thermodynamic-cycles/brayton-cycle-gas-turbine-engine/types-of-brayton-cycle-open-closed-reverse-cycle/>
- [4] Wartsila. Combined cycle plant for power generation: Introduction. [online]. [cit. 2022-11-04]. Dostupné z: [Combined Cycle Plant for Power Generation - Introduction - Wärtsilä Energy \(wartsila.com\)](https://www.wartsila.com/combined-cycle-plant-for-power-generation-introduction)
- [5] GE Gas Power. Advanced gas path upgrade for 9F gas turbines. [online]. [cit. 2022-11-04]. Dostupné z: <https://www.ge.com/gas-power/services/gas-turbines/upgrades/advanced-gas-path-9f>
- [6] MEHERWAN, P. Boyce. Gas Turbine Engineering Handbook. Texas: Elsevier - Health Sciences Division, 2012. ISBN 9780123838421
- [7] Aerospace Notes. Classification of combustion chamber. [online]. [cit. 2022-11-04]. Dostupné z: <https://aerospacenotes.com/classification-of-combustion-chamber/>
- [8] EU Turbines. Spotlight on: Turbines and Renewable Gases. [online]. [cit. 2022-11-07]. Dostupné z: [Spotlight on: Turbines and Renewable Gases! | EUTurbines](https://www.euturbines.com/spotlight-on-turbines-and-renewable-gases)
- [9] Biofuels Central. Siemens Energy Q&A – Biofuels in Gas Turbines, Exclusive Interview. [online]. [cit. 2022-11-07]. Dostupné z: [Siemens Energy, Q&A - Biofuels in Gas Turbines, Exclusive Interview - Biofuels Central](https://www.biofuelscentral.com/siemens-energy-q-a-biofuels-in-gas-turbines-exclusive-interview)
- [10] European Biogas Association. About biogas and biomethane. [online]. [cit. 2022-11-07]. Dostupné z: <https://www.europeanbiogas.eu/about-biogas-and-biomethane/>
- [11] IEA. An introduction to biogas and biomethane. [online]. [cit. 2022-11-08]. Dostupné z: [An introduction to biogas and biomethane – Outlook for biogas and biomethane: Prospects for organic growth – Analysis - IEA](https://www.iea.org/publications/freemove/an-introduction-to-biogas-and-biomethane)
- [12] Asociace soukromého zemědělství v ČR. Bioplyn a biometan mohou nahradit 20 % zemního plynu. [online]. [cit. 2022-11-08]. Dostupné z: [Bioplyn a biometan mohou nahradit 20 % zemního plynu \(asz.cz\)](https://www.asz.cz/bioplyn-a-biometan-mohou-nahradit-20-zemniho-plynu)

- [13] *O energetice*. Rok 2021 byl pro biometan v Evropě rekordním. [online]. [cit. 2022-11-09]. Dostupné z: [Rok 2021 byl pro biometan v Evropě rekordním \(oenergetice.cz\)](https://www.oenergetice.cz)
- [14] *European Technology and Innovation Platform*. EVC1: Transesterification to biodiesel. [online]. [cit. 2022-11-09]. Dostupné z: [EVC1: Transesterification to biodiesel \(etipbioenergy.eu\)](https://www.etipbioenergy.eu)
- [15] *Siemens Energy*. Biofuels. [online]. [cit. 2022-11-12]. Dostupné z: [biofuels-all.pdf \(siemens-energy.com\)](https://www.siemens-energy.com)
- [16] *Siemens Energy*. SGT 800. [online]. [cit. 2022-11-12]. Dostupné z: <https://www.siemens-energy.com/global/en/offerings/power-generation/gas-turbines/sgt-800.html>
- [17] GUPTA K.K., A. REHMAN, R.M. SARYIYA. Bio-fuels for the gas turbine: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2010, 14(9), 2946-2955 [cit. 2022-11-13]. ISSN 1364-0321. Dostupné z: doi.org/10.1016/j.rser.2010.07.025
- [18] JONES R, J. GOLDMEER, B. MONETTI. Addressing Gas Turbine Fuel Flexibility [online]. [cit. 2022 – 11-13]. Dostupné z: [GER-4601B - Addressing Gas Turbine Fuel Flexibility](https://www.ger4601b.com)
- [19] *GE Gas Power*. 6B.03 gas turbine. [online]. [cit. 2022-11-13]. Dostupné z: [6B.03 Gas Turbine | Heavy Duty Gas Turbine | GE Gas Power](https://www.ge.com)
- [20] OLLI E.P. Synthetic Natural Gas: green fuel for today's engines [online]. [cit. 2022-11-14]. Dostupné z: [SNG whitepaper Stargate Feb2022 v1.pdf \(stargatehydrogen.com\)](https://www.stargatehydrogen.com)
- [21] *Nature portfolio*. Synthetic methane could smooth the path to net zero. [online]. [cit. 2022-11-14]. Dostupné z: [Synthetic methane could smooth the path to net zero \(nature.com\)](https://www.nature.com)
- [22] BECKER W., M. PENEV, R. BRAUN. Production of Synthetic Natural Gas from Carbon Dioxide and Renewably Generated Hydrogen: A Techno – Economic Analysis of a Power – to – Gas Strategy [online]. 2019 [cit. 2022-11-14]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/1.4041381>
- [23] *Ekonomický deník*. Net4Gas chystá první projekt na využití přebytku elektřiny k výrobě syntetického metanu. [online]. [cit. 2022-11-15]. Dostupné z: [Net4Gas chystá první projekt na využití přebytku elektřiny k výrobě syntetického metanu - Ekonomický deník \(ekonomickydenik.cz\)](https://www.ekonomickydenik.cz)
- [24] *The Royal Society*. Ammonia: zero-carbon fertiliser, fuel and energy store. [online]. [cit. 2022-11-15]. Dostupné z: [Green ammonia | Royal Society](https://www.royalsocietypublishing.org)
- [25] *Chemguide*. The Haber Process. [online]. [cit. 2022-11-15]. Dostupné z: [The Haber Process for the manufacture of ammonia \(chemguide.co.uk\)](https://www.chemguide.co.uk)

- [26] IEA. The Future of Hydrogen. [online]. [cit. 2022-11-15]. Dostupné z: [The Future of Hydrogen \(windows.net\)](#)
- [27] GOLDMEER J. Ammonia as a gas turbine fuel [online]. 2021 [cit. 2022-11-16]. Dostupné z: [Ammonia as a Gas Turbine Fuel \(energy.gov\)](#)
- [28] Powermag. Mitsubishi Power Developing 100 % Ammonia – Capable Gas Turbine. [online]. [cit. 2022-11-16]. Dostupné z: [Mitsubishi Power Developing 100% Ammonia-Capable Gas Turbine \(powermag.com\)](#)
- [29] GE. GE and IHI Sign Memorandum of Understanding to Develop Gas Turbines that Can Operate on 100 % Ammonia. [online]. [cit. 2022-11-16]. Dostupné z: [GE and IHI Sign Memorandum of Understanding to Develop Gas Turbines that Can Operate on 100% Ammonia | GE News](#)
- [30] Britannica. Hydrogen. [online]. [cit. 2022-11-20]. Dostupné z: [Hydrogen | Properties, Uses, & Facts | Britannica](#)
- [31] Wikipedia. Izotop [online]. [cit. 2022-11-20]. Dostupné z: [Izotop – Wikipedie \(wikipedia.org\)](#)
- [32] GOLDMEER, J. Power to gas: Hydrogen for power generation. [online]. 2019 [cit. 2022-11-21]. Dostupné z: [Hydrogen for Power Generation Whitepaper](#)
- [33] Hytep. Základní informace k vodíku. [online]. [cit. 2022-11-21] Dostupné z: [Ve zkratce - Česká vodíková technologická platforma \(hytep.cz\)](#)
- [34] ehb. Estimated investment and cost. [online]. [cit.2022-11-21]. Dostupné z: [Estimated Investment & Cost | EHB European Hydrogen Backbone](#)
- [35] ehb. The European Hydrogen Backbone (EHB) initiative. [online]. [cit.2022-11-22]. Dostupné z: [The European Hydrogen Backbone \(EHB\) initiative | EHB European Hydrogen Backbone](#)
- [36] Youtube. Hydrogen in pipelines (online workshop). [online]. [cit.2022-11-23]. Dostupné z: [Hydrogen in pipelines \(online workshop\) - YouTube](#)
- [37] CoJeCo. Vodíková koroze. [online]. [cit. 2022-11-23]. Dostupné z: [vodíková koroze - CoJeCo.cz](#)
- [38] ERDENER B.C., B. SERGI, O.J. GUERRA, A.L. CHUECA, K. PAMBOUR, C. BRANUCCI, B. HODGE. A review of technical and regulatory limits for hydrogen blending in natural gas pipelines, International Journal of Hydrogen Energy [online]. 2023, 48(14), 5595-5617 [cit. 2022-11-24]. ISSN 0360-3199. Dostupné z: doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.10.254
- [39] Idnes. Tři kompresory ČKD. [online]. [cit. 2022-11-24]. Dostupné z: [Fotogalerie: Tři kompresory ČKD pro vtlačování zemního plynu do úložiště \(idnes.cz\)](#)

- [40] *Oenergetice.cz*. Plynárenství v ČR – dodávka plynu a základní statistiky. [online]. [cit. 2022-11-24]. Dostupné z: [Plynárenství v ČR - dodávka plynu a základní statistiky \(oenergetice.cz\)](https://oenergetice.cz)
- [41] *Idnes*. Zásobník zemního plynu Štramberk. [online]. [cit. 2022-11-24]. Dostupné z: [Fotogalerie: Zásobník zemního plynu Štramberk \(idnes.cz\)](https://idnes.cz)
- [42] *GE*. Hydrogen for power generation: Experience, requirements, and implications for use in gas turbines. [online]. [cit.2022-11-25]. Dostupné z: https://www.ge.com/content/dam/gepower-new/global/en_US/downloads/gas-new-site/future-of-energy/hydrogen-for-power-gen-gea34805.pdf
- [43] GOLDMEER, J. Hydrogen Combustion. *Turbomachinery International* [online]. 61(6), 14 – 17 [2022-11-25]. ISSN 0149-4147. Dostupné z: https://cdn.sanity.io/files/0vv8moc6/turbomag/bfccbf996c7c02e843e637651bb48c34a722128b.pdf/TRB_1120.pdf
- [44] NOBLE, Bobby, Jim HARPER, Mike GAGLIANO, Rob STEELE. Taking DLN gas turbine hydrogen blending to the next level. *Power Engineering* [online]. 2022 [cit.2022-11-25]. Dostupné z: [Taking DLN gas turbine hydrogen blending to the next level \(power-eng.com\)](https://power-eng.com)
- [45] *GE Power*. Unleashing Decarbonized Power: On-Demand Webinar. [online]. [cit. 2022-11-26]. Dostupné z: <https://info.gepower.com/Unleashing-Decarbonized-Power-Registration-Page.html>
- [46] WALTON, Rod. Hydrogen substitution for natural gas in turbines: Opportunities, issues, and challenges. *Power Engineering* [online]. 2021 [cit. 2022-11-26]. Dostupné z: [Hydrogen substitution for natural gas in turbines: Opportunities, issues, and challenges \(power-eng.com\)](https://power-eng.com)
- [47] GIACOMAZZI, Eugenio. Hydrogen and the fuel-flexibility dilemma in gas turbines. *EAI* [online]. [cit.2022-11-27]. Dostupné z: [Hydrogen and the fuel-flexibility dilemma in gas turbines - EAI \(enea.it\)](https://enea.it)
- [48] *Mitsubishi heavy industries group*. Hydrogen – The key achieving carbon neutral by 2050. [online]. [cit. 2022-11-27]. Dostupné z: [Hydrogen – The key to achieving carbon neutral by 2050 | Case Studies | Power | Energy Transition MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES GROUP \(mhi.com\)](https://mhi.com)
- [49] *Ansaldo energia*. Hydrogen Technology. [online]. [cit.2022-12-04]. Dostupné z: [AnsaldoEnergia-HYDROGENTECHNOLOGY-20220622.pdf](https://ansaldoenergia.com)
- [50] *Youtube*. Ansaldo Energia H2 Technology. [online]. [cit.2022-12-04]. Dostupné z: [Ansaldo Energia H2 Technology - YouTube](https://youtube.com)

- [51] *Ansaldo energia*. The Gas Turbine: GT36. [online]. [cit.2022-12-04]. Dostupné z: [AnsaldoEnergia-GasTurbine-GT36-20220930.pdf](#)
- [52] *GE*. Hydrogen Overview. [online]. [cit.2022-12-07]. Dostupné z: [hydrogen-overview.pdf](#)
- [53] DAVIS, L.B., S.H. BLACK. Dry Low NO_x Combustion Systems for GE Heavy-Duty Gas Turbines. GE Power Systems. [online]. [cit.2022-12-08]. Dostupné z: https://www.ge.com/content/dam/gepower-new/global/en_US/downloads/gas-new-site/resources/reference/ger-3568g-dry-low-nox-for-hdgt.pdf
- [54] *Kawasaki Powering your potential*. Kawasaki to Begin Demonstration Test of Low-NO_x Gas Turbine Using Mixed Hydrogen Combustion System. [online]. [cit.2022-12-14]. Dostupné z: [Kawasaki to Begin Demonstration Test of Low-NO_x Gas Turbine Using Mixed Hydrogen Combustion System | Kawasaki Heavy Industries, Ltd.](#)
- [55] HORIKAWA, A., K. OKADA, M. ASHIKAGA, M. YAMAGUCHI, Y. DOUURA, Y. AKEBI. Hydrogen Utilization – Development of Hydrogen Fueled Power Generation Technologies. [online]. 2021 [cit.2022-12-16]. Dostupné z: <https://global.kawasaki.com/en/corp/rd/magazine/182/pdf/n182en08.pdf>
- [56] *Kawasaki Powering your potential*. Kawasaki Develops Forty – percent – hydrogen Mixed – fuel Technology in Gas Turbine DLE Combustors. [online]. [cit.2022-12-14]. Dostupné z: [Kawasaki Develops Forty-percent-hydrogen Mixed-fuel Technology in Gas Turbine DLE Combustors | Kawasaki Heavy Industries, Ltd.](#)
- [57] NOSE, M., T. KAWAKAMI, H. ARAKI, N. SENBA, S. TANIMURA. Hydrogen-fired Gas Turbine Targeting Realization of CO₂ – free Society. [online]. 2018 [cit. 2022-12-18]. Dostupné z: [Hydrogen-fired Gas Turbine Targeting Realization of CO₂-free Society, Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol.55 No.4\(2018\) \(mhi.co.jp\)](#)
- [58] JOHANSSON, J., J. LEIRNES, K. WALTON, E. YILMAZ, E. ZINDEL. Hydrogen power and heat with Siemens Energy gas turbines: Reliable and flexible carbon-free energy. [online]. 2022 [cit. 2023-01-05]. Dostupné z: <https://www.siemens-energy.com/global/en/offerings/technical-papers.html>
- [59] BLOMSTEDT, M., A. LARSSON. SGT – 700 DLE COMBUSTION EXTENDING THE FUEL FLEXIBILITY. [online]. 2015 [cit. 2023-01-16]. Dostupné z: https://na.eventscloud.com/file_uploads/59e549711e9e08aa66e5ab3e38f144ea_101Finalpaper.pdf
- [60] CARRERA, A. M., M. ANDERSSON, H. NASVALL. Experimental investigation of the 4th generation DLE burner concept: Emissions and fuel flexibility performance at atmospheric conditions. [online]. 2011 [cit. 2023-01-23]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/GT2011-46387>

- [61] *TU Delft*. Important subsidy paves way towards emission – free gas turbines. [online]. [cit. 2023-01-25]. Dostupné z: [Important subsidy paves way towards emission-free gas turbines \(tudelft.nl\)](https://www.tudelft.nl)
- [62] *ModernPowerSystems*. Hydrogen combustion retrofits for the existing gas turbine fleet. [online]. [cit. 2023-02-04]. Dostupné z: <https://www.modernpowersystems.com/features/featurehydrogen-combustion-retrofits-for-the-existing-gas-turbine-fleet-9983351>
- [63] *PSM*. FlameSheet for E and F Class. [online]. [cit.2023-02-04]. Dostupné z: <https://www.psm.com/project/flamesheet>
- [64] *GE Power*. Hydrogen and gas Turbines: A Path Towards the Future: On – Demand Webinar. [online]. [cit.2023-03-01]. Dostupné z: https://info.gepower.com/hydrogen-and-gas-turbines-registration-page.html?gecid=H2_int_ge-gas-power_longridgecasestudypromo
- [65] *Gas Turbine World*. 2014 Performace Specs: 30th edition. [online]. [cit. 2023-03-05]. Dostupné z: http://st-efficiency.gepower.com/pdf/GEA31167%209H_GTW_Reprint_R6_SPREAD.pdf
- [66] *GE Power and Water*. 7HA Gas Turbine. Worlds Largest, Most Efficient Gas Turbine in its Class. [online]. [cit. 2022-03-06]. Dostupné z: http://st-efficiency.gepower.com/pdf/GEA31098%207HA_Gas_Turbine_FINAL.PDF
- [67] *ENBRIDGE*. Learn About Natural Gas. [online]. [cit. 2023-03-10]. Dostupné z: <https://www.enbridgegas.com/about-enbridge-gas/learn-about-natural-gas>
- [68] BROOKS, F.J. GE Gas Turbine Performance Characteristics. [online]. [cit. 2023-04-30]. Dostupné z: https://www.ge.com/content/dam/gepower-new/global/en_US/downloads/gas-new-site/resources/reference/ger-3567h-ge-gas-turbine-performance-characteristics.pdf
- [69] PARRY, I., S. BLACK, K ZHUNUSSOVA. Staff Climate Notes: Carbon Taxes or Emissions Trading Systems? Instrument Choice and Design. International Monetary Fund, 2022. ISBN 979-8-40021-230-7.
- [70] *Energy-Charts*. Average Spot Market Prices. [online]. [cit. 2023-05-05]. Dostupné z: https://energy-charts.info/charts/price_average/chart.htm?l=en&c=CZ&chartColumnSorting=default&month=04
- [71] *GE Gas Power*. Hydrogen and CO2 Emissions Calculator. [online]. [cit. 2022-05-05]. Dostupné z: <https://www.ge.com/gas-power/future-of-energy/hydrogen-fueled-gas-turbines/hydrogen-calculator>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Zkratka	Význam	
<i>CCS</i>	Zachytávání a ukládání uhlíku	
<i>DAC</i>	Přímý záchyt uhlíku ze vzduchu	
<i>DLE</i>	Dry Low Emission	
<i>DLN</i>	Dry Low NO _x	
<i>EES</i>	Engineering Equation Solver	
<i>EHB</i>	European Hydrogen Backbone	
<i>EU</i>	Evropská Unie	
<i>GE</i>	General Electric	
<i>HRSG</i>	Kotel na odpadní teplo	
<i>ISO</i>	International Organization for Standardization	
<i>KHI</i>	Kawasaki Heavy Industries	
<i>LPG</i>	Zkapalněný ropný plyn	
<i>MHI</i>	Mitsubishi Heavy Industries	
<i>NO_x</i>	Oxidy dusíku	
<i>P2G</i>	Power-to-Gas	
<i>RPL</i>	Rich Pilot Lean	
<i>SE</i>	Siemens Energy	
<i>SMR</i>	Parní reforming metanu	
<i>SNG</i>	Syntetický metan	

Symbol	Veličina	Jednotka
α	Přebytek vzduchu	(-)
\mathcal{E}	Kompresní poměr	(-)
φ_{vzd}	Relativní vlhkost vzduchu	%
η_{gen}	Účinnost generátoru	%
$\eta_{k m}$	Účinnost mechanická kompresoru	%
η_k	Účinnost komprese v kompresoru	%
$\eta_{t m}$	Účinnost mechanická turbíny	%
η_t	Účinnost expanze na turbíně	%
h_1	Entalpie na sání kompresoru	kJ/kg
h_2	Entalpie na výstupu z kompresorové části	kJ/kg
h_{2ie}	Hodnota izoentalpy na výstupu z kompresoru	kJ/kg
h_4	Entalpie na výstupu plynové turbíny	kJ/kg
h_{4ie}	Hodnota izoentalpy na výstupu plynové turbíny	kJ/kg
h_{spalin}	Entalpie spalin na výstupu spalovací komory	kJ/kg
<i>HHV</i>	Spalné teplo	kJ/kg
<i>HHV_{vol}</i>	Spalné teplo vztaženo na objem	kJ/m ³

LHV_{palivo}	Výhřevnost paliva	MJ/kg
M	Molární hmotnost	kg/kmol
m_{O_2}	Množství kyslíku ke spalování	kg
m_{sp}	Množství spalin	kg
$m_{vzd\ teor}$	Teoretické množství vzduchu	kg
m_{vzd}	Množství vzduchu	kg
\dot{m}_{pal}	Hmotnostní tok paliva	kg/s
\dot{m}_{sp}	Hmotnostní tok spalin	kg/s
\dot{m}_{vzd}	Hmotnostní tok vzduchu	kg/s
p	Tlak	bar
P_{el}	Elektrický výkon	kWe
P_{vzd}	Tlak okolí	bar
$Q_{kompresor}$	Potřebný výkon kompresorové části	kW
Q_{PT}	Výkon plynové turbíny	kW
$Q_{turbína}$	Výkon turbínové části	kW
s_1	Entropie na sání kompresoru	J/K
s_{2ie}	Hodnota izoentropie na výstupu z kompresoru	J/K
s_{spalin}	Entropie na výstupu ze spalovací komory	J/K
t_{2ie}	Izoentalpická teplota na výstupu z kompresoru	°C
t_{vzt}	Vztažná teplota	°C
w	Hmotnostní koncentrace	(-)
X	Objemová koncentrace	(-)