



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PAROPLYNOVÁ TURBÍNA PRO BEZEMISNÍ AKUMULAČNÍ ELEKTRÁRNU

STEAM-GAS TURBINE FOR EMISSION-FREE STORAGE POWER PLANT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Vojtěch Schubert

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

BRNO 2024

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Vojtěch Schubert**
Studijní program: Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.**
Akademický rok: 2023/24

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:

Paroplynová turbína pro bezemisní akumulární elektrárnu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Jednou z možností akumulace elektrické energie je její přeměna na chemickou energii syntetických paliv. Metodou „Power to gas“ vzniká slučováním vodíku a CO₂ syntetický zemní plyn. Ten je možno skladovat. Zatímco vodík je získáván rozkladem vody, CO₂ je získáváno dalšími, energeticky náročnými způsoby. Uvedený problém je možné řešit prostřednictvím „Bezemisní akumulární elektrárny“ pomocí paroplynové turbíny, jejímiž výstupy jsou elektrická energie a CO₂.

Cíle diplomové práce:

Navrhněte paroplynovou turbínu pro „Bezemisní akumulární elektrárnu“ podle patentu společnosti Siemens – Energy.

- 1) Navrhněte schéma akumulární elektrárny a popište současný stav vývoje jednotlivých základních komponent.
 - 2) Navrhněte paroplynovou turbínu podle následujících parametrů: vstupní tlak do 120 bar(a), teplota na vstupu do 800 °C, tlak na výstupu 13 bar(a), obvodová rychlost lopatkování prvního stupně do 250 m/s, střední obvodová rychlost posledního stupně do 400 m/s. Hmotnostní průtok paroplynové směsi turbínou vhodně zvolte.
 - c) Nakreslete zjednodušený výkres vybraného uzlu turbíny.
- Poznámka: při výpočtu turbíny nahraďte vlastnosti PPS vodní parou.

Seznam doporučené literatury:

FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

EUROPEAN PATENT APPLICATION: EP 3 865 559 A1. Date of filing: 14.02.2020

KRBEK, J., POLESNÝ, B. a FIEDLER, J. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4. Brno

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004,308 s. ISBN 80-720-4346-3.

ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s.,54 s. přílohami, ISBN 978-80-7043-256-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá akumulací elektrické energie s ohledem na probíhající transformaci energetiky a na klimatickou krizi. Formou rešerše jsou proto představeny technologie CCUS a možnosti ukládání elektrické energie. Ve vztahu k těmto otázkám je v práci prezentován i koncept bezemisní akumulární elektrárny, který vychází z patentu firmy SE Brno. V dalších částech diplomové práce je pak sestrojeno realizační schéma a je proveden ideový návrh paroplynové turbíny pro energetickou jednotku této akumulární elektrárny.

Klíčová slova

Oxid uhličitý, CCUS, Akumulace energie, Paroplynová turbína, Power-to-Gas, EFSPS

ABSTRACT

The thesis addresses energy storage in the context of the ongoing energy transformation and the climate crisis. Therefore, the CCUS technologies and the possibilities of electrical energy storage are presented in the form of a literature review. In relation to these issues, the thesis also presents the concept of an emission-free storage power plant, based on a patent from SE Brno. In the subsequent parts of the thesis, an instrumentation diagram is constructed, and a conceptual design of a gas-steam turbine for the energy unit of this storage power plant is proposed.

Key words

Carbon dioxide, CCUS, Energy storage, Steam-Gas Turbine, Power-to-Gas, EFSPS

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SCHUBERT, Vojtěch. *Paroplynová turbína pro bezemisní akumulární elektrárnu* [online]. Brno, 2024 [cit. 2024-05-15]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157373>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jan Fiedler.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Paroplynová turbína pro bezemisní akumulární elektrárnu* vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

24.05.2024

Datum

Vojtěch Schubert

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych tímto poděkovat panu Ing. Stanislavu Kubišovi CSc. za všechn pro mne obětovaný čas a za možnost spolupráce.

Také děkuji panu doc. Ing. Janu Fiedlerovi Dr. za vstřícný přístup při vedení práce, za cenné rady a připomínky.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 ENERGETICKÁ ŘEŠENÍ KLIMATICKÉ KRIZE.....	13
2 TECHNOLOGIE CCUS	15
2.1 Metody zachytu CO ₂	15
2.1.1 Absorpční metoda.....	16
2.1.2 Adsorpční metoda.....	17
2.1.3 Membránová separace	18
2.1.4 Porovnání metod zachytu CO ₂	19
2.2 Doprava CO ₂	21
2.3 Geologická uložení CO ₂	22
2.4 Využití CO ₂	24
3 AKUMULACE ELEKTRICKÉ ENERGIE.....	27
3.1 Technologie ukládání elektrické energie.....	28
3.1.1 Přečerpávání vody	28
3.1.2 Kompresce vzduchu	29
3.1.3 Setrvačníky	30
3.1.4 Superkondenzátory	31
3.1.5 Supravodivé cívky	32
3.1.6 Bateriová uložení	32
3.1.7 Průtočné baterie	33
3.1.8 Tepelné akumulátory	34
3.1.9 Power-to-gas.....	35
3.1.9.1 Elektrolýza.....	36
3.1.9.2 Metanizace.....	37
3.2 Porovnání technologií ukládání elektrické energie	40
4 NÁVRH BEZEMISNÍ AKUMULAČNÍ ELEKTRÁRNY.....	41
4.1 Současný stav techniky.....	41
4.1.1 E.ON PtG Falkenhagen	42
4.1.2 Regio Energie PtG Solothurn	43
4.1.3 Troia PtG	43
4.1.4 HIF Haru Oni.....	44
4.2 Siemens EFSPS	45
4.2.1 Technický popis EFSPS	45
4.2.2 Hlavní aspekty EFSPS.....	46

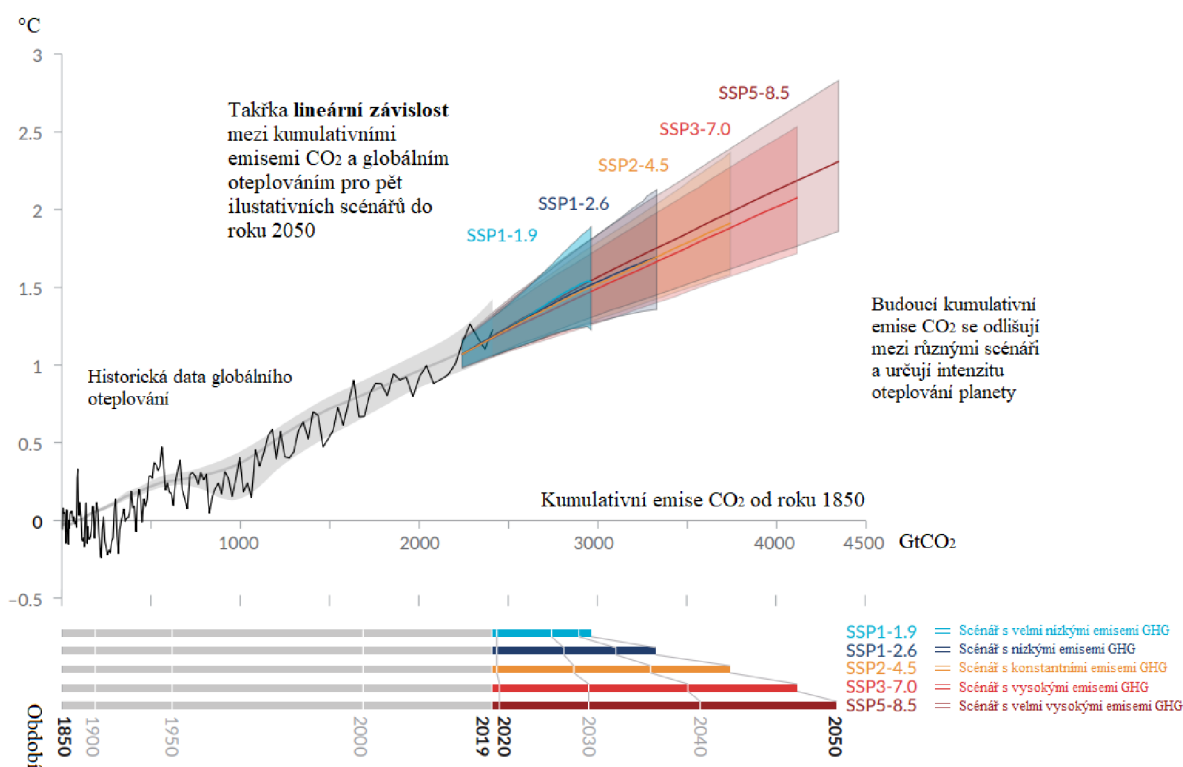
4.3 Návrh energetické jednotky	47
4.3.1 Generátor paroplynové směsi.....	50
4.3.1.1 Návrh spalování a vstříku	51
4.3.2 Paroplynová turbína	56
4.3.2.1 Návrh expanze a svorkového výkonu	57
4.3.3 Generátor vysokotlakové páry a separační generátor páry	59
4.3.3.1 Návrh parametrů generované páry	61
4.3.4 Realizační schéma energetické jednotky	64
5 NÁVRH PAROPLYNOVÉ TURBÍNY	67
5.1 Konstrukční řešení paroplynové turbíny	67
5.2 Jmenovité otáčky turbíny	69
5.3 Termodynamický návrh stupňové části	70
5.3.1 Regulační stupeň	71
5.3.2 Přetlakové stupně	79
5.3.3 Rozdělení expanze v turbíně	87
5.4 Axiální vzdálenosti v turbíně	88
5.5 Volba ložisek.....	90
5.6 Volba rychloběžné spojky	91
5.7 Volba převodovky	91
5.8 Volba generátoru.....	92
5.9 Dispoziční schéma	92
6 DISKUSE.....	93
7 ZÁVĚR	95
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	96
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	103
SEZNAM PŘÍLOH.....	111

ÚVOD

Molekuly oxidu uhličitého (CO_2) jsou tvořeny z jednoho atomu uhlíku a dvou atomů kyslíku, za normálních podmínek se jedná o bezbarvý plyn. Jako i jiné tříatomové plyny, také CO_2 absorbuje UV záření a řadí se mezi tzv. skleníkové plyny (GHG, z angl. *Green House Gases*). Výskyt CO_2 v atmosféře je přirozený, neboť vzniká při biologických procesech – během buněčného dýchání, fermentace, nebo při rozkladu organismů, avšak jeho atmosférická koncentrace se vlivem spalování uhlikatých paliv od počátku průmyslové revoluce navýšila z 280 na 425 ppm [1].

Samotný CO_2 je těžší než vzduch ($\rho_{\text{CO}_2} = 1,977 \text{ kg.Nm}^{-3}$), nicméně chemická stabilita vazby uhlík-kyslík napomáhá molekulám CO_2 se promísit s dalšími složkami vzduchu, takže kromě blízkosti zdrojů CO_2 je jeho podíl v atmosféře rovnoměrný. Další důležité vlastnosti tohoto plynu jsou rozpustnost ve vodě a možnost absorpce rostlinami nebo horninami, kdy se uvádí, že až polovina světové produkce CO_2 je pohlcena litosférou nebo při okysličování oceánů [2]. Což samo o sobě spíše představuje komplikace a zdaleka se nejedná o řešení problému s udržitelností využívání uhlíkových paliv.

Mezi lety 1850 a 2019 bylo do ovzduší kumulativně uvolněno $2390 \pm 240 \text{ Gt}$ antropogenního CO_2 , důsledkem čehož dochází ke globálnímu oteplování a k narušení biodiverzity planety. Byla zjištěna přímá souvislost s množstvím uvolněného uhlíku na teplotě zemského povrchu (Obr. 1). Se změnou teplot přichází extrémní klimatické jevy, jako jsou vlny veder, extrémní sucha, nebo přivalové deště. Zemský povrch se od průmyslové revoluce oteplil již zhruba o 1°C a podle scénáře s konstantními světovými emisemi CO_2 , by se tato teplota mohla do konce století zvýšit o další 2°C . Dle nejvíce pesimistického scénáře by se roční emise GHG k roku 2100 mohly zdvojnásobit a celkové oteplení planety by vzhledem k preindustriální době činilo až 5°C . Je proto nutné už nyní emise uhlíku výrazně redukovat. [2]



Obr. 1: Graf závislosti kumulativních emisí CO_2 na oteplení zemského povrchu [2]

Transformace hospodářství s ohledem na klima není pouze teoretickým konceptem, ale již delší dobu probíhá v globálním měřítku. Prvotním impulzem byl tzv. *Kjótský protokol*, který nabyl platnost v roce 2005 a jenž zavazoval průmyslové země ke snížení emisí skleníkových plynů o 5,2 % v daném pětiletém období [3]. Evropská unie v rámci téhož plánu vytvořila unijní trh s emisními povolenkami, pomocí nichž je i nyní ve členských státech zaručeno plnění tohoto závazku [4].

Jako zlomový bod v řešení klimatické krize však lze považovat tzv. *Pařížskou dohodu* v roce 2015, kdy se celkem 196 přítomných států pod záštitou OSN zavázalo zabránit globálnímu oteplování planety. Podle dohody nesmí dojít k oteplení o více než 2 °C vzhledem k teplotám z období před průmyslovou revolucí, avšak mnohé státy si jako limit stanovily více ambiciózní hodnotu 1,5 °C. Jednotlivé země si sami volí plán pro dosažení účelu dohody, v oblasti energetiky se to běžně týká především podpory výstavby a využívání *obnovitelných zdrojů energie* (OZE). [5]

Na poslední konferenci OSN k ochraně klimatu, jež se konala ke konci roku 2023 v Dubaji, byly prezentovány výsledky plnění Pařížské dohody, které ukázaly, že nejhorším scénářům pro globální oteplování se společnost s velkou pravděpodobností vyhne. Předpokládá se, že pokud by všechny země dále plnily své závazky, tak by mohlo dojít k oteplení planety v rozmezí 1,7 - 2,1 °C. Pro mnohé zúčastněné státy byl tento výsledek nedostačující, a proto došlo k prosazení razantnějších opatření. Byl především vytyčen cíl k dosažení uhlíkové neutrality, a to všemi státy OSN, nejpozději do roku 2050. K tomu bude zapotřebí uskutečnit tzv. *phase-out* (tedy úplný odklon) od fosilních paliv. Uhlí a ropa má být plně nahrazena OZE, jejichž současný instalovaný výkon se má do roku 2030 až ztrojnásobit. [6]

Tyto ambice znamenají hlavně pro energetický sektor velké výzvy a nutnost po hledání nových řešení. OZE – primárně větrné a solární elektrárny – se charakterizují svojí výkonovou nestabilitou. Nelze tedy bez problému nahradit současné fosilní elektrárenské bloky těmito obnovitelnými zdroji, aniž by to ovšem nemělo negativní vliv na celou elektrizační soustavu. Je nutné zajistit rozvoj zejména přenosové soustavy, výkonových rezerv nebo akumulčních technologií. Transformace energetiky se tedy netýká pouze zdrojů, ale je velmi komplexní problematikou.

Cílem této práce je představit možnost, jak efektivně vyřešit otázku nadbytků energie v síti vlivem rostoucího zastoupení OZE. Jedná se o návrh akumulční elektrárny, která je schopna akumulovat přebytečnou energii v síti vytvořením syntetického paliva. V rámci stejného zařízení je pak možné v době nedostatku energie v síti toto syntetické palivo spalovat a vytvářet tím energii. Celý koncept je zároveň velmi ekologický, neboť není do ovzduší uvolňován žádný CO₂, ale naopak při akumulční fázi je ho nutné přivádět pro výrobu syntetického paliva, což také například otevírá možnosti pro využití technologií zachytu CO₂. Celkový potenciál této akumulční elektrárny pro klima je tak velmi významný.

Pro účely práce jsou nejprve diskutovány různé přístupy řešení klimatické krize v energetice. Poté jsou popsány metody zachytu CO₂, jeho uložení anebo využití. Práce se dále zabývá možnostmi akumulace elektrické energie s konkrétnějším zaměřením na technologie *power-to-gas* (z angl. přeloženo jako *elektrina-plyn*). Je také přiblížen vznik syntetického metanu pomocí Sabatierovy reakce. V následujících kapitolách je prezentován patent bezemisní akumulční elektrárny firmy *SE Brno* a návrh základních komponent zařízení. Poslední část práce je věnována výpočtu a návrhovému výkresu paroplynové turbíny pro tuto akumulční elektrárny.

1 ENERGETICKÁ ŘEŠENÍ KLIMATICKÉ KRIZE

Energetika je zpravidla největším producentem emisí CO₂. Například v Evropské unii je výrobou a využíváním energií emitováno více než tři čtvrtiny skleníkových plynů [7]. Možností, jak aktivně limitovat nebo redukovat emise CO₂ je několik. Mezi základní strategie k dosažení uhlíkové neutrality se řadí dekarbonizace zdrojů energie, eliminace stávajících emisí uhlíku, elektrifikace a integrace soustav, nebo optimalizace využívání elektřiny (Obr. 2). Tyto strategie spolu navzájem souvisí a pro dosažení cíleného efektu bude zapotřebí využití všech zmíněných variant [8].



Obr. 2: Strategie k dosažení udržitelné energetiky [8].

Dekarbonizace energetických zdrojů znamená zbavení se závislosti na spalování fosilních paliv. Dle dohod z konference v Dubaji má být po roce 2030 generováno 68% elektřiny z OZE [9], přitom v současnosti OZE zastávají zhruba 33 % světového energetického mixu [10]. V tomto ohledu je konkrétně pro Evropu prioritním cílem rozvinout potenciál větrné energie na moři. Vnitrozemské státy jako ČR by tak v budoucnu měly být spíše dovozci elektřiny. [7]

Dekarbonizace také představuje příležitost pro produkci alternativních paliv, jako je vodík nebo biopaliva, jejichž spalováním se do ovzduší uvolňuje minimální nebo žádné množství škodlivých emisí. Jednou variantou využití přebytků energie z OZE je vytvoření tzn. *zeleného vodíku*, pro který se hledá uplatnění třeba jako náhrada fosilních paliv v dopravě. [8]

Přímé snižování emisí uhlíku je další možností k posílení udržitelnosti energetiky. Do stávajících parních a plynových elektráren lze nainstalovat technologie, které budou zachytávat CO₂ a minimalizovat tím úniky uhlíku do atmosféry. Je také možné CO₂ zachytávat přímo z atmosféry, tedy mimo zdroje emisí – DAC (z angl. *Direct Air Capture*). Zachycený uhlík je pak buď trvale uložen do geologické formace – CCS (z angl. *Carbon Capture and Storage*), anebo ho lze dále využít jako surovinu pro různé průmyslové aplikace – CCU (z angl. *Carbon Capture and Utilization*). Souhrnně jsou pak tyto technologie označovány jako CCUS. [11]

Problém u přímé redukce emisí je ekonomická nenávratnost projektů, kdy je často pouze jedinou motivací snížit antropogenní emise GHG. Pozitivní vliv tohoto přístupu pro klima je však značný a lze očekávat, že po phase-outu fosilních paliv bude záchyt DAC představovat klíčovou roli pro další redukci uhlíku v atmosféře. Proto je také současně vyvíjeno značné úsilí k dosažení ekonomické proveditelnosti těchto technologií. [12]

V energetice přesto nevznikají emise uhlíku pouze při spalování. CO₂ je využíván jako procesní tekutina například v chladicích zařízeních, kde mohou nastat tzv. *fugitivní emise*, tedy úniky prostřednictvím netěsností systému. Z důvodu redukce celkových emisí jsou proto snahy tyto látky nahradit přírodními variantami. [8]

Elektrifikace a integrace soustav je ekonomicky přívětivější variantou k dosažení uhlíkové neutrality. Tento fenomén úzce souvisí se silícím významem OZE, při jejichž provozu vznikají přebytky elektrické energie v síti. S rostoucím instalovaným výkonem OZE je proto snaha rozšířit využití elektřiny, tak aby bylo možné přebytky efektivně zužitkovat. Skrze elektrifikaci lze navíc nahradit fosilní paliva v oblastech jako stavební průmysl, doprava nebo teplárenství, které jsou zpravidla velkými producenty CO₂. V rámci klimatických dohod se předpokládá dynamický vývoj koncového využití elektřiny ze současných 20 % na 29 %, 38 % a 49 %, postupně pro roky 2030, 2040 a 2050. [8, 13]

S rozvojem využití elektřiny budou přirozeně růst také nároky na přenosovou a distribuční soustavu. Například podle evropského plánu pro rozvoj větrných elektráren na moři bude nutné do roku 2050 vybudovat přenosovou soustavu dlouhou nejméně 54 000 km o investičních nákladech přesahující 400 miliard eur [14]. Zároveň dojde k postupnému odstavení velkých elektrárenských bloků, které dodávaly elektřinu do přenosové soustavy „v jednom směru“ k odběrateli, a jež budou nahrazeny několika menšími obnovitelnými zdroji, takže bude muset být vybudován komplexnější systém přenosu elektřiny [13].

Další otázkou je problém se spolehlivostí dodávek elektřiny, kdy je zásadní udržet rovnost mezi výrobou a spotřebou. Rozšiřující zastoupení fotovoltaické a větrné energie způsobuje výkonové výchyly a dočasné nestability systému. Proto je pro spolehlivost dodávek nutné zajistit rozvoj podpůrných služeb a akumulacích jednotek, které v případě poklesu napětí dodávají výkon, a při nadbytku působí jako zátěž. Pro zálohování větrné nebo solární energie se technicky i ekonomicky nejvíce hodí spalovací turbíny. Vodní a biomasové zdroje jsou zase z hlediska ekodesignu vhodnější variantou, ale vyznačují se vyššími investičními náklady a jsou více limitovány v potencionálním využití. [13, 15]

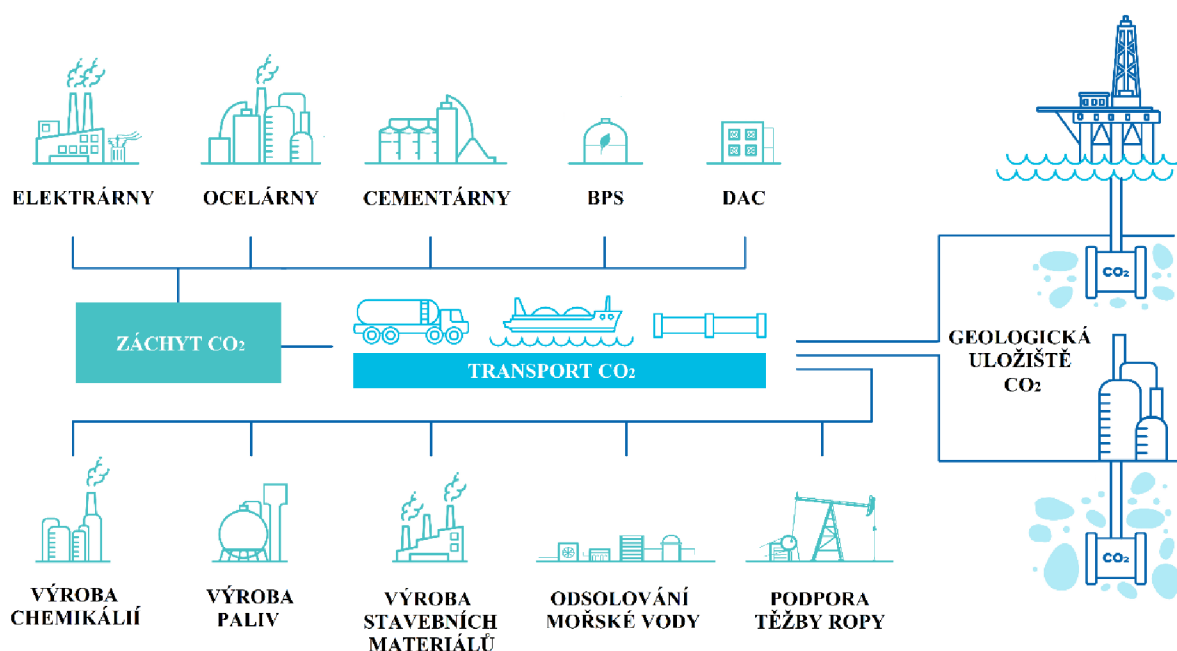
Optimalizace využívání energií je zbývající významnou strategií k dosažení udržitelné energetiky. Primárním cílem je zvětšení energetické efektivity zařízení. S rostoucí účinností spotřebičů bude zapotřebí generovat méně energie, což v konečném důsledku znamená méně emisí CO₂. Podle dohod z konference v Dubaji má být docíleno, aby se celková efektivita využívání energií meziročně zvyšovala o 4 % až do roku 2030. S tímto souvisí také využití průmyslových odpadů a odpadního tepla. [6]

Další prostor pro optimalizaci je v poptávkách po elektrické energii, která se během dne přirozeně mění v rozsahu gigawattů. V zásadě jediným důvodem změn zatížení je chování spotřebitele a s příchodem elektrifikace v podobě elektromobility nebo tepelných čerpadel je pravděpodobné, že se bude proměnlivost odběrů zintenzivňovat. Samo o sobě toto nepředstavuje nepřekonatelnou překážku, historicky se poptávka měnila a elektrizační soustavy se byly schopny adaptovat. Avšak v kombinaci s příchodem výkonově nestabilních OZE nastávají potíže, jejichž předejití by bylo kompenzováno nadměrnými nároky na podpůrné služby, což by mělo za následek ekonomickou neefektivnost celého systému. Proto je žádoucí optimalizovat také odběry ze sítě například pomocí zvýhodnění cen elektřiny v daný čas. Odběratel pak bude motivován snížit svoji spotřebu při špičkovém zatížení, a naopak využije odběr elektřiny v mimošpičkové době. [13, 15]

2 TECHNOLOGIE CCUS

Proces CCUS je klíčovým prvkem koncepce dosažení uhlíkové neutrality a zmírnění globálního oteplování. Jedná se o soubor různých technologií, které na sebe postupně navazují a dohromady formují ucelený proces podle konečného údělu CO₂ (Obr. 3). [16]

Vždy je prvním krokem záchyt CO₂, který obvykle probíhá v rámci velkých zdrojů emisí uhlíku, jako jsou elektrárny nebo průmyslová zařízení, jež pro svůj provoz využívají fosilní paliva nebo biomasu. Molekuly CO₂ lze také separovat při provozu bioplynových stanic (BPS), nebo z atmosféry skrze technologii DAC. Pokud CO₂ není využíván v místě zachycení, bývá stlačen a dopravován buď ke využití v průmyslových aplikacích, nebo směrem k hlubinným geologickým formacím, kde dochází k jeho trvalému uložení. Podle tohoto konečného určení se CCUS dělí na CCU nebo CCS. [17]



Obr. 3: Schéma technologií CCUS [16].

Zájem o CCUS výrazně roste. Roční investice činí miliardy amerických dolarů, avšak mnohé technologie se nachází zatím ve vývojové fázi, a tak jsou stále neuzpůsobitelné komerčního provozu. Potenciál CCUS tedy zůstává plně nerozvinut. [17]

Cílem této kapitoly je přiblížit možnosti a varianty procesu CCUS, je představena podstata vybraných technologií záchytu CO₂, diskutovány jejich výhody a nedostatky. Je také přiblížena problematika dopravy, ukládání do geologických uložišť nebo využití zachyceného CO₂.

2.1 Metody záchytu CO₂

Po procesu spalování fosilních paliv nebo biomasy se v zásadě využívají hlavní tři technologie zachycení CO₂ [18]. Jedná se o:

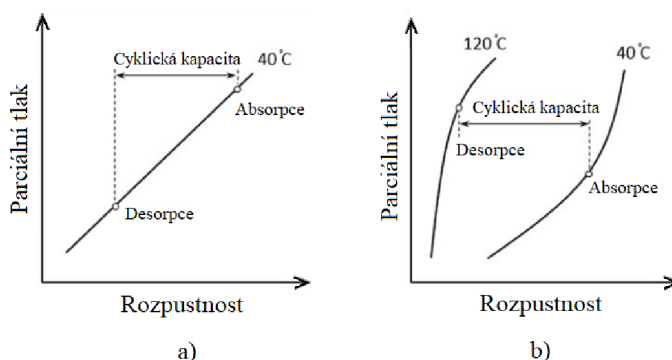
- absorpci,
- adsorpci,
- membránovou separaci.

2.1.1 Absorpční metoda

Absorpce je obecně využívána k oddělení konkrétní složky plynné směsi za pomoci kapalného rozpouštědla – absorbentu. Průběh absorpce je ovlivněn vlastnostmi obou fází a absorpční zařízení je pak navrženo tak, aby bylo dosaženo maximální plochy mezifázového rozhraní. Absorpce může být využita například pro snížení koncentrace dané složky ve směsi, pro zvýšení čistoty produktu, nebo pro odstranění jedovaté či zápachající složky plynu. [19,20]

Skrze mechanismus rozpuštění plynu se technologie absorpce dělí na:

- **Fyzikální absorpci** – rozpustnost je podmíněna vyšším parciálním tlakem rozpouštěné látky, děje se tak na základě Henryho zákona. Rovnováha nastane při vyrovnání parciálních tlaků složek. Může také dojít k desorpci při poklesu parciálního tlaku rozpouštěného plynu (Obr. 4 a). [19, 20]
- **Chemickou absorpci** – cílový plyn je rozpuštěn pomocí chemické reakce v rozpouštědlu, a to i při nízkém parciálním tlaku absorbovaného plynu. Obvykle je reakce vratná a desorpce nastává při ohřívání směsi (Obr. 4 b). Jako absorbent jsou nejčastěji využívány rozpouštědla na bázi aminu, amoniaku, nebo methanolu. [20]



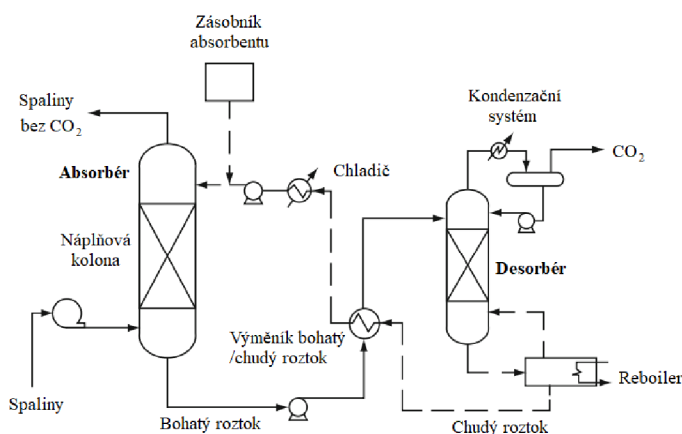
Obr. 4: Vztah mezi rozpustností a parciálním tlakem pro: a) fyzikální absorpci, b) chemickou absorpci [19].

Pro separaci CO₂ se častěji využívá chemická absorpce, a to z důvodu vyšší efektivity zachytu a nižší citlivosti na rozsah koncentrací CO₂ ve spalinách. [20]

Absorpční zařízení na bázi chemické reakce se skládá ze čtyř hlavních komponent: absorbéru, desorbéru, reboileru a chladiče (Obr. 5). Spaliny vstupují z dolní části do absorbéru a dále proudí horizontálně skrz náplňovou kolonu – soustavu tělísek, které zvětšují měrný povrch kapaliny. V protiproudém směru ke spalinám stéká chudý roztok absorbentu a dochází ke styku obou fází. CO₂ reaguje s rozpouštědlem a vzniká tzv. *bohatý roztok*, ten je následně ze dna absorbéru veden přes výměník do desorbéru. [20, 15]

V desorbéru nastává uvolnění plynné fáze bohatého roztoku skrze teplo přivedené přes reboiler a částečně i skrze teplo předané ve výměníku. Plynná fáze, která je složena z CO₂ a z par absorbéru, následně proudí do kondenzačního zařízení, kde dochází ke kondenzaci adsorbéru a vzniká čistě odseparovaný CO₂. [20, 15]

Z desorbéru pak vytéká rozpouštědlo bez CO₂, tedy tzv. *chudý roztok*, který dále proudí přes výměník a chladič, kde odevzdává teplo a vstupuje do absorbéru, čímž je uzavřen jeden cyklus absorpce. [20, 15]



Obr. 5: Schéma absorpčního zařízení [15].

I když se jedná o nejpokročilejší metodu separace CO_2 , stále je absorpční metoda příliš závislá na velkém množství dodávané energie, než aby mohla být efektivně použita pro účely CCUS. Nynější oblast R&D se proto zaměřuje především na vývoj a testování nových, účinnějších absorbentů. Jsou kladeny požadavky na nízkou potřebu tepla pro desorpci, efektivnost zachytu a vysokou kapacitu absorpce CO_2 . [15]

2.1.2 Adsorpční metoda

Adsorpce je alternativní, méně vyvinutou metodou zachytu CO_2 , u které dochází k zachycování molekul na povrchu pevného adsorbentu, čímž se oddělují od směsi spalin. Na částice působí přitažlivá síla, jež je důsledkem povrchové energie. Přesný charakter reakce je silně závislý na detailech a vlastnostech reaktantů. Adsorpce se ale obecně dá dělit na [21]:

- **Fyzikální adsorpci** – adheze je tvořena slabšími Van der Walsovými silami. Výhodami jsou rychlost navázání vazeb, adsorpce i při nižších teplotách a reverzibilita děje. Uvolnění navázané částice probíhá při snížení tlaku, nebo při zvýšení teploty. Jako fyzikální adsorbent se využívá aktivní uhlí nebo zeolity. [19, 22]
- **Chemisorpci** – adheze molekul je důsledek silných kovalentních vazeb. Vazby vznikají při relativně vysokých teplotách. Celý proces je časově náročnější a nejedná se vždy o vratný děj, ale je možné vyselektovat a zachytit konkrétní typ částice. Regenerace je náročná, nastává při podstatně vyšších teplotách, což může mít za následek změnu složení a struktury absorbentu, u některých aplikacích lze absorbent použít pouze jednou a poté je vyřazen. Jako adsorbenty pro chemisorpci se využívají například porézní materiály na bázi aminů, oxidu vápenatého nebo silikáty. [19, 22]

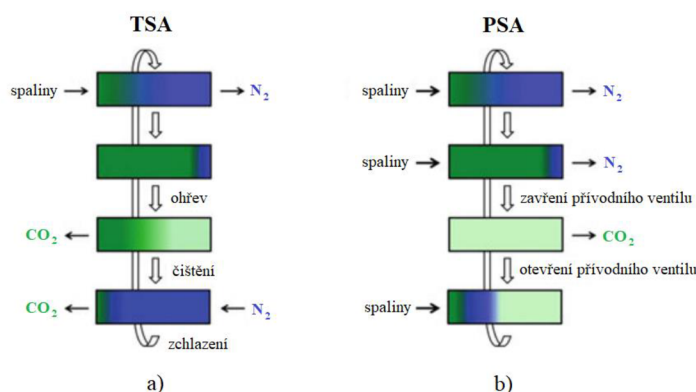
Adsorpce probíhá v adsorpčních věžích, kde je adsorbent většinou uložen v pevné vrstvě, ale může se jednat i o fluidní vrstvy, sesuvné vrstvy nebo pneumatický transport adsorbentu [22]. Po adsorpci nastává desorpce, u pevných vrstev se tak děje v rámci stejného zařízení, tudíž se jedná o diskontinuální proces a reakce probíhají v cyklech. V souvislosti s tím, jakým mechanismem je adsorbent během adsorpčního cyklu regenerován/desorbován, se proces zachytu CO_2 klasifikuje podle [15]:

- změně teplot – TSA (z angl. *Temperature Swing Adsorption*),
- změně tlaků – PSA (z angl. *Pressure Swing Adsorption*).

Při TSA lze dodávat teplo pro desorpci v rámci vlastní spotřeby tepla zdroje, což je výhodou a z ekonomického hlediska bývá tato metoda efektivnější než PSA. [15]

Proces TSA (Obr. 6 a) probíhá následovně: nasycený adsorbent je zahříván na optimální teplotu desorpce, navázaný CO_2 se uvolňuje a v zařízení roste tlak, to umožňuje proudění plynů ven z adsorpční věže. Poté, co je dosaženo desorpční rovnováhy, je v zařízení stále přítomný uvolněný CO_2 , kterého se zbavuje pomocí tzv. *čištění dusíkem*, kdy jsou molekuly CO_2 vytlačeny molekulami N_2 . Nakonec jsou vrstvy adsorbentu zchlazeny a připraveny na další cyklus. [15]

Oproti tomu při PSA je desorpce založena na snižování přetlaku, který byl využit pro proces adsorpce (Obr. 6 b). Přetlak v zařízení je dosažen kompresorem a určuje se podle kapacity adsorbentu, po jehož nasycení je uzavřen přívodní ventil. Souběžně je otevřen ventil pro extrakci CO_2 a tlak v zařízení začne klesat, čímž se uvolní většina navázaného CO_2 . Po otevření přívodního ventilu nastává další cyklus. [15, 23]



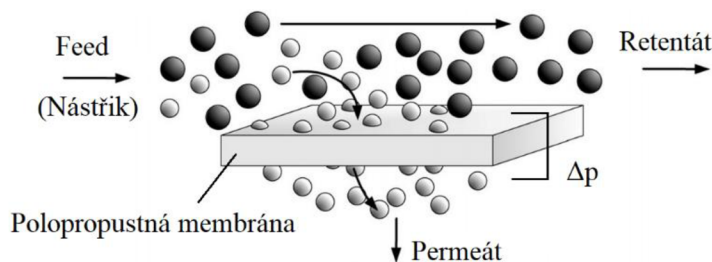
Obr. 6: Schéma průběhu: a) TSA, b) PSA [20].

V souvislosti se záchytem CO_2 je R&D více zaměřen na technologii TSA. Hlavní snahy se ubírají směrem k vývoji kvalitnějších adsorbentů, vypracování technickoekonomických studií pro implementaci adsorpce na větší průmyslové projekty, anebo k vývoji nových hybridních procesů VTSA (z angl. *Vacuum and Temperature Swing Adsorption*) nebo VPSA (z angl. *Vacuum and Pressure Swing Adsorption*). [24]

2.1.3 Membránová separace

Membránová separace CO_2 je poslední ze tří hlavních metod záchytu CO_2 . Jedná se o zajímavou metodu z hlediska nákladů, jednoduchosti a kompaktnosti – jsou pro ni patrné relativně nízké investiční i provozní výdaje a celé zařízení zaujímá méně prostoru než adsorpční nebo adsorpční technologie. [15, 25]

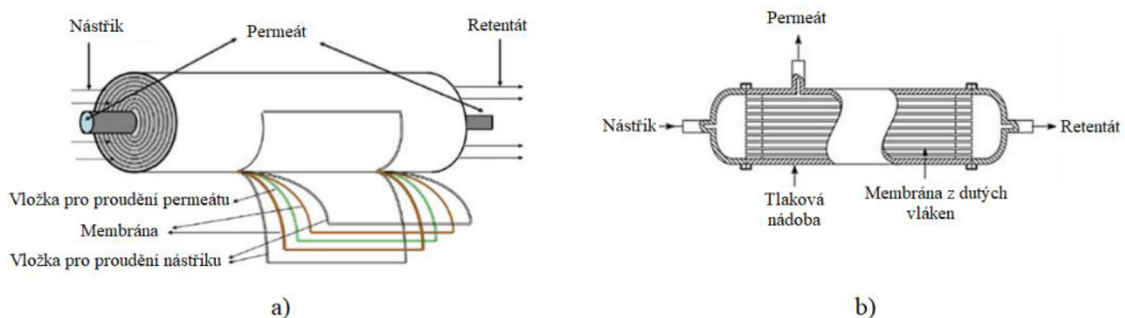
Během separace se využívá membrány jako polopropustné vrstvy, která je uzpůsobena k záchytu konkrétních částic – *retentátu* – v tomto případě CO_2 (Obr. 7). Zbytek, který vrstvou projde se označuje jako *permeát*. Propustnost je dána pórovitostí a smáčivostí membrány s ohledem na velikost a smáčivost separovaných částic. [15, 25]



Obr. 7: Schéma membránové separace [26].

Hnací silou separace je nejčastěji rozdíl tlaku před a za membránou, což je docíleno vakuovým čerpadlem nebo ventilátorem na straně spalin, s čímž bývá spojena víc než polovina nákladů na provoz membránové separace. Dalším hnacím mechanismem může být difuze, nebo rozdíl elektrických potenciálů. [15, 25]

Co se týče konstrukcí zařízení membránové separace, tak důležitým požadavkem je cena a celková plocha membrány, která řádově činí 10^3 - 10^4 m². Proto byly vyvinuty tzv. *membránové moduly*, mezi nimiž je nejužívanější modul spirálově vnutý (Obr. 8 a) a modul s dutými vlákny (Obr. 8 b). Materiálem membrán bývá na bázi polymerních uhlovodíků, pro vyšší teploty spalin (okolo 600 °C) je pak použita dražší keramika nebo mikroporézní uhlík. [19, 25]



Obr. 8: Modulární konstrukce membránové separace: a) spirálovitě vnutý modul, b) modul s dutými vlákny [15].

Nevýhodou membránové separace je nižší efektivita záchytu, jež činí maximálně 95 %. Důvodem je ekonomická náročnost udržování vyššího rozdílu tlaků před a za membránou, kdy pro docílení vyšší čistoty retenátu neúměrně rostou náklady. Místo toho se volí membrána s nižší selektivností a větší plochou. Dalšími nevýhodami této technologie jsou citlivost membrán na kyselé plyny, nebo cena materiálů pro vysoké teploty. [25]

Cílem výzkumu v oblasti membránové separace je tedy jednak zvýšení odolnosti membrán, aby se dosahovalo cílené životnosti až 5 let [27], a zvýšení efektivitu záchytu. Proto jsou vyvíjeny například dvoustupňové separace. V tomto ohledu se angažují například vědecké týmy z Jižní Koreje nebo Saudské Arábie [25, 28].

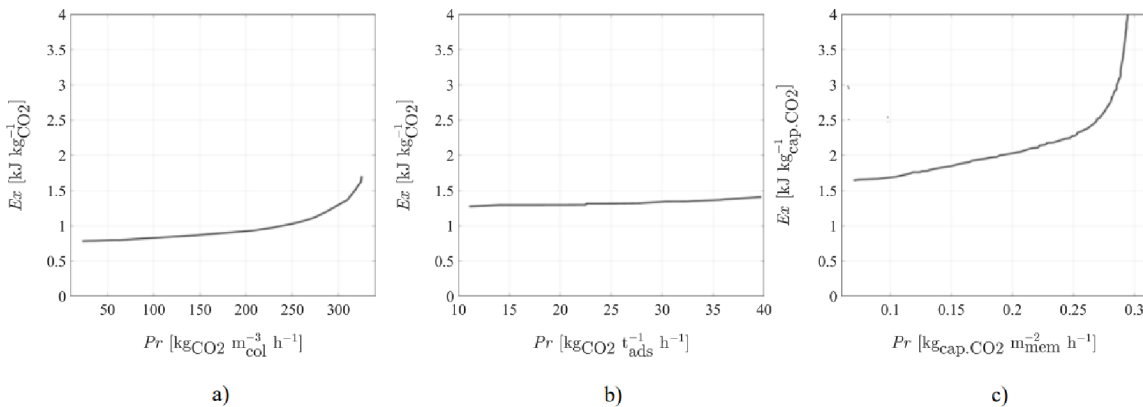
2.1.4 Porovnání metod záchytu CO₂

Výše zmíněné technologie mohou být při vyhodnocení efektivnosti souzeny dle technických, nebo ekonomických hledisek. V rámci studie na technické univerzitě v Zürichu [29] použili k analyzování separačních metod CO₂ ukazatele jako:

- *Ex* – představující spotřebu exergie vztaženou na množství zachyceného CO₂. Tato veličina se užívá, aby bylo možné srovnávat energetickou náročnost metod, i když jsou v principu závislé na rozdílných zdrojích tepelné nebo mechanické energie, například při regeneraci reaktantu nebo předúpravě spalin. [29]
- *Pr* – udává produktivitu záchytu CO₂ s ohledem na využitý materiál pro separaci. Tento index je specifický pro každou technologii. Při absorpci závisí na množství použitého rozpouštědla, při adsorpci na hmotnosti adsorbentu a při membránové separaci celková plocha membrány. [29]

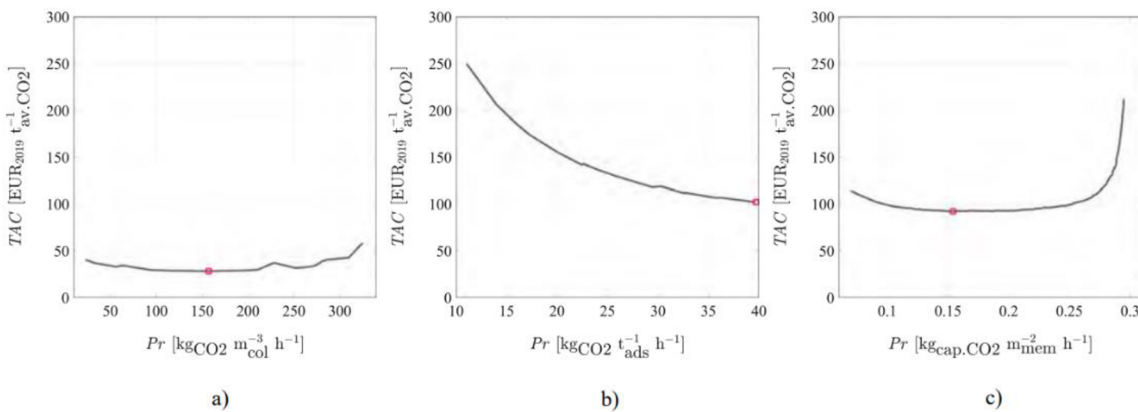
- *TAC* – označuje celkové roční náklady (z angl. *Total Annualized Cost*), které se vztahují k tuně zachyceného CO₂. Jsou zde zahrnuty všechny kapitálové a provozní výdaje. [29]

Z technického hlediska se hodí porovnat průběh *Ex* v závislosti na *Pr* pro všechny tři technologie záchytu CO₂ (Obr. 9). Lze jednoznačně seřadit metody ve vztahu k potřebě exergie, přičemž absorpce se v tomto ohledu ukazuje jako nejméně náročná. Dále je patrný trend rostoucí spotřeby energie při zvyšování produktivity konkrétního zařízení, nejvýrazněji u membránové separace, naopak při absorpci je *Ex* málo citlivá na velikost *Pr*. [29]



Obr. 9: Porovnání produktivity a potřeby exergie pro technologii: a) absorpce, b) adsorpce, c) membránové separace [29].

Vyhodnocení variant projektů s ohledem na ekonomickou efektivitu lze učinit na základě srovnání průběhů závislostí *TAC* na *Pr* (Obr. 10). Zde je zřetelná skutečnost, že u absorpční metody a membránové separace mají kapitálové výdaje velkou váhu při nízké produktivitě zařízení. Výsledná cena za jednotku zachyceného CO₂ je tedy u takových zařízení vyšší (Obr. 10 a, 10 c). Pro obě metody také platí, že při zvyšující se produktivitě se měrné náklady snižují až do určitého bodu, odkud se naopak začínají projevovat vyšší provozní náklady a objevuje se rostoucí trend závislosti *TAC-Pr*. [29]



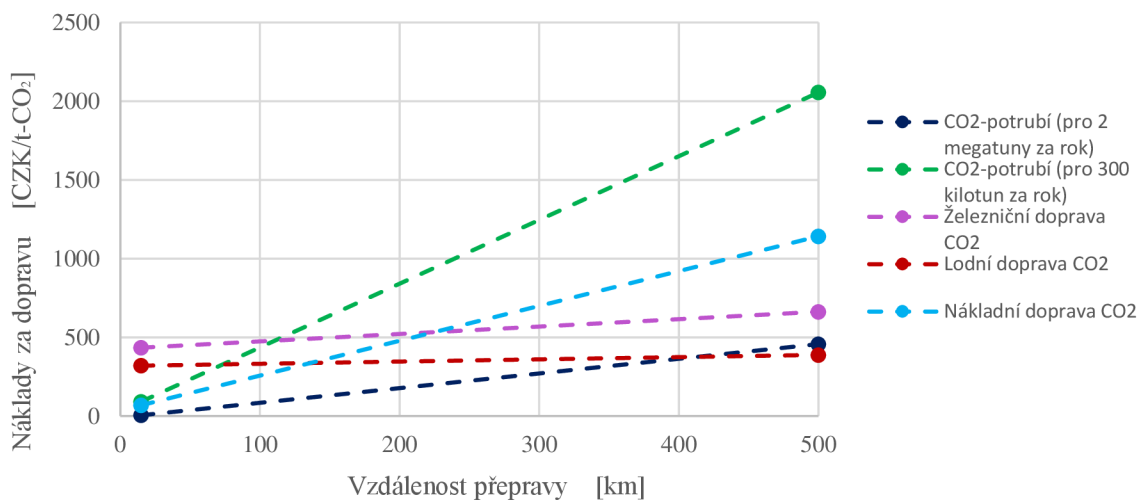
Obr. 10: Porovnání produktivity a nákladů pro technologii: a) absorpce, b) adsorpce, c) membránové separace [29].

V případě absorpce mají kapitálové výdaje opět největší význam u menších zařízení, ale následný průběh *TAC-Pr* je odlišný (Obr. 10 b). Spotřeba energie totiž zůstává téměř konstantní, vzhledem k celkovým nákladům se tedy náklady spojené s provozem zařízení zvyšují jen zanedbatelně. [29]

2.2 Doprava CO₂

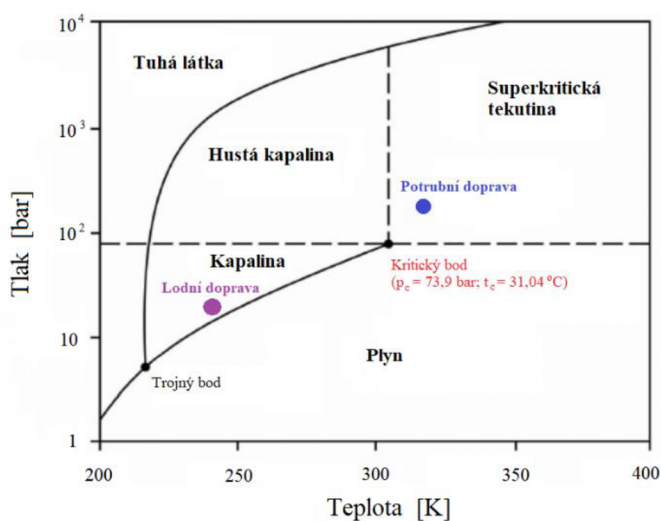
Proces CCUS je složen z řady činností, které na sebe bezprostředně navazují a jež spolu úzce souvisí. Tento řetězec lze rozdělit na tři klíčové prvky: záchyt CO₂, jeho přeprava a nakonec skladování, resp. využití. Vzhledem k tomu, že doprava je prostředním článkem, jeho forma a způsob závisí na procesu záchytu i konečném uložení, klíčová ale ovšem zůstává velikost provozních a investičních nákladů (Obr. 11). Hlavní metody přepravy CO₂ jsou: [30]

- potrubní doprava,
- lodní doprava,
- nákladní doprava,
- železniční doprava.



Obr. 11: Přibližné náklady dopravy CO₂ [30].

Zachycený CO₂ prochází před transportem procesem úpravy, neboť separovaný plyn obsahuje určité procento nečistot – H₂O, N₂, O₂ a jiných složek. Nečistoty způsobují v potrubí korozi a energetickou zátěž, pro lodní dopravu představují komplikace jako namrzání nebo ztěžují zkapaňování. [30]



Obr. 12: Fázový diagram CO₂ [31].

Úprava CO₂ začíná zchlazením směsi na pokojovou teplotu a odstraněním vody pomocí gravitační separace. Většina vody je při tomto procesu odstraněna, zbylé množství je odseparováno v adsorpčních věžích. Pak je CO₂ stlačen na 60-65 barů a pomocí chladičů zkapalněn. Následně dochází k odstranění zbylých nečistot prostřednictvím destilace ve frakcionačních kolonách. Nakonec se CO₂ upravuje na parametry v závislosti na typu dopravy (Obr. 12). [30]

Potrubní doprava je nejdůležitější způsob přepravy CO₂, a to primárně při větších objemech. Využívá se již delší dobu například pro podporu těžby ropy (EOR, z angl. *Enhanced Oil Recovery*), kde se CO₂ vtlačuje do vrtů, aby se snížila viskozita ropy a tím se zintenzivnila těžba. Potrubní systémy jsou také hojně rozšířeny pro dopravu ke geologickým uložišťům CO₂, o kterých bude blíže pojednáváno v následující podkapitole (Kap. 2.3). V současnosti je funkčních okolo 9500 km potrubí pro přepravu CO₂, z toho 92 % v USA. Odhaduje se, že pro splnění závazku světové uhlíkové neutrality bude nutné vybudovat až stonásobně větší potrubní síť, přitom nyní je ve výstavbě zhruba 14 500 km nového potrubí. [30, 32]

Alternativní variantou je lodní doprava CO₂, která může být vhodnější volbou pro některé regiony. Nyní dochází k lodnímu transportu v malém měřítku v Evropě, kde je takto dopravováno přibližně celkem 1000 tun CO₂ pro účely potravinářského a nápojového průmyslu. CO₂ je na lodích přepravováno při tlaku 13 až 18 barů a teplotách od -30 do -28 °C. [30, 32, 33]

Transport CO₂ pomocí nákladní nebo železniční dopravy se užívá pro nižší objemy, a hlavně na kratší vzdálenosti, například při zachycení CO₂ poblíž místa uložště, nebo zásobště. Nepředpokládá se, že by tato varianta měla mít v budoucnu významnou roli v celosvětovém měřítku CCUS. [32]

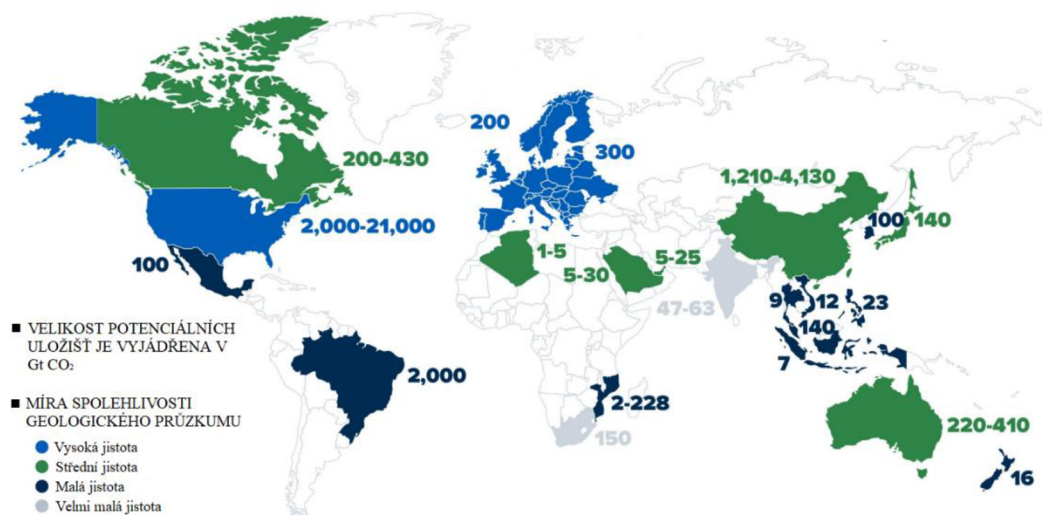
2.3 Geologická uložště CO₂

Trvalé ukládání CO₂ do hlubinných uložště je posledním článkem řetězce CCS. Jediným motivem tohoto procesu je snížení atmosférické koncentrace CO₂, v důsledku čehož se má předejít globálnímu oteplování. [31]

Podmětem k vývoji této technologie mohla být existence podzemních skálových formací, které po miliony let udržovaly například vodu nebo ropu, a jež by tedy v principu mohly být spolehlivým uložštěm i pro CO₂. Nemusí se však zpravidla jednat o místa, kde se vyskytují zmíněné suroviny. Jako vhodná lokalita pro geologická uložště se ukázal být prostor v hloubce od 800 až 3 000 m pod zemským povrchem, jež je tvořen usazenými horninami vzniklými sedimentací písku nebo štěrku, které se vyznačují značnou pórovitostí. Hloubka je důležitá vzhledem k zamezení uvolňování zachyceného CO₂, ale je také výhodná ve vztahu k hustotě CO₂, kdy je při přítomném tlaku zemské kůry možné skladovat významně větší množství CO₂ než při normálních podmínkách. [31, 34]

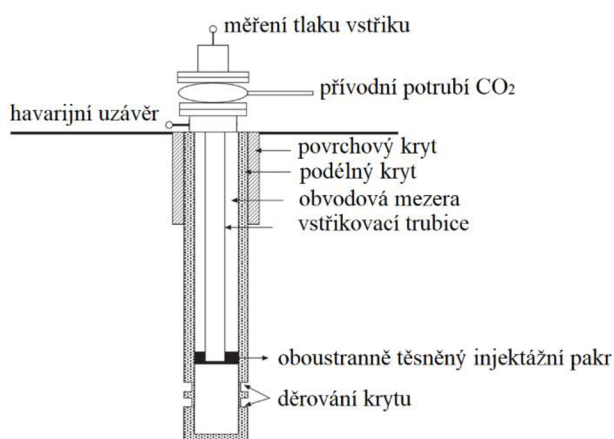
V současné době je v provozu sedm uložště, které ročně zpracují pouze 10 Mt CO₂. Avšak již se připravuje dalších více než 130 zařízení, a to ve 20 různých zemích světa [35].

Výhoda geologického ukládání CO₂ je velký dostatek vhodných lokalit pro uložště (Obr. 13). K dosažení stanovených cílů IPCC (z angl. *Intergovernmental Panel on Climate Change*) má být do roku 2100 kumulativně uloženo na 1200 Gt CO₂, což jen dokládá, že výběr lokalit pro nová uložště nebude komplikované [34].



Obr. 13: Výsledky geologického průzkumu pro ukládání CO₂ [34].

Po předběžné volbě umístění geologického uložště probíhají detailnější průzkumné vrty, geofyzikální monitoring a simulace procesu ukládání. Samotná technologie hlubinného vrtání mohla být převzata a modifikována ze vstřikování plynu při EOR nebo z technologií podzemního skladování zemního plynu. Princip zůstává stejný, jen komponenty v dolní části vrtu jsou dimenzovány na vyšší tlak a musí být odolnější vůči korozi (Obr. 14). Vstřikovací hlavice jsou osazeny dvěma ventily s měřením tlaku CO₂. Jeden ventil reguluje tlak vstřiku, druhým může dojít k havarijní odstavení přívodu CO₂. Při provozu proudí stlačený CO₂ přes vstřikovací hlavici dolů do vstřikovací trubice na jejímž konci je umístěn injektážní pakr, který funguje jako oboustranné tlakové těsnění. CO₂ se po výstupu ze vstřikovací trubice již nemůže vrátit systémem zpět, místo toho prochází otvory v krytu vrtu a dochází k jeho geologickému ukládání. [30]

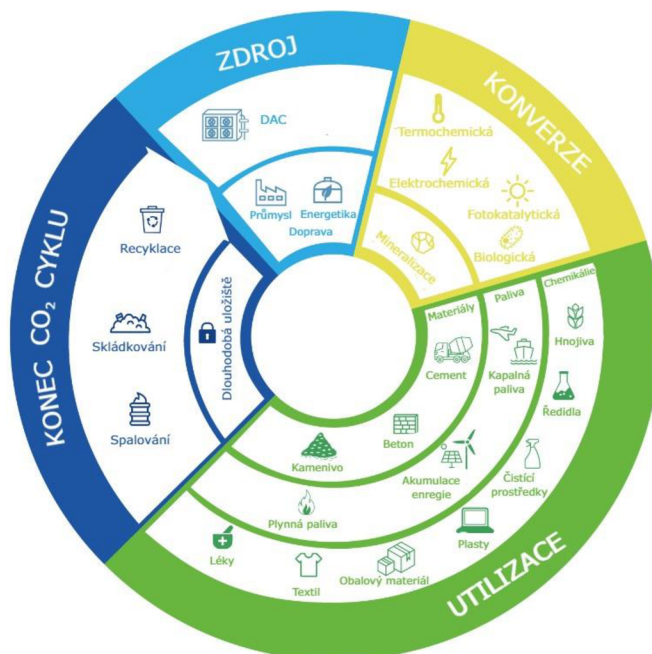


Obr. 14: Schéma injektážního vrtu pro vstřik CO₂ [30].

Poté, co je zahájeno vstřikování CO₂ do geologické formace, je nutný kontinuální monitoring místa z několika důvodů. Zejména je potřeba znát množství ukládaného CO₂, zbývají kapacitu uložště a možné uniky CO₂. Data je nutné shromažďovat i pro výzkumné účely. Stále platí, že globální rozvoj ukládání CO₂ zaostává za rozvojem zachytu CO₂. Tato technologie postrádá podstatné studie na ekonomické, rizikové a environmentální aspekty provozu. [15, 35]

2.4 Využití CO₂

Podstatou procesu CCU je zužitkování – utilizace separovaného CO₂ coby vstupní suroviny pro výrobu produktů, které jsou nyní převážně derivovány z fosilních uhlovdíků. Přitom je zachována hlavní teze zachycení CO₂, a to zmírnění globálního oteplování. CCU ovšem mnohdy poskytují pouze limitaci nikoli redukci emisí, neboť uhlík je většinou po určité době uvolněn zpět do atmosféry a nedochází tak k „uzavření“ cyklu (Obr. 15). Vývoj těchto technologií je tedy iniciován hlavně snahou o zlepšení ekonomické bilance zachytu CO₂. [36]



Obr. 15: Cyklus CO₂ při CCU [36].

Zachycený CO₂ přímo využívá například na EOR nebo k odsolování mořské vody, kde po navázání s diaminy působí CO₂ jako absorbent soli [37]. Druhou možností je podrobit molekuly CO₂ konverzi na látku, kterou bude možné lépe zužitkovat.

Nevýhodou konverze je energetická a technologická náročnost. CO₂ je stabilní molekula a je vyžadována vysoká aktivační energie k iniciaci přeměny, kinetika reakcí bývá pomalá a pro zabránění vzniku vedlejších produktů je potřeba spolehlivých katalyzátorů. Po překonání těchto překážek lze CO₂ přeměnit na širokou škálu produktů, které je možné rozdělit na tři hlavní skupiny [18]:

- chemické produkty,
- materiály pro stavební průmysl,
- syntetická paliva.

Konverze CO₂ na chemické produkty

V současnosti většina spotřebního zboží a produkty chemického průmyslu vznikají primárně z fosilních uhlovdíků. Po spotřebě nebo likvidaci těchto výrobků uniká do ovzduší značné množství emisí v podobě CO₂. Možností, jak tento dopad mírnit, je využití zachyceného CO₂ pro výrobu chemických produktů a tím je v konečném důsledku sníženo množství uhlíku v oběhu. Touto konverzí CO₂ se již v komerčním měřítku vyrábí například hnojiva, čistící prostředky, polymery nebo textilie. [36]

Konverze CO₂ na stavební materiál

Stavební průmysl generuje až čtvrtinu světových emisí CO₂. Právě zde je velký potenciál v tzv. *mineralizaci* – přeměny plynného CO₂ na pevný nerost. Nejčastější produkt mineralizace CO₂ je uhličitán vápenatý (CaCO₃), ten se dá využít buď přímo jako stavební materiál, nebo ho lze dále zužít jako vstupní produkt pro výrobu cementu. Výhodou mineralizace je vysoká stálost navázaného uhlíku, který je tak v podstatě trvale uvězněn a nehrozí jeho uvolnění do atmosféry. [36]

Konverze CO₂ na plynná a kapalná paliva

Konverze CO₂ na paliva je podstatná pro klimatické cíle, a to především v těch oblastech, kde není možné efektivně nahradit fosilní paliva elektřinou. Jedná se zejména o leteckou, lodní a nákladní dopravu nebo energeticky náročná odvětví průmyslu. Avšak konverze na paliva poskytuje pouze částečné řešení klimatické krize, neboť při spalování těchto paliv samozřejmě vzniká CO₂. [36]

Zájem o tyto technologie nicméně roste, což jen odráží objem investic z veřejného i soukromého sektoru. Jen za rok 2022 bylo investováno v přepočtu více než 11 miliard CZK, pro srovnání pro rok 2015 to bylo pouhých 90 milionů CZK. Zářným příkladem úsilí o rozvoj konverze uhlíku na paliva je evropským parlamentem schválené nařízení *ReFuelEu Aviation* (z dubna 2023). Podle tohoto dokumentu bude v EU povinné do leteckého paliva přimíchávat ve stanoveném množství petrolej syntetizovaný z CO₂. [17]

Syntetická paliva mohou mít také významnou roli v akumulaci energií. Nabízí se řešení v zužitkování přebytku elektřiny z obnovitelných zdrojů k syntetizování paliv skrze elektrolýzu vody a metanizaci vodíku (Obr. 16) [17].



Obr. 16: Schéma výroby syntetických paliv pomocí OZE [36].

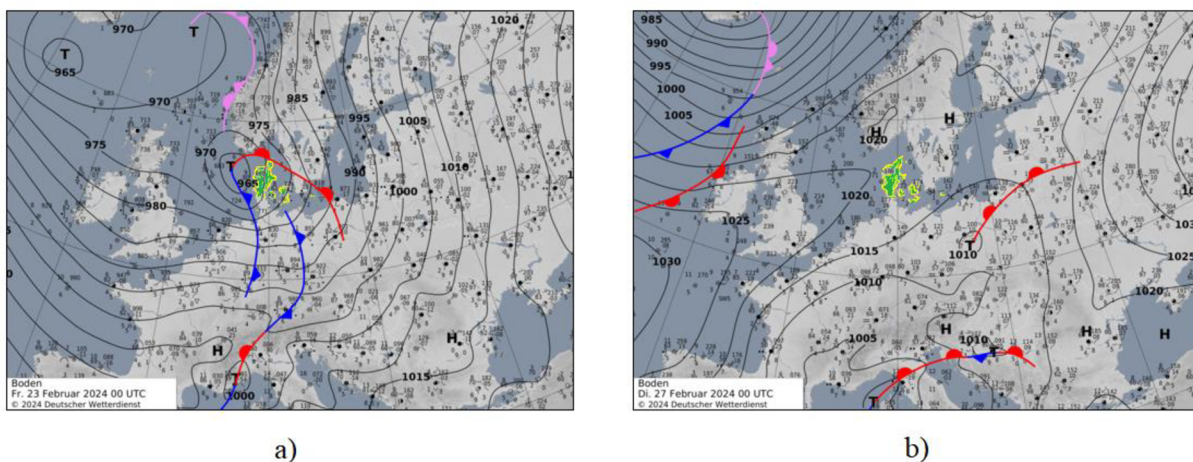
Tímto navíc dojde k využití vodíku, jenž je problematický z hlediska úniků, nízké hustoty energie nebo nedůvěřivosti a nezkušenosti ze strany uživatelů. Při reakci H₂ s CO₂ vzniká metan, ten je hlavní složkou zemního plynu, tedy suroviny, jež společnost dokáže bez problému skladovat, přepravovat nebo používat. Více o technologii tzv. *power-to-gas* bude pojednáno v následující kapitole.

3 AKUMULACE ELEKTRICKÉ ENERGIE

Elektřina je vyráběna a spotřebována v kontinuálním procesu, kdy je v každém okamžiku nutné udržet přesnou rovnováhu mezi dodávkami a spotřebou. Avšak s dekarbonizací energetiky a rostoucí výrobou elektřiny z OZE se elektrizační soustavy mohou dostávat na limit přeneseného výkonu, nebo naopak může docházet k výpadkům dodávek (či k blackoutům) v důsledku technických problémů a nepříznivého počasí. Proto je kardinální zajistit, aby elektrizační soustava měla dostatečnou kapacitu akumulátorů, které budou schopny: [38]

- regulovat frekvenci přenosové soustavy v rámci 30 sekund od okamžiku vzniku výkonové nerovnováhy,
- udržovat frekvenční a výkonovou rovnováhu po delší dobu, než dojde k najetí zdrojů s delším startem,
- ukládat přebytky vyrobené energie, zajistit tak energetickou bezpečnost a soběstačnost.

Jak proměnlivá výroba elektřiny z OZE může být, a jak nevýhodné je nedisponovat akumulátory elektřiny, lze prezentovat na příkladu Dánska, které je v současnosti největrnější energetikou na světě. Při posledním únorovém týdnu došlo v oblasti Severního moře k výrazné změně povětrnostních podmínek (Obr. 17). U severozápadního pobřeží Dánska se utvořila tlaková níže a nad celým územím země přecházela teplá fronta ve studenou, což má obecně za následek větrné počasí. V tomto čase, v 8.00 hodin 23.2.2024, Dánsko generovalo jen pomocí větrných turbín 103 % své spotřeby elektřiny. Dánové pak během téhož dne a za přispění dalších zdrojů elektřiny, byli schopni dodat přes hranice celkem 33 GWh elektrické energie. Tlaková níže se však hned druhý den přesunula nad Střední Evropu a rychlost větru začala slábnout. Čtvrtý den, 27.2.2024 se již nad Dánskem a Skandinávií projevila čistá tlaková výše s velmi nepříznivými povětrnostními podmínkami pro výrobu energie. V tento den, v 8.00 hodin, pak výroba elektřiny z větrných turbín činila pouze 4 % celkové spotřeby a Dánsko se muselo spolehnout na rozsáhlý dovoz elektřiny ze zahraničí. [39, 40]

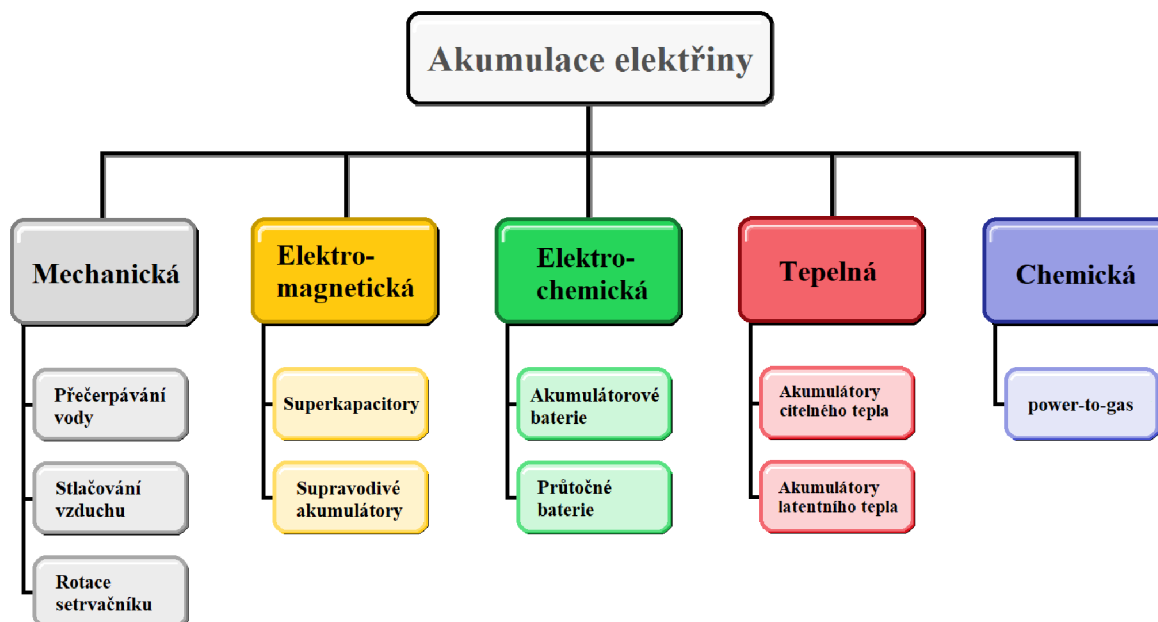


Obr. 17: Synoptická mapa Evropy pro: a) 23. únor 2024 a b) 27. únor 2024 [39].

Kdyby Dánsko nebylo připojeno k Evropské síti provozovatelů přenosových soustav elektřiny (ENTSO-E) hrozilo by mu pro většinu dnů výpadky dodávek energie. Také je třeba podotknout, že přivedená elektřina ze zahraničí pochází často z fosilních elektráren. Tudíž i když je Dánsko největrnější energetikou na světě, pořád může mít vysoký poměr emisí CO₂ ku jednotce spotřebované elektřiny. Současně není vždy výhodné a energeticky bezpečné být závislý na dodávkách surovin ze zahraničí. Proto cestou pro energetickou udržitelnost je akumulace.

3.1 Technologie ukládání elektrické energie

Elektřinu nelze skladovat tak jednoduše jako jiné komodity. Skladování elektřiny pro energetické účely vždy znamená transformaci na jinou formu energie. Akumulátory fungují ve dvou stavech: nabíjení a vybíjení. V nabíjecí fázi dochází k transformaci elektřiny na energii mechanickou, elektromagnetickou, elektrochemickou, tepelnou nebo chemickou. Děje se tak na základě různých mechanismů nebo procesů (Obr. 18). Při vybíjení akumulátoru pak dochází ke zpětné přeměně těchto energií na elektřinu. [13]



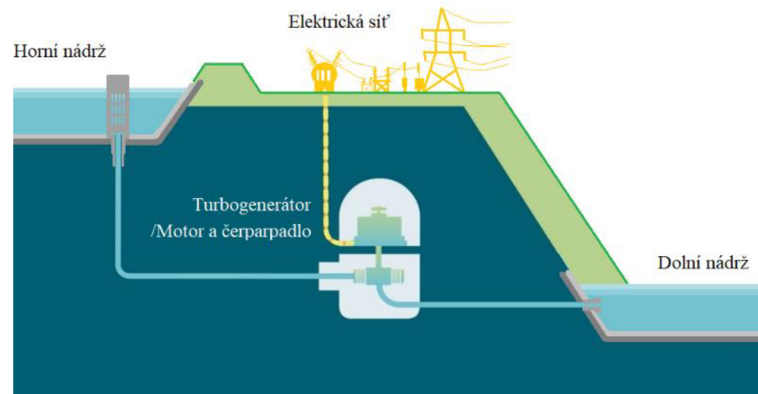
Obr. 18 Klasifikace technologií na ukládání elektrické energie.

Jednotlivé typy akumulací se odlišují z hlediska technických nebo ekonomických parametrů. Rozhodující kritéria pro volbu vhodného typu uložení jsou [38]:

- kapacita uložení,
- reakční doba,
- čas nabíjení a vybíjení,
- počet nabíjecích a vybíjecích cyklů,
- životnost,
- výkon,
- cena za jednotku uložené energie.

3.1.1 Přečerpávání vody

Jedná se zatím o jediné technicky vyspělé a skutečně velkokapacitní řešení ukládání elektřiny. Každá přečerpávací vodní elektrárna (PVE) je tvořena dvěma nádržemi, vodní turbínou, generátorem a motorem. Turbína je buď reverzní – lze ji využívat jako pracovní stroj – nebo je do PVE navíc nainstalováno čerpadlo. Princip akumulace spočívá v čerpání vody z dolní nádrže do horní při dostatečné rezervní energii v síti (Obr. 19). Elektřina ze sítě se mění na potenciální energii pomocí reverzních turbín nebo čerpadel. V období, kdy je zvýšena poptávka po elektřině je voda spuštěna přes turbínu zpět do dolní nádrže. Vodní proud pohání turbínu a generátor, který předá elektrickou energii do distribučních sítí. Celková účinnost uchování energie se pohybuje v rozmezí 70–80 %, v některých případech se dosahuje až 87 %. [41, 42]



Obr. 19: Schéma přečerpávací vodní elektrárny [43].

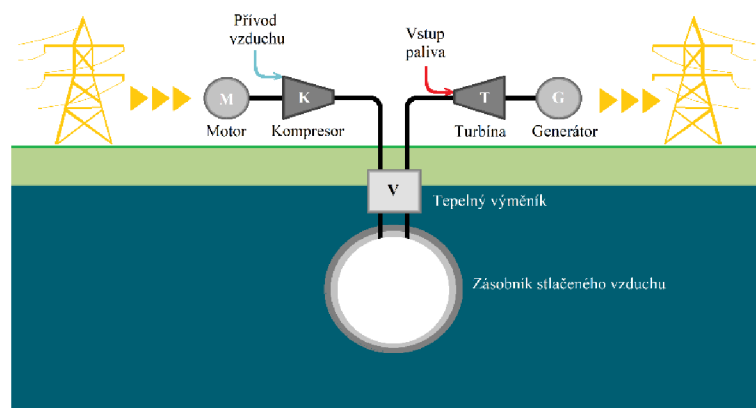
V současnosti je na světě přes 350 přečerpávacích elektráren. Z toho Česká republika disponuje třemi: Dlouhé stráně (3700 MWh), Dalešice (2300 MWh), Štěchovice II (200 MWh), které jsou především uložisti elektrické energie jaderných elektráren v období mimo-špičkového zatížení. Projektovaná životnost těchto zařízení přesahuje 60 let. Štěchovice II zahájily provoz v roce 1947 a po modernizaci v roce 1996 jsou stále v provozu. [44]

Nevýhodami tohoto uložení energie jsou velké investiční náklady, dlouhá doba výstavby, a hlavně omezené množství lokalit pro umístění. PVE navíc v rámci podpůrných služeb nedokáže pokrýt prvotní výkonovou nestabilitu sítě, neboť doba najíždění se pohybuje v jednotkách minut. Diskutabilní je také ekologičnost těchto projektů, neboť se jedná o rozsáhlé stavby využívající velké množství materiálu a jež významným způsobem zasahují do krajiny. [38]

Oproti tomu výhody jsou velké kapacity akumulací, osvědčená znalost technologie, dobrá účinnost uložení elektřiny a vysoká životnost. V případě dodávek do elektrické sítě PVE poskytují stabilní a dlouhodobý výkon. [13]

3.1.2 Komprese vzduchu

Druhým typem mechanického ukládání energie je akumulace do stačeného vzduchu. Jedná se opět o relativně nekomplikovanou technologii (Obr. 20). Při akumulační fázi dochází ke stlačování vzduchu kompresorem a k uskladnění v odpovídající tlakové nádrži. Elektrická energie se při tomto procesu mění na tlakovou (potenciální) energii plynu. Jako zásobník stačeného vzduchu lze využít podzemní kavity, například po těžbě zemního plynu. K transformaci zpět na elektřinu se stlačený vzduch využije při spalování zemního plynu, jehož spaliny expandují v turbíně. [13]



Obr. 20: Schéma akumulace elektřiny do stlačeného vzduchu.

Účinnost akumulátorů pracujících se stlačeným vzduchem se pohybuje v rozsahu 40-70 %. Velkou roli hraje využití tepla vzniklého při kompresi. Vzduch je před ukládáním nutné chladit a na výstupu z kompresoru může mít teplotu až 600 °C. pokročilejší systémy akumulace proto využívají toto teplo ve výměníku k nahřátí keramické matrice. Když je poté stlačený vzduch ze zásobníku vypouštěn prochází přes ten samý výměník a teplo z keramické matrice odebírá. [38]

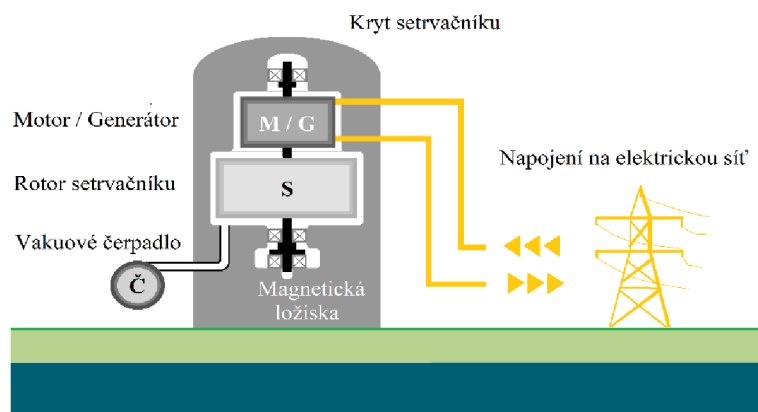
Globálně je v provozu pouze 6 zařízení. Přitom většina projektů je jen demonstračních s omezenou kapacitou akumulace a s nízkým výkonem. Některá zařízení byla zprovozněna pro komerční využití, ale postupně docházelo k jejich vyřazením z ekonomických důvodů. Dá se konstatovat, že jediné dvě akumulace tohoto typu, které plní svoji funkci, jsou elektrárny *McIntosh* v americké Alabamě a *Huntrof* v Německu. [45]

Ukazuje se, že velké tepelné ztráty spolu s vysokými investičními náklady činí mnohé projekty neproveditelnými. V komerční oblasti stále nebylo dosaženo vyšší účinnosti akumulace než 70 %. Pokud má být uloženo dostatečné množství elektřiny je navíc vyžadována vhodná geologická formace, což značně limituje oblast využití. [45]

Výhodami ukládání elektřiny do stlačeného vzduchu jsou nízké provozní náklady, dlouhá životnost zařízení, možnost rychlého najetí a nižší environmentální dopady oproti PVE. Zdali je dostupné vhodné geologické uložení, lze akumulovat podobně velké množství elektrické energie jako v případě PVE (například kapacita elektrárny *McIntosh* činí 2830 MWh). [38]

3.1.3 Setrvačníky

Setrvačníky představují další významnou možnost akumulace elektřiny, kdy je využita transformace na mechanickou energii. Akumulační zařízení se skládá z rotačního válce uloženého na hřídeli (Obr. 21). Tato sestava je propojena s elektromotorem, který využívá přebytek energie ze sítě a roztáčí hřídel. Elektrická energie se tak transformuje na kinetickou energii rotace. Zařízení je uloženo ve skříni pomocí magnetických ložisek a je zde navíc udržován podtlak k minimalizování třecích odporů. Když pak dojde ke vzrůstu zatížení v elektrizační soustavě, je možné akumulovanou energii setrvačníku využít pro pohon generátoru a vyrobenou elektřinu dodávat do sítě. [13]



Obr. 21: Schéma akumulace elektřiny pomocí setrvačníku.

V současnosti je na světě několik desítek akumulacních elektráren, které pro svůj provoz využívají setrvačníky. Charakterizují se velkou variabilitou výkonu (desítky kilowattů až stovky megawattů), krátkou dobou odezvy (jednotky milisekund), ale nízkou trvanlivostí výkonu (což závisí na parametrech setrvačníku, ale typicky poskytují výkon pouze po dobu jednotek sekund až k půl minutě, ale některé jsou schopny dodávat menší výkon i půl hodiny).

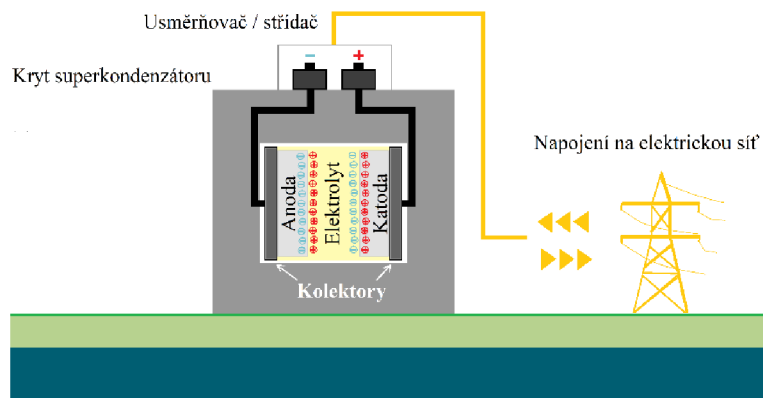
Akumulace v setrvačnicích se tak využívá k rychlým a krátkodobým dodávkám energie, což je výhodné zejména pro zajištění výkonové stability při integraci OZE. [13, 45]

I když cena setrvačníků historicky klesla, pořád se jedná o relativně nevýhodnou variantu akumulace ve vztahu jednotky uložené energie k ceně. Důvody jsou především v konstrukční komplikovanosti zařízení, kdy je vyžadována vysoká přesnost součástí. Nesmí vznikat vibrace a je nutné zajistit bezpečnost provozu, jinak by mohly vzniknout katastrofické následky. Samotná akumulace není co do kapacity tak významná jako například u PVE. Zároveň vlivem tření dochází k postupnému vybíjení zařízení, což konkrétně činí zhruba 5-20 % ztracené energie na hodinu provozu setrvačniku. Je proto žádoucí, aby cyklus nabíjení a vybíjení byl co nejkratší. [13, 38]

Výhodami setrvačníků je vysoká účinnost akumulace, dlouhá životnost zařízení, možnost modulárního provedení nebo minimální dopady na životní prostředí. [13]

3.1.4 Superkondenzátory

Superkondenzátor (nebo též superkapacitor) je zařízení podobné klasickému elektrickému kondenzátoru, který akumuluje elektrickou energii ve formě elektrostatického pole. Jedná se o soustavu dvou desek – elektrod – katoda obsahuje kladný náboj a anoda má záporný náboj (Obr. 22). Desky jsou od sebe odděleny izolující membránou – dielektrikem – aby nedocházelo k neutralizaci náboje. Přivedením napětí do zařízení vznikne v blízkosti anody a katody elektrická dvojvrstva. V tomto elektrostatickém poli tak dochází k akumulaci elektrické energie. Klíčové pro kapacitu je velikost rozhraní desek. Proto se jako materiál elektrod využívá vysoce porézní uhlík. [46]



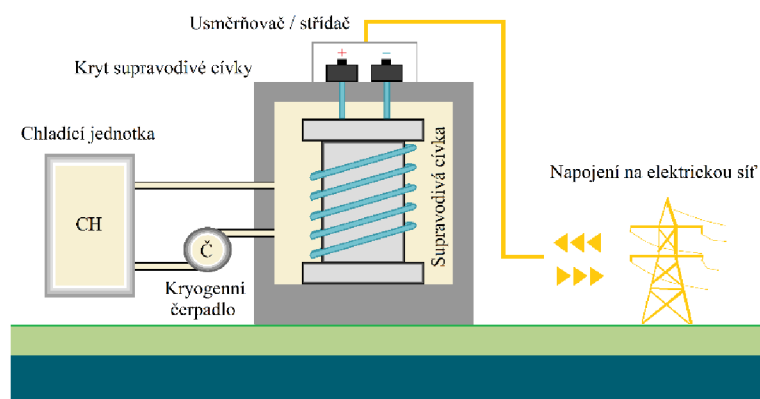
Obr. 22: Schéma akumulace elektriny pomocí superkondenzátoru.

Pro svoji schopnost rychlé akumulace a zpětné uvolnění energie v krátký čas se superkondenzátory hodí na krátkodobé stabilizování elektrické sítě (trvajících pár sekund). Nejvíce limitující faktor zůstává nízká energetická hustota zařízení a vysoká cena pro vyšší transformovaný výkon. Další nevýhodou je samovolné vybíjení, které je relativně vyšší než u klasických baterií. [13]

Ale oproti bateriím mají superkondenzátory delší životnost (stovky tisíc až miliony cyklů), lze je využít ve větším intervalu teplot (od $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ až po $70\text{ }^{\circ}\text{C}$) a neobsahují žádné toxické chemikálie, které by mohly unikat do okolí. [38]

3.1.5 Supravodivé cívky

Elektrickou energii lze také skladovat pomocí magnetického pole při využití cívky (Obr. 23). Když cívkou prochází elektrický proud, tak podle Faradayova zákona dochází k indukci magnetického pole, které je možné v zařízení uchovat neomezeně dlouho při využití supravodivosti drátu cívek. Supravodivý jev, kdy nevznikají ztráty ve vodičích, je podmíněn správnou volbou materiálu a nízkými teplotami, které jsou zajišťovány kryogenní jednotkou. Jako materiál cívek se volí olovo, cín, indium nebo rtuť. Pro přívod elektrické energie se využívá zdroj stejnosměrného napětí. Jakmile pak dojde k nabytí supravodivé cívky, lze zdroj odpojit, magnetické pole nezmizí a proud v cívce nebude klesat. Akumulovanou energii v magnetickém poli lze zpětně uvolnit skrze vybití proudu v cívce. [13, 47]



Obr. 23: Schéma akumulace elektriny pomocí supravodivé cívky.

Cívky poskytují velmi efektivní akumulaci elektrické energie, kdy účinnost přesahuje i 95 %. Z důvodu nákladů na chlazení a nízkých hustot energie cívek se však takhle technologie stále pohybuje pod ekonomickou hranicí proveditelnosti projektů. [38]

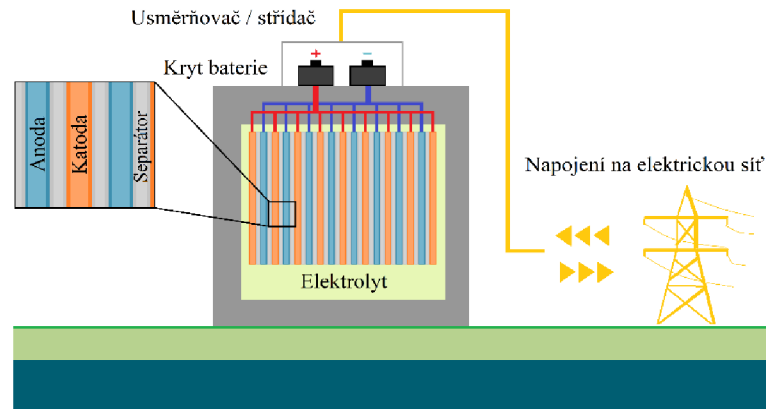
Výhodami cívek je relativní kompaktnost oproti jiným technologiím akumulace, dlouhá životnost zařízení (podobná jako u superkondenzátorů, činící stovky tisíc až miliony cyklů nabití a vybití). Také jsou schopny v krátkém čase pojmout a uvolnit velké množství energie, což by mohlo být výhodné pro prvotní regulaci výkonu elektrizačních soustav. [13]

3.1.6 Bateriová uložení

Baterie představují další potenciálně významnou možnost uložení elektrické energie. Ve většině případů v bateriích dochází k akumulaci elektriny skrze konverzi na chemickou energii. Tento děj je u tzv. sekundárních článků vratný a opačnou reakcí vzniká elektrické napětí. Každá baterie obsahuje dvě elektrody, elektrolyt, separátor a vnější obal (Obr. 24). Elektrody jsou vyrobeny z rozdílných materiálů, mezi nimiž v uzavřeném elektrickém obvodu a za přítomnosti elektrolytu probíhají redoxní, redukční, nebo oxidační reakce. Elektrolyt je vodič, který umožňuje průchod elektrického proudu skrze pohybující se nabitě částice – ionty. Separátor zabraňuje uzavření elektrického obvodu uvnitř baterie. A obal chrání zařízení baterie. [13]

Baterie se klasifikují podle využitého materiálu elektrod a elektrolytu na:

- olověné akumulátory,
- niklové akumulátory,
- lithium-iontové baterie,
- sodík-sírové baterie.



Obr. 24: Schéma akumulace elektřiny pomocí bateriového uložení.

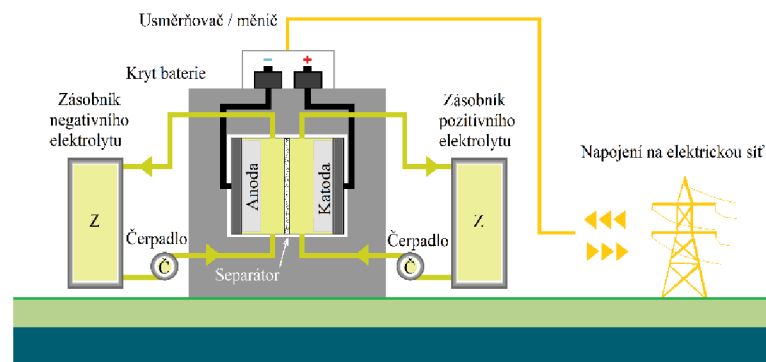
Pro rychlou odezvu a poskytování stabilního výkonu se bateriové uložení hodí ke všem typům podpůrných služeb, a to od prvotní regulace výkonu při nestabilitě sítě, až k dlouhodobému ostrovnímu provozu. Lze je také využít coby záložní zdroj pro klíčové infrastruktury jako jsou nemocnice, jaderné elektrárny, nebo vojenské objekty. [45]

Nevýhoda baterií je omezená životnost, kdy s přibývajícím počtem cyklů nabíjení a vybíjení postupně degraduje materiál elektrod. Dále jsou omezující vysoké pořizovací ceny, i když například u lithium-iontových baterií došlo za posledních deset let k výraznému zlevnění. Navíc procesy těžby a zpracování materiálu pro baterie jsou značně neekologické. V tomto směru zůstává kontroverzní také recyklace použitých baterií. [38]

Přednost bateriových uložení je vysoká flexibilita výkonu a kapacity. Jednoduše lze připojit konkrétní počet baterií podle požadavků na zařízení. Proto je snadný i servis nebo výměna vadných článků. Další silná stránka je kompaktnost baterií, a to z důvodu dobré hustoty energie (lithium-iontová baterie dokáže uskladnit zhruba $300 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-3}$). [38, 47]

3.1.7 Průtočné baterie

Průtočné baterie vznikly modifikací klasických akumulčních baterií. Princip uchování energie však zůstává stejný. Dokonce se skládají ze stejných součástí – mají kladnou i zápornou elektrodu, separační membránu a elektrolyt. Hlavní změna je ale právě v činnosti elektrolytu. Ten je rozdělen na dva okruhy a v zařízení cirkuluje mezi vnějšími nádržemi a reaktorem (Obr. 25). Podle elektrod v reaktoru se tyto dva proudy elektrolytů dělí na pozitivní (tzv. *katolyt*) a negativní (tzv. *anolyt*). Reakce pak probíhá klasicky mezi anodou, katodou a za



Obr. 25: Schéma akumulace elektřiny pomocí průtočné baterie.

přítomnosti obou elektrolytů, které jsou odděleny separační membránou. Elektrolyty po průchodu reaktorem putují do nádrží, kde mohou být uskladněny až do fáze vybití. [47]

Průtočné baterie lze dělit podle materiálu elektrod a elektrolytu, obdobně jako konvekční baterie. Hlavní typy průtočných baterií jsou [47]:

- vanadium redoxní baterie,
- zinko-bromidová baterie,
- bromid sodná baterie.

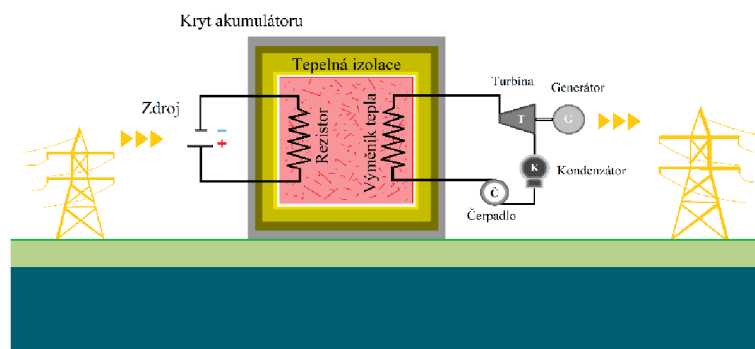
Touto technologií se obecně dosahuje výrazně vyšších kapacit akumulací než u konvenčních baterií. Navíc je možné bez problému kapacitu daného akumulárního zařízení zvyšovat při instalaci přídatných nádrží. Výhodná je také životnost průtočných baterií, která se odhaduje na 30 až 50 let, při až desetitisíci pracovních cyklech. Nevýhodou je nižší hustota energie oproti konvekčním bateriím. [38, 47]

3.1.8 Tepelné akumulátory

Elektřinu lze také efektivně transformovat na teplo. Například přeměna elektrické energie na odporové teplo může probíhat s téměř 100 % účinností. V době přebytku elektřiny v síti je tak možné využít odporového vodiče k výrobě tepla, které lze uchovat v tepelných uložistiích. Podle principu ohřevu materiálu v uložistií se technologie tepelné akumulace dělí na [48]:

- **akumulátory citelného tepla** – při zahřívání materiál přijímá teplo, které uvolní při ochlazování. Tento děj probíhá bez změny fáze a jako materiál se využívá voda, roztavené soli a kovy, nebo písek. Jedná se o jednoduché, spolehlivé a cenově efektivní řešení termálního uložení. Omezení akumulátoru citelného tepla je nízká energetická hustota ($10\text{-}50 \text{ kWh}\cdot\text{t}^{-1}$). [48]
- **akumulátory latentního tepla** – výměna tepla probíhá za konstantní teploty, při změně fáze materiálu. Využívají se proto látky, které mají vysoké hodnoty latentního tepla, tedy že během fázových přeměn absorbují/uvolňují velké množství energie. V praxi se konkrétně využívá parafin, hydráty solí, mastné kyseliny, nebo jiné organické látky. Akumulátory latentního tepla nabízejí vyšší energetickou hustotu ($50\text{-}150 \text{ kWh}\cdot\text{t}^{-1}$) a lze je lépe teplotně regulovat. Nevýhoda je nižší životnost, vyšší provozní náklady za materiál a horší teplotní vodivost materiálů. [48]

V době zvýšené poptávky po elektřině lze teplo uložené v akumulátorech využít k ohřevu pracovní tekutiny, která pak pohání turbínu (Obr. 26) nebo Stirlingův motor k výrobě elektrické

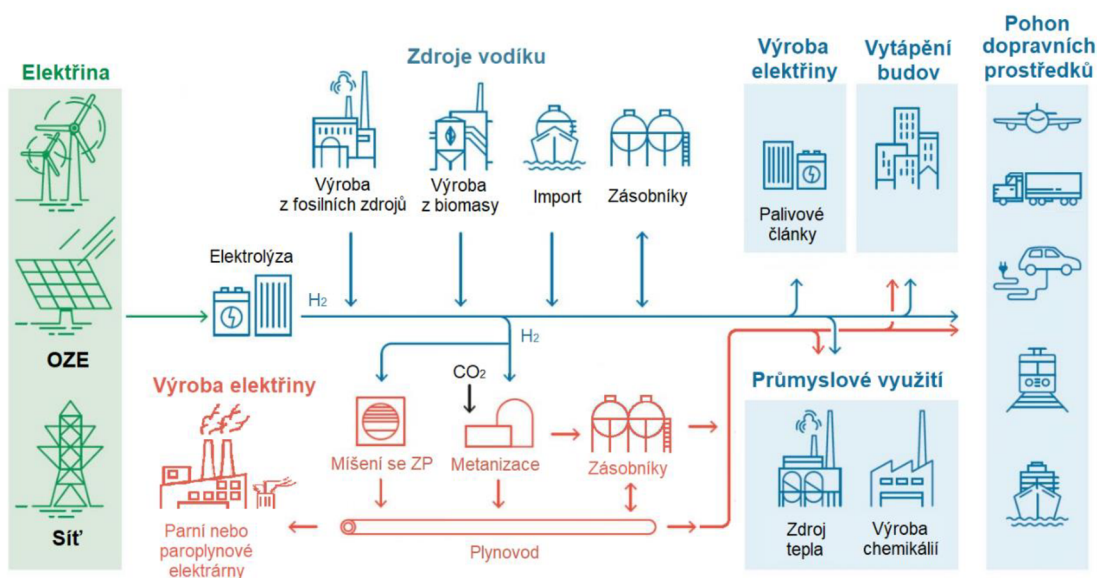


Obr. 26: Schéma akumulace elektřiny pomocí tepelného akumulátoru.

energie. Při využití vody výroba elektřiny probíhá podle technologicky vyspělého Rankinova-Clausiova (R-C) cyklu. Do tohoto parního cyklu je přivedeno teplo přes výměník spojený s tepelným akumulátorem. Voda se odpařuje a expanduje v turbíně, která pohání generátor elektřiny. Aby byla zajištěna funkčnost cyklu, musí pára odevzdat část svého zbylého tepla v kondenzátoru. Termická účinnost se proto pohybuje pouze okolo 25 % (pro sytou páru) nebo 35 % (pro přehřátou páru). Co se týká systémů akumulace tepla, ty navíc vyžadují vysokoteplotní kolektor a často také další teplosměnné médium mezi materiálem akumulátoru a vodním okruhem. [49]

3.1.9 Power-to-gas

Systémy power-to-gas (PtG, volně přeloženo z angl. jako systémy *elektřina-plyn*) umožňují uložení elektrické energie pomocí technologií, jež chemicky transformují vstupní látky na vysoce výhřevné plyny. Jedná se současně o nejkompexnější způsob akumulace elektřiny, neboť syntetizování, skladování a využívání *energetického nosiče* v podobě plynů může proběhnout mnoha způsoby (Obr. 27). I celková účinnost ukládání elektřiny technologiemi PtG je tedy různorodá a záleží na volbě celého řetězce procesů. [38]



Obr. 27: Schéma systémů PtG [50].

Podle energetického nosiče lze PtG technologie klasifikovat na dvě hlavní kategorie [38]:

- power-to-hydrogen (z angl. přeloženo jako elektřina-vodík),
- power-to-methane (z angl. přeloženo jako elektřina-metan).

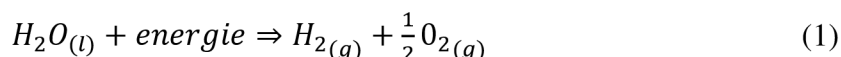
Základem PtG je vždy produkce vodíku (H₂), který lze technologicky získat parním reformováním metanu, katalytickým reformováním nafty, zplyňováním uhlí, nebo pyrolýzou a zplyňováním biomasy. Avšak jako *zelený vodík* se označuje pouze H₂, který je vyrobený při tzv. *elektrolýze* vody a za použití energie z OZE. Během ostatních zmíněných procesů se uvolňuje v dané míře i nežádoucí CO₂. [38]

Druhou, ne vždy nutnou možností PtG je přeměna na metan (CH₄) při procesu tzv. *metanizace*. Přitom je opět několik způsobů, jak pro tuto chemickou konverzi získat reaktanty. Metanizací vzniká syntetický zemní plyn (SNG), který lze v současnosti lépe využít než samotný vodík. [51]

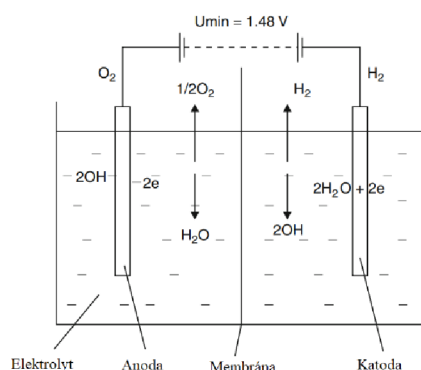
Včetně elektrolýzy a metanizace je možné elektrickou energii uchovat také například pomocí chemické transformace zeleného vodíku na amoniak, kyselinu mravenčí, methanol, ethanol nebo etylén [13]. Avšak využití těchto látek se týká jiného než energetického odvětví, a tak se tato práce zabývá primárně elektrolýzou a metanizací.

3.1.9.1 Elektrolýza

Elektrolýza vody probíhá v zařízení nazývaném elektrolyzátor, který je složen ze dvou elektrod ponořených ve vodném roztoku elektrolytu, a které jsou odděleny membránou (Obr. 28). Pro materiál elektrod se volí typicky inertní kovy jako iridium a platina. Při napětí mezi elektrodami vzniká na katodě H_2 a na anodě kyslík (O_2). Obecná reakce při elektrolýze vody je tedy [38]:



Během elektrolýzy jsou ve vodě přítomny elektrolyty (různé soli, kyseliny nebo zásady), které zvyšují vodivost a rychlost dějů. Průběh reakcí je zároveň závislý na mnoha jiných faktorech: na teplotě, tlaku a parametrech zdroje nebo elektrod. Například správná volba napětí na elektrodách může ovlivnit množství tepla, které je do zařízení nutné přivést/odvést k docílení stabilního rozkládání H_2O . Pro $25\text{ }^\circ\text{C}$ a atmosférický tlak platí, že minimální napětí mezi elektrodami musí dosahovat hodnot $1,48\text{ V}$, aby reakce probíhala bez nutnosti přivádět teplo do elektrolyzátoru. Obecně je v praxi udržována hodnota napětí v rozmezí $1,7\text{--}2,0\text{ V}$ a často je nutné elektrolyzátor chladit. [38]



Obr. 28: Schéma elektrolýzy vody [15].

Pro elektrolýzu vody jsou k dispozici tři různé technologie, lišící se od sebe funkcí, provozními podmínkami a stupněm vývoje:

- alkalická elektrolýza – AEL,
- membránová elektrolýza – PEM (z angl. *Protone Exchange Membrane*),
- vysokoteplotní elektrolýza – HTSE (z angl. *High Temperature Steam Electrolysis*), označována také jako SOEC (z angl. *Solide Oxide Electrolysis*).

Nelze všeobecně určit nejvýhodnější způsob elektrolýzy vody. Každá metoda představuje jiné výhody a omezení (Tab. 1). AEL je technologicky nejvyspělejší a své výhody čerpá z dekad zkušeností a optimalizací výkonu a ceny. U metody PEM se předchází chemicky agresivnímu roztoku draslíku a zařízení je možné aplikovat na širší rozsah operačních parametrů, avšak pro její provoz je vyžadována specifická, drahá membrána. Způsob HTSE slibuje vyšší účinnost, ale stále potřebuje technologické ověření životnosti a návratnosti projektů s ohledem na vysoké teploty a degradaci materiálů. [38, 52]

Efektivita využívání elektrolyzáru v rámci systému power-to-gas je podmíněna jednak vysokými kapacitami zařízení, širokým operačním rozsahem výkonu (ideálně 0-100 %) a rychlou odezvou zařízení. Elektrolyzáru musí být schopen prudce pojmout špičkové přebytky v elektrizační soustavě. Rozhodující faktorem však zůstává cena, která nynější rozšíření těchto technologií značně limituje. Investiční náklady elektrolyzáru vztažené na jednotku příkonu se pohybují v rozmezí: 500-1400 \$/kW_e pro AEL, 1100-1800 \$/kW_e pro PEM a 2800-5600 \$/kW_e pro HTSE. [38, 52]

Tab. 1: Srovnání technologií elektrolyzy vody [38].

	AEL	PEM	HTSE
Elektrolyt	KOH	Membrána	Pevná fáze
Nosič náboje	OH ⁻	H ⁺	O ²⁻
Operační teploty	40-90 °C	do 100 °C	600-800 °C
Tlak v zařízení	do 30 barů	do 200 barů	do 30 barů
Elektrody	Ni/Fe	Pt, Ir, Ru	Směs oxidů
Rozsah výkonu	20-100 %	0-100 %	0-100 %
Elektrická efektivita	4,5-5,0 kWh/Nm ³	4,5-9,0 kWh/Nm ³	okolo 4,0 kWh/Nm ³
Životnost	8-15 let	4-7 let	>10 let

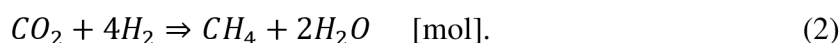
Účinnosti zařízení, které ukládají elektrickou energii do plynu, se obecně definuje jako výhřevnost vzniklého plynu vztažená k množství elektrické energie potřebné k vyrobení jednoho kilogramu plynu. Účinnost elektrolyzáru se pak obvykle pohybuje v oblasti 50-75 %, výjimka je německý projekt *Sunfire*, kde bylo dosaženo až 84 % účinnosti (při využití SOEC zařízení) [53].

Vzniklý vodík lze v energetice využít jako palivo jednak pro plynové turbíny, ale také na ohřev vody, nebo k výrobě elektřiny v tzv. *palivových článcích* (jedná se o zařízení konstrukčně shodné s elektrolyzáry, ale elektrochemické reakce v nich probíhají v opačném směru a vodík se slučuje spolu s kyslíkem za vzniku vody a uvolnění energie). [15]

Problém těchto vodíkových technologií je hlavně chybějící infrastruktura dopravy a skladování. Navíc je obecně nevýhodné vodík uchovávat, neboť je tvořen nejmenšími molekulami ve vesmíru a má tendenci samovolně pronikat skrze struktury akumulátoru. V případě využití železa či jiných kovů k akumulaci vodíku pak může docházet i k degradaci materiálu vlivem křehnutí nebo mikrotrhlin. Nelze tedy jednoduše využít existující infrastrukturu zemního plynu a aplikovat ji na vodík. Proto je výhodné vodík dále transformovat na metan (CH₄) nebo na jiné uhlovodíky i za cenu toho, že náklady za jednotku uložené energie pomocí systému PtG budou vyšší. [54, 55]

3.1.9.2 Metanizace

Metanizace je proces konverze tzv. *syntézního plynu* na CH₄. Syntézní plyn je směs vodíku a oxidu uhličitého. Sloučením obou složek vzniká H₂O a CH₄ při tzv. Sabatierově reakci [38]:



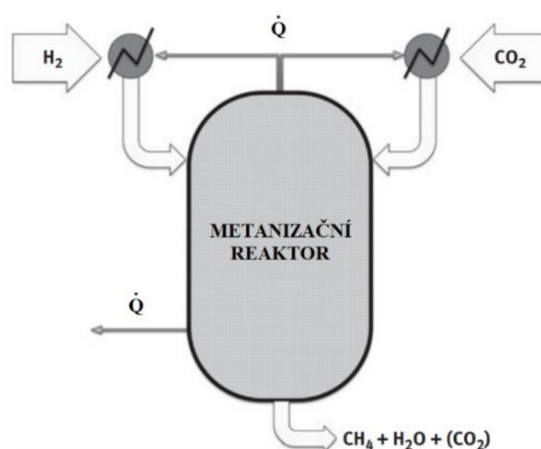
V systému PtG je vodík získán elektrolýzou a oxid uhličitý například při záchytu po spalování fosilních paliv (Kap. 2.1), nebo při DAC. Sabatierova reakce je exotermní a je nutné zajistit chlazení metanizačního zařízení. [13]

Využití CH₄ jako energetického nosiče poskytuje:

- Vysokou výhřevnost a spalné teplo.
- Všestrannost využití jako paliva pro dlouhou řada zdrojů, včetně případného rychlého uvolnění energie ve spalovacích turbínách a umožnit tak rychlou regulaci frekvence při nestabilitě elektrizační soustavy.
- Možnost akumulace ve velkém měřítku
- Snadnou přepravu skrze existující, vysoce rozvinutou distribuční soustavu zemního plynu.
- Redukci uhlíkových emisí pomocí navázání molekul CO₂ na CH₄.

V současnosti existují dvě metody přeměny vodíku a oxidu uhličitého na metan, a to termochemická nebo biologická metanizace. Zásadní rozdíl je v mechanismu iniciace syntézy reaktantů. Obě metody mají své výhody a omezení. [13]

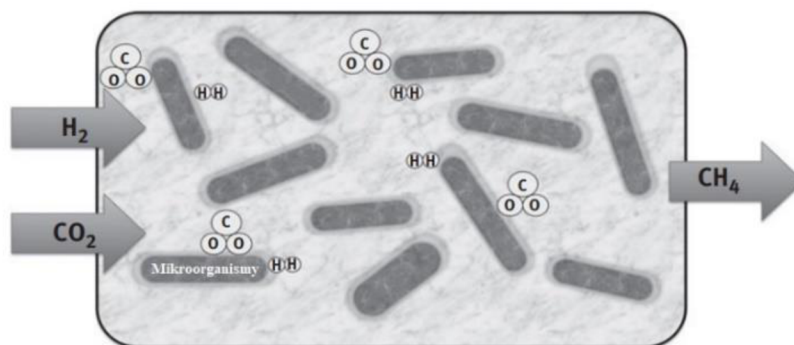
Termochemická metanizace (Obr. 29) představuje katalytickou reakci při operačních teplotách v rozmezí 200-500 °C a tlacích do 100 barů. Kovový katalyzátor absorbuje a aktivuje molekuly CO₂ a H₂ k formování CH₄. Zatím nejvíce se využívá katalyzátor na bázi niklu, který poskytuje stabilitu při provozních podmínkách a jenž je relativně levný. [56]



Obr. 29: Schéma termochemické metanizace [38].

Optimální teplota katalýzy se ve vztahu k výtěžnosti, kinetice reakcí nebo životnosti zařízení může měnit, ale vyšší hodnoty operačního tlaku jsou vždy z hlediska termodynamiky metanizace výhodnější. Pro konstrukce reaktorů je termochemická metanizace charakteristická vysokými objemy produkce metanu a dobrou selektivitou, kdy je dosahováno více jak 90 % čistoty plynu. Nejčastější konstrukční typy termochemických reaktorů jsou s pevnými loži, s fluidními loži a tzv. třífázové. Hlavním omezením je požadavek na čistotu vstupních plynů z důvodu citlivosti kovového katalyzátoru vůči kontaminantům, jako je sirovodík. Vlivem nečistot může vzniknout deaktivace katalyzátorů, poté je nutná odstávka zařízení a čištění. [56]

Biologická metanizace využívá pro metanizační reakci biologické katalyzátory založené na metanogenních bakteriích (Obr. 30). Pro přítomnost těchto mikroorganismů je v reaktoru nutné udržovat tlak maximálně do 15 barů a teplotu v rozmezí 37-65 °C. Ale oproti termochemickým reaktorům jsou odolné vůči znečištění kontaminanty a stále dosahují podobné selektivity. Hlavní technická výzva je v nízké rozpustnosti H_2 , takže biologické reaktory bývají vysoké zařízení s míchači, které zvyšují rozpustnost a retenci plyných molekul H_2 . [13, 56, 57]



Obr. 30: Princip biologické metanizace [38].

Metanizace je vysoce exotermní reakce. Dochází při ní k uvolňování $165 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$ tepla, které musí být z reaktoru odebíráno k zachování stabilního procesu. Nejlepší účinnosti přeměny při metanizaci se pohybují okolo 80 %, avšak regenerace tepla uvolněného při reakcích umožňuje zlepšení celkové účinnosti zařízení. Teploty hlavně v termochemickém reaktoru mohou dosahovat vysokých hodnot a odvedené teplo lze využít například k procesu čištění vstupných plynů, pro generování elektřiny v OR-cyklech, nebo při ohřevu užitkové vody. [15]

U obou typů metanizací vzniká jako vedlejší produkt velké množství vody, které může způsobit „otravu“ termochemického katalyzátoru a nutnost kontinuálního přidávání živin do biokatalyzátoru, aby byla zachována životaschopnost bakterií. [13]

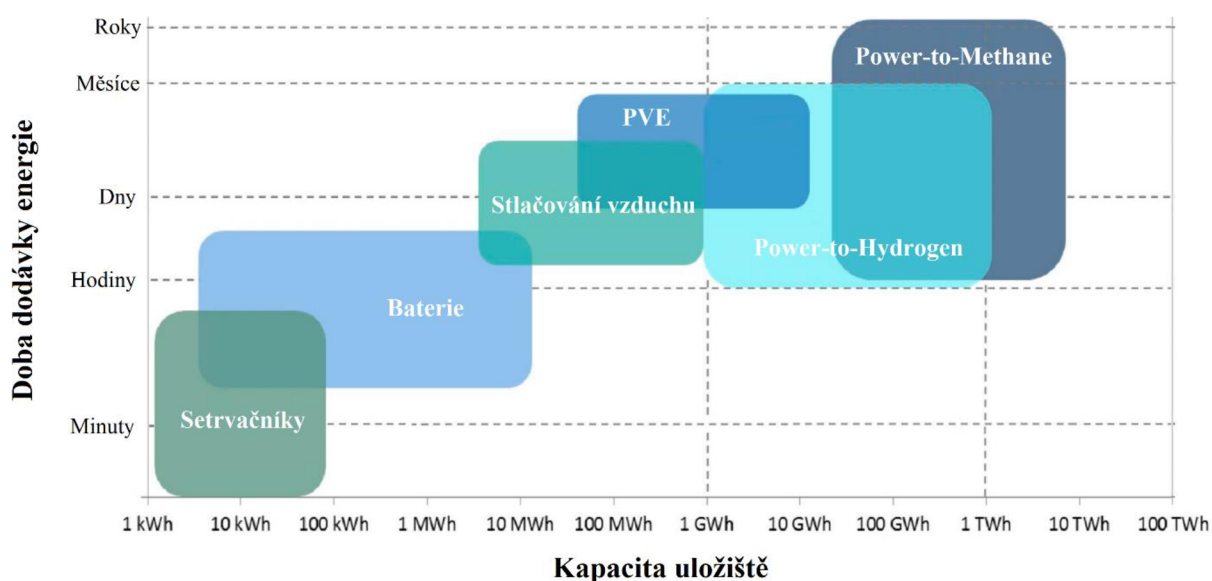
Pro vzájemné srovnání těchto procesů je k dispozici velmi málo dat. Jedna studie porovnávala náklady na výrobu metanu jednak při termochemické metanizaci a následně při biologické metanizaci. Zdrojem H_2 v obou případech byla elektrolýza vody při využití solární energie a CO_2 byl získán technologií DAC. Nebyl zjištěn podstatný rozdíl mezi těmito dvěma procesy [58]. Volba využití dané metody metanizace tedy bude pravděpodobně založena na konkrétní lokalitě a dostupnosti levné elektřiny, typu zdroje CO_2 , dostupné infrastruktury a regionálním trhu se zemním plynem.

Syntetizovaný CH_4 prochází po metanizaci úpravou podle koncového využití. Často se jedná o čištění plynu pomocí odseparování molekul H_2 nebo CO_2 , jež jsou poté zavedeny zpět do metanizačního reaktoru. Vlhkosti se zbavuje sušením nebo vymrazováním. SNG lze po zajištění odpovídající kvality vtlačovat do distribuční soustavy zemního plynu. V České republice stanovuje předepsané hodnoty fyzikálních a chemických parametrů distribuovaného plynu Vyhláška Ministerstva průmyslu a obchodu č. 289/2013 Sb. [38, 59]

Vyrobený SNG je možné také zkapalnit a přepravovat jinou než potrubní dopravou. Hustota *zkapalněného zemního plynu* (LNG, z angl. *Liquid Natural Gas*) je až 600krát větší oproti zemnímu plynu při normálních podmínkách a hodí se tak jako alternativní palivo v automobilové, nákladní nebo lodní dopravě. SNG nicméně před zkapalněním vyžaduje odstranění většiny inertních látek a samotný proces zkapalňování je velmi energeticky náročný, kdy pro vytvoření 1 kg LNG je spotřebováno cca 0,38 kWh elektrické energie. [59, 60, 61]

3.2 Porovnání technologií ukládání elektrické energie

Metody uchování elektrické energie lze porovnat podle několika technologických hledisek. Pro akumulaci přebytků energie v síti z OZE jsou podstatnými parametry kapacita uložení a doba po kterou je možné z akumulátoru dodávat energii (Obr. 31). Z tohoto pohledu se jako nejefektivnější varianta ukládání elektřiny z OZE jeví power-to-methane, avšak technologická nevypěstlost těchto systému brzdí uplatnění v komerční sféře. [38, 62]



Obr. 31: Porovnání kapacity a výdrže akumulátorů [62].

4 NÁVRH BEZEMISNÍ AKUMULAČNÍ ELEKTRÁRNY

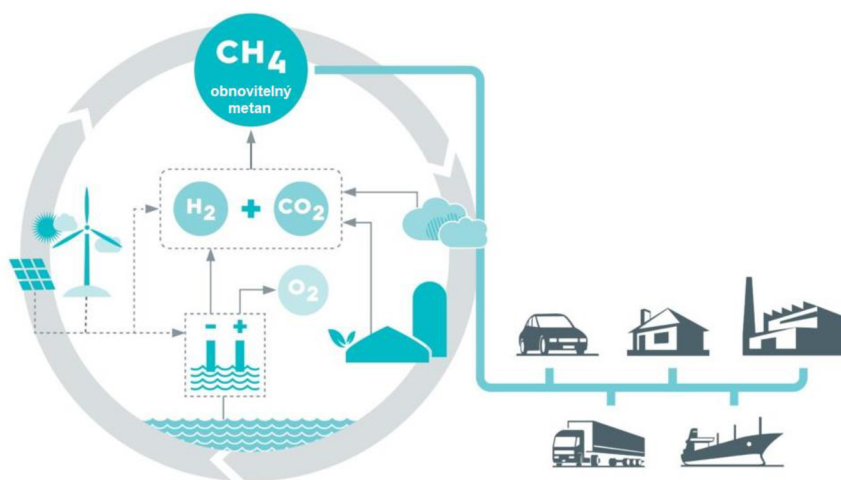
Na příkladu energetické koncepce Dánska (Kap. 3) bylo ilustrováno, že s postupnou transformací směrem k obnovitelným zdrojům poroste závislost elektrizační soustavy na akumulaci elektřiny, bez níž by přenosové soustavy nemusely zajišťovat množství a kvalitu dodávek. Včetně transformací zdrojů bude pro dosažení klimatických cílů potřeba ve velkém měřítku začlenit také CCUS technologie, nebo elektrifikaci a zvýšení koncového využití elektřiny. Tato opatření ovšem představují velkou energetickou zátěž, což v důsledku bude znamenat poptávku po ještě více zdrojích energie, tedy další OZE. Proto bude do budoucna, s pokračující dekarbonizací energetiky, průmyslu a dopravy, hodnota akumulace jen narůstat.

Pozitivní skutečností je, že již bylo vyvinuto mnoho způsobů uchování elektrické energie, avšak zatím často nepředstavují zrovna efektivní varianty pro komerční projekty. Omezení mohou být jednak technické (nízké kapacity akumulátorů), nebo ekonomické (vysoké náklady za uskladněnou jednotku energie). Akumulace elektřiny současně ve vztahu k velikosti produkce a spotřeby zastává obvykle pouze malé procento energií. Například za necelou minutu se v elektrárně Dětmarovice (o výkonu 600 MW_e) vyrobí množství elektřiny odpovídající maximální kapacitě největšího bateriového uložení v ČR (*Baterie – Energetika Vitkovice* s celkovou kapacitou 9,5 MWh) [44].

Pro Českou republiku je infrastruktura velkokapacitních uložení elektrické energie obzvláště kritická. Poté, co dojde k phase-outu uhelných zdrojů, bude ČR odkázána na dovoz elektřiny ze zahraničí, neboť zde není vysoký potenciál pro solární ani větrné elektrárny. I když se v současnosti plánuje výstavba PVE v šesti dalších lokalitách ČR [63], nelze předpokládat, že by 2 GW celkového předpokládaného výkonu ve vodních turbínách bylo schopno překlenout období zvýšeného zatížení sítě. Potenciálním řešením by proto mohla být PtG akumulace, která nabízí vysoké kapacity akumulace i výdrž uchování energie. Avšak PtG stále nepředstavuje zrovna výhodnou variantu akumulace elektřiny, a to hlavně z hlediska ekonomičnosti projektů.

4.1 Současný stav techniky

Efektivnost projektu PtG souvisí s vhodným návrhem celé řady procesů (Obr. 32), jejichž provedení je určeno lokalitou, dostupnými zdroji, legislativou, energetickou politikou a investičními náklady. Z tohoto ohledu vznikla celá řada konceptů a inovativních projektů, které usilují o konkurenceschopnost s mechanickými a bateriovými uložení elektřiny [64].



Obr. 32: Obecné schéma power-to-methane [65].

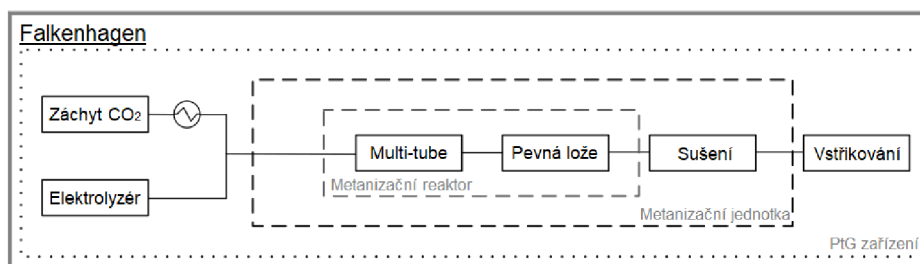
Konkrétní technické výzvy projektů PtG jsou:

- Zajištění odběru levné elektřiny v době přebytků v síti.
- Schopnost rychlého poskytnutí zátěže pro síť, tedy umožnit široký operační rozsah výkonů elektrolyzáru a dovolit rychlý start systému.
- Zaručení vhodného zdroje vody a elektrolytu pro elektrolyzáru, včetně odpovídajícího množství a kvality.
- Správný návrh parametrů elektrolyzáru s ohledem na celý systém PtG, kdy kupříkladu vysoký tlak vzniklého vodíku může být výhodný pro metanizační reakci, avšak znamená větší energetickou zátěž z důvodu komprese.
- Efektivní řízení teplot elektrolyzy a integrace s dalšími dostupnými systémy – přívod tepla z metanizačního reaktoru, nebo odvod tepla do ohřívačku užitkové vody.
- Odsávání, skladování a efektivní využití produktů elektrolyzy. Kromě H₂ je možné výhodně využít i O₂, v energetice například pro kyslíkové spalovací komory.
- Výběr vhodného zdroje CO₂ pro metanizaci.
- Návrh konstrukce metanizačního reaktoru – přívod reaktantů, chlazení a odvod SNG.
- Zajištění výhodného využití SNG – dohodnout příznivý odběr od distributora, nebo dodat spalovací zařízení pro generování elektřiny v době zvýšené zátěže soustavy.

V současnosti je celosvětově v provozu zhruba 100 zařízení PtG. Z toho systémy power-to-methane představují přibližně 40 % a přitom jsou téměř shodně z poloviny tvořeny termochemickou a biologickou metanizací [66]. Dále v této podkapitole jsou prezentována technická řešení několika významných PtG projektů.

4.1.1 E.ON PtG Falkenhagen

Zařízení *E.ON PtG Falkenhagen* (Obr. 33) je umístěno ve výhodné lokalitě v německém Braniborsku, kde se nachází transformační stanice a současně napojení na vedení elektrické energie z větrných elektráren. Přebytek v síti je zužitkován pomocí AEL elektrolyzáru a při plném zatížení lze generovat až 210 m³.h⁻¹ H₂. V roce 2018 byla po čtyřech letech provozu na místo přistavena i metanizační jednotka. [67, 68]



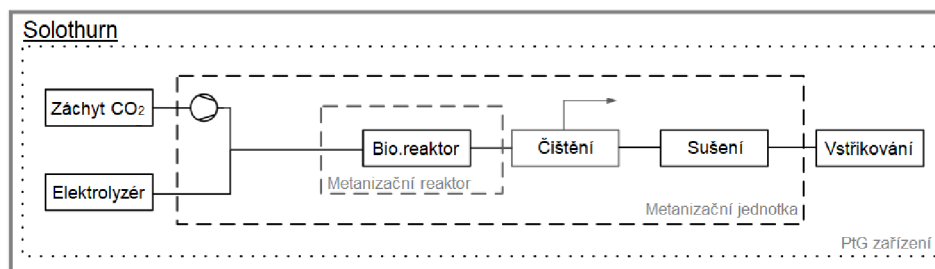
Obr. 33: Blokové schéma E.ON PtG Falkenhagen [67].

Zdrojem CO₂ pro metanizaci je závod na produkci bioetanolu, odkud je plyn získáván absorpční metodou záchytu. Původně bylo v plánu využít bližší bioplynovou stanici, a tak je nutné CO₂ pro dopravu zkapalňovat. Metanizační jednotka je složena z dvoustupňového termochemického reaktoru. Operační tlak je 14 barů a teploty se pohybují okolo 350 °C. Katalyzátor je vždy na bázi niklu a v prvním reaktoru je umístěn do hexagonální (tzv. *multi-tube*) struktury. Druhý reaktor je s pevným ložem. Sériové uspořádání dvou reaktorů umožňuje snadnější chlazení a zaručuje vyšší čistotu syntetizovaného plynu. Odvedené teplo z reaktorů je využito pro podnik zpracovávající dřevěné dýhy. [67, 68]

Vzniklý SNG je ve Falkenhagenu vtačován do distribuční soustavy zemního plynu. Předtím je plyn ještě zbaven vlhkosti pomocí sušící jednotky. Konečné složení plynu je 99 % CH₄ a celé zařízení umožňuje vyprodukovat až 1400 m_N³ SNG za den, což odpovídá energii 14500 kWh. Průměrná účinnost přeměny elektrické energie na energii paliva byla vyčíslena na 53 %. [69]

4.1.2 Regio Energie PtG Solothurn

V roce 2015 švýcarská společnost *Regio Energie Solothurn* nainstalovala do areálu stávající elektrárny biologickou metanizační jednotku v rámci demonstračního projektu PtG (Obr. 34). Elektřina pro elektrolýzu pochází z fotovoltaického zdroje a už dříve zde byly přítomny dvě PEM zařízení, které umožňují vyrábět při plném zatížení až 120 m_N³.h⁻¹ H₂. [67, 70]



Obr. 34: Blokové schéma Regio Energie PtG Solothurn [67].

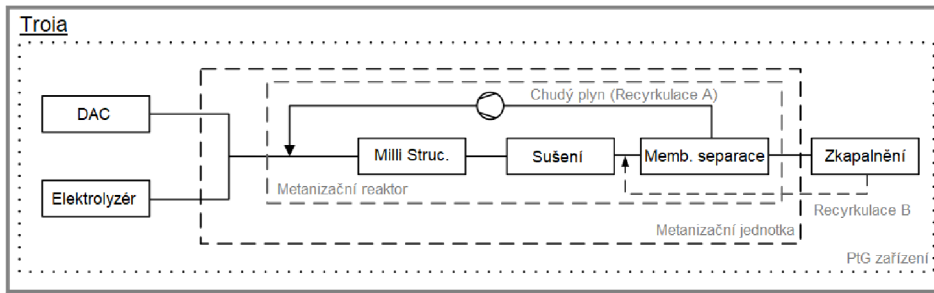
Zdrojem CO₂ pro PtG Solothurn je nedaleká čistírna odpadních vod, odkud je plyn veden potrubím až k metanizačnímu reaktoru. Zde dochází ke smíšení CO₂ s H₂ a přidávání živin pro bakterie. Metanizace probíhá v biologickém reaktoru při tlaku 11 barů a teplotě 62 °C. Metanizační jednotka je navržena na využití odpadního tepla pro dálkové vytápění. Zároveň i při elektrolýze vzniká nízkoteplotní odpadní teplo, které je užítkováno stejným způsobem [67, 70].

Vyrobený metan s sebou nese pěnu z fermentačních reakcí, kterou je nutné odfiltrovat. Biologickou metanizací také mohou vznikat plynné nečistoty jako sirovodík (H₂S), ten lze zase odseparovat membránovou metodou. Po konečné úpravě sušením je syntetizovaný plyn vtačován do plynovodu. SNG z PtG Solothurn obsahuje okolo 99 % CH₄ a lze ho zde produkovat zhruba v množství 375 m_N³ za den, což odpovídá cca energii 4000 kWh. Průměrná účinnost přeměny elektrické energie na energii paliva byla vyčíslena na 39,4 %, ale při započtení energie odvedené pro vytápění může účinnost dosahovat až 77,6 %. [70, 71]

4.1.3 Troia PtG

Troia PtG v italské Apulii je dalším demonstračním projektem power-to-methane (Obr. 35). Apulie je region, kde je během roku relativně větrné počasí, a hlavně vysoké procento jasných dnů. A tak byl v této oblasti instalován značný výkon v OZE. PtG zařízení v Troii umožňuje využití přebytků z těchto zdrojů a pomocí elektrolyzérů je měnit na chemickou energii vázanou v H₂. Zařízení je konkrétně vybaveno AEL elektrolyzérem a při plném zatížení lze vyrábět 40 m_N³.h⁻¹ H₂. [67, 72]

CO₂ je zachytáván přímo v areálu pomocí DAC jednotky. Metanizace probíhá v inovačním termochemického reaktoru, kde je využita trubkovnice s katalyzátorem uvnitř trubek. Tento koncept struktury (tzv. *milli structure*) umožňuje lepší přestup tepla při chlazení, a tak i zrychluje metanizační proces. Reaktor pracuje při tlaku 4 bary a teplotách okolo 300 °C. Odvedené teplo při metanizaci je využito pro činnost jednotky DAC. [67, 72]

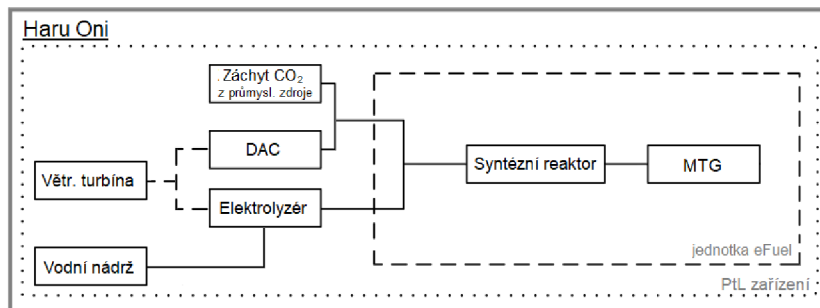


Obr. 35: Blokové schéma Troia PtG [67].

Produkty metanizace jsou ochlazeny, přítomný H_2O tak zkondenzuje. Poté je ještě nutné odseparovat nesyntetizované CO_2 a H_2 pomocí membránové separace. Zachycené plyny jsou recirkulovány zpět do reaktoru a téměř čistý CH_4 (96 %) je dopravován k dalšímu zpracování. Na rozdíl od dvou předchozích projektů PtG, v Troii nedochází ke vtačování SNG do plynovodu, ale syntetizovaný plyn prochází zkapalněním. Během zkapalňování jsou odsávány zbylé molekuly CO_2 a H_2 , jenž jsou opět recirkulovány. Při plném výkonu zařízení lze v Troii produkovat až 170 kg LNG za den, což odpovídá zhruba energii 2600 kWh. Průměrná účinnost přeměny elektrické energie na energii paliva byla vyčíslena na 29 %. Účinnost podstatně snižuje energetická náročnost DAC a zkapalňování. [67, 72]

4.1.4 HIF Haru Oni

Haru Oni je první, skutečně komerční zařízení, jež produkuje uhlíkově neutrální palivo (tzv. *eFuel*). Nejedná se jako v předešlých případech o projekt, který akumuluje pouze přebytky elektrické energie z elektrizační soustavy. Haru Oni pracuje jako zcela samostatné zařízení (Obr. 36). Projekt byl vybudován v jižním Chile, což je jedna z největrnějších oblastí světa. Přimo v areálu se nachází větrná turbína o výkonu 3,4 MW, elektrolyzátor o příkonu 1,2 MW a zásobníky H_2O nebo H_2 . [73, 74]



Obr. 36: Blokové schéma HIF Haru Oni.

Cílem projektu Haru Oni je produkce eFuel, což je konkrétně buď uhlíkově neutrální benzín nebo petrolej. Základem je opět výroba zeleného vodíku, který je směřován v reaktoru s CO_2 . Záchyt může probíhat v rámci zařízení z DAC, nebo je CO_2 dopravován do Haru Oni z průmyslového zdroje pomocí potrubí. V syntézni reaktoru v tomto případě vzniká metanol, který je dále přeměněn v MTG jednotce (z angl. *Methanol-to-Gasoline*) na eFuel. [73, 74]

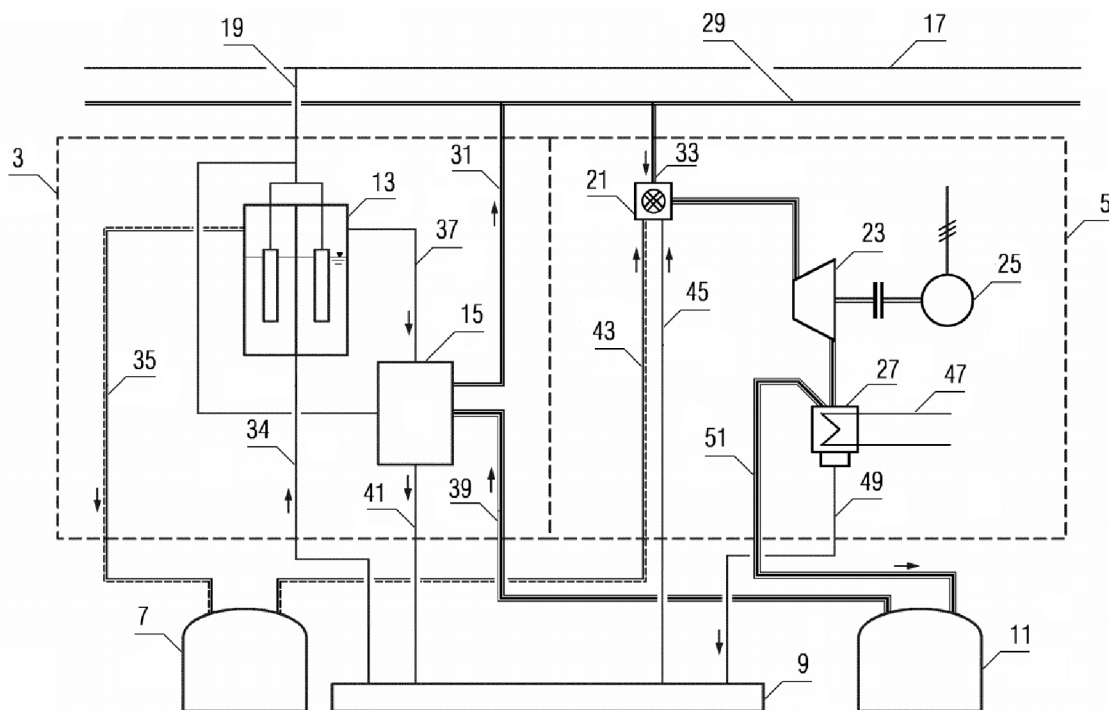
Během roku 2022 bylo v Haru Oni syntetizováno 130 mN^3 tohoto „zeleného“ paliva. Je nutné podotknout, že se jedná o pilotní projekt a v další fázi se počítá s rozšířením kapacit zařízení. Produkce by tak mohla od roku 2026 dosahovat množství $550\,000 \text{ mN}^3$ eFuel za jeden rok. Palivo z Haru Oni lze využít například v existujících motorech automobilů, lodí nebo letadel bez nutnosti další modifikace. [73, 74]

4.2 Siemens EFSPS

Bezemisní akumulární elektrárna EFSPS (z angl. *Emission-Free Storage Power Supply*) je patent firmy Siemens Energy (Brno) [75]. Jedná se zatím pouze technologický koncept. Podstatou tohoto zařízení je ukládání přebytků elektrické energie ze sítě pomocí systému PtG. Avšak v kontrastu se současnými PtG projekty (Kap. 4.1) bude možné v rámci stejného systému syntetické palivo také spalovat a v období zvýšené poptávky tak dodávat elektrickou energii zpět do sítě. Celá technologie by se tedy dala klasifikovat jako power-to-gas-to-power. Koncept EFSPS otevírá nové možnosti technologickým nebo ekonomickým zdokonalením chemického ukládání elektrické energie, podporuje uhlíkově neutrální politiku a nabízí další alternativu pro investory v energetice [75].

4.2.1 Technický popis EFSPS

System EFSPS (Obr. 37) je navržen ke střídavému provozu v akumulárním nebo energetickém režimu. Během akumulace je v metanizační jednotce (3) produkován SNG. Výroba elektřiny probíhá v energetické jednotce (5) pomocí spalování zemního plynu. Koncept EFSPS zároveň zahrnuje akumulární jednotky, v nichž jsou uloženy procesní plyny a voda. Je zde uvažován plynem kyslíku (7), vodní nádrž (9) nebo plynem oxidu uhličitého (11).



Obr. 37: Schéma EFSPS Siemens [75].

Přebytek elektrické energie pro metanizační jednotku (3) je dodán ze sítě (17) napájecím kabelem (19), který napájí elektrolyzátor (13). Voda pro elektrolyzátor je čerpána vodovodním potrubím (34) z vodní nádrže (9). Vlivem napětí na elektrodách a přítomnosti elektrolytu se voda v elektrolyzátoru (15) štěpí na kyslík a vodík. Obě složky jsou odsávány a kyslík putuje potrubím (35) do plynomě (7). Vodík pokračuje potrubím (37) do metanizačního reaktoru (15), kam je z plynomě (11) současně potrubím (39) veden i oxid uhličitý. Za přítomnosti katalyzátoru proběhne v metanizačním reaktoru (15) sloučení vodíku s oxidem uhličitým a vznikne voda a SNG. Voda putuje vodovodním potrubím (41) zpátky do nádrže (9). SNG je odveden plynovým potrubím (31) a vtačován do distribuční soustavy zemního plynu (29).

V době snížení frekvence v elektrické síti lze využít energetickou jednotku (5) k rychlému poskytnutí výkonu a k navázání stability frekvence. Při výrobě elektrické energie se jako palivo využije zemní plyn z distribuční sítě (29). Zemní plyn je veden přípojným potrubím (33) do spalovací komory (21). Zde dochází k mísení s čistým kyslíkem z plynojemu (7) a ke spalování vzniklé směsi. Hlavní složka zemního plynu je metan a při kyslíkovém spalování vzniká tzv. paroplynová směs (PPS) – směs vodní páry a oxidu uhličitého. Spalovací komoru (21) je nutné chladit z důvodu vysokých teplot plamene. K tomu se využije vstřík vody z nádrže (9). Vstříkovaná voda se mísí se spalinami a odpařuje se. Tato PPS expanduje v turbíně (23), která pohání generátor (25), jenž dodává elektrickou energii do sítě. PPS po expanzi předá zbylé teplo v separačním generátoru páry (27), kde také dojde k oddělení oxidu uhličitého a vody. Oxid uhličitý je veden plynovým potrubím (51) do plynojemu (11) a voda je odčerpána a vedena vodovodním potrubím (49) do nádrže (9). Předané teplo v separačním generátoru páry (27) lze navíc skrze teplotnosné médium (47) zužítkovat pro další technologie.

4.2.2 Hlavní aspekty EFSPS

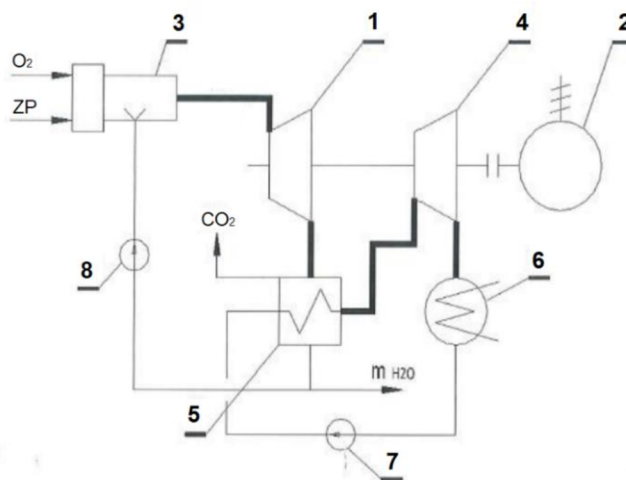
Využití konceptu EFSPS by mohlo být pro investory atraktivní z několika hledisek:

- **Velkokapacitní ukládání elektrické energie** – 1 m_N³ SNG představuje zhruba 10 kWh energie. Připojením EFSPS ke stávající soustavě plynovodů je kapacita akumulace omezena prakticky jen velikostí plynojemu CO₂, O₂ a nádrže H₂O. Současně lze EFSPS spojit pouze s lokálními sítěmi rozvodu plynu, například pro odlehlé zóny.
- **Rychlé regulování frekvence sítě** – v závislosti na technických parametrech elektrolyzátoru, resp. spalovací turbíny, by mohla být odezva EFSPS na nestabilitu sítě řádově v jednotkách sekund.
- **Zvýšení účinnosti využití paliva** – účinnost konvenčních spalovacích systémů je nejvíce ovlivněna ztrátou citelným teplem spalin (tzv. komínová ztráta). Ze zařízení odcházejí teplé spaliny, které odnášejí nevyužitou část energie, aby nedocházelo k podkročení teploty rosného bodu spalin. Podkročením tohoto bodu by v zařízení nastala nízkoteplotní koroze vlivem některých složek spalin (SO₂, SO₃, HCl atd.), které v reakci s kondenzovanou vodou vytvářejí kyseliny. Ve spalovací komoře EFSPS vzniká pouze H₂O a CO₂. Proto lze při návrhu uvažovat kondenzaci spalin a počítat se spalným teplem namísto výhřevnosti paliva, která je nižší o energii uvolněnou při kondenzaci spalin. V případě zemního plynu je spalné teplo větší než výhřevnost zhruba o 10 %.
- **Zcela bezemisní výroba elektrické energie** – veškerý CO₂ ze spalovacího procesu je odseparován a lze opakovaně využít v rámci EFSPS, takže nevznikají žádné uhlíkové emise. Zároveň je možné EFSPS spojit s dalšími projekty CCUS a poskytnout tak nové možnosti pro dosažení klimatických cílů. Například by mohlo být proveditelné umístit EFSPS poblíž hlubinného uložště CO₂ a po případném naplnění kapacity plynojemu by bylo umožněno stlačování do geologických formací.
- **Zefektivnění procesu metanizace a zvýšení životnosti** – separovaný CO₂ z průmyslových zdrojů sebou nese určité procento nečistot. Tyto látky působí jako kontaminanty metanizačního reaktoru, kde zanáší povrch katalyzátoru a postupně snižují účinnost Sabatierovy reakce až do bodu, kdy je neefektivní reaktor provozovat. Poté je nutná odstávka zařízení, čištění a obnova katalyzátoru. V systému EFSPS však lze udržovat požadovanou čistotu procesních plynů, předcházet tak těmto provozním komplikacím, a zvyšovat celkovou životnost zařízení.

- **Další možnosti pro využití odpadního tepla** – včetně využití tepelných toků z elektrolyzérů a metanizačního reaktoru (tak jako u dalších PtG projektů), je v EFSPS navíc možné využít teplo spalin z turbíny. Teplota spalin na výstupu z plynové turbíny dosahuje obvykle nad 400 °C a tuto energii je možné využít jako tepelný zdroj pro R-C cyklus, nebo pro dálkové vytápění budov.
- **Podporování energetické soběstačnosti odlehklých průmyslových soustav a měst** – implementací EFSPS pro odlehlé lokality dojde k omezení závislosti na dovozu fosilních paliv a k podpoře úsilí na dosažení uhlíkové neutrality skrze umožnění rozvoje využití OZE. Jedná se navíc ve vztahu k možnosti umístění o velmi univerzální řešení akumulace. Z počátku provozu je vyžadováno pouze určité množství vody, zdroj CO₂ a připojení na plynovod či plynový zásobník. Také lze vhodným návrhem (např. volbou tlaků) docílit ke kompaktnosti celého zařízení, což je výhodné i z hlediska logistiky a správy komponent.
- **Zužitkování O₂ získaného z elektrolyzy vody** – většina PtG projektů nepočítá s využitím kyslíku, který vznikne při výrobě vodíku, a po odseparování z elektrolyzérů je vypouštěn do atmosféry. V systému EFSPS se O₂ využívá při spalování metanu, čímž je docílena čistota spalin a v konečném důsledku je možné efektivněji využít energii uvolněnou při spalování.
- **Výroba hodnotného paliva** – při PtG vzniká SNG o vysoké čistotě (objemovým složením i více než 99 % CH₄), který splňuje legislativní požadavky na vtláčování do distribuční sítě zemního plynu. Navíc je možné do EFSPS zakomponovat jednotku na výrobu eFuel, podobně jako v Haru Oni (Kap. 4.1.4). Což jen dále rozvíjí potenciál projektů a variabilitu využití EFSPS.

4.3 Návrh energetické jednotky

Tepelná účinnost oběhu je závislá na nejvyšší teplotě pracovní látky. Podobně jako u spalovacích turbín, je také u oběhu s paroplynovou turbínou snahou využít tuto hodnotu na nejvyšší úrovni. Teplota PPS po expanzi turbíny je vysoká. Proto je energie PPS využita v následujícím parním oběhu. Koncepce tohoto oběhu v jednotlakovém provedení je zobrazena na zjednodušeném schématu (Obr. 38).



Obr. 38: Koncept konfigurace energetické jednotky: 1 – paroplynová turbína, 2 – elektrický generátor, 3 – generátor paroplynové směsi, 4 – parní turbína, 5 – separační generátor páry, 6 – parní kondenzátor, 7 – kondenzátní čerpadlo, 8 – čerpadlo chladící vody [76].

Výroba energie tedy probíhá ve dvou technologických okruzích a ve vztahu k pracovní látce budou označovány jako *paroplynový okruh* a *parní okruh* (je třeba zdůraznit, že paroplynový okruh není totéž, co je v energetice označováno jako paroplynový cyklus, jenž je kombinací parního a plynového oběhu). V souladu s cílem práce a konceptem energetické jednotky bylo navrženo nové projekční řešení, jehož schéma je přiloženo níže (Obr. 39) a jenž je zde dále prezentováno. Jedná se o část EFSPS, v níž jsou ke generaci elektřiny využity dva turbogenerátory pro dva technologické okruhy: paroplynový (1) a parní (2).

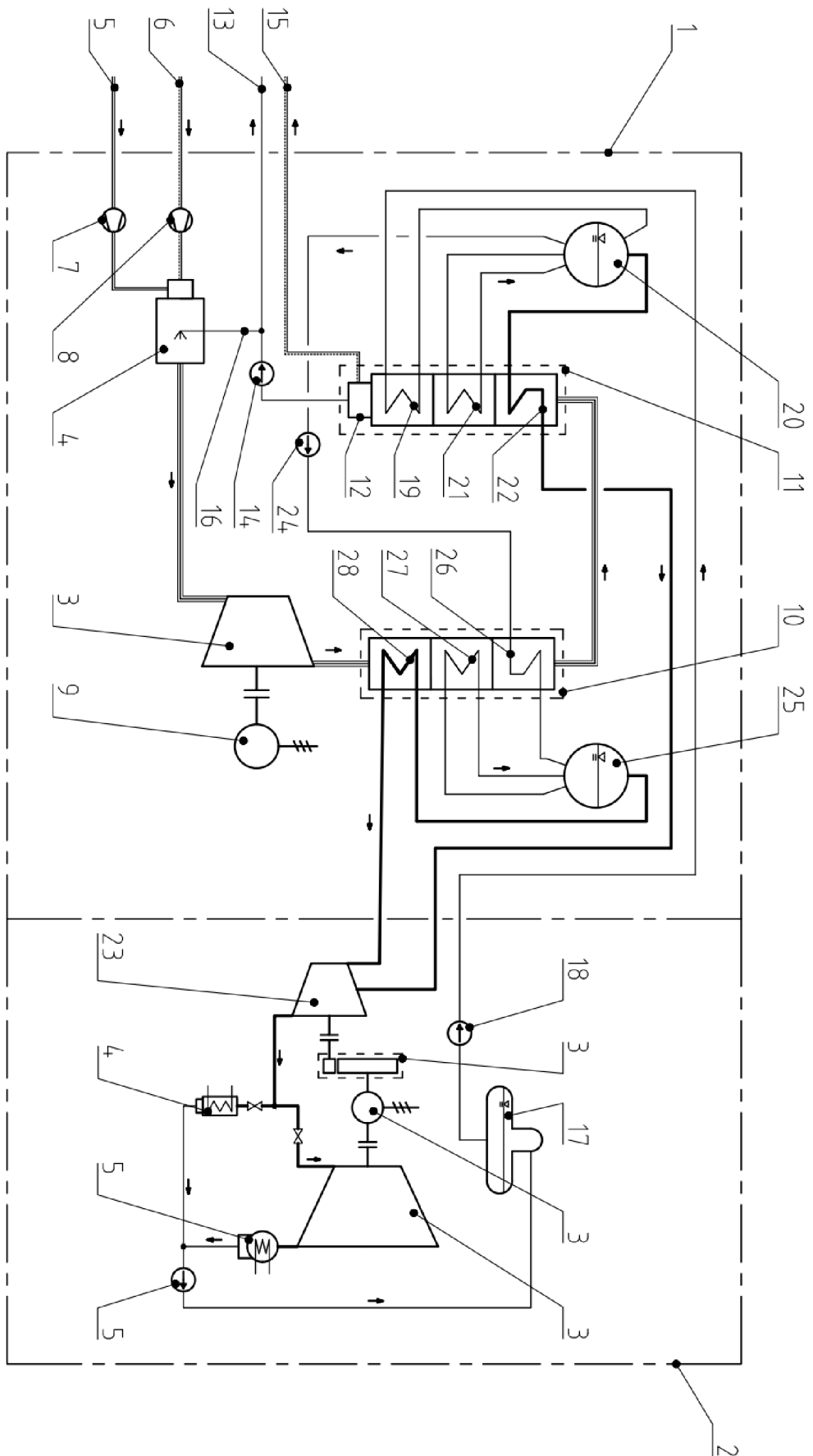
Paroplynová turbína – PPT (3) je poháněna proudem PPS, který vzniká při spalování zemního plynu (metanu) v generátoru paroplynové směsi – GPPS (4) za přítomnosti čistého kyslíku. Metan je přiveden plynovým potrubím (5) z distribuční sítě zemního plynu, kyslík je generován při elektrolýze vody a je dopraven potrubím (6) z kyslíkové nádrže. Obě složky jsou před vstupem do GPPS stlačeny na požadovaný tlak s využitím čerpadla (7) nebo kompresoru (8). Spalováním vzniká paroplynová směs (vodní pára a oxid uhličitý) jež vstupuje do paroplynové turbíny, expanduje a roztáčí rotor. Turbína je spojena přes spojku s elektrickým generátorem (9), ten je přifázován k síti a generuje elektrickou energii.

Po expanzi vstupuje paroplynová směs do generátoru vysokotlakové páry – GVTP (10), kde směs odevzdá část svého zbylého tepla. Expanzní tlak je vyšší než atmosférický, takže je v zařízení udržován přetlak. Poté je směs vedena do separačního generátoru páry – SGP (11) s kondenzátní nádrží (12). Zde již vodní pára kondenzuje, oxid uhličitý zůstává v plynné fázi. Protože je v systému přetlak, je odvod CO₂ zajištěn bez nutnosti instalovat zařízení na odsávání nekondenzujících plynů, navíc je možné využít membránové separace k zaručení čistoty plynu. Separovaný oxid uhličitý poté proudí potrubím (13) do zásobníku, odkud je znovu využit pro metanizaci. Kondenzát je odveden kondenzátním čerpadlem (14) skrze vodovodní potrubí (15) do nádrže vody. Část kondenzátu je využit k řízení teplot v GPPS pomocí vstříkovací trysky (16).

Zdrojem tepla pro parní oběh je předané teplo z paroplynové směsi v GVTP a v SGP. Voda pro parní okruh je čerpána z napájecí nádrže (17) pomocí napájecího čerpadla (18) a přes ohřívák vody (19) vstupuje do nízkotlakového bubnu (20). Voda zde má funkci chladicího média pro spaliny v SGP a jejím ohřátím ve výparníku (21) a přehříváku (22) je vyráběna přehřátá pára, která dále pokračuje do vysokotlakové turbíny – VTT (23), kam vstupuje jako přídavná pára.

Současně je část vody z nízkotlakového bubnu převedena čerpadlem (24) do vysokotlakového bubnu (25). Po cestě mezi bubny voda prochází ohřívákem (26), jenž je umístěn v zadní části GVTP. Z vysokotlakového bubnu je voda rozváděna ke chlazení dalších částí GVTP, nejprve cirkuluje ve výparníku (27) a po odpaření prochází přehřívákem (28). Tato pára má vyšší parametry než přídavná pára a vstupuje do přední části VTT. Oba parní proudy roztáčí rotor a točivý moment je přenesen přes spojku a převodovku (29) na elektrický generátor (30), v jehož cívkách se indukují napětí.

VTT je protitlaková turbína, pára na výstupu obsahuje ještě dostatečné množství energie, které lze využít buď jako zdroj tepla pro ohřívák topné vody (31), nebo je možné dále generovat elektřinu a nechat páru vyexpandovat v kondenzační, nízkotlakové turbíně – NTT (32). V prvním případě pára kondenzuje přímo v ohříváku topné vody. Při čistě elektrárenském provozu pára kondenzuje v kondenzátoru (33). V obou případech je pak kondenzát přečerpán kondenzátním čerpadlem (34) zpět do napájecí nádrže.



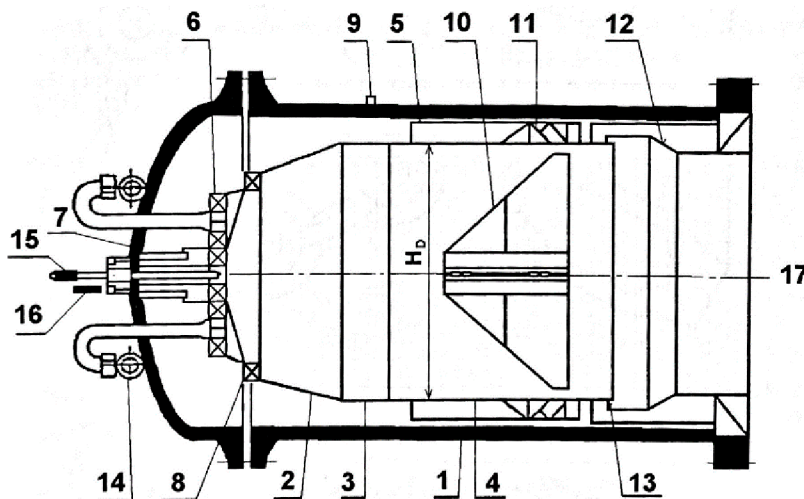
Obr. 39: Schéma energetické jednotky.

4.3.1 Generátor paroplynové směsi

GPPS je základní komponenta paroplynového oběhu a primární zdroj tepla pro bezemisní elektrárnu. Jedná se o zařízení, které může být konstrukčně shodné se spalovacími komorami pro spalovací turbíny. Existují čtyři obecné konfigurace spalovacích komor, které se odlišují geometrií nebo použitím, a to [77]:

- válcová spalovací komora typu SILO,
- trubková spalovací komora typu CAN,
- trubková anulární spalovací komora typu CANNULAR,
- anulární spalovací komora typu ANNULAR.

Pro průmyslové spalování zemního plynu se nejvíce využívají komory typu SILO (Obr. 40). Vyznačují se umístěním mimo těleso soustrojí a jsou usazeny na skříně nebo vedle skříně v horizontální nebo vertikální poloze komory. Komory SILO jsou napojeny přírubou na hrdlo turbíny. Je možné také napojit více komor pro jednu spalovací turbínu a umístit je do souproutého nebo protiproutého systému. Hořáky jsou umístěny v čele komory, mezi plamencem a pláštěm komory proudí okysličovadlo. Novější provedení komor typu SILO užívají více hořákových soustav, což umožňuje zvětšit reakční plochu a objemové zatížení primární zóny spalovací komory. [77]



Obr: 40: GPPS/komora typu SILO: 1 – plášť, 2 – čelo, 3 – plamenec, 4 – směšovač, 5 – stínící plech, 6 – vířiče primárního okysličovadla, 7 – víko, 8 – obvodový vířič, 9 – umístění hlídače plamene, 10 – otvor směšovače, 11 – lopatky směšovače, 12 – přechodový kus, 13 – chladicí spára, 14 – paliv. kolektor, 15 – přívod paliva do zapalovače, 16 – svíčka, 17 – spalínovod. [77]

Výhodami spalovací komory SILO jsou [77]:

- Jednoduchý servis – jednoduchá demontáž a výměna částí.
- Neomezené prostorové možnosti pro návrh hlavních rozměrů.
- Snadnější zkoušky na modelech nebo díle.
- Konstrukce plamenců je tuhá a nepodléhá deformacím.

Nevýhody spalovací komory SILO představuje [77]:

- Zvýšená tlaková ztráta z důvodu delšího propojujícího potrubí.
- Vyšší hmotnost komor a nutnost další konstrukce tlakového pláště mimo těleso turbíny.
- Obtížné zapalování při zhasnutí plamene.
- Větší tepelné ztráty do okolí.

Zadání diplomové práce stanovuje parametry paroplynové směsi při vstupu do paroplynové turbíny na tlak do 120 barů(a), teplotu do 800 °C a průtok podle uvážení. Po konzultacích s vedoucím práce byly zvoleny následující hodnoty paroplynové směsi: 100 barů(a), 800 °C a 100 t.h⁻¹. Jedná se o relativně nízké provozní parametry v porovnání s průmyslovými spalovacími turbínami, například teploty mohou být u takových zařízení téměř dvojnásobné. Avšak z hlediska vývoje konceptu EFSPS byly zadány parametry nižší, kdy se i v technické praxi u nových konceptů nejprve otestuje celé zařízení na pilotním projektu a teprve poté je skrze optimalizace dosaženo komerčního provedení.

4.3.1.1 Návrh spalování a vstříku

Pro zadané hodnoty lze vypočítat hmotnostní tok paliva, okysličovačla a množství vstříku vody v GPPS. Nejprve je vyjádřena entalpie spalín na základě stechiometrické rovnice spalování, energetických bilance spalování a rovnice zachování hmotnosti při spalování. Pomocí energie proudu spalín je následně možné dopočítat hmotnostní podíl vstříku vody z energetické bilance vstříku a z rovnice zachování hmotnosti při vstříku.

Zjednodušující předpoklad návrhu je 100 % objemové zastoupení CH₄ v zemním plynu.

Při výpočtu spalování lze tedy vycházet ze stechiometrické rovnice spalování metanu:



Metan se v GPPS oxiduje za přítomnosti čistého kyslíku. Tato reakce je silně exotermní, uvolňuje se značné množství tepla. Na rozdíl od spalovacích komor pracujících se vzduchem, zde nevznikají oxidy dusíku nebo jiné nežádoucí produkty spalování. Při *kyslíko-metanovém spalování* vystupuje z reakce pouze oxid uhličitý a vodní pára.

Koeficienty rovnice spalování (Rov. 3) explicitně představují látkové a objemové poměry mezi reaktanty a produkty. Kupříkladu na spálení 1 m_N³ metanu je nutné přivést 2 m_N³ kyslíku a reakcí vznikne 1 m_N³ oxidu uhličitého s 2 m_N³ vodní páry.

Objemové zlomky reaktantů jsou tedy:

$$x_{CH_4} = \frac{1}{3} \quad [-], \quad (4)$$

$$x_{O_2} = \frac{2}{3} \quad [-] \quad (5)$$

a objemové složení spalín (produktů) je:

$$x_{CO_2} = \frac{1}{3} \quad [-], \quad (6)$$

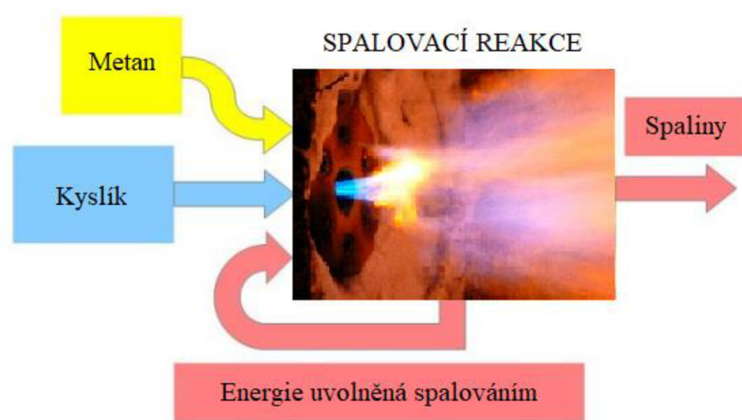
$$x_{H_2O} = \frac{2}{3} \quad [-]. \quad (7)$$

Tyto hodnoty budou později využity při vyčíslování hledaných parametrů z rovnic energetických bilancí.

Dále je nutné určit energii uvolněnou při spalování a definovat entalpii spalin. K tomu se využije měrná energie vstupních a výstupních proudů během spalování (Obr. 41). Do energetické bilance spalování vstupuje teplo přivedené v palivu q_{CH_4} [J.kg⁻¹], teplo přivedené v kyslíku q_{O_2} [J.kg⁻¹] a energie uvolněná spalováním q_r [J.kg⁻¹], které se dohromady podílí na celkovém teple spalin q_{sp} [J.kg⁻¹]:

$$q_{CH_4} + q_{O_2} + q_r = q_{sp} \cdot (1 - z_{sv}) \quad [\text{J.kg}^{-1}]. \quad (8)$$

Účinnost spalování při tomto procesu se přibližuje téměř 100 %, jednak pro nepřítomnost nedokonalostí spalování, ale také se neprojevuje například ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků, která se obecně netýká plyných a kapalných paliv. Ztráty při spalování se tedy pouze vztahují k nedokonalostem tepelné izolace zařízení z_{sv} [-].



Obr. 41: Schéma vstupních a výstupních proudů spalování v GPPS [78].

Energie vstupních složek z rovnice energetické bilance spalování (Rov. 8) lze dále vyjádřit pomocí objemových zlomků reaktantů a entalpií plynů i [J.kg⁻¹], které jsou určeny teplotou a tlakem na vstupu do GPPS. Energie uvolněná při vzniku 1 kg spalin je v tomto případě definována spalným teplem HHV [J.kg⁻¹] a objemovým zastoupením paliva. Pro energii výstupního proudu (neboli entalpii spalin) poté platí vztah:

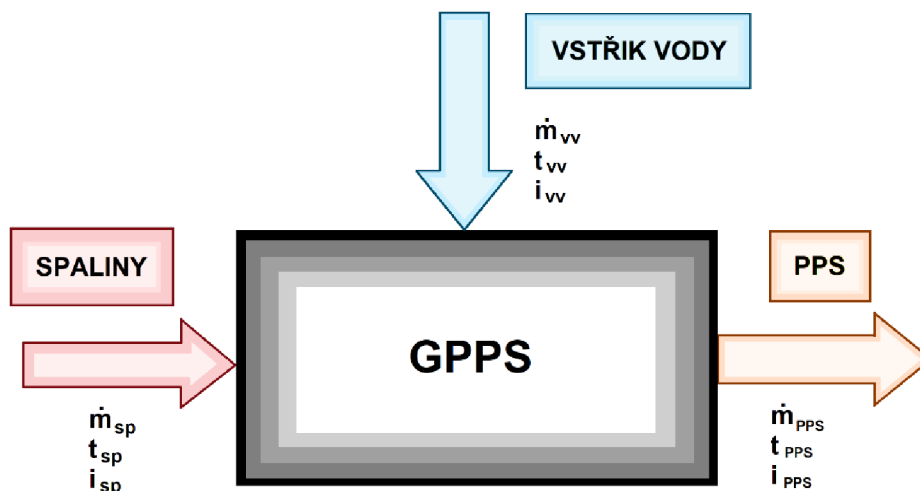
$$i_{sp} = i_{CH_4} \cdot x_{CH_4} + i_{O_2} \cdot x_{O_2} + HHV_{CH_4} \cdot x_{CH_4} \quad [\text{J.kg}^{-1}]. \quad (9)$$

Úskalí kyslíko-metanového spalování je vysoká teplota plamene. U spalovacích komor při spalování se vzduchem je možné zvýšit přebytek vzduchu a tím limitovat teplotu v zařízení, zde však je nutné provést chlazení pomocí vstřiku vody. [79]

Smísením spalin kyslíko-metanového hoření a chladicí vody vzniká paroplynová směs (Obr. 42). K účelům projekčního návrhu zbývá určit potřebné množství vstřiku, aby výsledná směs měla požadované parametry. Pro vstřik chladicí vody platí následující energetická bilance:

$$q_{sp} + q_{vv} = q_{pps} \quad [\text{J.kg}^{-1}], \quad (10)$$

kde q_{sp} [J.kg⁻¹] je měrný teplo spalin, q_{vv} [J.kg⁻¹] měrné teplo přiváděné ve vstříkované vodě a q_{pps} [J.kg⁻¹] měrné teplo paroplynové směsi.



Obr. 42: Schéma vstupních a výstupního proudu při chlazení v GPPS.

Rovnici energetické bilance vstříku (Rov. 10) lze dále vyjádřit pomocí entalpií a objemových zlomků vstupních proudů. Pro 1 kg paroplynové směsi platí:

$$i_{pps} = i_{sp} \cdot x_{SP} + i_{vv} \cdot x_{VV} \quad [\text{J.kg}^{-1}]. \quad (11)$$

Během vstříku přitom platí zachování hmotnosti:

$$w_{SP} + w_{VV} = 1 \quad [-], \quad (12)$$

tedy i pro objemové zlomky:

$$x_{SP} + x_{VV} = 1 \quad [-]. \quad (13)$$

Entalpii paroplynové směsi lze definovat i pomocí energie složek směsi po vstříku. Paroplynová směs je složena z vody a oxidu uhličitého. Měrná energie obou složek ve směsi je určena entalpií a objemovým zastoupením:

$$i_{pps} = i_{CO_2PPS} \cdot x_{CO_2PPS} + i_{H_2O_{PPS}} \cdot x_{H_2O_{PPS}} \quad [\text{J.kg}^{-1}]. \quad (14)$$

Entalpie oxidu uhličitého i_{CO_2PPS} [J.kg⁻¹] a vodní páry $i_{H_2O_{PPS}}$ [J.kg⁻¹] v paroplynové směsi je určena zadanými parametry a pro objemové zlomky složek platí:

$$x_{CO_2PPS} + x_{H_2O_{PPS}} = 1 \quad [-], \quad (15)$$

$$x_{CO_2PPS} = x_{CO_2} \cdot x_{SP} \quad [-], \quad (16)$$

$$x_{H_2O_{PPS}} = x_{H_2O} \cdot x_{SP} + x_{VV} \quad [-]. \quad (17)$$

Dosazením rovnic objemového složení paroplynové směsi (Rov. 16 a 17) do rovnice entalpie složek paroplynové směsi (Rov. 14), porovnáním získaného vztahu s energetickou bilancí vstřiku (Rov. 11) a úpravou výsledné rovnice za využití vztahu pro objemové zlomky vstupních proudů při vstřikování (Rov. 13) lze získat definici pro objemový zlomek vstřikované vody jako:

$$x_{VV} = \frac{i_{sp} - x_{CO_2} \cdot i_{CO_2PPS} - x_{H_2O} \cdot i_{H_2O PPS}}{i_{sp} - i_{vv} - x_{CO_2} \cdot i_{CO_2PPS} + (1 - x_{H_2O}) \cdot i_{H_2O PPS}} \quad [-]. \quad (18)$$

Pro stanovení množství vstřikované vody je ještě nutné převést tento objemový zlomek na hmotnostní zlomek:

$$w_{VV} = \frac{x_{VV} \cdot M_{H_2O}}{x_{VV} \cdot M_{H_2O} + x_{SP} \cdot M_{SP}} \quad [-], \quad (19)$$

kde M [kg.kmol⁻¹] je molární hmotnost látky a pro spaliny se hodnota stanoví jako:

$$M_{SP} = x_{CO_2} \cdot M_{CO_2} + x_{H_2O} \cdot M_{H_2O} \quad [\text{kg.kmol}^{-1}]. \quad (20)$$

Konečné množství vstřikované vody je určeno pomocí hmotnostního zlomku vstřikované vody a zadané hodnoty množství paroplynové směsi \dot{m}_{PPS} [kg.s⁻¹] podle vztahu:

$$\dot{m}_{VV} = w_{VV} \cdot \dot{m}_{PPS} \quad [\text{kg.s}^{-1}]. \quad (21)$$

Dále jsou pro projekční návrh podstatné stanovení množství paliva \dot{m}_{CH_4} [kg.s⁻¹] a okysličovadla \dot{m}_{O_2} [kg.s⁻¹], které do GPPS musí být dodávány, aby vznikala paroplynová směs o žádaných parametrech.

Ke zjištění těchto hmotnostních toků se využije množství spalin:

$$\dot{m}_{SP} = \dot{m}_{PPS} - \dot{m}_{VV} \quad [\text{kg.s}^{-1}] \quad (22)$$

a hmotnostní zlomky reaktantů:

$$w_{CH_4} = \frac{x_{CH_4} \cdot M_{CH_4}}{x_{CH_4} \cdot M_{CH_4} + x_{O_2} \cdot M_{O_2}} \quad [-], \quad (23)$$

$$w_{O_2} = 1 - w_{CH_4} \quad [-]. \quad (24)$$

Množství přiváděného paliva a okysličovadla lze pak vyjádřit jako:

$$\dot{m}_{CH_4} = w_{CH_4} \cdot \dot{m}_{SP} \quad [\text{kg.s}^{-1}], \quad (25)$$

$$\dot{m}_{O_2} = w_{O_2} \cdot \dot{m}_{SP} \quad [\text{kg.s}^{-1}]. \quad (26)$$

Níže jsou přiloženy výsledky předběžného projekčního výpočtu (Tab. 4) pro zadané parametry (Tab. 2) a hodnoty konstant (Tab. 3). Ke stanovení hodnot entalpií byl využit software ESS (*Engineering Equation Solver*) a knihovna funkcí termo-fyzikálních vlastností reálných plynů.

Tab. 2: Zadané a zvolené hodnoty parametrů v GPPS pro projekční návrh EFSPS.

Veličina	Zkratka	Jednotka	Hodnota
Množství paroplynové směsi	\dot{m}_{PPS}	kg.s ⁻¹	27,78
Teplota paroplynové směsi	t_{PPS}	°C	800
Tlak paroplynové směsi	p_{PPS}	bar(a)	100
Teplota vstříkované vody	t_{VV}	°C	82,5
Tlak vstříkované vody	p_{VV}	bar(a)	100
Teplota paliva po kompresi	t_{CH_4}	°C	90
Tlak paliva po kompresi	p_{CH_4}	bar(a)	100
Teplota oksyličovadla po kompresi	t_{O_2}	°C	100
Tlak oksyličovadla po kompresi	p_{O_2}	bar(a)	100
Ztráta sáláním do okolí	Z_{SV}	%	2

Tab. 3: Hodnoty konstant při výpočtu GPPS pro projekční návrh EFSPS.

Veličina	Zkratka	Jednotka	Hodnota
Spalné teplo metanu	HHV_{CH_4}	MJ.kg ⁻¹	55,5
Molární hmotnost metanu	M_{CH_4}	kg.kmol ⁻¹	16,04
Molární hmotnost kyslíku	M_{O_2}	kg.kmol ⁻¹	32,00
Molární hmotnost oxidu uhličitého	M_{CO_2}	kg.kmol ⁻¹	44,01
Molární hmotnost vody	M_{H_2O}	kg.kmol ⁻¹	18,01

Tab. 4: Vypočtené hodnoty parametrů v GPPS pro projekční návrh EFSPS.

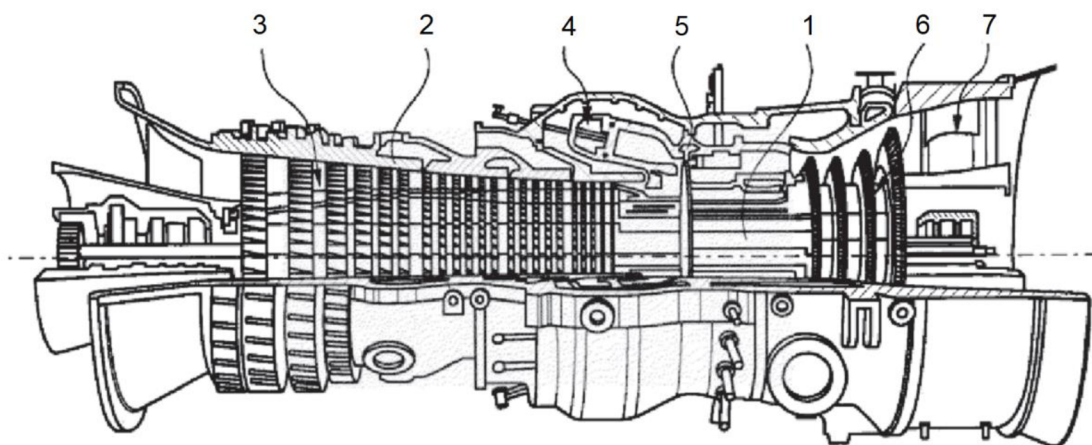
Veličina	Zkratka	Jednotka	Hodnota
Entalpie přiváděného paliva	i_{CH_4}	kJ.kg ⁻¹	85
Entalpie přiváděného oksyličovadla	i_{O_2}	kJ.kg ⁻¹	55
Entalpie spalin	i_{SP}	kJ.kg ⁻¹	18 944
Entalpie vstříkované vody	i_{VV}	kJ.kg ⁻¹	353
Entalpie paroplynové směsi	i_{PPS}	kJ.kg ⁻¹	3 906
Objemový podíl vstříkované vody při míšení se spalinami	x_{VV}	%	80,9
Objemový podíl vodní páry v paroplynové směsi	$x_{H_2O_{PPS}}$	%	93,7
Objemový podíl oxidu uhličitého v paroplynové směsi	$x_{CO_2_{PPS}}$	%	6,3
Množství vstříkované vody	\dot{m}_{VV}	kg.s ⁻¹	20,58
Množství přiváděného paliva	\dot{m}_{CH_4}	kg.s ⁻¹	1,44
Množství přiváděného oksyličovadla	\dot{m}_{O_2}	kg.s ⁻¹	5,76

4.3.2 Paroplynová turbína

PPT je základní technologická komponenta paroplynového okruhu, pomocí níž je generován hlavní elektrický výkon EFSPS. Jedná se o zařízení, které může být konstrukčně podobné průmyslovým spalovacím turbínám (Obr. 43). Spalovací turbíny vyrábějí v případě kombinovaných (parních a plynových) cyklů zhruba dvě třetiny elektrického výkonu elektrárny. [80]

Elektrárenské spalovací turbíny se dají klasifikovat do dvou kategorií:

- Průmyslové spalovací turbíny – jedná se prakticky vždy o jednotělesové stroje k pohonu generátoru s jmenovitým výkonem vyšším než 30 MW. Nejvyšší výkon v současnosti nabízí spalovací turbína *Siemens SGT-9000HL* se 600 MW. [80, 81]
- Aeroderiváty – jsou původní části nebo celé letecké motory, které byly modifikovány (resp. recyklovány) a jsou využity pro výrobu elektřiny. Turbína je obvykle tvořena dvěma nebo třemi hřídeli, jedná se o menší stroje a obvyklý výkon nepřesahuje 40 MW. Jejich výhodou je rychlejší start (pro odlehčený rotor) a zredukování nákladů při využití použitých dílů z leteckého průmyslu. [80, 82]



Obr. 43: Řez spalovací turbíny (*Ansaldo Energia GT26*): 1 – rotor, 2 – stator, 3 – kompresor, 4 – spalovací komora, 5 – vysokotlakový stupeň turbíny, 6 – nízkotlakové lopatkování turbíny, 7 – výfuk [81].

Charakteristickým prvkem spalovacích turbín je umístění kompresoru na společné hřídeli. Kompresor tlačuje okysličovadlo, které po kompresi vstupuje do spalovací komory. Okysličovadlem bývá zejména přefiltrovaný vzduch nasávaný z okolí. Horké spaliny po shoření palivové směsi vstupují do turbínové části, expandují do atmosférického tlaku a pohání kompresor i generátor. Teplota spalin na výstupu z turbíny je ovlivněna tlakovým poměrem a teplotou produktů po spalování. V praxi mívají odcházející spaliny teplotu 400-600 °C, konkrétní hodnota je určena termickou účinností podle Braytonova cyklu. [80]

Nicméně pro případ EFSPS jsou spaliny tvořeny téměř pouze vodní párou, jejíž tepelný oběh se při výpočtu nahrazuje R-C cyklem. Z důvodu zjednodušení je proto PPT navržena čistě jako parní turbína, na kterou bude přírubou napojen GPPS. Zároveň na výstupu z turbíny je udržován přetlak, takže paroplynová směs neexpanduje do atmosférického tlaku.

Přetlak za paroplynovou turbínou způsobí snížení výkonu a termodynamické účinnosti, neboť dojde ke zmenšení entalpického spádu – potenciálu, který může turbína zpracovat. Avšak je nutné na turbínu nahlížet jako na jeden prvek technologického celku energetické jednotky, kde je dále žádoucí využít co nejefektivněji odpadní teplo spalin, ale navíc je nutné po kondenzaci paroplynové směsi odseparovat H₂O od CO₂ a pak obě složky opětovně využívat v rámci EFSPS.

Protože se spaliny chladí v uzavřeném systému, tak by například bylo možné udržovat za PPT podtlak, podobně jako u kondenzačních parních turbín. Tím by se maximalizoval entalpický spád a zvýšila by se termodynamická účinnost paroplynového cyklu. H₂O i CO₂ se však dále využívají v EFSPS při elektrolýze nebo metanizaci, kdy je pro tyto procesy výhodné udržovat přetlak několika barů. Pokud by docházelo ke stlačování CO₂ z vakua na tento tlak, výrazně by vzrostla vlastní spotřeba elektřiny, protože by bylo nutné dodávat velké množství energie podle rovnice příkonu kompresoru:

$$P_K = \frac{n}{n-1} \cdot \dot{m}_K \cdot r \cdot T_{iK} \cdot \left[\left(\frac{p_{eK}}{p_{iK}} \right)^{\frac{n}{n-1}} - 1 \right] \quad [\text{W}], \quad (27)$$

kde je n [-] polytropický exponent, \dot{m}_K [kg.s⁻¹] hmotnostní průtok kompresorem, r [J.kg⁻¹.K⁻¹] plynová konstanta stlačované látky, T_{iK} [K] teplota látky před kompresí, p_{iK} [bar] tlak před kompresí a p_{eK} [bar] tlak po kompresi.

Právě tlakový poměr $\frac{p_{eK}}{p_{iK}}$ je z hlediska velikosti dodávané energie pro kompresi velmi podstatný. Jen na kompresi z obvyklého tlaku za kondenzační turbínou (cca 0,05 barů) na atmosférický tlak (1 bar) by měl tento člen hodnotu 20.

Vyšší tlak po expanzi umožní kromě snížení vlastní spotřeby elektřiny, také větší kompaktnost systému na využití odpadního tepla, kdy se s větším tlakem zmenšuje měrný objem spalin a zařízení tak může mít menší rozměry.

Poslední značnou výhodou vyššího tlaku kondenzace je usnadnění odvodu plynného CO₂ po zchlazení paroplynové směsi. V případě kondenzačních parních turbín je nutné instalovat vývěvy pro odsávání nekondenzujících plynů.

Z těchto důvodů byla po diskusi s vedoucím práce navržena hodnota expanzního tlaku pro PPT na 13 barů (a). Zároveň byly pro projekční návrh PPT zvoleny hodnoty vnitřní termodynamické účinnosti turbíny η_{tdi} [-] na 0,85, mechanické účinnosti turbíny η_m [-] na 0,99 a účinnosti generátoru η_G [-] na 0,97.

4.3.2.1 Návrh expanze a svorkového výkonu

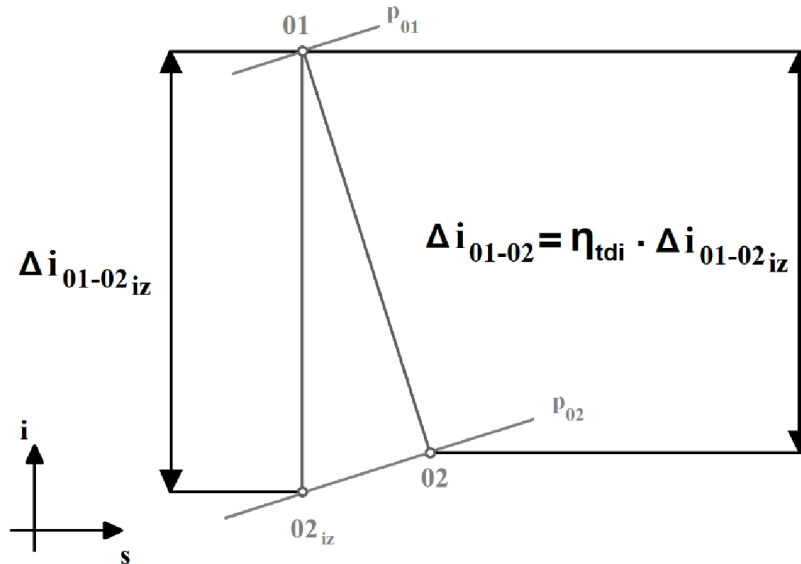
Pro zjednodušení a dle instrukcí ze zadání diplomové práce, byly při výpočtu PPT nahrazeny vlastnosti paroplynové směsi vodní párou. Vzhledem k výsledkům z výpočtu spalování a vstříku chladicí vody v GPPS (Kap. 4.3.1.1), je i tak objemové složení paroplynové směsi tvořeno z velké většiny vodní párou. Tudíž i pro účely základního projekčního návrhu je chyba způsobená tímto zjednodušením nepodstatná.

Expanze v PPT probíhá podle expanzní křivky v i - s diagramu vodní páry (Obr. 44). Z parametrů paroplynové směsi na vstupu do turbíny se vypočítá entropie s_{01} [J.kg⁻¹.K⁻¹], která má v případě izoentropické expanze (expanze beze ztrát) stejnou hodnotu jako výstupní

entropie s_{02} [$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$]. Pomocí této entropie a známého tlaku po expanzi p_{02} [bar] lze dopočítat izoentropický spád:

$$\Delta i_{01-02_{iz}} = i_{01} - i_{02_{iz}} \quad [\text{J.kg}^{-1}], \quad (28)$$

kde je i_{01} [J.kg^{-1}] měrná entalpie před expanzí a $i_{02_{iz}}$ [J.kg^{-1}] měrná entalpie po izoentropické expanzi.



Obr. 44: Zobrazení expanze v PPT na i-s diagramu.

Skutečný expanzní bod je ovlivněn ztrátami, které jsou definovány vnitřní termodynamickou účinností turbíny, je vymezen stejným tlakem jako v případě izoentropické expanze, ale vlivem ztrát narostla entropie. Výpočet tohoto bodu tedy bude probíhat podle vztahů:

$$\Delta i_{01-02} = \eta_{tdi} \cdot \Delta i_{01-02_{iz}} \quad [\text{J.kg}^{-1}], \quad (29)$$

$$i_{02} = i_{01} - \Delta i_{01-02} \quad [\text{J.kg}^{-1}], \quad (30)$$

kde je Δi_{01-02} [J.kg^{-1}] skutečný entalpický spád a i_{02} [J.kg^{-1}] měrná entalpie po expanzi. Teplota po expanzi t_{02} [$^{\circ}\text{C}$] a další stavové veličiny se stanoví z hodnot entalpie a tlaku.

Je-li známý entalpický spád na turbíně a účinnosti turbogenerátoru, je možné vypočítat svorkový výkon generátoru paroplynového oběhu jako:

$$P_{SV} = \dot{m}_{PPS} \cdot \Delta i_{01-02} \cdot \eta_m \cdot \eta_G \quad [\text{W}], \quad (31)$$

kde je η_m [-] mechanická účinnost turbíny a η_G [-] účinnost elektrického generátoru.

Tento elektrický výkon se vztahuje pouze k PPT a generátoru, tedy jako na schématu elektrárenské jednotky (Obr. 37), kde je turbína zobrazena jako tzv. turboexpandér, tedy oddělená od kompresoru okysličovačla. V případě spojeného turbosoustrojí by byl od výkonu turbíny odečten výkon kompresoru a vzniklý člen by byl vynásoben koeficienty účinnosti jako v poslední zmíněné rovnici (Rov. 28).

Níže jsou přiloženy výsledky výpočtu pro projekční návrh EFSPS (Tab. 6) podle zadaných parametrů (Tab. 5). Ke stanovení hodnot stavových veličin vodní páry byl opět využit software ESS a knihovna funkcí termo-fyzikálních vlastností reálných plynů.

Tab. 5: Zadané a zvolené hodnoty parametrů v PPT pro projekční návrh EFSPS.

Veličina	Zkratka	Jednotka	Hodnota
Množství paroplynové směsi	\dot{m}_{PPS}	kg.s ⁻¹	27,78
Teplota paroplynové směsi na vstupu do PPT	t_{01}	°C	800
Tlak paroplynové směsi na vstupu do PPT	p_{01}	bar(a)	100
Tlak paroplynové směsi na výstupu z PPT	p_{02}	bar(a)	13
Vnitřní termodynamická účinnost PPT	η_{tdi}	%	85
Mechanická účinnost PPT	η_m	%	99
Účinnost generátoru pro PPT	η_G	%	97

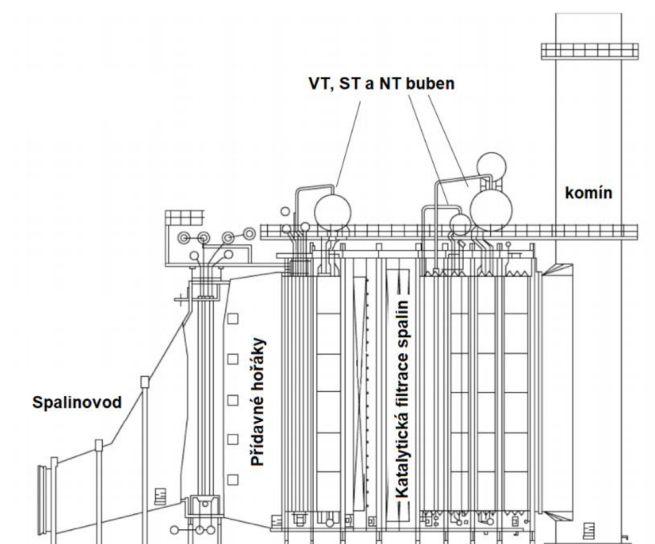
Tab. 6: Vypočtené hodnoty parametrů v PPT pro projekční návrh EFSPS.

Veličina	Zkratka	Jednotka	Hodnota
Entalpie paroplynové směsi na vstupu do PPT	i_{01}	kJ.kg ⁻¹	4 114
Entropie paroplynové směsi na vstupu do PPT	s_{01}	kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹	7,408
Entalpie paroplynové směsi po izoentropické expanzi	$i_{02_{iz}}$	kJ.kg ⁻¹	3 306
Izoentropický entalpický spád v PPT	$\Delta i_{01-02_{iz}}$	kJ.kg ⁻¹	808
Entalpický spád v PPT	Δi_{01-02}	kJ.kg ⁻¹	687
Entalpie paroplynové směsi na výstupu z PPT	i_{02}	kJ.kg ⁻¹	3 427
Teplota paroplynové směsi na výstupu z PPT	t_{02}	°C	478
Měrný objem paroplynové směsi na výstupu z PPT	v_{02}	m ³ .kg ⁻¹	0,2636
Entropie paroplynové směsi na výstupu z PPT	s_{02}	kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹	7,576
Svorkový výkon na generátoru paroplynového oběhu	P_{SV}	kW	18 329

4.3.3 Generátor vysokotlakové páry a separační generátor páry

GVTP a SGP jsou zařízení energetické jednotky EFSPS, které technologicky propojují paroplynový a parní oběh. V paroplynových elektrárnách se tento systém nazývá *kotel na spalínové teplo* (Obr. 45), tzv. HRSG (z angl. *Heat Recovery Steam Generator*). Obecným účelem těchto zařízení je zvýšit účinnost využitím zbytkového tepla ve spalínách. Z tepelných rozborů termodynamických oběhů je patrné, že maximální účinnosti se dosáhne, když je teplo do oběhu přiváděno při co největší střední teplotě a zároveň je odváděno při co nejmenší střední teplotě. Vzhledem k těmto požadavkům je výhodné zkombinovat plynový cyklus, který splňuje první podmínku, a parní cyklus, jenž splňuje druhou podmínku. [81, 82]

Na výfuku u spalovacích turbín mívají spaliny teplotu 400-600 °C, což je dostatečně vysoká hodnota pro výrobu vysokotlakové páry. Při využití této páry v R-C cyklu se může účinnost oproti plynovým elektrárnám zvýšit až o 20 % (na celkových 55 % i více). [82]



Obr. 45: Třítlakový horizontální HRSG [81].

HRSG se z hlediska konstrukcí klasifikují na vertikální a horizontální provedení. Vertikální provedení je výhodnější ze vztahu k menší zastavené ploše, menších objemů bubnů nebo nižší citlivosti na blokace párou při najíždění ekonomizéru. Přednost horizontálního HRSG je přirozená cirkulace parovodní směsi ve výparníkové části. [80]

HRSG se dále dělí podle množství parních bubnů na [81]:

- Jednotlakové HRSG – jeden parní buben (např. na elektrárně Alpiq Kladno).
- Dvoutlakové HRSG – dva parní bubny (např. na elektrárně Vřesová).
- Třítlakové HRSG – tři parní bubny (např. na elektrárně Počerady).

S rostoucím množstvím parních okruhů se zvyšuje účinnost, ale zmenšuje se operační flexibilita a rychlost najíždění, roste technologická komplexnost a přirozeně i cena. Proto se návrh HRSG opírá o ekonomická zhodnocení projektu. [81]

Podle konceptu EFSPS byla navržena elektrárnská jednotka s dvoutlakovým spalinovým výměníkem. V prvním bubnu je generována vysokotlaková pára a v druhém nízkotlaková pára. Bylo by možné implementovat jednotlakový systém na odvod tepla spalin, toto řešení by znamenalo určité konstrukční komplikace vlivem kondenzující vody a nekondenzujícího oxidu uhličitého při ochlazení paroplynové směsi. Proto bylo navrženo řešení GVTP a SGP s kondenzátní nádrží.

Samotný GVTP by mohl být z konstrukčního hlediska podobný jednotlakovému, horizontálnímu HRSG, avšak místo komínu by na výstupu spalin byl instalován spalinovod a napojení na SGP, jenž by zase mohl být zkonstruován například jako deskový, spirálový výměník tepla se spirálou ve svislé poloze [83]. Tím se efektivně zodpoví i otázka separace kondenzující vody od plynného CO_2 . Paroplynová směs bude z GVTP do SGP odváděna při teplotě vyšší, než je rosný bod.

Do HRSG se obvykle instalují přidavné hořáky, které buď poskytují zvětšení parního výkonu – při spalování paliva se zbytkem vzduchu ve spalinách z plynové turbíny, nebo je lze využít i samostatně pro výrobu tepla, když je plynová turbína odstavena. Hořáky by v GVTP mohly posloužit stejnému účelu. Jako okysličovadlo by mohl být využit kyslík z přívodního potrubí, které je vedeno k GPPS, nebo přímo ze zásobníku kyslíku.

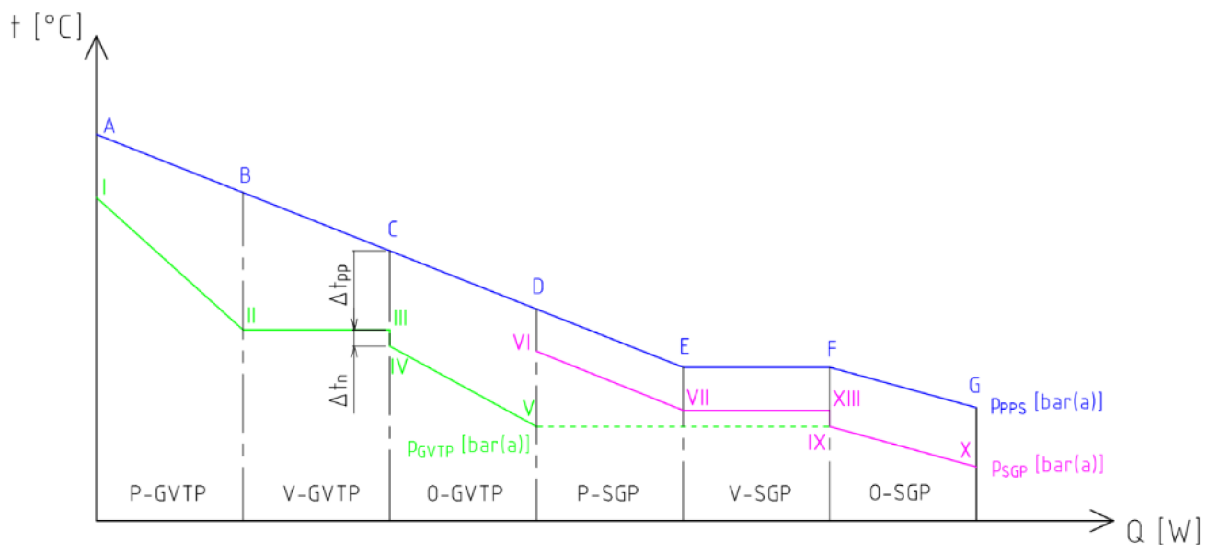
Výhodou uzavřeného systému EFSPS je mimo jiné skutečnost, že odpadá nutnost instalovat do spalínového kotle filtrační zařízení, které katalyticky nebo jinak čistí spaliny od oxidů dusíku a dalších polutantů.

V neposlední řadě je pak z hlediska konstrukce EFSPS výhodné udržování vysokého tlaku, kdy pro uvažovaných 13 barů je podle stavové rovnice plynů hustota paroplynové směsi zhruba 13 krát větší oproti atmosférickému tlaku. Objemový tok paroplynové směsi v GVTP nebo v SGP je tudíž 13 krát menší. A tak lze navrhnout celý systém na spalínové teplo na podstatně menší rozměry. Což v důsledku znamená, že se nemusí jednat o typicky velký HRSG kotel, ale lze jej navrhnout jako trubkový nebo deskový výměník.

4.3.3.1 Návrh parametrů generované páry

Při tepelném výpočtu spalínového výměníku lze vyjít z tzv. *pilového diagramu* (Obr. 46), který vyjadřuje závislost teplot médií na předaném tepelném výkonu v teplosměných plochách GVTP a SGP. Zkratky u teplosměných ploch značí: (P) – přehřívák páry, (V) – výparník, (O) – ohřívák vody. Je zde tedy šest úseků pro dva výměníky.

Křivka (A)-(G) v pilovém diagramu zobrazuje průběh teplot na straně paroplynové směsi. Křivka (X)-(VI) představuje ohřev napájecí vody, var a přehřev nízkotlakové páry v GPS. A křivka (V)-(I) znázorňuje generování vysokotlakové páry v GVTP. Teplotní rozdíl mezi spaliny a výparníkem je tzv. *pitch point* Δt_{pp} [°C]. Teplotní rozdíl mezi výparníkem a ohřívákem vody je tzv. *nedohřev* Δt_n [°C].



Obr. 46: Pilový diagram dvoutlakového kotle na odpadní teplo z PPT.

Návrh opět probíhá při zanedbání objemového složení CO_2 v paroplynové směsi. Zároveň jsou zanedbány tepelné ztráty sáláním do okolí a tlakové ztráty vlivem proudění médií, proto je uvažován konstantní tlak po jednotlivých křivkách v pilovém diagramu.

Teplota v bodě (A) a tlak paroplynové směsi jsou parametry určené nebo zvolené při výpočtu expanze v PPT (Kap. 4.3.2.1). Z navržených tlaků páry na výstupu z GVTP a z SGP, z hodnot Δt_n , Δt_{pp} pro GVTP a ze zvolených teplot v bodech (I), (D), (VI), (X) lze určit zbylé parametry pilového diagramu a zjistit tak množství generované páry. Volba hodnot probíhala na základě konzultace s vedoucím práce.

Při výpočtu jsou nejdříve určeny tepené toky v zařízení s vyšším tlakem, tedy v GVTP. Po zanedbání ztrát sáláním platí pro přijatý tepelný tok párou mezi body (I)-(IV):

$$\dot{Q}_{I-IV} = \dot{Q}_{A-C} \quad [\text{W}], \quad (32)$$

kde \dot{Q}_{A-C} [W] je tepelný tok předaný paroplynovou směsí mezi body (A)-(C), jenž lze dále vyjádřit jako:

$$\dot{Q}_{A-C} = \dot{m}_{PPS} \cdot (i_A - i_C) \quad [\text{W}], \quad (33)$$

kde je i_A [J.kg⁻¹] entalpie v bodě (A) určená teplotou a tlakem generované páry, i_C [J.kg⁻¹] entalpie v bodě (C) definovaná teplotou sytosti vysokotlakové páry a pitch pointem pro GVTP Δt_{pp}^{GVTP} [°C].

Pro ohřev páry v GVTP platí rovnice:

$$\dot{Q}_{I-IV} = \dot{m}_{VTP} \cdot (i_I - i_{IV}) \quad [\text{W}], \quad (34)$$

kde i_I [J.kg⁻¹] je entalpie přehřáté vysokotlakové páry, která je určena tlakem a teplotou na výstupu z GVTP, i_{IV} [J.kg⁻¹] představuje entalpii vody při vstupu do vysokotlakového bubnu, jež je stanovena nedohřevem Δt_n^{GVTP} [°C] spolu s tlakem v bubnu, a \dot{m}_{VTP} (kg.s⁻¹) je parní výkon GVTP, který lze vyjádřit při porovnání ohřevu páry v GVTP (Rov. 34) s rovnicí tepelného toku předaného paroplynovou směsí (Rov. 33) jako:

$$\dot{m}_{VTP} = \frac{\dot{m}_{PPS} \cdot (i_A - i_C)}{(i_I - i_{IV})} \quad [\text{kg.s}^{-1}]. \quad (35)$$

Tento průtok bude shodný s množstvím ohřivané vody, které vstupuje do GVTP. Teplota vody na vstupu do ohříváku v bodě (V) se definuje skrze hodnotu entalpie v tomto bodě, jež je určena teplem předaným paroplynovou směsí mezi body (C) a (D):

$$i_V = i_{IV} - \frac{\dot{m}_{PPS} \cdot (i_C - i_D)}{\dot{m}_{VTP}} \quad [\text{J.kg}^{-1}]. \quad (36)$$

S využitím známé teploty v bodě (V) a volbou tlaku v SGP je určena entalpie v bodě (IX). Pomocí teploty v bodě (IX) a teploty kondenzace, resp. varu obou medií v SGP, lze dopočítat nedohřev Δt_n^{SGP} [°C], pitch point Δt_{pp}^{SGP} [°C] a určit parní výkon SGP, obdobně jako u GVTP:

$$\dot{m}_{NTP} = \frac{\dot{Q}_{VI-IX}}{(i_{VI} - i_{IX})} = \frac{\dot{Q}_{D-F}}{(i_{VI} - i_{IX})} = \frac{\dot{m}_{PPS} \cdot (i_D - i_F)}{(i_{VI} - i_{IX})} \quad [\text{kg.s}^{-1}], \quad (37)$$

kde je \dot{Q}_{VI-IX} [W] teplo předané páře v SGP, i_{VI} [J.kg⁻¹] entalpie přehřáté nízkotlakové páry na výstupu z SGP, i_{IX} [J.kg⁻¹] entalpie vody na vstupu do nízkotlakového bubnu, \dot{Q}_{D-F} [W] teplo odevzdané paroplynovou směsí mezi body (D) a (F) pilového diagramu, i_D [J.kg⁻¹] entalpie paroplynové směsi při vstupu do SGP a i_F [J.kg⁻¹] entalpie paroplynové směsi na dolní mezi sytosti.

Množství vody, které je odebíráno z napájecí nádrže je součtem obou průtoků:

$$\dot{m}_{NV} = \dot{m}_{VTP} + \dot{m}_{NTP} \quad [\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}], \quad (38)$$

Posledním krokem je určení teploty paroplynové směsi na výstupu z GSP, tedy v bodě (G). Její hodnota je závislá na navržené teplotě vody při vstupu do ohříváku SGP a stanoví se pomocí entalpie:

$$i_G = i_F - \frac{\dot{m}_{NV} \cdot (i_{IX} - i_X)}{\dot{m}_{PPS}} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}], \quad (39)$$

kde i_X [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$] je entalpie vody na vstupu do ohříváku SGP.

Níže jsou přiloženy výsledky výpočtu pro zjednodušený projekční návrh EFSPS (Tab. 8) podle zadaných a navržených parametrů (Tab. 7). Ke stanovení hodnot stavových veličin vody a vodní páry byl využit software ESS a knihovna funkcí termo-fyzikálních vlastností reálných plynů.

Tab. 7: Zadané a zvolené hodnoty parametrů v GVTP a SGP pro projekční návrh EFSPS.

Veličina	Zkratka	Jednotka	Hodnota
Množství paroplynové směsi	\dot{m}_{PPS}	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	27,78
Tlak paroplynové směsi	p_{PPS}	bar(a)	13
Tlak vysokotlakové páry	p_{VTP}	bar(a)	20
Tlak nízkotlakové páry	p_{NTP}	bar(a)	6
Teplota paroplynové směsi na vstupu do GVTP	t_A	$^{\circ}\text{C}$	478
Teplota paroplynové směsi na vstupu do SGP	t_D	$^{\circ}\text{C}$	200
Teplota přehřáté páry na výstupu z GVTP	t_I	$^{\circ}\text{C}$	450
Teplota přehřáté páry na výstupu z SGP	t_{VI}	$^{\circ}\text{C}$	180
Teplota vody na vstupu do ohříváku SGP	t_X	$^{\circ}\text{C}$	60
Nedohřev vody v ohříváku GVTP	Δt_n^{GVTP}	$^{\circ}\text{C}$	10
Pitch point v GVTP	Δt_{pp}^{GVTP}	$^{\circ}\text{C}$	20

Tab. 8: Vypočtené hodnoty parametrů v GVTP a SGP pro projekční návrh EFSPS.

Veličina	Zkratka	Jednotka	Hodnota
Množství vysokotlakové páry	\dot{m}_{VTP}	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	6,35
Množství nízkotlakové páry	\dot{m}_{NTP}	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	25,51
Entalpie vysokotlakové páry	i_I	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	3 358
Entalpie nízkotlakové páry	i_{VI}	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	2 806
Nedohřev vody v ohříváku SGP	Δt_n^{SGP}	$^{\circ}\text{C}$	3,2
Pitch point v SGP	Δt_{pp}^{SGP}	$^{\circ}\text{C}$	32,8
Množství vody přiváděné z napájecí nádrže	\dot{m}_{NV}	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	31,86
Teplota kondenzátu paroplynové směsi	t_G	$^{\circ}\text{C}$	82,5

4.3.4 Realizační schéma energetické jednotky

Z průběžných výsledků při návrhu jednotlivých komponent a dle zadaných hodnot je zhotoveno nové schéma energetické jednotky (Obr. 47). V tomto realizačním schématu jsou doplněny hodnoty parametrů k daným úsekům či větvím systému. Schéma může posloužit například jako informativní dokument pro investora při určování proveditelnosti projektu, nebo jako podklad pro další projekční činnost a detailní návrh komponent.

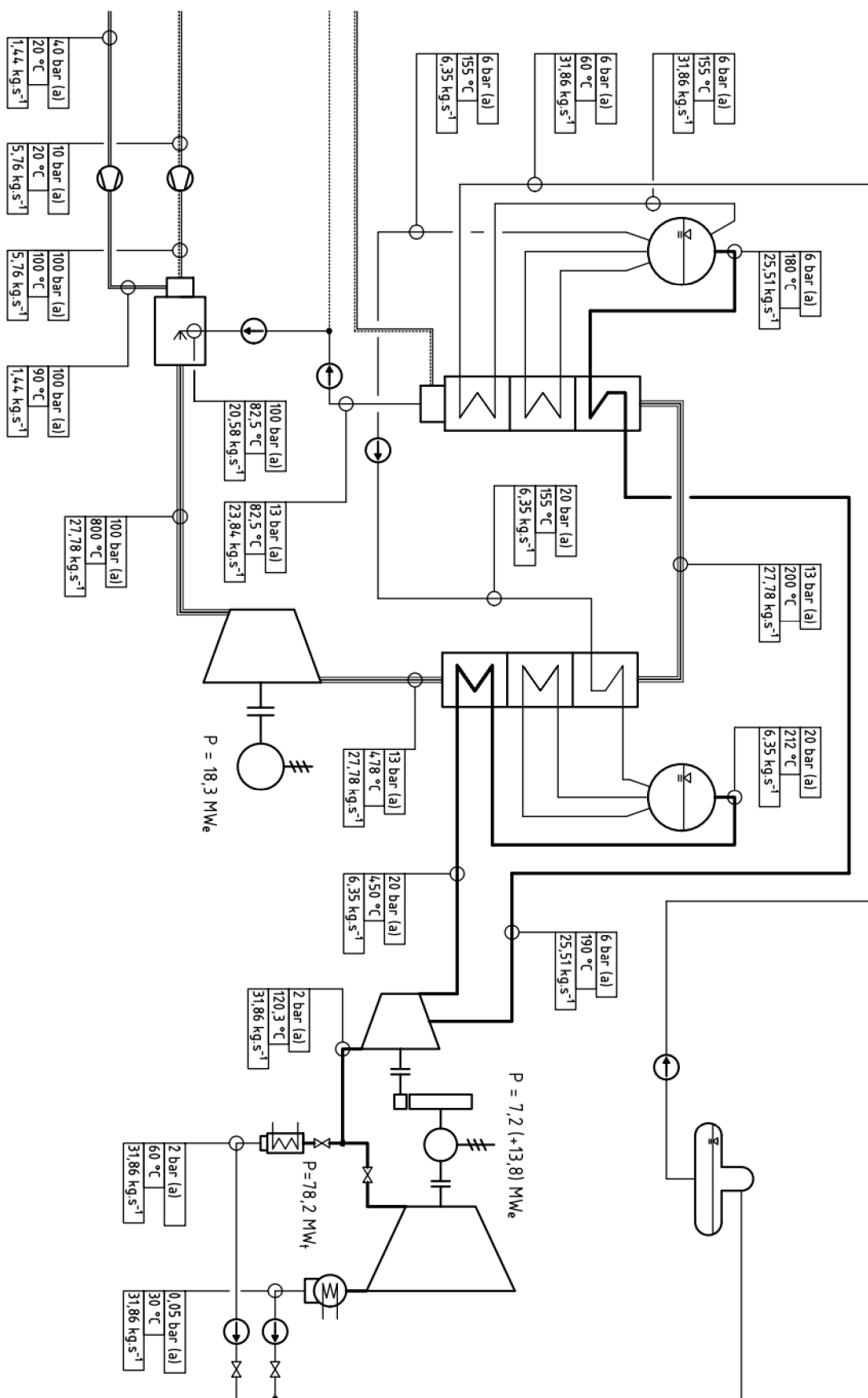
Při výpočtu elektrického výkonu v R-C cyklu je využito stejných vztahů a hodnot součinitelů jako v případě návrhu PPT (Kap. 4.3.2.1). Elektrický výkon turbogenerátoru je stanoven pro hodnotu účinnosti převodovky 99 %.

Dvouhřídelové uspořádání parní turbíny je upřednostněno před variantou jednohřídelového z důvodu zefektivnění kombinované výroby elektřiny a tepla (KVET). Jinou možností by mohla být jedna kondenzační turbína s regulovaným odběrem. Avšak poslední, nevyužité stupně turbíny by po odběru páry pro výrobu tepla způsobovaly ztráty ventilací. Navíc kromě snížení účinnosti hrozí riziko přehřátí lopatek, a proto musí být část páry přepouštěna i do těchto stupňů, aby docházelo ke chlazení. A tak z těchto důvodů byla navržena protitlaková a kondenzační turbína zvlášť na dvou hřídelích. Dělicí tlak byl volen na základě obvyklých hodnot z teplárenských provozů a po konzultacích s vedoucím práce.

Během expanze v protitlakové parní turbíně je dodávána přídavná pára, tudíž nejprve expanduje vysokotlaková pára ve vysokotlakových stupních a po dosažení tlaku přídavné páry dojde k promísení proudů a pára expanduje v nízkotlakových stupních. Výpočet expanze probíhá ve dvou krocích, nejprve je vypočten entalpický spád do vstupního tlaku přídavné páry, poté je spočtena nová entalpie pro proud páry a entalpický spád do navrženého protitlaku.

Pro navržené parametry je při plně elektrárenském režimu energetické jednotky zhruba podobný elektrický výkon na paroplynovém a parním turbogenerátoru. Spalovací turbíny obecně u paroplynových cyklů generují zhruba dvě třetiny výkonu elektrárny. Zde je nižší poměrný výkon PPT způsoben nižší teplotou produktů spalování a potlačenou expanzí. V jiné variantě energetické jednotky EFSPS by bylo možné například nechat paroplynovou směs expandovat na nižší tlak a teplo odvedené ve spalinovém výměníku využít exklusivně pro centrální zásobování teplem.

Efektivnost a konkrétní technologické provedení energetické jednotky bude tedy záviset na možnostech využívání energií a poptávce po výrobě elektřiny nebo tepla v plánované lokalitě.



Obr. 47: Realizační schéma energetické jednotky.

5 NÁVRH PAROPLYNOVÉ TURBÍNY

Druhou částí diplomové práce je termodynamický návrh paroplynové turbíny pro akumulární elektrárnu podle patentu Siemens EFSPS a dle zadaných parametrů (Tab. 9). Tato kapitola je podkladem pro konstrukční návrh turbíny. Postup tedy zahrnuje termodynamický výpočet lopatkování, spolu s návrhem průtočného kanálu, skříně, nosičů lopatek, nebo ložisek. Tak jako při koncepčním návrhu energetické jednotky EFSPS (Kap. 4), i zde je uplatněn zjednodušující předpoklad nahrazení paroplynové směsi vlastnostmi páry. Samotný návrh tak probíhá jako u konvekční parní turbíny s využitím doporučené literatury pro diplomovou práci: [84, 85, 86, 87].

Tab. 9: Zadané parametry pro návrh paroplynové turbíny.

Veličina	Zkratka	Jednotka	Hodnota
Hmotnostní průtok	\dot{m}	kg.s ⁻¹	27,78
Teplota na vstupu	t_i	°C	800
Tlak na vstupu	p_i	bar(a)	100
Tlak na výstupu	p_e	bar(a)	13
Maximální střední obvodová rychlost v prvním stupni	u_i^{max}	m.s ⁻¹	250
Maximální střední obvodová rychlost v posledním stupni	u_e^{max}	m.s ⁻¹	400

5.1 Konstrukční řešení paroplynové turbíny

Paroplynová turbína je lopatkový stroj, jehož hlavní části je rotor a stator, které jsou uloženy ve skříně. Obě části mají na obvodu umístěné lopatky a po sestavení utváření *lopatkový kanál*, jímž při expanzi proudí pracovní tekutina a koná práci. Transformace energie probíhá na základě vzájemného silového působení paroplynové směsi a lopatek. [92]

Z hlediska klasifikace se jedná o jednohřídelovou, jednotělesovou a protitlakovou turbínu bez regulovaných nebo neregulovaných odběrů. Paroplynová turbína je určena pro pohon elektrického generátoru, s nímž je propojena přes převodovku, aby bylo dosaženo optimálních jmenovitých otáček a rozměrů turbíny.

S ohledem na vysoký tepelný spád a účinnost je u energetických turbín celkový spád zpracován obvykle ve větším počtu stupňů. Každý stupeň turbíny je tvořen z řady rozváděcích lopatek (statorových) a z řady oběžných lopatek (rotorových) [92]. Jednotlivé stupně jsou pak řazeny za sebou nejčastěji v axiálním směru. Na každý stupeň připadá taková část celkového tepelného spádu, aby jej bylo možné zpracovat s optimální účinností [89]. S ohledem na velikost spádu a výkonu je i paroplynová turbína navržena jako mnohastupňová axiální turbína.

Na základě tzv. *stupně reakce* ρ [-] jsou turbínové stupně děleny buď na rovnotlakové (akční) nebo na přetlakové (reakční). Stupeň reakce je definován jako poměr změny statické entalpie v rotoru ku změně celkové entalpie stupně:

$$\rho = \frac{\Delta i_{iz}^R}{\Delta i_{iz}^{ST}} \quad [-]. \quad (40)$$

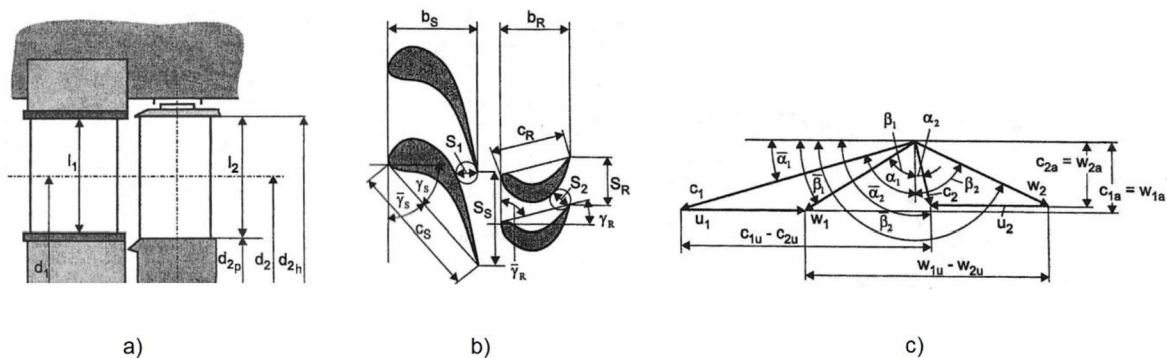
Návrh stupně reakce přímo ovlivňuje základní konstrukční uspořádání turbíny, proto je v turbinářské praxi a v rámci konkrétních závodů obvykle využit vyhraněný typ stupňů [79].

Z důvodu spolupráce s firmou Siemens Energy při zpracování diplomové práce, je navržen první stupeň paroplynové turbíny jako regulační a všechny následující stupně jako přetlakové, což je v tomto turbinářském podniku tradičním konstrukčním řešením.

Podstatou regulačního stupně je využití skupiny dýz jako statorových lopatek, které jsou umístěny jen na poměrné části obvodu turbíny. Průtok páry skupinami je obvykle řízen pomocí postupného otevírání regulačních ventilů. Na každou skupinu tak připadá vlastní ventil. V paroplynové turbíně je nicméně průtok řízen skrze parametry v GPPS. Tento typ regulace se označuje jako regulace pomocí *klouzavých parametrů*.

Pára po průchodu dýzami regulačního stupně urychluje jen část oběžného kola podle rozmístění dýz a činnosti GPPS, jedná se tedy o tzv. parciální ostřík oběžného kola. Z principu musí být regulační stupeň navržen jako rovnotlakový ($\rho \approx 0$), jinak by pára za otevřenou skupinou přetékala do oblasti uzavřených skupin a vznikaly by vysoké ztráty. [82]

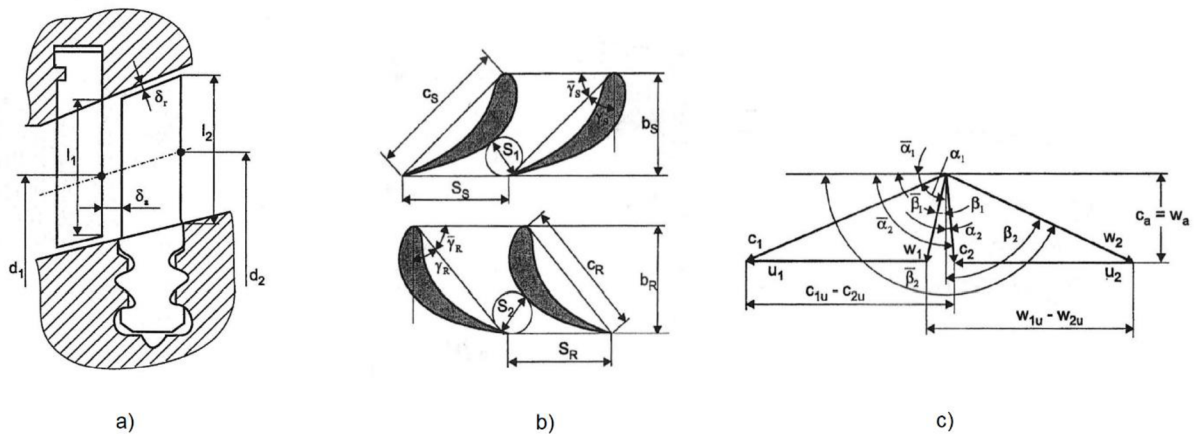
Regulační stupeň se kromě samotné regulace využívá i pro zpracování vysokého vstupního tlaku páry k navýšení měrného objemu, aby lopatky prvního přetlakového stupně mohli mít požadovanou velikost. Protože se jedná o parciální ostřík, mohou být zároveň i lopatky regulačního stupně delší než při totálním ostříku. Pro paroplynovou turbínu je využit regulační stupeň v provedení tzv. A-kola (Obr. 48) s dvěma skupinami dýz.



Obr. 48: Zobrazení regulačního stupně turbíny v: a) osovém řezu, b) rozvinutém válcovém řezu, c) rychlostním trojúhelníku [89].

Přetlakové stupně lopatkování se vyznačuje stejným zpracovaným spádem na statorové a na rotorové řadě ($\rho \approx 0,5$), lopatkové mříže paroplynové turbíny tedy mají symetrickou geometrii i stejný charakter proudění (obr. 49) [79]. To představuje výrobní výhody, ale konstrukčně je nutné vyřešit kompenzaci axiálních sil na rotoru, a také platí, že při stejných obvodových rychlostech je reakční stupeň schopen zpracovat optimálně zhruba poloviční entalpický spád než akční stupeň, v důsledku čehož roste axiální délka turbíny [92].

Rotorové lopatky jsou uchyceny v drážkách bubnového rotoru, který může být vyroben buď z jednoho kusu výkovku, ze dvou dutých svařených výkovků, nebo několika svařených výkovků tvaru prstence [90]. Statorové lopatky přetlakových stupňů jsou připevněny ke skřini turbíny pomocí nosičů lopatek. Při větších tlakových spádech bývá turbína rozdělena na několik kuželů, jejichž průměr a stoupání se může měnit s ohledem na zvětšující se měrný objem při expanzi. Každý kužel představuje vlastní nosič statorových lopatek. Pro mechanické a teplotní namáhání je tlakový spád na jeden kužel obvykle omezen hranicí 25 barů nebo teplotní diferencí 150 °C [76].



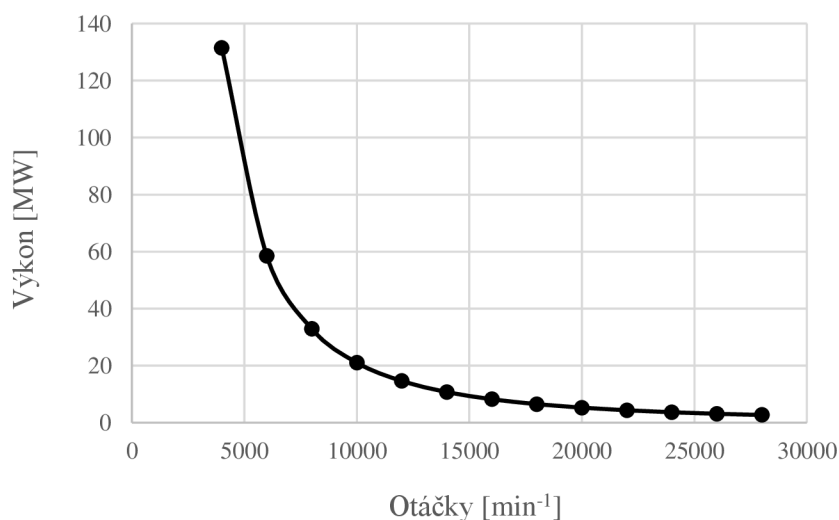
Obr. 49: Zobrazení reakčního stupně turbíny v: a) osovém řezu, b) rozvinutém válcovém řezu, c) rychlostním trojúhelníku [89].

K zamezení ztráty vnitřní netěsnosti, kdy pracovní látka neprotéká lopatkovou mříží, ale radiální mezerou [90], je pro lopatkování využito bandážování a labyrintových ucpávek, čímž se průtok radiální mezerou značně zredukuje.

5.2 Jmenovité otáčky turbíny

Maximální účinnost turbogenerátoru je ovlivněna volbou otáček, proto bývá výhodné zakomponovat mechanickou převodovku, jejímž využitím je možné dosáhnout optimálních hodnot otáček v závislosti na parametrech a rozměrech turbíny.

Návrh jmenovitých otáček probíhá s ohledem na přenesený výkon, rychlost v ozubení a tlaku ložisek v převodovce. Níže je přiložena *charakteristika převodovky* (Obr. 50), která byla poskytnuta firmou Siemens Energy a jež umožňuje volbu jmenovitých otáček ve vztahu ke třem zmíněným veličinám [76]. Zobrazená křivka představuje maximální možné otáčky pro přenesený výkon při standardních podmínkách v převodovce s čelním ozubením. Pracovní bod se musí nacházet pod danou křivkou. V opačném případě je vyžadováno zvláštních opatření jako volba nestandardních ložisek, nebo změna typu převodovky. [76]



Obr. 50: Obecná charakteristika převodovky [76].

Navrhnout vyšší jmenovité otáčky je výhodné z hlediska vyšších obvodových rychlostí, snižuje se tak průměr rotoru a zvětšuje se entalpický spád, který je stupeň schopen zpracovat. V důsledku čehož pak klesá celkový počet stupňů, množství materiálu, výrobní náklady a cena turbíny. Méně materiálu také znamená lehčí rotor a rychlejší start, což je zase příznivé pro zásady konceptu EFSPS.

Na straně turbíny je omezujícím faktorem velikosti jmenovitých otáček maximální dovolené napětí v lopatkách. Zároveň se musí zohlednit vyšší ztráta výstupní rychlostí z poslední řady lopatek.

S ohledem na obecnou charakteristiku převodovky a na hodnotu předběžného výkonu (vypočítanou v Kap. 4.3.2.1) byly po domluvě s odborným konzultantem zvoleny jmenovité otáčky pro PPT o hodnotě:

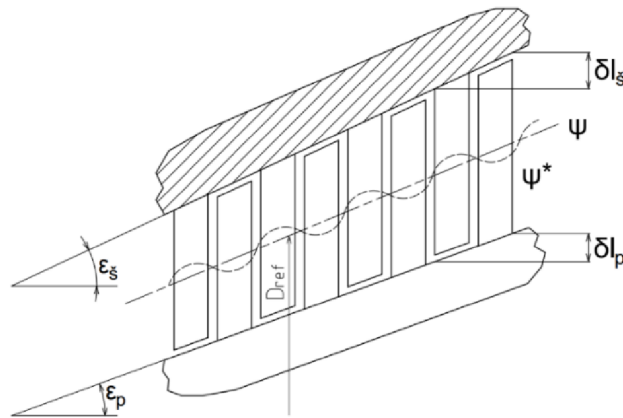
$$n = 10\,500 \quad [\text{min}^{-1}]. \quad (41)$$

5.3 Termodynamický návrh stupňové části

Dále je představen termodynamický výpočet regulačního stupně a prvního přetlakového stupně turbíny pomocí zvolených otáček a zadaných parametrů na vstupu do turbíny. Výpočtem jsou zjištěny geometrické a aerodynamické veličiny lopatkové mříže spolu s parametry pracovní tekutiny na výstupu ze stupně. Získané hodnoty pak vystupují jako vstupní parametry pro návrh dalšího stupně. Tímto způsobem je vypočtena celá expanze v paroplynové turbíně. V závislosti na tepelném spádu a růstu měrného objemu při expanzi je navrženo více kuželů turbíny. Návrh posledního stupně musí odpovídat parametrům paroplynové směsi na výstupu z turbíny, které jsou stanoveny v zadání.

Je nutné zdůraznit, že detailní návrh stupňové části turbíny je značně komplexní problematika, která zahrnuje několik etap optimalizací. Včetně optimalizace vnitřní termodynamické účinnosti je potřebné zajistit dostatečnou tuhost rotoru vůči kritickým otáčkám a vibracím, nebo provést pevnostní analýzu. Při návrhu je i samotné stanovení termodynamické účinnosti velmi komplikované. A tak se pro detailní návrh v turbinářské praxi využívají výpočetní softwary, které práci konstruktérů značně zefektivňují. V rámci této diplomové práce lze představit termodynamický výpočet, jehož přesnost se dle odborného konzultanta bude pravděpodobně nacházet v intervalu jednotek procent, avšak který lze využít jako zdroj vstupních hodnot právě pro softwarový výpočet. Aby termodynamický návrh probíhal co nejefektivněji, je vhodné uplatnit následující předpoklady, zásady nebo zjednodušení:

- Hmotnostní průtok páry je po celé délce stupňové části turbíny konstantní. Turbína nemá odběry. Hmotnostní tok páry ucpávkami je zanedbán.
- Pára proudí po kuželových axiálních plochách, kde skutečná trajektorie proudnic (Ψ^*) je nahrazena zjednodušenou trajektorií proudnic (Ψ) (Obr. 51).
- Všechny trajektorie proudnic jsou nahrazeny střední proudnicí, která je určena referenčním průměrem – D_{ref} .
- Délka lopatek a referenční průměr se postupně zvětšují pro respektování zvětšujícího se měrného objemu při expanzi a pro zachování co nejlepší účinnosti stupňů turbíny [91]. (Rozevírání kužele je definováno úhly kuželové plochy – $\varepsilon_s, \varepsilon_p$ – nebo stoupáním stupně – $\delta l_s, \delta l_p$).



Obr. 51: Zjednodušení trajektorie proudnic v axiálním stupni.

- Rozměry lopatkové mříže musí plynule navazovat na sousední stupně.
- Při návrhu jsou uvažovány prizmatické (nezkroucené) lopatky, které mají stejný profil po celé výšce.
- Termodynamický výpočet probíhá ve výpočtových rovinách a na střední proudnici.
- V souvislosti s předchozími dvěma body a skutečným charakterem proudění, který se po délce lopatky může výrazně lišit, jsou pro výpočet vnitřní termodynamické účinnosti využity konkrétní hodnoty rychlostních součinitelů, jež vychází z firemních podkladů [87] a z doporučení odborného konzultanta.
- U regulačního stupně je volen mírný stupeň reakce ($\rho = 0,025$).
- Další stupně turbíny jsou navrženy jako čistě reakční ($\rho = 0,5$) – kromě délek hran jsou rozváděcí a oběžné lopatky stejné (včetně tvaru profilu, délky tětivy nebo úhlu nastavení). [89]
- Pro konstrukce nových turbín by mělo být v co největším rozsahu využito existujících typů profilů lopatek [89].
- Pro snížení vlivu profilových ztrát by lopatky měly mít minimální délku 20 mm.
- Šířka lopatky se volí s ohledem na pevnostní problematiku – neměla by být třikrát kratší než délka lopatky.
- Rychlostní poměr stupně x [-] je navržen nižší, než jsou obvykle doporučované hodnoty pro získání optimální hodnoty obvodové účinnosti stupně. A to z důvodu operačních rozsahů a možnostem zatížení turbíny [87].
- Rychlostní poměr stupně také určuje zatížení stupně a je výhodné, aby v turbíně postupně klesal a zvyšovalo se tak zatížení zadních stupňů.

Z důvodu přehlednosti výpočtu je zavedeno následující indexování veličin: římské číslice označují číslo stupně (I, II, III...), (RS) = regulační stupeň, (S) = stator, (R) = rotor, (ST) = celý stupeň, (p) = pata lopatky, (š) = špice lopatky, (stř) = střední hodnota stupně, (a) = axiální směr, (u) = obvodový směr, (r) = radiální směr, (0) = vstup do statorové řady, (1) = vstup do rotorové řady, (2) = výstup z rotorové řady.

5.3.1 Regulační stupeň

Při výpočtu regulačního stupně je postupováno následovně: nejprve jsou určeny parametry páry na vstupu do dýz, poté je stanoven střední průměr lopatkování a obvodová rychlost, vypočtena expanze, zkonstruovány rychlostní trojúhelníky, určeny parametry po expanzi v dýzách i rotoru, stanoven výkon, a nakonec je navržena hodnota parciálního ostříku a délek lopatek.

Stanovení parametrů páry na vstupu do stupně

Na vstupu do paroplynové turbíny nejsou regulační ani rychlozávěrné ventily. Tlak a teplota páry na vstupu do turbíny a do regulačního stupně je tedy shodná:

$$p_0 = p_i = 100 \quad [\text{bar(a)}], \quad (42)$$

$$t_0 = t_i = 800 \quad [^\circ\text{C}]. \quad (43)$$

Z těchto zadaných hodnot lze pomocí parních tabulek dopočítat zbylé parametry páry na vstupu do regulačního stupně:

$$i_0 = f(p_0; t_0) = 4114,73 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}], \quad (44)$$

$$v_0 = f(p_0; t_0) = 0,0486 \quad [\text{m}^3.\text{kg}^{-1}], \quad (45)$$

$$s_0 = f(p_0; t_0) = 7,409 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}]. \quad (46)$$

Navržení obvodové rychlosti a středního průměru lopatkování

Dále je nutné určit střední průměr lopatkování regulačního stupně, který je shodný pro dýzy i pro rotor. K tomu se využijí známé jmenovité otáčky turbíny (Rov. 41) a zvolená střední hodnota obvodové rychlosti, která nesmí být větší než dovolená hodnota u_i^{max} (Tab. 9):

$$u_{stř} = 247,40 \quad [\text{m.s}^{-1}], \quad (47)$$

$$D_{stř} = \frac{n}{u_{stř} \cdot \pi} = \frac{10500 \cdot 60^{-1}}{247,4 \cdot \pi \cdot 10^3} = 450 \quad [\text{mm}]. \quad (48)$$

Výpočet izoentropické expanze ve stupni

Nyní následuje výpočet expanze v regulačním stupni (Obr. 52). Z doporučené hodnoty rychlostního poměru [76]:

$$x = 0,460 \quad [-], \quad (49)$$

je určen izoentropický spád regulačního stupně:

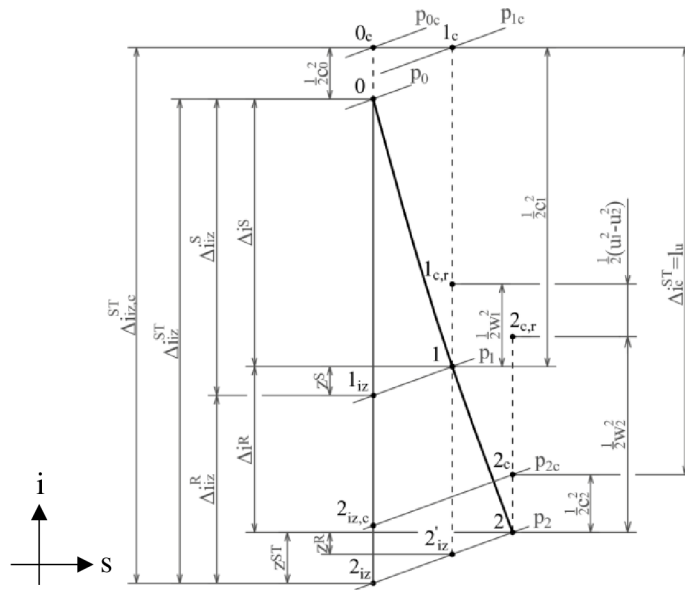
$$\Delta i_{iz}^{ST} = \frac{u_{stř}^2}{2 \cdot x^2} = \frac{247,4^2}{2 \cdot 0,46^2} = 144,65 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]. \quad (50)$$

Pomocí zvoleného stupně reakce je stanoven izoentropický spád pro stator a rotor:

$$\rho = 0,025 \quad [-], \quad (51)$$

$$\Delta i_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot \Delta i_{iz}^{ST} = (1 - 0,025) \cdot 144,65 = 141,03 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}], \quad (52)$$

$$\Delta i_{iz}^R = \rho \cdot \Delta i_{iz}^{ST} = 0,025 \cdot 144,65 = 3,62 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]. \quad (53)$$



Obr. 52: Zobrazení expanze obecného turbínového stupně v i - s diagramu [93].

Měrné entalpie po izoentropické expanzi ve statoru a rotoru jsou poté:

$$i_{1_{iz}} = i_0 - \Delta i_{iz}^S = 4\,114,73 - 141,03 = 3\,973,70 \quad [\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}], \quad (54)$$

$$i_{2_{iz}} = i_0 - \Delta i_{iz}^{ST} = 4\,114,73 - 144,65 = 3\,970,09 \quad [\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}]. \quad (55)$$

A tlaky po expanzi jsou stanoveny pomocí parních tabulek:

$$p_1 = f(i_{1_{iz}}; s_0) = 74,16 \quad [\text{bar(a)}], \quad (56)$$

$$p_2 = f(i_{2_{iz}}; s_0) = 73,58 \quad [\text{bar(a)}]. \quad (57)$$

Konstrukce rychlostních trojúhelníků

K výpočtu vnitřního výkonu turbínového stupně je nutné určit rychlosti ve statoru i rotoru. Tzv. rychlostní trojúhelník je grafické znázornění absolutní a relativní rychlosti tekutiny a obvodové rychlosti rotoru [88]. Pro výpočet a konstrukci rychlostních trojúhelníků se využije stejné značení jako při zobrazení regulačního stupně (Obr. 48).

Z obvyklých hodnot [84] je zvolena rychlost na vstupu do dýz:

$$c_0 = 50 \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]. \quad (58)$$

Teoretická absolutní rychlost na výstupu z dýz je poté:

$$c_{1_{iz}} = \sqrt{2 \cdot \Delta i_{iz}^S + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot 144,65 \cdot 10^3 + 50^2} = 533,44 \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]. \quad (59)$$

Skutečná rychlost na výstupu z dýz je zmenšena o ztráty, které jsou reprezentovány rychlostním součinitelem dýzy:

$$\varphi = 0,98 \quad [-], \quad (60)$$

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1iz} = 0,98 \cdot 533,44 = 522,77 \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]. \quad (61)$$

Pro navržený úhel absolutní rychlosti na výstupu z dýzy:

$$\bar{\alpha}_1 = 12 \quad [^\circ], \quad (62)$$

Ize rozložit absolutní rychlost na axiální a obvodovou složku:

$$c_{1a} = \sin \bar{\alpha}_1 \cdot c_1 = \sin 12^\circ \cdot 522,77 = 108,69 \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}], \quad (63)$$

$$c_{1u} = \cos \bar{\alpha}_1 \cdot c_1 = \cos 12^\circ \cdot 522,77 = 511,35 \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]. \quad (64)$$

Relativní rychlost na výstupu z dýzy je možné dopočítat z kosinové věty jako:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_{stř}^2 - 2 \cdot u_{stř} \cdot c_1 \cdot \cos \bar{\alpha}_1} = \sqrt{522,77^2 + 247,4^2 - 2 \cdot 247,4 \cdot 522,77 \cdot \cos 12^\circ} = 285,45 \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (65)$$

a její složky určit za pomoci absolutní rychlosti:

$$w_{1a} = c_{1a} = 108,69 \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}], \quad (66)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u_{stř} = 511,35 - 247,40 = 263,95 \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]. \quad (67)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z dýz poté činí:

$$\bar{\beta}_1 = \sin^{-1} \left(\frac{w_{1a}}{w_1} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{108,69}{285,45} \right) = 22,4 \quad [^\circ]. \quad (68)$$

Nyní je již určen celý rychlostní trojúhelník na vstupu do oběžného kola.

Velmi podobně se postupuje při konstrukci rychlostního trojúhelníku na výstupu z oběžného kola. Teoretická relativní rychlost je:

$$w_{2iz} = \sqrt{2 \cdot \Delta i_{iz}^R + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot 3,62 \cdot 10^3 + 285,45^2} = 297,85 \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]. \quad (69)$$

Skutečná relativní rychlost na výstupu z oběžného kola je také zmenšena o ztráty, které jsou zde reprezentovány rychlostním součinitelem rotoru:

$$\psi = 0,92 \quad [-], \quad (70)$$

$$w_2 = \psi \cdot w_{2iz} = 0,92 \cdot 297,85 = 274,02 \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]. \quad (71)$$

Pro navržený úhel relativní rychlosti na výstupu ze stupně:

$$\bar{\beta}_2 = 157 \quad [^\circ]. \quad (72)$$

Lze rozložit relativní rychlost na axiální a obvodovou složku:

$$w_{2a} = \sin \bar{\beta}_2 \cdot w_2 = \sin 157^\circ \cdot 274,02 = 107,07 \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}], \quad (73)$$

$$w_{2u} = \cos \bar{\beta}_2 \cdot w_2 = \cos 157^\circ \cdot 274,02 = -252,24 \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]. \quad (74)$$

Absolutní složku rychlosti na výstupu z regulačního stupně lze stanovit z kosinové věty jako:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_{stř}^2 - 2 \cdot u_{stř} \cdot \cos(180^\circ - \bar{\beta}_2)} = \sqrt{274,02^2 + 247,4^2 - 2 \cdot 247,4 \cdot \cos(180^\circ - 157^\circ)} = 107,18 \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (75)$$

a její složky jsou určeny z relativní rychlosti:

$$c_{2a} = w_{2a} = 107,07 \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}], \quad (76)$$

$$c_{2u} = w_{2u} + u_{stř} = -252,24 + 247,40 = -4,84 \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]. \quad (77)$$

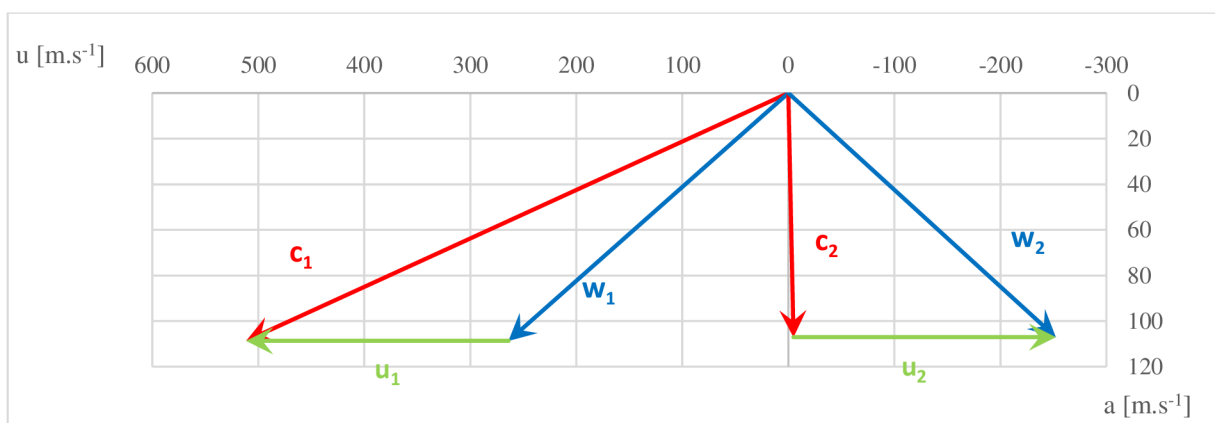
Úhel absolutní rychlosti na výstupu ze stupně činí:

$$\bar{\alpha}_2 = \tan^{-1} \left(\frac{|c_{2u}|}{c_{2a}} \right) + 90 = \tan^{-1} \left(\frac{|-4,84|}{107,06} \right) + 90 = 92,6 \quad [^\circ]. \quad (78)$$

Ohnutí proudu v regulačním stupni je tedy:

$$\Delta \bar{\alpha} = \bar{\alpha}_2 - \bar{\alpha}_1 = 92,6 - 12 = 80,6 \quad [^\circ]. \quad (79)$$

Výsledné rychlostní trojúhelníky jsou narýsovány do jednoho grafu a přiloženy níže (Obr. 53).



Obr. 53: Náčrt rychlostních trojúhelníků regulačního stupně.

Výpočet ztrát proudu

Poté, co jsou známy rychlosti ve stupni, je možné určit ztráty v dýzách, v oběžném kole a ztrátu výstupní rychlosti:

$$z^S = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{533,45^2}{2} \cdot (1 - 0,98^2) \cdot 10^{-3} = 5,63 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}], \quad (80)$$

$$z^R = \frac{W_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{297,85^2}{2} \cdot (1 - 0,92^2) \cdot 10^{-3} = 6,81 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}], \quad (81)$$

$$z_C = \frac{c_2^2}{2} = \frac{107,17^2}{2} \cdot 10^{-3} = 5,74 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]. \quad (82)$$

Stanovení parametrů páry za dýzami

Skutečná entalpie za dýzami je vůči izoentropické (Rov. 55) navýšena o ztráty v dýzách:

$$i_1 = i_{1iz} + z^S = 3\,973,70 + 5,63 = 3\,979,34 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]. \quad (83)$$

Pomocí parních tabulek jsou dopočítány zbylé parametry za dýzami:

$$t_1 = f(p_1; i_1) = 738,95 \quad [^\circ\text{C}], \quad (84)$$

$$v_1 = f(p_1; i_1) = 0,061\,8 \quad [\text{m}^3.\text{kg}^{-1}], \quad (85)$$

$$s_1 = f(p_1; i_1) = 7,414 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}]. \quad (86)$$

Stanovení parametrů páry na výstupu z oběžného kola

Hodnotu entalpie po izoentropické expanzi v rotoru lze získat pomocí známého tlaku za stupněm, a právě získanou měrnou entropií za dýzami:

$$i_{2iz}' = f(p_2; s_1) = 3\,975,73 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]. \quad (87)$$

Skutečná entalpie je opět navýšena o hodnotu ztrát:

$$i_2 = i_{2iz}' + z^R = 3\,975,73 + 6,81 = 3\,982,54 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]. \quad (88)$$

Zbývající parametry za rotorem jsou dopočítány pomocí parních tabulek:

$$t_2 = f(p_2; i_2) = 740,15 \quad [^\circ\text{C}], \quad (89)$$

$$v_2 = f(p_2; i_2) = 0,062\,4 \quad [\text{m}^3.\text{kg}^{-1}], \quad (90)$$

$$s_2 = f(p_2; i_2) = 7,421 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}]. \quad (91)$$

Výpočet vnitřního výkonu

Celková využitelná energie regulačního stupně činí:

$$E_0 = \Delta i_{iz}^{ST} + \frac{c_0^2}{2000} = 144,65 + \frac{50^2}{2000} = 145,90 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]. \quad (92)$$

Obvodová práce stupně a obvodová účinnost jsou poté:

$$a_u = E_0 - z^S - z^R - z_C = 145,90 - 5,63 - 6,81 - 5,74 = 127,70 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}], \quad (93)$$

$$\eta_u = \frac{a_u}{E_0} = \frac{127,70}{145,90} = 0,875 \quad [-]. \quad (94)$$

Pro stanovení hodnoty vnitřní termodynamické účinnosti stupně je ještě nutné přičíst ostatní ztráty, které zahrnují například ztrátu třením disku, ztráty parciálním ostřikem, nebo ztráty radiální mezerou. Ze zkušenosti firmy a na doporučení odborného konzultanta jsou tyto ztráty nahrazeny poměrnou hodnotou:

$$\xi_{ost} = 0,125 \quad [-]. \quad (95)$$

Výsledná vnitřní termodynamická účinnost a vnitřní práce regulačního stupně je tedy:

$$\eta_{tai} = \eta_0 - \xi_{ost} = 0,875 - 0,125 = 0,75 \quad [-], \quad (96)$$

$$a_i = \eta_{tai} \cdot E_0 = 0,75 \cdot 145,90 = 109,47 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]. \quad (97)$$

Hodnota vnitřní výkonu regulačního stupně je poté:

$$P_i = a_i \cdot \dot{m} = 109,47 \cdot 27,778 = 3\,040,75 \quad [\text{kW}]. \quad (98)$$

Stanovení parametrů páry za stupněm

Celková entalpie na výstupu z regulačního stupně lze vyčíslit z celkové entalpie na vstupu do stupně a z vnitřní práce:

$$i_{0c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2000} = 4\,114,73 + \frac{50^2}{2000} = 4\,115,98 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}], \quad (99)$$

$$i_{2c}' = i_{0c} - a_i = 4\,115,98 - 109,47 = 4\,006,52 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]. \quad (100)$$

Statická entalpie na výstupu ze stupně je poté:

$$i_2' = i_{2c}' - \frac{c_2^2}{2000} = 4\,006,52 - \frac{107,18^2}{2000} = 4\,000,77 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]. \quad (101)$$

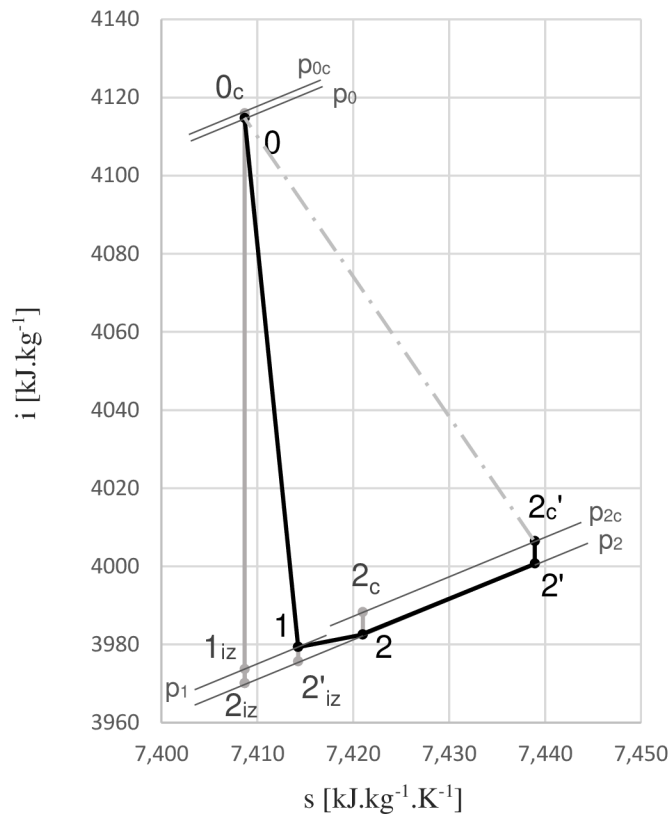
Pomocí tlaku za stupněm a parních tabulek jsou dopočítány zbylé parametry na výstupu regulačního stupně:

$$t_2' = f(p_2; i_2') = 747,73 \quad [^\circ\text{C}], \quad (102)$$

$$v_2' = f(p_2; i_2') = 0,062\,9 \quad [\text{m}^3.\text{kg}^{-1}], \quad (103)$$

$$s_2' = f(p_2; i_2') = 7,439 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}]. \quad (104)$$

Níže je zobrazena expanze v regulačním stupni v i-s diagramu (Obr. 54).



Obr. 54: Zobrazení expanze v regulačním stupni na i-s diagramu.

Návrh lopatek

Pro totální ostřík lze z rovnice kontinuity stanovit délku hrany lopatky na konci dýz jako:

$$l_{tot}^S = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{\pi \cdot D_{stř} \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} = \frac{27,778 \cdot 0,0618}{\pi \cdot 450 \cdot 522,77 \cdot \sin 12^\circ} = 11,2 \quad [\text{mm}]. \quad (105)$$

Jedná se o příliš nízkou hodnotu, proto je navržen parciální ostřík. Tím je umožněno využití delších lopatek:

$$\varepsilon = 0,508 \quad [-], \quad (106)$$

$$l^S = \frac{l_{tot}^S}{\varepsilon} = \frac{11,2}{0,508} = 22 \quad [\text{mm}]. \quad (107)$$

V regulačním stupni jsou lopatky dýz kratší než lopatky oběžného kola o určité odsazení, aby vznikl požadovaný přesah v průtočném kanále [84]. Délka lopatek rotoru je při započtení přesahu:

$$\Delta l^{RS} = 2 \quad [\text{mm}], \quad (108)$$

$$l^R = l^S + \Delta l^{RS} = 22 + 2 = 24 \quad [\text{mm}]. \quad (109)$$

Šířky lopatek jsou voleny na základě neveřejných firemních podkladů [76]. Pro dýzy tato hodnota činí:

$$B^S = 14,9 \quad [\text{mm}] \quad (110)$$

a pro oběžné kolo:

$$B^R = 31,6 \quad [\text{mm}]. \quad (111)$$

Kontrolní výpočty

Při výpočtu je nutné zkontrolovat, zdali v regulačním stupni nedochází k nadzvukovému proudění, které pro uvažované parametry nastává v dýzách při rychlosti:

$$a_1 = \sqrt{\kappa \cdot 286,9 \cdot (t_1 + 273,15)} = \sqrt{1,4 \cdot 286,9 \cdot (738,95 + 273,15)} = 637,43 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (112)$$

(kde je κ [-] Poissonova konstanta páry)

a v rotoru při rychlosti:

$$a_2 = \sqrt{\kappa \cdot 286,9 \cdot (t_2 + 273,15)} = \sqrt{1,4 \cdot 286,9 \cdot (740,18 + 273,15)} = 637,81 \quad [\text{mm}]. \quad (113)$$

Machova čísla v dýzách a rotoru poté činí:

$$Ma_1 = \frac{c_1}{a_1} = \frac{552,74}{637,43} = 0,82 \quad [-], \quad (114)$$

$$Ma_2 = \frac{w_2}{a_2} = \frac{273,99}{637,81} = 0,43 \quad [-]. \quad (115)$$

S ohledem na definované zásady při výpočtu je také zkontrolován poměr délky a šířky rotorových lopatek:

$$\frac{l^R}{B^R} = \frac{24}{31,6} = 0,76 \quad [-] \quad (116)$$

a poměr délky lopatky k patnímu průměru:

$$\frac{l^R}{D_p} = \frac{l^R}{D_{stř} - l^R} = \frac{24}{450 - 24} = 0,06 \quad [-]. \quad (117)$$

5.3.2 Přetlakové stupně

Postup termodynamického výpočtu přetlakového stupně je velmi podobný jako při návrhu regulačního stupně. Nejprve je zde ovšem nutné stanovit parametry páry na vstupu a provést volbu geometrie kužele, středních průměrů a délek či uložení lopatek. V rámci této podkapitoly je představen výpočet pouze prvního přetlakového stupně. Následující stupně jsou počítány pomocí stejných vztahů a přehled výsledků termodynamického návrhu turbíny je umístěn do příloh diplomové práce.

Přepočítání parametrů páry z regulačního stupně

Rychlost páry na vstupu do prvního stupně byla v rámci optimalizace délek lopatek a průměru rotoru navržena na hodnotu:

$$c_0 = 80,60 \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]. \quad (118)$$

Jedná se o nižší rychlost, než je na výstupu z regulačního stupně, tudíž se budou lišit i statické entalpie a další parametry. Při zanedbání ztrát jsou však entropie a celkové entalpie shodné. Na vstupu do prvního stupně lze tak statickou entalpii vyjádřit jako:

$$i_0 = i_2'^{RS} + \frac{c_2'^{RS2} - c_0^2}{2000} = 4\,000,77 + \frac{107,17^2 - 80,60^2}{2000} = 4\,003,27 \quad [\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (119)$$

a zbylé parametry určit z parních tabulek:

$$s_0 = s_2'^{RS} = 7,439 \quad [\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}], \quad (120)$$

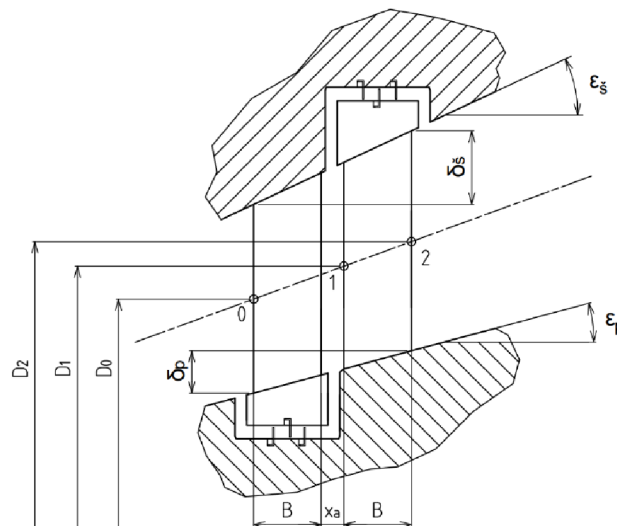
$$p_0 = f(i_0; s_2'^{RS}) = 73,97 \quad [\text{bar(a)}], \quad (121)$$

$$t_0 = f(i_0; s_2'^{RS}) = 748,9 \quad [^\circ\text{C}], \quad (122)$$

$$v_0 = f(i_0; s_2'^{RS}) = 0,062\,7 \quad [\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}]. \quad (123)$$

Návrh geometrie stupně

Geometrie přetlakového stupně je definována rozměry, které jsou zobrazeny na náčrtu stupně (Obr. 55). Prvotně zvolené rozměry jsou během výpočtu zpětně upravovány kvůli změnám měrných objemů páry a pro zachování rovnice kontinuity v průtočném kanále. Dosazované hodnoty do vztahů již představují konečné rozměry stupně.



Obr. 55: Zobrazení geometrie přetlakového stupně.

Geometrie stupně je definována následujícími parametry. Střední průměr na vstupní hraně statoru:

$$D_0 = 275 \quad [\text{mm}], \quad (124)$$

šířka lopatek [76]:

$$B = 11,4 \quad [\text{mm}], \quad (125)$$

axiální mezera mezi řadami lopatek [76]:

$$a_x = 5 \quad [\text{mm}]. \quad (126)$$

Úhly stoupání patního a špicového průměru, které zůstávají v rámci jednoho kuželu konstantní, jsou stanoveny s ohledem na zvětšující se měrný objem při expanzi i na zachování konstantního průtoku před a za kuželem. U prvního kužele je navržený úhel stoupání paty:

$$\varepsilon_p = 0 \quad [^\circ] \quad (127)$$

a úhel stoupání špice:

$$\varepsilon_s = 7,4 \quad [^\circ]. \quad (128)$$

Délka vstupní hrany statorové lopatky vychází z rovnice kontinuity:

$$l_0 = \frac{\dot{m} \cdot v_0}{\pi \cdot D_0 \cdot c_0} = \frac{27,778 \cdot 0,0627}{\pi \cdot 275 \cdot 80,62} = 25 \quad [\text{mm}]. \quad (129)$$

Dále je potřebné znát délky lopatek v místech, kde jsou počítány rychlostní trojúhelníky. Délka lopatky na vstupu do rotoru je:

$$\begin{aligned} l_1 &= l_0 + \delta_{s_1} - \delta_{p_1} = l_0 + (B + a_x) \cdot \tan \varepsilon_s - (B + a_x) \cdot \tan \varepsilon_p = \\ &= 25 + (11,4 + 5) \cdot (\tan 7,4^\circ - \tan 10^\circ) = 27,1 \quad [\text{mm}], \end{aligned} \quad (130)$$

délka lopatky na výstupu z rotoru pak:

$$\begin{aligned} l_2 &= l_0 + \delta_{s_2} - \delta_{p_2} = l_0 + (2 \cdot B + a_x) \cdot \tan \varepsilon_s - (2 \cdot B + a_x) \cdot \tan \varepsilon_p = \\ &= 25 + (2 \cdot 11,4 + 5) \cdot (\tan 7,4^\circ - \tan 0^\circ) = 28,6 \quad [\text{mm}]. \end{aligned} \quad (131)$$

Pro výpočet obvodových rychlostí je také nutné znát střední průměry v těchto bodech:

$$\begin{aligned} D_1 &= D_0 + l_0 + 2 \cdot \delta_{s_1} - l_1 = D_0 + l_0 + 2 \cdot (B + a_x) \cdot \tan \varepsilon_s - l_1 = \\ &= 250 + 25 + 2 \cdot (11,4 + 5) \cdot (\tan 7,4^\circ) - 27,1 = 277,1 \quad [\text{mm}], \end{aligned} \quad (132)$$

$$\begin{aligned} D_2 &= D_0 + l_0 + 2 \cdot \delta_{s_2} - l_2 = D_0 + l_0 + 2 \cdot (2 \cdot B + a_x) \cdot \tan \varepsilon_s - l_2 = \\ &= 250 + 25 + 2 \cdot (2 \cdot 11,4 + 5) \cdot (\tan 7,4^\circ) - 28,6 = 278,6 \quad [\text{mm}]. \end{aligned} \quad (133)$$

Stanovení obvodových rychlostí

Obvodové rychlosti se vlivem rostoucího středního průměru ve stupni mění:

$$u_0 = \pi \cdot D_0 \cdot n = \pi \cdot 0,275 \cdot 175 = 151,19 \quad [\text{m.s}^{-1}], \quad (134)$$

$$u_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n = \pi \cdot 0,2771 \cdot 175 = 152,36 \quad [\text{m.s}^{-1}], \quad (135)$$

$$u_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n = \pi \cdot 0,2786 \cdot 175 = 153,18 \quad [\text{m.s}^{-1}]. \quad (136)$$

Pro výpočet izoentropického spádu je pak podstatná střední hodnota obvodové rychlosti ve stupni:

$$u_{stř} = \frac{u_0 + u_2}{2} = \frac{151,19 + 153,18}{2} = 152,18 \quad [\text{m.s}^{-1}]. \quad (137)$$

Výpočet izoentropické expanze ve stupni

Oproti regulačnímu stupni se výpočet již odlišuje pouze ve volených hodnotách. Stupeň reakce a navržený rychlostní poměr pro první přetlakový stupeň je:

$$\rho = 0,5 \quad [-], \quad (138)$$

$$x = 0,64 \quad [-]. \quad (139)$$

Izoentropické spády stupně:

$$\Delta i_{iz}^{ST} = \frac{u_{stř}^2}{2 \cdot x^2} = \frac{152,18^2}{2 \cdot 0,64^2} = 28,27 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}], \quad (140)$$

$$\Delta i_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot \Delta i_{iz}^{ST} = (1 - 0,5) \cdot 28,27 = 14,14 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}], \quad (141)$$

$$\Delta i_{iz}^R = \rho \cdot \Delta i_{iz}^{ST} = 0,5 \cdot 28,27 = 14,14 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]. \quad (142)$$

Měrné entalpie po izoentropické expanzi ve statoru a rotoru:

$$i_{1_{iz}} = i_0 - \Delta i_{iz}^S = 4\,003,27 - 14,14 = 3\,989,13 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}], \quad (143)$$

$$i_{2_{iz}} = i_0 - \Delta i_{iz}^{ST} = 4\,003,27 - 28,27 = 3\,975,00 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]. \quad (144)$$

Tlaky po expanzi z parních tabulek:

$$p_1 = f(i_{1_{iz}}; s_0) = 71,74 \quad [\text{bar(a)}], \quad (145)$$

$$p_2 = f(i_{2_{iz}}; s_0) = 69,57 \quad [\text{bar(a)}]. \quad (146)$$

Konstrukce rychlostních trojúhelníků

Teoretická absolutní rychlost na vstupu do rotoru:

$$c_{1_{iz}} = \sqrt{2 \cdot \Delta i_{iz}^S + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot 28,27 \cdot 10^3 + 80,62^2} = 186,46 \quad [\text{m.s}^{-1}]. \quad (147)$$

K výpočtu skutečné rychlosti na vstupu do rotoru je využít rychlostní součinitel statoru o hodnotě:

$$\varphi = 0,97 \quad [-], \quad (148)$$

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1_{iz}} = 0,97 \cdot 186,46 = 180,87 \quad [\text{m.s}^{-1}]. \quad (149)$$

Pro navržený úhel absolutní rychlosti na výstupu ze statoru:

$$\bar{\alpha}_1 = 15 \quad [^\circ], \quad (150)$$

je axiální a obvodová složka absolutní rychlosti:

$$c_{1_a} = \sin \bar{\alpha}_1 \cdot c_1 = \sin 15^\circ \cdot 180,87 = 46,81 \quad [\text{m.s}^{-1}], \quad (151)$$

$$c_{1_u} = \cos \bar{\alpha}_1 \cdot c_1 = \cos 15^\circ \cdot 180,87 = 174,70 \quad [\text{m.s}^{-1}]. \quad (152)$$

Relativní rychlost na vstupu do rotoru z kosinové věty:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot \cos \bar{\alpha}_1} = \sqrt{180,87^2 + 152,36^2 - 2 \cdot 152,36 \cdot \cos 15^\circ} = 51,87 \quad [\text{m.s}^{-1}]. \quad (153)$$

Složky relativní rychlosti na vstupu do rotoru:

$$w_{1_a} = c_{1_a} = 46,81 \quad [\text{m.s}^{-1}], \quad (154)$$

$$w_{1_u} = c_{1_u} - u_{stř} = 174,70 - 152,36 = 22,34 \quad [\text{m.s}^{-1}]. \quad (155)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu ze statoru:

$$\bar{\beta}_1 = \sin^{-1} \left(\frac{w_{1_a}}{w_1} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{46,81}{51,87} \right) = 64,5 \quad [^\circ]. \quad (156)$$

Teoretická relativní rychlost na výstupu z rotoru:

$$w_{2_{iz}} = \sqrt{2 \cdot \Delta i_{iz}^R + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot 14,14 \cdot 10^3 + 57,81^2} = 175,96 \quad [\text{m.s}^{-1}]. \quad (157)$$

K výpočtu skutečné rychlosti na výstupu z rotoru je využít rychlostní součinitel rotoru o hodnotě:

$$\psi = 0,95 \quad [-], \quad (158)$$

$$w_2 = \psi \cdot w_{2_{iz}} = 0,95 \cdot 175,96 = 167,16 \quad [\text{m.s}^{-1}]. \quad (159)$$

V přetlakových stupních platí pro úhel relativní rychlosti na výstupu z rotoru vztah:

$$\bar{\beta}_2 = 180 - \bar{\alpha}_1 = 180 - 15 = 165 \quad [^\circ]. \quad (160)$$

Relativní rychlost na výstupu lze poté rozložit na axiální a obvodovou složku:

$$w_{2a} = \sin \bar{\beta}_2 \cdot w_2 = \sin 165^\circ \cdot 167,16 = 43,26 \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}], \quad (161)$$

$$w_{2u} = \cos \bar{\beta}_2 \cdot w_2 = \cos 165^\circ \cdot 167,16 = -161,47 \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]. \quad (162)$$

Absolutní rychlost na výstupu ze stupně:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u_2 \cdot \cos(180^\circ - \bar{\beta}_2)} = \sqrt{167,16^2 + 153,18^2 - 2 \cdot 153,18 \cdot \cos(180^\circ - 165^\circ)} = (163) \\ = 44,05 \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}].$$

Složky absolutní rychlosti na výstupu ze stupně:

$$c_{2a} = w_{2a} = 43,26 \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}], \quad (164)$$

$$c_{2u} = w_{2u} + u_2 = -161,47 + 153,18 = -8,29 \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]. \quad (165)$$

Úhel absolutní rychlosti na výstupu ze stupně:

$$\bar{\alpha}_2 = \tan^{-1} \left(\frac{|c_{2u}|}{c_{2a}} \right) + 90 = \tan^{-1} \left(\frac{|-8,29|}{43,26} \right) + 90 = 100,8 \quad [^\circ]. \quad (166)$$

A ohnutí proudu ve stupni:

$$\Delta \bar{\alpha} = \bar{\alpha}_2 - \bar{\alpha}_1 = 100,8 - 15 = 85,8 \quad [^\circ]. \quad (167)$$

Výsledné rychlostní trojúhelníky všech stupňů jsou zobrazeny v přílohách diplomové práce (příloha 1).

Výpočet ztrát proudu

Ztráty v rotoru a statoru:

$$z^S = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{186,46^2}{2} \cdot (1 - 0,97^2) \cdot 10^{-3} = 1,03 \quad [\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}], \quad (168)$$

$$z^R = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{175,96^2}{2} \cdot (1 - 0,95^2) \cdot 10^{-3} = 1,51 \quad [\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}]. \quad (169)$$

Ztráta výstupní rychlostí je počítána jen u posledních stupňů v kuželu a určuje se stejně jako u regulačního stupně (Rov. 83).

Ostatní ztráty stupně jsou nahrazeny hodnotou [76]:

$$z_{ost} = 2,21 \quad [\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}]. \quad (170)$$

Stanovení parametrů páry za statorem

Skutečná entalpie za statorem:

$$i_1 = i_{1iz} + z^S = 3\,989,13 + 1,03 = 3\,990,16 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]. \quad (171)$$

Další parametry páry za statorem:

$$t_1 = f(p_1; i_1) = 742,9 \quad [^\circ\text{C}], \quad (172)$$

$$v_1 = f(p_1; i_1) = 0,064\,2 \quad [\text{m}^3.\text{kg}^{-1}], \quad (173)$$

$$s_1 = f(p_1; i_1) = 7,440 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}]. \quad (174)$$

Stanovení parametrů páry za rotorem

Entalpie po izoentropické expanzi v rotoru:

$$i_{2iz}' = f(p_2; s_1) = 3\,976,02 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]. \quad (175)$$

Skutečná entalpie je opět navýšena o hodnotu ztrát:

$$i_2 = i_{2iz}' + z^R = 3\,976,02 + 1,51 = 3\,977,53 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]. \quad (176)$$

Zbývající parametry za rotorem jsou dopočítány pomocí parních tabulek:

$$t_2 = f(p_2; i_2) = 737,2 \quad [^\circ\text{C}], \quad (177)$$

$$v_2 = f(p_2; i_2) = 0,065\,9 \quad [\text{m}^3.\text{kg}^{-1}], \quad (178)$$

$$s_2 = f(p_2; i_2) = 7,441 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}]. \quad (179)$$

Výpočet vnitřního výkonu

Celková využitelná energie regulačního stupně:

$$E_0 = \Delta i_{iz}^{ST} + \frac{c_0^2}{2000} = 28,27 + \frac{80,60^2}{2000} = 31,52 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]. \quad (180)$$

Vnitřní práce stupně a vnitřní termodynamická účinnost:

$$a_i = E_0 - z^S - z^R - z_{ost} = 31,52 - 1,03 - 1,51 - 2,21 = 26,78 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}], \quad (181)$$

$$\eta_{tdi} = \frac{a_i}{E_0} = \frac{26,78}{31,52} = 0,850 \quad [-]. \quad (182)$$

Vnitřní výkon stupně:

$$P_i = a_i \cdot \dot{m} = 26,78 \cdot 27,778 = 743,78 \quad [\text{kW}]. \quad (183)$$

Kontrolní výpočty

Machova čísla pro rotor a stator:

$$a_1 = \sqrt{\kappa \cdot 286,9 \cdot (t_1 + 273,15)} = \sqrt{1,4 \cdot 286,9 \cdot (742,9 + 273,15)} = 638,83 \quad [\text{m.s}^{-1}], \quad (184)$$

$$a_2 = \sqrt{\kappa \cdot 286,9 \cdot (t_1 + 273,15)} = \sqrt{1,4 \cdot 286,9 \cdot (737,2 + 273,15)} = 637,02 \quad [\text{m.s}^{-1}], \quad (185)$$

$$Ma_1 = \frac{c_1}{a_1} = \frac{180,87}{638,83} = 0,28 \quad [-], \quad (186)$$

$$Ma_2 = \frac{w_2}{a_2} = \frac{51,87}{637,02} = 0,26 \quad [-]. \quad (187)$$

Poměr délky a šířky rotorových lopatek:

$$\frac{l_2}{B} = \frac{28,6}{11,4} = 2,51 \quad [-]. \quad (188)$$

Poměr délky lopatky k patnímu průměru:

$$\frac{l_2}{D_{p_2}} = \frac{l_2}{D_2 - l_2} = \frac{28,6}{278,6 - 28,6} = 0,11 \quad [-]. \quad (189)$$

Přepočet parametrů páry pro následující stupeň

Entalpie na výstupu ze stupně:

$$i_2' = i_2 + z_{ost} = 3\,975,34 + 3,50 = 3\,978,84 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]. \quad (190)$$

Další parametry páry na výstupu ze stupně:

$$p_2' = p_2 = 67,12 \quad [\text{bar(a)}], \quad (191)$$

$$t_2' = f(p_2'; i_2') = 737,1 \quad [^\circ\text{C}], \quad (192)$$

$$v_2' = f(p_2'; i_2') = 0,0683 \quad [\text{m}^3.\text{kg}^{-1}], \quad (193)$$

$$s_2' = f(p_2'; i_2') = 7,459 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}]. \quad (194)$$

Tyto parametry páry jsou vstupními hodnotami pro výpočet následujícího stupně:

$$i_2'_{I} = i_{0II} \quad [\text{kJ.kg}^{-1}], \quad (195)$$

$$p_2'_{I} = p_{0II} \quad [\text{bar(a)}], \quad (196)$$

$$t_2'_{I} = t_{0II} \quad [^\circ\text{C}], \quad (197)$$

$$v_2'_{I} = v_{0II} \quad [\text{m}^3.\text{kg}^{-1}], \quad (198)$$

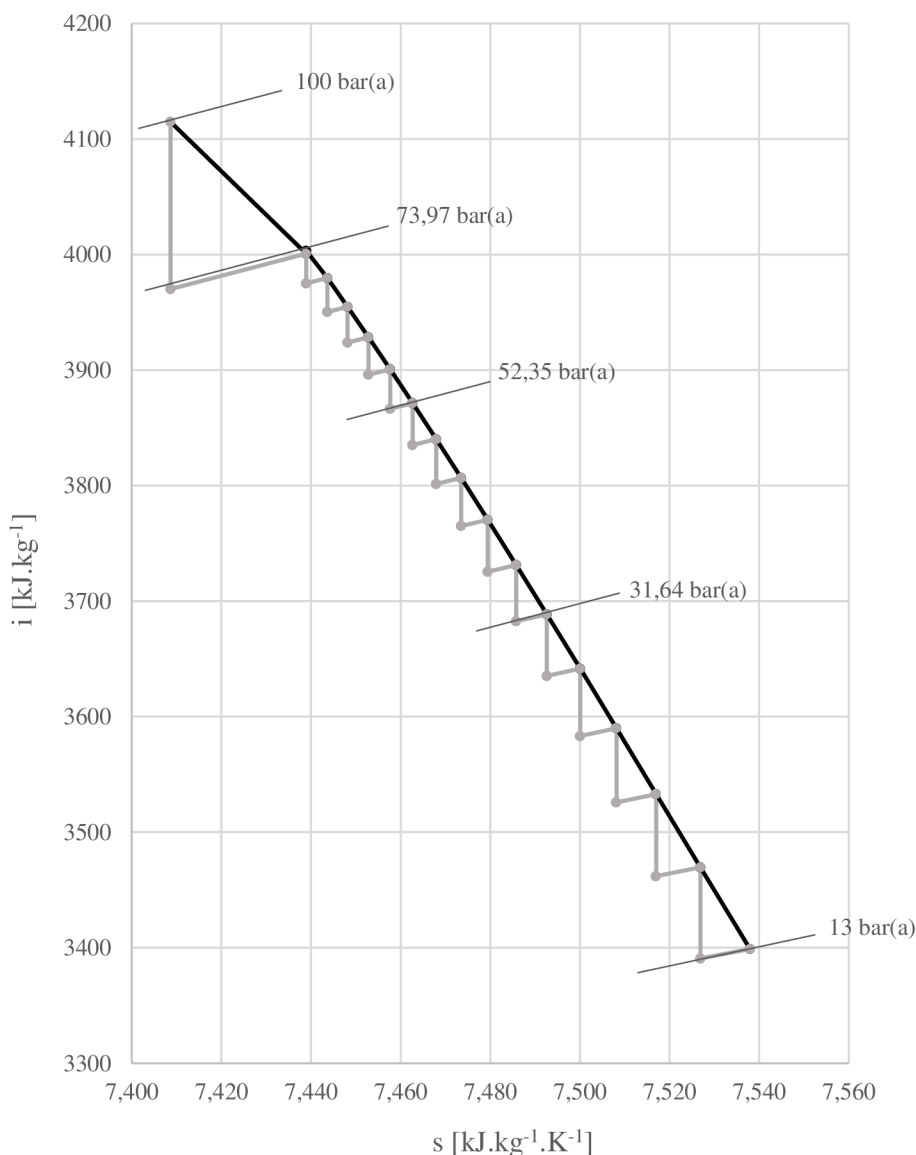
$$s_2'_{I} = s_{0II} \quad [\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}]. \quad (199)$$

Výsledky termodynamického výpočtu všech přetlakových stupňů i regulačního stupně jsou shrnuty v příloze diplomové práce (Příloha 2). Na základě těchto výpočtů je proveden výkres řezu paroplynovou turbínou, který je také přiložen na konec práce (Příloha 3).

Výsledný vnitřní výkon paroplynové turbíny je 20 395 kW. Vnitřní termodynamická účinnost turbíny činí 85,6 %. Celkový tepelný spád v turbíně představuje $716 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$. Tlak a teplota páry za posledním stupněm jsou 13 barů(a) a $465 \text{ }^\circ\text{C}$.

5.3.3 Rozdělení expanze v turbíně

Celkový zpracovaný spád je v paroplynové turbíně rozdělen do šestnácti stupňů: jednoho regulačního stupně v provedení A-kola a 15 přetlakových axiálních stupňů (Obr. 56).



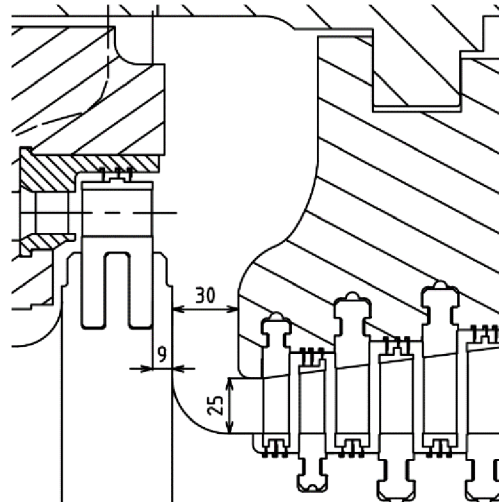
Obr. 56: Zobrazení expanze v paroplynové turbíně na i-s diagramu.

Přetlakové stupně jsou dále rozčleněny do třech kuželů – kužel A, kužel B a kužel C. Pro každý kužel připadá shodně pět přetlakových stupňů: kužel A – I. až V. stupeň, kužel B – VI. až X. stupeň, kužel C – XI. až XV. stupeň. Návrh kuželů zohledňuje tlakové a teplotní diference na nosiče lopatek (Δp_{max} cca. 25 bar, Δt_{max} cca. $150 \text{ }^\circ\text{C}$).

5.4 Axiální vzdálenosti v turbíně

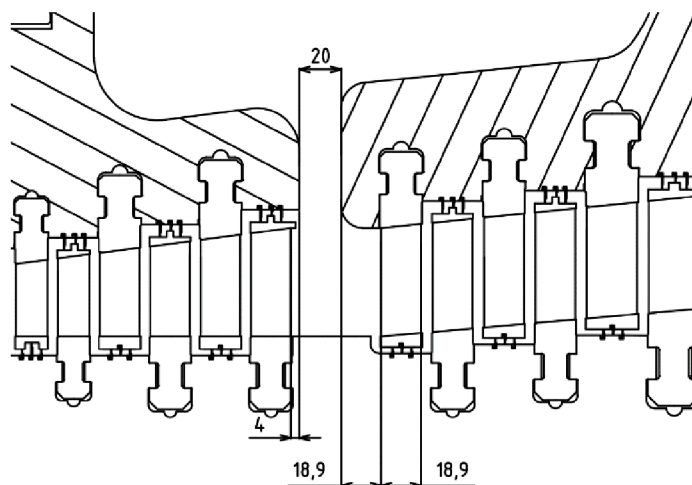
Z axiálních rozměrů turbíny se vychází při volbě nebo návrhu radiálních ložisek, skříně a stojanů.

Rozměry komory kola jsou navrženy s ohledem na velikost průtočného kanálu. Vzdálenost stěny statorových lopatek od čela kola by měla být větší než délka vstupní hrany prvního stupně [76]. Proto je navržena hodnota 30 mm (Obr. 57). Vzdálenost mezi stěnou drážky pro lopatky oběžného kola regulačního stupně a čelem rotoru je volena 9 mm.



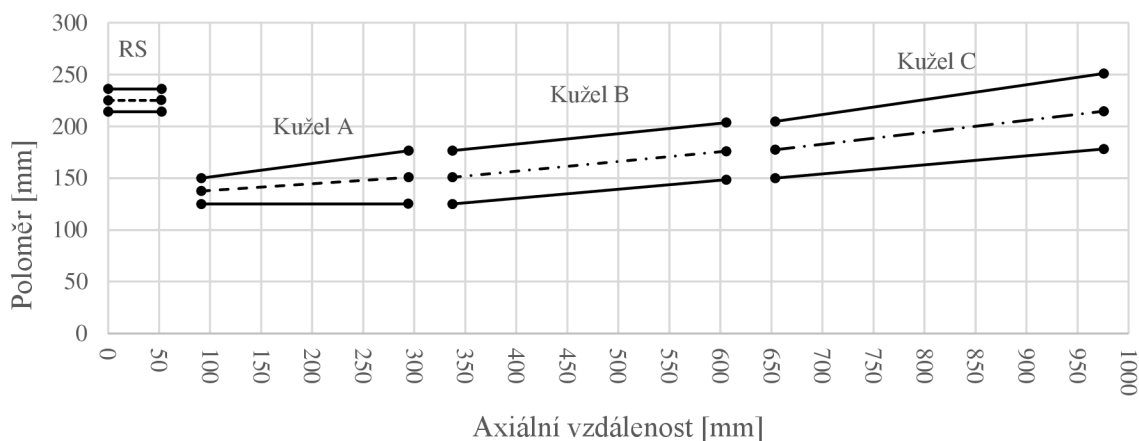
Obr. 57: Zobrazení rozměrů komory kola.

Délka části rotoru s přetlakovými stupni je určena šířkami lopatek, axiálními mezery mezi řadami a vůlemi mezi nosiči lopatek (Obr. 58). Vůle mezi nosiči mohou být nízké pro absenci odběrů v turbíně. Kvůli montáži by měla být větší než 10 mm [76]. Z důvodu relativně vysokých teplot paroplynové směsi a teplotních roztažností je navržena hodnota vůle 20 mm. Dále by měla být dodržena minimální vzdálenost hrany lopatek posledního stupně od konce nosiče (min. 3 mm) [76]. Drážky pro první řadu statorových lopatek jsou umístěny ve vzdálenosti šířky lopatky od okraje nosiče, v případě nosiče u kužele B se jedná o vzdálenost 18,9 mm.



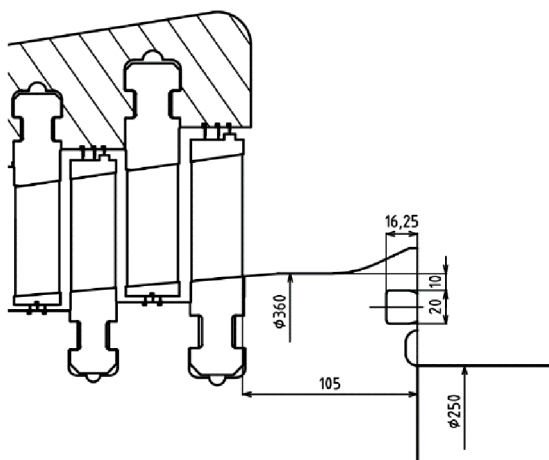
Obr. 58: Zobrazení vůlí u nosičů lopatek.

Pomocí právě definovaných axiálních rozměrů a ze znalostí geometrie stupňů (Kap. 5.3), lze stanovit délku stupňové části paroplynové turbíny a sestavit náčrt průtočného kanálu (Obr. 59). Axiální délka jednoho přetlakového stupně je tvořena dvěma šířkami lopatek a dvěma axiálními mezerami mezi řadami. Výjimkou jsou poslední stupně v kuželu, kde je do axiální délky turbíny počítána jen jedna axiální mezera mezi statorovými a rotorovými řadami.



Obr. 59: Náčrt průtočného kanálu.

Konec lopatkové části turbíny je uzpůsoben pro vyvažování rotoru (Obr. 60). Vyvažovací tělíska se umístí do drážek dle navržených rozměrů.



Obr. 60: Zobrazení umístění vyvažovacích drážek rotoru.

Axiální délku turbíny dále rozšiřují labyrinty pro hřídelové těsnění a pro vyrovnání axiálních sil. Počet těsnících břitů, dělení, radiální vůle a geometrie je určena přetlakem páry a průměry turbíny. Kupříkladu návrh vyrovnávacího pístu probíhá s ohledem na střední průměr dýzových skupin a na rozdíl tlaků mezi regulačním stupněm a tlakem na výstupu z turbíny, na který je navržena tlaková ztráta v břitech.

Do konečné vzdálenosti mezi radiálními ložisky jsou také započítány plochy pro těsnění ložiskových stojanů, prostor pro dýzové segmenty, vůle nosičů ucpávek, nebo montážní vůle. Navržená mezi-ložisková vzdálenost paroplynové turbíny činí 2100 mm.

5.5 Volba ložisek

Pro uložení hřídele paroplynové turbíny je využito třech kluzných ložisek – dvou radiálních a jednoho axiálního ložiska. Radiální ložiska přenášejí statické i dynamické zatížení rotoru a zajišťují tlumení vibrací. Axiální ložisko zachycuje axiální síly, které vznikají uvnitř turbíny a udržuje tak vzájemnou polohu statoru a rotoru.

Jedná se o segmentové typy kluzných ložisek (Obr. 61). Každý segment je volně kyvný. Tento typ ložisek je u turbín přednostně využíván pro vysoké kapacity zatížení, spolehlivost a nízké mechanické ztráty. Při provozu je mezi segmenty a rotorem vytvořen tzv. *mazací klín* – hydrodynamický film mazacího oleje. Mazací olej je kontinuálně přiváděn pomocí trysek na každý segment a uniká po stranách ložiska. Olej zároveň působí jako chladící kapalina a odvádí případné nečistoty z prostoru ložisek.



Obr. 61: Segmentové ložisko: a) axiální, b) radiální [94].

Klíčové technické parametry při volbě ložisek je velikost zatížení, průměr hřídele, otáčky nebo životnost. Zatížení u axiálního ložiska představuje axiální síla od proudu paroplynové směsi působící na rotorové řady lopatek, která je zmenšena o tlakovou sílu vyrovnávacího pístu. Zatížení radiálního ložiska je závislá na hmotnosti rotoru a vzdálenosti ložiska od těžiště.

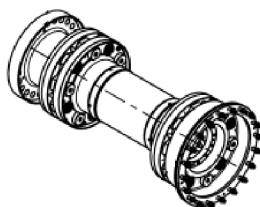
Některé turbinářské závody využívají vlastní design axiálních i radiálních ložisek. V jiném případě lze využít ložiska od subdodavatelů:

- Miba,
- Waukesha Bearings,
- Kingsbury,
- Turbolink.

Ložiska paroplynové turbíny jsou vložena do dvou ložiskových stojanů. V předním ložiskovém stojanu je uloženo axiální ložisko a jedno radiální ložisko. Zadní ložiskový stojan nese druhé radiální ložisko. Ložiskové stojany zároveň obsahují mazací kanály a sběrnou nádobu oleje. Těsnění hřídele ze strany skříně turbíny je řešeno pomocí mosazných břitů. Na ložiskové stojany se instaluje měřicí a kontrolní technika turbíny – měření axiálního posuvu, měření otáček nebo měření vibrací.

5.6 Volba rychloběžné spojky

Rotor turbín je z technickoekonomických důvodů ukončen za zadním radiálním ložiskem přírubou spojky. Krouticí moment je dále přenesen na převodovku pomocí spojky z odlišného materiálu. Nejčastěji se využívá rychloběžných spojek (Obr. 62), které současně vyrovnávají uhlové i radiální odchylky mezi spojkovým koncem rotoru turbíny a spojkovým koncem na pastorku převodovky.



Obr. 62: Pružná spojka turbíny a pastorku převodovky [76].

Rozhodující parametry pro volbu spojky je poměr přeneseného výkonu a otáček (tzv. *P/n poměr*), rozměry rotoru, axiální síla, výchylky spojkových konců při provozu a cena.

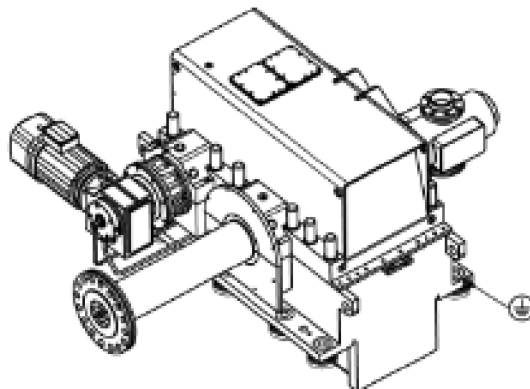
Výroba pružných spojek pro turbíny je přednostně záležitost externích dodavatelů. Mezi výrobce se řadí například:

- Renk,
- Rexnord,
- Flender,
- Wuxi TRUMY.

5.7 Volba převodovky

Důvody využití mechanické převodovky pro turbogenerátor byly představeny již při volbě jmenovitých otáček rotoru (Kap. 5.2). Zjednodušeně se změnou uhlových rychlostí optimalizují rozměry turbíny.

U převodovky turbogenerátoru (Obr. 63) je hlavní kritérium volby mechanická účinnost, poměr P/n a pořizovací náklady. Mezi další parametry se řadí převodový poměr, tzv. přetížitelnost (neboli AGMA faktor), hlučnost, spotřeba oleje, rozměry a hmotnost.



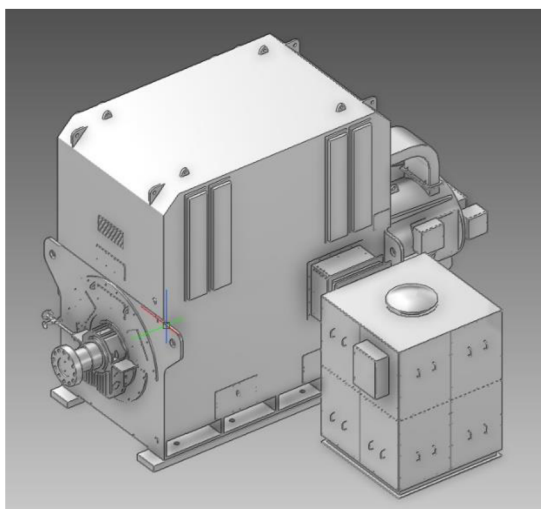
Obr. 63: Převodovka turbogenerátoru [76].

Mechanické převodovky pro turbíny jsou vyráběny specializovanými výrobci. Konkrétně se jedná například o:

- Flender,
- Lufkin,
- Renk,
- Triveni,
- Voith,
- Wikov.

5.8 Volba generátoru

Pro střední výkony (do cca 50 MW_e) jsou dnes z hlediska výrobních a provozních výhod převážně využívány čtyřpólové elektrické generátory (Obr. 64).



Obr. 64: Elektrický generátor [76].

Při výběru vhodného generátoru rozhoduje cena, účinnost, výstupní napětí (parametry navazující elektrické soustavy), nebo rozměry.

Mezi dodavatelé elektrických generátorů pro střední výkony se řadí:

- ABB,
- AvK,
- Elin,
- Jeumont,
- Siemens Drasov,
- Siemens Erfurt,
- TDPS.

5.9 Dispoziční schéma

Na závěr práce je přiloženo dispoziční schéma (Příloha 4) pro znázornění rozmístění jednotlivých zařízení paroplynové turbíny ve strojovně EFSPS. V tomto dispozičním řešení jsou uvedeny hlavní rozměry zařízení, definovány plochy, stanoveny připojovací místa a zobrazeny hlavní potrubní trasy. Jedná se poměrně o malé zařízení, které nevyžaduje speciálně upravenou a vybavenou budovu (strojovnu). Může být umístěno do stávajících, nebo nových průmyslových areálů.

6 DISKUSE

Z důvodu usnadnění výpočtů a s ohledem na typ akademické práce jsou zavedeny předpoklady, které umožňují zadanou problematiku řešit v rámci určité přesnosti. Proto nelze nahlížet na předložený návrh energetické jednotky EFSPS nebo paroplynové turbíny jako na detailní řešení problému. V obou případech se jedná pouze o ideové řešení, které ale může být využito pro další projekční nebo konstrukční činnost.

Při výpočtu energetické jednotky je posuzován GPPS jako idealizovaná spalovací komora s izobarickým přívodem tepla a s ideální účinností spalování. V porovnání s teplotou plamene zemního plynu při spalování se vzduchem lze předpokládat, že teploty plamene v GPPS budou přesahovat 2000 °C. Pro přesné výpočty je u takto vysokých teplot nutné akceptovat disociační procesy a předpokládat složitější strukturu spalin.

Obdobně jsou zavedeny zjednodušení u výměníků GVTP a SGP. Zde jsou zanedbány tlakové a tepelné ztráty na straně paroplynové směsi i na straně páry. Během detailního výpočtu se u spalinových výměníků uvažují tepelné ztráty konvekcí nebo sáláním, což v důsledku znamená menší tepelné toky mezi teplosměnnými médii. Tlakové ztráty na straně páry zase způsobí pokles výstupních parametrů páry a zvyšují nárok na výtlak napájecích čerpadel.

Současně jsou vlastnosti paroplynové směsi při návrhu nahrazovány parametry vodní páry. V pilovém diagramu SGP by proto při ochlazování reálné PPS vznikly dvě křivky, neboť CO₂ zůstává pro dané teploty a tlak v plynné fázi a neprochází změnou skupenství jako H₂O. Při detailním návrhu paroplynové turbíny je také nutné zohlednit odlišné termodynamické vlastnosti obou složek PPS. Například pro uvažovaných 6 % objemového zastoupení CO₂, činí skutečná entalpie PPS na vstupu do turbíny 3906 kJ.kg⁻¹, což je o 5 % nižší hodnota než v ideovém návrhu.

Během termodynamického návrhu paroplynové turbíny byly zavedeny další zjednodušující předpoklady, jako zanedbání průtoku páry ucpávkami nebo vyrovnávacím pístem. Ke stanovení tohoto průtoku by bylo nutné znát tepelné schéma ucpávkového systému, což vyžaduje znalost několika dalších vstupních veličin včetně chlazení kondenzátoru ucpávkové páry. Proto se práce touto problematikou nezabývala.

Výpočet stupňové části probíhal na středních proudnicích průtočného kanálu. Tento přístup přináší značné zjednodušení a na jeho výstupy je nutné nahlížet jen jako na předběžné hodnoty detailního výpočtu. Zejména z hlediska výpočtu ztrát nelze přikládat získaným hodnotám velký význam, neboť na středních průměrech nabývají například ventilační ztráty nejnižších hodnot. Na doporučení odborného konzultanta proto nebyly ztráty počítány, ale byly pro jednotlivé stupně voleny na základě firemních zkušeností. Skutečné hodnoty parametrů termodynamického výpočtu ve stupních jsou v praxi počítány pomocí softwarů, které provedou výpočet v několika výpočtových kuželech od patního až ke špicovému poloměru lopatek a stanoví střední hodnotu. Současně detailní návrh ukáže, zdali pro část stupňů nebudou vhodnější zkroucené lopatky. Prizmatické lopatky jsou typicky navrhovány jen pro relativně krátké délky ($\frac{l}{D}$ do 0,1).

Z důvodu využitelnosti parních tabulek při zpracování práce, byla pro paroplynovou směs na vstupu do turbíny zadána teplota 800 °C. V porovnání s teplotami spalovacích turbín se jedná o poměrně nízkou hodnotu a pro zvyšování účinnosti cyklu je možnost tuto teplotu navyšovat.

Omezujícím faktorem zvyšování termické účinnosti paroplynového okruhu zůstává volba materiálů pro turbínu. Při návrhu parních turbín se v současnosti uvažují maximální teploty do zhruba 650 °C, a to z důvodu využitelnosti austenitické oceli. Pro navrženou paroplynovou turbínu by austenitická ocel nevyhovovala. Proto byla jako materiál při návrhu tloušťky skříně a potrubí uvažována niklová slitina (*Inconel 625*), která je ovšem zhruba desetkrát dražší než austenitická ocel. Z tohoto důvodu je by bylo vhodné provést určitou ekonomickou studii k predikci návratnosti projektů paroplynových turbín. Při vyšších teplotách je také nutné uvažovat s chlazením lopatek a využití keramických materiálů jako u spalovacích turbín.

Oproti spalovacím turbínám má paroplynová turbína výhodu v tom, že její výkon a využívání je možné volit na základě požadavků projektanta. Může se jednat o špičkový stroj, protitlakový nebo kondenzační. Při porovnání řezů obou typů turbín (Obr. 43 a Příloha 3) lze vidět také konstrukční jednoduchost provedení paroplynové turbíny. V případě spalovací turbíny je nutné „vyladit“ výkon kompresorové a turbínové části. Z tohoto důvodu jsou spalovací turbíny vyráběny v určitých výkonových třídách. Výroba nové spalovací turbíny vyžaduje vývojové práce na kompresoru i turbíně. Paroplynovou turbínu oproti tomu lze unifikovat podobně jako parní turbíny na různé velikosti výkonů.

Důležitým technickým faktorem míry využitelnosti EFSPS v rámci podpůrných služeb zůstává kapacita plynů CO_2 nebo O_2 . Kdy například při pokojové teplotě a při uvažovaném tlaku 13 barů je hustota oxidu uhličitého $23,5 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ a hustota kyslíku $17 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Při využití kulových talkových plynů, by byl pro hodinu provozu energetické jednotky (cca 40 MWh) potřeba plynů O_2 o průměru 8,3 m (cca 300 m^3) a plynů CO_2 o průměru 10,5 (cca 600 m^3). Přitom by muselo docházet k dochlazování CO_2 na výstupu z SGP. Lze současně argumentovat, že u energetických zařízení se běžně uvažuje s objemným palivovým hospodářstvím a s rozměrnými zásobníky. Kupříkladu v případě bioplynových stanic mohou objemy zařízení dosahovat několika tisíců metrů kubických [95].

Bylo by ovšem neuvážlivé srovnávat kompaktnost EFSPS s rozměry zařízení jiného typu akumulace elektřiny jen na základě velikosti plynů. V případě setrvačnicků nebo bateriových uložení by pro stejné rozměry akumulátorů pravděpodobně šlo uchovat větší elektrický výkon. Ale z hlediska kapacity a doby dodávek energie zůstává EFSPS nejvýhodnější variantou.

7 ZÁVĚR

Využívání obnovitelných zdrojů pro výrobu elektrické energie, bez možnosti její akumulace, je téměř nemyslitelné. Jedna z těchto možností je její ukládání do chemické energie plynů, označovaných jako PtG, případně do kapalin. V DP je využit pro ukládání elektrické energie efektivní, bezemisní systém firmy SE Brno. Protože se jedná o způsob, který byl ve společnosti patentován teprve nedávno, neexistuje pro jeho reálné řešení dostatek potřebných informací. Kromě firemních podkladů, za niž společnosti upřímně děkuji, jsem proto musel potřebné informace hledat v poměrně obsáhlé odborné literatuře.

Prvním z cílů diplomové práce byl návrh ideového schématu akumulační elektrárny a formou rešerše představení současného stavu vývoje základních komponent tohoto zařízení. Pro přiblížení problematiky a pro motivaci ke vzniku bezemisní akumulační elektrárny byl nejprve zpracován popis možností redukce emisí CO₂ v energetickém sektoru. Na toto téma pak navázala úzce související otázka, tedy metody akumulace elektrické energie. Při zpracovávání rešerše bylo využito na 70 odborných zdrojů – knih, článků, nebo technických publikací.

Nedostatečné technické parametry současných akumulačních technologií vedly k vývoji konceptu bezemisní akumulační elektrárny (EFSPS), který vychází z chemického ukládání elektrické energie (technologie power-to-gas). Systém EFSPS umožňuje:

- velkokapacitní ukládání elektrické energie,
- zcela bezemisní výrobu elektrické energie,
- rychlou regulaci frekvence sítě,
- zvýšení účinnosti využívání paliva,
- zužitkování získaného O₂ z elektrolýzy vody,
- zefektivnění procesu metanizace,
- energetickou soběstačnost odlehklých průmyslových soustav a měst,
- další možnosti pro využití odpadního tepla,
- výrobu vysoce výhřevných paliv.

Diplomová práce předkládá realizační schéma energetické jednotky EFSPS. Schéma zobrazuje výrobu elektřiny i tepla ve dvou technologických okruzích – v paroplynovém a v parním. Zdrojem tepla pro energetickou jednotku je spalování zemního plynu s kyslíkem. Po spalování neunikají do ovzduší žádné emise uhlíku jako u konvekčních spalovacích zařízení. Systém EFSPS je navržen k zpětnému využití CO₂ pro výrobu zeleného paliva (SNG). Spalinový výměník za paroplynovou turbínou je navržen jako dvoutlakový s možností jednoduché separace CO₂. Předané teplo ve spalinových výměnících je využito v parním okruhu. Zde lze alternativně zvýšit dodávky elektřiny nebo tepla podle požadavků energetických sítí. Z tohoto důvodu je do schématu zakomponována dvoutělesová parní turbína, jejíž kondenzační část lze odpojit od generátoru a páru je možné nechat zkondenzovat v topném výměníku.

Druhá část práce se zabývala termodynamickým návrhem paroplynové turbíny. Jedná se o jednotělesovou, protitlakovou turbínu s jmenovitými otáčkami 10 500 min⁻¹ a s vnitřním výkonem 20 395 kW. Na základě výpočtu byla expanze v turbíně rozdělena do jednoho regulačního a 15 přetlakových stupňů. Paroplynová směs vzniká ve dvou spalovacích komorách typu SILO, které jsou napojeny přírubou na vstupní hrdla turbíny. Turbína je navržena na regulaci pomocí klouzavých parametrů. Výhodami tohoto technického řešení je dosažení předností spalovacích turbín při zachování konstrukčních výhod parních turbín.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] STEIN, Theo. *Carbon dioxide now more than 50 % higher than pre-industrial levels*. Online. [cit. 2024-03-16]. National Oceanic and Atmospheric Administration. 2024. Dostupné z: <https://www.noaa.gov/news-release/carbon-dioxide-now-more-than-50-higher-than-pre-industrial-levels>.
- [2] MASSON-DELMOTTE, Valérie; ZHAI, Panmao; PIRANI, Anna; CONNORS, Sarah L. a PÉAN, Clotilde (ed). *Climate Change 2021 The Physical Science Basis*. In: *The Intergovernmental Panel on Climate Change* [online]. s. 40 [cit. 2024-03-16]. ISBN 978-92-9169-158-6. Dostupné z: https://www.ipcc.ch/report/ar6/wg1/downloads/report/IPCC_AR6_WGI_SPM_final.pdf
- [3] The Kyoto Protocol – Status of Ratification. *UNFCCC* [online]. [cit. 2024-03-16]. Dostupné z: <https://unfccc.int/process/the-kyoto-protocol/status-of-ratification>
- [4] Understanding the European Union's Emissions Trading Systems (EU ETS). *Journalism for the energy transition* [online]. 2018 [cit. 2024-03-16]. Dostupné z: <https://www.cleanenergywire.org/factsheets/understanding-european-unions-emissions-trading-system>
- [5] The Paris Agreement. *UNFCCC* [online]. [cit. 2024-03-16]. Dostupné z: <https://unfccc.int/process-and-meetings/the-paris-agreement>
- [6] Summary of Global Climate Action at COP 28. *UNFCCC* [online]. [cit. 2024-03-16]. Dostupné z: https://unfccc.int/sites/default/files/resource/Summary_GCA_COP28.pdf
- [7] Energetika a Zelená dohoda. *Oficiální internetová stránka Evropské unie* [online]. 2022. [cit. 2024-03-16]. Dostupné z: https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-green-deal/energy-and-green-deal_cs
- [8] FAI, Chung Chen. Innovative Technology and Partnering when Embarking on Sustainability and Decarbonization Journey. *Emerson Automation Experts* [online]. 2023 [cit. 2024-03-16]. Dostupné z: <https://www.emersonautomationexperts.com/2021/sustainability/innovative-technology-partnering-embarking-sustainability-decarbonization-journey/>
- [9] 2030 Climate Solutions – Implementation Roadmap. *UNFCCC* [online]. [cit. 2024-03-16]. Dostupné z: <https://climatechampions.unfccc.int/wp-content/uploads/2023/12/2030-Climate-Solutions-Publication-Implementation-roadmap.pdf>
- [10] BOJEK, Piotr. Renewables. *IEA* [online]. 2023 [cit. 2024-03-16]. Dostupné z: <https://www.iea.org/energy-system/renewables>
- [11] METZ, Bert, Ogunlade DAVIDSON, Heleen de CONINCK, Manuela LOOS a Leo MEYER, ed. Carbon Dioxide Capture and Storage. In: *The Intergovernmental Panel on Climate Change* [online]. s. 443 [cit. 2024-03-16]. ISBN-13 978-0-521-86643-9. Dostupné z: https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/2018/03/srccs_wholereport.pdf
- [12] KENYON, Duncan. *The technologies behind carbon utilization*. Online. PEMBINA Institute. 2015. [cit. 2024-03-16]. Dostupné z: <https://www.pembina.org/blog/technologies-behind-carbon-utilization>
- [13] GRADITI, Giorgio a SOMMA, Marialaura Di (ed.). *Technologies for Integrated Energy Systems and Network*. 69469 Weinheim, Germany: WILEY-VCH, 2022. ISBN 978-3-527-34899-2.

- [14] KRŠÁK, Marek. *První plán rozvoje přenosové soustavy pro mořské větrné elektrárny je na světě*. OM SOLUTIONS S.R.O. *Oenergetice.cz* [online]. 2024 [cit. 2024-03-16]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/vetrne-elektrarny/prvni-plan-rozvoje-prenosove-soustavy-pro-morske-vetrne-elektrarny-je-na-svete>
- [15] CHEN, Wei-Yin; SUZUKI, Toshio a LACKNER, Maximilian (ed.). *Handbook of Climate Change Mitigation and Adaptation*. Second edition. Springer, 2017. ISBN 978-3-319-14408-5.
- [16] Industrial Clusters. *Release CCUS* [online]. 2024 [cit. 2024-03-16]. Dostupné z: <https://realiseccus.eu/ccus-and-refineries/industrial-clusters>
- [17] FAJARDY, Mathilde. CO2 Capture and Utilisation. *IEA* [online]. 2023 [cit. 2024-03-16]. Dostupné z: <https://www.iea.org/energy-system/carbon-capture-utilisation-and-storage/co2-capture-and-utilisation>
- [18] INAMUDDIN; BODDULA, Rajender; AHAMED, Mohd Imran a KHAN, Anish (ed.). *Carbon Dioxide Utilization to Sustainable Energy and Fuels*. Springer, 2022. ISBN 978-3-030-72876-2.
- [19] NAKAO, Shin-ichi; YOGO, Katsunori; GOTO, Kazuya; KAI, Teruhiko a YAMADA, Hidetaka. *Advanced CO2 Capture Technologies*. Springer, 2019. ISBN 978-3-030-18857-3.
- [20] KRÁL, P. *Absorpce plynných polutantů na membránových kontaktorech* [online]. Brno, 2018 [cit. 2024-03-16]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=170485. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta chemická. Vedoucí práce doc. Ing. Tomáš Svěrák CSc.
- [21] KHOSROWSHAHI, MS., MA. ABDOL, H. MASHHADIMOSLEM, E. KHAKPOUR a spol. The role of surface chemistry on CO2 adsorption in biomass-derived porous carbons by experimental results and molecular dynamics simulations. *Scientific Reports* [online]. 2022(8917), 19 [cit. 2024-03-16]. ISSN 2045-2322. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1038/s41598-022-12596-5>
- [22] Adsorpce. *ÚCHI VŠCHT Praha* [online]. [cit. 2024-03-16]. Dostupné z: <https://old.vscht.cz/uchi/ped/chi/chi.ii.text.k24.adsorpce.pdf>
- [23] FOULADI, Niloufar, Mohammad Amin MAKAREM, Mohammad Amin SEDGHAMIZ a Hamid Reza RAHIMPOUR. In: *Advances in Carbon Capture* [online]. Elsevier, 2020, s. 241-267 [cit. 2024-03-16]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/B9780128196571000116?via=ihub>
- [24] HUSSIN, Farihausnah a Mohamed Kheireddine AROUA. Recent trends in the development of adsorption technologies for carbon dioxide capture: A brief literature and patent reviews (2014–2018). *Journal of Cleaner Production* [online]. 2020, (253), 25 [cit. 2024-03-16]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0959652619345779?via=ihub>
- [25] KOLÁČNÝ, J. *Membránová separace CO2 z emisních plynů* [online]. Praha, 2020 [cit. 2024-03-16]. Dostupné z: https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/89608/F2-DP-2020-Kolacny-Josef-DP%20Kolacny%20Josef_final.pdf?sequence=-1&isAllowed=y. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojní. Vedoucí práce doc. Ing. Lukáš Krátký CSc.
- [26] DE MEIS, Domenico. Overview on porous inorganic membranes for gas separation. In: *ResearchGate* [online]. s. 24 [cit. 2024-03-16]. Dostupné z: doi:10.13140/RG.2.2.35571.53287

- [27] HOU, Rujing, Celesta FONG, Benny D. FREEMAN, Matthew R. HILL a Zongli XIE. Current status and advances in membrane technology for carbon capture. *Separation and Purification Technology* [online]. 2022, (300), 16 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: doi:org/10.1016/j.seppur.2022.121863
- [28] CHOI, Seung-Hak, Jeong-Hoon KIM, Yongtaek LEE, Matthew R. HILL a Zongli XIE. Pilot-scale multistage membrane process for the separation of CO₂ from LNG-fired flue gas. *Separation and Purification Technology* [online]. 2013, (110), 11 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: doi:org/10.1016/j.seppur.2022.121863
- [29] PERÉZ-CALVO, Jose-Francisco, Viola BECATTINI a Marco MAZZOTTI. *POST-COMBUSTION CO₂ CAPTURE: A COMPARISON BETWEEN COMMERCIALY READY TECHNOLOGIES* [online]. Trondheim, Norway, 2021 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: <https://sintef.brage.unit.no/sintef-xmlui/bitstream/handle/11250/2786495/Post-Combustion%20CO2%20Capture.pdf?sequence=1>. Institute of Process Engineering, ETH Zurich, Switzerland.
- [30] MAROTO-VALER, M. Mercedes (ed.). *Developments and Innovation in Carbon Dioxide (CO₂) Capture and Storage Technology*. Cambridge CB21 6AH, UK: Woodhead Publishing Limited, 2010. ISBN 978-1-84569-515-6.
- [31] LAWLER, James a LIVERMORE LAB FOUNDATION. *Roads to Removal – Geological Storage and Transportation* [online]. 2023 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=0f54ijOCxvw>
- [32] TRANSPORTING CO₂. *Global CCS Institute* [online]. 2024 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: https://www.globalccsinstitute.com/wp-content/uploads/2018/12/Global-CCS-Institute-Fact-Sheet_Transporting-CO2-1.pdf
- [33] BUDINIS, Sara, Mathilde FAJARDY a Carl GREENFIELD. Mathilde. Carbon Capture, Utilisation and Storage. *IEA* [online]. 2023 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: <https://www.iea.org/energy-system/carbon-capture-utilisation-and-storage/co2-capture-and-utilisation>
- [34] CONSOLI, Chris a Ian HAVERCROFT. *Global CCS Institute* [online]. 2020 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=nGoeXOUID_U&t=1245s
- [35] IEA. CO₂ storage resources and their development: Executive Summary [online]. 2022 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: <https://www.iea.org/reports/co2-storage-resources-and-their-development/executive-summary>
- [36] Carbon Capture and Utilisation (CCU). *CO₂Value Europe* [online]. 2023 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: <https://co2value.eu/what-is-ccu/>
- [37] Ground-breaking technology uses CO₂ to convert seawater into drinking water. *State of Green* [online]. 2020 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: <https://stateofgreen.com/en/news/new-groundbreaking-technology-uses-co2-to-convert-seawater-into-drinking-water/>
- [38] BOUDELLAL, Méziane. *Power-to-Gas*. France: Walter de Gruyter, 2018. ISBN 978-3-11-055881-4.
- [39] DWD Analysis. *Wetterzentrale* [online]. 2024 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: <https://www.wetterzentrale.de/en/reanalysis.php?map=1&model=dwd&var=45>
- [40] *Energinet EN* [online]. 2024 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: <https://en.energinet.dk>
- [41] ŠKORPÍK, Jiří. Využití energie vodního spádu, *Transformační technologie*, 2006-10, [last updated 2020-10-27]. Brno: Jiří Škorpík, [online]. [cit. 2024-03-17] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/05.html>

- [42] REHMAN, Shafiqur, Luai M. AL-HADHRAMI a Md Mahbub ALAM. Pumped hydro energy storage system: A technological review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2014, (44), 13 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: <https://www.science-direct.com/science/article/pii/S1364032115000106>
- [43] HydroTasmania. *What is Pumped Hydro* [online]. 2018 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=_PH0IJ-_qOI
- [44] SCHREIER, Martin. ČEZ ESCO postaví ve Vítkovicích největší akumulátor v ČR. Baterie velká jako rodinný dům pomůže stabilizovat českou energetickou soustavu. *Skupina ČEZ* [online]. 2023 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/pro-media/tiskove-zpravy/cez-esco-postavi-ve-vitkovicich-nejvetsi-akumulator-v-cr.-baterie-velka-jako-rodinny-dum-pomuze-stabilizovat-ceskou-energetickou-soustavu-173747>
- [45] DOE Global Energy Storage Database [online]. 2021 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: <https://sandia.gov/ess-ssl/gesdb/public/>
- [46] MERTL, Jakub. *Možnosti akumulace energií* [online]. Praha, 2017 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/69716/F2-BP-2017-Mertl-Jakub-Moznosti%20akumulace%20energi.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. Bakalářská práce. České vysoké učení technické, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Pavel Skopec
- [47] REICHL, Tomáš. Průtoková baterie. *OEnergetice.cz* [online]. 2015 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/akumulace-energie/prutokova-baterie>
- [48] Thermal energy storage: Technology brief. International Renewable Energy Agency [online]. Abu Dhabi, 2013 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: <https://www.irena.org/publications/2013/Jan/Thermal-energy-storage>
- [49] TETTEH, Sampson, Maryam Roza YAZDANI a Annukka SANTASALO-AARNIO. Cost-effective Electro-Thermal Energy Storage to balance small scale renewable energy systems. *Journal of Energy Storage* [online]. 2021, (41), [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2352152X21005557?via%3Dihub>
- [50] PATEL, Sonal. *Why Power-to-Gas May Flourish in a Renewables – Heavy world*. Power magazine [online]. 2019 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: <https://www.powermag.com/why-power-to-gas-may-flourish-in-a-renewables-heavy-world/>
- [51] VOBOŘIL, David. Power to Gas – budoucnost akumulace elektřiny. *OEnergetice.cz* [online]. 2015 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/elektrina/power-to-gas-budoucnost-akumulace-elektriny>
- [52] PAVAN, Francesco, Jose M BERMUDEZ, Stavroula EVANGELOPOULOU a Simon BENNETT. Electrolysers. *IEA* [online]. 2023 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: <https://www.iea.org/energy-system/low-emission-fuels/electrolysers>
- [53] WORLD'S LARGEST HIGH-TEMPERATURE ELECTROLYZER ACHIEVES RECORD EFFICIENCY. *Sunfire* [online]. 2022 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: <https://www.sunfire.de/en/news/detail/worlds-largest-high-temperature-electrolyzer-achieves-record-efficiency#:~:text=“For%20the%20first%20time%2C%20the,one%20else%20has%20achieved%20before”>
- [54] Key Challenges in Hydrogen Economy. *MarketsandMarkets* [online]. 2024 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: <https://www.marketsandmarkets.com/industry-practice/hydrogen/hydrogen-industry-challenges>

- [55] SAN MARCHI, Chris, R. SHRESTHA a J. RONEVICH. Hydrogen compatibility of structural materials in natural gas networks [online]. Livermore: Sandia National Laboratories, 2021 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: <https://www.osti.gov/biblio/1878454>
- [56] THEMA, Martin, Tobias WEIDLICH, Manuel HÖRL, Annett BELLACK a spol. Biological CO₂-Methanation: An Approach to Standardization. *Energies* [online]. 2019, 12(1670), 32 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/332800381_Biological_CO2-Methanation_An_Approach_to_Standardization#fullTextFileContent
- [57] GÖTZ, Manuel, Friedemann MÖRS, Katharina BÄR, Amy KOCH a Frank GRAF. Comparison of Biological and Catalytic Methanation for Power-to-Gas Applications. *DVGW Forschungsstelle at the Engler-Bunte-Institut* [online]. 2015, 1 [cit. 2024-03-17]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/278024062_Comparison_of_Biological_and_Catalytic_Methanation_for_Power-to-Gas_Applications
- [58] WELCH, Alex; DIGDAYA, Ibadillah; KENT, Ron a GHOUGASSIAN, Paul. Comparative Technoeconomic Analysis of Renewable Generation of Methane Using Sunlight, Water, and Carbon Dioxide. Online. *ACS Energy Letters*. 2021, č. 6, s. 9. Dostupné z: <https://doi.org/10.1021/acsenergylett.1c00174>. [cit. 2024-05-18].
- [59] ČAPLA, Libor a KOZA, Václav. Změny složení plynu distribuovaného v ČR. Online. *Tzbinfo*. 2023. Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/vytapime-plynem/25237-zmeny-slozeni-plynu-distribuovaneho-v-cr>. [cit. 2024-05-18].
- [60] BUDÍN, Jan. Zkapalněný zemní plyn (LNG). *oEnergetice.cz* [online]. OM Solutions, 2015-05-19 [cit. 2024-03-18]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/plyn/zkapalneny-zemni-plyn-lng>
- [61] DUFEK, Zdeněk; BENEŠ, Petr; POSPÍŠIL, Jiří, Jiří Škorpík, Václav Živec, Milan Martinka. *Využití LNG v dopravě a energetice a jeho bezpečnost* [online]. 2019-11-25 [cit. 2024-03-18]. Dostupné z: <https://www.lng.cz/-/media/LNG/Ostatni/Vyuziti-LNG-v-doprave-a-energetice-a-jeho-bezpecnost.pdf>
- [62] MOORE, Jason a Bahman SHABANI. A Critical Study of Stationary Energy Storage Policies in Australia in an International Context: The Role of Hydrogen and Battery Technologies. *Energies* [online]. 2016, 9(9), 1-28 [cit. 2024-03-20]. DOI: 10.3390/en9090674. ISSN 1996-1073. Dostupné z: <http://www.mdpi.com/1996-1073/9/9/674>
- [63] MINISTERSTVO ZEMĚDĚLSTVÍ. Šest lokalit vhodných pro stavbu přečerpávacích elektráren. Online. *EAGRI*. 2024. Dostupné z: <https://eagri.cz/public/portal/mze/tisko-vy-servis/tiskove-zpravy/sest-lokalit-vhodnych-pro-stavbu-precerpavacich-elektraren-ministri-hladik-a-vyborny-zahajili-kroky-k-vyznamnemu-posileni-akumulace-elektricke-energie>. [cit. 2024-05-18]
- [64] WULF, Christina; ZAPP, Petra a SCHREIBER, Andrea. Review of Power-to-X Demonstration Projects in Europe. Online. *Advances in Power-to-X: Processes, Systems, and Deployment*. 2020, s. 8. Dostupné z: <https://doi.org/10.3389/fenrg.2020.00191>. [cit. 2024-05-18].
- [65] PEKIC, Sanja. MethanQuest: hydrogen, methane to play a key role in the energy transition. Online. *Offshore-energy*. 2021. Dostupné z: <https://www.offshore-energy.biz/methanquest-hydrogen-methane-to-play-a-key-role-in-the-energy-transition/>. [cit. 2024-05-18].

- [66] BARBARESI, Andrea; MORINI, Mirko a GAMBAROTTA, Agostino. Review on the Status of the Research on Power-to-Gas Experimental Activities. Online. *Energies*. 2022, č. 16, s. 15. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.3390/en15165942>. [cit. 2024-05-18].
- [67] SCHLAUTMANN, Ruth; BÖHM, Hans a ZAUNER, Andreas. Renewable Power-to-Gas: A Technical and Economic Evaluation of Three Demo Sites Within the STORE&GO Project. Online. *ChemieIngenieurTechnik*. 2021, č. 4, s. 13. Dostupné z: <https://doi.org/10.1002/cite.202000187>. [cit. 2024-05-18].
- [68] German power-to-gas facility opens green methanation plant. Online. Green Car Congress. 2018. Dostupné z: <https://www.greencarcongress.com/2018/05/20180513-falkenhagen.html>. [cit. 2024-05-18].
- [69] PATEL, Sonal. WindGas Falkenhagen: Pioneering Green Gas Production. Online. *Power magazine*. 2020. Dostupné z: <https://www.powermag.com/windgas-falkenhagen-pioneering-green-gas-production/>. [cit. 2024-05-18].
- [70] *Forschungsstandorte und Technologien*. Online. Regio Energie Solothurn. 2020. Dostupné z: <https://www.regioenergie.ch/de/forschungsstandorte/>. [cit. 2024-05-18].
- [71] ELECTROCHAEA GMBH, COCIANCICH, Matteo. *Power-to-Gas at the Commercial Demonstration Plant in Solothurn* [online]. 2020 [cit. 2024-05-18]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=99x80-Dc428>
- [72] *The STORE&GO demonstration site at Troia, Italia*. Online. STORE&GO. 2020. Dostupné z: <https://www.storeandgo.info/demonstration-sites/italy/index.html>. [cit. 2024-05-19].
- [73] *HIF Haru Oni Demonstration Plant*. Online. HIF Global. 2023. Dostupné z: <https://hifglobal.com/haru-oni>. [cit. 2024-05-19].
- [74] *Haru Oni: Fuel from Wind and Water*. Online. Hydrogen Council. 2024. Dostupné z: <https://hydrogencouncil.com/en/haru-oni-fuel-from-wind-and-water/>. [cit. 2024-05-19].
- [75] KUBIŠ, Stanislav. European Patent Application: Method for Operation of an Industrial Plant. CZ. EP 3 865 559 A1. Přihlášeno 14.02.2020. Uděleno 18.08.2021.
- [76] Interní zdroje firmy Siemens Energy.
- [77] VESELÝ, Stanislav. *Spalovací komory spalovacích turbin*. Galant Brno, 2007. ISBN 80-239-6657-X.
- [78] RYCHTER, A. *Návrh spalovací komory 30 kW pro plynná paliva*. Brno, 2014. Dostupné také z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=86365. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Skryja.
- [79] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny I*. Vysoké učení technické v Brně: SNTL, 1978.
- [80] KEHLHOFER, Rolf; HENNEMANN, Frank a RUKES, Bert. *Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants*. 3rd edition. PennWell, 2009. ISBN 978-1-59370-168-0.
- [81] GULEN, S. *Can. Gas Turbine for Electric Power Generation*. Cambridge University Press, 2019. ISBN 978-1-108-41665-8.
- [82] ŠKORPÍK, Jiří. *Tepelné turbíny a turbokompresory, Transformační technologie*, 2011-02, [last updated 2020-01]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/23.html>.

- [83] *Spirálové výměníky tepla*. Online. Alfa Laval. 2024. Dostupné z: <https://www.alfalaval.cz/produkty/prenos-tepla/deskove-vymeniky-tepla/spiralove-vymeniky-tepla/typ-2/>. [cit. 2024-05-19].
- [84] FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [85] KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.
- [86] KRBEK, J., POLESNÝ, B. a FIEDLER, J. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4. Brno
- [87] ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. přílohami, ISBN 978-80-7043-256-3.
- [88] ŠKORPÍK, Jiří. Úvod do lopatkových strojů, *Transformační technologie*, 2021-10, [last updated 2024-03] Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z: <https://turbomachinery.education/uvod-do-lopatkovych-stroju.html#stupen-lopatkoveho-stroje>.
- [89] KADRNOŽKA, J. *Tepelné turbíny a turbokompresory I*, r. 2004, Brno: CERM, 308 s. ISBN 80-7204-346-3.
- [90] ŠKORPÍK, Jiří. Materiály a teorie strojních částí lopatkových strojů, *Transformační technologie*, 2011-06, [last updated 2020-01] Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/24.html>.
- [91] ŠKORPÍK, Jiří. Návrh axiálních stupňů lopatkových strojů, *Transformační technologie*, 2011-03, [last updated 2018-12-13]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/19.html>.
- [92] FIEDLER, Jan. Parní turbíny: návrh a výpočet. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2004. 66 s. ISBN 80-214-2777-9
- [93] STANĚK, Štěpán. *Paroplynová turbína pro akumulaci energie*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124548>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jan Fiedler.
- [94] *Industrial Bearings*. Online. MIBA. 2024. Dostupné z: <https://www.miba.com/en/product-areas/industrial-bearings>. [cit. 2024-05-19].
- [95] *Biogas Stations*. Online. GESCO. 2009. Dostupné z: <https://www.parikhgoc.com/index.php/home/gesco/gesco-services/turnkey-packages/30--biogas-stations.html>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Zkratka	Popis
AEL	Alkalická elektrolyza
AGMA	Asociace amerických výrobců převodovek
ANNULAR	Anulární spalovací komora
BPS	Bioplynová stanice
CAN	Trubková spalovací komora
CANNULAR	Trubková anulární spalovací komora
CaCO ₃	Uhličitan vápenatý
CCS	Záchyt a uložení CO ₂
CCU	Záchyt a zužitkování CO ₂
CCUS	Záchyt a uložení nebo zužitkování CO ₂
CH ₄	Metan
CO ₂	Oxid uhličitý
CZK	Koruna česká
ČR	Česká republika
DAC	Záchyt CO ₂ z atmosféry
EFSPS	Bezemisní akumulární elektrárna
ENTSO-E	Evropská síť provozovatelů přenosových soustav elektřiny
EOB	Podpora těžby ropy
GHG	Skleníkové plyny
GPPS	Generátor paroplynové směsi
GVTP	Generátor vysokotlakové páry
H ₂	Vodík
H ₂ O	Voda
HCl	Kyselina chlorovodíková
HRSG	Kotel na spalínové teplo
HTSE	Vysokoteplotní elektrolyza
IPPC	Mezinárodní panel pro změnu klimatu
KVET	Kombinovaná výroba elektřiny a tepla
LNG	Zkapalnělý zemní plyn
MTG	Výroba benzínu z metanolu
N ₂	Dusík
NTT	Nízkotlaková turbína
O	Ohřívák vody
O ₂	Kyslík
OSN	Organizace spojených národů
OZE	Obnovitelné zdroje energie
P	Přehřívák
PEM	Membránová elektrolyza

PPM	Počet částic na jeden milion
PPS	Paroplynová směs
PPT	Paroplynová turbína
PSA	Adsorpce se změnami tlaku
PVE	Přečerpávající vodní elektrárna
PtG	Power-to-gas
R	Rotor
R-C	Rankine-Clausiusův cyklus
R&D	Výzkum a vývoj
RS	Regulační stupeň
S	Stator
SE	Siemens Energy
SGP	Separální generátor páry
SILO	Válcová spalovací komora
SNG	Syntetický zemní plyn
SO ₂	Oxid siřičitý
SO ₃	Oxid sírový
SOEC	Vysokoteplotní elektrolýza
ST	Stupeň turbíny
TSA	Adsorpce se změnami teplot
V	Výparník
VPSA	Adsorpce se změnami tlaku do vakua
VTT	Vysokotlaková turbína

Symbol	Veličina	Jednotka
a_1	Rychlost zvuku pro stator	[m.s ⁻¹]
a_2	Rychlost zvuku pro rotor	[m.s ⁻¹]
a_i	Měrná vnitřní práce	[kJ.kg ⁻¹]
a_u	Měrná obvodová práce	[kJ.kg ⁻¹]
a_x	Axiální mezera	[mm]
B	Šířka lopatek	[mm]
B^R	Šířka lopatek oběžného kola v RS	[mm]
B^S	Šířka dýzových lopatek	[mm]
c_0	Rychlost na vstupu do stupně	[m.s ⁻¹]
c_1	Absolutní rychlost na vstupu do rotoru	[m.s ⁻¹]
c_{1a}	Axiální složka absolutní rychlosti na vstupu do rotoru	[m.s ⁻¹]
c_{1iz}	Teoretická absolutní rychlost na vstupu do rotoru	[m.s ⁻¹]
c_{1u}	Obvodová složka absolutní rychlosti na vstupu do rotoru	[m.s ⁻¹]

c_2	Absolutní rychlost na výstupu z rotoru	[m.s ⁻¹]
c_{2a}	Axiální složka absolutní rychlosti na výstupu z rotoru	[m.s ⁻¹]
c_{2u}	Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z rotoru	[m.s ⁻¹]
D_0	Střední průměr na vstupu do stupně	[mm]
D_1	Střední průměr na vstupu do rotoru	[mm]
D_2	Střední průměr na výstupu z rotoru	[mm]
D_p	Patní průměr	[mm]
D_{ref}	Referenční průměr	[mm]
$D_{stř}$	Střední průměr stupně	[mm]
D_{ξ}	Špicový průměr	[mm]
E_0	Celková využitelná energie	[kJ.kg ⁻¹]
Ex	Spotřeba exergie	[kJ.kg ⁻¹]
HHV_{CH_4}	Spalné teplo metanu	[J.kg ⁻¹]
i_{01}	Měrná entalpie PPS na vstupu do PPT pro realizační schéma	[J.kg ⁻¹]
i_{02}	Měrná entalpie PPS na výstupu z PPT pro realizační schéma	[J.kg ⁻¹]
$i_{02_{iz}}$	Měrná entalpie PPS po izoentrop. expanzi pro realizační schéma	[J.kg ⁻¹]
i_0	Měrná entalpie na vstupu do stupně	[J.kg ⁻¹]
i_{0c}	Celková měrná entalpie na vstupu do stupně	[J.kg ⁻¹]
i_1	Měrná entalpie na vstupu do rotoru	[J.kg ⁻¹]
$i_{1_{iz}}$	Měrná entalpie po izoentropické expanzi ve statoru	[J.kg ⁻¹]
i_2	Měrná entalpie na výstupu z rotoru	[J.kg ⁻¹]
$i_{2_{iz}}$	Měrná entalpie po izoentropické expanzi ve stupni	[J.kg ⁻¹]
i_2'	Statická měrná entalpie na výstupu ze stupně	[J.kg ⁻¹]
i_{2c}'	Celková měrná entalpie na výstupu ze stupně	[J.kg ⁻¹]
$i_{2_{iz}}'$	Měrná entalpie po izoentropické expanzi v rotoru	[J.kg ⁻¹]
i_A	Měrná entalpie PPS na vstupu do GVTP	[J.kg ⁻¹]
i_C	Měrná entalpie PPS na vstupu do ohříváku vody v GVTP	[J.kg ⁻¹]
i_{CH_4}	Měrná entalpie metanu	[J.kg ⁻¹]
$i_{CO_2_{PPS}}$	Měrná entalpie oxidu uhličitého v paroplynové směsi	[J.kg ⁻¹]
i_D	Měrná entalpie PPS na vstupu do SGP	[J.kg ⁻¹]
i_F	Měrná entalpie PPS na vstupu do ohříváku vody v SGP	[J.kg ⁻¹]
i_G	Měrná entalpie PPS na výstupu z SGP	[J.kg ⁻¹]
$i_{H_2O_{PPS}}$	Měrná entalpie vodní páry v paroplynové směsi	[J.kg ⁻¹]
i_I	Měrná entalpie přehřáté vysokotlakové páry	[J.kg ⁻¹]
i_{IV}	Měrná entalpie vody na vstupu do vysokotlakového bubnu	[J.kg ⁻¹]

i_{IX}	Měrná entalpie vody na vstupu do nízkotlakového bubnu	[J.kg ⁻¹]
i_{O_2}	Měrná entalpie kyslíku	[J.kg ⁻¹]
i_V	Měrná entalpie vody na vstupu do ohříváku v GVTP	[J.kg ⁻¹]
i_{VI}	Měrná entalpie přehřáté nízkotlakové páry na výstupu z SGP	[J.kg ⁻¹]
i_X	Měrná entalpie vody na vstupu do ohříváku SGP	[J.kg ⁻¹]
i_{pps}	Měrná entalpie paroplynové směsi	[J.kg ⁻¹]
i_{sp}	Měrná entalpie spalin	[J.kg ⁻¹]
i_{vv}	Měrná entalpie vstříkované vody	[J.kg ⁻¹]
l_0	Délka vstupní hrany statorových lopatek	[mm]
l_1	Délka vstupní hrany rotorových lopatek	[mm]
l_2	Délka výstupní hrany rotorových lopatek	[mm]
l^R	Délka hrany oběžných lopatek v regulačním stupni	[mm]
l^S	Délka hrany dýzových lopatek	[mm]
l_{tot}^S	Délka hrany dýzových lopatek při totálním ostříku	[mm]
Ma_1	Machovo číslo pro stator	[-]
Ma_2	Machovo číslo pro rotor	[-]
M_{CH_4}	Molární hmotnost metanu	[kg.kmol ⁻¹]
M_{CO_2}	Molární hmotnost oxidu uhličitého	[kg.kmol ⁻¹]
M_{H_2O}	Molární hmotnost vody	[kg.kmol ⁻¹]
M_{O_2}	Molární hmotnost kyslíku	[kg.kmol ⁻¹]
M_{SP}	Molární hmotnost spalin	[kg.kmol ⁻¹]
\dot{m}	Hmotnostní průtok PPT	[kg.s ⁻¹]
\dot{m}_{CH_4}	Množství přiváděného paliva	[kg.s ⁻¹]
\dot{m}_K	Hmotnostní průtok kompresorem	[kg.s ⁻¹]
\dot{m}_{NTP}	Množství nízkotlakové páry	[kg.s ⁻¹]
\dot{m}_{O_2}	Množství přiváděného okysličovačla	[kg.s ⁻¹]
\dot{m}_{PPS}	Hmotnostní tok paroplynové směsi	[kg.s ⁻¹]
\dot{m}_{SP}	Hmotnostní tok produktů spalování	[kg.s ⁻¹]
\dot{m}_{VTP}	Množství vysokotlakové páry	[kg.s ⁻¹]
\dot{m}_{VV}	Množství vstříkované vody	[kg.s ⁻¹]
n	Polytropický exponent	[-]
n	Otáčky	[min ⁻¹]
Pr	Produktivita záchytu	[kg.t ⁻¹ .h ⁻¹]
P_K	Příkon kompresoru	[W]
P_{SV}	Svorkový výkon	[kW]

P_i	Vnitřní výkon	[kW]
p_{01}	Tlak PPS na vstupu do PPT	[bar]
p_{02}	Tlak PPS na výstupu z PPT	[bar]
p_0	Tlak na vstupu do stupně	[bar]
p_1	Tlak za statorovou řadou lopatek	[bar]
p_2	Tlak za rotorovou řadou lopatek	[bar]
p_{CH_4}	Tlak paliva po kompresi	[bar]
p_{O_2}	Tlak okysličovadla po kompresi	[bar]
p_{PPS}	Tlak paroplynové směsi	[bar]
p_{VV}	Tlak vstřikované vody	[bar]
p_c	Kritický tlak	[bar]
p_e	Tlak PPS na výstupu z PPT	[bar]
p_{eK}	Tlak po kompresi	[bar]
p_i	Tlak PPS na vstupu do PPT	[bar]
p_{iK}	Tlak před kompresí	[bar]
\dot{Q}_{A-C}	Tepelný tok předaný páře v GVTP	[W]
\dot{Q}_{D-F}	Tepelný tok předaný páře v SGP	[W]
\dot{Q}_{I-IV}	Tepelný tok přijatý párou v GVTP	[W]
\dot{Q}_{VI-IX}	Tepelný tok přijatý párou v SGP	[W]
q_{CH_4}	Měrné teplo přivedené v palivu	[J.kg ⁻¹]
q_{O_2}	Měrné teplo přivedené v okysličovadlu	[J.kg ⁻¹]
q_{PPS}	Měrné teplo paroplynové směsi	[J.kg ⁻¹]
q_R	Měrné teplo uvolněné při spalování	[J.kg ⁻¹]
q_{SP}	Měrné teplo spalin	[J.kg ⁻¹]
q_{VV}	Měrné teplo vstřikované vody	[J.kg ⁻¹]
r	Plynová konstanta	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
s_{01}	Entropie PPS na vstupu do PPT pro realizační schéma	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
s_{02}	Entropie PPS na výstupu z PPT pro realizační schéma	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
s_0	Měrná entropie na vstupu do stupně	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
s_1	Měrná entropie na vstupu do rotoru	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
s_2	Měrná entropie na výstupu z rotoru	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
s_2'	Měrná entropie na výstupu ze stupně	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
TAC	Celkové roční náklady	[€.t ⁻¹]
T_{iK}	Teplota plynu před kompresí	[K]
t_{01}	Teplota PPS na vstupu do PPT pro realizační schéma	[°C]

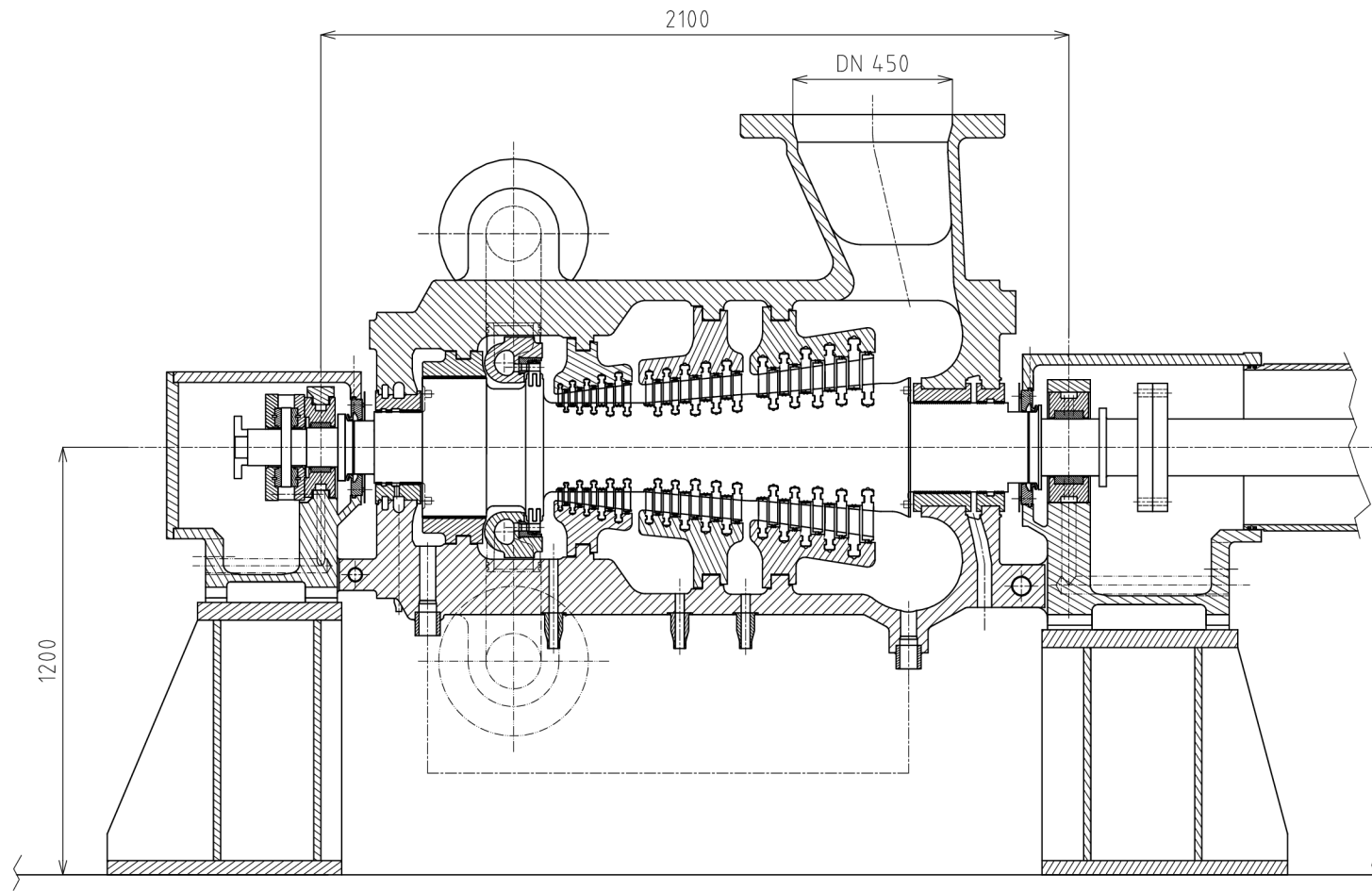
t_{02}	Teplota PPS na výstupu z PPT pro realizační schéma	[°C]
t_0	Teplota na vstupu do stupně	[°C]
t_1	Teplota na vstupu do rotoru	[°C]
t_2	Teplota na výstupu z rotoru	[°C]
t_2'	Teplota na výstupu ze stupně	[°C]
t_{CH_4}	Teplota paliva po kompresi	[°C]
t_G	Teplota kondenzátu PPS na výstupu z SGP	[°C]
t_{O_2}	Teplota oksličovadla po kompresi	[°C]
t_{PPS}	Teplota paroplynové směsi	[°C]
t_{VV}	Teplota vstříkované vody	[°C]
t_c	Kritická teplota	[°C]
t_i	Teplota PPS na vstupu do PPT	[°C]
u_0	Obvodová rychlost na vstupu do stupně	[m.s ⁻¹]
u_1	Obvodová rychlost na vstupu do rotoru	[m.s ⁻¹]
u_2	Obvodová rychlost na výstupu z rotoru	[m.s ⁻¹]
$u_{stř}$	Střední obvodová rychlost ve stupni	[m.s ⁻¹]
u_e^{max}	Maximální střední obvodová rychlost v posledním stupni PPT	[m.s ⁻¹]
u_i^{max}	Maximální střední obvodová rychlost v prvním stupni PPT	[m.s ⁻¹]
v_0	Měrný objem na vstupu do stupně	[m ³ .kg ⁻¹]
v_1	Měrný objem na vstupu do rotoru	[m ³ .kg ⁻¹]
v_2	Měrný objem na výstupu z rotoru	[m ³ .kg ⁻¹]
v_2'	Měrný objem na výstupu ze stupně	[m ³ .kg ⁻¹]
w_1	Relativní rychlost na vstupu do rotoru	[m.s ⁻¹]
w_{1a}	Axiální složka relativní rychlosti na vstupu do rotoru	[m.s ⁻¹]
w_{1u}	Obvodová složka relativní rychlosti na vstupu do rotoru	[m.s ⁻¹]
w_2	Relativní rychlost na výstupu z rotoru	[m.s ⁻¹]
w_{2a}	Axiální složka relativní rychlosti na výstupu z rotoru	[m.s ⁻¹]
w_{2iz}	Teoretická relativní rychlost na výstupu z rotoru	[m.s ⁻¹]
w_{2u}	Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z rotoru	[m.s ⁻¹]
w_{CH_4}	Hmotnostní zlomek metanu při spalování	[-]
w_{O_2}	Hmotnostní zlomek kyslíku při spalování	[-]
w_{SP}	Hmotnostní zastoupení produktů spalování v paroplynové směsi	[-]
w_{VV}	Hmotnostní zastoupení vstříkované vody v paroplynové směsi	[-]
x	Rychlostní poměr	[-]
x_{CH_4}	Objemové zastoupení metanu v palivové směsi	[-]

x_{CO_2}	Objemové zastoupení oxidu uhličitého ve spalínách	[-]
x_{CO_2PPS}	Objemové zastoupení oxidu uhličitého v paroplynové směsi	[-]
x_{H_2O}	Objemové zastoupení vodní páry ve spalínách	[-]
$x_{H_2O_PPS}$	Objemové zastoupení vodní páry v paroplynové směsi	[-]
x_{O_2}	Objemové zastoupení kyslíku v palivové směsi	[-]
x_{SP}	Objemové zastoupení produktů spalování v paroplynové směsi	[-]
x_{VV}	Objemové zastoupení vstříkované vody v paroplynové směsi	[-]
z^S	Ztráty statoru	[-]
z^R	Ztráty rotoru	[-]
z_C	Ztráta výstupní rychlosti	[-]
z_{ost}	Ostatní ztráty	[-]
z_{sv}	Ztráta sáláním do okolí	[-]
$\bar{\alpha}_1$	Vstupní úhel absolutní rychlosti	[°]
$\bar{\alpha}_2$	Výstupní úhel absolutní rychlosti	[°]
$\bar{\beta}_1$	Vstupní úhel relativní rychlosti	[°]
$\bar{\beta}_2$	Výstupní úhel relativní rychlosti	[°]
$\Delta\bar{\alpha}$	Úhel prohnutí proudu	[°]
$\Delta\bar{\beta}$	Úhel zakřivení proudu	[°]
Δi_{01-02}	Entalpický spád v PPT pro realizační schéma	[J.kg ⁻¹]
$\Delta i_{01-02_{iz}}$	Izoentropický entalpický spád v PPT pro realizační schéma	[J.kg ⁻¹]
Δi_{iz}	Izoentropický spád	[J.kg ⁻¹]
Δi_{iz}^R	Izoentropický spád na rotor	[J.kg ⁻¹]
Δi_{iz}^S	Izoentropický spád na stator	[J.kg ⁻¹]
Δi_{iz}^{ST}	Izoentropický spád stupně	[J.kg ⁻¹]
Δl^{RS}	Přesah oběžných lopatek v regulačním stupni	[mm]
Δt_n	Nedohřev	[°C]
Δt_{pp}	Pitch point	[°C]
δl_p	Stoupání patního poloměru	[mm]
δl_ξ	Stoupání špicového poloměru	[mm]
ε	Parciální ostřík	[-]
ε_p	Úhel stoupání patního poloměru	[°]
ε_ξ	Úhel stoupání špicového poloměru	[°]
η_G	Účinnost elektrického generátoru	[-]
η_m	Mechanická účinnost	[-]
η_{tai}	Vnitřní termodynamická účinnost	[-]

η_u	Obvodová účinnosti	[-]
κ	Poissonova konstanta plynu	[-]
ξ_{ost}	Poměrná hodnota ostatních ztrát	[-]
ρ	Stupeň reakce	[-]
ρ_{CO_2}	Hustota oxidu uhličitého	[kg.Nm ⁻³]
φ	Rychlostní součinitel statoru	[-]
ψ	Rychlostní součinitel rotoru	[-]

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1** Rychlostní trojúhelníky přetlakových stupňů
- Příloha 2** Tabulka výsledků termodynamického výpočtu PPT
- Příloha 3** Řez PPT
- Příloha 4** Dispozice PPT



Transmittat, reprodukujte, disseminujte a/nebo editujte tento dokument
 bez souhlasu výrobce, pokud není výslovně povoleno. Všechny práva
 vyhrazena. Všechny práva vyhrazena. Všechny práva vyhrazena. Všechny práva vyhrazena.

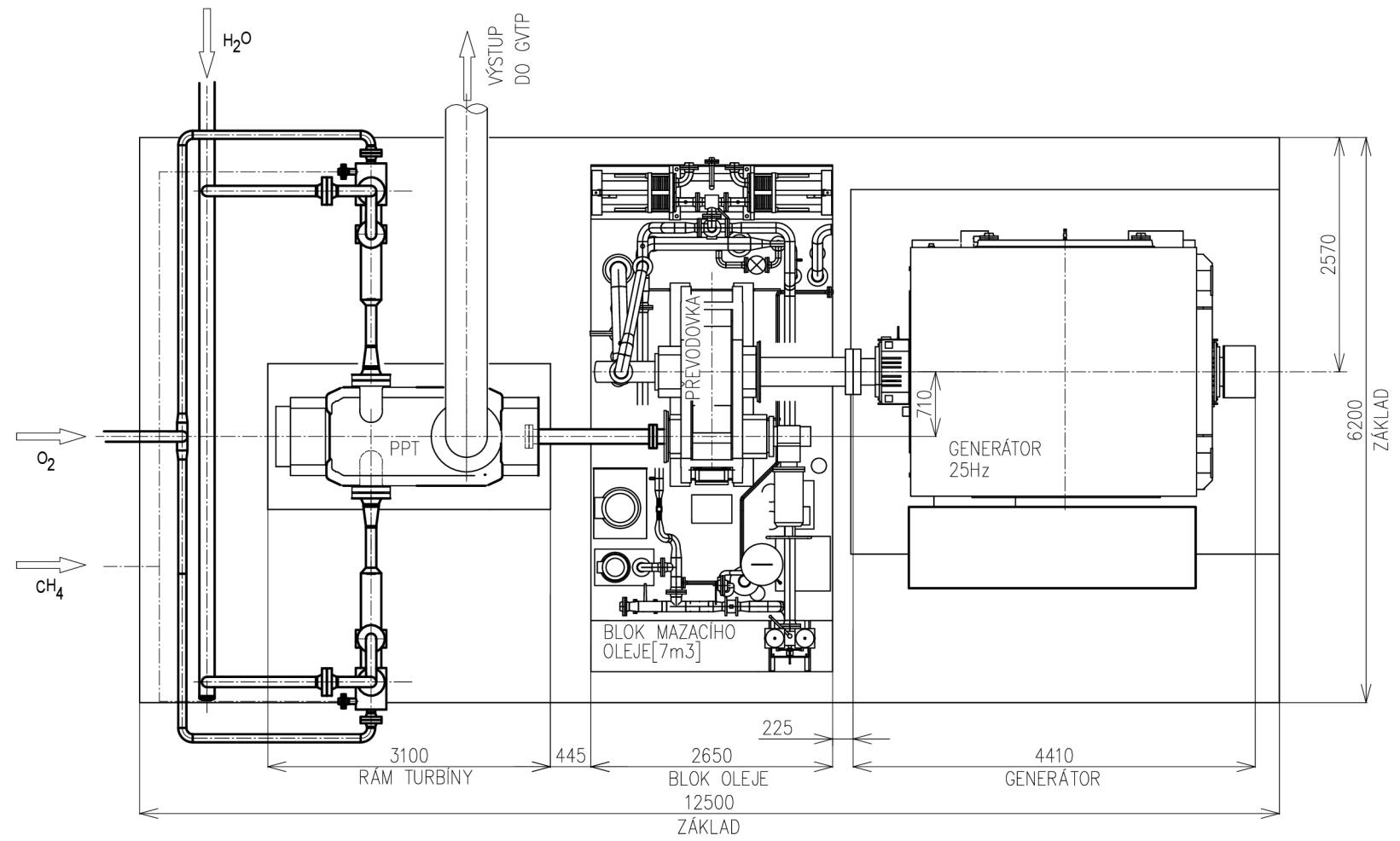
Převzetí, jímání, rozmnožování, rozšiřování a/nebo zpracování tohoto
 dokumentu bez souhlasu výrobce je zakázáno. Všechny práva vyhrazena.
 Všechny práva vyhrazena. Všechny práva vyhrazena. Všechny práva vyhrazena.



Název Řez PPT	Měřítko 1:10	Přesnost ISO2768-mk Tolerování ISO8050 Promítání
	CHRÁNĚNO PODLE ISO 16016	
Druh dokumentu Výkres sestavy	Kreslil SCHUBERT Vojtěch	Schválil doc. Ing. FIEDLER Jan Dr.
Datum vydání 24.05.2024		

Transmittal, reproduction, dissemination and/or editing of this document as well as utilization of its contents and communication thereof to others without express authorization are prohibited. Offenders will be held liable for payment of damages. All rights created by patent grant or registration of a utility model or design patent are reserved.

Předávání, jakož i rozmnožování, rozšiřování a/nebo zpracování tohoto dokumentu, jeho užití, jeho obsahy jsou zakázány, pokud nejsou výslovně povoleny. Nadřazení tohoto pokynu zavazuje k náhradě škody. Všechna práva pro případ udělení patentu, registrace užitého nebo vodorovně vyznačená.



Název Dispozice PPT	Měřítko 1:50	Přesnost ISO2768-mk Tolerování ISO8050 Promítání
	Druh dokumentu Výkres sestavy	Kreslil SCHUBERT Vojtěch CHRÁNĚNO PODLE ISO 16016
	Datum vydání 24.05.2024	Schválil doc. Ing. FIEDLER Jan Dr.