



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

EXPANZNÍ TURBINA NA ZEMNÍ PLYN EXPANSION TURBINE ON NATURAL GAS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. IVO MĚŘINSKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Ivo Měřinský

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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:

Expanzní turbína na zemní plyn

v anglickém jazyce:

Expansion Turbine on Natural Gas

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vypracujte nabídkový návrh expanzní turbíny pro výrobu elektrické energie s využitím tlakové energie zemního plynu.

Cíle diplomové práce:

Diplomovou práci vypracujte v tomto rozsahu:

- termodynamické vlastnosti zemního plynu
- stanovení minimální teploty ZP po expanzi v turbíně zamezující tvorbu hydrátů
- termodynamický výpočet hlavních rozměrů expanzní turbíny
- podélný návrhový řez turbinou

Seznam odborné literatury:

Firemní podklady EKOL Brno

Veselý,S.:Spalovací komory spalovacích turbin, Galant Brno, 2007

Fiedler,J.: Parní turbíny -návrh a výpočet, CERM- Brno 2004

Kadmožka, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, CERM- Brno, 2007

Krbek,J. Polesný,B. Fiedler,J.: Strojní zařízení tepelných centrál, PC-DIR, 1999

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 10.10.2013

L.S.

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

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce nás seznamuje s charakteristikou zemního plynu a problémy při jeho dopravě. Dále se tato práce věnuje nejpoužívanějším termodynamickým cyklům, a to jak parním tak plynovým a jejich aplikací v energetickém průmyslu. Hlavní část této diplomové práce se zaměřuje na výpočet termodynamických vlastností zemního plynu, stanovení minimální teploty zemního plynu po expanzi v turbíně zamezující tvorbu hydrátů, návrhový výpočet hlavních rozměrů a termodynamických parametrů expanzní turbíny na zemní plyn. Jako poslední bude nakreslen návrhový řez vypočtené expanzní turbíny.

Klíčová slova

Expanzní turbína, Zemní plyn, vlastnosti zemního plynu, stavová rovnice, termodynamický výpočet.

Abstract

This thesis deals with the characteristics of natural gas and the problems of transport. Furthermore, this work deals with the most commonly used thermodynamic cycles, both steam and gas and their applications in the energy industry. The main part of this thesis focuses on the calculation of the thermodynamic properties of the gas, determine the minimum temperature gas after expansion in the turbine to prevent the formation of hydrates, design calculation of main dimensions and thermodynamic parameters of the expansion turbine on natural gas. As a final design will be drawn slice computed expansion turbine.

Key words

Expansion turbine, natural gas, natural gas properties, equation of state, thermodynamic calculation.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MĚŘINSKÝ, I. Expanzní turbína na zemní plyn. Brno: Vysoké učení technické v Brně, fakulta strojního inženýrství, 2014. 85 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Expanzní turbína na zemní plyn vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum 18. 5. 2014

.....

Ivo Měřinský

Poděkování

Děkuji tímto doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. a Ing. RNDr. Alexandru Tóthovi, CSc. za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce, rodičům a přítelkyni za psychickou podporu.

Expanzní turbína na zemní plyn

Obsah

Obsah	12
1. Úvod	14
2. Zemní plyn.....	15
2.1 Charakteristika zemního plynu	15
2.2 Těžba zemního plynu	15
2.3 Doprava zemního plynu	16
2.4 Kompresní a redukční stanice	17
2.5 Využití zemního plynu.....	20
2.6 Zemní plyn v ČR.....	20
2.7 Stavová rovnice ideálního plynu.....	21
2.8 Obsah vlhkosti v zemním plynu.....	22
2.9 Hydráty zemního plynu.....	24
3. Termodynamické oběhy	29
3.1 Parní oběh	29
3.2 Plynový oběh.....	30
3.3 Paroplynový oběh	32
3.4 ORC oběh.....	33
4. Tepelné Turbíny.....	34
4.1 Parní turbíny.....	34
4.1.1 Konstrukce parních turbín	34
4.1.2 Rotorové a Statorové lopatky	35
4.1.3 Ztráty parních turbín	36
4.1.4 Rozdělení parních turbín.....	36
4.2 Spalovací turbíny	37
4.2.1 Kompresory spalovacích turbín.....	37
4.2.2 Turbínová část spalovací turbíny.....	39
4.2.3 Spalovací komory	39
4.2.4 Paliva spalovacích turbín.....	40
4.2.5 Oblasti použití spalovacích turbín	41
4.3 Expanzní turbíny na zemní plyn	42
4.3.1 Joule – Thompsonův efekt.....	42
4.3.2 Konstrukce expanzní turbíny.....	44

Expanzní turbína na zemní plyn

5.	Návrh expanzní turbíny na zemní plyn.....	46
5.1	Termodynamické vlastnosti zemního plynu	46
5.2	Stanovení minimální teploty ZP po expanzi v turbíně zamezující tvorbu hydrátů....	49
5.3	Termodynamický výpočet hlavních rozměrů expanzní turbíny.....	54
5.3.1	Výpočet Poissonovy konstanty na vstupu a výstupu z turbíny.....	54
5.3.2	Výpočet vstupního hrdla.....	58
5.3.3	Výpočet výstupního hrdla.....	64
5.3.4	Výpočet středních průměrů, délky vstupní a výstupní lopatky a počtu stupňů expanzní turbíny	69
5.4	Konstrukční provedení turbíny	74
5.5	Podélný návrhový řez turbínou	74
6.	Závěr	75
7.	Použitá literatura	78
8.	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	82
9.	Seznam příloh	83
10.	Seznam obrázků.....	84
11.	Seznam tabulek.....	85

1. Úvod

Expanzní turbíny jsou v současné době stále více používány. Je to hlavně z důvodu znečištění životního prostředí a snahou maximálně využívat co nejvíce druhotné zdroje energie. Jednou z možností se nám nabízí využití tlaku stlačeného média, například zemního plynu. Místo, kde se těží zemní plyn, bývá vzdálen od spotřebitele stovky až tisíce km. Tlak plynu v plynovodu bývá od 5-8 MPa, ale u spotřebitele je jeho tlak už minimální. Proto je zde nutnost tlak plynu snižovat. Možnosti snižování tlaku jsou dvě, a to buď škrcení ve ventilu, nebo expanze v turbíně. Proces škrcení není z energetického hlediska výhodný, protože při něm dochází ke ztrátě energie. Naopak při expanzi v turbíně lze tlakovou energii plynu přeměnit na elektrickou energii. Tento proces výroby elektrické energie je z hlediska ekologie velmi šetrný, protože při něm nevznikají žádné škodlivé odpadní látky ani emise škodlivin. První část této diplomové práce se zabývá obecnou charakteristikou zemního plynu, termodynamickými oběhy a seznámením se s různými typy turbín. Druhá část je věnována konstrukčnímu návrhu expanzní turbíny. Výkres řezu expanzní turbíny je uveden přílohou této práce.

2. Zemní plyn

2.1 Charakteristika zemního plynu

Zemní plyn je přírodní hořlavý plyn bez chuti a zápachu, který je hojně využívaný jako fosilní palivo. Při spalování zemního plynu, na rozdíl od jiných fosilních paliv, uniká do ovzduší mnohem méně škodlivých látek, proto také patří mezi nejčistší a nejbezpečnější primární paliva. Skládá se z plynných uhlovodíků a nehořlavých plynů jako je dusík a oxid uhličitý. Hlavními složkami zemního plynu jsou především metan (CH_4) a etan (C_2H_6). Díky nim má v porovnání s ostatními fosilními palivy při spalování nejmenší podíl CO_2 na jednotku uvolněné energie, a proto je považován za jedno z ekologických paliv. Vzhledem k tomu, že zemní plyn je bez chuti i bez zápachu, je nutná jeho tzv. odorizace. To znamená, že se do plynu přidávají zapáchající látky jako je např. ethylmerkaptan, aby bylo možné zjistit koncentraci zemního plynu ve vzduchu větší než 1 procento. Výhřevnost zemního plynu se podle složení pohybuje v rozmezí 16-34 MJ/m^3 v plynném stavu. [1], [2], [3]

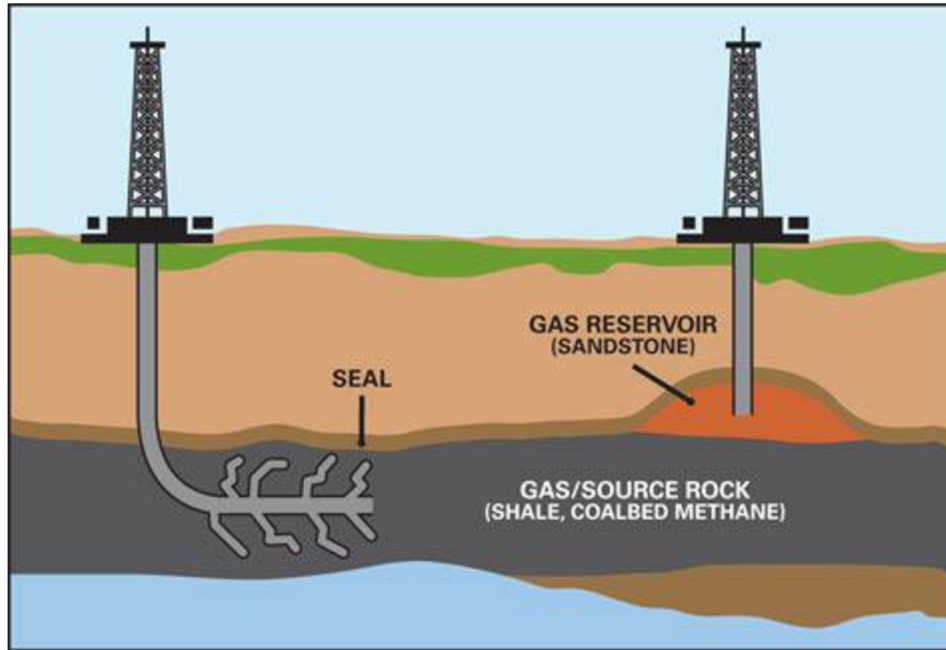
Tab. 1 Typické složení zemního plynu [2]

Methan	CH_4	70-90%
Ethan, Propan, Butan	$\text{C}_2\text{H}_6, \text{C}_3\text{H}_8, \text{C}_4\text{H}_{10}$	0-20 %
Oxid uhličitý	CO_2	0-8 %
Kyslík	O_2	0-0,2 %
Dusík	N_2	0-5 %
Sirovodík	H_2S	0-5%
Vzácné plyny	Ar, He, Ne, Xe	0-1%

2.2 Těžba zemního plynu

Zemní plyn naftový je převážně uložen v pórovitých horninách ohraničenými vrstvami a vodou, kde se jako lehčí látka nahromadil v průběhu tisíců let nad vrstvami ropy nebo vody. Zemní plyn se těží hloubkovými vrty, které se vedou přímo do pórovitých ložisek, jež se nacházejí většinou v hloubce do 3 km pod povrchem. Plyn se však samozřejmě těží i z větších hloubek, a to až 8 km. Zemní plyn se dále těží na pevnině převážně v Rusku, Alžírsku a Nizozemsku a také pod mořským dnem (např. v Severním moři). [1]

Expanzní turbína na zemní plyn



Obr. 1 Schéma těžby zemního plynu [4]

Zemní plyn karbonský vzniká během průběhu přeměny prvohorních rostlin na černé uhlí, a proto se vyskytuje v ložiskách černého uhlí. Při těžbě uhlí se zemní plyn uvolňuje a je z bezpečnostních důvodů odsáván jako tzv. degazační plyn. Tento plyn je však také možné těžit přímo vrtý z uhelných slojí. [1], [3]

Břidlicový plyn je zemní plyn, který se nahromadil ve formacích břidlic, jenž vznikly z nánosů bahna s příměsí organického materiálu na dně prehistorických moří. Břidlicový plyn se stal během poslední doby hlavně v Spojených státech amerických významným zdrojem zemního plynu a jeho význam nadále narůstá. Břidlicový zemní plyn nelze těžit konvenčními metodami jako plyn, který je uvězněn v plynové kapse. Nejpoužívanějším způsobem těžby je hydraulické štěpení. Tento způsob funguje na principu napumpování vrtu velkým množstvím vody a písku. Vysoký tlak vody v břidlici vytvoří trhliny, písek je pak podrží otevřené i po odčerpání vody a zemní plyn může bez obtíží unikat systémem vytvořených kanálků vzhůru. [1], [2], [3]

Vytěžený zemní plyn je nutné před jeho dálkovou dopravou náležitě upravit a to tak, aby ho bylo možné bez dalších úprav dále využívat. Technologie čištění je velmi závislá na složení zemního plynu. Zemní plyn se velmi často těží z ložisek spolu s ropou a díky tomu obsahuje vysoké podíly vyšších uhlovodíků. [2], [3]

2.3 Doprava zemního plynu

Doprava zemního plynu je díky vzdálenostem, na které se přepravuje, nejnáročnějším článkem řetězce cesty zemního plynu od místa těžby zemního plynu až k zákazníkovi. Náležitě upravený zemní plyn je možné přepravovat potrubím nebo ve zkapalněném stavu tankery.

Expanzní turbína na zemní plyn

- Přeprava potrubím – V dnešní době je Evropa protkána hustou sítí dálkových plynovodů. Provozní tlaky v nejmodernějších potrubních systémech dosahují až 10 MPa a průměry potrubí často převyšují jeden metr. Potrubí plynovodů je vedeno nejen po souši, ale také po mořském dně.
- Přeprava tankery – Je používána pro přepravu zemního plynu na velké vzdálenosti a z kontinentu na kontinent. Zemní plyn se na pobřežních stanicích stlačí nebo zkapalní (při zkapalnění zmenší svůj objem přibližně 600x) a přečerpá do tankerů. V cílové stanici se plyn postupně odpařuje a je pouštěn do plynovodních systémů. Tento způsob přepravy se hojně používá pro břidlicový zemní plyn. [3], [5]



Obr. 2 Doprava zemního plynu tankerem [6]

2.4 Kompresní a redukční stanice

Kompresní stanice slouží ke zvyšování tlaku plynu buď v rámci přepravního řetězce, kdy slouží ke kompenzaci tlakové ztráty plynu potrubím plynovodu, nebo při uskladňování plynu v podzemních zásobnících, pokud se provádí pod tlakem vyšším, než je tlak v přírodním plynovodu. Kompresní stanice je tvořena soustavou vzájemně propojených zařízení, které je možno rozdělit do dvou skupin

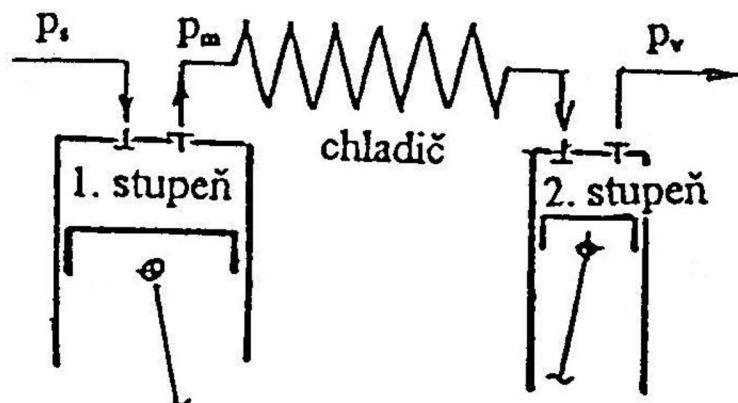
- zařízení sloužící vlastní kompresi plynu a zařízení pro úpravu plynu (kompresory, pohony kompresorů, potrubní rozvody, filtry, chladiče plynu),
- zařízení obslužná (energetické hospodářství, olejové hospodářství, protipožární hospodářství, laboratoře případně dílny).

Expanzní turbína na zemní plyn

Pokud se jedná o filtry, bývají zpravidla mnohastupňové kombinované, s cyklony a filtračními svíčkami. Chladiče plynu zabezpečují pokles teploty plynu po kompresi na úroveň přípustnou pro izolaci potrubí plynovodu. Jsou zpravidla vzduchové s nuceným prosáváním chladičím vzduchu. Potrubní rozvody kompresorových stanic jsou vybudovány ze stejných trubek jako liniová část, avšak používají se trubky s větší tloušťkou stěny. Mezi kompresními jednotkami a chladiči zemního plynu je nutné vést potrubí nad zemí nebo používat takové izolace, které odolají vysokým teplotám (70°C). Nejobtížnější součástí návrhu potrubních rozvodů kompresních stanic je otázka dynamiky proudícího plynu a z ní vyplývající vibrace rozvodů. [7], [8]

Z hlediska technického principu se kompresory v kompresních stanicích dělí do dvou skupin a to na kompresory pístové a turbokompresory:

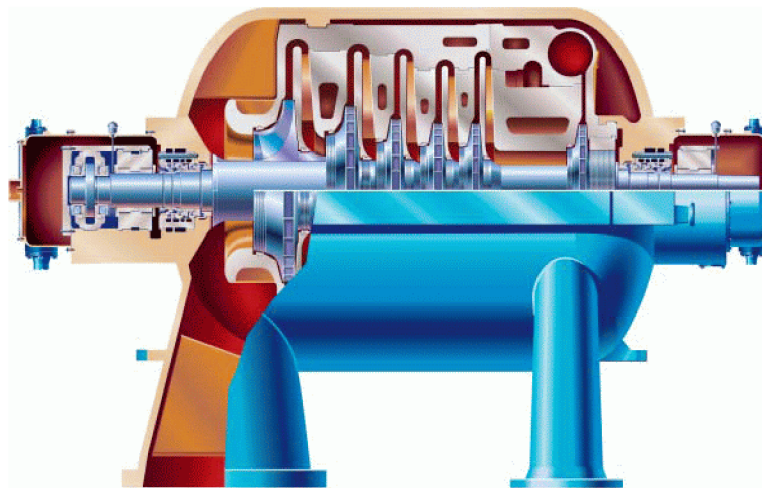
- Pístové kompresory – Jsou technicky starší stroje a jejich princip fungování je značně jednoduchý. Do pracovního prostoru při pohybu pístu dolů (sací takt) proudí přes sací ventil zemní plyn. Následně při pohybu pístu z dolní úvratě do horní (výtláčny takt) dochází ke zmenšování pracovního prostoru (snižování objemu plynu) a tím se zvyšuje tlak zemního plynu. Stlačený zemní plyn potom proudí přes výtláčny ventil do výtláčného potrubí. Kompresní poměr je pak dán jako poměr objemu plynu nad pístem v dolní úvratě a objemu plynu nad pístem v horní úvratě. Z tohoto principu vyplývají i možné způsoby regulace průtoku plynu kompresorem. Nejjednodušším způsobem regulace je řízení průtoku přepouštěcím ventilem části plynu z výtlaku zpět do sání, ovšem tato metoda je značně neefektivní a z hlediska ekonomiky není výhodná, protože je mařena energie plynu. Další možností regulace je regulace otáčkami, která je vhodná v případě, že kompresor je poháněn spalovacím motorem. Avšak pokud je kompresor poháněn elektromotorem, je tato možnost regulace technicky obtížnější. V dnešní době nejpoužívanější metody regulace pístových kompresorů jsou metody odtláčování sacích ventilů a regulace pomocí mrtvých prostorů ve válci. Tyto metody jsou ve velké míře efektivnější než regulace otáčkami nebo přepouštění plynu. Pístové kompresory se hodí pro poněkud nižší průtoky a ve srovnání s turbokompresory mají vyšší účinnost. [3], [7], [8], [9]



Obr. 3 Schématické znázornění dvoustupňového pístového kompresoru s mezichlazením [8]

Expanzní turbína na zemní plyn

- Turbokompresory – zatímco u pístových kompresorů je zvyšování tlaku dosahováno zmenšováním pracovního prostoru, ale princip funkce turbokompresorů je zcela jiný. Turbokompresory jsou založeny na principu změny hybnosti pracovního plynu při průtoku aktivní průtočnou částí stroje (hybnostní komprese). Proudící nasávaný plyn je urychlen vložením mechanické práce, následně je zpomalen a jeho kinetická energie je přeměněna na energii tlakovou. Výhodou turbokompresorů oproti pístovým kompresorům je, že nemají žádné vratné pohyby, a proto je jejich chod klidný a rovnoměrný. Průtok plynu a jeho komprese jsou kontinuální a ustálené, vyskytuje se u nich ve srovnání s pístovými kompresory menší složka s časem se měnící pulzace, která namáhá části stroje a navazující potrubní systém. Výhodou také je, že stlačovaný zemní plyn minimálně přichází do styku s mazacím olejem. Výsledkem je tedy nižší spotřeba oleje a vyšší čistota stlačeného plynu. V plynárenství nachází turbokompresory uplatnění především jako kompresní agregáty pro dálkovou dopravu zemního plynu, a to zpravidla poháněné spalovací turbínou. Pro plynovodní aplikace se používají jedno – až dvoustupňové kompresory a v podzemních zásobnicích kompresory mnohastupňové převážně s mezichladičem. Regulace turbokompresorů je realizována dvěma způsoby, a to změnou průtočné části nebo změnou otáček. V plynárenství se používá jen regulace změnou otáček. To je také jeden z důvodů, proč se u turbokompresorů obvykle nepoužívají elektromotory s konstantními otáčkami. K pohonu turbokompresorů se tedy používají převážně plynové spalovací turbíny, méně často elektromotory s měnitelnými otáčkami. Další možností pohonu je pohon parní turbínou, kterou pohání pára generována v kotlích na využití odpadního tepla spalin plynových turbín na kompresní stanici. [3], [7], [8], [9]



Obr. 4 Šesti-stupňový radiální kompresor [9]

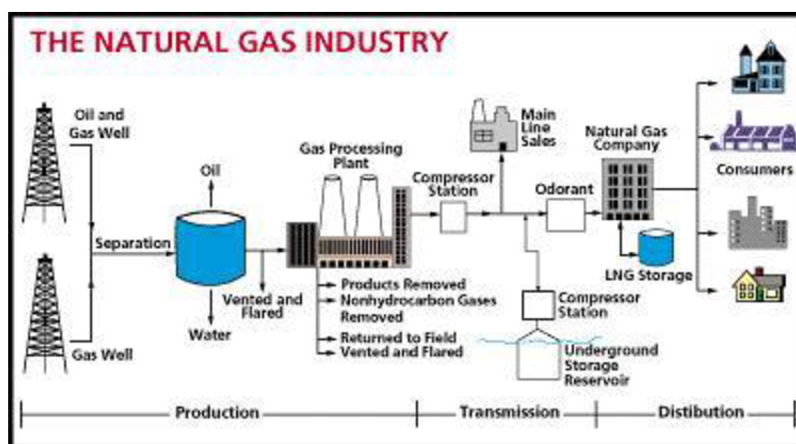
Hlavní úlohou redukční stanice je snižování tlaku v rozvodech zemního plynu postupně až na tlak, který požaduje konečný spotřebitel. Tento proces je obvykle aplikován v několika stupních a to tak, že tlak je postupně snižován z 5 na cca 2,2 až 4 MPa. Obvyklé redukční stanice zemního plynu se nejčastěji skládají z dvojice regulačních řad. Hlavními složkami jsou: vstupní filtry, zdroje tepla, ohřivače předehřev zemního plynu, redukční ventily s nebo bez expanzní turbíny a řídicí a monitorovací systémy. Předehřev plynu je nutné provádět před

Expanzní turbína na zemní plyn

samotnou redukcí a to proto, aby nebyla teplota po redukcí tlaku (zejména u rotačních strojů) po expanzi nižší než teplota rosného bodu. Pokud je tato teplota podkročena, dochází díky obsahu vlhkosti v zemním plynu ke vzniku hydrátů až k postupnému zamrznání výstupního potrubí. [7]

2.5 Využití zemního plynu

Zemní plyn je v dnešní době využíván ve všech oblastech našeho života. V domácnostech jej využíváme k vaření, nebo k ohřevu užitkové vody a také k vytápění. Dále se zemní plyn používá jako palivo v kogeneračních jednotkách. Kogenerace vychází z myšlenky co nejefektivnějšího využití tepelné energie ze zemního plynu a její následné přeměny na elektrickou a tepelnou energii. I v dopravě se stále ve vyšší míře začínají prosazovat pohony na zemní plyn, a to jak v automobilech tak například i v lodní dopravě. Nejmladší oblastí aplikace zemního plynu jsou palivové články. Palivové články potřebují ke svému provozu vodík, ale v přírodě se tento plyn nevyskytuje v čisté podobě. Zemní plyn ale obsahuje vysoký podíl vodíku, protože je převážně tvořen metanem, který má čtyři molekuly vodíku a jednu molekulu uhlíku. Dále je zemní plyn používán jako palivo spalovacích turbín a také jako palivo v kotlech. [10]

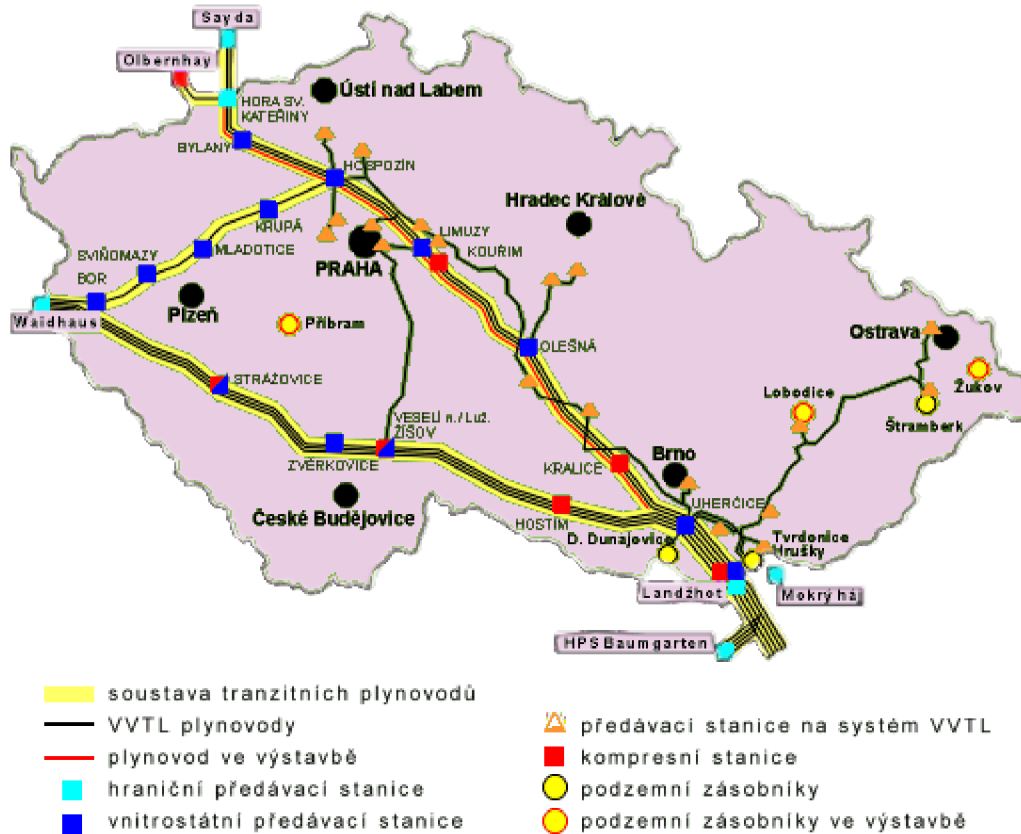


Obr. 5 Schéma rozvodu zemního plynu od ložiska k zákazníkovi [12]

2.6 Zemní plyn v ČR

V ČR se těží zemní plyn pouze v okolí Hodonína a ty to zásoby pokryjí pouze 1,5 % spotřeby zemního plynu u nás. Proto ostatní zemní plyn dovážíme převážně z Ruska. První zemní plyn se k nám dostal z Ukrajiny plynovodem Bratrství dlouhým 540 km v roce 1967. V roce 1967 byl uveden do provozu Tranzitní plynovod, díky kterému se do západní Evropy dostal ruský plyn. Plynovod Bratrství zůstal tehdy stále v provozu. Tranzitní plynovod se pak stále rozrůstal díky nárůstu spotřeby v ČR a dodávek plynu z Ruska. Postupně byly položeny 3 – 4 souběžné linky přes tehdejší Československo. Česká republika se snaží vymanit ze závislosti na dovozu zemního plynu z Ruska, a proto se snaží rozdělit dovozce zemního plynu na vícero dovozců. [3], [12]

Expanzní turbína na zemní plyn



Obr. 6 Přepravní systém Transgasu [12]

2.7 Stavová rovnice ideálního plynu

Stav plynu nebo směsi plynů v určitém okamžiku se dá charakterizovat jako soubor vhodně zvolených přímo měřitelných fyzikálních veličin. Kromě hmotnosti a chemického složení, jsou to veličiny, jejichž změny popisují průběh energetických procesů, které probíhají v plynu nebo ve směsi plynů za daných podmínek. [3]

Charakteristickou veličinou tepelného stavu plynu nebo směsi plynů je teplota T . Dalšími stavovými veličinami jsou veličiny, jejichž hodnota se mění se změnou teploty jako je například tlak P a molární objem V . Veličiny P , V , T se nazývají stavovými veličinami a jsou navzájem závislé. Velmi důležitou vlastností těchto stavových veličin je, že rozdíl jejich velikostí ve dvou odlišných stavech závisí pouze na těchto stavech, nikoliv na cestě změny mezi těmito stavy.

Expanzní turbína na zemní plyn

Nejjednodušší stavovou rovnicí je rovnice ideálního plynu, která platí pro objem plynu odpovídající 1 molu a její tvar je:

$$P \cdot V = R \cdot T \quad (2.1)$$

Kde	P	tlak [Pa]
	V	molární objem [$\text{m}^3 \cdot \text{mol}^{-1}$]
	R	univerzální plynová konstanta [$\text{J} \cdot \text{K} \cdot \text{mol}^{-1}$]
	T	teplota [K]

V oblasti plynárenství jsou stavové rovnice využívány zejména ke třem následujícím účelům:

- k výpočtu P, V, T chování topných plynů, a výpočtu dalších fyzikálních vlastností plynů a směsí plynu,
- určování hodnot entalpií, entropií a vnitřní energie,
- předpovídání hodnot rovnovážných konstant a tzv. K – hodnot, které se používají ve výpočtech fázových rovnováh. [3]

Stavovou rovnicí ideálního plynu lze odvodit na základě empiricky stanovených vztahů a zákonů, ale také i na základě kinetické teorie ideálního plynu. Zemní plyn se ovšem nechová jako ideální plyn a proto je nutné k výpočtu jeho stavových veličin použít stavové rovnice reálného plynu jako je například Rendlich – Kwongovu rovnici nebo Peng – Robinsonovu rovnici.[3]

2.8 Obsah vlhkosti v zemním plynu

Voda v zemním plynu je jeho běžnou součástí. V závislosti na fyzikálních podmínkách a obsahu vody v zemním plynu může být v kapalně, plynné nebo také v tuhé fázi. Za určitých podmínek může vytvářet s některými složkami zemního plynu tzv. hydráty. Tyto hydráty způsobují zejména problémy v pevné a kapalně formě.

Za nižších tlaků je obsah vody ve stavu nasycení funkcí tlaku par vody, ten je funkcí teploty plynu. Tento stav je možné považovat za ideální. Naopak při vyšších tlacích a při zvýšeném obsahu některých plynů zejména H_2S a CO_2 , tak dochází při kontaktu plynu, který obsahuje větší množství rozpuštěných solí k odchylkám od ideálního chování. [13], [14]

Při vyšších tlacích lze použít ke zjištění obsahu vody v zemním plynu ve stavu nasycení experimentální data v grafické podobě (grafy).

Vlhkost v zemním plynu lze vyjádřit následujícími způsoby:

- absolutní vlhkost,
- měrná vlhkost,

Expanzní turbína na zemní plyn

- relativní vlhkost,
- teplota rosného bodu.

Absolutní vlhkost (Φ) – se definuje, jako hmotnost vodní páry obsažené v jednotce objemu:

$$\Phi = \frac{m_w}{V} \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (2.2)$$

Kde m_w hmotnost vodní páry [kg]
 V objem vlhkého vzduchu [m^3]

Tato metoda určování vlhkosti se vztahuje k celkovému množství zemního plynu, ale tato metoda je méně používaná.

Měrná vlhkost – je to poměr hmotnosti vody k hmotnosti suchého plynu:

$$x = \frac{m_w}{m_p} \text{ [-, \%]} \quad (2.3)$$

Kde m_w hmotnost vodní páry v suchém plynu [kg]
 m_p hmotnost suchého plynu [kg]

V tomto případě se jedná pouze o vztažení vlhkosti na suchý plyn za tzv. normálních podmínek. [3], [14], [15]

Relativní vlhkost (φ) – je určena poměrem absolutní vlhkosti plynu k vlhkosti plynu nasyceného vodní parou nebo také jako poměr tlaku vodních par v plynu k tlaku nasycených par při stejné teplotě:

$$\varphi = \frac{\rho_w}{\rho_w''} = \frac{P_w}{P_w''} \text{ [-, \%]} \quad (2.4)$$

Kde ρ_w měrná hmotnost vodní páry [kg/m^3]
 ρ_w'' měrná hmotnost nasycené vodní páry [kg/m^3]
 P_w tlak par vody v plynu [Pa]
 P_w'' tlak par vody v plynu [Pa]

Pokud se plyn ochlazuje při konstantním tlaku, tak absolutní vlhkost se až do určitého okamžiku nemění. Relativní vlhkost však stoupá až do okamžiku, kdy dosáhne hodnoty $\varphi=1$. Při dalším ochlazování plynu nastává kondenzace přebytečných par v plynu obsažených. Přitom však klesá absolutní vlhkost, ale relativní vlhkost zůstává beze změny. Stav, při kterém je plyn po izobarickém ochlazení parami nasycen, se nazývá rosný bod.

Teplota rosného bodu - je tedy taková teplota, kterou má vlhký plyn, pokud je izobaricky ochlazen až do úplného nasycení, vzhledem k rovnému povrchu vody. Lze také říci, že je to teplota, při které se vodní pára obsažená v plynu (plně nasyceném), pod kterou bude docházet ke kondenzaci vody.

Z technického pohledu má největší význam právě vyjádření vlhkosti v podobě rosného bodu. Rosný bod je však velmi silně závislý na hodnotě tlaku, a proto je nutné při stanovení rosného bodu plynu znát i jeho tlak. Obecně proto platí, že s rostoucím tlakem stoupá i velikost rosného bodu (zvyšuje se teplota). [13], [14], [15], [16]

2.9 Hydráty zemního plynu

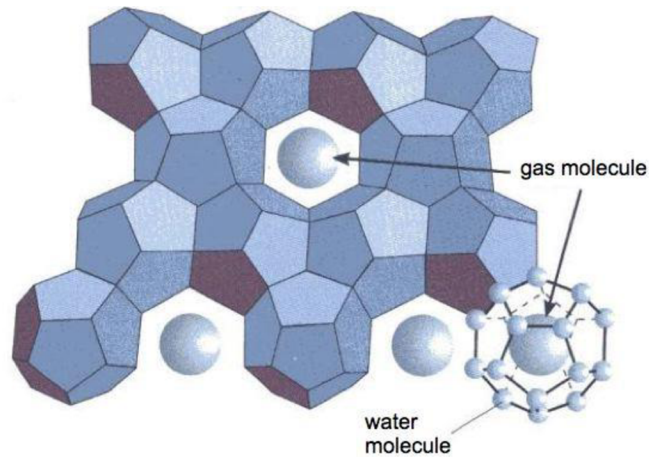
Hydráty plynů jsou pevné látky, které svým vzhledem připomínají led a řadí se k nestechiometrickým sloučeninám typu klatrátů, v kterých jsou molekuly hydrátotvorných látek uzavřeny v krystalické mřížce, kterou vytváří molekuly vody. Dle parametrů této mřížky se rozlišují dva základní typy hydrátů. [17]



Obr. 7 Hydrát (klatrát) metanu [18]

První typ má 2 malé a 6 velkých dutin (CH_4 , C_2H_6 , CO_2 , H_2S). Typ druhý má 16 malých a 8 velkých dutin (C_3H_8 , i – C_4H_{10}). Různá velikost dutin vytvořených v mřížce umožňuje vznik tzv. smíšených hydrátů, které kromě vody obsahují další hydrátotvorné složky. Smíšené hydráty jsou typické pro zemní plyn a jsou stabilnější. [16], [17]

Expanzní turbína na zemní plyn



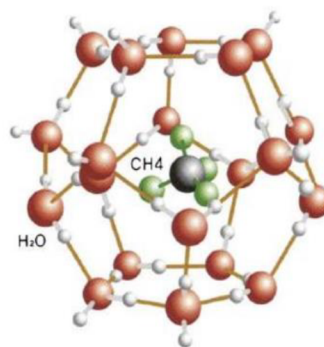
Obr. 8 Schématický popis krystalické mřížky hydrátu plynu [5]

Základními prvky, které určují vznik hydrátů, jsou: složení plynu, tlak, teplota a úplné nasycení plynu vodní parou. Doplňujícími prvky jsou přítomnost kapalné vody v proudu plynu, turbulence a předchlazení plynu.

Ke stanovení podmínek vzniku hydrátů ve směsích plynů a tedy i zemního plynu se používá několik následujících metod:

- 1) odečítání příslušné teploty a tlaku rovnovážných křivek tvorby hydrátů z grafu, v závislosti na měrné hmotnosti,
- 2) výpočet dle empirických vztahů,
- 3) výpočet na základě experimentálních konstant rovnovážných konstant a složení zemního plynu.

První metoda je velmi jednoduchá (1). Využívá k určení počátku tvorby hydrátu odečet teploty počátku tvorby hydrátů z grafu, ve kterém jsou uvedeny rovnovážné křivky vzniku hydrátů v závislosti na jejich měrných hmotnostech. Z těchto grafů platí že, čím vyšší je měrná hmotnost zemního plynu, tím vyšší je teplo počátku tvorby hydrátů. Ovšem odečet teploty z grafu není příliš přesný pro odhad rosného bodu je postačující a proto se tato metoda bere spíše jen jako orientační. [3], [16], [17]



Obr. 9 Hydrát metanu [17]

Expanzní turbína na zemní plyn

Druhou velmi používanou metodou (2), která vychází z modelové představy, že hydráty jsou vlastně tuhé roztoky a jejich složení se při rozkladu nemění. Na základě těchto poznatků vypracovali Wilcox, Carson a Katz metodu výpočtu podmínek v tvorby hydrátů pro plynné směsi a tedy i pro zemní plyn. Tato metoda vychází z aplikace empiricky stanovených rovnovážných konstant:

$$K_i = \frac{y_i}{z_i} \quad [-] \quad (2.5)$$

Kde K_i konstanta fázové rovnováhy [-]

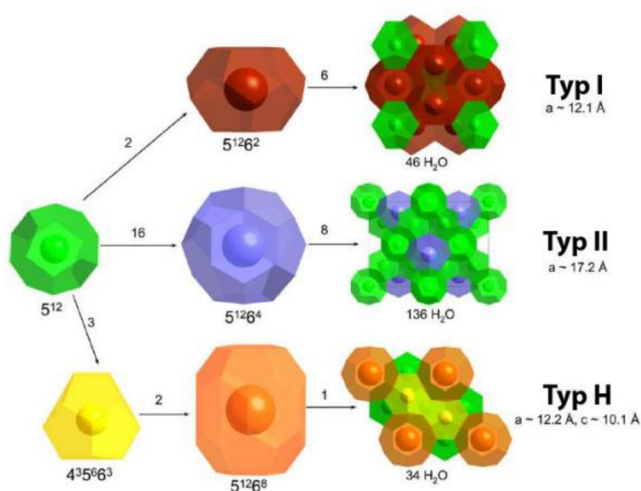
y_i molární zlomek složky i v plynné fázi [-]

z_i molární zlomek složky i v tuhé fázi [-]

Hodnoty konstant K_i dané složky jsou funkcí teploty a tlaku. Omezení možnosti vzniku hydrátů ve vícesložkové směsi je dáno následující rovnicí:

$$\sum_{i=1}^n z_i = 1 \quad \text{resp.} \quad \sum_{i=1}^n \frac{y_i}{K_i} = 1 \quad (2.6)$$

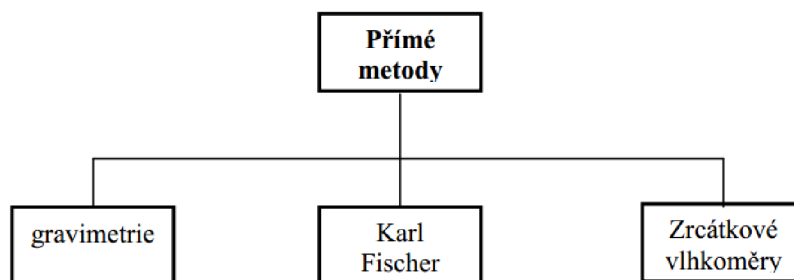
Pokud bude hodnota součtu větší jak „1“ hydráty budou vznikat, pokud bude hodnota součtu menší jak „1“ hydráty vznikat nebudou. Tato metoda je v plynárenské praxi často využívána nejčastěji jako orientační a je velmi vhodné si tuto metodu ještě ověřit pomocí experimentální metody. [3], [16]



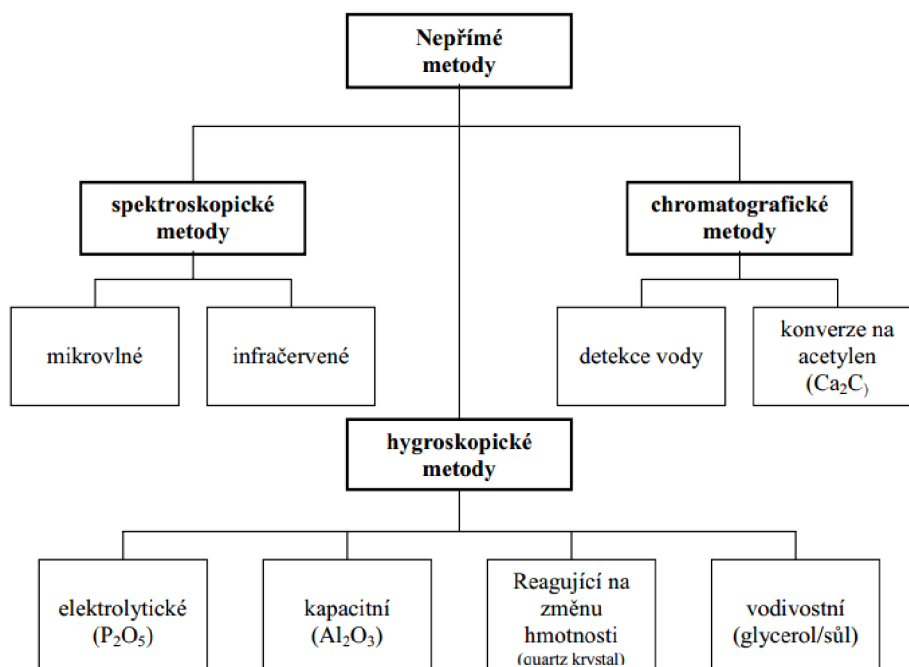
Obr. 10 Různé struktury hydrátů [17]

Expanzní turbína na zemní plyn

Existuje také vícero experimentálních metod jak přesněji definovat teplotu rosného bodu (vlhkost) zemního plynu. Tyto metody lze rozdělit na přímé (Obr. 11) a nepřímé (Obr. 12):



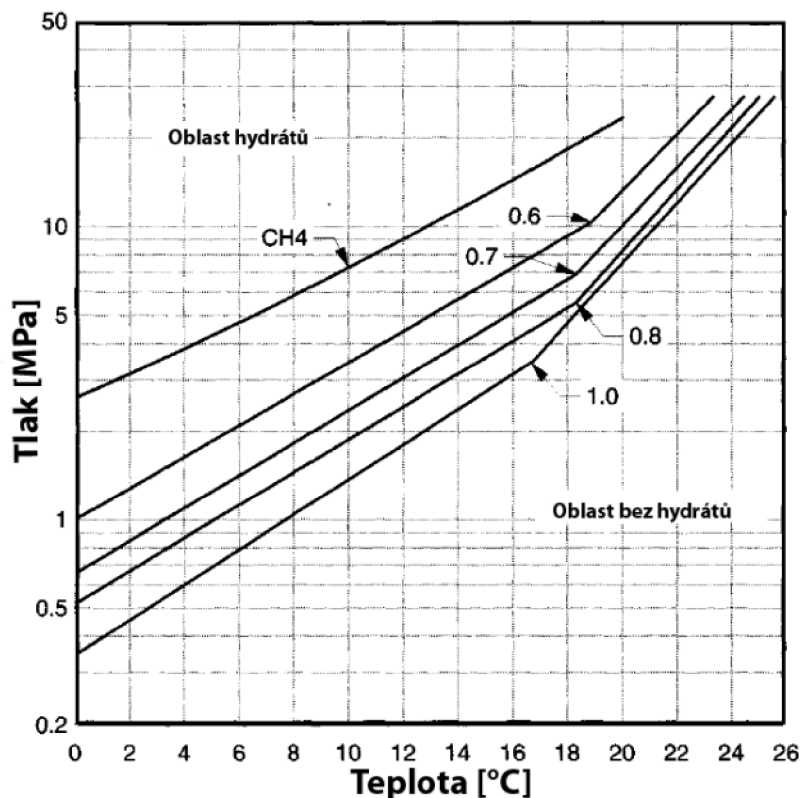
Obr. 11 Přímé metody stanovení vlhkosti [19]



Obr. 12 Nepřímé metody stanovení vlhkosti [19]

Jako ochranu před tvorbou hydrátů lze například snížit tlak v potrubí. Snížení čerpacího tlaku je však velmi obtížné použít z technologických důvodů a také kvůli vysokým tlakům par uhlovodíků, které dostačují k tvorbě hydrátů. Lze však použít možnost ohřevu zkapalněných uhlovodíků před vstupem do potrubí, ale toto řešení zabrání tvorbě hydrátů pouze ve vstupní části plynovodu. Ohřev plynu by neměl dosahovat více jak 40 – 45 °C, protože poté dochází ke vzniku par a polymeraci nenasycených uhlovodíků. [3], [19]

Expanzní turbína na zemní plyn



Obr. 13 Graf hutnoty plynu pro predikci hydrátů [17]

Nejúčinnější metodou je sušení zkapalněných uhlovodíků plynů. Dále lze použít například metodu vypírání kapaliny absorbentem nebo přepouštění kapaliny vrstvou absorbentu. Zde ovšem vzniká nebezpečí proniknutí absorbentu (chloridu vápenatého) do potrubí a jeho následná koroze.[3]

Další možností ochrany proti hydrátům je mechanické odsazení nerozpuštěné vody s následným zakomponováním inhibitoru tvorby hydrátů: metanol, etanol, roztoky NaCl nebo CaCl_2 , případně amoniak. Ve vodním roztoku rozpuštěné alkoholy vnikají do výše zmíněných dutin a tím značně dochází ke snižování kritického bodu tvorby hydrátů.[3], [19]

Vyvážení hydrátů uhlovodíků je podporováno řadou látek, jako je například sirovodík, oxid uhličitý, vodík, pentan, dusík atd. Pokud jsou obsahy těchto látek snižovány, tak se přirozeně snižuje i nebezpečí vzniku hydrátů. [19]

3. Termodynamické oběhy

Neboli tepelné cykly, které jsou charakterizovány sousledností změn stavů pracovní látky, která začíná a končí vždy ve výchozím bodě. Mezi nejznámější tepelné oběhy lze v první řadě zařadit Carnotův cyklus, jenž se vyznačuje velmi vysokou tepelnou účinností, ale slouží spíše pro teoretické hodnocení reálných termodynamických oběhů. Termickou účinnost Carnotova cyklu lze stanovit:

$$\eta_c = \frac{(T_A - T_B)}{T_A} \cdot 100 [\%] \quad (3.1)$$

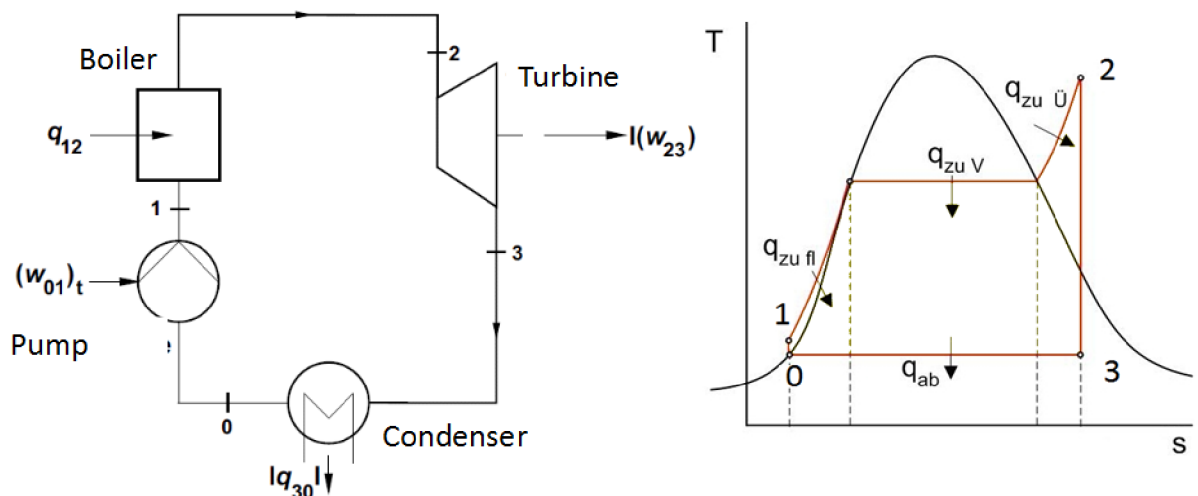
Kde T_A teplota přívodu tepla [$^{\circ}\text{C}$]

T_B teplota odvodu tepla [$^{\circ}\text{C}$]

Dále sem lze zahrnout Rankine – Clausiův parní cyklus, na jehož principu pracuje většina tepelných elektráren na fosilní paliva, Braytonův cyklus s plynovou turbínou a v neposlední řadě také paroplynové cykly (kombinace plynového a parního cyklu) a ORC oběhy, které využívají organických látek. [8]

3.1 Parní oběh

Také nazýván Rankine – Clausiův oběh. Jedná se v podstatě o nejpoužívanější a nejrozšířenější tepelný oběh v oblasti energetiky. Pracovní látkou v tomto cyklu bývá výhradně voda, a proto se také často označuje jako parní oběh (samozřejmě může být pracovní látkou i jiná látka). Jeho počátky používání sahají do doby, kdy se začaly rozvíjet parní stroje, tedy v 18. století se tento cyklus začal používat pro transformaci tepla v práci v parních strojích. Později se parní stroje používaly stále v menší míře, protože byly nahrazovány parními turbínami, avšak podstata oběhu zůstala stejná. [20], [21]



Obr. 14 Schéma základního Rankine – Clausiova cyklu a jeho zobrazení v T-s diagramu [22]

Expanzní turbína na zemní plyn

Napájecí čerpadlo (Pump) nám při přivedení práce w_{01} způsobuje zvýšení tlaku vody jdoucí do kotle (Boiler). V kotli, po přivedení tepla q_{12} ať už v podobě tepla ze spalování fosilních paliv nebo tepla odpadního, je tato voda ohřívána a mění své skupenství na páru. Nejprve se voda ohřívá na mez sytosti. V další fázi dochází k varu a následnému odpařování a ke vzniku parní směsi tedy syté páry. Tato sytá pára je ještě přehřívána, abychom dosáhli jejich požadovaných parametrů (p , T). [22]

Následně je tato přehřátá pára přivedena do turbíny, kde dochází k její expanzi. Ve statoru parní turbíny se přehřátá pára urychluje a poté v rotoru turbíny expanduje. Pokud je rotor turbíny napojen na generátor, tak je schopen konat práci w_{23} . [22]

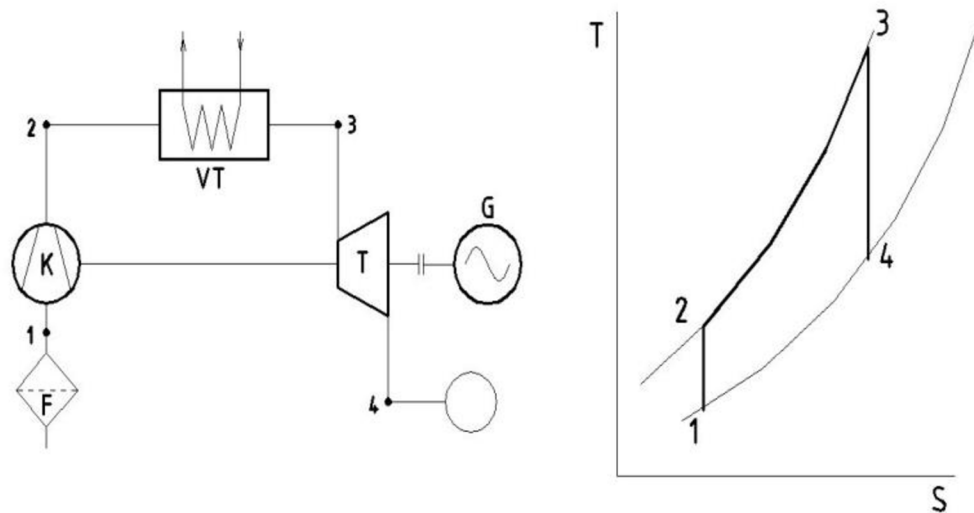
Pára odcházející z turbíny je odvedena buď do kondenzátoru (Condenser), kde tato pára kondenzuje, potom se jedná o kondenzační turbínu. Pokud je za turbínou nějaké zařízení, které výstupní páru ještě nějak využívá, hovoříme o protitlaké turbíně. Z kondenzátoru je pára ochlazována a tudíž je jí odebráno teplo l_{q30} . Toto teplo je odvedeno v podobě chladicí vody do chladících věží nebo může sloužit např. k vytápění. [22]

3.2 Plynový oběh

Také nazýván Braytonův cyklus. Existují v podstatě jen 2 jeho varianty, a to otevřený a uzavřený oběh. Plynový oběh lze zjednodušeně popsat následovně: do sání turbokompresoru je přiveden spalovací vzduch, ten je poté v turbokompresoru komprimován a následně přiveden do spalovací komory. Ve spalovací komoře se spalovací vzduch mísí s plynným palivem, což může být například zemní plyn. Tato směs je potom ve spalovací komoře zapálena a přivedena do turbínové části, kde dochází k expanzi v rotoru turbíny a energie směsi se transformuje na rotační pohyb lopatek turbíny, které pohání generátor. Turbokompresor a turbínová část bývají nejčastěji na jedné hřídeli a spolu s nimi je zde i generátor. [23], [24]

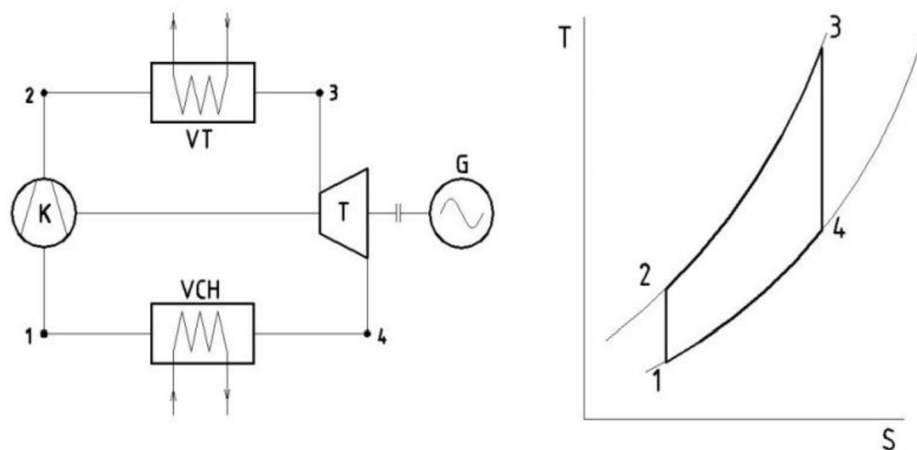
Protože v tomto oběhu nedochází ke změně skupenství pracovní látky, nemusí zde být zařazen kondenzátor na rozdíl od parního oběhu. U otevřeného oběhu se vyexpandované spaliny vypouští do okolí. [24]

Expanzní turbína na zemní plyn



Obr. 15 Základní schéma otevřeného Braytonova oběhu a jeho znázornění v $T-s$ diagramu. F – filtr, G – generátor, K – kompresor, VCH – chladičí výměník, VT – spalovací komora, T – turbína [24]

Uzavřený oběh se liší od otevřeného tím, že celým cyklem proudí čistý plyn (nikoliv spaliny), kterému je ze spalin předáváno teplo ve výměníku. Z turbíny je plyn zaveden do chladiče a poté zpět na sání do turbokompresoru a celý cyklus se opět opakuje.



Obr. 16 Základní schéma uzavřeného Braytonova oběhu a jeho znázornění v $T-s$ diagramu. G – generátor, K – kompresor, VCH – chladičí výměník, VT – spalovací komora, T – turbína [24]

Tyto oběhy jsou však realizovány s mnohými zařízeními, které mají za úkol zvýšit účinnost celého cyklu a některé parametry cyklu jako je např. komprese s mezichlazením nebo dělená expanze s meziohřevem. Zásadním rozdílem plynového cyklu oproti parnímu cyklu jsou jeho parametry. Zatímco zde jsou parametry pracovní látky 2 MPa a teplota 1000 – 1200 °C u parního cyklu jsou parametry 15 – 18 MPa a teplota 530 °C. Hlavními výhodami a nevýhodami uzavřeného a otevřeného cyklu s plynovou turbínou jsou:

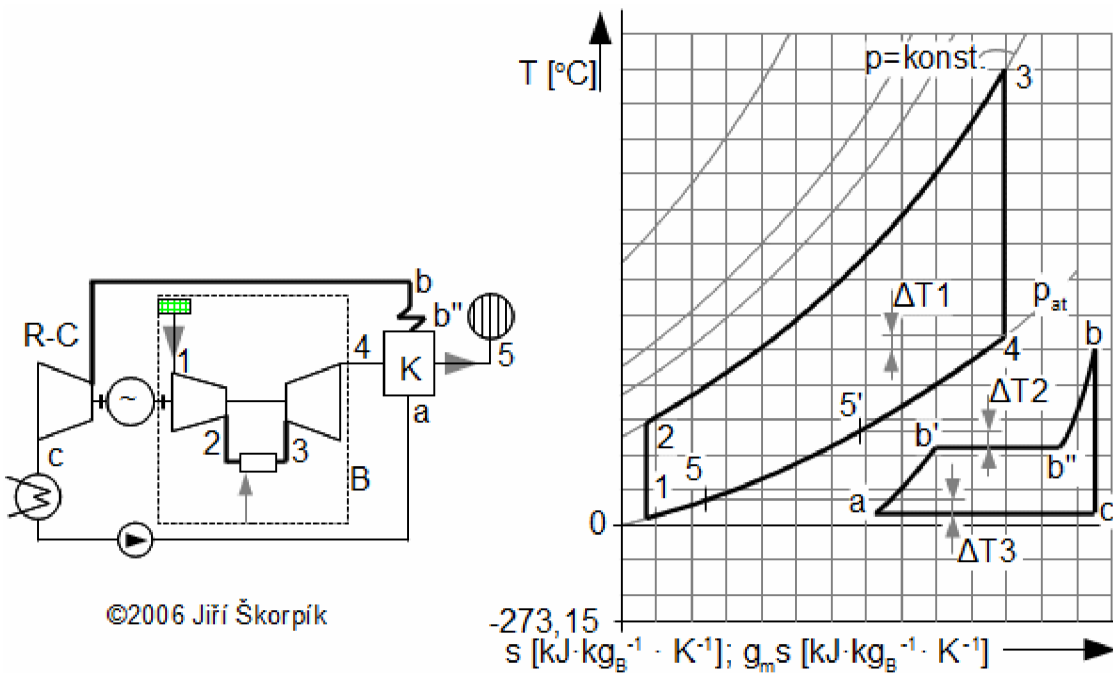
Expanzní turbína na zemní plyn

- nemusí být zajištěna dostatečná zásoba chladicí vody pro otevřený cyklus, avšak s odcházejícími spalinami nám uniká část nevyužité energie,
- na rozdíl u uzavřeného oběhu je nutný dostatek chladicí vody, ale toto teplo odvedené chladicí vodou lze ovšem ještě využít. Turbinová část není zatížena erozními účinky spalin. [24], [25]

3.3 Paroplynový oběh

Paroplynový cyklus vznikl spojením dvou cyklů předchozích a umožňuje vytvoření širší pracovní oblasti cyklu mezi vysokou teplotou na jedné straně a teplotou dostatečně nízkou na druhé straně a díky tomu je to těchto cyklu mnohem vyšší termická účinnost přesahující až 60 %. Hlavním myšlenkou je využití tepla odcházejícího z plynového oběhu a tímto teplem ohřívat pracovní látku tedy např. vodu ve spalínovém kotli. [25], [26]

Paroplynový cyklus lze rozdělit na jednotlakový a vícetlakový. U jednotlakového je největší nevýhodou to, že místo s nejmenším teplotním spádem na kotli (pinch point), určuje vztah mezi tlakem páry a teplotou na kterou lze vychladit nositele tepla, tedy spaliny. Pro dostatečné vychlazení spalin je nutné mít velmi nízký tlak páry, avšak nízký tlak páry vede k nízké účinnosti parního cyklu a je tím významnější, čím nižší je vstupní teplota nositele tepla. Tuto nevýhodu lze eliminovat u vícetlakového paroplynového cyklu. [26], [27]



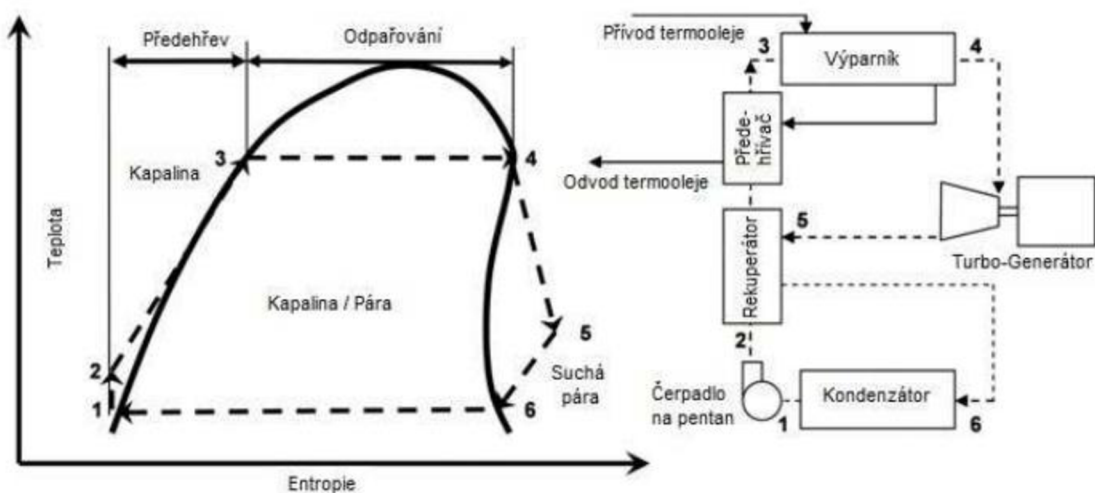
Obr. 17 Schéma jednotlakého paroplynového oběhu a jeho znázornění v T-s diagramu [25]

Vícetlakový paroplynový cyklus je však dražší a složitější než jednotlaké řešení, ale jeho vyšší cena musí být vyvážena vyšší účinností. Zvýšení účinnosti (v počtu několika procent) nastane právě při zvýšení počtu tlakových hladin z jedné na dvě. Další zvyšování tlakových hladin má velký význam především u centrál s vysokým výkonem, protože navýšení účinnosti není tak vysoké, ale u těchto celků to přináší značné úspory. [25], [26], [27]

3.4 ORC oběh

V podstatě se jedná o klasický parní cyklus, ale jako pracovní látka zde není voda, nýbrž látka organického původu například olej. Lze sem i zařadit určitý typ parního oběhu, kde pracovní látkou je směs vody a čpavku. Tento oběh se nazývá Kalinův. Kalinův oběh sice dosahuje lepšího vychlazení spalin při jednotlakovém uspořádání než parní oběh, ale celé zařízení je konstrukčně komplikované a nákladné. Hlavním omezením je vliv čpavku na lidský organismus, kdy při vdechování může docházet k poškozování plic nebo dokonce i smrti. Nevýhodou organických látek oproti vodě je vyšší cena, nižší výparné teplo, a také může obsahovat zdraví škodlivé látky jako je např. toluen. Vzhledem k tomu, že se pracovní látka odpařuje při nízkých teplotách, tak lze použít metody ohřevu jako je odpadní teplo, geotermální zdroje nebo i biomasy. Pracovní oběh je oddělen a tím se zabraňuje znečištění spalinami. [25], [28]

Práci Organického Rankinova cyklu lze vystihnout takto, do generátoru pracovní látky se přivede nízkopotenciální teplo, kde se odpaří například organický olej, který pohání turbínu a ta následně generátor. Za turbínou je regenerátor, kde se zbylé teplo z pracovní látky předává na předehřívání organické látky před vstupem do generátoru. Za regenerátorem následuje kondenzátor. V kondenzátoru se odebrává výparné teplo teplotního média a je předáváno vodě, která nachází další využití. Z kondenzátoru pokračuje organický olej přes regenerátor zpět do generátoru a tímto se celý cyklus uzavírá. [25], [28]



Obr. 18 T – s diagram a schéma ORC oběhu [29]

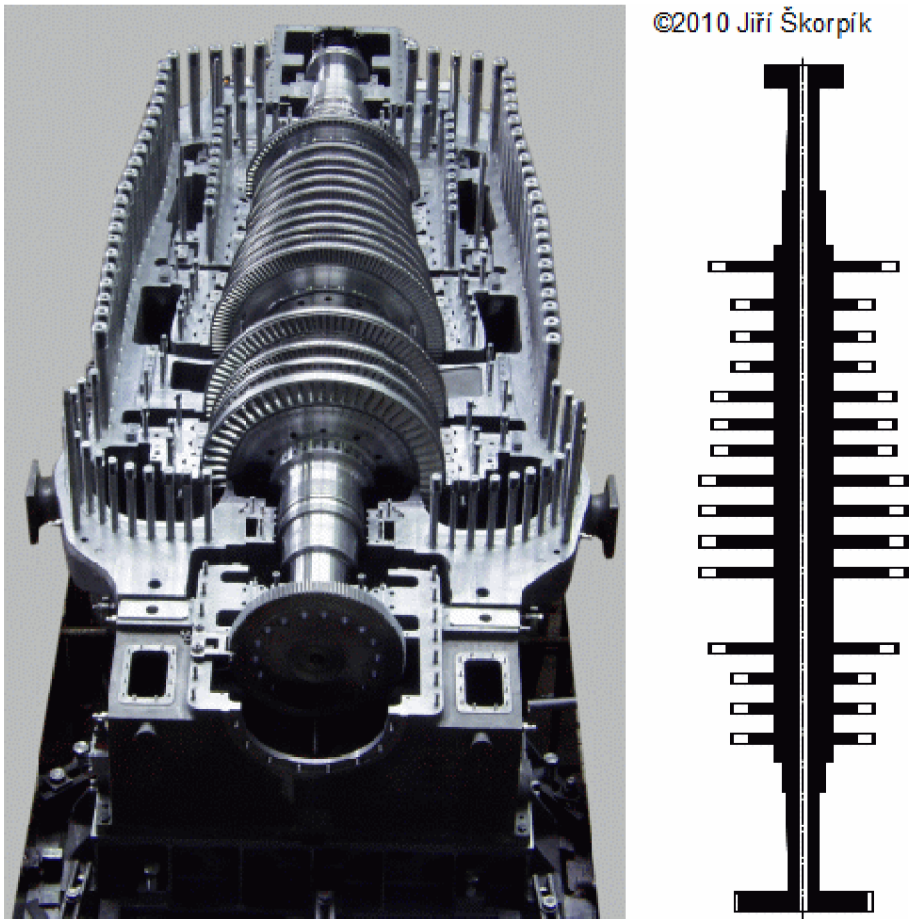
Hlavní výhodou ORC oběhu jak už bylo řečené je, že lze využívat nízkopotencionální zdroje tepla z důvodu termodynamických vlastností pracovního média. Vykazuje i při nízkých teplotách relativně dobrou účinnost. Pracovní médium nezpůsobuje korozi zařízení a přispívá i její odolnosti. Oběh má nižší tlaky, nižší teploty a nižší namáhání, z toho vyplývá vyšší životnost a nároky na používané materiály. Nevýhodou však je, že časem dochází k degradaci organické látky. Dalším nevýhodou je, že některé pracovní látky bývají jedovaté, hořlavé a nebezpečné pro životní. [28], [29]

4. Tepelné Turbíny

Turbína je mechanický rotační stroj, ve kterém probíhá transformace energie. Skládá se z jednoho nebo více oběžných kol, která jsou tvořena lopatkami umístěnými na společné hřídeli, mezi kterými probíhá pracovní látka (kapalina nebo plyn). Tepelná, tlaková a kinetická energie pracovní látky je v turbíně transformována na rotační pohyb hřídele. [30]

4.1 Parní turbíny

Parní turbína je rotační tepelný stroj, ve kterém pobíhá transformace tlakové a kinetické energie páry na energii mechanického rotačního pohybu hřídele osy stroje. Parní turbína byla vynalezena britským vynálezcem Sirem Charlesem Parsonsem v roce 1884. Tato turbína postupně vytlačovala spolu se spalovacím motorem ve dvacátém století tehdy dominantní parní stoj, který překonávala svou účinností. [31]



Obr. 19 Rotor parní turbíny s rovnotlakými stupni ve spodní části turbíny a jeho schématický řez [25]

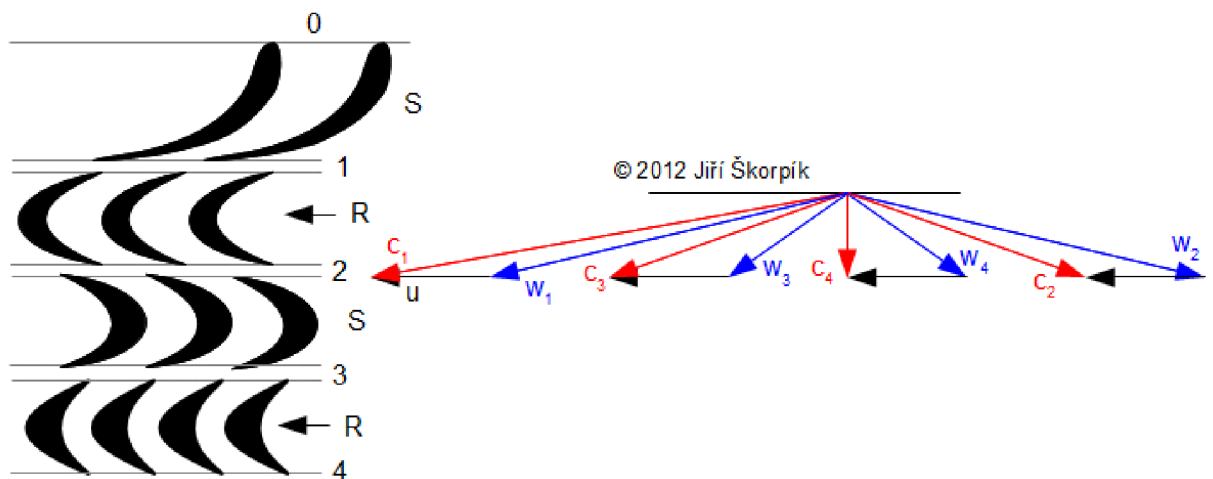
4.1.1 Konstrukce parních turbín

Parní turbína se skládá z nepohyblivých lopatkových kol, která jsou součástí statoru stroje a nazývají se rozváděcí. Tyto kola jsou umístěna v nosičích lopatek ve skříni parní turbíny. Pohyblivá kola jsou umístěna na hřídeli turbíny a nazývají se rotorová a spolu s hřídelí tvoří rotor. Turbína, která by měla jedno rozváděcí kolo a jedno oběžné kolo, by měla velmi malou

účinnost. Proto se parní turbíny konstruují převážně jako mnohastupňové. Jedno rozváděcí a oběžné kolo spolu tvoří stupeň parní turbíny. Podle stupně reakce lze konstruovat stupně akční (stejnotlakové) nebo reakční (přetlakové). [25], [32], [33], [34]

Parní turbíny jsou pro zvýšení účinnosti a zpracování co největšího spádu osazovány na prvním stupni regulačním lopatkováním. To může být tvořeno buď Curtisovým rychlostním stupni nebo A-kolem. [25], [32], [33], [34]

V Curtisově rychlostním stupni probíhá expanze pouze v rozváděcí lopatkové řadě a je zde zpracováván poměrně vysoký tepelný spád. Proto pracovní látka vystupuje z lopatkové řady velkou vysokou výstupní rychlostí c_1 . Kinetická energie proudu pracovní látky se pak postupně transformuje v mechanickou práci, která je přenášena na rotor ve dvou řadách oběžných lopatek, mezi nimiž se nachází vratná statorová řada. Tento Curtisův stupeň je také nazýván dvouvěncový Curtisův stupeň. Existuje i třívěncový Curtisův stupeň ve kterém probíhá transformace energie proudu pracovní látky na mechanickou energii ve třech řadách oběžných lopatek, mezi které jsou vloženy dvě řady vratných statorových lopatek. Třívěncové provedení však vykazuje velmi malé účinnosti. [25], [32], [33], [34]



Obr. 20 Válcový řez dvouvěncovým Curtisovým stupněm [35]

V případě regulačního stupně v podobě A-kola se jedná o stejnotlaký stupeň, který tvoří jedno oběžné kolo a vstupní dýzové kolo. A-kolo dosahuje vyšších účinností, než Curtisův stupeň, ale tepelný spád, který lze v něm zpracovat, je podstatně nižší. [25], [32], [33], [35]

4.1.2 Rotorové a Statorové lopatky

Rotorové lopatky patří z konstrukčního hlediska k nejnáročnějším částem parních turbín, ale i všeobecně turbín všech typů. Požaduje se po nich vysoká účinnost, provozní spolehlivost a dostatečně dlouhá životnost. Za provozu turbíny jsou vystaveny statickým a dynamickým silovým účinkům a jejich momentům, které vyvolávají složitá napětí, jako jsou například teplotní účinky, namáhání od odstředivých sil, erozivní a korozivní účinky pracovní látky, chemických a mechanických nečistot. Díky tomu vyžadují vysoce náročnou metalurgii,

výrobní a montážní technologii a speciální konstrukční materiály. Provozní poruchy rotorových lopatek mají převážně charakter havárií, jejichž oprava je velmi nákladná a vyžaduje nejčastěji otevření turbínové skříně. [32], [33], [34], [35]

Statorové lopatky vytvářejí u parních turbín statorovou lopatkovou mříž, ve které probíhá expanze pracovní látky. V mezilopatkových kanálech získává médium výstupní rychlost a směr, který odpovídá funkci pracovního stupně. Vratné statorové lopatky Curtisových stupňů vytvářejí kanály převážně ke změně směru proudu pracovního média. Ve statorových lopatkách kompresorů a turbokompresorů dochází ve statorových kanálech ke zpomalení proudu pracovního média a tím se zvyšuje tlak i teplota pracovní látky. [32], [33], [34], [35]

4.1.3 Ztráty parních turbín

Nyní se zaměřím jen na ztráty vznikající ve stupni axiálních turbín, protože tento typ turbín je nejpoužívanější v oblasti energetiky. Ztráty vztahující se k celému stupni lze rozdělit na:

- Ztráty ventilací (třením) disku oběžného kola, bandáže, bubnu ξ_v
- Ztráty parciálním ostřikem ξ_e
- Ztráty vnitřní netěsností ξ_n
- Ztráty vlhkostí páry ξ_x

Ztráty ventilací jsou způsobeny tím, že pracovní látka má v místě styku s pohyblivými částmi rychlost stejnou jako obvodová rychlost v příslušném místě a v místě dotyku se statorovými částmi má rychlost nulovou. V mezeře mezi rotorovými a statorovými částmi se proto mění rychlost pracovní látky z nulové hodnoty na hodnotu obvodové rychlosti. Díky tomu jsou v pracovní látce v různých místech různé velké rychlosti. Tento jev je příčinou tangenciálních sil mezi různými rychlostními vrstvami. Díky rozdílným obvodovým rychlostem vzniká dále v jednotlivých vrstvách odlišná odstředivá síla a ta je příčinou sekundárního proudění. [32], [33], [34], [36]

Ztráta parciálním ostřikem se objevuje u turbínových stupňů, kterými proudí malý objemový průtok páry, díky tomu mají velmi krátké lopatky. Ztráty takovýchto lopatkových řad jsou velmi vysoké, a proto se přívod pracovního média uspořádává jen po části obvodu – parciální ostřík, díky čemuž dochází k prodloužení lopatky. Parciální ostřík je ve velké míře typický pro regulační stupně parních turbín s dýzovou regulací. [32], [33], [34], [36]

Ztráta pracovní látky vnitřní netěsností je způsobena přisáváním pracovní látky do hlavního proudu páry. Díky tomu nám odchází část páry, která nekoná práci. [32], [33], [34], [36]

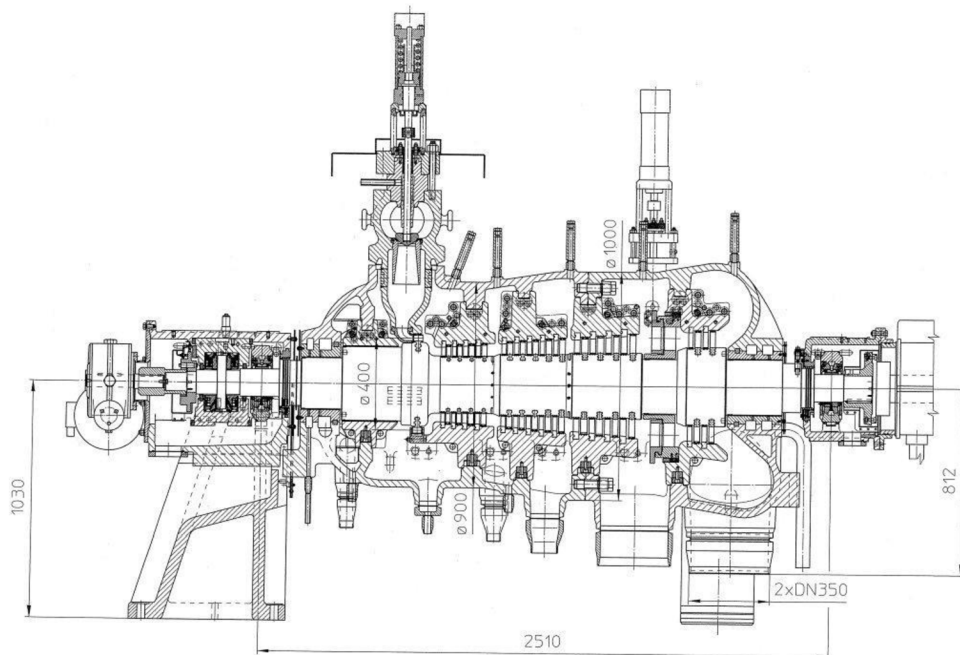
Ztráta vlhkostí páry u stupně turbíny vzniká při proudění vlhké páry lopatkovou mříží a je způsobena kondenzací kapiček vody. Tyto vzniklé kapičky vody mají však velmi silné erozní účinky. [32], [33], [34], [36]

4.1.4 Rozdělení parních turbín

Parní turbíny lze rozdělit podle toho, jestli je za turbínou kondenzátor (kondenzační turbína) nebo parní spotřebič (protitlaká). Dále lze tyto turbíny opatřovat průmyslovými nebo teplárenskými odběry. Pára z průmyslového odběru slouží k pohonu nějakého spotřebiče. Pára

Expanzní turbína na zemní plyn

z teplotního odběru páry slouží k teplotním účelům např. vytápění nebo ohřev vody. [32], [33]



Obr. 21 Válcový řez protitlakou parní turbínou PR10 - 7,3/0,5/0,23; Výrobce EKOL Brno s.r.o. [37]

Dále se u turbín zavádí přehřívání a regenerace. Tyto prvky zvyšují celkovou účinnost celého oběhu a v dnešní době jsou to nezbytné součásti každého oběhu s parní turbínou. [36]

Dále lze turbíny dělit dle otáček na pomaloběžné a rychloběžné. A samozřejmě také dle výkonu parní turbíny. [36]

4.2 Spalovací turbíny

Je tepelný stroj, ve kterém jsou pracovní látkou spaliny vzniklé spalováním paliva ve spalovací komoře. Palivo je spalováno pomocí stlačeného vzduchu, který byl předtím komprimován v turbokompresoru. Základními stavebními prvky spalovací turbíny jsou kompresorová část, spalovací komory a turbínová část. [32], [33], [38]

Princip činnosti je takový, že nejdříve je přes vstupní filtr nasáván spalovací vzduch. Tento vzduch je poté stlačen v kompresoru a pokračuje dále do spalovací komory. Ve spalovací komoře se přivádí palivo, které se mísí se spalovacím vzduchem. Poté je tato směs zažehnuta. Vzniklé spaliny jsou přivedené do turbínové části. V turbínové části tyto spaliny expandují a rotor spalovací turbíny koná práci. Vyexpandované spaliny se odvádí buď do komína, nebo mají nějaké jiné využití. [32], [33], [38]

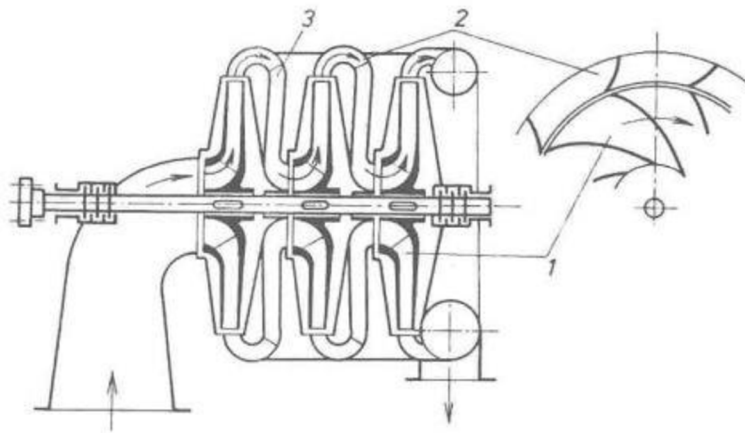
4.2.1 Kompresory spalovacích turbín

Kompresory spalovacích turbín lze rozdělit podle směru proudění komprimované látky na axiální a radiální. Pracují na principu urychlování plynu změnou pohybové energie v tlakovou

Expanzní turbína na zemní plyn

a tím se dosahuje zvyšování tlaku. V odvětví spalovacích turbín jsou nejpoužívanější axiální kompresory. [32], [33], [38]

- Radiální kompresory – Pracovní látka je v radiálních turbokompresorech stlačována převážně odstředivou silou. Pracovní látka proudí oběžnými koly zařazenými za sebou na rychle se otáčející hřídeli. Hybnost plynu je předávána pomocí lopatek oběžných kol. Hřídel kompresoru je poháněna elektromotorem nebo v našem případě spalovací turbínou a proto jsou tyto kompresory nazývány turbokompresory. Turbokompresor je tvořen několika stupni. Pro zvýšení stupně komprese se zařazují po několika stupních mezichladiče. Regulace axiálních kompresorů může být provedena pomocí škrtkové regulační klapky, která se uzavírá. [32], [33], [38]

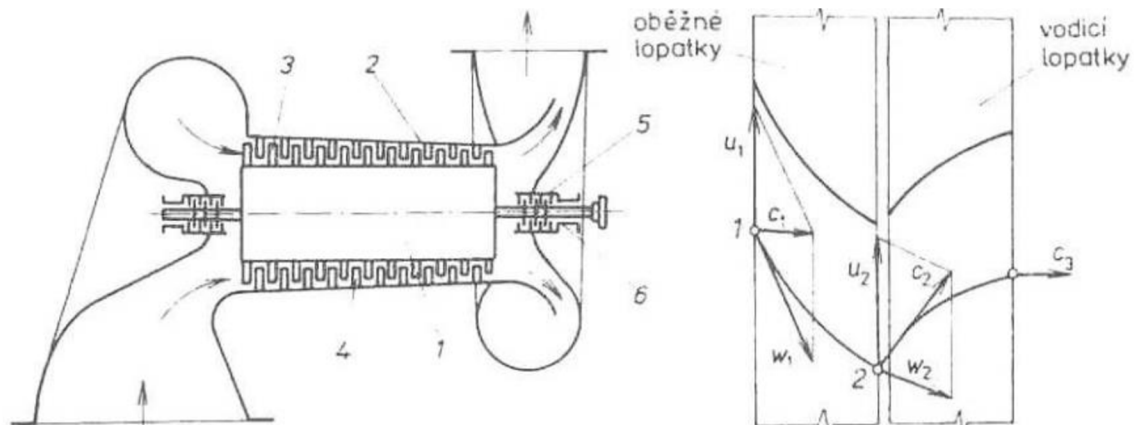


Obr. 22 Třístupňový radiální turbokompresor. 1 oběžné kolo, 2 převáděč, 3 vratný kanál [39]

- Axiální kompresory – Tento typ kompresorů je nejvhodnější pro vysoké výkonnosti. Realizuje se ve vysoké míře jako mnohastupňový. Proud pracovní látky se zrychluje v oběžných (rotorových) lopatkách a zpomaluje v lopatkách vodících (statorových). Jeden stupeň bývá tvořen jedním věncem oběžných lopatek s příslušnými statorovými lopatkami. [33], [38], [39]

Princip činnosti je následující: Nejprve pracovní látka vstupuje do lopatkového věnce rychlostí c_1 , poté rychlostí c_2 proudí na pevné vodící lopatce a rychlostí c_3 pokračuje k dalšímu pracovnímu stupni. V poměru, ve kterém se zmenšuje objem stlačené pracovní látky, tak se také zmenšuje i délka statorových i rotorových lopatek. [33], [38], [39]

Expanzní turbína na zemní plyn



Obr. 23 Axiální mnohastupňový kompresor a schéma rozkladu rychlostí pracovní látky v lopatkové mříži. 1 rotor, 2 stator, 3 oběžné lopatky, 4 vodící lopatky [38]

4.2.2 Turbínová část spalovací turbíny

Turbína spalovacího turbosoustrojí je v podstatě stroj stejný jako parní turbína, ale návrhové metody používané u obou typů se do značné míry odlišují. Je to dáno převážně historickým vývojem obou typů strojů a dále typem pracovního média s odlišnými parametry a pracovními podmínkami. [32], [33], [40]

Poměrně pozdní rozkvět spalovacích turbín umožnil nám využívat znalosti získané při konstrukci turbín parních a axiálních kompresorů. Na druhé straně však stáli vlastnosti pracovního média, které na rozdíl od vodní páry nemění v průběhu expanze svoji fyzikální fázi a díky tomu lze lépe uplatňovat princip podobnosti. [32], [33], [40]

Základní parametry spalovacích turbín však posunují problematiku turbínového lopatkování do oblasti posledních stupňů parních turbín, avšak výstupní teploty zde nebývají o mnoho nižší než u turbín parních. Na rozdíl od parních turbín, kde poměr měrných objemu na výstupu a vstupu do lopatkování bývá 100 až 1000, zde roste poměr měrných objemů v průběhu expanze ve spalovací turbíně průměrně jen 3 až 9 krát. To nám říká, že nenastane tak velký rozdíl v délce vstupní a výstupní lopatky jak tomu je u turbín parních. Díky tomu už i první stupně bývají navrhovány podrobně s uvážením prostorového proudění. Proto rozdělení lopatkování jako u turbín parních na akční a reakční zde ztrácí smysl. [32], [33], [40]

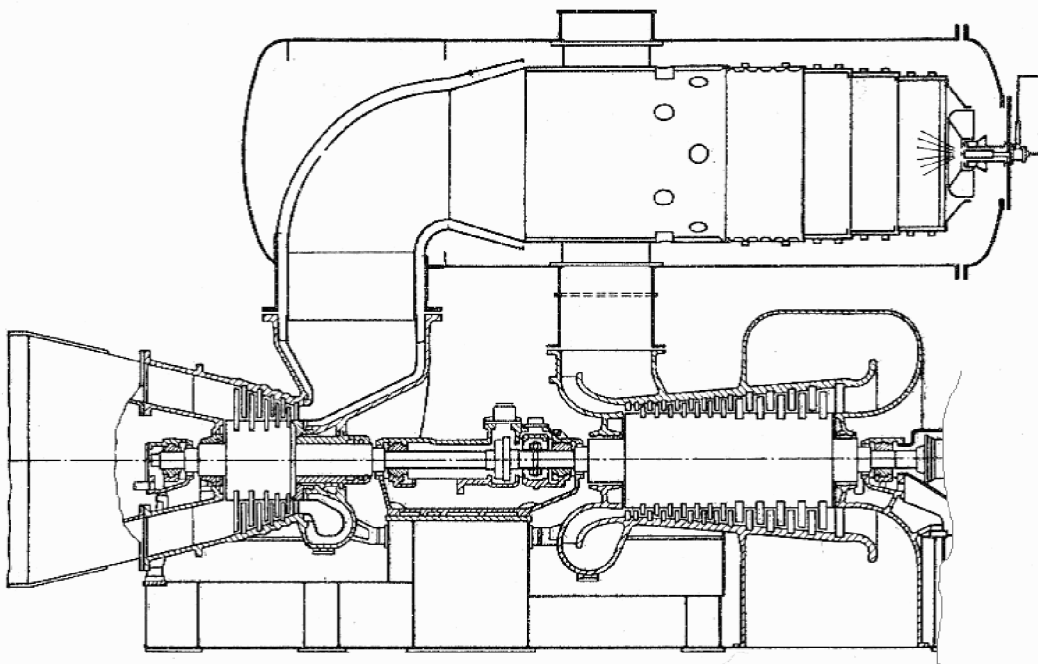
Z hlediska konstrukčního je nejdůležitějším prvkem návrhu způsob chlazení. Díky vysokým objemovým průtokům jsou vyžadována prostorově objemná hrdla. Turbínová část je navrhována za dosažením co nejvyšší účinnosti. [32], [33], [40]

4.2.3 Spalovací komory

Ve spalovacích komorách probíhá nejen samostatné spalování ale také mísení stlačeného vzduchu z kompresorové části spalovací turbíny a paliva. Konstrukce a velikost spalovací komory je ovlivňována tím, jestli dané spalování probíhá kineticky nebo difúzně. V případě difúzního spalování jsou komory obrovské (nejčastěji i větší než samotné soustrojí s turbokompresorem a turbínou), protože kyslík a palivo se promíchávají pomalu pomocí

Expanzní turbína na zemní plyn

vzájemné (difúze) vzduchu a paliva až během hoření. Na rozdíl spalovací komory s kinetickým spalováním jsou mnohem menší, neboť palivo se promíchává s požadovaným množstvím stlačeného vzduchu ve směšovací komoře (kde dochází k aktivnímu promíchávání vzduchu a paliva) spalovací komory, což výrazně zkracuje dobu hoření. Charakteristickými vlastnostmi spalovacích komor je rychlost proudění pracovní látky skrz komoru a výkonové zatížení. [40], [41]



Obr. 24 Příklad samostatné spalovací komory umístěné mimo soustrojí [42]

4.2.4 Paliva spalovacích turbín

Paliva spalovacích turbín lze rozdělit dle skupenství na kapalná, plynná a pevná.

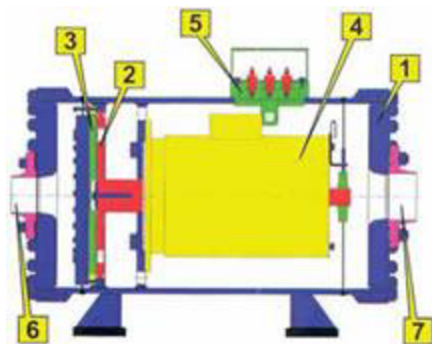
- Kapalná – kapalná paliva se získávají ve velké míře ze zemního oleje, což je například ropa, nebo hydrogenačními pochody z kamenouhelného nebo hnědouhelného dehtu. Lze spalovat i surovou ropu, která po řádně vyčištění a vyfiltrování je snadno spalitelná. [40], [41], [42]
- Plynná – jsou nejvhodnější pro spalovací turbíny, ale jejich využití se omezuje kvůli jejich vysoké dopravní ceně převážně mimo místa jejich výskytu. Dle výhřevnosti je dělíme na vysokokalorická a nízkokalorická. Do první skupiny můžeme zařadit zemní plyn, který je nejdostupnějším palivem pro spalovací turbíny. Nejčastěji se vyskytuje v naftových ložiskách, ale i samostatně. [40], [41], [42]
- Pevná – používání tuhých paliv ve spalovacích turbínách by značně rozšířilo jejich oblast použití. Díky tomu by se spalovací turbíny mohli použít v oblastech, kde to dosud nebylo možné. Ale díky problematickému použití tuhých paliv se dnes tento typ paliva ve spalovacích turbínách nepoužívá, a to z důvodů vysokého zanášení a problémům s nánosy a erozí lopatek. [40], [41], [42]

4.2.5 Oblasti použití spalovacích turbín

Spalovací turbíny mají široké oblasti použití ať už jako pohon generátoru nebo pohon různých strojů jako jsou např. kompresory. V dnešní době se tyto turbíny uplatňují také v konstrukci paroplynových zařízení, která se vyznačují především vysokou účinností. Dále se tyto turbíny využívají v teplárenství, kdy lze výstupní spaliny používat k ohřevu dalších pracovních látek. Spalovací turbíny našly i uplatnění v provozech, kde se v hojné míře vyskytuje vysokopeční plyn, který je možné také v těchto turbínách spalovat. [40]

4.3 Expanzní turbíny na zemní plyn

Expanzní turbíny jsou jedny z nejmladších typů turbín. Velký rozmach zažívají až v této době, kdy se neustále snižují zásoby fosilních paliv a lidé se snaží využít každou možnost výroby elektrické energie. [43]



Obr. 25 Řez axiální expanzní turbínou na ZP TRex 370, 1-stator turbíny, 2-oběžné kolo, 3-rozváděcí dýzy, 4-generátor, 5-průchodky vyvedení el. proudu, 6-vstup plynu, 7-výstup plynu; výrobce G-Team Dobřany [43]

V redukčních a předávacích stanicích se dříve ve velké míře používali k redukci tlaku zemního škrtící ventily. Hlavním rozdílem oproti expanzním turbínám je to, že škrtící ventil nekoná práci tzn. energie, která je nesena v zemním plynu ať už v podobě tlaku nebo kinetické energie je zmařena. Expanze ve škrtícím ventilu probíhá izoentropicky ($dS=0$). Naproti tomu expanze v expanzní turbíně pobíhá „ideálně“ adiabaticky ($dQ=0$). [44]

Expanzní turbína je tedy schopna využít energii (tlakovou, kinetickou) zemního plynu při jeho redukci a pokud je její rotor napojen na alternátor (generátor), tak nám umožňuje vyrábět elektrickou energii. Tím lze získat zpět část energie, která byla využita na kompresi plynu v kompresních stanicích a potom v regulačních a předávacích stanicích zmařena bez užitku. [44]

4.3.1 Joule – Thompsonův efekt

Joule- Thompsonův efekt lze charakterizovat tak, že je to expanze reálného plynu škrtící překážkou. Při expanzi reálného plynu překážkou (ventilem, lopatkování turbíny) se teplota plynu mění jako důsledek konání vnitřní práce plynu. Podíl teploty ΔT plynu, který přísluší změně tlaku Δp při konstantní entalpii h , se nazývá Joule – Thompsonův koeficient:

$$\mu = \left(\frac{\Delta T}{\Delta p} \right)_h [-] \quad (4.1)$$

Kde ΔT rozdíl teploty na vstupu a výstupu expanze [-]

Δp rozdíl tlaku na vstupu a výstupu expanze [-]

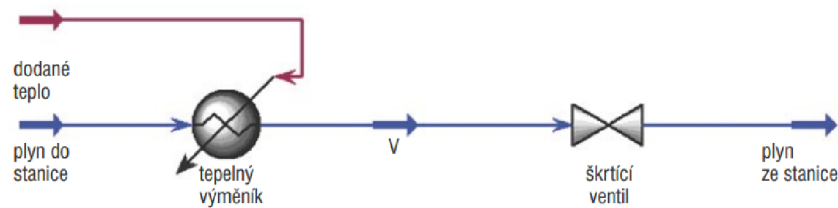
Expanzní turbína na zemní plyn

Tento koeficient je závislý na teplotě a tlaku, u kterého nastává adiabatická expanze. Může dosahovat buď kladných, nebo záporných hodnot, tj. plyn se buď při expanzi ochlazuje ($\Delta p < 0$, $\Delta T < 0$), nebo otepluje ($\Delta p < 0$, $\Delta T > 0$). [45], [46]

Teplota plynu, při které je $\Delta T / \Delta p = 0$, je teplota inverze což je teplota, která se při expanzi plynu nemění. Plyny mají obvykle dvě teploty inverze – vyšší a nižší. Plyn se při expanzi ohřívá jen, když je teplota plynu vyšší než teplota inverze, nebo jen při teplotě nižší, než je nižší teplota inverze, jinak se plyn ochlazuje. [45], [46]

Za normálních podmínek mají reálné plyny s výjimkou vodíku, helia a neonu Joule – Thompsonův koeficient kladný, to znamená, že se plyny při expanzi ochlazují. Ovšem za dostatečně nízkých teplot toto platí pro všechny plyny. Joule – Thompsonův jev však zanedbává mezimolekulární síly. [45], [46]

Expanze při Joule – Thompsonově efektu je ve své podstatě adiabatická ($dQ=0$). Žádná vnější mechanická práce není plynem konána, přesto se však mění vnitřní energie plynu U . A proto je konána vnitřní práce, kterou konají mezimolekulární síly a díky tomu, že se mění i vnitřní energie, dochází ke změně teploty. Z Joule – Thompsonova koeficientu lze přímo zjistit vnitřní tlak plynu. [45], [46]



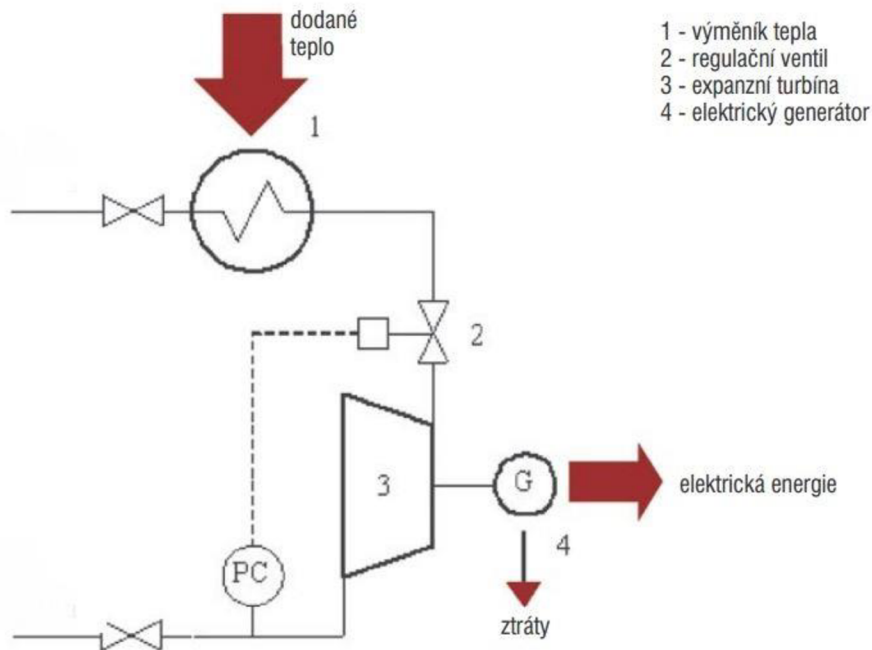
Obr. 26 Schéma modelu škrcení plynu [44]

Vzhledem k tomu, že při expanzi zemního plynu dochází k většímu poklesu teploty, než při samotném škrcení, je nutné po zabránění poklesu teploty expandovaného zemního plynu provádět přehřátí (nebo rozdělit expanzi na několik stupňů a mezi nimi zavést přehřev před každým expanzním stupněm). Teplo potřebné k ohřátí plynu před expanzí se nazývá Joule – Thompsonovo teplo. Teplota zemního plynu klesá podle Joule – Thompsonova jevu přibližně o 4 K/1 MPa. Díky tomu se může stát, že bude docházet ke kondenzaci nebo zamrzaní a díky tomu je nutné plyn před snižováním tlaku přehřívát. [45], [46]

Expanzní turbína na zemní plyn

4.3.2 Konstrukce expanzní turbíny

Expanzní turbíny se nejčastěji konstruují jako rychloběžné stroje (10 000 až 25 000 ot/min) nebo také jako pomaloběžné stroje (3000 ot/min) s výkony od stovek kW až do 10 MW. Jsou to stroje malé a kompaktní a bývají spojené zpravidla v jeden celek s elektrickým alternátorem. Průtočná část expanzní turbíny může být řešena buď s radiálními dostředivými oběžnými koly pro malé výkony, nebo jako axiální typ (podobně jak je tomu u parních turbín) pro vyšší výkony. [7], [44], [47]



Obr. 27 Schéma modelu redukce tlaku zemního plynu expanzní turbínou [44]

Otáčky expanzních turbín mohou dosahovat velmi vysokých otáček. Díky tomu se u nich snažíme snižovat mechanické ztráty. To vedlo k vývoji expanzních turbín s magnetickými ložisky. U expanzních turbín se při transformaci mechanické energie používají dvě odlišné koncepce. V prvním případě se za turbínu zařadí převodovka, která redukuje otáčky na 3000 ot/min a v asynchronním generátoru se vyrábí proud s konstantní síťovou frekvencí 50 Hz. Jako druhý případ je generátor umístěn na stejné hřídeli spolu s expanzními koly, a díky tomu převodovku není nutné použít. Vyráběný vysokofrekvenční proud se nejprve v měnič frekvence (konvertoru) usměrní a potom rozkouskuje na 50 Hz. Toto konstrukční řešení má proti předchozímu případu měnitelné otáčky, odpadají ztráty v převodovce (tyto ztráty jsou víceméně konstantní, ale při nižších výkonech jsou vyšší), ale nevýhodou tohoto řešení je, že frekvenční měnič je zařízení drahé a těžké. [7], [44], [47]

Jednostupňové expanzní turbíny se používají až od poměru vstupního a výstupního tlaku plynu přibližně 5:1. Při vyšších redukčních poměrech začíná klesat izoentropická účinnost turbíny a zvyšují se nároky na teplotní předehřívání média. Proto se v tomto případě používají dvě sériově řazené turbíny, které se konstruují jako jeden celek s elektrickým generátorem. Nejdřív vysokotlaký plyn před vstupem do turbíny protéká tělesem generátoru (radiální

Expanzní turbína na zemní plyn

turbíny), které ochlazuje a poté expanduje v turbíně. Ta rozbíhá generátor, jehož otáčky jsou závislé na tlaku a průtoku plynu turbínou. [7], [44], [47]

Regulace expanzní turbíny může být řešena způsoby stejnými nebo podobnými, které se používají u parních turbín. A to například natáčecími statorovými lopatkami v případě radiálních turbíny, nebo obtokem (bypass) či zařazením škrtkové armatury na vstupu u turbín axiálních. [7], [44], [47]



Obr. 28 Expanzní turbína S2M 300 kW s magnetickými ložisky [7]

Velmi důležité při návrhu expanzních turbín je správné posouzení a pochopení technologie, což spočívá především ve správném posouzení tlakových poměrů, zhodnocení průtoku plynu předávaného v nočním a denním provozu a zajištění ohřevu plynu před expanzí. Avšak nejdůležitějším prvkem návrhu je účelné technické a ekonomické posouzení uplatnění expanzních strojů dostatečný tlakový spád. [7], [44], [47]

Odpadní teplo v systémech expanzní turbíny je vždy rektorováno, tzn. využíváno k ohřevu zemního plynu a v podstatě k výrobě elektrického proudu. Expanzní turbíny jsou vybaveny olejovými výměníky, ve kterých se plynu předává teplo z mechanických ztrát v ložiskách nebo v převodovce. Generátor bývá zapouzdřen a chlazen pod tlakem zemního plynu vstupujícího do turbíny. Teplo, které vzniká ve frekvenčním měniči, se také rekuperuje. [7], [44], [47]

5. Návrh expanzní turbíny na zemní plyn

Pro výpočet termodynamických vlastností zemního plynu jsem použil software HTBasic a v něm napsaný program na výpočet termodynamických vlastností směsi plynu EKOL Brno s.r.o. [48]

Pro ostatní body byl výpočet realizován v tabulkovém prostředí programu MS Excel 2010, kde lze všechny vztahy vzájemně propojit. Díky tomu lze odhadnuté hodnoty na začátku výpočtu neustále zpřesňovat a optimalizovat, aby byla chyba výpočtu minimální. Některé hodnoty bylo nutné počítat až na 4 desetinná místa protože je u nich vyžadována velmi vysoká přesnost. Tato vysoká přesnost je velmi vyžadována u chemicko – fyzikálních výpočtů jako je Stanovení minimální teploty ZP po expanzi v turbíně zamezující tvorbu hydrátů a pro termodynamický výpočet hlavních rozměrů turbíny.

Hlavní rozměry turbíny byly počítány s přesností 0,1 mm. Díky tomu lze docílit minimální chyby ve výpočtu. Podélný návrhový řez expanzní turbínou byl zpracován v grafickém programu Autodesk AutoCAD 2007, protože tento program umožňuje velmi snadné, rychlé a intuitivní kreslení.

5.1 Termodynamické vlastnosti zemního plynu

Jak už bylo řečeno výše, na výpočet byl použit software HTBasic s programem pro výpočet expanze zemního plynu. Tento program umožňuje zvolit dvě možnosti vstupů a to:

- Typ 1 = $f(P_1, T_1, P_2, E_{\text{taiz}})$ – tento typ výpočtu je vhodný především, pokud je neznámou teplota po expanzi plynu (směsi plynů). Jako vstupní hodnoty se uvádějí tlak plynu (směsi plynů) před expanzí (P_1), dále teplota plynu (směsi plynů) před expanzí (T_1), potom tlak plynu (směsi plynů) po expanzi (P_2) a nakonec isoentropická účinnost expanze (E_{taiz}).
- Typ 2 = $f(P_1, T_1, P_2, T_2)$ – tento typ výpočtu je vhodný, pokud je neznámou účinnost expanze plynu (směsi plynů). Jako vstupní hodnoty se uvádějí tlak plynu (směsi plynů) před expanzí (P_1), dále teplota plynu (směsi plynů) před expanzí (T_1), potom tlak plynu (směsi plynů) po expanzi (P_2) a nakonec isoentropická účinnost expanze (E_{taiz}).

Expanzní turbína na zemní plyn

Tento program počítá termodynamické vlastnosti plynu pomocí stavové rovnice. Tato stavová rovnice umožňuje výpočet jak pro jednotlivou složku zemního plynu, tak pro směs plynu a jako stavová rovnice je použita rovnice BWR (Benedic – Webb – Rubin), kterou lze zapsat ve tvaru:

$$\frac{p \cdot v_m}{R \cdot T} = 1 + \frac{B_0}{v_m} - \frac{A_0}{v_m \cdot R \cdot T} - \frac{C_0}{v_m \cdot R \cdot T^3} + \frac{b}{v_m^2} - \frac{a}{v_m^2 \cdot R \cdot T} + \frac{\alpha \cdot a}{v_m^5 \cdot R \cdot T} + \frac{c}{v_m^2 \cdot R \cdot T^3} \cdot \left(1 + \frac{\gamma}{v_m^2}\right) \exp\left(-\frac{\gamma}{v_m^2}\right) \quad (5.1)$$

Kde	p	tlak [Pa]
	v_m	molární objem [$\text{m}^3 \cdot \text{mol}^{-1}$]
	R	plynová konstanta [$\text{J} \cdot \text{K} \cdot \text{mol}^{-1}$]
	T	teplota [K]
	$A_0, B_0, C_0, a, b, c, \alpha, \gamma$	konstanty stavové rovnice [-]

Po několika matematických úpravách a nahrazení plynové konstanty R univerzální plynovou konstantou R_{ISO} lze vypočítat nové konstanty stavové rovnice. Tento program také umožňuje vypočítat také izobarickou měrnou tepelnou kapacitu zemního plynu, která se počítá pomocí exponenciální rovnice, při předpokládané závislosti měrné tepelné kapacity pouze na teplotě ($c_p = c_p(T)$). Dále je nutné spočítat entalpii složek zemního plynu na úrovni ideálního plynu pomocí integrace její definiční rovnice. Ovšem potom je nutné tuto rovnici převést do reálného tvaru a dosazení do stavové rovnice a určit reálnou entalpii zemního plynu. Entropie zemního plynu se počítá analogicky. Nejprve se určí podle definičních rovnic ideální entalpie složek zemního plynu a poté se opět pomocí stavové rovnice určí skutečná entropie zemního plynu. [3], [48]

Expanzní turbína na zemní plyn

Zadání mi poskytla firma EKOL Brno. Na tyto parametry má být navrhnutá expanzní turbína na zemní plyn pro pohon turbogenerátoru v kompresní stanici v Uzbekistánu. Vstupní parametry expanzní turbíny jsou následující:

Tab. 2 Parametry zemního plynu na vstupu do turbíny a výstupu z turbíny

Tlak ZP na vstupu do turbíny	P_1	25	bar
Teplota ZP na vstupu do turbíny	T_1	39,81	°C
Tlak ZP na výstupu do turbíny	P_2	13,9	bar
Teplota ZP na výstupu do turbíny	T_2	-	°C
Izoentropická účinnost expanzní turbíny (zvolena)	E_{taiz}	0,81	-
Objemový průtok plynu při 20 °C, 1,101325 bara	V_n	16,64	Milion m ³ /den

Dále je známé chemické složení zemního plynu, které se v dané oblasti stavby expanzní turbíny vyskytuje:

Tab. 3 Složení zemního plynu a podíl jednotlivých komponent směsi plynu v objemových procentech

Složka zemního plynu	Objemový podíl složky ZP
-	%
METAN	93,49
ETAN	3,22
PROPAN	0,67
BUTAN	0,14
PENTAN	0,04
HEXAN	0,00
ISOBUTAN	0,10
ISOPENTAN	0,05
DUSÍK	0,47
OXID UHLIČITÝ	1,72
Součet	99,90

Expanzní turbína na zemní plyn

Výstupní hodnoty po provedení výpočtu v programu pro expanzi zemního plynu jsou uvedeny ve třech následujících tabulkách:

Tab. 4 Chemikálně - fyzikální parametry zemního plynu

Molekulární hmotnost	M	17,3551	kg.kmol ⁻¹
Plynová konstanta	R	479,072	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Měrná hmotnost při 20 °C, 101 325 Pa	ρ	0,77431	kg.N ⁻¹ .m ⁻³
Měrná hmotnost při 0 °C, 101 325 Pa	ρ	0,72148	kg.N ⁻¹ .m ⁻³

Tab. 5 Termofyzikální parametry ZP před a po expanzi v turbíně

Stavy ZP	Teplota ZP	Tlak ZP	Měrný objem ZP	Měrná tepelná kapacita ZP		Entalpie ZP	Entropie ZP
-	T	P	V	(Cp)i	Cp	H	S
-	°C	bar	m ³ .kg ⁻¹	kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹	kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹	kJ.kg ⁻¹	kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹
1	39,81	25,00	0,0575	2,1342	2,2828	-4621,78	1,123
2_{iz}	-0,88	13,90	0,0903	2,0539	2,1791	-4700,69	0,998
2	6,00	13,90	0,0929	2,0653	2,1804	-4685,70	1,021

Tab. 6 Základní termodynamické a výkonové parametry expanzní turbíny

Izoentropický spád	H _{iz}	78,91	kJ.kg ⁻¹
Skutečný spád	H	63,92	kJ.kg ⁻¹
Hmotnostní průtok ZP	M _{gas}	138,98	kg.s ⁻¹
Expanzní poměr	P ₁ /P ₂	1,799	-
Průtokové číslo	M _{gas} *SQR(T1)/P1	98,35	(kg.s ⁻¹)*SQR(K).bara ⁻¹
Vnitřní výkon expanzní turbíny	Pi	8883	kW
Švorkový výkon	Psv	8318	kW

5.2 Stanovení minimální teploty ZP po expanzi v turbíně zamezující tvorbu hydrátů

Hlavním problémem této části je stanovit minimální teplotu zemního plynu po expanzi, při které nebude docházet k tvorbě hydrátů. Více o hydrátech v kapitole Hydráty zemního plynu. Základním problémem tvorby hydrátů je to, že při stále se zvětšujícím jejich objemu může docházet ke snižování průřezu výstupního hrdla turbíny a v kritickém případě až k jeho ucpání.

Vzhledem k tomu, že není možnost určit rosný bod zemního plynu experimentální metodou, tak byla zvolena metoda založená na výpočtu pomocí empirických vztahů (viz. Hydráty

Expanzní turbína na zemní plyn

zemního plynu). Pro určení teploty rosného bodu ZP je nutné znát složení zemního plynu (Tab. 3).

Vzhledem k tomu, že expanze zemního plynu je v malém teplotním rozsahu a neprobíhá do tak nízkých teplot, lze tuto expanzi považovat za ideální a tudíž je možné zanedbat Joule – Thompsonův efekt.

Výpočet rosného bodu byl realizován dle odkazů na tyto zdroje [19], [49], [50], [51].

Dále je nutné určit tlak nasycených par pro čistou látku složky zemního plynu P_i^0 . Tento tlak každé komponenty zemního plynu lze vypočítat pomocí Antoineovy rovnice:

$$\log P_i^0 = A - \frac{B}{C + t} \quad (5.2)$$

Kde	$\log P_i^0$	logaritmus tlaku nasycených par čistého plynu [torr]
	A, B, C	konstanty Antoineovy rovnice [-]
	t	teplota plynu [°C]

Konstanty A, B, C jsou konstanty, které jsou specifické pro jednotlivé čisté složky směsi zemního plynu. Jsou platné pouze v určitém rozsahu teplot. Vzhledem k tomu, že je velmi komplikované jejich určení (experimentálně) pro jiný interval, tak jejich teplotní závislost pro tento výpočet zanedbáme.

Konstanty A, B, C byly brány z [51], [52].

Tlak par homogenní směsi je však funkcí teploty a složení. V plynné fázi se každá složka plynu podílí svým parciálním tlakem p_i , na celkovém tlaku směsi plynů o tlaku p. a platí Daltonův zákon:

$$p = \sum p_i \quad (5.3)$$

Dále platí Raoltův zákon:

$$p_i = z_i \cdot p_i^0 \quad (5.4)$$

Expanzní turbína na zemní plyn

Sloučením Daltonova a Raoultova zákona se získá níže uvedený vztah:

$$p_i = y_i \cdot P = z_i \cdot p_i^0 \quad (5.5)$$

Kde	P	celkový tlak směsi plynu [Pa]
	p_i	parciální tlak složky směsi [Pa]
	p_i^0	tlak par čisté látky [Pa]
	y_i	molární zlomek složky i v plynné fázi [-]
	z_i	molární zlomek složky i v tuhé fázi [-]

A jako poslední vztah, který nám určuje, zda hydráty vznikají či nikoliv je konstanta fázové přeměny tedy vzorec, který stanovil Wilcox, Carson a Katz, viz. vzorec (2.5) a (2.6).

Nejprve je nutné určit konstanty A, B, C Antoinovy rovnice. Tyto konstanty lze snadno získat z chemicko – fyzikálních tabulek:

Tab. 7 Konstanty Antoinovy rovnice pro jednotlivé složky plynu

Složka zemního plynu	A	B	C
METAN	5,82051	405,42	267,78
ETAN	5,95942	663,7	256,47
PROPAN	5,92888	803,81	246,99
BUTAN	5,93386	935,86	238,73
PENTAN	5,98799	1070,14	232,67
HEXAN	0	0	0
ISOBUTAN	6,91048	946,35	246,68
ISOPENTAN	6,83315	1040,73	235,45
DUSÍK	5,487703	266,74	227,62
OXID UHLIČITÝ	7,8101	987,44	290,9

Vzhledem k tomu, že by byl pro každou složku směsi plynu výpočet stejný, tak postačuje uvést výpočet pouze pro jednu složku směsi. Další složky by se počítaly analogicky. Proto si zvolím pouze jednu složku pro, kterou výpočet vzorově ukážu a volím tedy například METAN.

Expanzní turbína na zemní plyn

Nejprve určíme pomocí Antoineovy rovnice tlak nasycených par čistého metanu pro teplotu na výstupu z turbíny. Teplota na výstupu z turbíny je zvolena $t_2 = 6^\circ\text{C}$:

$$\log P_i^0 = A - \frac{B}{C + t} = 5,82051 - \frac{405,42}{267,78 + 6} = 4,3397 \quad [-] \quad (5.6)$$

Po odlogaritmování dostaneme:

$$\log P_i^0 = 4,3397 \Rightarrow P_i^0 = 10^{4,3397} = 21861 \text{ torr} \quad (5.7)$$

Dále převedeme torry na pascaly, a platí, že 1 torr (mmHg) = 133,3 Pa, případně na MPa:

$$21861 \text{ torr} = 2914069,5 \text{ Pa} = 2,9141 \text{ MPa} \quad (5.8)$$

Nyní je nutné určit parciální tlak metanu ve směsi zemního plynu na výstupu z turbíny, tedy ve stavu 2:

$$p_i = y_i \cdot P_2 = 0,9349 \cdot 2,9141 = 1,2995 \text{ MPa} \quad (5.9)$$

Pokud teď známe parciální tlak metanu ve směsi zemního plynu, tak můžeme určit molární zlomek metanu v kapalně fázi směsi zemního plynu:

$$z_i = \frac{p_i}{P_i^0} = \frac{1,2995}{2,9141} = 0,4459 \quad [-] \quad (5.10)$$

Dále ještě zbývá určit konstantu fázové rovnováhy metanu:

$$K_i = \frac{y_i}{z_i} = \frac{0,9349}{0,4459} = 2,0965 \quad [-] \quad (5.11)$$

Jak už bylo řečeno výše, výpočet pro ostatní složky směsi zemního plynu probíhá analogicky viz. Tab. 8.

Tab. 8 Výstupní tabulka vymezení tvorby hydrátů ve vícesložkové směsi

Jednotlivé složky zemního plynu	Složení v objemových procentech	Konstanty Antoineovy rovnice			$\log_{10} P_i^0$	Tlak nasycených par čisté složky ZP	Přepočet z torrů na pascaly 1 torr (mmHg) = 133,3 Pa	Tlak nasycených par čisté složky ZP	Parciální tlak složky směsi	Molární zlomek složky i v kapalně fázi	Konstanta fázové rovnováhy
	y_i	A	B	C							
	%	[-]			[-]	torr	Pa	MPa	MPa	[-]	[-]
METAN	93,49	5,82051	405,42	267,78	4,33967	21861	2914069,5	2,9141	1,2995	0,4459	2,0965
ETAN	3,22	5,95942	663,7	256,47	3,43075	2696,2	359401,77	0,3594	0,0448	0,1245	0,2586
PROPAN	0,67	5,92888	803,81	246,99	2,75164	564,47	75243,665	0,0752	0,0093	0,1238	0,0541
BUTAN	0,14	5,93386	935,86	238,73	2,10981	128,77	17164,816	0,0172	0,0019	0,1134	0,0123
PENTAN	0,04	5,98799	1070,14	232,67	1,50413	31,925	4255,612	0,0043	0,0006	0,1307	0,0031
HEXAN	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
ISOBUTAN	0,1	6,91048	946,35	246,68	3,16523	1462,9	195011,06	0,1950	0,0014	0,0071	0,1403
ISOPENTAN	0,05	6,83315	1040,73	235,45	2,52273	333,22	44417,845	0,0444	0,0007	0,0156	0,0320
DUSÍK	0,47	5,487703	266,74	227,62	4,34593	22178	2956375,4	2,9564	0,0065	0,0022	2,1269
OXID UHLIČITÝ	1,72	7,8101	987,44	290,9	4,48427	30498	4065336,8	4,0653	0,0239	0,0059	2,9247

Jako poslední krok k určení zda hydráty vznikají či nikoliv je nutné provést součet molárních zlomků složek i v kapalně fázi ve směsi plynu a stanovit jestli hydráty vznikají nebo nevznikají dle vzorce (2.6):

$$\sum_{i=1}^n z_i = 0,4459 + 0,1245 + 0,1238 + 0,1134 + 0,1307 + 0 + 0,0071 + 0,0156 + 0,0022 + 0,0059 = 0,9691 [-] \quad (5.12)$$

Z výsledku vyplývá, že hydráty při vstupní výpočtové teplotě 6 °C, která je výstupní teplotou zemního plynu z turbíny, vznikat nebudou, protože $0,9691 < 1$. Aby docházelo ke vzniku hydrátů, je nutné, aby součet molárních zlomků byl větší nebo roven 1.

Pomocí iteračního procesu se bude snižovat teplota plynu na výstupu z turbíny až do té doby, než bude součet molárních zlomků v kapalně fázi větší nebo roven 1.

Tab. 9 Tabulka možnosti stanovení tvorby hydrátů

Teplota °C	Součet molárních zlomků složek i v kapalně fázi	Stanovení tvorby hydrátů
6	0,9691 < 1	=> hydráty nevznikají
5	0,9923 < 1	=> hydráty nevznikají
4	1,0163 \geq 1	=> hydráty vznikají

Jak můžeme vypořádat z tabulky výše, tak počátek tvorby hydrátů je při 4°C. Toto je kritická teplota, které by neměl dosáhnout plyn po expanzi v turbíně. Tato teplota je také teplotou charakterizující rosný bod zemního plynu. Teplota zemního plynu na výstupu z turbíny je tedy stanovena na $T_2=6^\circ\text{C}$.

5.3 Termodynamický výpočet hlavních rozměrů expanzní turbíny

Hlavním úkolem této kapitoly je stanovit základní rozměry expanzní turbíny jako jsou vstupní a výstupní průřezy hrdel turbíny, výpočet průměrů rotoru a skříně také určení minimálního počtu stupňů ke zpracování daného tlakového spádu.

Pro termodynamický výpočet hlavních rozměrů expanzní turbíny byla využita literatura [40], [46], [48], [49], [52], [53], [54].

5.3.1 Výpočet Poissonovy konstanty na vstupu a výstupu z turbíny

Nejprve je nutné stanovit Poissonovo číslo zemního plynu a to jak na vstupu, tak i na výstupu z turbíny. K jeho určení je ale podstatné znát měrnou tepelnou kapacitu zemního plynu c_p . Měrná tepelná kapacita tranzitního zemního plynu za konstantního tlaku se při nižších tlacích do 0,5 MPa a teplotách více jak -30 °C odchyluje od měrné tepelné kapacity ideálního plynu. Pokud ovšem dosahuje zemní plyn vyšších tlaků a i zejména nižších teplot, tak je nutné provést i korekce na tlak plynu, se kterými má empirický vzorec tvar:

$$c_{pi} = 2,15 + \left(\frac{t}{2000} + 1\right) \cdot \frac{t}{370} + ((p + 50) \cdot p - 5) \cdot 2,2 \cdot 10^{-5} \cdot \exp\left(\frac{1500}{t + 337}\right) [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (5.13)$$

Kde c_p měrná tepelná kapacita čisté složky plynu [kJ.kg⁻¹.K⁻¹]
 t teplota [°C]
 P parciální tlak složky směsi plynu [MPa]

Tato forma výpočtu měrné tepelné kapacity je pouze přibližná. Její přesnost pro běžné výpočty a pro obsah této práce plně dostačuje. Výhodou oproti nereferenčním metodám je její řádově nižší složitost výpočtu. [zemnipln.wz.cz]

Výpočet měrné tepelné kapacity směsi plynů je dán součtem měrných tepelných kapacit všech složek plynů vynásobeným objemovým podílem každé složky, které se ve směsi plynů vyskytují: [pavelek termo přednášky]

$$c_{pzp} = \sum_{i=1}^n y_i \cdot c_{psi} \quad (5.14)$$

Kde c_{pzp} měrná tepelná kapacita zemního plynu [kJ.kg⁻¹.K⁻¹]
 y_i složka i zemního plynu [-]
 c_{psi} měrná tepelná kapacita jednotlivých složek [kJ.kg⁻¹.K⁻¹]

Tak potom lze poissonovo číslo definovat jako:

$$\kappa = \frac{c_{pzp}}{c_{pzp} - R} \quad (5.15)$$

Kde κ Poissonova konstanta [-]
 c_{pzp} měrná tepelná kapacita zemního plynu [kJ.kg⁻¹.K⁻¹]
 R plynová konstanta zemního plynu [kJ.kg⁻¹.K⁻¹]

Nejprve se provede výpočet měrné tepelné kapacity na vstupu do turbíny. Pro tento výpočet je třeba znát složení a celkový tlak zemního plynu. Složení zemního plynu je totožné jako v Tab. 3 a tlak zemního plynu je totožný s tlakem P_1 v Tab. 2. Výpočet by byl totožný pro každou složku zemního plynu. Proto provedeme výpočet například jen pro METAN. Výpočet pro ostatní složky by byl naprosto analogický.

V prvním případě je třeba určit parciální tlak metanu na vstupu do turbíny (tlak na vstupu do turbíny $P_1 = 25 \text{ bar}$):

$$p_i = y_i \cdot P_1 = \frac{93,49}{100} \cdot 2500000 = 2337300 \text{ Pa} = 2,3373 \text{ MPa} \quad (5.16)$$

Nyní je třeba vypočítat měrnou tepelnou kapacitu čistého metanu za konstantního tlaku ($p=2,5 \text{ MPa}$):

$$\begin{aligned} c_{pi} &= 2,15 + \left(\frac{t}{2000} + 1 \right) \cdot \frac{t}{370} + ((p + 50) \cdot p - 5) \cdot 2,2 \cdot 10^{-5} \cdot \exp\left(\frac{1500}{t + 337}\right) \\ c_{pi} &= 2,15 + \left(\frac{39,81}{2000} + 1 \right) \cdot \frac{39,81}{370} + ((2,5 + 50) \cdot 2,5 - 5) \cdot 2,2 \cdot 10^{-5} \\ &\quad \cdot \exp\left(\frac{1500}{39,81 + 337}\right) \end{aligned} \quad (5.17)$$

$$c_{pi} = 2,3324 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$$

Teď je ještě nutné provést přepočítání měrné tepelné kapacity čistého metanu na měrnou tepelnou kapacitu metanu ve směsi zemního plynu:

$$c_{psi} = \frac{y_i}{100} \cdot c_{pi} = \frac{93,49}{100} \cdot 2,3324 = 2,1806 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]} \quad (5.18)$$

Výpočet pro ostatní složky směsi zemního plynu by probíhal naprosto totožně. Proto je dle mého názoru zbytečné je zde znovu uvádět. Měrná tepelná kapacita zemního plynu se poté určí, jako suma všech měrných tepelných kapacit složek plynů v zemním plynu obsažených viz. vzorec (5.14).

Poissonova konstanta se poté určí ze vzorce (5.15).

Tab. 10 Výstupní tabulka výpočtu Poissonovy konstanty zemního plynu na vstupu do turbíny

Jednotlivé složky zemního plynu	Složení v objemových procentech (molární zlomek složky i v plynné fázi)	Parciální tlaky komponent	Měrná tepelná kapacita jednotlivých složek za konstantního tlaku a teploty	Měrná tepelná kapacita jednotlivých komponent v zemním plynu za konstantního tlaku a teploty	Měrná tepelná kapacita zemního plynu za konstantního tlaku	Poissonova konstanta zemního plynu
	y_i	p_i	c_{pi}	c_{psi}	c_{pzp}	κ
	%	MPa	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	[-]
METAN	93,49	2,3373	2,3980	2,2419	2,3866	1,25
ETAN	3,22	0,0805	2,2586	0,0727		
PROPAN	0,67	0,0168	2,2548	0,0151		
BUTAN	0,14	0,0035	2,2541	0,0032		
PENTAN	0,04	0,0010	2,2539	0,0009		
HEXAN	0	0,0000	2,2538	0,0000		
ISOBUTAN	0,1	0,0025	2,2540	0,0023		
ISOPENTAN	0,05	0,0013	2,2539	0,0011		
DUSÍK	0,47	0,0118	2,2545	0,0106		
OXID UHLIČITÝ	1,72	0,0430	2,2564	0,0388		

Výpočet poissonovy konstanty pro výstupní hrdlo pobíhá analogicky, s tím rozdílem, že je odlišný tlak a teplota, protože výpočet je aplikován na výstupní hrdlo. Tlak na výstupu z turbíny je $P_2 = 13,9$ bar a teplota je $T_2 = 6$ °C.

Tab. 11 Výstupní tabulka výpočtu Poissonovy konstanty zemního plynu na výstupu z turbíny

Jednotlivé složky zemního plynu	Složení v objemových procentech (molární zlomek složky i v plynné fázi)	Parciální tlaky komponent	Měrná tepelná kapacita jednotlivých složek za konstantního tlaku a teploty	Měrná tepelná kapacita jednotlivých komponent v zemním plynu za konstantního tlaku a teploty	Měrná tepelná kapacita zemního plynu za konstantního tlaku	Poissonova konstanta zemního plynu
	y_i	p_i	c_{pi}	c_{psi}	c_{pzp}	κ
	%	MPa	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	[-]
METAN	93,49	1,299511	2,1835	2,0413	2,1811	1,28
ETAN	3,22	0,0448	2,1807	0,0702		
PROPAN	0,67	0,0093	2,1801	0,0146		
BUTAN	0,14	0,0019	2,1800	0,0031		
PENTAN	0,04	0,0006	2,1799	0,0009		
HEXAN	0	0,0000	2,1800	0,0000		
ISOBUTAN	0,1	0,0014	2,1800	0,0022		
ISOPENTAN	0,05	0,0007	2,1804	0,0011		
DUSÍK	0,47	0,0065	2,1818	0,0103		
OXID UHLIČITÝ	1,72	0,0239	2,1799	0,0375		

5.3.2 Výpočet vstupního hrdla

Po definování poissonova čísla je nyní možné přistoupit k výpočtu průtočného průřezu na vstupu a výstupu vstupního hrdla expanzní turbíny.

Tab. 12 Vstupní parametry pro výpočet průtočného průřezu vstupního hrdla

Poissonovo číslo	κ	1,25 [-]
Průtok zemního plynu	M	139 $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
Celkový tlak na vstupu do hrdla	P_{1c}	2500000 Pa
Celková teplota na vstupu do hrdla	T_{1c}	39,81 °C
Rychlost media na vstupu do hrdla	w_1	35 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
Rychlost media na výstupu z hrdla	w_{1L}	125 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
Ztrátový koeficient hrdla	ζ_1	0,15 [-]

Jako první se určí kritická rychlost na vstupu do turbíny (je to rychlost proudění, která se vyrovná místní rychlosti zvuku)

$$a_{kr1} = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa + 1} \cdot R \cdot T_{1c}} = \sqrt{2 \cdot \frac{1,25}{1,25 + 1} \cdot 479,072 \cdot 39,81} = 408,24 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.19)$$

Součinitel rychlosti na vstupu do hrdla je pak

$$\lambda_1 = \frac{w_1}{a_{kr1}} = \frac{35}{408,24} = 0,0857 \text{ [-]} \quad (5.20)$$

Poté se určí součinitel rychlosti na výstupu z hrdla

$$\lambda_{1L} = \frac{w_{1L}}{a_{kr1}} = \frac{125}{408,24} = 0,3062 \text{ [-]} \quad (5.21)$$

Pak Machovo číslo na vstupu do hrdla je

$$M_1 = \frac{\frac{2}{\kappa + 1} \cdot \lambda_1^2}{1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \cdot \lambda_1^2} = \frac{\frac{2}{1,25 + 1} \cdot 0,0857^2}{1 - \frac{1,25 - 1}{1,25 + 1} \cdot 0,0857^2} = 0,0808 \text{ [-]} \quad (5.22)$$

Resp. Machovo číslo na výstupu z hrdla je

$$M_{1L} = \frac{\frac{2}{\kappa + 1} \cdot \lambda_{1L}^2}{1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \cdot \lambda_{1L}^2} = \frac{\frac{2}{1,25 + 1} \cdot 0,3062^2}{1 - \frac{1,25 - 1}{1,25 + 1} \cdot 0,3062^2} = 0,2901 \text{ [-]} \quad (5.23)$$

Teplotní součinitel na vstupu do hrdla pak je

$$\tau_1 = 1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \cdot \lambda_1^2 = 1 - \frac{1,25 - 1}{1,25 + 1} \cdot 0,0857^2 = 0,9992 \text{ [-]} \quad (5.24)$$

Teplotní součinitel na výstupu z hrdla potom je

$$\tau_{1L} = 1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \cdot \lambda_{1L}^2 = 1 - \frac{1,25 - 1}{1,25 + 1} \cdot 0,3062^2 = 0,9895 \text{ [-]} \quad (5.25)$$

Pro tlakový součinitel na vstupu do hrdla platí

$$\pi_1 = \tau_1^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 0,9992^{\frac{1,25}{1,25-1}} = 0,9959 [-] \quad (5.26)$$

Dále pak tlakový součinitel na výstupu z hrdla je

$$\pi_{1L} = \tau_{1L}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 0,9959^{\frac{1,25}{1,25-1}} = 0,9490 [-] \quad (5.27)$$

Součinitel měrného průtoku na vstupu do hrdla je

$$\begin{aligned} q_1 &= M_1 \cdot \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot M_1^2\right)^{-\frac{\kappa+1}{2 \cdot (\kappa-1)}} \cdot \left(\frac{\kappa+1}{2}\right)^{\frac{\kappa+1}{2 \cdot (\kappa-1)}} \\ q_1 &= 0,0808 \cdot \left(1 + \frac{1,25-1}{2} \cdot 0,0808^2\right)^{-\frac{1,25+1}{2 \cdot (1,25-1)}} \cdot \left(\frac{1,25+1}{2}\right)^{\frac{1,25+1}{2 \cdot (1,25-1)}} \\ q_1 &= 0,1369 [-] \end{aligned} \quad (5.28)$$

Resp. Součinitel měrného průtoku na výstupu z hrdla je

$$\begin{aligned} q_{1L} &= M_{1L} \cdot \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot M_{1L}^2\right)^{-\frac{\kappa+1}{2 \cdot (\kappa-1)}} \cdot \left(\frac{\kappa+1}{2}\right)^{\frac{\kappa+1}{2 \cdot (\kappa-1)}} \\ q_{1L} &= 0,2901 \cdot \left(1 + \frac{1,25-1}{2} \cdot 0,2901^2\right)^{-\frac{1,25+1}{2 \cdot (1,25-1)}} \cdot \left(\frac{1,25+1}{2}\right)^{\frac{1,25+1}{2 \cdot (1,25-1)}} \\ q_{1L} &= 0,4703 [-] \end{aligned} \quad (5.29)$$

Součinitel poklesu celkových tlaků lze definovat jako

$$\begin{aligned}\sigma_{1-1L} &= \left[1 - \xi_{vst} \cdot \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \cdot \frac{\lambda_{1L}^2}{\tau_{1L}} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \\ \sigma_{1-1L} &= \left[1 - 0,15 \cdot \frac{1,25 - 1}{1,25 + 1} \cdot \frac{0,3062^2}{0,9895} \right]^{\frac{1,25}{1,25 - 1}} \\ \sigma_{1-1L} &= 0,9921 [-]\end{aligned}\tag{5.30}$$

Potom účinnost vstupního hrdla je

$$E_{ta2} = \frac{1}{1 + \xi_1} = \frac{1}{1 + 0,15} = 0,8696 [-]\tag{5.31}$$

Statický tlak na vstupu do vstupního hrdla je

$$P_{1S} = P_{1C} \cdot \pi_1 = 2500000 \cdot 0,9959 = 2489804 \text{ Pa}\tag{5.32}$$

Pak celkový tlak na výstupu z vstupního hrdla je

$$P_{1LC} = P_{1C} \cdot \sigma_{1-1L} = 2500000 \cdot 0,9921 = 2480315 \text{ Pa}\tag{5.33}$$

Statický tlak na výstupu z vstupního hrdla je

$$P_{1SL} = P_{1C} \cdot \pi_{1L} = 2500000 \cdot 0,9490 = 2353736 \text{ Pa}\tag{5.34}$$

Dále pak statická teplota na vstupu do vstupního hrdla je

$$T_{1S} = \tau_1 \cdot T_{1c} = 0,9992 \cdot 39,81 = 39,7774 \text{ °C}\tag{5.35}$$

Resp. statická teplota na výstupu z vstupního hrdla je

$$T_{1SL} = \tau_{1L} \cdot T_{1C} = 0,9895 \cdot 39,81 = 39,3936 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.36)$$

Konstanta korekce pro vstupní hrdlo pak je

$$k_1 = \sqrt{\frac{\kappa}{R} \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} = \sqrt{\frac{1,25}{479,072} \cdot \left(\frac{2}{1,25 + 1}\right)^{\frac{1,25+1}{1,25-1}}} = 0,0301 \text{ [-]} \quad (5.37)$$

Průtočný průřez na vstupu do vstupního hrdla je potom definován

$$S_1 = \frac{M \cdot \sqrt{T_1 + 273,15}}{k_1 \cdot q_1 \cdot P_{1S}} = \frac{139 \cdot \sqrt{39,7774 + 273,15}}{0,0301 \cdot 0,1369 \cdot 2489804} = 0,2399 \text{ m}^2 \quad (5.38)$$

Resp. Průtočný průřez na výstupu z vstupního hrdla je pak

$$S_{1L} = \frac{M \cdot \sqrt{T_{1L} + 273,15}}{k_1 \cdot q_{1L} \cdot P_{1SL}} = \frac{139 \cdot \sqrt{39,3936 + 273,15}}{0,0301 \cdot 0,4703 \cdot 2353736} = 0,07 \text{ m}^2 \quad (5.39)$$

Tab. 13 Výstupní tabulka parametrů potřebných pro výpočet průtočného průřezu vstupního hrdla

Kritická rychlost ve vstupním hrdle	a_{1kr}	408,24	$m \cdot s^{-1}$
Součinitel rychlosti na vstupu do hrdla	λ_1	0,0857	[-]
Součinitel rychlosti na výstupu z hrdla	λ_{1L}	0,3062	[-]
Machovo číslo na vstupu do hrdla	M_1	0,0808	[-]
Machovo číslo na výstupu z hrdla	M_{1L}	0,2901	[-]
Teplotní součinitel na vstupu do hrdla	τ_1	0,9992	[-]
Teplotní součinitel na výstupu z hrdla	τ_{1L}	0,9895	[-]
Tlakový součinitel na vstupu do hrdla	π_1	0,9959	[-]
Tlakový součinitel na výstupu z hrdla	π_{1L}	0,9490	[-]
Součinitel měrného průtoku na vstupu do hrdla	q_1	0,1369	[-]
Součinitel měrného průtoku na výstupu z hrdla	q_{1L}	0,4703	[-]
Součinitel poklesu celkových tlaků	σ_{1-1L}	0,9921	[-]
Účinnost vstupního hrdla	E_{ta}	0,8696	[-]
Statický tlak na vstupu do vstupního hrdla	P_{1s}	2489804	Pa
Celkový tlak na výstupu z vstupního hrdla hrdla	P_{1Lc}	2480315	Pa
Statický tlak na výstupu z vstupního hrdla hrdla	P_{1SL}	2353736	Pa
Statická teplota na vstupu do vstupního hrdla	T_{1s}	39,7774	$^{\circ}C$
Statická teplota na výstupu z vstupního hrdla	T_{1SL}	39,3936	$^{\circ}C$
Konstanta	k	0,0301	[-]
Průtočný průřez na vstupu do vstupního hrdla	S_1	0,2399	m^2
Průtočný průřez na výstupu z vstupního hrdla	S_{1L}	0,0700	m^2

5.3.3 Výpočet výstupního hrdla

Po výpočtu Poissonova čísla na výstupu z turbíny je možné nyní přistoupit k výpočtu průtočného průřezu na vstupu a výstupu výstupního hrdla expanzní turbíny

Tab. 14 Vstupní parametry pro výpočet průtočného průřezu vstupního hrdla

Poissonovo číslo	κ	1,28	[-]
Průtok zemního plynu	M	139	kg.s ⁻¹
Celkový tlak na vstupu do hrdla	P _{2c}	1390000	Pa
Celková teplota na vstupu do hrdla	T _{2c}	6	°C
Rychlost media na vstupu do hrdla	w _{2L}	140	m.s ⁻¹
Rychlost media na výstupu z hrdla	w ₂	35	m.s ⁻¹
Ztrátový koeficient hrdla	ξ ₂	0,15	[-]

Nejprve se vypočte kritická rychlost na výstupu z turbíny

$$a_{kr2} = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa + 1} \cdot R \cdot T_{1c}} = \sqrt{2 \cdot \frac{1,28}{1,28 + 1} \cdot 479,072 \cdot 6} \quad (5.40)$$

$$a_{kr2} = 387,6 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Součinitel rychlosti na výstupu z hrdla je pak

$$\lambda_2 = \frac{w_2}{a_{kr2}} = \frac{35}{387,6} = 0,0903 \text{ [-]} \quad (5.41)$$

Poté se určí součinitel rychlosti na vstupu do hrdla

$$\lambda_{2L} = \frac{w_{2L}}{a_{kr2}} = \frac{140}{387,6} = 0,3612 \text{ [-]} \quad (5.42)$$

Pak Machovo číslo na vstupu do hrdla je

$$M_{2L} = \frac{\frac{2}{\kappa + 1} \cdot \lambda_{2L}^2}{1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \cdot \lambda_{2L}^2} = \frac{\frac{2}{1,28 + 1} \cdot 0,3612^2}{1 - \frac{1,28 - 1}{1,28 + 1} \cdot 0,3612^2} = 0,3409 \text{ [-]} \quad (5.43)$$

Resp. Machovo číslo na výstupu z hrdla je

$$M_2 = \frac{\frac{2}{\kappa+1} \cdot \lambda_2^2}{1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \cdot \lambda_2^2} = \frac{\frac{2}{1,28+1} \cdot 0,0903^2}{1 - \frac{1,28-1}{1,28+1} \cdot 0,0903^2} = 0,0846 [-] \quad (5.44)$$

Teplotní součinitel na vstupu do hrdla pak je

$$\tau_{2L} = 1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \cdot \lambda_{2L}^2 = 1 - \frac{1,28-1}{1,28+1} \cdot 0,3612^2 = 0,9839 [-] \quad (5.45)$$

Teplotní součinitel na výstupu z hrdla potom je

$$\tau_2 = 1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \cdot \lambda_2^2 = 1 - \frac{1,28-1}{1,28+1} \cdot 0,0903^2 = 0,999 [-] \quad (5.46)$$

Pro tlakový součinitel na vstupu do hrdla platí

$$\pi_{2L} = \tau_{2L}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 0,9839^{\frac{1,28}{1,28-1}} = 0,9288 [-] \quad (5.47)$$

Dále pak tlakový součinitel na výstupu z hrdla je

$$\pi_2 = \tau_2^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 0,999^{\frac{1,28}{1,28-1}} = 0,9954 [-] \quad (5.48)$$

Součinitel měrného průtoku na vstupu do hrdla je

$$\begin{aligned} q_{2L} &= M_{2L} \cdot \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot M_{2L}^2\right)^{-\frac{\kappa+1}{2 \cdot (\kappa-1)}} \cdot \left(\frac{\kappa+1}{2}\right)^{\frac{\kappa+1}{2 \cdot (\kappa-1)}} \\ q_{2L} &= 0,3409 \cdot \left(1 + \frac{1,28-1}{2} \cdot 0,3409^2\right)^{-\frac{1,28+1}{2 \cdot (1,28-1)}} \cdot \left(\frac{1,28+1}{2}\right)^{\frac{1,28+1}{2 \cdot (1,28-1)}} \\ q_{2L} &= 0,5443 [-] \end{aligned} \quad (5.49)$$

Resp. Součinitel měrného průtoku na výstupu z hrdla je

$$q_2 = M_2 \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot M_2^2\right)^{-\frac{\kappa+1}{2 \cdot (\kappa-1)}} \cdot \left(\frac{\kappa + 1}{2}\right)^{\frac{\kappa+1}{2 \cdot (\kappa-1)}}$$

$$q_2 = 0,0846 \cdot \left(1 + \frac{1,28 - 1}{2} \cdot 0,0846^2\right)^{-\frac{1,28+1}{2 \cdot (1,28-1)}} \cdot \left(\frac{1,28 + 1}{2}\right)^{\frac{1,28+1}{2 \cdot (1,28-1)}} \quad (5.50)$$

$$q_2 = 0,1436 [-]$$

Součinitel poklesu celkových tlaků lze definovat jako

$$\sigma_{2-2L} = \left[1 - \xi_{výst} \cdot \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \cdot \frac{\lambda_{2L}^2}{\tau_{2L}}\right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$\sigma_{2-2L} = \left[1 - 0,45 \cdot \frac{1,28 - 1}{1,28 + 1} \cdot \frac{0,3612^2}{0,9839}\right]^{\frac{1,28}{1,28-1}} \quad (5.51)$$

$$\sigma_{2-2L} = 0,5443 [-]$$

Potom účinnost výstupního hrdla je

$$E_{ta2} = \frac{1}{1 + \xi_2} = \frac{1}{1 + 0,45} = 0,6897 [-] \quad (5.52)$$

Pak celkový tlak na výstupu z vstupního hrdla je

$$P_{2LC} = P_{2C} \cdot \sigma_{2-2L} = 1390000 \cdot 0,5443 = 1437554 \text{ Pa} \quad (5.53)$$

Statický tlak na vstupu do výstupního hrdla je

$$P_{2SL} = P_{2C} \cdot \pi_{2L} = 1390000 \cdot 0,9288 = 1335181 \text{ Pa} \quad (5.54)$$

Statický tlak na výstupu z výstupního hrdla je

$$P_{2S} = P_{2C} \cdot \pi_2 = 1390000 \cdot 0,9954 = 1383645 \text{ Pa} \quad (5.55)$$

Resp. statická teplota na vstupu do výstupního hrdla je

$$T_{2SL} = \tau_{2L} \cdot T_{2C} = 0,9839 \cdot 6 = 5,9034 \text{ °C} \quad (5.56)$$

Dále pak statická teplota na výstupu z výstupního hrdla je

$$T_{2S} = \tau_2 \cdot T_{2C} = 0,999 \cdot 6 = 5,994 \text{ °C} \quad (5.57)$$

Konstanta korekce pro výstupní hrdlo pak je

$$k_2 = \sqrt{\frac{\kappa}{R} \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} = \sqrt{\frac{1,28}{479,072} \cdot \left(\frac{2}{1,28+1}\right)^{\frac{1,28+1}{1,28-1}}} = 0,0303 \text{ [-]} \quad (5.58)$$

Resp. Průtočný průřez na vstupu do výstupního hrdla je pak

$$S_{2L} = \frac{M \cdot \sqrt{T_{2L} + 273,15}}{k_2 \cdot q_{2L} \cdot P_{2SL}} = \frac{139 \cdot \sqrt{6 + 273,15}}{0,0303 \cdot 0,5443 \cdot 1383645} \quad (5.59)$$

$$S_{2L} = 0,1053 \text{ m}^2$$

Průtočný průřez na výstupu z výstupního hrdla je potom definován jako

$$S_2 = \frac{M \cdot \sqrt{T_{2S} + 273,15}}{k_2 \cdot q_2 \cdot P_{2S}} = \frac{139 \cdot \sqrt{6 + 273,15}}{0,0303 \cdot 0,1436 \cdot 1383645} = 0,3852 \text{ m}^2 \quad (5.60)$$

Tab. 15 Výstupní tabulka parametrů potřebných pro výpočet průtočného průřezu výstupního hrdla

Kritická rychlost ve výstupním hrdle	a_{2kr}	387,6	$m.s^{-1}$
Součinitel rychlosti na výstupu z hrdla	λ_2	0,0903	[-]
Součinitel rychlosti na vstupu do hrdla	λ_{2L}	0,3612	[-]
Machovo číslo na vstupu do hrdla	M_{2L}	0,3409	[-]
Machovo číslo na výstupu z hrdla	M_2	0,0846	[-]
Teplotní součinitel na vstupu do hrdla	τ_{2L}	0,9839	[-]
Teplotní součinitel na výstupu z hrdla	τ_2	0,999	[-]
Tlakový součinitel na vstupu do hrdla	π_{2L}	0,9288	[-]
Tlakový součinitel na výstupu z hrdla	π_2	0,9954	[-]
Součinitel měrného průtoku na vstupu do hrdla	q_{2L}	0,5443	[-]
Součinitel měrného průtoku na výstupu z hrdla	q_2	0,1436	[-]
Součinitel poklesu celkových tlaků	σ_{2-2L}	0,9669	[-]
Účinnost vstupního hrdla	E_{ta}	0,6897	[-]
Celkový tlak na výstupu z vstupního hrdla hrdla	P_{2LC}	1437554	Pa
Statický tlak na výstupu z vstupního hrdla hrdla	P_{2SL}	1335181	Pa
Statický tlak na vstupu do vstupního hrdla	P_{2S}	1383645	Pa
Statická teplota na vstupu do výstupního hrdla	T_{2SL}	5,9034	°C
Statická teplota na výstupu z výstupního hrdla	T_{2S}	5,994	°C
Konstanta	k	0,0303	[-]
Průtočný průřez na vstupu do výstupního hrdla	S_{2L}	0,1053	m^2
Průtočný průřez na výstupu z výstupního hrdla	S_2	0,3852	m^2

5.3.4 Výpočet středních průměrů, délky vstupní a výstupní lopatky a počtu stupňů expanzní turbíny

Po výpočtu průřezů vstupního a výstupního hrdla lze přistoupit k návrhu průměru rotoru, skříně a délky lopatky na vstupu a výstupu. Nejprve se určí délka rotorové lopatky na vstupu do turbíny. Vstupními parametry pro výpočet délky vstupní lopatky jsou:

Tab. 16 Vstupní parametry pro výpočet délky vstupní lopatky

Otáčky rotoru turbíny	n	3000	min ⁻¹
Měrný objem na vstupu do turbíny	v_α	0,0579	m ³ .kg ⁻¹
Hmotnostní tok ZP	M	138,98	kg.s ⁻¹
Objemový tok ZP	V_α	8,0469	m ³ .s ⁻¹
Parciální ostřík	ε	1	[-]
Průtočný průřez na výstupu z hrdla	S_{IL}	0,0700	m ²
Průměr rotoru	D_N	0,5	m
Průtokový součinitel na vstupu	φ_α	0,4	[-]

Průtokový součinitel na vstupu do lopatkování byl zvolen ze zdroje [52].

Délku vstupní lopatky lze stanovit z dané kubické rovnice. Nejprve je nutné určit všechny koeficienty kubické rovnice. Kubická rovnice pro stanovení délky vstupní lopatky má tvar:

$$a_3 \cdot l_\alpha^3 + a_2 \cdot l_\alpha^2 + a_1 \cdot l_\alpha + a_0 = 0 \quad (5.61)$$

konstanta a_0 tedy je

$$a_0 = -\frac{60 \cdot V_\alpha}{\pi^2 \cdot n} = -\frac{60 \cdot 8,0469}{\pi^2 \cdot 3000} = -0,0163 \quad [-] \quad (5.62)$$

Resp. Konstanta a_1 je

$$a_1 = \varphi_\alpha \cdot \varepsilon_\alpha \cdot D_N^2 = 0,4 \cdot 1 \cdot 0,5^2 = 0,1 \quad [-] \quad (5.63)$$

Dále konstanta a_2 je

$$a_2 = 2 \cdot \varphi_\alpha \cdot \varepsilon_\alpha \cdot D_n = 2 \cdot 0,4 \cdot 1 \cdot 0,5 = 0,4 \quad [-] \quad (5.64)$$

A konstanta a_3 je

$$a_3 = 2 \cdot \varphi_\alpha \cdot \varepsilon_\alpha = 2 \cdot 0,4 \cdot 1 = 0,8 [-] \quad (5.65)$$

Pokud známe nyní konstanty kubické rovnice, lze přistoupit k samotnému výpočtu kubické rovnice. Vzhledem k tomu, že je nalezení kořenů kubické výpočtově velmi náročné, tak proto využijí software HT Basic a v něm napsaný program, který je schopen řešit kubické rovnice.

Kubická rovnice s dosazenými konstantami a_0 , a_1 , a_2 , a_3

$$0,8 \cdot l_\alpha^3 + 0,4 \cdot l_\alpha^2 + 0,1 \cdot l_\alpha - 0,0163 = 0 \quad (5.66)$$

Po výpočtu kubické rovnice v programu je délka vstupní lopatky následující

$$l_\alpha = 0,1072 \text{ m} \quad (5.67)$$

Nyní je nutné spočítat délku lopatky na výstupu z turbíny, tedy poslední rotorovou lopatku.

Tab. 17 Vstupní parametry pro výpočet délky výstupní lopatky

Otáčky rotoru turbíny	n	3000	min ⁻¹
Měrný objem na vstupu do turbíny	v_ω	0,096	m ³ .kg ⁻¹
Hmotnostní tok ZP	M	138,98	kg.s ⁻¹
Objemový tok ZP	V_ω	13,3421	m ³ .s ⁻¹
Parciální ostřík	ε	1	[-]
Průtočný průřez na výstupu z hrdla	S_{2L}	0,1053	m ²
Průměr rotoru	D_N	0,5	m
Průtokový součinitel na výstupu	φ_ω	0,4	[-]

Průtokový součinitel na výstupu z lopatkování byl zvolen ze zdroje [52].

Délka výstupní lopatky vyplývá z kubické rovnice. Nejprve je nutné určit všechny koeficienty kubické rovnice. Kubická rovnice pro stanovení délky výstupní lopatky má tvar:

$$a_3 \cdot l_\omega^3 + a_2 \cdot l_\omega^2 + a_1 \cdot l_\omega + a_0 = 0 \quad (5.68)$$

Pak konstanta a_0 je

$$a_0 = -\frac{60 \cdot V_\omega}{\pi^2 \cdot n} = -\frac{60 \cdot 13,3421}{\pi^2 \cdot 3000} = -0,0270 [-] \quad (5.69)$$

Resp. Konstanta a_1 je

$$a_1 = \varphi_\omega \cdot \varepsilon_\omega \cdot D_N^2 = 0,4 \cdot 1 \cdot 0,5^2 = 0,1 [-] \quad (5.70)$$

Dále konstanta a_2 je

$$a_2 = 2 \cdot \varphi_\omega \cdot \varepsilon_\omega \cdot D_n = 2 \cdot 0,4 \cdot 1 \cdot 0,5 = 0,4 [-] \quad (5.71)$$

A konstanta a_3 je

$$a_3 = 2 \cdot \varphi_\omega \cdot \varepsilon_\omega = 2 \cdot 0,4 \cdot 1 = 0,8 [-] \quad (5.72)$$

Jako v minulé podkapitole použiji k výpočtu kořenů kubické rovnice program napsaný v programu HT Basic.

Kubická rovnice s dosazenými konstantami a_0 , a_1 , a_2 , a_3

$$0,8 \cdot l_\omega^3 + 0,4 \cdot l_\omega^2 + 0,1 \cdot l_\omega - 0,0270 = 0 \quad (5.73)$$

Po výpočtu kubické rovnice v programu je délka výstupní lopatky následující

$$l_\omega = 0,1511 \text{ m} \quad (5.74)$$

Nyní lze přistoupit k výpočtu vstupního a výstupního průměru skříně turbíny. Tyto průměry jsou důležité pro stanovení počtu stupňů turbíny.

Dále pak lze určit průměr skříně na vstupu do turbíny

$$D_{S1} = D_N + l_\alpha = 0,5 + 0,1072 = 0,6072 \text{ m} \quad (5.75)$$

Resp. průměr skříně na výstupu z turbíny

$$D_{S2} = D_N + l_\omega = 0,5 + 0,1511 = 0,6511 \text{ m} \quad (5.76)$$

Střední průměr na vstupu do turbíny je

$$D_\alpha = \sqrt{\frac{D_N^2 + D_{S1}^2}{2}} = \sqrt{\frac{0,5^2 + 0,6072^2}{2}} = 0,5562 \text{ m} \quad (5.77)$$

Resp. střední průměr na výstupu z turbíny je

$$D_\omega = \sqrt{\frac{D_N^2 + D_{S2}^2}{2}} = \sqrt{\frac{0,5^2 + 0,6511^2}{2}} = 0,5805 \text{ m} \quad (5.78)$$

Tab. 18 Tlakové součinitele pro vstup a výstup expanzní turbíny

Tlakový součinitel na vstupu do turbíny	ψ_α	3	[-]
Tlakový součinitel na výstupu z turbíny	ψ_ω	3	[-]

Tlakový součinitel na vstupu i výstupu z turbíny byl zvolen ze zdroje [52].

Pro další postup ve výpočtu je nutné stanovit konstanty A_s a B_s . Tyto konstanty jsou potřebné ke stanovení korekční konstanty počtu stupňů K .

Konstanta A_s tedy je

$$A_s = 2 \cdot \frac{D_\omega - D_\alpha}{D_\omega + D_\alpha} = 2 \cdot \frac{0,5805 - 0,5562}{0,5805 + 0,5562} = 0,042755 \text{ [-]} \quad (5.79)$$

Dále konstanta B_s je

$$B_s = 2 \cdot \frac{\psi_\omega - \psi_\alpha}{\psi_\omega + \psi_\alpha} = 2 \cdot \frac{3 - 3}{3 + 3} = 0 [-] \quad (5.80)$$

Střední tlakové číslo je

$$\bar{\psi} = \frac{\psi_\alpha + \psi_\omega}{2} = \frac{3 + 3}{2} = 3 [-] \quad (5.81)$$

Korekční konstanta pro počet stupňů pak je přibližně rovna

$$K \equiv 1 + \frac{A^2 + 2 \cdot A \cdot B}{12} \equiv 1 + \frac{0,042755^2 + 2 \cdot 0,042755 \cdot 0}{12} \quad (5.82)$$

$$K \equiv 1,000152 [-]$$

Obvodová rychlost první lopatkové rotorové řady na vstupu do turbíny je pak

$$u_\alpha = \sqrt{\frac{V_\alpha \cdot n}{60 \cdot \varphi_\alpha \cdot \varepsilon_\alpha \cdot l_\alpha}} = \sqrt{\frac{8,0469 \cdot 3000}{60 \cdot 0,4 \cdot 1 \cdot 0,1072}} = 96,8714 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.83)$$

Resp. obvodová rychlost poslední lopatkové rotorové řady na výstupu z turbíny je pak

$$u_\omega = \sqrt{\frac{V_\omega \cdot n}{60 \cdot \varphi_\omega \cdot \varepsilon_\omega \cdot l_\omega}} = \sqrt{\frac{13,3421 \cdot 3000}{60 \cdot 0,4 \cdot 1 \cdot 0,1511}} = 105,0628 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.84)$$

Střední obvodová rychlost pak je

$$\bar{u} = \frac{u_\alpha + u_\omega}{2} = \frac{96,8714 + 105,0628}{2} = 100,9671 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.85)$$

Potom počet stupňů turbíny je

$$z = \frac{2 \cdot (1 + f_\omega) \cdot \Delta i_{s\alpha\omega}}{\bar{\psi} \cdot \bar{u}^2 \cdot K} = \frac{2 \cdot (1 + 0) \cdot 78,91}{3 \cdot 100,9671^2 \cdot 1,000152} = 5,1596 \quad (5.86)$$

$z \Rightarrow$ volím 6 stupňů

5.4 Konstrukční provedení turbíny

Jak vyplívá z předcházejícího výpočtu, tak počet stupňů turbíny byl stanoven na 6. Turbína je navrhována jako axiální typ. Otáčky byly stanoveny na 3000 min^{-1} z důvodu nepoužití převodovky. Regulace turbíny byla zvolena pomocí by-passu. Tato regulace pracuje na principu přepuštění části vstupujícího zemního plynu do turbíny za 2. stupeň lopatkování a tím lze regulovat výkon turbíny.

Z výkresu návrhového řezu turbíny lze vyzorovat, že část plynu z výstupního hrdla je převedena před první labyrintovou ucpávkovou řadu. Tato řada spolu s o-kroužkem vytváří bariéru, aby nedocházelo k průniku plynu na výstupu a tedy ke ztrátě výkonu a účinnosti.

Hlavní ucpávky jsou dotykové a zahlcovacího typu. Jako zahlcovací médium byl zvolen vzduch. Tlak zahlcovacího vzduchu bude stejný jako tlak zemního plynu na vstupu do turbíny tedy cca 2,5 MPa. Pokud by byl tlak zahlcovacího vzduchu vyšší, docházelo by k nasávání tohoto vzduchu do turbíny a měnilo by se tím složení směsi zemního plynu. Naopak, pokud by byl tlak zahlcovacího vzduchu nižší než tlak plynu na vstupu do turbíny, by docházelo k prolínání zemního plynu ven z turbíny a bylo by velké riziko výbuchu. Ucpávky jsou dimenzovány na maximální tlak 10 MPa (100 bar).

5.5 Podélný návrhový řez turbínou

Výkres podélného návrhového řezu turbínou je přiložen v příloze diplomové práce.

6. Závěr

Všechny energetické zdroje jsou v dnešní době koncipovány tak, aby využívali obnovitelné zdroje v co největší míře. Využití obnovitelných zdrojů energie by mělo být prioritní, jejich přeměna na jiný druh energie by měla probíhat s co největší účinností, avšak je předurčena z velké části přírodními podmínkami. Ovšem pro naši zemi je většina přírodních zdrojů buď nedostupná, nebo jsou její zdroje vyčerpané. Proto se snažíme o využití přírodních zdrojů v co největší rozsahu. Lze sem tedy i zařadit alternativní zdroje energie, které využívají tlakového spádu při redukci tlaku zemní plynu. K využití této technologie je potřeba technicky složitějšího zařízení, ale můžeme využít poznatků z parních a spalovacích turbín, protože expanzní turbína je jim konstrukčně velmi podobná. Nemusí se budovat žádná nová infrastruktura, ale lze jen točivou redukcí nahradit stávající škrťací ventily v předávacích a regulačních stanicích na trasách tranzitního plynovodu. Díky tomu je ekonomická návratnost těchto zařízení rychlejší než u jiných obnovitelných zdrojů energie.

Tato diplomová práce má čtenáře seznámit se základním návrhem a výpočtem expanzní turbíny na zemní plyn. V první části se pomocí známého chemického složení zemního plynu určí jeho termodynamické vlastnosti před a po expanzi zemního plynu v turbíně. Po určení termodynamických vlastností zemního plynu bylo nutné stanovit jeho minimální teplotu po expanzi, při které bude docházet k tvorbě hydrátů ve výstupním potrubí z turbíny. Toto je jeden z nejdůležitějších bodů z návrhu, protože výpočet této teploty je velmi komplikovaný a k jeho určení je potřeba použít empiricky složité vzorce. Nejprve se provedlo zvolení výstupní teploty a poté se pomocí iteračního procesu prováděla její změna, dokud nezačalo docházet ke vzniku hydrátů.

V dalším bodě lze přikročit už k návrhu hlavních rozměrů expanzní turbíny. V první řadě, je nutné stanovit Poissonovu konstantu zemního plynu na vstupu a výstupu z turbíny. Stanovení Poissonovovy konstanty však předcházelo určení měrné tepelné kapacity zemního plynu, protože měrná tepelná kapacita je funkcí Poissonova čísla.

Jako další bod výpočtu byl proveden výpočet aerodynamických koeficientů vstupního a výstupního hrdla. Jako hlavní prvek výpočtu byly stanoveny jejich průtočné průřezy na vstupu a výstupu do hrdel expanzní turbíny.

Následně byly určeny střední průměry lopatkování, délky vstupní a výstupní lopatky. A jako poslední a nejdůležitější krok bylo nutné stanovit počet stupňů expanzní turbíny. Toto je nejdůležitější bod z toho důvodu, že počet stupňů rozhoduje o velikosti zpracovaného spádu.

Na závěr byl zpracován podélný návrhový řez expanzní turbínou, ve kterém byly vyznačeny veškeré hlavní části expanzní turbíny.

Expanzní turbíny jsou v dnešní době stroje, které jsou na vysoké technické úrovni. Jejich výroba probíhá individuálně převážně na míru pro zákazníky, proto je jejich cena vyšší než u sériově vyráběných turbín. Ekonomická návratnost expanzních turbín je určena především prodejní cenou elektrické energie a také odpadním teplem z turbíny. Toto teplo generují například ložiska turbíny. Teplo generované ložisky je odváděno mazacím (chladicím)

olejem. Toto teplo může být rekuperováno a využito například k ohřevu plynu před expanzí. Dle mého názoru jsou expanzní turbíny na zemní plyn dobrou investicí, ať už z důvodu ekonomické návratnosti nebo z hlediska ekologického. Protože při redukci tlaku zemního plynu nedochází k tvorbě žádných látek, které by poškozovaly životní prostředí.

7. Použitá literatura

- [1] Zemní plyn a jeho druhy [online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < <http://www.rwe.cz/cs/ozemnimplynu/zemni-plyn/>>
- [2] Zemní plyn [online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < http://cs.wikipedia.org/wiki/Zemn%C3%AD_plyn>
- [3] SVOBODA, Alexandr. *Plynárenská příručka: 150 let plynárenství v Čechách a na Moravě*. 1. vyd. Praha: GAS, 1997, 1192 s. ISBN 80-902-3396-1.
- [4] Dangers of fracking natural gas [online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < <http://strangesounds.org/2013/02/controversial-natural-gas-extraction-fracking-will-play-a-central-role-in-the-next-german-election-campaign.html>>
- [5] Co je zemní plyn [online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < <http://www.zemniplyn.cz/plyn/>>
- [6] Gas tankers[online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < <http://mb50.wordpress.com/2011/11/21/>>
- [7] Využití expandérů při redukci tlaku zemního plynu [online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < <http://www.allforpower.cz/clanek/vyuziti-expanderu-pri-redukci-tlaku-zemniho-plynu/>>
- [8] Kompresory [online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < http://eamos.pf.jcu.cz/amos/kat_fyz/modules/low/kurz_text.php?identifik=kat_fyz_7356_t&id_kurz=&id_kap=16&id_teach=&kod_kurzu=kat_fyz_7356&id_kap=16&id_se t_test=&search=&kat=&startpos=4>
- [9] Tepelné turbíny a turbokompresory [online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < <http://www.transformacni-technologie.cz/tepelne-turbiny-a-turbokompresory.html>>
- [10] Použití zemního plynu [online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < <http://www.zemniplyn.cz/soustava/>>
- [11] Natural gas [online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < <http://www.kids.esdb.bg/naturalgas.html>>
- [12] Zemní plyn [online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < http://www.cez.cz/edee/content/file/static/encyklopedie/encyklopedie-energetiky/02/zempl_4.html>
- [13] Měření vlhkosti v zemím plynu [online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < http://www.szn.sk/slovgas/Casopis/2004/6/2004_6_02.pdf>
- [14] Adsorbční sušení plynu za zvýšeného tlaku [online]. [cit. 2013-11-25].
URL:
< http://tresen.vscht.cz/kap/data/studentska_cinnost/studentska_vedecka_konference_2006/29_adsorpcni_suseni_zemniho_plynu_soubor.pdf>
- [15] Měření vlhkosti v zemím plynu [online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < http://www.szn.sk/slovgas/Casopis/2004/6/2004_6_02.pdf>
- [16] Analýza vyšších uhlovodíků v zemním plynu [online]. [cit. 2013-11-25].
URL:
< http://tresen.vscht.cz/kap/data/studentska_cinnost/studentska_vedecka_konference_2006/24_analyza_vyssich_uhlovodiku_v_zemnim_plynu_soubor.pdf>

- [17] Hydráty plyných paliv s obsahem CO₂ [online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < <http://paliva.vscht.cz/download.php?id=49>>
- [18] Metan v mexickém zálivu [online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < <http://www.osel.cz/index.php?clanek=5485>>
- [19] Stanovení obsahu vody v LPG [online]. [cit. 2013-11-25].
URL:
<http://tresen.vscht.cz/kap/data/studentska_cinnost/studentska_vedecka_konference_2006/30_stanoveni_obsahu_vody_v_lpg_soubor.pdf>
- [20] Termodynamické cykly [online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < http://www.cez.cz/edee/content/file/static/encyklopedie/vykladovy-slovník-energetiky/hesla/term_cykl.html>
- [21] Parní stroj [online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < http://cs.wikipedia.org/wiki/Parn%C3%AD_stroj>
- [22] Thesis about renewable energy [online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < <http://dc473.4shared.com/doc/zNNegwwy/preview.html>>
- [23] Energetika České republiky IV [online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < <http://www.rozhlas.cz/vedaarchiv/portal/zprava/216683>>
- [24] KOVÁŘ, R. Uzavřený oběh plynové turbíny. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 52 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr. [online]. [cit. 2013-11-25].
URL:
<<https://dspace.vutbr.cz/xmlui/bitstream/handle/11012/1465/Uzav%C5%99en%C3%BD%20ob%C4%9Bh%20plynov%C3%A9%20turb%C3%ADny.pdf?sequence=1>>
- [25] Tepelná turbína a turbokompresor [online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < <http://www.transformacni-technologie.cz/tepeln-turbina-a-turbokompresor.html>>
- [26] Paroplynová elektrárna [online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < http://cs.wikipedia.org/wiki/Paroplynov%C3%A1_elektr%C3%A1rna>
- [27] PRANSPIERGER, J. Paroplynový cyklus z hlediska termodynamiky. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 31 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Michal Jaroš, Dr [online]. [cit. 2013-11-25].
URL:
<[https://dspace.vutbr.cz/xmlui/bitstream/handle/11012/18885/Paroplynov%C3%BD%20cyklus%20z%20hlediska%20termodynamiky%20\(Jan%20Pransperger\).pdf?sequence=1](https://dspace.vutbr.cz/xmlui/bitstream/handle/11012/18885/Paroplynov%C3%BD%20cyklus%20z%20hlediska%20termodynamiky%20(Jan%20Pransperger).pdf?sequence=1)>
- [28] Parní turbína v technologickém celku [online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < <http://www.transformacni-technologie.cz/parni-turbina-v-technologickem-celku.html>>
- [29] VÍTEK, S. ORC oběh pro využití tepla KJ. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. XY s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. [online]. [cit. 2013-11-25].
URL: < https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=67160>

- [30] Turbína [online]. [cit. 2014-03-29].
URL: < <http://cs.wikipedia.org/wiki/Turb%C3%ADna>>
- [31] Parní turbína [online]. [cit. 2014-03-29].
URL: < http://cs.wikipedia.org/wiki/Parn%C3%AD_turb%C3%ADna>
- [32] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.
- [33] MICHELE, František. *Parní turbíny a kondenzace: plynové turbíny a turbokompresory: konstrukce*. Vyd. 1. Brno: Ediční středisko VUT, 1985, 255 s.
- [34] Parné turbíny [online]. [cit. 2014-03-29].
URL:
<http://aladin.elf.stuba.sk/Katedry/KMECH/slovakversion/Predmety/ELEKTRARNE_I/prednasky/prednaska5/prednaska5.htm>
- [35] Návrh stupně lopatkového stroje se zanedbatelným vlivem prostorového charakteru proudění [online]. [cit. 2014-03-29].
URL: < <http://www.transformacni-technologie.cz/navrh-stupne-lopatkoveho-stroje-se-zanedbatelnym-vlivem-prostoroveho-charakteru-proudeni.html>>
- [36] Ztráty v lopatkových strojích [online]. [cit. 2014-03-29].
URL: < <http://www.transformacni-technologie.cz/ztraty-v-lopatkovych-strojich.html>>
- [37] EKOL parní turbíny [online]. [cit. 2014-03-29].
URL: < <http://www.ekolbrno.cz/parni-turbiny.html>>
- [38] Plynová turbína [online]. [cit. 2014-03-29].
URL: < <http://www.transformacni-technologie.cz/plynova-turbina-spalovaci-turbina-v-technologickem-celku.html>>
- [39] Kompresory [online]. [cit. 2014-03-29].
URL: < http://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-str-09.01_kompresory_turbokompresory.pdf>
- [40] KOUSAL, Milan. *Spalovací turbíny stacionární: teorie a výpočty*. Vyd. 1. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1965, 531 s., [6] l. obr. příl.
- [41] VESELÝ, Stanislav. *Spalovací komory spalovacích turbín*. Vyd. 1. Brno: Galant, 2007, 1149 s. ISBN 80-239-6657-X.
- [42] Plynová turbína v technologickém celku [online]. [cit. 2014-03-29].
URL: <<http://www.transformacni-technologie.cz/plynova-turbina-spalovaci-turbina-v-technologickem-celku.html>>
- [43] Plynová turbína [online]. [cit. 2014-03-29].
URL: < <http://www.g-team.cz/turbiny-tr370.html>>
- [44] Využití tlaku zemního plynu k výrobě elektrické energie [online]. [cit. 2014-03-29].
URL: < http://www.szn.sk/slovgas/Casopis/2005/1/2005_1_09.pdf>
- [45] Joule-Thomsonův jev [online]. [cit. 2014-03-29].
URL:
<http://physics.mff.cuni.cz/kfpp/skripta/kurz_fyziky_pro_DS/display.php/molekul/7_7>

- [46] Termodynamika [online]. [cit. 2014-03-29].
URL: < http://artemis.osu.cz:8080/artemis/uploaded/199_1_2%20Termodynamicke_principy.pdf >
- [47] Parní a plynové turbíny v redukčních stanicích [online]. [cit. 2014-03-29].
URL: < http://www.mpo-efekt.cz/dokument/98_893.pdf >
- [48] Firemní literatura a výpočetní programy EKOL Brno
- [49] Základy chemické termodynamiky [online]. [cit. 2014-03-29].
URL: < <http://www.vscht.cz/fch/cz/pomucky/ZCHT.pdf> >
- [50] DEAN, John A. *Lange's Handbook of Chemistry: termodynamika a základy konstrukce*. 14th Ed. New York: McGraw-Hill, 1992, přer. str. ISBN 00-701-6194-1.
- [51] Antoine constants [online]. [cit. 2014-03-29].
URL: < <http://www.personal.utulsa.edu/~geoffreyprice/Courses/ChE7023/AntoineConstants.xls> >
- [52] TRAUPEL, Walter. *Thermische Turbomachinen*. Vyd. 2. Berlin: Springer - Verlag, 1966, 522 s.
- [53] Přednášky z předmětu Termomechanika [online]. [cit. 2014-03-29].
URL: < <http://ottp.fme.vutbr.cz/users/pavelek/termo/> >
- [54] Mechanika ideálních plynů [online]. [cit. 2014-03-29].
URL: < <http://fyzikalniolympiada.cz/texty/plyny.pdf> >

8. Seznam použitých zkratek a symbolů

Symbol	Jednotka	Veličina
a, v	$[m.s^{-1}]$	Rychlost proudění
E_{ta}	[-]	účinnost
c_p	$[kJ.kg^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita
D	[m]	Průměr
h, H	$[kJ.kg^{-1}]$	Entalpický spád
I	$[kJ.kg^{-1}]$	entalpie
l	[m]	Délka lopatky
M	[-]	Machovo číslo
m	$[kg.s^{-1}]$	Hmotnostní tok
P	[MPa]	tlak
q	[-]	Součinitel měrného průtoku
s	$[kJ.kg^{-1}]$	entropie
S	$[m^2]$	plocha
t, T	[°C]	teplota
u	$[m.s^{-1}]$	Obvodová rychlost
V	$[m^3.s^{-1}]$	Objemový tok
v	$[m^3.kg^{-1}]$	Měrný objem
Z	[-]	Počet stupňů
ε	[-]	Parciální ostřík
κ	[-]	Poissonovo číslo
ξ	[-]	Ztrátový koeficient
π, ψ	[-]	Tlakový součinitel
τ	[-]	Teplotní součinitel
λ	[-]	Rychlostní součinitel
φ	[-]	Průtokový součinitel

Pozn.: Symboly platí, pokud není v textu uvedeno jinak.

9. Seznam příloh

Příloha I. Podélný návrhový řez expanzní turbínou 8 MW – výkres A2 – DP-2014

10. Seznam obrázků

Obr. 1 Schéma těžby zemního plynu	16
Obr. 2 Doprava zemního plynu tankerem.....	17
Obr. 3 Schématické znázornění dvoustupňového pístového kompresoru s mezichlazením	18
Obr. 4 Šesti-stupňový radiální kompresor	19
Obr. 5 Schéma rozvodu zemního plynu od ložiska k zákazníkovi	20
Obr. 6 Přepavní systém Transgasu	21
Obr. 7 Hydrát (klatrát) metanu	24
Obr. 8 Schématický popis krystalické mřížky hydrátu plynu.....	25
Obr. 9 Hydrát metanu	25
Obr. 10 Různé struktury hydrátů	26
Obr. 11 Přímé metody stanovení vlhkosti	27
Obr. 12 Nepřímé metody stanovení vlhkosti	27
Obr. 13 Graf hutnoty plynu pro predikci hydrátů.....	28
Obr. 14 Schéma základního Rankine – Clausiova cyklu a jeho zobrazení v T-s diagramu	29
Obr. 15 Schéma otevřeného Braytonova oběhu a jeho znázornění v T – s diagramu.	31
Obr. 16 Schéma uzavřeného Braytonova oběhu a jeho znázornění v T – s diagramu.	31
Obr. 17 Schéma jednotlakého paroplynového oběhu a jeho znázornění v T-s diagramu	32
Obr. 18 T – s diagram a schéma ORC oběhu	33
Obr. 19 Rotor parní turbíny s rovnotlakými stupni ve spodní části turbíny a jeho schématický řez	34
Obr. 20 Válcový řez dvouvěncovým Curtisovým stupněm.....	35
Obr. 21 Válcový řez protitlakou parní turbínou PR10 - 7,3/0,5/0,23; Výrobce EKOL Brno s.r.o.	37
Obr. 22 Třístupňový radiální turbokompresor.....	38
Obr. 23 Axiální mnohastupňový kompresor a schéma rozkladu rychlostí pracovní látky v lopátkové mříži.	39
Obr. 24 Příklad samostatné spalovací komory umístěné mimo soustrojí.....	40
Obr. 25 Řez axiální expanzní turbínou na ZP TRex 370.....	42
Obr. 26 Schéma modelu škrcení plynu	43
Obr. 27 Schéma modelu redukce tlaku zemního plynu expanzní turbínou.....	44
Obr. 28 Expanzní turbína S2M 300 kWe s magnetickými ložisky	45

11. Seznam tabulek

Tab. 1 Typické složení zemního plynu	15
Tab. 2 Parametry zemního plynu na vstupu do turbíny a výstupu z turbíny	48
Tab. 3 Složení zemního plynu a podíl jednotlivých komponent směsi plynu v objemových procentech	48
Tab. 4 Chemikálně - fyzikální parametry zemního plynu	49
Tab. 5 Termofyzikální parametry ZP před a po expanzi v turbíně	49
Tab. 6 Základní termodynamické a výkonové parametry expanzní turbíny	49
Tab. 7 Konstanty Antoinovy rovnice pro jednotlivé složky plynu	51
Tab. 8 Výstupní tabulka vymezení tvorby hydrátů ve vícesložkové směsi	53
Tab. 9 Tabulka možnosti stanovení tvorby hydrátů	54
Tab. 10 Výstupní tabulka výpočtu Poissonovy konstanty zemního plynu na vstupu do turbíny	57
Tab. 11 Výstupní tabulka výpočtu Poissonovy konstanty zemního plynu na výstupu z turbíny	58
Tab. 12 Vstupní parametry pro výpočet průtočného průřezu vstupního hrdla	58
Tab. 13 Výstupní tabulka parametrů potřebných pro výpočet průtočného průřezu vstupního hrdla	63
Tab. 14 Vstupní parametry pro výpočet průtočného průřezu vstupního hrdla	64
Tab. 15 Výstupní tabulka parametrů potřebných pro výpočet průtočného průřezu výstupního hrdla	68
Tab. 16 Vstupní parametry pro výpočet délky vstupní lopatky	69
Tab. 17 Vstupní parametry pro výpočet délky výstupní lopatky	70
Tab. 18 Tlakové součinitele pro vstup a výstup expanzní turbíny	72