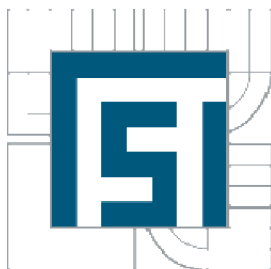




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

PODZEMNÍ PNEUMATICKÝ AKUMULÁTOR ENERGIE

THE UNDERGROUND PNEUMATIC ENERGY STORAGE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JIŘÍ POCHYLÝ, BC.

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. JAN FIEDLER, DR.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav
Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jiří Pochylý

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

obor: **Energetické inženýrství (2301R035)**

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:

Podzemní pneumatický akumulátor energie

v anglickém jazyce:

The underground pneumatic energy storage

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Nejen v Evropě lze sledovat vývoj a rostoucí výrobu elektrické energie z obnovitelných zdrojů, jako jsou slunce, vítr, moře. Jejich nevýhodou je určitá nepravidelnost. Do elektrorozvodného systému jsou proto zabudovávány různé akumulátory energie, které v případě nadbytku energie, tuto akumulují, v případě nedostatku ji distribuují do připojeného systému.

Cíle diplomové práce:

- 1) Zpracujte, z dostupné literatury, rešerši pneumatických akumulátorů energie, které pracují s kompresorem a expanzní turbínou, včetně jejich základních parametrů.
- 2) Ověřte možnost využití prostoru, který vznikl v podzemí vytěžením uhlí, v oblasti bývalé Rosicko – Oslavanské uhelné pánve, pro vybudování pneumatického akumulátoru energie.
- 3) Navrhněte velikost soustrojí kompresor – turbína pro různě dlouhé doby dodávky špičkové elektrické energie do elektrorozvodné sítě.

Seznam odborné literatury:

- 1) Firemní podklady PBS, ŠKODA, Siemens Turbomachinery
- 2) Fiedler, J.: Parní turbíny - návrh a výpočet, CERM- Brno 2004
- 3) Kadrnožka, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, CERM- Brno, 2007
- 4) Krbek, J. Polesný, B. Fiedler, J.: Strojní zařízení tepelných centrál, PC-DIR, 1999

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

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

V Brně, dne 9. 10. 2013

L.S.

doc. Ing. Zdenek Skála, CSc.
Ředitel ústavu

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

Abstrakt

Tato diplomová práce pojednává o akumulaci energie pomocí stlačeného vzduchu. Diplomovou práci je možné pomyslně rozdělit do několika částí. První část práce je zaměřena na teoretický rozbor, který popisuje, proč začleňujeme do elektrizační soustavy obnovitelné zdroje energie. Dále popisuje jejich vliv na elektrizační soustavu. V druhé části jsou popsány jednotlivé děje expanze a komprese. Poslední část se zabývá návrhem parametrů zařízení pro různě dlouhé doby dodávky špičkové elektrické energie do elektrorozvodné sítě. Jako podzemní zásobník stlačeného vzduchu jsou zde využity vytěžené prostory Rosicko-Oslavanské pánve.

Klíčová slova

Akumulace energie, obnovitelné zdroje energie, kompresor, expanzní turbína, podzemní zásobník, akumulace stlačeným vzduchem

Abstract

This diploma thesis deals with the underground compressed air energy storage. Thesis can be divided into several parts. The first part focuses on the theoretical analysis which describes reason of renewable resources implementation to the electric grid and how renewable resources affect electric grid. Second part describes compression and expansion stage. Last part deals with design of storage facility which is suitable for different energy supplies. Extracted coal mines of Rosicko-Oslavany area is used as suitable underground storage.

Key words

Energy storage, renewable resources , compressor, expansion turbine, underground storage, compressed air energy storage

Bibliografická citace

POCHYLÝ, J. *Podzemní pneumatický akumulátor energie*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 116 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

Prohlášení

Prohlašuji, že tuto práci na téma *Podzemní pneumatický akumulátor energie* jsem napsal sám s použitím odborné literatury, která je součástí příloh, pod vedením doc. Ing. Jana Fiedlera, Dr. a Ing. Stanislava Kubiše, CSc

V Brně dne 27. května 2014

.....
Jiří Pochylý, Bc.

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. a Ing. Stanislavu Kubišovi, CSc. za trpělivost, cenné rady a za ochotné a přínosné vedení při realizaci mé diplomové práce.

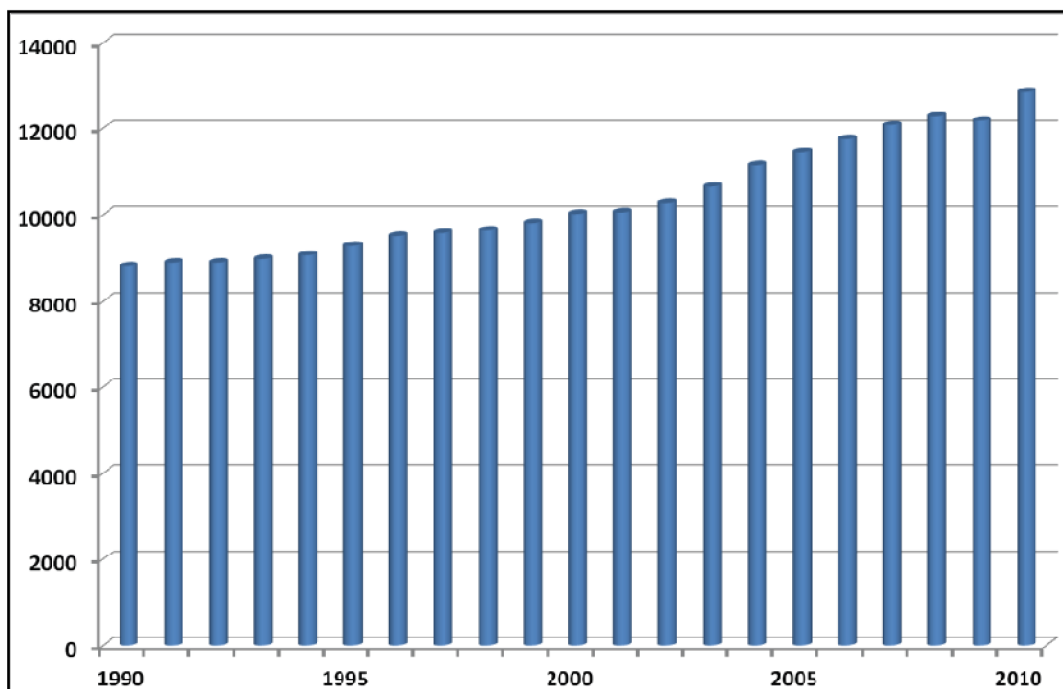
Obsah

Úvod.....	15
1 Vliv energetického průmyslu na životní prostředí.....	16
1.1 Fosilní paliva.....	17
1.2 Spalování fosilních paliv a produkce CO ₂	21
1.3 Ovlivnění klimatu emisemi CO ₂	23
2 Energetická politika EU.....	25
3 Obnovitelné zdroje energie a vliv na elektrizační soustavu.....	26
3.1 Obnovitelné zdroje energie v ČR.....	26
3.2 Vliv OZE na elektrizační soustavu.....	27
3.3 Vliv větrných elektráren na provoz elektrizační soustavy.....	27
3.4 Fotovoltaické elektrárny.....	29
3.5 Předvídatelnost činnosti obnovitelných zdrojů.....	31
4 Spotřeba energie a její pokrytí.....	34
4.1 Možnosti regulace výkonu energetických zařízení v ČR.....	36
4.2 Porovnání cen energie.....	38
5 Akumulace energie.....	39
5.1 Elektrochemická akumulace.....	39
5.2 Elektrická akumulace.....	39
5.3 Pneumatická akumulace.....	39
5.4 Hydraulická akumulace.....	39
5.4.1 Možnosti uspořádání vodní akumulací elektrárny.....	40
5 Podzemní akumulace pomocí stlačeného vzduchu.....	42
5.1 Historie.....	42
5.2 Současnost.....	43
5.2.1 Huntorf - Německo.....	43
5.2.2 McIntosh - USA.....	45
5.2.3 Projekt ADELE - Německo.....	46
5.3 Provoz systému.....	47
5.4 Typy akumulace podle nakládání s kompresním teplem.....	49
6 Kompresce.....	50
6.1 Kompresce se sdílením tepla.....	55
6.2 Kritéria pro volbu a návrh kompresoru.....	58
6.2.1 Dodávané množství vzduchu – výkonnost kompresoru.....	58
6.2.2 Pracovní tlak v podzemním zásobníku.....	59
6.2.3 Oblast Rosicko-Oslavanské uhelné pánve.....	60
6.2.4 Optimální kompresní poměr pro jeden stupeň komprese.....	61
6.2.5 Typy kompresorů.....	61
6.2.6 Volba typu kompresoru podle parametrů.....	64
7 Expanze.....	65
7.1 Typy turbín.....	66
7.2 Možnosti uspořádání expanzní soustavy.....	67
7.2.1 Soustava s expanzní turbínou.....	67

7.2.2	Soustava s reverzačním turbokompresorem.....	67
7.2.3	Charakteristika turbíny.....	69
8	Typy podzemních zásobníků.....	70
8.1	Typy zásobníků – dělení dle stálého tlaku a stálého objemu	71
8.2	Volba hmotnostních toků podle typu zásobníku	73
8.2.1	Zásobník s velkou časovou tlakovou diferencí a malým objemem	73
8.2.2	Zásobník s malou časovou tlakovou diferencí a velkým objemem	75
8.2.3	Zásobník s několika tlakovými hladinami	76
8.3	Zásobník - lokalita Rosicko-Oslavanská pánev.....	77
8.4	Charakteristika kompresoru.....	80
8.4.1	Charakteristika kompresoru ve spojení s typem podzemního zásobníku.....	81
8.4.2	Zásobník s velkou tlakovou změnou - možnost zapojení kompresorů	81
9	Akumulace tepelné energie	83
9.1.1	Akumulace s využitím tepla.....	83
9.1.2	Konstrukční řešení zásobníku	84
9.1.3	Výpočet potřebného chladicího výkonu - bilance.....	84
10	Akumulační zásobník – lokalita Rosicko-Oslavanská pánev	86
10.1	Parametry podzemního zásobníku	86
10.1.1	Teoretický objem podzemního zásobníku.....	86
10.1.2	Skladovací tlak a teplota v podzemním zásobníku	87
10.2	Kompresní část.....	88
10.2.1	Kompresní schéma	88
10.2.2	Závislosti na době stlačení a velikosti zásobníku.....	90
10.3	T-s diagram komprese.....	92
10.3.1	Ověření využití dvou skladovacích horizontů.....	93
10.4	Expanzní část	95
10.4.1	Předehřev vzduchu	95
10.4.2	Měrná expanzní práce a výstupní teplota.....	95
10.4.3	Expanze bez vnějšího přehřívání	96
10.4.4	Závislosti výkonu turbíny na době expanze a velikosti zásobníku	97
10.4.5	Expanze s přídavným spalováním.....	98
10.5	I-s diagram expanze bez a s přídavným spalováním	100
10.6	Návrh zařízení a jeho práce v elektrizační soustavě	101
10.7	Ekonomické zhodnocení zařízení	104
	Závěr.....	106
	Seznam použitých zdrojů	108
	Seznam použitých zkratk a symbolů	113
	Seznam obrázků	115

Úvod

Ve 21.století stává rychlý rozmach všech odvětví světového hospodářství energetické inženýrství před obtížným problémem, jak uspokojivě krýt stoupající potřeby elektrické energie. Zásoby fosilních paliv jsou vyčerpateľné a jejich spalování vede k negativním změnám ve světovém klimatu. Je proto nutné zavádět nové a ekologicky přijatelnější zdroje energie. Příkladem může být využití větrné a sluneční energie. Dalším problémem je také zvládnutí situace nestejněměrného zatížení energetických výroben, které je způsobeno výkyvy v energetické produkci těchto nových zdrojů. Neustále se zvětšující rozdíly spotřeby nutí hledat nové cesty a postupy k účinnému vyrovnání špiček a poklesů zatížení energetických soustav. [2]



Vývoj spotřeby energie ve světě [25]

1 Vliv energetického průmyslu na životní prostředí

Od počátku 20. století zažívá lidská společnost všeobecný rozmach. Ve všech odvětvích bylo dosaženo značných technologických objevů, které výrazně urychlily a zefektivnily lidskou činnost. K tomuto rozmachu musí lidstvo i nadále hledat nové surovinové a energetické zdroje.

Pokud se zaměříme na dnešní moderní společnost, tak ta potřebuje spolehlivé energetické zázemí. Světová energetika musí poskytovat dostupnou a spolehlivou energii, která dokáže zajistit a pokrýt potřeby průmyslu a domácího sektoru. Energetický průmysl je tedy jedním z nejdůležitějších odvětví lidské činnosti. Energetika ale také výrazně přispívá ke změnám našeho přírodního prostředí. Člověk přetváří přírodní zdroje tak, aby mu energie byla prospěšná, to ovšem zanechává na životním prostředí značné následky. Energetický průmysl ekologicky zatěžuje životní prostředí několika zásadními způsoby:

- těžba surových paliv
- stavba energetických zařízení
- vypouštění nežádoucích látek do životního prostředí
- znečištění nebo zamoření způsobené havárií

V posledních desetiletích je problémem především dopad činnosti energetického průmyslu na životní prostředí z hlediska ovlivňování klimatu. Většina energetických zařízení je založena na spalování fosilních paliv. Mezi tato paliva můžeme zařadit:

- černé uhlí, hnědé uhlí
- ropa a její deriváty
- zemní plyn

V následující tabulce je možné vidět, že tyto zdroje na počátku 21. století stojí na prvních třech stupních v produkci energie.

ropa	34,0 %
uhlí	23,5 %
zemní plyn	21,2 %
spalitelné odpady	10,9 %
energie jaderná	6,8 %
energie vodní	2,2 %
ostatní	0,5 %

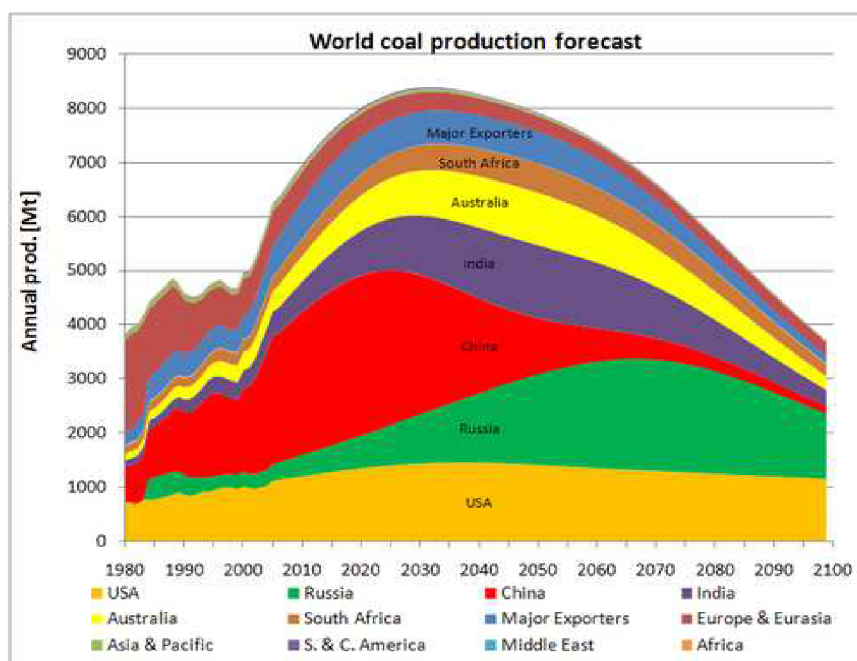
Obrázek 1.1 - Hlavní zdroje energie na počátku 21. století [15]

1.1 Fosilní paliva

Uhlí

Do skupiny fosilních paliv patří především uhlí, a to jak černé uhlí, které je kvalitněji prouhelněné, tak i hnědé uhlí, které je méně kvalitní, má vyšší obsah vody a síry a má přibližně poloviční výhřevnost. Uhlí vznikalo tak, že se organický materiál, především rostlinný, dostal do hlubších vrstev zemské kůry, kde se rozkládal velmi dlouhou dobu za nepřítomnosti vzduchu. Černé uhlí vznikalo v době před 280–350 milióny lety, jeho sloje jsou dnes mnohem mohutnější, než sloje hnědého uhlí, a jsou uloženy ve větší hloubce, někdy až 1200 metrů. Hnědé uhlí se vytvářelo podstatně menší dobu a v menší hloubce, proto se musí těžit povrchově, což má většinou za následek rozsáhlou devastaci krajiny a rušení některých vesnic. Těžba uhlí ve větším měřítku začala už v 17. století a odhaduje se, že světové zásoby uhlí by měly vydržet ještě asi 600 let. Největší nevýhoda uhlí je, že jeho spalování v uhelných elektrárnách uvolňuje do ovzduší velké množství škodlivých látek. Uhelná elektrárna o výkonu 1000 MW spotřebuje během jednoho roku svého provozu přibližně 130 tisíc vagónů uhlí a do ovzduší vypustí 200 tisíc tun oxidu siřičitého SO₂, 30 tisíc tun oxidu dusíku NO_x, 16 tisíc tun popílku a desítky tun těžkých, toxických a zčásti i radioaktivních látek. Krajinu v okolí navíc zatěžuje každoročně 1,8 milionu tun popela, který se sice odplavuje na vzdálenější skládky, ale vítr ho rozfoukává po okolí. Takové zničení životního prostředí je možné dnes vidět například na severu Čech, kde se provoz uhelných elektráren podepsal na Krušnohorských lesích.[16]

Následující obrázek popisuje předpověď celosvětového vývoje těžby a spotřeby uhlí do roku 2100.



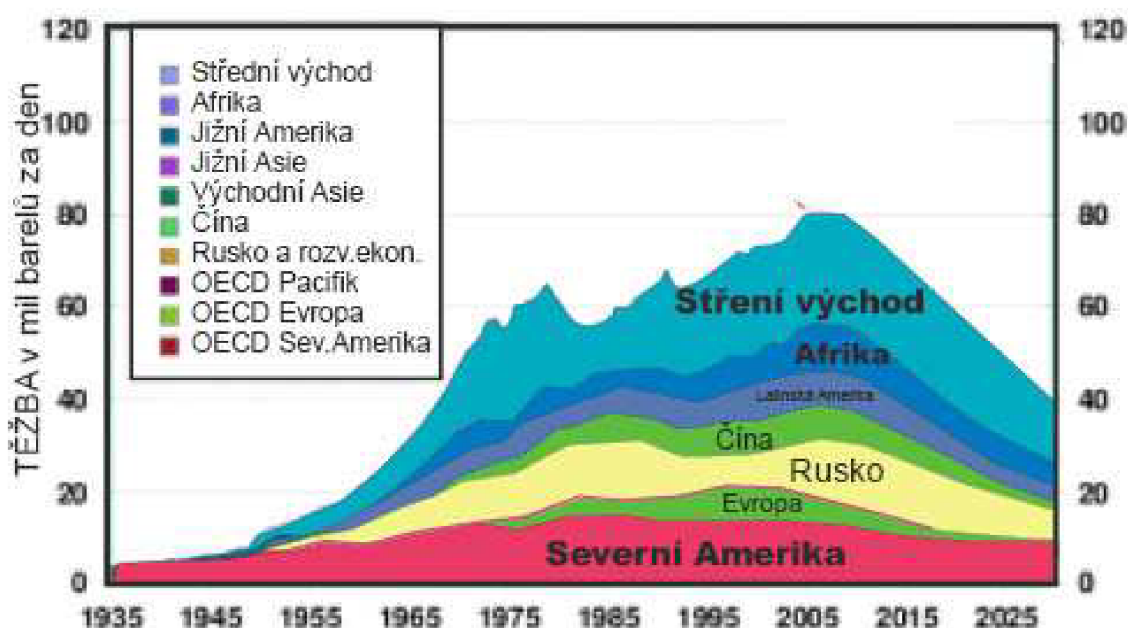
Obrázek 1.2 - Předpověď těžby uhlí [17]

Přibližně do roku 2030 bude objem těžby a spotřeby nadále růst. S tím je spojena také rostoucí produkce škodlivin vypouštěných do atmosféry, včetně CO₂, který významně ovlivňuje zemské klima. Po roce 2030 se počítá s větším nasazením nových zdrojů, jakými mohou být například obnovitelné zdroje energie.

Ropa

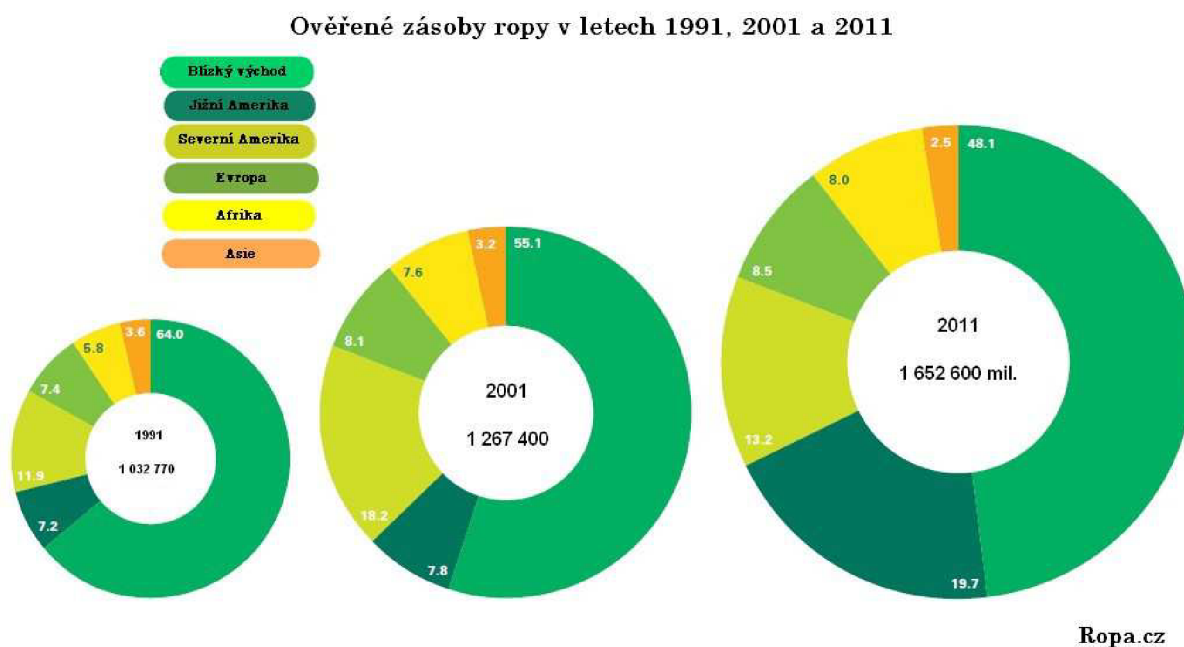
Dalším z paliv je ropa. Je to jedno z nejdůležitějších paliv současnosti, jeho podíl na světové energetice je přibližně 30 procent a její současná těžba je kolem 3,5 miliardy tun ročně. Deset procent z tohoto množství se využívá jako důležitá surovina v chemickém průmyslu, zbytek se využívá v energetice a především po upravení na benzín či naftu jako palivo do automobilů. Ropa je složena z kapalných uhlovodíků, vzniklých rozkladem organických látek usazených na dně moří před 500 miliony let. Usazeniny byly později zakryty anorganickými vrstvami a vystaveny působení vysokých tlaků a teplot. Vznik ropy obvykle doprovází i vznik zemního plynu, který se téměř vždy nachází hned nad ložiskem ropy. Spotřeba ropy od začátku její těžby prudce vzrůstala a už v padesátých letech byla nejvýznamnějším palivem, a to především v dopravě, kde je prakticky nenahraditelná. Nyní její spotřeba sice pomalu klesá, i přesto jsou už dnes světové zásoby ropy z poloviny vyčerpány, a odhaduje se, že při dnešním tempu těžby ropy vystačí světové zásoby už jen na 50 až 70 let. Do té doby bude nutno najít za ní náhradu.[16]

Následující obrázek popisuje předpověď celosvětového vývoje těžby ropy.



Obrázek 1.3 - Vývoj těžby ropy do roku 2025 [17]

Je skutečností, že těžba ropy se blíží svému vrcholu. Se vzrůstající cenou výrazně ovlivněnou rostoucí poptávkou, se hledají zásoby ropy ve stále obtížněji dostupných oblastech (ať již hloubkou, přístupností nebo vydatností ložisek) a také se hledají způsoby jak těžbu z existujících ložisek prodloužit a optimalizovat. Do deseti let dramaticky poklesne těžba z ložisek v Severním moři a Evropa se stane ještě závislejší na dovozu. Jak je patrné z následujících grafů, jen ložiska Severní Ameriky, Ruska, ale především ložiska na Blízkém Východě budou ropy produkovat po dobu několika desetiletí v nepříliš se snižující míře. To dokládá i zobrazení rozložení objevených zásob ropy ve světě. Některé statistiky sledují objevené nebo prokázané zásoby, jiné spíše zásoby prognózní či odhadované. Příštích 100 let lze ještě počítat s energií získávanou přírodních uhlovodíků. Dnes neexistuje alternativa tohoto fosilního paliva, zvyšující se cena vytváří dobré podmínky, aby se nové a efektivní zdroje vyvíjely. Nejspíše to nebude jeden zdroj, ale kombinace několika forem zdrojů energie. Zbytky těžené ropy pak budou využívány ne jako palivo, ale jako velmi kvalitní surovina chemického průmyslu.[17]



Obrázek 1.4 - Zásoby ropy v letech 1991, 2001, 2011 [21]

Zemní plyn

Zemní plyn je nejušlechtlejší mezi fosilními palivy. Ve své ryzí podobě je zemní plyn hořlavá látka bez barvy, tvaru a zápachu. Při jeho spalování se na rozdíl od jiných fosilních paliv uvolňuje do vzduchu mnohem méně škodlivin. Energie ze zemního plynu se hojně využívá k topení, vaření, výrobě elektrické energie.[20]

Zemní plyn je vysoce výhřevný přírodní plyn složený z plynných uhlovodíků a nehořlavých složek (zejména dusíku a oxidu uhličitého). Jeho charakteristickým znakem je

vysoký obsah metanu. Zemní plyn neobsahuje jedovaté složky a je přibližně dvakrát lehčí než vzduch. Těží se ze země nebo z mořského dna, obvykle z mnohasetmetrových hloubek. Před dodáním do rozvodného systému je třeba ho upravit (sušit, zbavovat mechanických nečistot a nežádoucích příměsí apod.).[20]

Celkové zásoby zemního plynu s odhadem 511 tisíc miliard kubických metrů mají životnost až 200 let.

Zásoby zemního plynu dělíme na **prokázané, pravděpodobné a potenciální**.

Prokázané (prověřené) zásoby zemního plynu, které jsou ekonomicky těžitelné při současné technické úrovni, dosahují 164 tisíc miliard krychlových metrů a vydrží při současné těžbě do roku 2060.

Pravděpodobné zásoby dosahují výše 347 000 mld. m³. Velmi zajímavé a pro Evropu i Českou republiku velmi příznivé je geografické rozdělení obou kategorií zásob, což prezentuje následující obrázek. Světové zásoby zemního plynu Informace Mezinárodní plynárenské unie uvádějí, že při zohlednění i prokázaných i pravděpodobných rezerv lze v roce 2000 uvažovat s životností světových zásob zemního plynu dle vývoje spotřeby 136 až 156 let (některé odhady uvádějí až 200 let).

Potenciální zásoby jsou tzv. nekonvenční zdroje. Mezi tyto zdroje patří především hydráty metanu, což je pevná substance podobná sněhu, tvořená 20 % metanu a 80 % vody. Hydráty se nacházejí v zemské kůře pod dnem oceánů.[20]

Břidlicový plyn

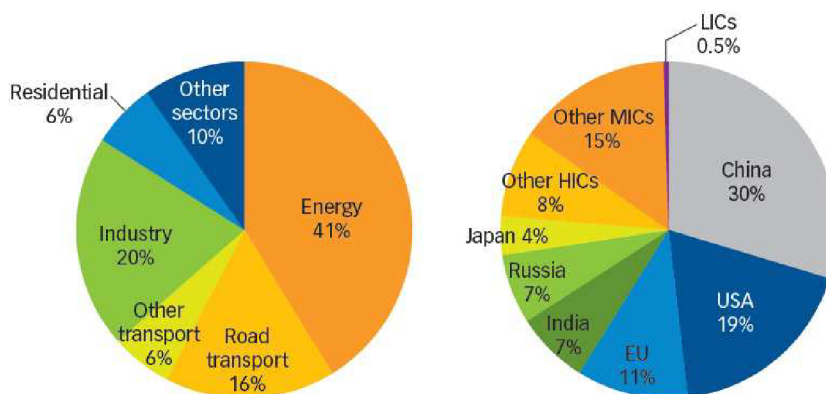
Břidlicový plyn je zemní plyn vázaný v hluboko usazených horninách zvaných břidlice. Břidlice se vytvořili z nánosů bahna a organického materiálu na dně prehistorických moří. Mají nízkou propustnost, proto se k těžbě plynu využívá hydraulické štěpení, neboli frakování. V hornině se tak vytvoří praskliny umožňující průchod plynu.[43]

V současnosti dochází ke globálnímu nárůstu těžby břidlicového plynu. Největší naleziště se nacházejí především na území USA a Kanady. Přibližně třetina veškerých odhadovaných zásob plynu v USA tvoří právě břidlicový plyn, proto jeho význam stále narůstá. S rozvojem těžby tak klesá i cena, která je dnes přibližně na třetině až čtvrtině ceny zemního plynu v Evropě. Zájem o tyto zdroje nekonvenčního plynu se rozšířil i v ostatních částech světa. Kromě Spojených států by nejvíce břidlicového plynu mělo být na území v Číně, Argentiny a Mexika. Do budoucna se tedy předpokládá, že se zabrání tomu, aby Rusko a státy Perského zálivu diktovaly ceny zemního plynu a ostatní země (především v Evropě) byly na jejich dodávkách závislé.[43]

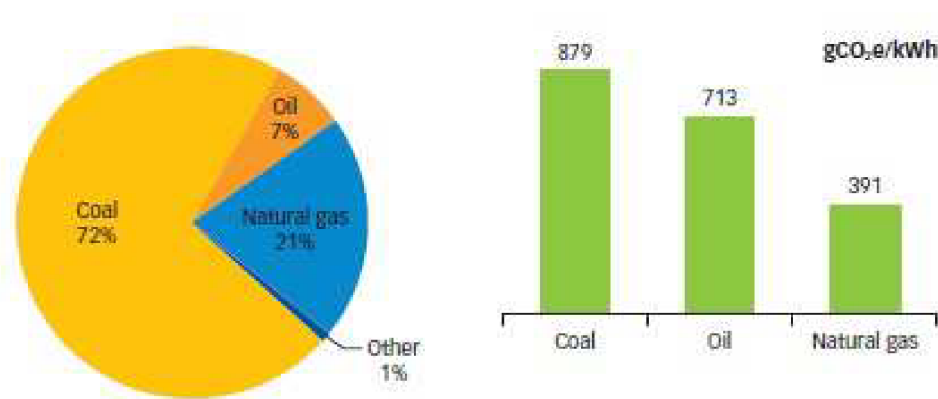
Těžba břidlicového plynu má však značný negativní vliv na životní prostředí. Hydraulické frakování může způsobit kontaminaci podzemních vod, seizmické otřesy, úniky plynů a použitých chemikálií. To vše má zdravotní dopady na obyvatelstvo, včetně rakovinových účinků.[43]

1.2 Spalování fosilních paliv a produkce CO₂

Světový energetický sektor přispívá přibližně 40% ke světové produkci CO₂. 75% z této produkce připadá na 6 největších ekonomik světa. I když uhelné elektrárny vyrábějí přibližně 40% světové energie, jsou odpovědné za 70% produkce CO₂ (rok 2010). I přes technologický pokrok se tato situace v posledních 20 letech změnila jen velmi málo.



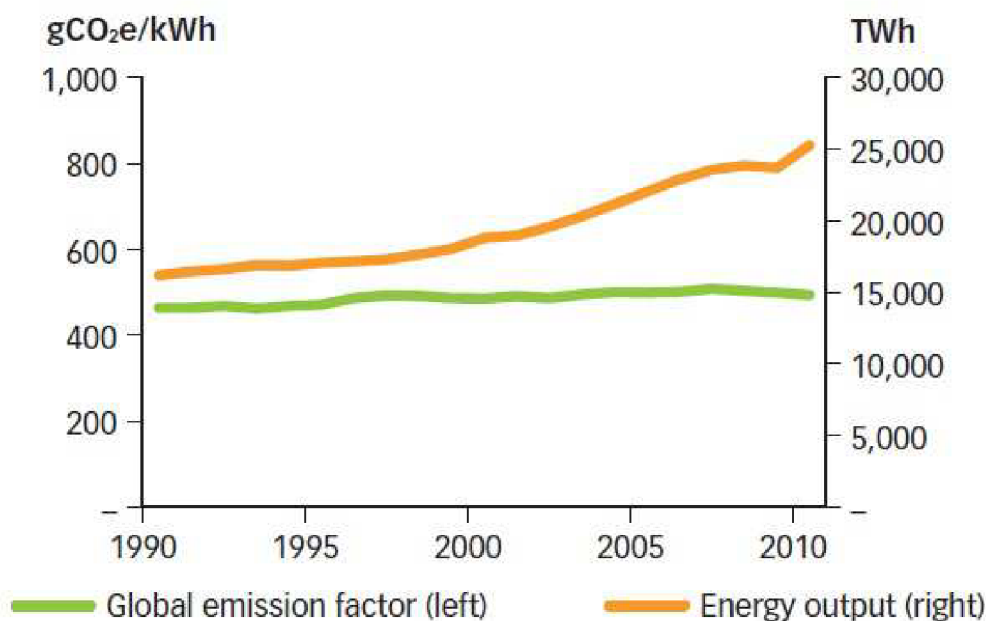
Obrázek 1.5 - Světová produkce CO₂ [24]



Obrázek 1.6 - Produkce CO₂ pro jednotlivá paliva [24]

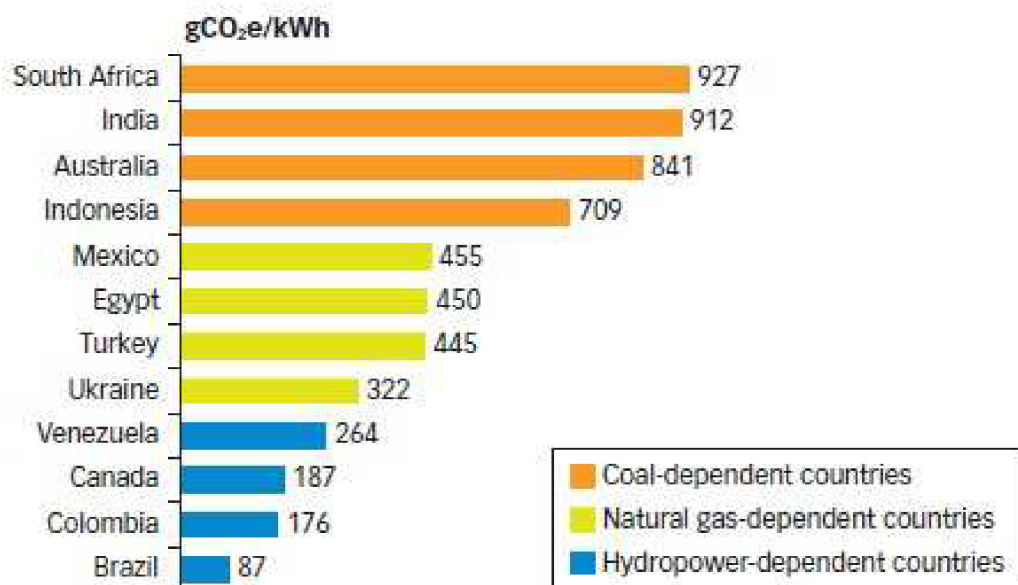
Černé uhlí, nyní největší zdroj energie, produkuje při spalování téměř 72% emisí CO₂ do atmosféry. Na jednotku energie produkuje uhlí více gramů CO₂ než ropa nebo zemní plyn.

Od roku 1990 poptávka po elektrické energii značně stoupla, ale zároveň globální emisní faktor se mění velmi pomalu a zůstává stabilně na hodnotě v rozmezí 460-500 gramy CO₂ na 1kWh. Emisní faktor reprezentuje průměrné emise CO₂ na vyrobenou jednotku energie a odráží použité technologie. Energetické sektory v Jižní Africe, Indii, Austrálii a Indonésii jsou nejintenzivnějšími, protože jejich energetická produkce závisí z více než 40% na spalování uhlí. V případě Jižní Afriky a Indie je to až 900 gramů CO₂ na 1kWh.[24]



Obrázek 1.7- Změna emisního faktoru a produkce energie mezi léty 1990-2010 [24]

Na druhé straně spektra vystupují státy jako Brazílie, Kanada, Venezuela, které vyrábějí až 80% energie z vodních elektráren. U těchto států se emisní faktor pohybuje kolem 300 gramů CO₂ na 1kWh. Státy, kde dominuje produkce energie ze zemního plynu, jako například Egypt, Mexiko, Turecko a Ukrajina, dosahují emisního faktoru 300-500 gramů CO₂ na 1kWh. [24]



Obrázek 1.8- Emisní faktory pro vybrané státy [24]

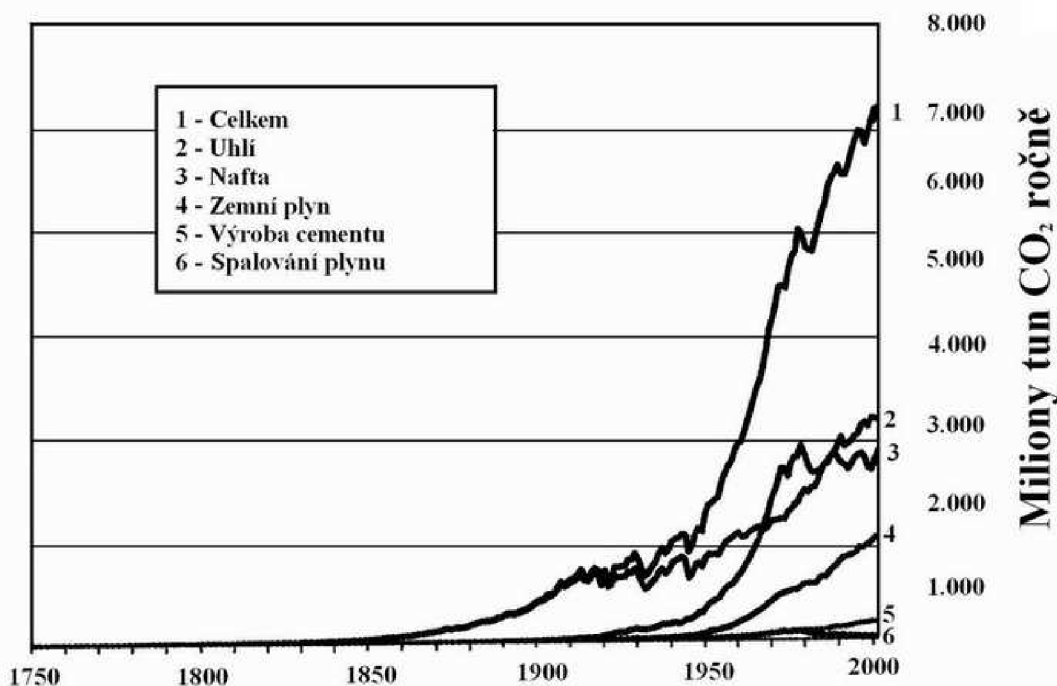
5 z 6 největších producentů mírně zmenšilo svůj emisní faktor mezi léty 1990-2010. I přes růst v produkci energie v Číně, USA, Japonsku a Evropské Unii, se emisní faktory ve všech těchto oblastech snížili.

1.3 Ovlivnění klimatu emisemi CO₂

Energetika je považována za jednoho z největších znečišťovatelů životního prostředí, který ovlivňuje všechny jeho složky.

Kyselý dešť, havárie obřích mořských tankerů s ropou, ztenčování ozónové vrstvy v horních vrstvách atmosféry, havárie jaderné elektrárny v Černobylu, zesilování skleníkového efektu a mnoho dalších jevů názorně ukazují ojedinělou schopnost člověka ničit své vlastní životní prostředí. Není proto divu, že vliv energetiky na životní prostředí a vzrůstající zdravotní rizika jsou v popředí zájmu nejen odborníků, ale nyní stále častěji i široké veřejnosti. V současné době je již zcela zřejmé, že jakákoliv technologie (nejen energetická) uplatňovaná ve velkém měřítku je spojena s negativním působením na životní prostředí. Z hlediska rozsahu lze tyto vlivy rozdělit na lokální, regionální a globální. Je rovněž zřejmé, že s rozšiřováním té či oné technologie mohou některé vlivy postupně přerůstat z lokálních v regionální a posléze v globální, jak jsme toho ostatně v současné době svědky. [22]

Nejvíce diskutovaným problémem je nyní ohrožení životního prostředí globálním oteplováním, které je připisováno vysokým emisím skleníkových plynů do atmosféry, a to zejména emisím oxidu uhličitého (CO₂) ze spalovacích procesů.[22]



Obrázek 1.9 – Trend historického vývoje produkce CO₂ [22]

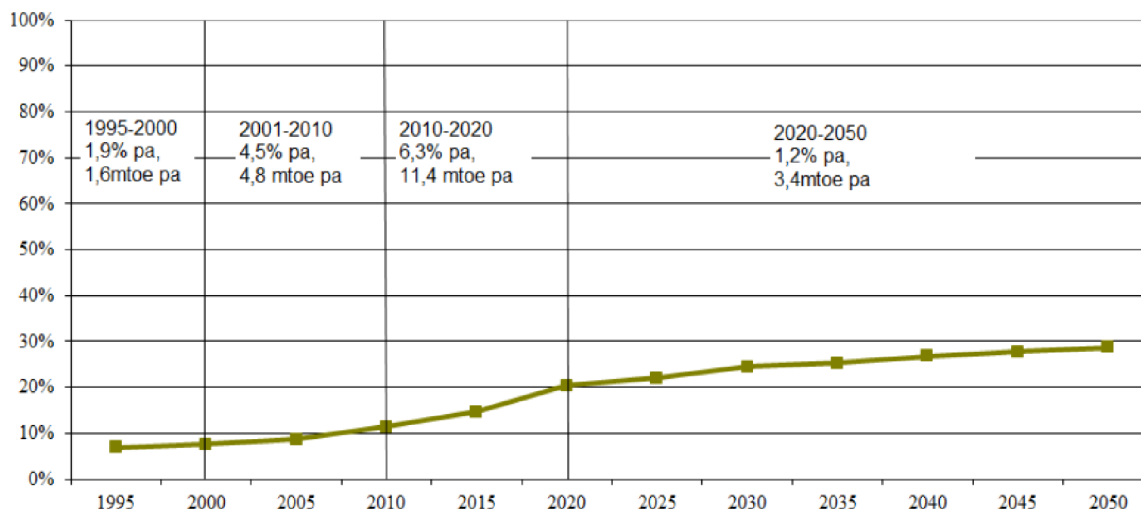
Hnací silou růstu produktivity a vyšší životní úrovně je prudce rostoucí spotřeba energie, získávaná hlavně z uhlí, ropy a plynu. Zdroje, které se na Zemi vytvářely milióny let, jsou spalovány v nevídané míře během několika lidských generací. Produkty energetických technologií založených na této bázi znečišťují všechny složky životního prostředí a významně přispívají nevyhnutelnou produkcí CO₂ k zesilování skleníkového efektu. Možnosti, které se nabízejí k nižší produkci CO₂ při zásobování energií, lze shrnout přibližně do těchto bodů. [22]

- snížení energetické náročnosti,
- zvýšení účinnosti přeměn energií,
- nové technologie přeměn energií,
- bezpečná jaderná energie,
- **obnovitelné zdroje energie.**

Jedním z velmi potřebných, ale také hodně diskutovaných opatření je využívání obnovitelných zdrojů energie, kam patří především energie slunečního záření, větrná a vodní energie a energie biomasy. V úvahu přichází také využívání geotermální a slapové energie. [22]

2 Energetická politika EU

Evropská unie je odhodlána dosáhnout cíle, který si v oblasti energetiky stanovila: zvýšit do roku 2020 podíl energie z obnovitelných zdrojů na 20 %. Toto úsilí je součástí strategie bojující proti změně klimatu. Následující graf znázorňuje předpokládanou politiku v EU až do roku 2050.[4]



Obrázek 2.1 - Růst podílu obnovitelných zdrojů v produkci elektrické energie EU [5]

Vyšší využívání obnovitelných zdrojů energie eliminuje negativní změny globálního klimatu a zároveň přispívá k posilování konkurenceschopnosti prostřednictvím tvorby nových pracovních míst a upevňování evropské pozice lídra v eko-technologiích. Za obnovitelné zdroje jsou považovány vodní, větrné, solární elektrárny a zařízení využívající geotermální energii a spalující biomasu. K dosažení cílových hodnot se využívá řada podpůrných nástrojů. V jednotlivých členských zemích se podpůrná schémata liší podle politických priorit daných státy a sahají od přímé finanční podpory, přes stanovování minimálních výkupních cen vyrobené elektřiny až po investiční pobídky či daňové výhody.[6]

Podíl obnovitelných zdrojů se bude v budoucnu zvyšovat, proto budou čtenější výkyvy ve výkonech jednotlivých zdrojů (vlivy počasí na obnovitelné zdroje). Do elektrické sítě se budou muset začleňovat další a pokročilejší akumulátory elektrické energie. Nelze jít pouze cestou využívání jedné technologie akumulátoru energie. Elektrická síť s velkým procentem zastoupení obnovitelných zdrojů musí mít celou škálu různých akumulátorů energie s různými výkony. Jen tak zajistíme plynulou a bezpečnou dodávku a regulaci elektrické energie bez rizika výpadku sítě – tzv. black-out.

3 Obnovitelné zdroje energie a vliv na elektrizační soustavu

Důsledky klimatických změn, rostoucí závislost na fosilních palivech a rostoucí ceny energií jsou důvodem, proč se dnes dostává do popředí oblast obnovitelných zdrojů energie. Přínos obnovitelných zdrojů energie spočívá především v jejich schopnosti snižovat emise skleníkových plynů a úroveň znečištění, zvyšovat bezpečnost dodávek, podporovat průmyslový rozvoj založený na znalostech, vytvářet pracovní příležitosti a posilovat hospodářský růst, jakož i konkurenceschopnost a regionální rozvoj. [23]

Obnovitelné zdroje energie jsou většinou domácího původu, nespolehnají se na dostupnost konvenčních energetických zdrojů v budoucnosti a díky jejich převážně decentralizovanému charakteru přispívají ke zmírnění energetické závislosti na dodávkách energie ze zahraničí. Obnovitelné zdroje energie představují klíčový prvek budoucí udržitelné energetiky. [23]

V celosvětovém měřítku představují obnovitelné zdroje energie značný, ekologicky čistý potenciál, který by bylo teoreticky možné využít pro pokrytí současné celosvětové spotřeby energie. Využívání obnovitelných zdrojů je však limitováno několika faktory, jako je malá plošná koncentrace, nestejně rozložené územní rozložení, proměnlivá intenzita v průběhu dne i roku a značné investiční náklady.[25]

Obvykle se pro posouzení energetického potenciálu obnovitelných zdrojů využívá jako jediný ukazatel instalovaný výkon (P_i) zařízení určeného k transformaci energie. Avšak s ohledem na výše uvedené limity využití obnovitelných zdrojů energie je nutné toto posouzení rozšířit o další technické parametry. Jako nezbytná se jeví znalost charakteristických vlastností energetických zařízení, jako jsou: [25]

- instalovaný výkon P_i (W)
- špičkový výkon P_p (W_p) – indexem „ p “ je označován tzv. Wattpeak
- průměrný celoroční výkon P_{cr} (kW)
- součinitel využití K – popisuje využití zařízení v průběhu celého roku a je určován ze znalosti energie W_R (kWh.r⁻¹) vyprodukované za rok:

$$K = \frac{W_r}{P_i \cdot 8760} \quad (3.1)$$

3.1 Obnovitelné zdroje energie v ČR

Energetická základna České republiky je založena především na využívání fosilních paliv. Struktura energetických zdrojů a spotřeby elektrické energie v České republice je vidět na obrázku 3.1. Z obrázku vyplývá, že majoritní podíl na výrobě elektrické energie mají tepelné elektrárny (50%), jaderné elektrárny (38%) a vodní elektrárny včetně přečerpávacích (4,3%). Celková výroba elektrické energie v ČR přesáhla v roce 2013 hodnotu 87 TWh. [25][26]

Výroba a instalovaný výkon - detail				
Typ zdroje	Instalovaný výkon (MW)		Výroba (GWh)	
	k 31.12.2013	k 31.12.2012	1.- 12.2013	1.- 12.2012
Parní elektrárny	10 819,46	10 644,10	44 737,10	47 261,00
Jaderné elektrárny	4 290,00	4 040,00	30 745,30	30 324,20
Vodní elektrárny	2 229,19	2 215,70	3 761,70	2 963,00
Plynová elektrárna	1 338,10	1 270,90	5 272,40	4 435,10
Fotovoltaická elektrárna	2 132,36	2 086,00	2 070,20	2 173,10
Větrné elektrárny	269,99	263	478,3	417,3
Celkem	20 736,61	20 519,50	87 064,90	87 573,70

Tabulka 3.1- Instalovaný výkon a produkce energie v ČR v roce 2013 [26]

3.2 Vliv OZE na elektrizační soustavu

Využívání obnovitelných zdrojů energie sebou přináší některé problémy. Vychází to z fyzikální podstaty těchto zdrojů. Tyto zdroje nemohou produkovat energii kontinuálně v čase, ale pouze v nepravidelných intervalech závislých na počasí. Při rychlosti větru kolem 3 m.s^{-1} nejsou větrné elektrárny schopny vyrábět elektrickou energii a při rychlostech kolem 25 m.s^{-1} jsou větrné elektrárny odpojovány od sítě. Je tedy zřejmé, že je velmi obtížné zajistit konstantní dodávku elektrické energie do místa spotřeby a větrné elektrárny mohou mít, v případě chybné regulace výkonu, nepříznivý vliv na elektrizační soustavu.[25]

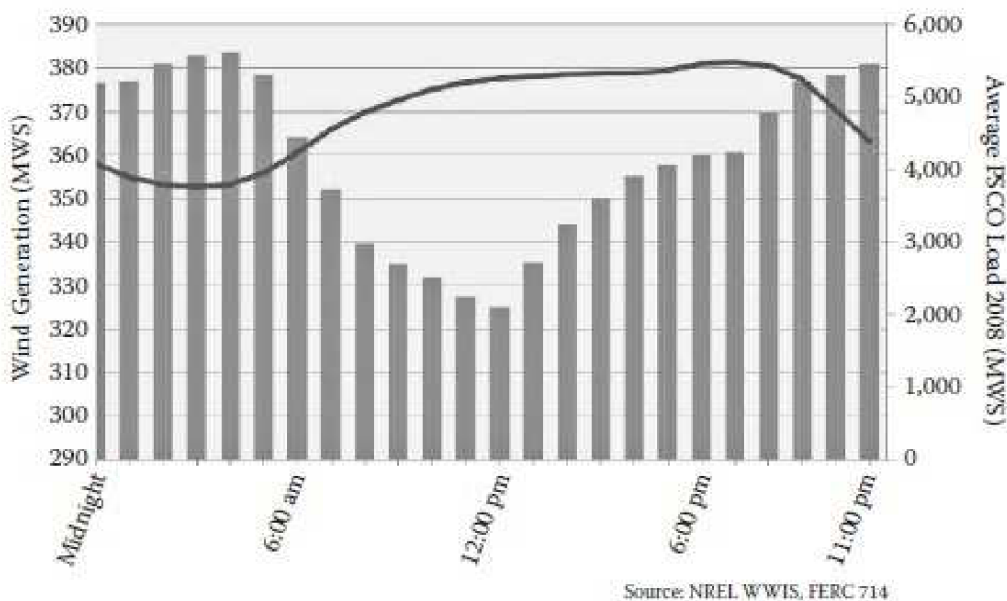
To může vést k problémům při regulaci elektrizační soustavy. Jak distribuční soustavy, ke kterým jsou větrné a solární elektrárny nejčastěji připojeny, tak i přenosová soustava musí řešit dopady, které sebou rozvoj obnovitelné energetiky přináší.[25]

3.3 Vliv větrných elektráren na provoz elektrizační soustavy

Největší problémy s vyvedením elektrického výkonu větrných elektráren vyplývají z toho, že výkon je velmi závislý na síle a rychlosti větru a proto není možné zajistit konstantní dodávku elektrické energie do místa vyvedení. Větrné elektrárny a farmy větrných elektráren mohou mít následující vlivy na elektrickou síť: [27]

- **přetěžování sítí** - je třeba dostatečně dimenzované přípojné místo pro vyvedení výkonu

- **kolísání napětí** - napětí je ovlivněno kompenzací jednotlivých strojů či celé farmy větrných elektráren
- **zvyšování zkratových poměrů** - připojením větrné elektrárny do přípojného místa se změní zkratové poměry v síti
- **kvalita dodávky** - větrné elektrárny jsou vybaveny regulací založenou na výkonové elektronice a jsou tedy často i rušivými zdroji v elektrické síti
- při začlenění větrné elektrárny do pokrývání diagramu zatížení je dodávka nestabilní a závisí na povětrnostních podmínkách a proto je třeba zajistit dostatečné množství regulačního výkonu pro pokrývání odchylek způsobených větrnými elektrárnami [27]



Obrázek 3.1 - Srovnání diagramu zatížení a výroby energie větrnými elektrárnami v USA [1]

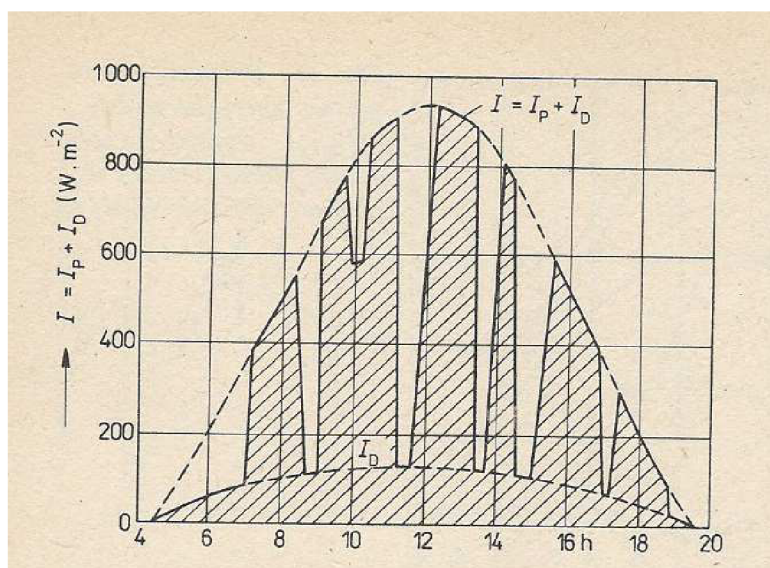
Z obrázku (3.1) je možné vyčíst, že výroba energie větrnou elektrárnou v tomto případě neodpovídá diagramu denního zatížení. Sloupečky je znázorněna průměrná rychlost větru v danou hodinu, zatímco spojitá čára znázorňuje požadované zatížení sítě. Rychlost větru je největší mezi 9 odpolední a 5 ranní hodinnou, kdy je zároveň zatížení sítě nejmenší. To může vést k značnému přetěžování sítě. Jedním ze způsobů, jak s tou energií naložit, je uskladnit ji v akumulátorech energie. V tomto případě je tato energie i v době nízké spotřeby využita. Jinak by tato energie byla ztracena.

3.4 Fotovoltaické elektrárny

Tento typ zdrojů je charakteristický velmi rychlými změnami výroby energie, jelikož závisí nejen na denním období, ale také na pokrytí oblohy oblačností. Změny výkonu o desítky procent jsou možné v řádu desítek, někdy i jednotek minut.[25]

U fotovoltaických článků rozptýleně instalovaných na rodinných domcích a jiných budovách, které disponují výkonem v řádu kW, není vliv na síť příliš výrazný, neboť se část energie spotřebuje v místě výroby. Velké fotovoltaické elektrárny o výkonu řádově až MW mají na elektrizační soustavu již větší vliv, rychlé změny výkonu mohou mít za následek kolísání napětí v místě připojení (většinou vn), větší počet těchto elektráren v oblastech s výhodnými podmínkami pak bude vyžadovat stavbu nových vedení, která nebudou po většinu času vytížená, v případě vyšších výkonů i posilování stávajících rozvodů (110/22 kV). Výkyvy výroby způsobené přechodnou oblačností jsou náhodné a tudíž je malá pravděpodobnost, že by na celém území došlo v jedné chvíli k markantnímu poklesu nebo zvýšení produkce elektrické energie z FVE.[25]

Na základě uvedených skutečností lze říci, že vzhledem k velké diskontinuitě mezi dodávkou z FVE a spotřebou je tento typ výroby nutné chápat jako doplňkový zdroj energie s celkovým instalovaným výkonem maximálně ve stovkách MW.[25]

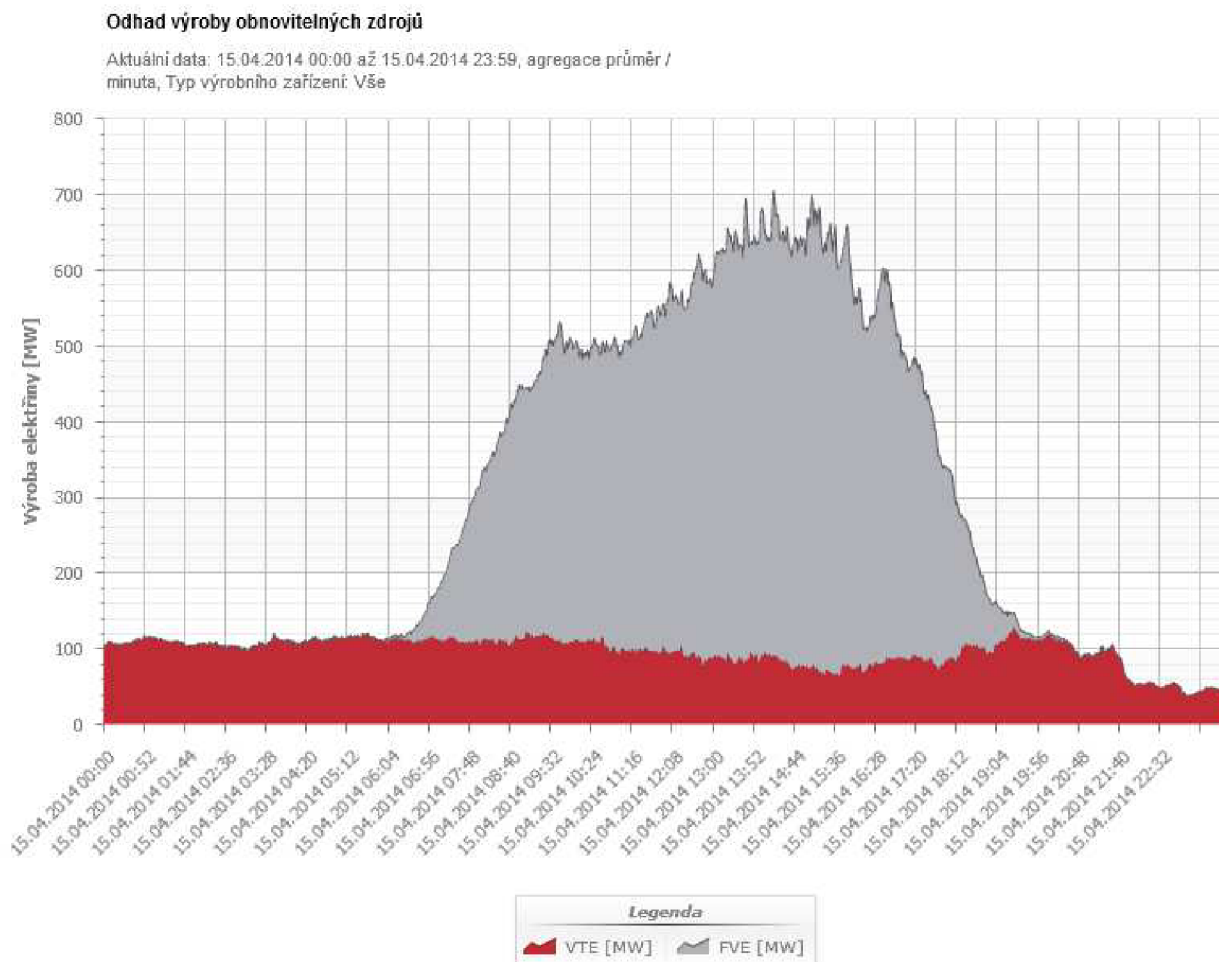


Obrázek 3.2 - Průběh intenzity slunečního záření během dne se střídavou oblačností [28]

Obrázek (3.2) ukazuje závislost průběhu intenzity slunečního záření. Čerchovaná čára ohraničuje plochu energie, která může být dodána v případě, že by slunce svítilo nepřetržitě celý den. Takový případ je však zejména v našich klimatických podmínkách poměrně vzácný. Nejčastěji se během dne střídá jasná obloha s oblohou zataženou mraky.

Průběh intenzity slunečního záření popisuje pouze jedno dané místo. Rozdíly v dodávkách výkonu v celé soustavě nebudou tak markantní, ale musejí být brány v úvahu. [28]

Fotovoltaické elektrárny mají také negativní dopady na regulaci elektrické sítě. Například při dobrých slunečních a větrných podmínkách může být síť přetížena energií produkovanou obnovitelnými zdroji energie. Proto je velmi důležitá vyspělá regulace.



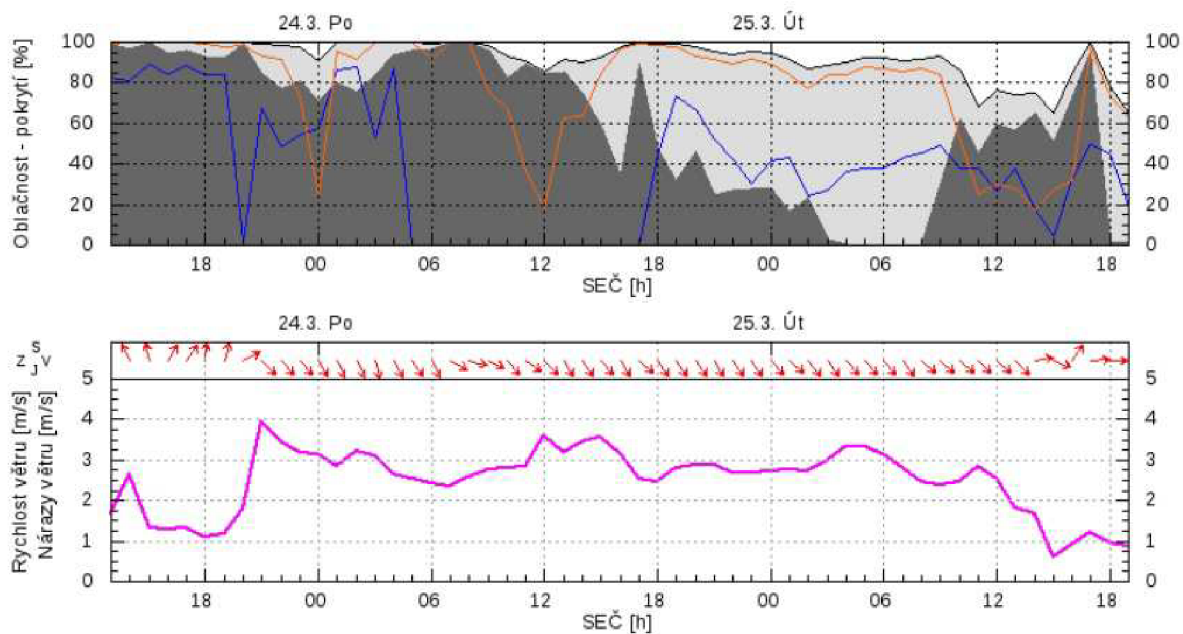
Obrázek 3.3 - Výroba energie fotovoltaickými a větrnými elektrárnami v ČR ke dni 15.4.2014 [58]

3.5 Předvídatelnost činnosti obnovitelných zdrojů

Obnovitelné zdroje vyrábějí energii v závislosti na klimatických podmínkách, jako jsou sluneční svit a rychlost větru. To může mít pro stabilitu elektrické sítě velmi negativní dopady, nejhorší scénář může být výpadek elektrické sítě, tzv. black-out.

Velkou pomocí při regulaci elektrické sítě mohou být přesné předpovědi počasí. Když bude mít regulační orgán daného státu přesnou předpověď počasí, kde budou popsány různé povětrnostní vlivy, může se na nápor energie s obnovitelných zdrojů dopředu připravit a předejít přetížení.

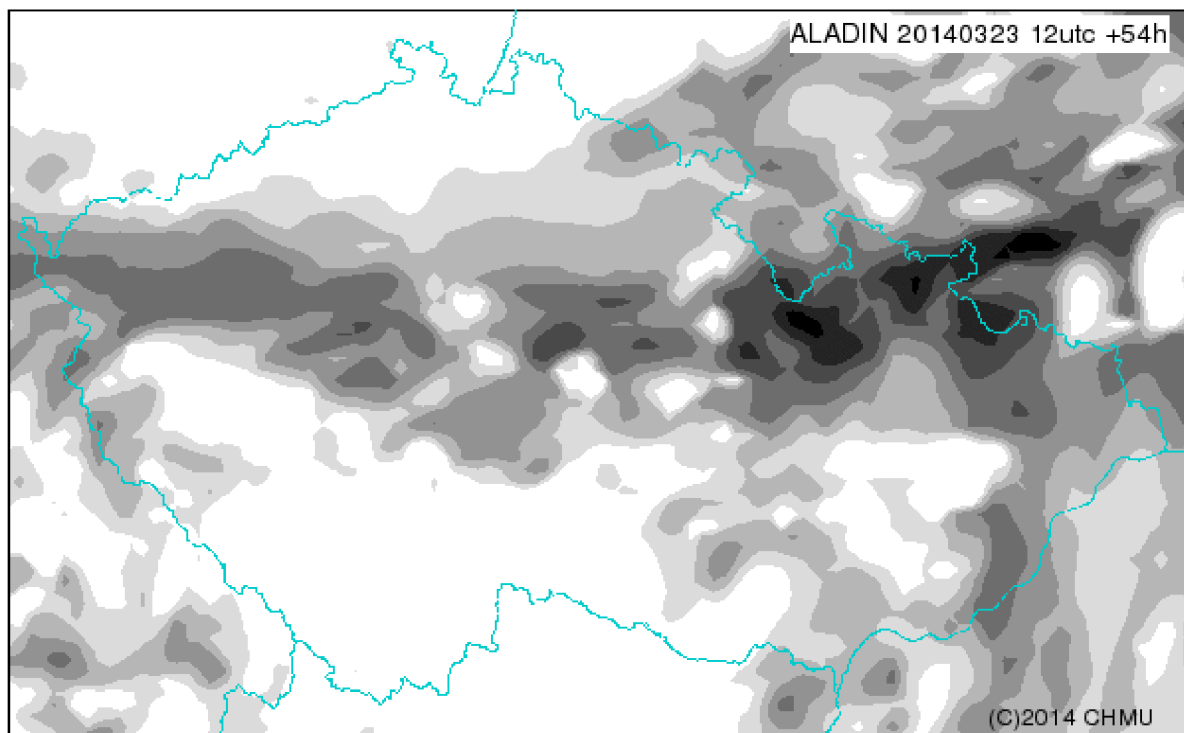
Příkladem může být využití předpovědi podle přesných numerických modelů. Jedním z takových je numerický model ALADIN, který využívá Český hydrometeorologický úřad. **ALADIN** (**A**ire **L**imitée, **A**daptation **D**ynamique, **D**evelopment **I**nternational) je francouzský numerický model počasí, pomocí kterého se připravují krátkodobé předpovědi. Jde o systém diferenciálních rovnic, které popisují chování atmosféry na základě meteorologických měření ze stanic po celé Evropě. Řeší se na výkonných počítačích numerickými (přibližnými) metodami. Model je určen pro sestavování krátkodobých předpovědí. [32],[33]



Obrázek 3.4 – Meteogramy pro oblačnost a vítr podle numerického modelu ALADIN [34]

Meteogramy podle modelu ALADIN popisují vývoj počasí v následujících 24-72 hodinách. Je možné zadat jakékoliv zeměpisné místo a pro něj je meteogram vygenerován. Součástí modelu nejsou pouze meteogramy, ale i schematické mapy, viz. obrázek 3.4. Je tedy možné určit, kdy a na jakých místech budou větrné a solární elektrárny pracovat a kdy budou dodávat energii do sítě. Díky kombinaci těchto meteorologických informací a známých trendů

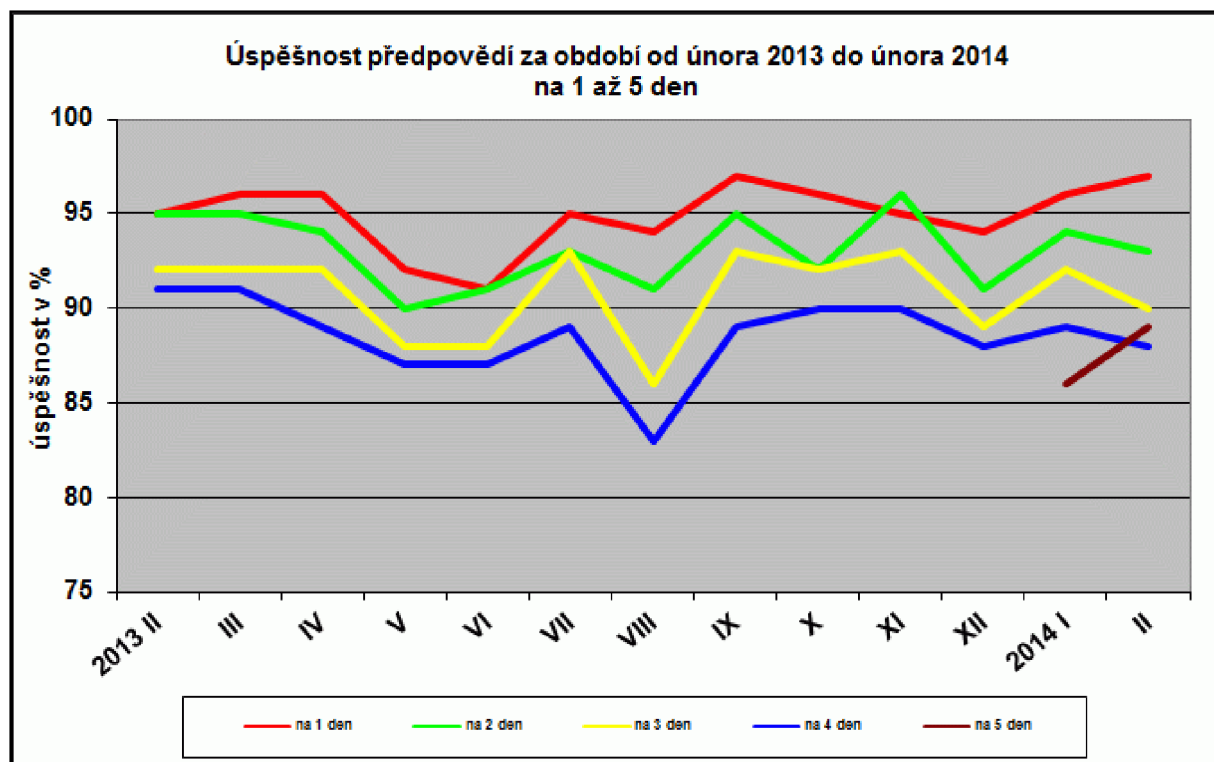
v denním zatížení soustavy můžeme regulaci elektrické sítě s předstihem efektivně naplánovat.



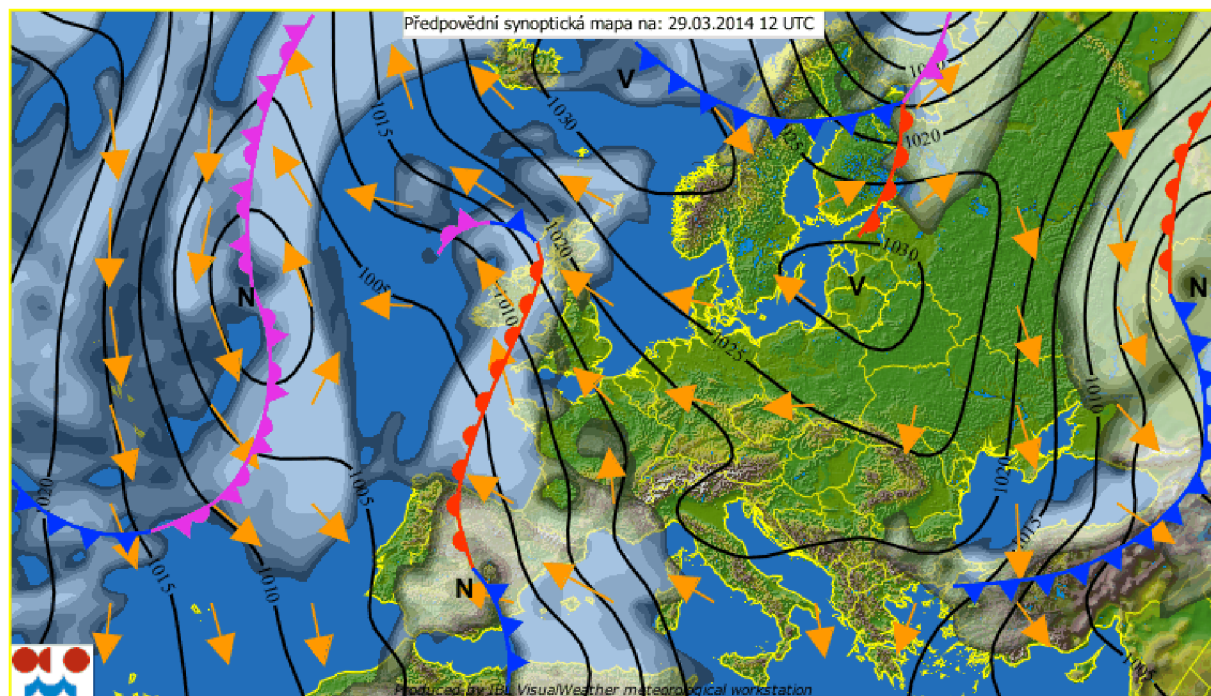
Obrázek 3.5 - Příklad předpovědi oblačnosti podle modelu ALADIN [35]

Tyto modely dokážou také generovat předpověď synoptických map pro celou Evropu (model ALADIN na 72 hodin dopředu). Pro regulaci sítě z toho plyne výhoda, že je možné s určitou přesností předpovědět například činnost větrných elektráren umístěných v severním Německu. V oblastech s tlakovou výší je pravděpodobné, že solární elektrárny budou vyrábět více energie, než v oblastech s tlakovou níží, kde je zvýšená oblačnost. V oblasti, kde se izobary sblíží, je možné předpokládat vyšší intenzitu větru. Díky těmto znalostem předpovědí a geografickému rozmístění obnovitelných zdrojů může být celá evropská síť účinně regulována bez rizika výpadků.

Velmi důležitým prvkem je úspěšnost předpovědi, podle které by se měly regulační orgány připravit na změny v elektrické síti. Následující obrázek popisuje úspěšnost předpovědi modelu ALADIN za období: únor 2013 – únor 2014. Je patrné, že úspěšnost předpovědi se pohybuje nad 85%. To lze považovat za vysoké procento úspěšné pravděpodobnosti předpovědi. Z těchto předpovědí se tedy dají získat cenné informace.



Obrázek 3.6 - Úspěšnost předpovědi modelu ALADIN [36]

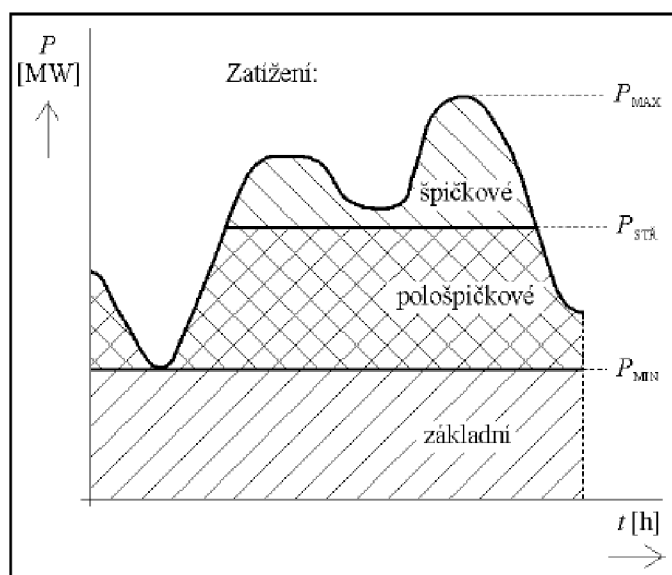


Obrázek 3.7 - Synoptická mapa modelu ALADIN [36]

4 Spotřeba energie a její pokrytí

Nerovnoměrné zatížení sítě je způsobeno několika důležitými faktory. Mezi tyto faktory se řadí klimatické podmínky, ve státech s nižší roční průměrnou teplotou je spotřeba energie vyšší (vytápění, kratší den – vyšší spotřeba elektrické energie pro osvětlení). Ve státech s vyšší průměrnou teplotou je naopak potřeba klimatizovat. Mezi faktory můžeme také zařadit pracovní aktivitu. Zatížení sítě se vlivem pracovní aktivity může snižovat v čase kolem 12 hodiny. Naopak v dopoledních a odpoledních hodinách je spotřeba elektrické energie zvýšená. Dalšími důležitými faktory jsou střídání dne a noci, střídání pracovních a volných dnů, střídání ročních období. Nerovnoměrnosti v dodávkách elektrické energie mohou být způsobeny vlivem počasí, například pokud je síť napájena ze slunečních elektráren v kombinaci se zvýšenou oblačností, nebo je napájena větrnými elektrárnami při bezvětří. To znamená, že okamžitá výroba energie se nemusí shodovat s okamžitou poptávkou. Rychlý pokles může také způsobit nečekaná havárie některého z energetických zařízení, to ovšem nepatří mezi klasické (očekávané) faktory. [2][1]

Úkolem energetického hospodářství je vyrovnávat tyto rozdíly zatížení, kdy musí být neustále zachována rovnováha mezi výrobou a spotřebou elektrické energie. Průběh denního zatížení elektrické sítě vyjadřuje denní diagram spotřeby (DDZ). [2]



Obrázek 4.1- Denní diagram spotřeby a jeho pokrytí různými typy energetických zdrojů [3]

Existují 3 základní typy zatížení:

Základní – oblast pod P_{MIN} (minimální výkon). Dodávka elektrické energie je zajišťována nepřetržitě 24 hodin. Elektrárny jsou provozovány pouze s malými změnami výkonu. V této oblasti pracují jaderné a moderní tepelné elektrárny velkých výkonů a teplárny. Tyto energetické zdroje se regulují pouze minimálně a na regulaci soustavy nemají žádný vliv.

Pološpičkové – oblast mezi P_{MIN} a P_{STR} (střžení výkon). V tomto rozmezí pracují především klasické tepelné elektrárny a vodní elektrárny. Změny výkonu musí být dostatečně rychlé.

Špičkové – oblast nad P_{STR} . V této oblasti pracují především přečerpávací vodní elektrárny. Lze také využít akumulační vodní elektrárny a elektrárny se spalovacími turbínami. Zdroje musí mít krátkou najížděcí dobu a velkou rychlost změny výkonu. Doba využití elektrárny během dne je nízká.[3]

K regulaci elektrické sítě mohou sloužit akumulátory energie. Tato zařízení v době nízkého odběru ze sítě, nejčastěji v noci, přeměňují tuto energii na jinou, lépe uskladnitelnou formu energie. V době, kdy je odběr největší, dodávají tato zařízení elektrickou energii zpět do elektrické sítě. Ztráty způsobené dvojitou přeměnou energie se kompenzují kvalitou elektrické energie.

Příklad energetické přeměny si můžeme uvést na přečerpávací elektrárně Dlouhé Stráně.

Komponenty výroby energie	
přívod vody	97,40%
turbína	91,50%
generátor	99%
transformátor	99,70%
<i>mezi-výpočet</i>	<i>89,44%</i>
Komponenty akumulace energie	
přívod vody	97,60%
čerpadlo	92,50%
motor	99,00%
transformátor	99,80%
<i>mezi-výpočet</i>	<i>89,10%</i>
celková účinnost přeměny	79,78%

Tabulka 4.1 - Účinnost dvojitě energetické přeměny přečerpávací elektrárny [1]

Z tabulky je zřetelné, že dvojitá přeměna energie má celkovou účinnost 79,78%. Ovšem je nutné podotknout, že tato energie je uskladněna v době, kdy je produkce energie větší než její spotřeba, to znamená, že jinak by tato energie přišla vniveč. Díky takovému akumulátoru energie můžeme efektivně vyrovnávat potřeby elektrické sítě a předcházet problémům s přetížením sítě.

Podle typu akumulace můžeme akumulátory dělit na chemické, elektrické, pneumatické, hydraulické a kinetické.

4.1 Možnosti regulace výkonu energetických zařízení v ČR

Česká elektrická síť disponuje několika způsoby regulace, tzv. podpůrnými službami. Tyto služby nám pomáhají regulovat elektrickou síť tak, aby se v každém okamžiku poptávka rovnala spotřebě :

- Primární regulace f bloku (PR)
- Sekundární regulace P bloku (SR)
- Terciární regulace P bloku (TR)
- Rychle startující 10-ti minutová záloha – quick start (QS10)
- Rychle startující 15-ti minutová záloha – quick start (QS15)
- Dispečerská záloha (DZt)
- Minutová záloha (MZt)
- Změna zatížení (ZZ30)
- Snížení výkonu (SV30)
- Vltava (VSR)
- Sekundární regulace U/Q (SRUQ)
- Schopnost ostrovního provozu (OP)
- Schopnost startu ze tmy – black start (BS) [29]

Kromě podpůrných služeb obstarávaných v elektrizační ČR využívá ČEPS (Česká elektrická přenosová soustava) pro systémovou službu udržování výkonové rovnováhy v reálném čase dále:

- regulační energii obstaranou na domácím trhu v ČR;
- regulační energii obstaranou na vyrovnávacím trhu;
- regulační energie ze zahraničí formou operativní dodávky elektřiny ze zahraničí a do zahraničí [29]

Nyní budou základní typy regulace popsány:

Primární regulace f bloku (PR) – regulace o max. 10MW do 30s

Sekundární regulace P bloku (SR) – regulace max. o 70MW do 10 min

Terciární regulace P bloku (TR) – regulace max. o 100MW do 30 min

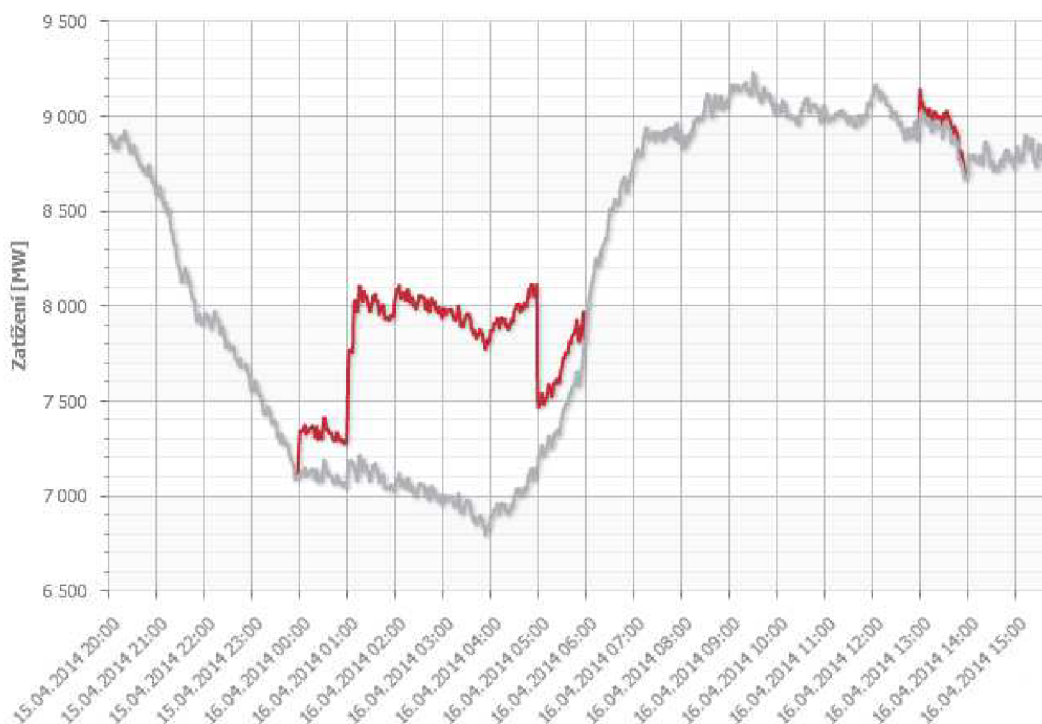
Primární, sekundární a terciární regulace bloků tepelných elektráren je jednou z možností regulace elektrické sítě. Tepelné elektrárny se ovšem pro rychlou regulaci příliš nehodí, protože roztočené soustrojí se pohybuje synchronně s kmitočtem sítě, regulovat lze akorát přísun páry. Při obrovských objemech vody na výrobu páry to není jednoduchý úkol. Soustrojí turbíny se nesmí přestat otáčet. Výkon elektrárny se také nemůže rychle měnit kvůli rychlým změnám tepelného zatížení vnitřních součástí, na takové změny není navržena. Klasická tepelná elektrárna dokáže vyrábět energii nejefektivněji ve stabilním režimu. Nehodí se k vykrývání špiček. To samé platí pro jaderné elektrárny, které také nejsou k regulaci vhodné. [30]

Rychle startující 10-ti minutová záloha (QS10) – najetí do 10 min, min. výkon 30 MW, musí jet v provozu min 4 hodiny

Rychle startující 15-ti minutová záloha (QS15) – najetí do 15 min, výkon 10-100 MW

Minutová záloha 5/15 – min. výkon 10/30 MW, najetí do 5/15 min

Následující obrázek popisuje typické zatížení elektrické sítě ČR během pracovního dne. V ranních hodinách je využito základního zatížení sítě k práci přečerpávací elektrárny (červená čára), zatímco ve špičkách je této energie využito ke krytí spotřeby.



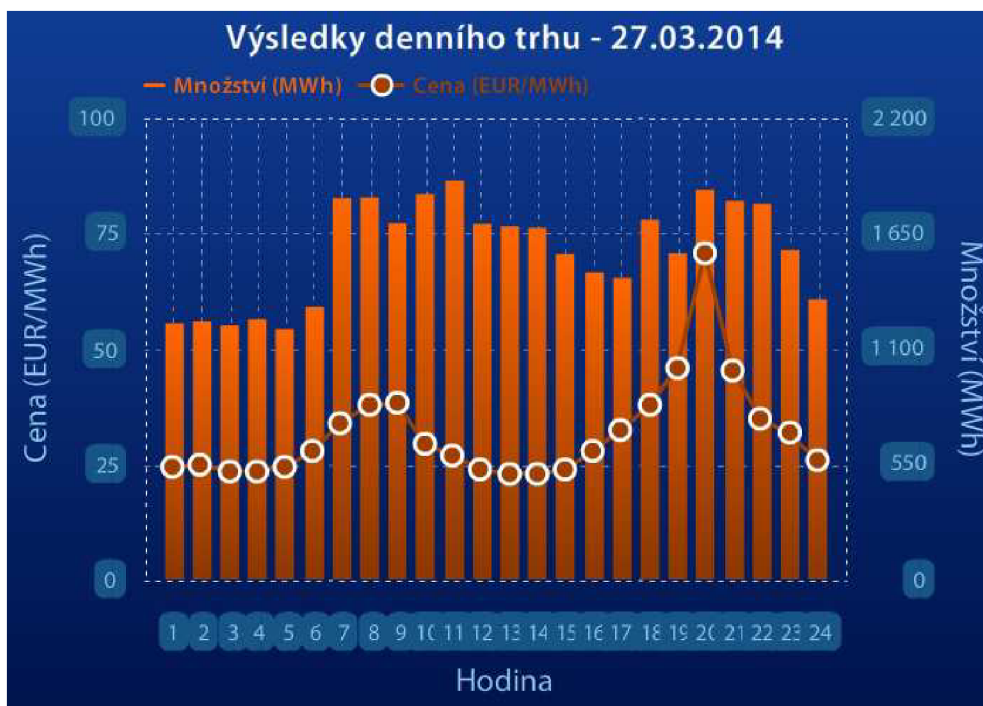
Obrázek 4.2 - Typický příklad denního diagramu zatížení ze dne 15.4 -16.4 2014 [58]

4.2 Porovnání cen energie

Při regulaci elektrické sítě je nutností brát v potaz tržní mechanismy při obchodování s elektřinou. V závislosti na poptávce se cena elektrické energie mění a je vykupována za různé ceny. Při návrhu zařízení pro regulaci sítě, např. akumulátoru energie, je nutno s vývojem denních cen počítat.

Akumulátory energie dodávají do sítě špičkovou energii. Tato energie je vykupována za největší cenu jako špičková. Naopak v době malého odběru a nízké ceny energie je akumulována. Při návrhu akumulčního zařízení je tyto výpočty nutné zahrnout.

Graf popisuje vývoj ceny a množství dodané elektrické energie během dne. Vidíme, že během, ranních hodin (0:00-6:00) je cena nízká. Rovněž poptávka v tuto denní dobu je menší než vyráběná energie. To je nejvhodnější doba pro akumulaci, jak to popisuje obrázek (4.2). Energie je akumulována za nízkou cenu. Naopak v době kolem 7 večerní hodiny je cena energie nejvyšší (špičková energie). To je čas, kdy akumulátory do sítě energii dodávají, a to za nejvyšší výkupní cenu. Většina akumulátorů energie pracuje v denním cyklu, některé i v častějších cyklech.



Obrázek 4.3 - Denní ceny za výkup elektrické energie ze dne 27.3.2014 [38]

Sloupce grafu ukazují celkovou dodanou energii do sítě za hodinu, spojení bodů popisuje vývoj ceny elektrické energie.

5 Akumulace energie

Akumulace energie je velmi důležitým prvkem v oblasti regulace elektrické sítě. V předchozí kapitole je popsáno, jak mohou různé vlivy ovlivňovat zatížení elektrické sítě. Jednou z možností, jak správně regulovat elektrickou síť, je právě využívání akumulátorů energie. Akumulátory energie si můžeme rozdělit podle typu uskladněné energie.

5.1 Elektrochemická akumulace

Tento způsob energetické akumulace pomocí akumulátorových baterií se vyznačuje velkou účinností, poměrně malými nároky na zastavěný prostor a okamžitou pohotovostí. Mezi chemické akumulátory patří elektrické články a průtokové baterie. [2]

5.2 Elektrická akumulace

Elektrická akumulace je prováděna za pomoci elektrických součástek zvaných kondenzátory (kapacitory). U kondenzátorů je elektrická energie jako u jediného typu akumulátoru uchována v podobě elektrického náboje. Jedná se tedy o přímou akumulaci. [2]

5.3 Pneumatická akumulace

U pneumatické akumulace se používá jako média k přeměně přebytečné elektrické energie ve špičkovou vzduchu stlačeného do zásobníku. Samostatný kompresor, poháněný elektromotorem, který je napájený ze sítě, dopravuje stlačený vzduch do přírodních nepropustných podzemních prostorů. Při poklesu zatížení se síť zatěžuje provozem kompresoru a elektrická energie se ukládá jako energie stlačeného vzduchu. Při špičkovém zatížení sítě se pak přivádí akumulovaný stlačený vzduch přes spalovací komoru do expanzního turbínového soustrojí, které je spojené s generátorem a vyrábí elektrickou energii.[2]

5.4 Hydraulická akumulace

Hydraulická akumulace, též nazývaná sekundární hydraulická akumulace se liší od primární hydraulické akumulace. Na rozdíl od primární akumulace s přirozeným přítokem do přehradního jezera se při sekundární akumulaci voda v dobách přebytků elektrické energie čerpá do výše položené (akumulační) nádrže. Energie se tedy akumuluje v podobě potenciální energie vody. V době špičkového zatížení sítě se pak akumulovaná voda využije pomocí turbínových soustrojí k výrobě elektrické energie. Výhoda tohoto typu akumulace je velká hodnota kapacity skladované energie. Elektrárny pro hydraulickou akumulaci můžeme dělit podle poloh jednotlivých nádrží. Existují základní dva typy. U prvního typu je postavena dolní nádrž většinou v údolí a horní nádrž ve vyšší poloze (přečerpávací elektrárna Dlouhé Stráně). U druhého typu (dosud není provozován) je horní nádrž na povrchu země a dolní nádrž vyhloubena pod povrchem země. [2]

V souvislosti se shora uvedeným je zobrazena mapa České Republiky, kde jsou zobrazena místa možných staveb nových přečerpávacích elektráren. Tato zařízení se nacházejí přímo nebo velmi blízko chráněných území. To může být pro stavbu velmi problematické.



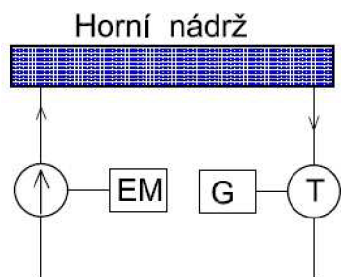
Obrázek 5.1 - Mapa možné výstavby nových přečerpávacích elektráren [7]

Jedinými t zařízeními na území ČR jsou přečerpávací elektrárny Dlouhé Stráně a Dalešice. Elektrárna plní v elektrizační soustavě několik významných funkcí - statickou, dynamickou a kompenzační. Statickou funkcí se rozumí přeměna nadbytečné energie v soustavě na energii špičkovou - v době přebytku elektrické energie v síti (především v noci) se voda čerpá z dolní nádrže do horní a ve špičkách, v době nedostatku elektřiny, se v turbínovém režimu vyrábí elektrický proud. Dynamickou funkcí přečerpávací vodní elektrárny se rozumí schopnost plnit funkci výkonové rezervy systému, vyrábět regulační výkon a energii a podílet se na řízení kmitočtu soustavy. Kompenzační provoz slouží k regulaci napětí v soustavě. [31]

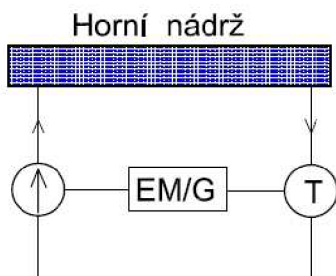
Technologický proces zajišťují dvě reverzní turbosoustrojí, každé o výkonu 325 MW. Výkon reverzní turbíny při čerpadlovém režimu činí 312 MW, při turbínovém až 325 MW. [31]

5.4.1 Možnosti uspořádání vodní akumuláční elektrárny

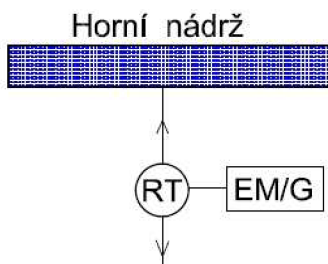
Přečerpávací elektrárny mohou být uspořádány podle několika základních schémat. Historický vývoj šel postupně od schématu 1 až po schéma 3, které je používané u nejnovějších přečerpávacích elektráren.



- 1)
Nejstarší systém, čerpadlo, turbína, elektromotor i generátor jsou samostatné součásti technologického celku.



- 2)
Tento typ již disponuje motor-generátorem



- 3)
Nejpokročilejší systém disponuje reverzační turbínou, která je schopná pracovat jak v turbínovém, tak čerpadlovém módu.

Vysvětlení značek :

EM	elektromotor
G	generátor
EM/G	motor-generátor
Č	čerpadlo
T	vodní turbína
RT	reverzační turbína

V těchto schématech je možné najít analogii s podzemní akumulací vzduchu. Místo čerpadel je použit kompresor a místo vodní turbíny je použita expanzní turbína.

5 Podzemní akumulace pomocí stlačeného vzduchu

V současné době jsou k dispozici dva způsoby pro dlouhodobé ukládání elektrické energie. První technologií jsou přečerpávací elektrárny. Přečerpávací elektrárny nepotřebují ke své činnosti palivo. Lze je stavět pouze na místech, kde mají nádrže rozdílnou výšku nebo kde tyto nádrže mohou být postaveny za přijatelnou cenu. Problémem mohou být také dopady na životní prostředí stavby přečerpávacích elektráren, hlavně v místech, kde se musí budovat nová horní nádrž.[1]

Oproti prvnímu podzemní akumulace pomocí stlačeného vzduchu může použít široké spektrum podzemních úložišť a má přijatelnější dopad na životní prostředí. Proto má tato technologie mnohem větší flexibilitu než přečerpávací elektrárny. Jako zásobníky lze použít solné dómy, hluboké nepropustné vrstvy, opuštěné vytěžené doly, vytěžená ložiska zemního plynu, porézní horniny. Díky tomu je možné budovat tyto akumulátory přímo v blízkosti obnovitelných zdrojů energie, což zvyšuje účinnost celé regulace elektrické sítě.[1]

Podzemní akumulace energie (angl. CAES – Compressed air energy storage) je jedna z nízkonákladových technologií pro skladování velkého množství elektrické energie jako formu stlačeného vzduchu ve vhodném podzemním zásobníku. Je to jeden z mála druhů akumulace elektrické energie, který je vhodný pro dodávání energie do sítě po delší časové období – jednotky až desítky hodin. V poměru s ostatními velkými akumulátory se tyto zdroje mohou výkonově rovnat, jejich výkony bývají až stovky megawatt.

Ostatní typy akumulátorů energie, jako například baterie nebo setrvačnický, mohou poskytovat výkon pouze po krátké časové období a cena skladované energie je také výrazně vyšší. Proto se tyto akumulátory nehodí k významné regulaci elektrické sítě, ale spíše jako místní záloha některých systémů.[1]

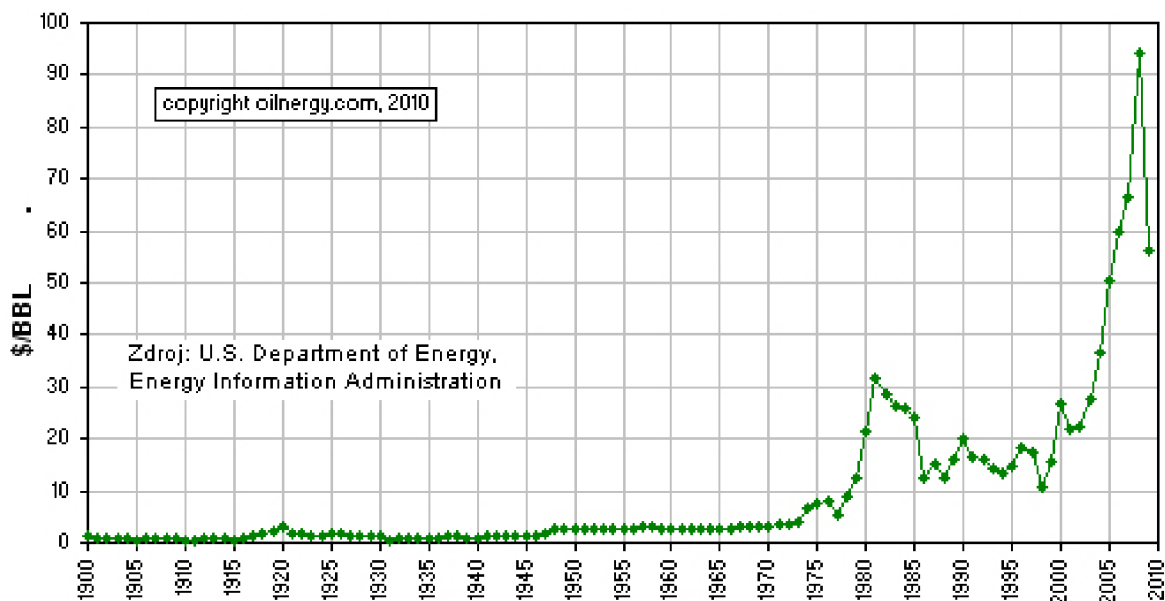
5.1 Historie

Technologie podzemní akumulace je známa už více než 30 let. Na začátku 70. let 20. století se zdál být tento způsob ukládání a dodávání špičkové energie jako velmi slibný. Zvedající se cena ropy, viz. obrázek (5.1), a výrazná stavba jaderných elektráren vyvolaly zájem o nové technologie akumulátorů energie. Vysoká cena špičkové energie a potenciál pro levné pokrytí základního výkonu jaderných elektráren udělaly z této technologie atraktivní způsob pro skladování energie vyráběné mimo špičku.[1]

Tyto podmínky z počátku vyvolaly značný zájem o technologii CAES. Ovšem na přelomu 70. a 80. let začínal jaderný průmysl ztrácet na síle a klesající ceny ropy změnilly pro technologii CAES situaci. Během 80. let konvenční spalovací turbíny zcela vyřadily podzemní akumulaci z trhu zejména kvůli své jednoduchosti a ceně zemního plynu.[1]

V posledních letech velký rozvoj obnovitelných zdrojů energie, jakou jsou větrné a solární elektrárny, a jejich začlenění do energetické sítě vyvolaly nový zájem o akumulování elektrické energie. Například celkový světový výkon větrných elektráren stoupl mezi léty

1995-2008 z 4,8GW na 121GW stále stoupá. Proto musíme do sítě začleňovat nové akumulátory energie. Podzemní vzduchová akumulace může být jedním řešením. [1]



Obrázek 5.1 - Historický vývoj ceny ropy [37]

5.2 Současnost

V následující kapitole budou popsány stávající zařízení pro podzemní akumulaci pomocí stlačeného vzduchu. Každé bude stručně popsáno a budou uvedeny základní parametry.

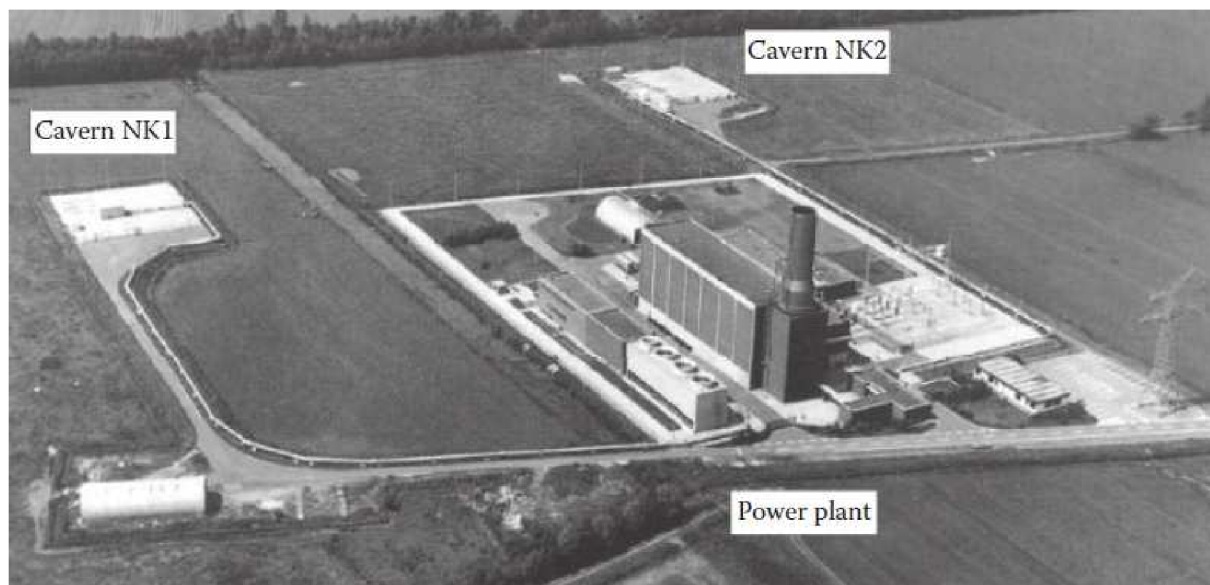
5.2.1 Huntorf - Německo

CAES zařízení v Huntorf je situováno poblíž města Brémy v Německu. Bylo postaveno vůbec jako první typ tohoto zařízení v roce 1978. Bylo navrženo firmou ABB (v té době se firma jmenovala BBC). Byla navržena pro tzv. 'black starts' pro jaderné elektrárny. Black start je název pro takové zařízení, které je schopno začít produkovat elektrickou energii bez vnějších zdrojů. Původně bylo zařízení navrženo dodávat výkon o velikosti 290 MW po dobu 2 hodiny. Zařízení bylo několikrát modernizováno a nyní může výkon dodávat energii do sítě až 3 hodiny. V posledním desetiletí je zařízení značně využíváno k vykrytí výkyvů v dodávkách elektrické energie způsobené nadměrnou generací větrných elektráren umístěných v severní části Německa.[1]

Podzemní část elektrárny sestává ze 2 zásobníků vyhloubených v solném dómě, dohromady mají objem 310 000 m³. Zásobník je navržen pracovat s tlaky 48-66 bar. Redukční ventil před turbínou reguluje vstupující tlak na stálých 46 bar. Následující tabulka popisuje základní parametry:

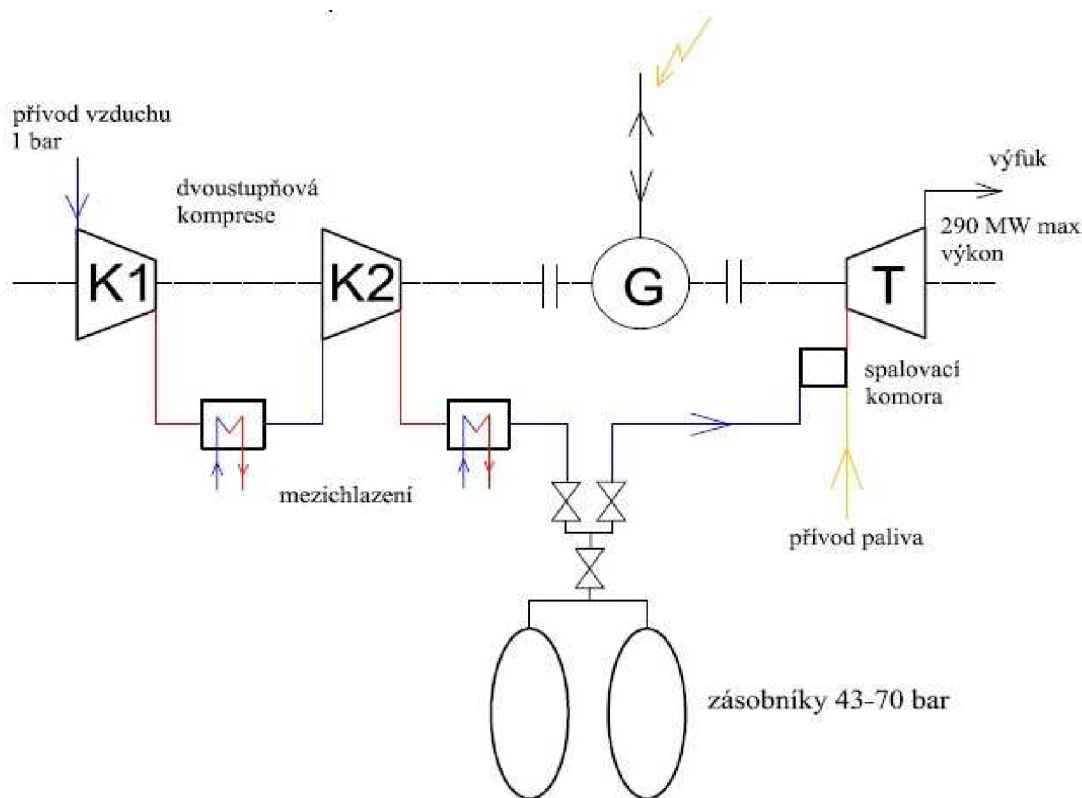
Výkon			
Turbína		290 MW (< 3 hod)	
Kompresor		60 MW (< 12 hod)	
Průtoky vzduchu			
Turbína		417 kg/s	
Kompresor		108 kg/s	
Poměr průtoků dovnitř /ven		1/4	
Počet podzemních zásobníků			2
Objem zásobníků		1	140 000m ³
		2	170 000m ³
Celkový objem			310000m ³
Hloubka zásobníku			650-800 m
Max průměr zásobníku			60 m
Tlaky v zásobníku			
min. povolený			1 bar
min tlak provozní tlak			43 bar
max provozní tlak			70 bar
min provozní tlak - menší výkon turbíny			20 bar
max časová změna tlaku			15 bar/h

Tabulka 5.1 - Huntorf - základní parametry zařízení [12]



Obrázek 5.2 – Letecký snímek elektrárny Huntorf [1]

Další obrázek popisuje zjednodušené schéma zařízení elektrárny Huntorf :



Obrázek 5.3 - Schéma zařízení elektrárny Huntorf

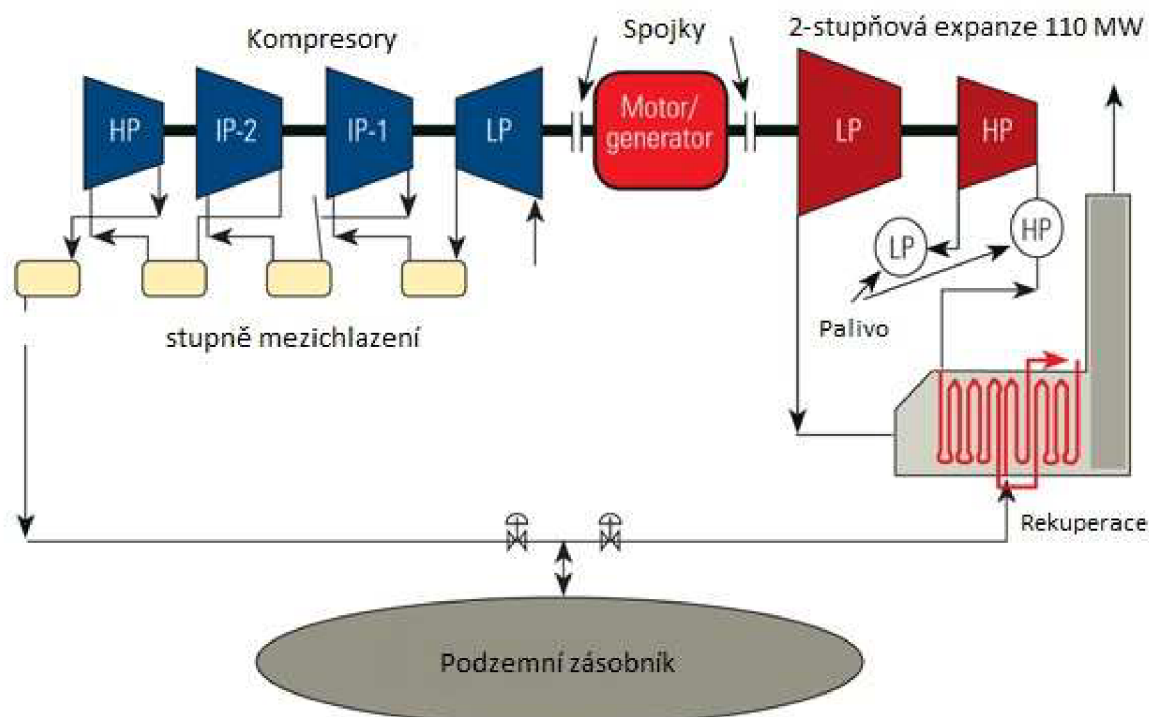
5.2.2 McIntosh - USA

CAES zařízení McIntosh je umístěno v americkém státě Alabama poblíž města Mobile. Do provozu bylo uvedeno 27. září 1991. Zařízení bylo postaveno firmou Alabama Electric Cooperative. Stavba zařízení trvala 2 roky a 9 měsíců.

Na rozdíl od zařízení v Huntorfu je McIntosh CAES (MICAES) vybaven rekuperací tepla. Rekuperace tepla využívá odpadní teplo ze spalování pro předehřev spalovacího vzduchu vyvedeného z podzemních zásobníků. To snižuje celkovou spotřebu paliva až o 22-25%. Ostatní komponenty jsou prakticky shodná se zařízením v Huntorfu.

MICAES má instalovaný maximální výkon 110 MW. Je možné ho ale velmi rychle měnit, během jedné minuty se může výkon změnit až o 33 MW, to je výhodné pro udržování rovnováhy v elektrické síti. MICAES je navrženo pracovat i v případě, že zásobník není zcela zaplněn. Při naplnění podzemního vzduchového zásobníku pouze ze 20% klesne účinnost zařízení o 15%. Pro srovnání například konvenční uhelné elektrárně by se snížila účinnost o 50%, kdyby se jí dostávalo pouze 20% zatížení.

Objem jediného podzemního zásobníku je 560 000 m³, zařízení může pracovat po dobu 26 hodin v plném výkonu při plném počátečním tlaku v zásobníku, který je 74 bar. Zařízení může pracovat mezi tlaky 45-74 bar. [1]



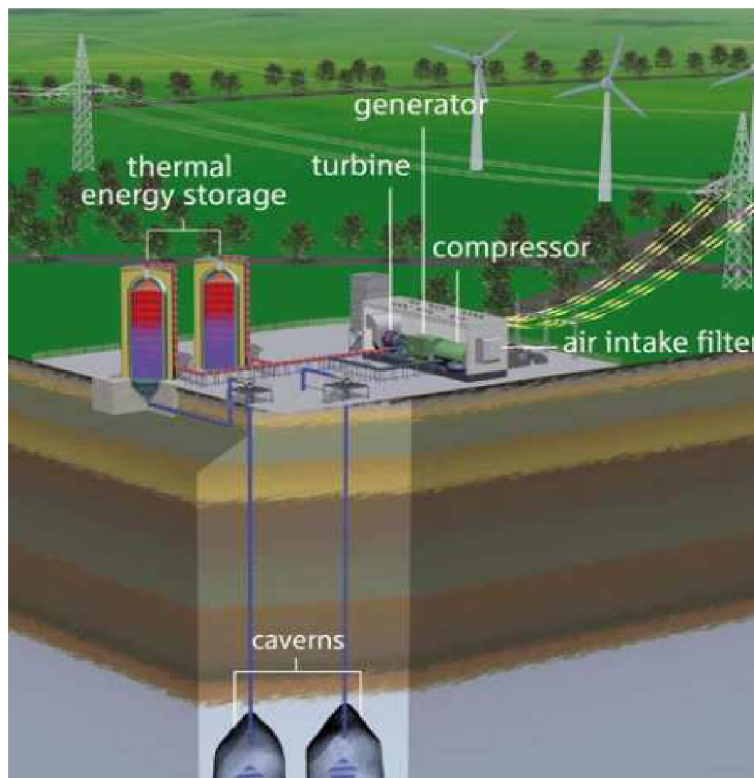
Obrázek 5.4 - McIntosh - schéma zařízení s rekuperací spalin

5.2.3 Projekt ADELE - Německo

Do roku 2020 je plánováno v Německu zvýšit podíl obnovitelných zdrojů z nyníšších 15% na 30%. Největší podíl na tom budou mít biomasa, větrné elektrárny a fotovoltaické elektrárny. V roce 2020 by měl celkový výkon větrných elektráren dosáhnout 50 000 MW. Dodávky této energie jsou kvůli klimatickým vlivům značně nestálé. Proto je potřeba do sítě zabudovat nový akumulátor energie.[14]

Firma RWE nyní pracuje s několika partnery na adiabatickém akumulátoru stlačeného vzduchu. Adiabatický zde znamená to, že se využívá teplo vzniklé stlačením vzduchu pro zvýšení účinnosti celého cyklu. Když je vzduch stlačen, teplo není vypuštěno do okolí, ale většina se uloží do zařízení pro akumulaci tepla. Během expanzní části je toto teplo využito pro ohřátí stlačeného vzduchu, takže není potřeba žádné přídavné spalování. Plánovaná účinnost celého cyklu je přibližně 70%. Co je však důležitější, není potřeba žádných fosilních paliv. Tato technologie tedy neprodukuje žádné CO₂ emise a může do sítě dodávat špičkovou elektrickou energii, původem vyrobenou obnovitelnými zdroji.[14]

Že je tento projekt proveditelný bylo dokázáno studií provedenou firmami General Electric a RWE v roce 2008. Projekt započal v roce 2010. Úkolem je navrhnout a postavit první demonstrační adiabatické akumulční zařízení – AA CAES. Zařízení má pracovat v denních cyklech. Celková kapacita zařízení bude přibližně 1000 MWh elektrické energie. Horní tlaková hranice zásobníku by měla být až 100 bar.



Obrázek 5.5 - Zařízení ADELE [9]

Vzduch je po kompresi ochlazován chladicí kapalinou, která je přečerpávána do tepelně izolované teplé nádrže. Před vstupem do turbíny je stlačený vzduch ohříván teplou kapalinou ve výměníku. [39]

5.3 Provoz systému

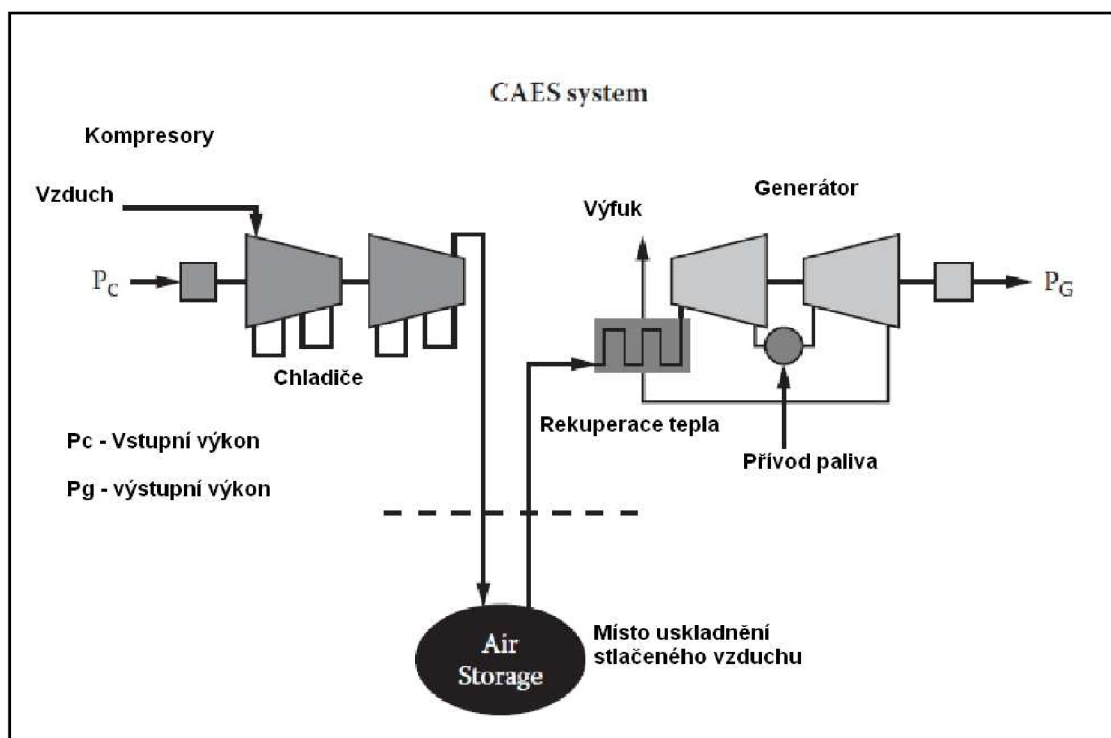
Tento systém prakticky pracuje jako konvenční spalovací turbína. Rozdíl je v tom, že děje komprese a expanze se odehrávají odděleně a v rozdílných časech a částech zařízení. Energie dodaná plynu během komprese se uskladní ve vhodných zásobnících a v době potřeby je uvolněna zpět do elektrické sítě.

Kompresce

V období nízkého odběru ze sítě pracuje systém v kompresním módu. To znamená, že přebytečná elektrická energie sítě se využije na stlačení vzduchu pomocí kompresoru do vhodného podzemního zásobníku. Tato energie je uskladněna ve formě potenciální energie stlačeného vzduchu. Při kompresi se musí vzduch ochlazovat pomocí chladičů umístěných v kompresorech. To snižuje objem uskladněného vzduchu a snižuje tepelné namáhání zásobníku. Podle nakládání s tímto teplem se komprese dělí na různé typy.

Expanze

V období elektrické špičky sítě je stlačený vzduch ze zásobníku vypuštěn a expanduje přes turbínu. Tím je poháněn generátor, který dodává elektrickou energii zpět do sítě. Ve spalovacích komorách může být spalováno palivo, nejčastěji zemní plyn, nebo může turbína sloužit pouze jako expandér pro vzduch. V tomto případě musí být ale vzduch ohřátý, aby nedocházelo k vysrážení vody ze vzduchu a namrzání posledních stupňů lopatek. Musí být použita akumulace tepla. Uskladněná potenciální energie vzduchu se mění zpět na energii elektrickou



Obrázek 5.6 - Princip podzemního akumulátoru se spalováním paliva a rekuperací spalin [1]

Při kompresi vstupuje vzduch do několikastupňové komprese s mezichlazením. Vzduch musí být na konci komprese vychlazen na hodnotu kolem 20-30°C z důvodu zabránění teplotního namáhání podzemního zásobníku. Při uskladnění horkého plynu by mohl zásobník kvůli teplotním dilatacím ztratit svou těsnost. V zásobníku je vzduch uskladněn při požadovaném tlaku. Při expanzi je stlačený vzduch použit k pohonu turbíny. Tato turbína může být spalovací nebo expanzní. Záleží na technologii ohřátí vzduchu vyvedeného ze zásobníku.

5.4 Typy akumulace podle nakládání s kompresním teplem

Adiabatická komprese

Při adiabatické kompresi po stlačení vzduch prochází přes výměníky, kde odevzdá značnou část svého tepla do jiného média. Poté je vtlačen do podzemního zásobníku. Při expanzi vzduch projde opět přes výměník zpět do turbíny. V tomto cyklu není použito žádné palivo. Tento proces je tedy uhlíkově čistý. [8]

Diabatická komprese

Při diabatické kompresi je kompresní teplo vypouštěno jako odpadní do atmosféry. Při expanzním módu musí být vzduch opět přehřát pomocí rekuperace tepla jako u klasické spalovací turbíny, jinak by vstupní teplota byla velmi nízká a entalpický spád by byl velmi malý, hrozilo by také namrzaní lopatek. Proto v tomto procesu musí být použito palivo a stlačený vzduch je s ním společně spalován. Oproti adiabatické kompresi je vidět značná nevýhoda v tom, že odpadní teplo komprese se již nedá použít, musí být nahrazeno spalováním paliva při expanzi. Spalování paliva dělá tento proces méně ekologickým. [8]

6 Komprese

U lopatkových strojů je obvykle splněn s dostatečnou přesností často užívaný předpoklad adiabatického děje – sdílení tepla s okolím je nulové s výjimkou případů záměrného odvádění tepla. Vysálané množství tepla je zanedbatelné. Při proudění pracovní látky ve stupních stroje však dochází k energetickým ztrátám, které se vesměs přeměňují v teplo [40]:

Tyto skutečnosti lze vyjádřit vztahy

$$dq_0 = 0 \quad (5.1)$$

$$dq_{tř} \neq 0 \quad (5.2)$$

kde

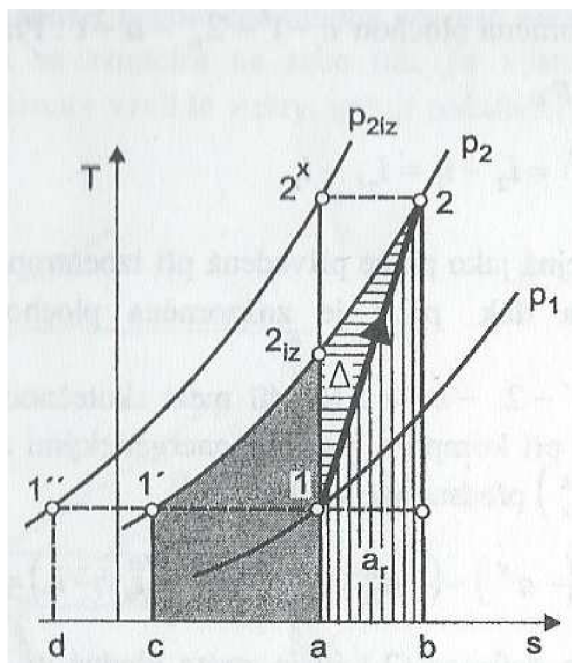
dq_0 teplo sdílené mezi pracovní látkou a okolím

$dq_{tř}$ teplo vznikající třením a dalšími energetickými ztrátami

Při kompresi entropie vzrůstá a proto se křivka znázorňující proces v diagramu T-s odklání od izoentropy ($s = \text{konst}$) směrem ve směru osy s . Protože platí

$$q = \int_1^2 T \cdot ds = q_{tř} = a_r \quad (5.3)$$

znázorňuje plocha pod čarou změny 1-2 třecí teplo, tj. ztrátu kinetické energie proudící pracovní látky.[40]



Obrázek 6.1 - Komprese s pracovními ztrátami [40]

Kompresní práce

Měrná izoentropická kompresní práce vychází z přírůstku tlakové energie, je vypočtena z rovnice:

$$a_k^{iz} = \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot r \cdot T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad [\text{J.kg}^{-1}] \quad (5.4)$$

Při započtení účinnosti kompresoru pro měrnou práci kompresoru platí:

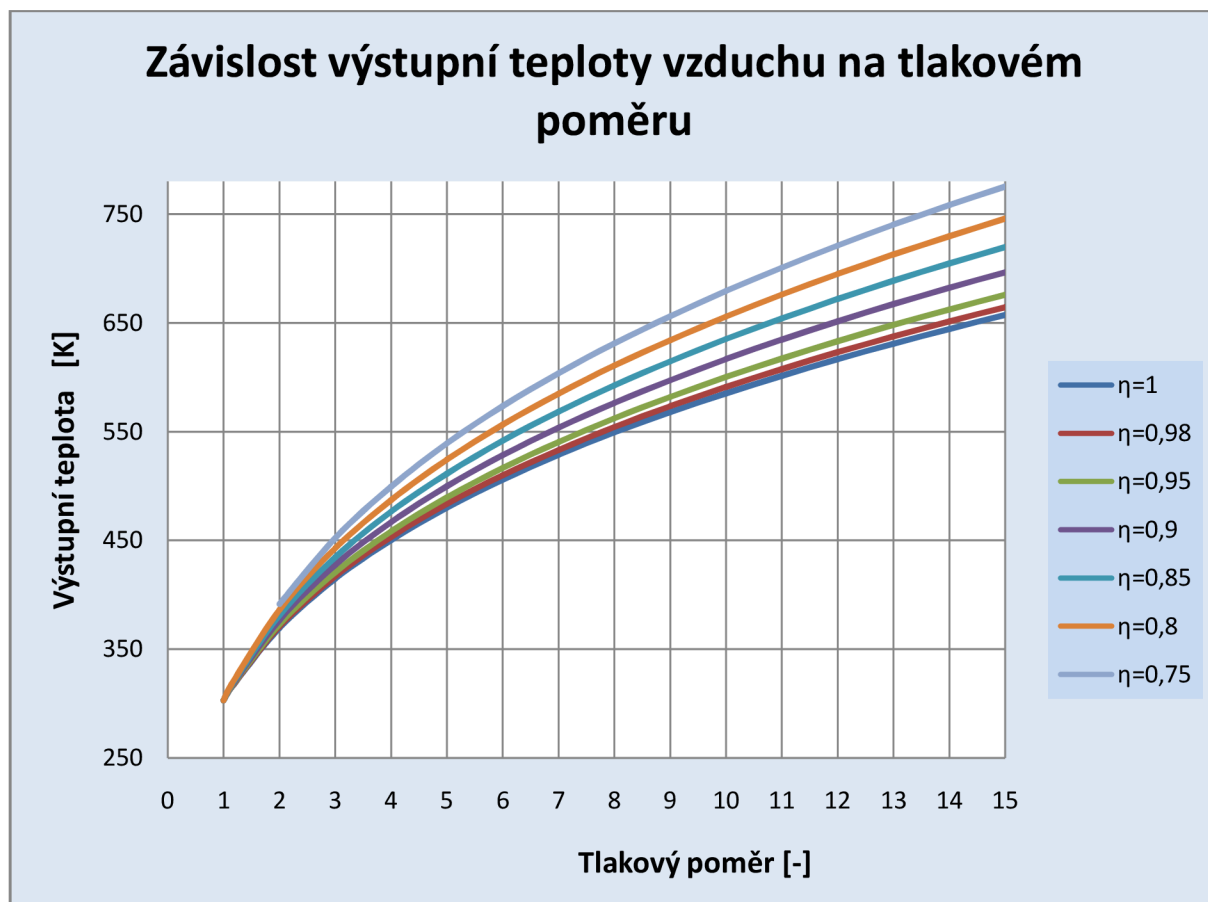
$$a_k = \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot r \cdot T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_k} \quad [\text{J.kg}^{-1}] \quad (5.5)$$

kde

a_k	měrná práce kompresou	$[\text{J.kg}^{-1}]$
Δp	změna tlaku	$[\text{Pa}]$
ρ	hustota	$[\text{kg.m}^3]$
κ	Poissonova konstanta	$[-]$
r	plynová konstanta	$[\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}]$
T_1	vstupní teplota	$[\text{K}]$
p_1, p_2	vstupní, výstupní tlak	$[\text{Pa}]$
η_k	účinnost kompresoru	$[-]$

Do podzemních zásobníků je vzduch stlačován z atmosférického tlaku. Skladovací tlaky mohou dosahovat hodnoty přes 100 bar. Například podzemní zásobník pro zemní plyn v Dolních Dunajovicích má střední hloubku 1050m a skladovací tlaky se pohybují mezi 70 – 130 bar.

Z následujícího grafu je patrné, že při jednostupňové kompresi se plyn značně zahřívá, to je pro kompresi technologicky nežádoucí. Graf ukazuje jednotlivé teploty pro teoretickou jednostupňovou kompresi z atmosférického tlaku na ložiskový tlak. Závislosti jsou vyznačeny pro různé účinnosti komprese.

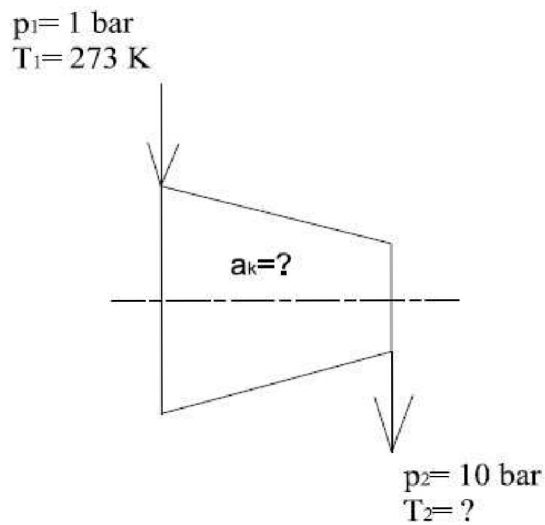


K výpočtu kompresní práce bylo použito vztahu (5.5). Výstupní teplota byla určena ze vztahu pro celkové dodané teplo soustavě:

$$a_k = c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (5.6)$$

c_p	měrná tepelná kapacita vzduchu (1 bar, 20°C)	[KJ/kg.K]
T_1	vstupní teplota vzduchu	[K]
T_2	výstupní teplota vzduchu	[K]

Výpočet výstupní kompresní teploty



Obrázek 6.2 - Jednostupňová komprese

$$p_2/p_1 = 10$$

$$T_1 = 293 \text{ K}$$

$$p_1 = 1 \text{ bar}$$

$$\kappa = 1,4$$

$$r = 287 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\eta_k = 0,9$$

$$a_k = \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot r \cdot T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_k} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 293 \cdot \left[(10)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{0,9}$$

$$a_k = 304 \text{ kJ/kg}$$

Z rovnice (5.6) vyjádříme T_2 :

$$T_2 = \frac{a_k + c_p \cdot T_1}{c_p} = \frac{304 + 1,005 \cdot 293}{1,005} = 595 \text{ K}$$

Měrnou kapacitu c_p je možné určit ze vztahu:

$$c_p = r \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \quad (5.7)$$

$$c_p = 287 \cdot \frac{1,4}{1,4 - 1} = 1005 \frac{J}{kg \cdot K}$$

Je tedy zřejmé, že jednostupňová komprese je kvůli vysoké výstupní teplotě nevhodná. V následující kapitole je ukázáno, že chlazená vícešupňová komprese je výhodnější. Pro adiabatickou akumulaci energie pomocí stlačeného vzduchu je dělená chlazená komprese nezbytná.

Data v následující tabulce popisují jednostupňovou kompresi pro různé tlakové poměry:

		Varianty			
Vstupní hodnoty	Rozměr	V1	V2	V3	V4
tlakový poměr	1	2	3	4	5
teplota	°C	20	20	20	20
tepelná kapacita	kJ/kg.K	1,0068	1,008	1,013	1,016
izoentr. účinnost	1	0,75	0,75	0,75	0,75
Výsledné hodnoty					
izoentropická práce Δi_{iz}	kJ/kg	65 486	110 225	145 315	174 566
výstupní teplota	°C	105	164	210	248
skutečná práce Δi_k	kJ/kg	87 314	146 966	193 753	232 754

Následující tabulka popisuje jednostupňovou kompresi pro různé vstupní teploty a tlakový poměr $\pi=3$, tento poměr bude později používán při návrhu zařízení.

		Varianty			
Vstupní hodnoty	Rozměr	V1	V2	V3	V4
teplota	°C	-20	-10	0	10
tepelná kapacita	kJ/kg.K	1,012	1,012	1,012	1,012
izoentr. Účinnost	1	0,75	0,75	0,75	0,75
Výsledné hodnoty					
izoentropická práce Δi_{iz}	kJ/kg	95 154	98 915	102 677	106 438
výstupní teplota	°C	104	119	134	149
skutečná práce Δi_k	kJ/kg	126 872	131 886	136 902	141 917

6.1 Komprese se sdílením tepla

Pro kompresní procesy je typická snaha o odvádění tepla v průběhu kompresního procesu, protože toto opatření vede ke zmenšení kompresní práce. V případě adiabatické akumulace je kompresní teplo odváděno do tepelného akumulátoru. [40]

Pro chlazenou kompresi platí vztah:

$$a_{k_c}^{iz} = \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot r \cdot T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] - q_{ch} \quad (5.8)$$

kde

$a_{k_c}^{iz}$	izoentropická práce kompresoru s chlazením	[J.kg ⁻¹]
q_{ch}	měrná chladicí práce	[J.kg ⁻¹]

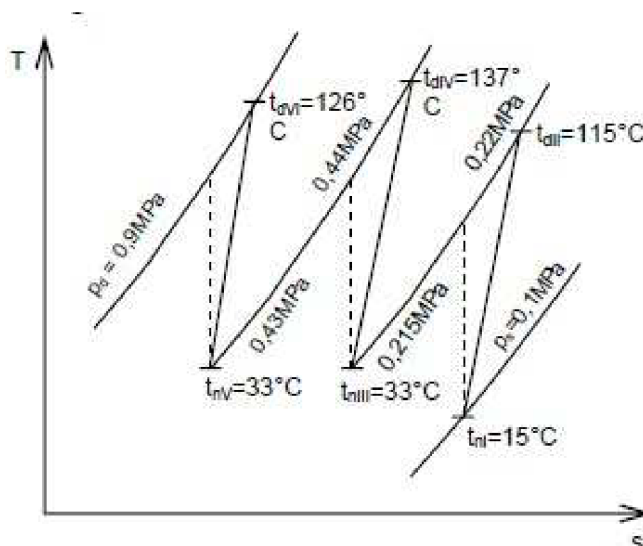
S předchozího rozboru je zřejmé, že odváděním tepla přímo z kompresního procesu lze zmenšit kompresní práci a ideální kompresní proces je izotermický. K uskutečnění izotermické komprese by bylo nutno odvádět teplo přímo v místě jeho vzniku, aby se nezvýšila teplota pracovní látky během komprese – tedy i z pracovní látky v prostoru rotačních částí. Odvedení tepla z kompresního procesu je proto obtížný technický problém, protože pracovní stupně kompresoru jsou konstruovány především z hlediska vlastního kompresního děje, což je transformace práce na zvýšení tepelného obsahu pracovní látky. [40]

Máme tyto způsoby chlazení:

- vnitřní povrchové chlazení
- vnější povrchové chlazení
- chlazení vstříkáváním pracovní látky
- kombinace těchto metod

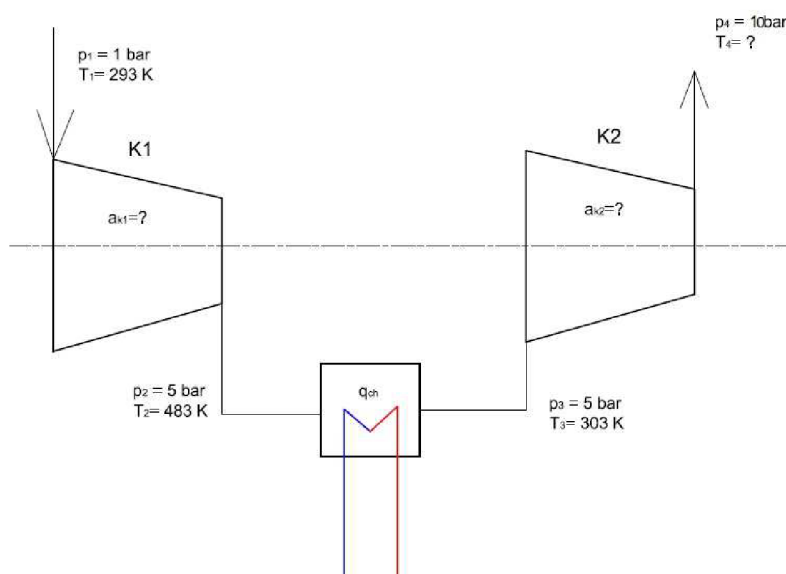
U dnešních kompresorů se používá převážně vnějšího chlazení. Po částečné kompresi je pracovní látka odváděna do mezichladiče, kde je na teplosměnné ploše ochlazována a po ochlazení je přiváděna zpět do kompresoru. Trubkami mezichladiče proudí chladicí voda, kolem trubek ochlazovaná pracovní látka. Počet mezichladičů – stupňů mezichlazení závisí na velikosti poměrného stlačení p_2/p_1 , druhu pracovní látky a účelu použití stroje. Hlavní výhodou vnějšího chlazení proti vnitřnímu je větší dosažitelné ochlazení pracovní látky na vstupu do další části komprese. Chladicí plocha může být dostatečně velká, bez ohledu na rozměry průtočné části kompresoru. [40]

Pro adiabatické akumulační zařízení je mezichlazení velmi důležité, protože jeho úkolem není pouze ochladit stlačený vzduch na požadovanou teplotu výstupu z komprese, ale předat teplo do vhodného akumulátoru tepelné energie. Toto teplo je později v procesu znovu využito.



Obrázek 6.3 - 3 stupně komprese s chlazením [41]

Bude srovnána velikost měrné kompresní práce bez chlazení a dělené 2 stupňové komprese s chlazením. V tomto výpočtu nebudeme řešit přímo výkon kompresu, ale pouze měrnou práci. Mezi stupně komprese je začleněno mezichlazení, u kterého předpokládáme izobarický děj, i když ve skutečnosti tlak p_3 bude nižší kvůli tlakovým ztrátám ve výměníku tepla. Komprese je rozdělena na 2 části, první stlačuje vzduch z 1 bar na 5 bar, druhý stupeň z 5 bar na 10 bar.



Obrázek 6.4 - Dvoustupňová komprese s chlazením

$$a_{k1} = \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot r \cdot T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_k} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 293 \cdot \left[(5)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{0,9} = 190,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$T_2 = \frac{a_{k1} + c_p \cdot T_1}{c_p} = \frac{304 + 1,005 \cdot 293}{1,005} = 483K$$

Po prvním stupni komprese předpokládáme izobarické ochlazení vzduchu v mezichladiči na 30°C.

$$a_{k2} = \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot r \cdot T_1 \left[\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_k} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287,303 \cdot \left[(2)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{0,9} = 74,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$T_4 = \frac{a_{k2} + c_p \cdot T_3}{c_p} = \frac{304 + 1,005 \cdot 293}{1,005} = 373K$$

Pro celkovou kompresní práci platí:

$$a_k = a_{k1} + a_{k2} = 190,9 + 74,3 = 265,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Úspora práce chlazené komprese je přibližně 38 kJ.kg⁻¹. Výstupní teplota vzduchu je nižší, to je technologicky přijatelnější.

Data v následující tabulce popisují dvoustupňovou kompresi pro různé tlakové poměry, teplota vzduchu na výstupu z mezichladiče 30°C, kompresní poměr obou stupňů komprese stejný.

		Varianty			
Vstupní hodnoty	Rozměr	V1	V2	V3	V4
celkový tlakový poměr	1	2	3	4	5
teplota	°C	20	20	20	20
tepelná kapacita	kJ/kg.K	1,0068	1,008	1,013	1,016
izoentr. Účinnost	1	0,75	0,75	0,75	0,75
Výsledné hodnoty					
izoentropická práce Δi _{iz}	kJ/kg	30 826	50 666	65 453	76 961
výstupní teplota vzduchu (oba stupně komprese)	°C	60	86	105	123
skutečná práce Δi _k	kJ/kg	41 101	67 554	87 270	102 614

6.2 Kritéria pro volbu a návrh kompresoru

Výkon a typ kompresoru je volen podle dvou hlavních kritérií, kterými jsou dodávané množství média a výstupní tlak.

6.2.1 Dodávané množství vzduchu – výkonnost kompresoru

Výkonnost je z hlediska využitelnosti kompresoru parametrem základním. Je definována jako dodávaný objemový průtok V_d [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] plynu sacím hrdlem kompresoru dopravovaný až do spotřebiče. Tento objemový průtok vztahujeme pro normální podmínky [41]:

$$t = 20^\circ\text{C}$$
$$p = 100\,000 \text{ Pa}$$

Vztah mezi výkonností hmotnostní, zjišťovanou měřením ve výtláčném potrubí a výkonností objemovou popisuje vztah:

$$m_d = V_d \cdot \rho_I \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.9)$$

Hustotu plynu ρ_I nasávaného prvním stupněm kompresoru udává v závislosti na jeho tlaku p a teplotě T_I v sacím hrdle stavová rovnice [41]:

$$\rho_I = \frac{p_I}{r \cdot T_I} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (5.10)$$

I když je využívání hmotnostní výkonnosti m_d k určení dopravovaného množství plynu nepřijatelnější, v technické praxi se neujalo, hmotnostní průtok je přepočítáván na průtok objemový, na tak zvaný standardní (normální) stav $V_{d,N}$ pomocí rovnice (5.11). Výrobci kompresorů téměř výhradně využívají „normální stav technický“ na rozdíl od dříve zavedeného „normálního stavu fyzikálního“.[41]

$$m_d = V_{d,N} \cdot \frac{p_N}{r \cdot T_N} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.11)$$

r měrná, individuální plynová konstanta,
 p_N normální (standardní) tlak 100 kPa = 1bar (dříve 101,325 kPa),
 T_N normální (standardní) teplota 293,16 K = 20°C (dříve 273,16 K).

Poněvadž hustota plynu v normálním stavu je konstantní, kopíruje standardní výkonnost hmotnostní průtok a slouží tudíž výhradně k vyjádření množství dopravovaného

plynu. Z tohoto hlediska je využívání normálních metrů krychlových k popisu hmotnostního průtoku zavedeno duplicitně, což odpovídá zavedeným zvyklostem. Je nutno mít na zřeteli, že v případě, kdy je v sacím hrdle tlak $p_{n,I} = 1$ bar a teplota $t_{n,I} = 20^\circ\text{C}$ platí:

$$V_d = V_{d,N} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.11)$$

Název „standardní“ je zaváděn mezinárodní normou **ČSN ISO 8011**.

Při návrhu podzemního zásobníku pro stlačený vzduch se při kompresi musí vycházet z denních diagramů zatížení elektrické sítě, komprese musí probíhat v době, kdy je výkupní cena energie nízká, tudíž se vyplatí energii akumulovat. Zařízení může také krýt špičky energie vyráběné obnovitelnými zdroji, v tomto případě nezáleží na době odběru, zařízení svou činností zabrání přetížení elektrické sítě. Je možné tedy získat potřebné informace o době stlačování a velikosti průtoku média kompresorem.

6.2.2 Pracovní tlak v podzemním zásobníku

Maximální tlak v podzemním zásobníku je funkcí střední hloubky zásobníku. Je snahou stlačit vzduch v zásobníku na co největší možný tlak z důvodu zvětšení výstupního výkonu expanzního zařízení. Tlak v zásobníku je omezen jedním důležitým parametrem, kterým je hydrostatický tlak kapilárně vázané vody pro střední hloubku zásobníku:

$$p_L = \rho \cdot g \cdot h \quad [\text{Pa}] \quad (5.12)$$

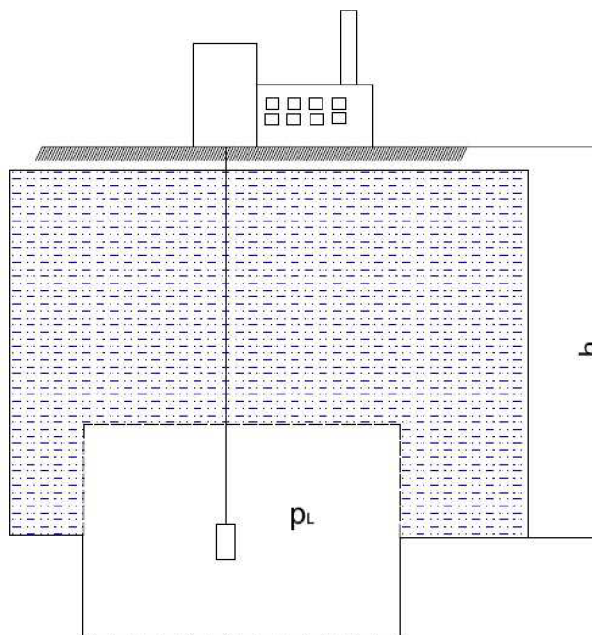
p_L	hydrostatický / teoretický skladovací tlak	[Pa]
g	gravitační zrychlení	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
h	střední hloubka zásobníku	[m]
ρ	hustota vody	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$

Voda v hornině nad zásobníkem má funkci těsnění a brání úniku plynů. Pokud by byl ložiskový tlak významně vyšší než hydrostatický, zásobník pravděpodobně sníží svou těsnost. Pro některé zásobníky zemního plynu v ČR jsou uvedeny následující skladovací tlaky:

zásobník	hloubka [m]	skladovací tlak [bar]	typ	hydrostatický tlak ložiska
Dolní Dunajovice	1058 m	68 - 130 bar	vytěžené ložisko	105,8 bar
Háje u Příbrami	950 m	95 - 125 bar	kaverna	95 bar
Lobodice	375 m	38 - 58 bar	aquifer	37,5 bar
Tvrdonice – 3 horizonty	900m	70 -139 bar	vytěžené ložisko	90 bar
	1200m	73-147 bar		120 bar
	1500m	72-152 bar		150 bar

Tabulka 6.1 - Skladovací tlaky některých podzemních zásobníků zemního plynu v ČR

Z tabulky je možné vyčíst, že hodnota hydrostatického tlaku zásobníku je víceméně orientační. Skutečné skladovací tlaky se oproti této hodnotě liší o $\pm 20\%$. Záleží na geologickém průřezu každého ložiska a určení vhodných skladovacích tlaků.



Obrázek 6.5 - Schéma závislosti hloubky zásobníku na skladovacím tlaku

6.2.3 Oblast Rosicko-Oslavanské uhelné pánve

Při návrhu zařízení pro uskladnění vzduchu ve vytěžených prostorách dolů Rosicko – Oslavanské uhelné pánve se vychází ze střední hloubky. Nejvyšší dosažená hloubka těchto podzemních prostor je 1428m. V dalších prostorách se hloubka pohybuje průměrně kolem 1000m. V tomto případě se může zásobník přizpůsobit různým požadavkům. Při konstrukci kavernového typu zásobníku zemního plynu v Hájích u Příbrami bylo použito zátek k utěsnění skladovacích prostor. Při použití zátek je možné střední hloubku zásobníku upravit a najít tak ideální hladinu skladovacího tlaku.

Maximální ideální ložiskový tlak vychází podle rovnice (5.12) :

$$p_L = \rho \cdot g \cdot h = 1000 \cdot 10 \cdot 1000 = 1000000 \text{ Pa} = 100 \text{ bar}$$

Z důvodů lepší dostupnosti bude vzduch stlačován do hloubek maximálně kolem 300-400 m, kde jsou vytěžené prostory rozsáhlejší. Kvůli těžbě černého uhlí je horní vrstva pískovců v této oblasti rozpraskaná, to snižuje těsnost podloží a skladovací tlak je nutné zmenšit. Pro navrhované zařízení budou maximální skladovací tlaky v rozmezí:

$$p_{Lmax} = 20-27 \text{ bar}$$

6.2.4 Optimální kompresní poměr pro jeden stupeň komprese

Při stlačení, kdy je kompresní poměr příliš velký pro jednostupňovou kompresi, je komprese rozdělena do několika stupňů. Je snahou rozdělit kompresi na stejné části. V každé části bude vykonána přibližně stejně velká kompresní práce. Počet stupňů volíme podle vztahu:

$$ps = \sqrt[n]{\pi} \quad (5.13)$$

ps počet stupňů komprese
 π kompresní poměr
n požadovaný počet stupňů komprese

Pokud bude vzduch stlačován do podzemního zásobníku na tlak 30 bar, potom:

$$ps = \sqrt[3]{30} = 3,16$$

Kompresa bude mít 3 stupně, každá o kompresním poměru přibližně $\pi = 3$, počet stupňů komprese je zvolen. Celková kompresní práce je minimální, pokud stupně mají stejný kompresní poměr.

6.2.5 Typy kompresorů

Kompresory bývají různého provedení a uspořádání. Rozdělují se zejména podle:

- stlačovaného média na kompresory vzduchové a plynové,
- počtu stupňů na stroje jednostupňové a vícestupňové,
- celkového tlakového poměru $\sigma \pi$ na:

dmychadla $\pi < 3$
nízkotlaké kompresory $\pi = 3$ až 25
středotlaké kompresory $\pi = 25$ až 100
vysokotlaké kompresory $\pi = 100$ až 300
hyperkompresory $\pi > 300$

- dosahované výkonnosti V_d na:

kompresory malé, jestliže $V_d < 150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
kompresory střední $V_d = 150$ až $5\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
kompresory velké $V_d > 5\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Kompresory lze dále členit na vzduchem nebo vodou chlazené, na stacionární, přenosné a pojízdné. Kompresory určené k odsávání plynů z uzavřených prostorů jsou vývěvy. Jednotky s malým tlakovým poměrem a zvýšeným tlakem se nazývají dotlačovací. Jestliže pracují v uzavřeném technologickém okruhu, jsou označovány jako kompresory oběhové. Speciální provedení vyžadují chladičí kompresory stlačující chladiva.[41]

Před volbou nejvhodnějších druhů a typů kompresorů v daných provozních podmínkách je nutno posoudit jejich technické parametry, přednosti i nedostatky.[41]

Pístové kompresory

Jsou vhodné pro výkonnosti 1 až 10 000, výjimečně i 20 000 m³.h⁻¹, zejména jde-li o vysoké tlaky až 500 MPa. Mají velmi dobrou účinnost, snadno se svým ventilovým rozvodem přizpůsobují proměnlivému tlaku v potrubí. Regulace je hospodárná v širokých mezích. Nevýhodou je znečišťování stlačeného plynu mazacím olejem, množství částí podléhajících rychlému opotřebení (ventily, klikový mechanismus), pulzace plynů ve výtlačném potrubí a nevyvážené setrvačné síly i momenty zatěžující základ vibracemi. [41]

Šroubové kompresory

Stlačují vzduch kontinuálně, v bezmazném provedení bez znečištění. Mají malé rozměry, dobrou účinnost a vyvážené rotory, nevyžadují těžké základy. Nedostatkem je vestavěný tlakový poměr a velký hluk vysoké frekvence. V bezmazném provedení se uplatňují pro dodávku 350 až 40 000 m³ vzduchu za hodinu. S vnitřním olejovým chlazením jako stroje jednostupňové dosahují tlaku 0,8 MPa a výkonnosti od 50 do 3 000 m³.h⁻¹. [41]

Proudové kompresory

Patří sem turbokompresory (radiální, axiální) a ejektory. U těchto kompresorů se dosahuje stlačení plynu jeho zrychlováním a následnou přeměnou kinetické energie plynu v energii tlakovou. U turbokompresorů se tato přeměna děje při průtoku činnou částí stroje: u radiálních kompresorů oběžným kolem a za ním zařazeným difuzorem (tj. při proudění převážně odstředivým směrem), u axiálních kompresorů v rotorové a statorové lopatkové části (tj. při proudění převážně axiálním směrem). U ejektorů zrychlení stlačovaného plynu obstarává jeho smísení s rychle proudícím plynem hnacím a zvýšení tlaku pak difuzor. V turbokompresorech se udělí nasávanému plynu v oběžném kole částečné stlačení a vysoká rychlost a v následujícím pevném difuzoru se změní kinetická energie plynu v energii tlakovou.[42]

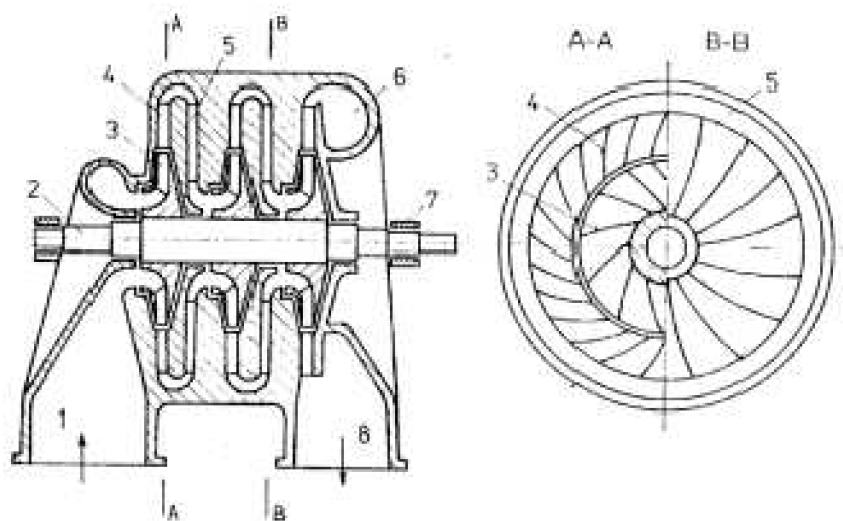
Podle průtoku plynu v oběžném kole se rozlišují turbokompresory na radiální (odstředivé), na axiální (osové) a na radiálně-axiální. U radiálního turbokompresoru proudí nasávaný plyn do oběžného kola K ve směru přibližně axiálním a v oběžném kole se změní směr na radiální. Obvodová rychlost kola je podle kritické rychlosti plynu a dovoleného namáhání kola odstředivou silou v mezích 115 až 380 m s⁻¹, u leteckých turbokompresorů 350 až 450 m s⁻¹. Při vysoké obvodové rychlosti kola působí na plyn odstředivá síla, která vyvolá jeho částečné stlačení. Po výstupu z oběžného kola následuje zpomalení plynu v difuzoru D s výsledným zvýšením tlaku. U axiálního turbokompresorů má rotor nejčastěji válcovitý nebo mírně kuželovitý buben a do drážek na jeho obvodu jsou vsazeny oběžné lopatky, zatímco difuzorové lopatky jsou vetknuty do tělesa skříně (statoru). Věnc oběžných lopatek se po délce průtočné části kompresoru střídá s věncem pevných difuzorových lopatek. K zmenšení rázu v prvním oběžném kole a k zvýšení hltnosti kola je před ním vestavěn předrozdávěč, tj. lopatková mříž pro vhodné usměrnění proudu plynu. Pro stejné poměrné

stlačení vyžaduje axiální kompresor větší počet stupňů než kompresor radiální. Jak oběžné, tak difuzorové lopatky mají u axiálních kompresorů přibližně tvar úzkých šroubových ploch s aerodynamickými profily. Obvodové rychlosti lopatek jsou povšechně nižší (pro vzduch a lehké plyny) – 240 až 260 m.s⁻¹, vzhledem k tomu, že lopatky nejsou vyztuženy diskem jako u radiálních kompresorů.[42]

Radiální kompresory

Schéma tohoto kompresoru je na obr 6.6. Plyn je nasáván sacím hrdlem **1**, v oběžném kole **3** je mu při průtoku lopatkovými kanály udělována kinetická energie. Ta se v difuzoru **4**, tvořeným opět lopatkami, přeměňuje na energii tlakovou, tj. stoupá jeho tlak. Do následujícího stupně je plyn přiváděn vratným kanálem **5**, posledním stupněm je výstupní spirálová skříň **6** a výtláčné hrdlo **8**. Hřídel je uložen v ložiskách **7**. Dynamický způsob stlačování vyžaduje vysoké obvodové rychlosti oběžných kol (150 až 450 m/s), tj. i vysoké otáčky (5 000 až 80 000 1/min) a vysoce kvalitní materiál oběžných kol.[42]

Požaduje-li se tlak vyšší (při stlačování vzduchu běžně do 1 MPa, u plynových strojů až 200 MPa), je nutno zařadit za sebe více stupňů. Stupeň tvoří oběžné kolo **3**, difuzor **4**, vratný kanál **5**. Plyn se po průchodu dvěma nebo třemi stupni chladí v externích vodních chladičích s žebrovanými trubkami. Tím se mimo snížení kompresních teplot a spotřeby energie zvětší hustota plynu, což příznivě ovlivňuje stlačování v dalších stupních[42]

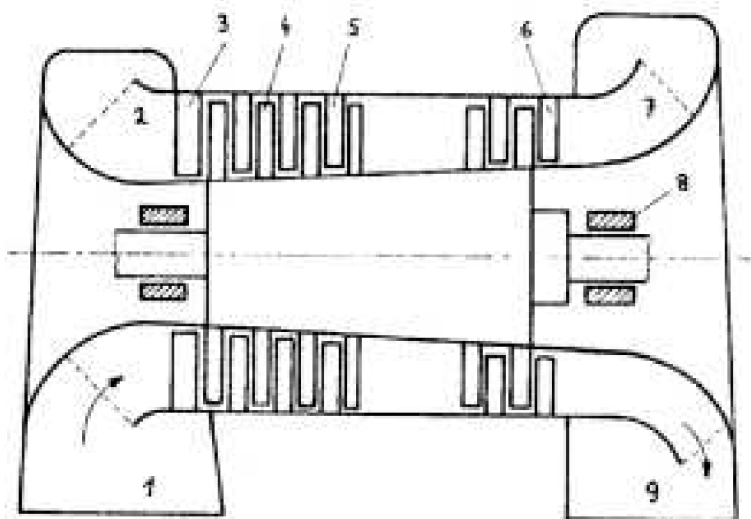


Obrázek 6.6 - Radiální kompresor [42]

Axiální kompresory

Princip axiálního kompresoru je na obr.12. Plyn se nasává hrdlem **1** do sací komory **2**, usměrňuje lopatkami předřazeného statoru **3**, urychluje oběžnými lopatkami jednotlivých kol **4** rotoru, v převáděcích lopatkách **5** statoru se zvyšuje jeho tlak a je přiváděn do dalšího stupně. Za posledním stupněm je zařazen difuzor **6** a **7**. Z něho proudí stlačený plyn do

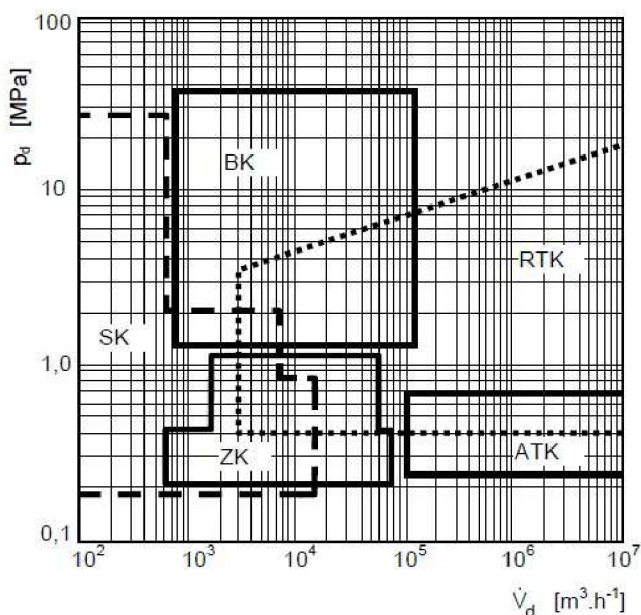
výtlačného hrdla 9. Rotor nesoucí oběžné lopatky 4 je uložen v ložiskách 8. U těchto kompresorů se plyn v průběhu celé komprese většinou nechladí, protože vedení plynu mezi stupni je obtížné. Axiální kompresory se vyrábějí pro přetlaky až asi 1,4 MPa a výkonnosti od $3 \cdot 10^4$ až $2,5 \cdot 10^6$ m³/h. Obvodová rychlost oběžných lopatek se volí až 260 m/s, což odpovídá otáčkám 3 000 až 20 000 min⁻¹. Tlakový poměr v jednom stupni je poměrně nízký, protože chybí působení odstředivé síly.[42]



Obrázek 6.7 - Axiální kompresor [42]

6.2.6 Volba typu kompresoru podle parametrů

Podle požadovaných parametrů je možné volit kompresor:



- SK – stojaté pístové kompresory
- BK – boxerové kompresory
- ZK – šroubové kompresory
- RTK – radiální turbokompresory
- ATK – axiální turbokompresory

Obrázek 6.8 - Typy kompresorů podle parametrů [42]

7 Expanze

Při návrhu expanzního zařízení můžeme vycházet ze zkušeností s expanzními turbínami pro zemní plyn. energii stlačeného vzduchu lze využít v expanzní turbíně. Získaná práce je úměrná rozdílu entalpií na vstupu a výstupu expanzní turbíny. To vede k prudkému ochlazení plynu. Aby se zabránilo vylučování vody po jeho ochlazení nebo vnějšímu namrzání potrubí a armatur, je nutné plyn před turbínou předehřívát na teplotu, která závisí na pracovním režimu turbíny, obvykle na 55 - 85°C . Turbína se instaluje paralelně k existujícímu škrticímu ventilu a vše ostatní zůstává nezměněno. Expanzní turbíny jsou stroje relativně malé a kompaktní, spojené zpravidla v jeden celek s elektrickým generátorem. Jejich výkon se pohybuje od stovek kW do deseti MW. Průtočná část turbíny je konstruována buď se stupni axiálního typu nebo častěji s radiálními dostředivými oběžnými koly. K řízení průtočného množství plynu se používá regulace natáčením lopatek vstupního statoru nebo regulační ventil na vstupu expanzní turbíny, který však svou tlakovou ztrátou snižuje výkon turbíny. Otáčky turbíny jsou vysoké (typicky 15 000 min⁻¹, ale až 40 000 min⁻¹).[47]

Při transformaci mechanické energie na elektrickou je používáno často tato koncepce. Za turbínou zařazena převodovka, která redukuje otáčky turbíny na 3 000 ot/min a v asynchronním generátoru se vyrobí proud s konstantní síťovou frekvencí 50 Hz. Jednostupňové turbíny se používají až do poměru vstupního a výstupního tlaku plynu přibližně 5:1. Při vyšším redukčním poměru začíná klesat izoentropická účinnost turbíny a rostou nároky na teplotní hladinu předehřívajícího media. Proto se v takovém případě používají dvoustupňové turbíny - dvě sériově řazené turbíny konstruované jako jeden celek s jedním elektrickým generátorem.[47]

Pro podzemní akumulátor je velmi důležité volba typu expanzního zařízení pro výrobu energie. Základním vztahem pro výpočet měrné expanzní práce turbíny je:

$$a_t = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot r \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \cdot \eta_t \quad (5.16)$$

a_t	měrná práce turbíny	[J.kg ⁻¹]
κ	Poissonova konstanta	[-]
r	plynová konstanta	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
T_3	vstupní teplota	[K]
p_3, p_4	vstupní, výstupní tlak	[Pa]
η_t	účinnost turbíny	[-]

Celkový výkon turbíny je pak :

$$P_t = a_t \cdot m_d \quad (5.17)$$

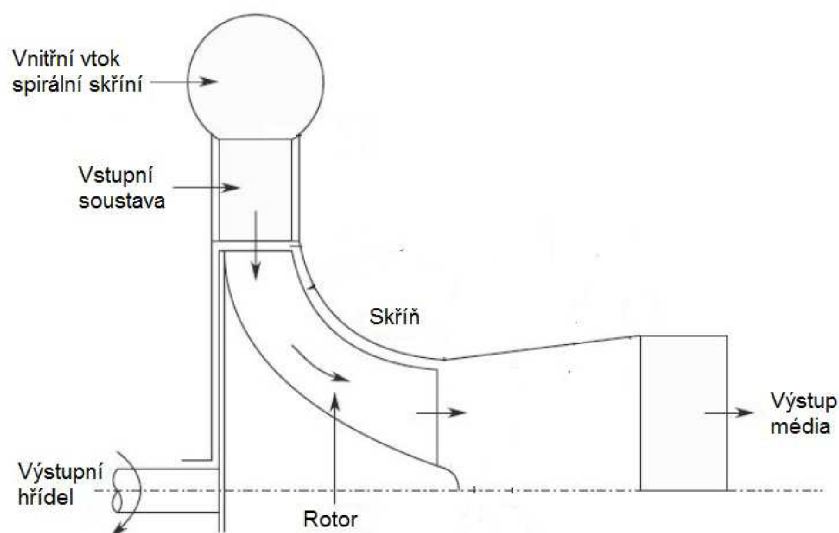
P_t	výkon turbíny	[W]
m_d	hmotnostní tok	[-]
a_t	měrná práce turbíny	[J.kg ⁻¹]

Měrná práce a hmotnostní tok vycházejí z parametrů podzemního zásobníku a požadavků sítě pro dodávání energie.

7.1 Typy turbín

Radiální turbína

Radiální turbína je proudový stroj, kde je směr proudícího média radiální na hřídel. Oproti axiálním turbínám mají větší účinnost, nižší mechanické a tepelné namáhání (při podobných výkonech). Od výkonu 5MW a více už se používají pouze axiální turbíny (radiální mají už velmi těžký, velký a drahý rotor), účinnost se také zvyšuje.



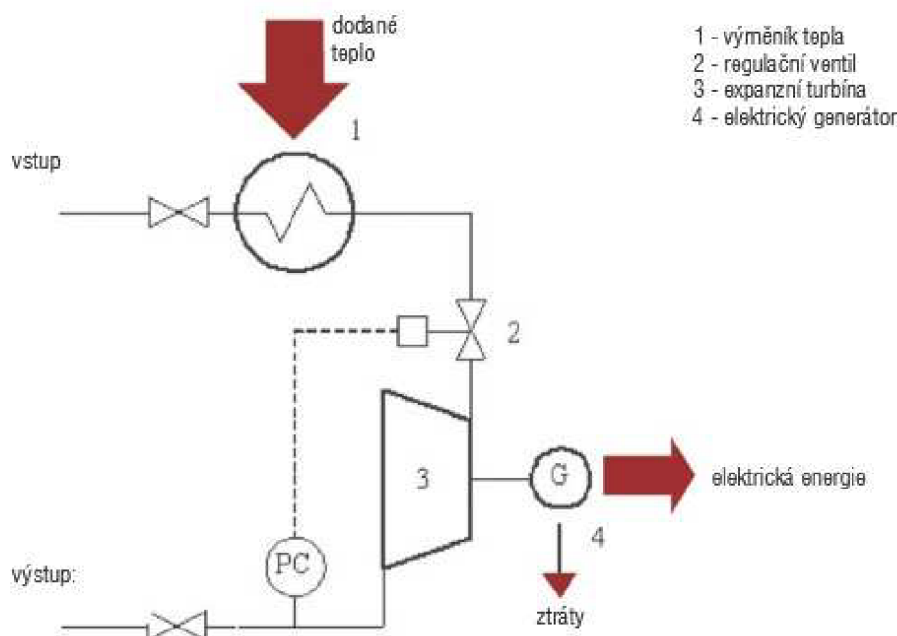
Obrázek 7.1 - Radiální turbína

Axiální turbína

Axiální turbína je takový proudový stroj, kde proudící médium vstupuje a vystupuje v axiálním směru. Existují 2 typy axiálních turbín : impulsní a reakční typ. Entalpický spád impulsního typu je pouze na rotoru. Reakční stupeň dělí entalpický spád mezi rotor a stator.

7.2 Možnosti uspořádání expanzní soustavy

7.2.1 Soustava s expanzní turbínou

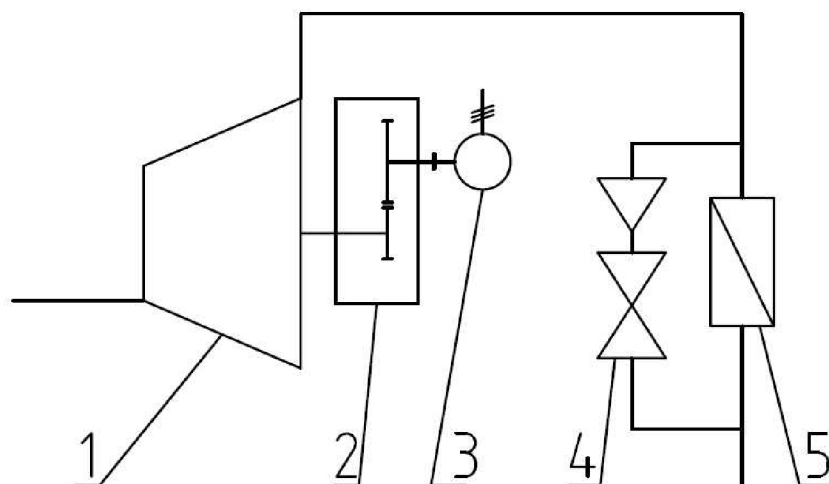


Obrázek 7.2 - Zapojení expanzní turbíny [47]

Prvním typem uspořádání je použití expanzní turbíny. Z podzemního zásobníku je přes výměník tepla stlačený vzduch přiváděn do vstupního hrdla turbíny. V turbíně vzduch expanduje, turbína pohání přes převodovku generátor. Expanze může být rozdělena do několika stupňů. Výhoda toho uspořádání je, že kompresor a turbína jsou samostatná zařízení, to znamená, že každé může být dimenzováno pro různé průtoky a výkony. Nevýhodou bude cena zařízení, kdy musí být dodán zvlášť kompresor a zvlášť turbína.

7.2.2 Soustava s reverzačním turbokompresorem

Jako nevýhodu první koncepce lze uvést potřebu dvou strojů, tedy kompresoru a turbíny, čímž se zvýší finanční náročnost výstavby i složitost konstrukce. Ve společnosti Siemens vznikl koncept reverzačního turbokompresoru, který následně získal český patent číslo 296284 z roku 2006. Reverzační turbokompresor je stroj, ve kterém mohou probíhat fyzikální pochody oběma směry, podobně jako v reverzační turbíně vodní přečerpávací elektrárny. V závislosti na smyslu otáčení pracuje buď jako kompresor, který dodává stlačený plyn do zásobníku, nebo při změně smyslu otáčení jako expanzní turbína. Reverzační turbokompresor pracuje se stlačitelnými látkami, ať už se jedná o vzduch, zemní plyn nebo jiné plyny. V případě, že je využíván k akumulaci elektrické energie, pracuje v kompresorovém režimu a dodává stlačený vzduch do podzemního zásobníku. Při nedostatku elektrické energie přejde do turbínového režimu a pohání elektrický generátor. [48]

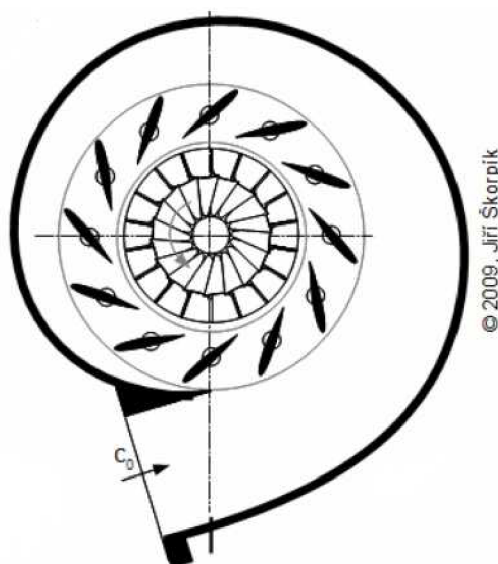


Obrázek 7.3 - Schéma soustavy reverzačního turbokompresoru [48]

- 1. reverzační turbokompresor
- 2. převodovka
- 3. motorgenerátor

- 4. regulační ventil
- 5. zpětná klapka

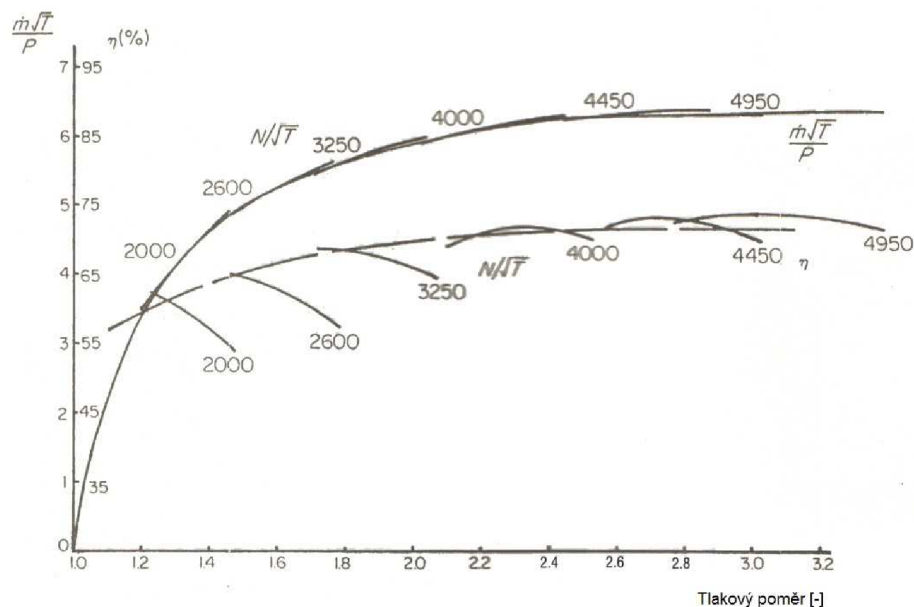
Je důležité uvést výhodu radiálně-axiálního uspořádání. V difuzoru kompresoru je možné použít natáčivé lopatky. Výhodou natáčivých lopatek je především možnost rozsáhlé regulace chodu kompresoru v různých režimech s vysokou účinností.



Obrázek 7.4 - Provedení lopatkového difuzoru u axiálně-radiálního stupně [53]

7.2.3 Charakteristika turbíny

Charakteristiku turbíny je možné vyjádřit jako závislost bezrozměrného průtoku a účinnosti na tlakovém poměru turíny.



Obrázek 7.5 – Průtoková charekteristika turbíny [55]

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T}}{P}$$

bezrozměrný průtok – pro různé hodnoty výstupního tlaku a teploty

$$\frac{N}{\sqrt{T}}$$

bezrozměrné otáčky – pro různé hodnoty výstupního tlaku a teploty

8 Typy podzemních zásobníků

Jako podzemní zásobníky pro stlačený vzduch mohou být použity různé geologické útvary:

Solné dómy

Jedním z vhodných zásobníků pro stlačený vzduch jsou solné dómy. Takto uskladňují stlačený vzduch dvě pracující zařízení na světě (Huntorf, McIntosh). Technologie pro výrobu zásobníků požadovaných velikostí není příliš nákladná a je spolehlivá. Solné dómy mají také další vhodné vlastnosti pro uskladnění vzduchu. Jsou neprodyšné a mají velmi dobré plastické vlastnosti, velmi dobře reagují na změny tlaku při zachování vnitřní struktury. Při vytváření takového zásobníku je cena přibližně 2\$ za 1kWh výstupní energie.[1]



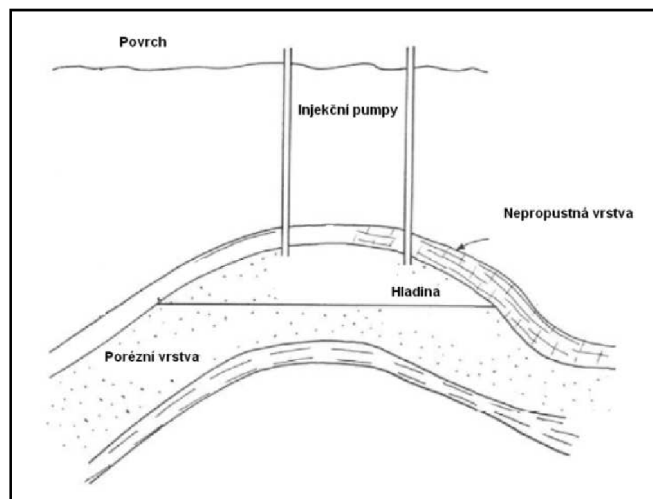
Obrázek 8.1 - Příklad zásobníku v solném dómě [10]

Kamenný masiv

Tvrdá hornina, neboli klasický žulový masiv je možnou variantou. Cena za vyhloubení takového zásobníku může přesáhnout až 30\$ za 1 kWh výstupní energie, což je 15x více než u solných dómů. V některých případech můžeme použít již existující útvary, jako například vytěžené doly. Při návrhu se počítá s tím, že stěny zásobníku mají být vybetonované kvůli zlepšení plastických vlastností a zlepšení neprodyšnosti. Tak se může cena dostat na 10\$ za 1 kWh.[1]

Polopropustná vrstva - aquifer

Třetí možností je využití polopropustné porézní vrstvy. Vzduch je stlačován mezi hladinu podzemní vody a nepropustnou vrstvou.[1]



Obrázek 8.2 - Skladování v porézní propustné hornině [1]

8.1 Typy zásobníků – dělení dle stálého tlaku a stálého objemu

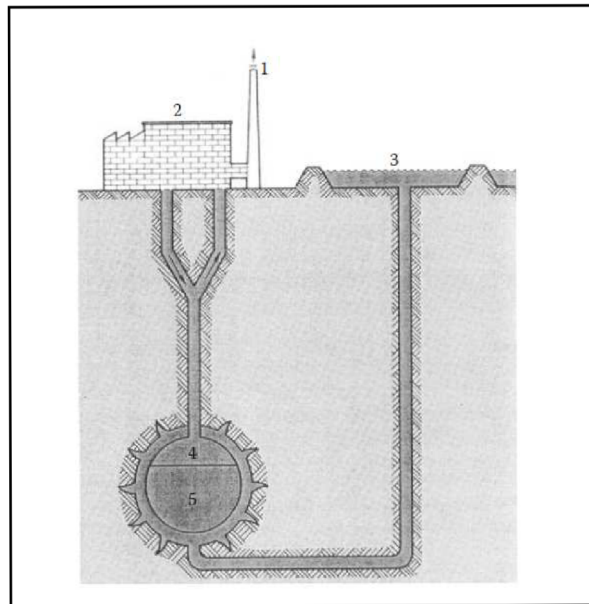
Zařízení CAES pracuje v několika módech podle typu zásobníku. Nejvíce používaným způsobem je provoz při stálem objemu podzemního zásobníku. To znamená že objem zásobníku se nemění a tlak v zásobníku je stále udržován nad vstupním tlakem to expanzního zařízení. Z toho vyplývají dvě možnosti provozu :

- 1) První je možnost navrhnout takové zařízení, kde se turbína dokáže srovnat se změnami vstupního tlaku. Výkon turbíny se bude s časem snižovat. Tato varianta potřebuje výrazně menší podzemní zásobníky. [1]
- 2) Druhou možností je udržovat stálý tlak na vstupu do expanzního zařízení pomocí regulace vstupního vzduchu. Tato možnost potřebuje kvůli regulačním ztrátám větší podzemní zásobníky. [1]

Obě zařízení, která jsou nyní v provozu (Huntorf, McIntosh), využívají druhou variantu zásobníku o stálem objemu se regulací vstupního vzduchu na stálý tlak.

Existuje také třetí varianta, která je víceméně experimentální. Tato varianta uvažuje o zásobníku se stálým tlakem a měnitelným objemem. Měnitelný objem je zajištěn hladinou vody ve spodní části zásobníku. Ta je spojena s pozemní nádrží. Použití takového typu zásobníku snižuje ztráty a zvyšuje účinnost celého zařízení. Tento typ zásobníku lze použít pouze v tvrdé hornině, protože v solném dómě by voda rozpouštěla stěny zásobníku.

V případě polopropustné vrstvy by se voda smíchala s podzemní a odtekla by. Velikost zásobníku je srovnatelná s druhým případem.[1]

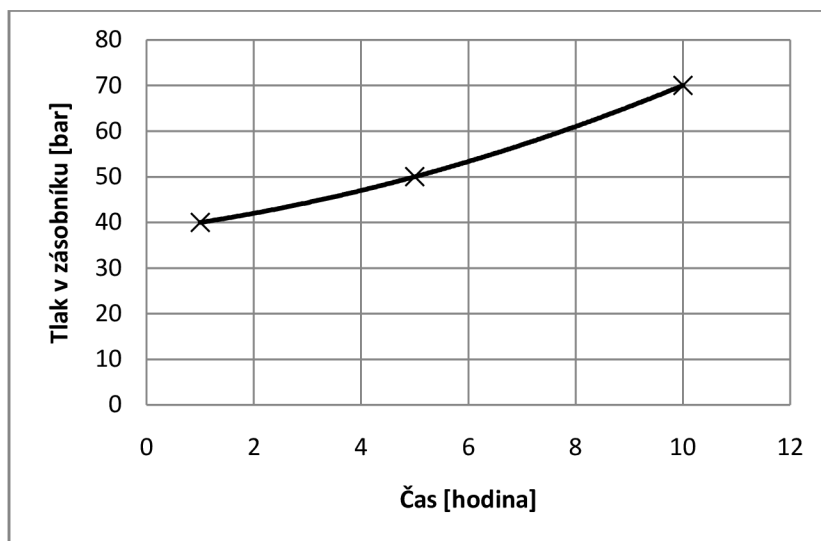


Obrázek 8.3 - Vyrovňovací zásobník [1]

8.2 Volba hmotnostních toků podle typu zásobníku

Všechny rozbory v této práci budou zpracovány pro zásobník se stálým objemem. V zásadě existují 2 možnosti, jak volit velikost zásobníku. Záleží na tlakovém spádu celého podzemního zásobníku. Můžeme volit zásobník s menším objemem, který bude natlakován na vyšší tlak a vstupní tlak na turbínu bude regulován na stálý. Tlakový spád v takovém zásobníku bude mít strmější charakteristiku.

8.2.1 Zásobník s velkou časovou tlakovou diferencí a malým objemem



Obrázek 8.4 - Tlakový spád v zásobníku - příklad komprese

Výpočet požadovaného hmotnostního průtoku kompresorem

Je uvažována komprese z minimálního požadovaného tlaku v zásobníku na maximální tlak (provozní podmínky). Spodní tlaková hranice volena 40 bar. Horní hranice volena 60 bar. Předpokládáme, že 40 bar je minimální vstupní tlak do expanzního zařízení. Velikost zásobníku volena $130\,000\text{m}^3$.

Výpočet je řešen spočítáním hmotností rozdílů vzduchu v daných stavech.

$$p_1 = 40 \text{ bar}$$
$$p_2 = 60 \text{ bar}$$

počáteční tlak
koncový tlak

$$T_1 = T_2 = 293 \text{ K}$$
$$V_1 = V_2 = 130\,000 \text{ m}^3$$
$$M = 0,0289 \text{ kg} \cdot \text{mol}^{-1}$$
$$R = 8,314 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$$

snaha o snížení výstupní teploty akumulací tepla
vychází se z objemu podobných zařízení
molární hmotnost vzduchu
molární plynová konstanta

Stav zásobníku před kompresí – stavová rovnice - stav 1:

$$p_1 \cdot V_1 = \frac{m_1}{M} \cdot R \cdot T \quad (5.13)$$

Vyjádření hmotnosti m_1 :

$$m_1 = \frac{p_1 \cdot V_1 \cdot M}{R \cdot T}$$

$$m_1 = \frac{4000000 \cdot 130000 \cdot 0,0289}{8,314 \cdot 293} = 6\,169\,124 \text{ kg}$$

Stav zásobníku po kompresi - stav 2 - vyjádření hmotnosti m_1 :

$$m_1 = \frac{p_1 \cdot V_1 \cdot M}{R \cdot T}$$

$$m_1 = \frac{6000000 \cdot 130000 \cdot 0,0289}{8,314 \cdot 293} = 9\,253\,686 \text{ kg}$$

Hmotnostní rozdíl :

$$\Delta m = m_2 - m_1 = 9253686 - 6169124 = 3\,084\,562 \text{ kg}$$

Z vypočteného hmotnostního rozdílu a znalosti požadované doby stlačování je možné spočítat hmotnostní průtok kompresorem. Pokud pro tento příklad zvolíme dobu stlačování 10 hodin, bude hmotnostní průtok kompresorem :

$$\Delta m = 3\,084\,562 \text{ kg}$$

$$t = 10 \text{ hod} = 36\,000 \text{ s}$$

$$\dot{m} = \frac{\Delta m}{t} = \frac{3\,084\,562}{36\,000} = 85,68 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

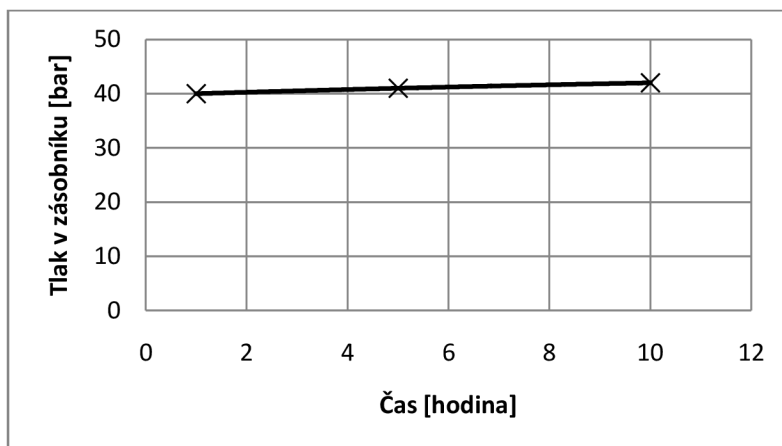
$$\dot{m} = 308\,448 \text{ kg} \cdot \text{hod}^{-1}$$

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{308\,448}{1,18} = 257\,040 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$$

Podle obrázku 5.8 (str. 54) určíme, že pro tento typ zařízení se hodí radiální nebo axiální turbokompresor, tyto typy kompresorů zvládají hmotnostní průtoky přes 100 000 kg.hod⁻¹.

8.2.2 Zásobník s malou časovou tlakovou diferencí a velkým objemem

Další možností je volit zásobník o velmi velkém objemu, kde při expanzi bude tlakový spád velmi malý. Vstupní tlak na expanzní zařízení se nemusí regulovat. Je možné proto použít klasickou expanzní turbínu. Změna tlaku v zásobníku je pozvolná.



Obrázek 8.5 – Tlakový spád v zásobníku s malou tlakovou diferencí

Výpočet množství dodaného vduchu

Spodní tlaková hranice bude volena 40 bar. Horní hranice volena 42 bar. Velikost zásobníku 1 600 000 m³.

$$p_1 = 40 \text{ bar}$$

$$p_2 = 42 \text{ bar}$$

$$T_1 = T_2 = 293 \text{ K}$$

$$M = 0,0289 \text{ kg} \cdot \text{mol}^{-1}$$

$$R = 8,314 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$$

$$V_1 = V_2 = 1\,600\,000 \text{ m}^3$$

Výpočet je stejný jako v předchozím případě :

$$\Delta m = 3\,796\,383 \text{ kg}$$

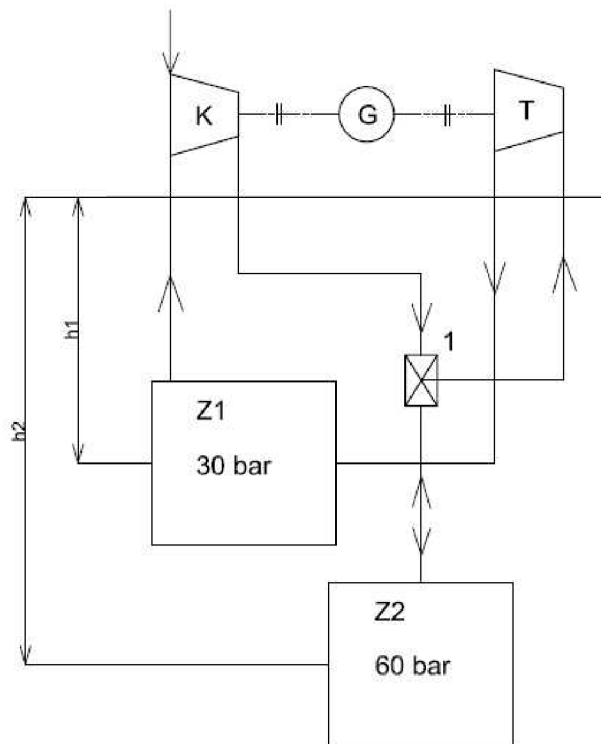
$$t = 10 \text{ hod} = 36000 \text{ s}$$

$$\dot{m} = \frac{\Delta m}{t} = \frac{3\,796\,383}{36000} = 105,45 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\dot{m} = 379\,638 \text{ kg} \cdot \text{hod}^{-1}$$

8.2.3 Zásobník s několika tlakovými hladinami

Je možné použít zásobník s několika skladovacími horizonty. Takový zásobník má několik výhod.



Obrázek 8.6 - Zařízení se dvěma skladovacími horizonty

Zařízení pracuje jako uzavřený okruh. Pouze při uvádění do provozu je nasáván atmosférický vzduch. Při expanzi vzduch ze zásobníku Z2 expanduje přes turbínu do zásobníku Z1. Při kompresním módu je vzduch ze zásobníku Z1 stlačen do zásobníku Z2. V tomto schématu není zakresleno chlazení komprese.

Kompresor nasává vzduch o vyšším tlaku, to znamená, že vzduch má menší měrný objem a zařízení bude mít menší rozměry při zachování stejného hmotnostního průtoku (ve srovnání s nasáváním atmosférického vzduchu).

Měrné objemy pro :

$$\begin{array}{ll} \text{vzduch, 1 bar, } 20^{\circ}\text{C} & v_1 = 0,84 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \\ \text{vzduch, 30 bar, } 20^{\circ}\text{C} & v_2 = 0,027 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \end{array}$$

Měrný objem pro vyšší tlak je 31x menší.

8.3 Zásobník - lokalita Rosicko-Oslavanská pánev

Následující tabulky znázorňují hmotnostní a objemové toky podle voleného tlakového spádu v zásobníku. Tabulky jsou zpracovány pro různé objemy zásobníků, volba jejich objemu vysvětlena v kapitole 10.1. Předpokládané tlakové hladiny:

$p_1 = 27$ bar

$p_2 = 26-23$ bar

		Zásobník 500 000 m ³			
		Varianty			
Vstupní hodnoty	Rozměr	V1	V2	V3	V4
tlak p_2	bar	26	25	24	23
doba komprese	h	3			
	h	6			
	h	9			
Výsledné hodnoty	3h				
Hmotnostní tok	kg/s	54,92	109,84	164,77	219,69
	t/h	197,71	395,42	593,17	790,88
Objemový tok	m ³ /s	46,54	93,08	139,64	186,18
Hmotnostní rozdíl zásobníku	kg	593 185	1 186 370	1 779 555	2 372 740
Výsledné hodnoty	6h				
Hmotnostní tok	kg/s	27,46	54,92	82,38	109,84
	t/h	98,86	197,71	296,57	395,42
Objemový tok	m ³ /s	23,27	46,54	69,81	93,08
Hmotnostní rozdíl zásobníku	kg	593 185	1 186 370	1 779 555	2 372 740
Výsledné hodnoty	9h				
Hmotnostní tok	kg/s	18,30	36,61	54,92	73,23
	t/h	65,88	131,80	197,71	263,63
Objemový tok	m ³ /s	15,51	31,03	46,54	62,06
Hmotnostní rozdíl zásobníku	kg	593 185	1 186 370	1 779 555	2 372 740

Hodnoty pro zásobník o objemu 1 000 000 m³

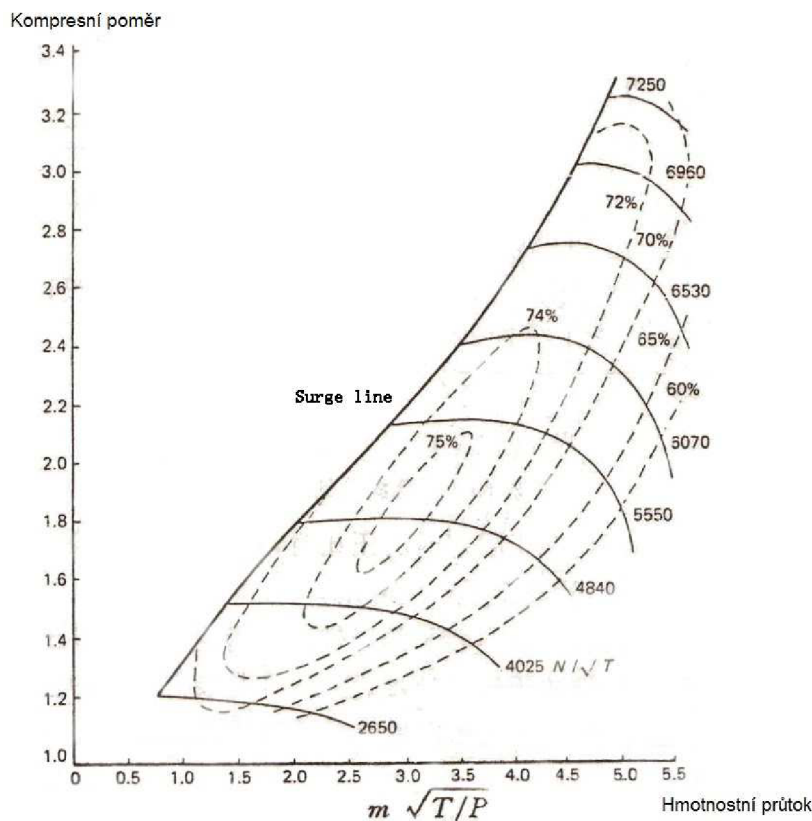
		Zásobník 1 000 000 m ³			
		Varianty			
Vstupní hodnoty	Rozměr	V1	V2	V3	V4
tlak p ₂	bar	26	25	24	23
doba komprese	h	3			
	h	6			
	h	9			
Výsledné hodnoty	3h				
Hmotnostní tok	kg/s	109,84	219,69	329,54	439,39
	t/h	395,42	790,88	1186,34	1581,80
Objemový tok	m ³ /s	93,08	186,18	279,27	372,36
Hmotnostní rozdíl zásobníku	kg	1 186 370	2 372 740	3 559 110	4 745 481
Výsledné hodnoty	6h				
Hmotnostní tok	kg/s	54,92	109,84	164,77	219,69
	t/h	197,71	395,42	593,17	790,88
Objemový tok	m ³ /s	46,54	93,08	139,64	186,18
Hmotnostní rozdíl zásobníku	kg	1 186 370	2 372 740	3 559 110	4 745 481
Výsledné hodnoty	9h				
Hmotnostní tok	kg/s	36,61	73,23	109,84	146,46
	t/h	131,80	263,63	395,42	527,26
Objemový tok	m ³ /s	31,03	62,06	93,08	124,12
Hmotnostní rozdíl zásobníku	kg	1 186 370	2 372 740	3 559 110	4 745 481

Hodnoty pro zásobník o objemu 1 500 000 m³

		Zásobník 1 500 000 m³			
		Varianty			
Vstupní hodnoty	Rozměr	V1	V2	V3	V4
tlak p ₂	bar	26	25	24	23
doba komprese	h	3			
	h	6			
	h	9			
Výsledné hodnoty	3h				
Hmotnostní tok	kg/s	164,77	329,54	494,32	659,02
	t/h	593,17	1186,34	1779,55	2372,47
Objemový tok	m ³ /s	139,64	279,27	418,92	558,49
hmotnostní rozdíl zásobníku	kg	1 779 555	3 559 110	5 338 666	7 118 221
Výsledné hodnoty	6h				
Hmotnostní tok	kg/s	82,38	164,77	247,16	329,54
	t/h	247,14	494,31	741,48	988,62
Objemový tok	m ³ /s	69,81	139,64	209,46	279,27
Hmotnostní rozdíl zásobníku	kg	1 779 555	3 559 110	5 338 666	7 118 221
Výsledné hodnoty	9h				
Hmotnostní tok	kg/s	54,92	109,84	164,77	219,69
	t/h	197,71	395,42	593,17	790,88
Objemový tok	m ³ /s	46,54	93,08	139,64	186,18
Hmotnostní rozdíl zásobníku	kg	1 779 555	3 559 110	5 338 666	7 118 221

8.4 Charakteristika kompresoru

Práci kompresoru za různých podmínek nejlépe charakterizuje univerzální charakteristika kompresoru. Tato charakteristika dává do souvislosti hmotnostní průtok, účinnost, kompresní poměr a otáčky kompresoru.



Obrázek 8.7 - Univerzální charakteristika kompresoru [55]

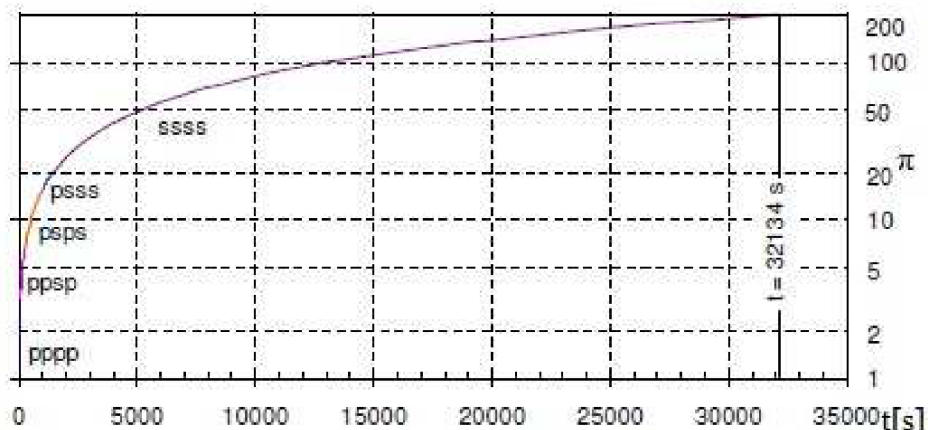
V univerzální charakteristice se vynášejí stlačení kompresoru, účinnost na odvozeném bezrozměrném průtoku a bezrozměrných otáčkách. Charakteristika kompresoru tedy zobrazuje stabilní oblast práce kompresoru při různých provozních režimech. Tato charakteristika je z levé strany oddělena od nestabilní oblasti tzv. mezí pumpování. Vlevo od této meze, tedy ve směru se zmenšujícím se hmotnostním tokem až po nulový hmotnostní průtok, je provoz kompresoru nestabilní. Příčinou jsou dva úkazy nestability, a to rotující odtržení proudu a pumpování. Pravá strana pracovní oblasti kompresoru je také omezena, a to tzv. aerodynamickým ucpáním kompresoru. [56][40]

8.4.1 Charakteristika kompresoru ve spojení s typem podzemního zásobníku

Z hlediska účinnosti komprese je nejvhodnějším typem zásobník s malou tlakovou diferencí. Zásobník na stlačený vzduch se jeví jako spotřebič. Při malé tlakové diferencii v průběhu komprese se nemění hodnoty výkonu, účinnosti a hmotnostního toku, kompresor pracuje se stabilními parametry. Díky tomu můžeme navrhnout kompresor s ideálním pracovním bodem s nejvyšší možnou účinností díky téměř neměnným parametrům podzemního zásobníku.

8.4.2 Zásobník s velkou tlakovou změnou - možnost zapojení kompresorů

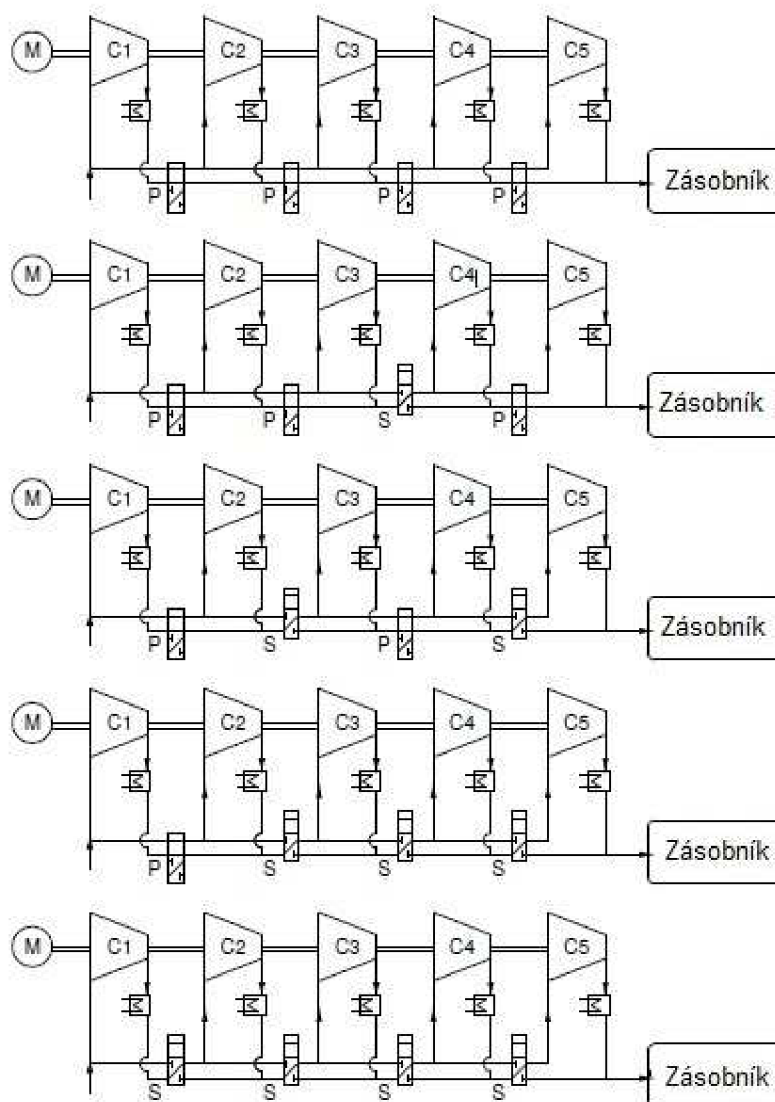
Ve fázi stlačování se kompresní poměr postupně zvyšuje na svou maximální hodnotou závislou na maximálním tlaku v zásobníku. Opačně se děje při expanzi u zásobníku s velkou časovou změnou tlaku. Skutečný kompresor nebo turbína těžko pracují s požadovanou účinností v takovém rozsahu. Problém může být vyřešen měnitelným řazením kompresorů. V první fázi pracují kompresory paralelně, kdy dodávají velký hmotnostní tok do zásobníku. Jak se tlak zvyšuje, kompresory jsou přeřazeny do sériového zapojení. Průběh a zapojení komprese znázorňuje následující obrázek.



Obrázek 8.8 - Průběh komprese a zapojení kompresorů [44]

V počáteční fázi jsou zapojeny všechny kompresory paralelně – zapojení ppps. V konečné fázi komprese jsou zapojeny sériově – zapojení ssss.

Další obrázek popisuje schéma zapojení kompresorů.



Obrázek 8.9 - proměnlivé zapojení kompresorů [44]

Z obrázku je patrné, že zapojení využívá 2 větve a přepínací ventily. Jedna větev slouží pro paralelní zapojení a druhá větev pro sériové zapojení. Při změně spotřební charakteristiky zásobníku se automaticky ventily přepínají do daných zapojení. Toto zapojení je vhodné pro zásobník s velkou časovou tlakovou diferencí (tlaková charakteristika

9 Akumulace tepelné energie

Teplo vzniklé kompresí vzduchu musí být uskladněno vhodnou technologií akumulace tepla. Teplo je později v procesu použito při ohřevu vzduchu před vstupem do expanzního zařízení.

Podle typu akumulační látky a využití podle fyzikálních vlastností a principu lze akumulaci dělit na:

- **akumulaci s využitím citelného tepla**- dochází k ohřátí kapaliny nebo pevné látky bez změny skupenství- využití tzv. citelného tepla. Využívá se tepelné kapacity látek v daném rozsahu teplot, akumulovaná energie je přímo závislá na počáteční a konečné teplotě, nejlepší a nejvíce používanou látkou je voda, která má velké měrné teplo. Hustota akumulace u tohoto typu 100-300 MJ/m³; [45]
- **akumulaci s využitím skupenského tepla**- „zde se využívá takzvaného latentního tepla, (tj. skupenského tepla tání/tuhnutí) a tepelné kapacity látky (v pevném a tuhém stavu.)“ Dostupné používané látky jsou například parafín, vosk nebo solné hydráty jako Glauberova sůl. Hustota akumulace 150-500 MJ/m³ [45]
- **akumulaci s využitím sorpčního tepla**- u tohoto způsobu se využívá akumulace vodní páry v tuhé (adsorpce) nebo kapalné (absorpce) látce, využívá se uvolňovaného tepla při sorpci. Hustota akumulace mezi 500-1000 MJ/m³; [45]
- **akumulaci s využitím chemických reakcí**- „tento princip využívá vratné chemické reakce, které jsou doprovázené jímáním/uvolňováním tepla.“ Hustota akumulace 1000–3000 MJ/m³. [45]

9.1.1 Akumulace s využitím tepla

Tento typ akumulace s využitím citelného tepla využívá tepelné kapacity akumulační látky. Jímání (uvolňování) tepla je doprovázeno změnou teploty pracovní látky (ohřevem nebo ochlazením).“ Matematicky lze tuto akumulaci popsat následující rovnicí:

$$Q = V \cdot \rho \cdot c \cdot (T_2 - T_1) \quad (5.14)$$

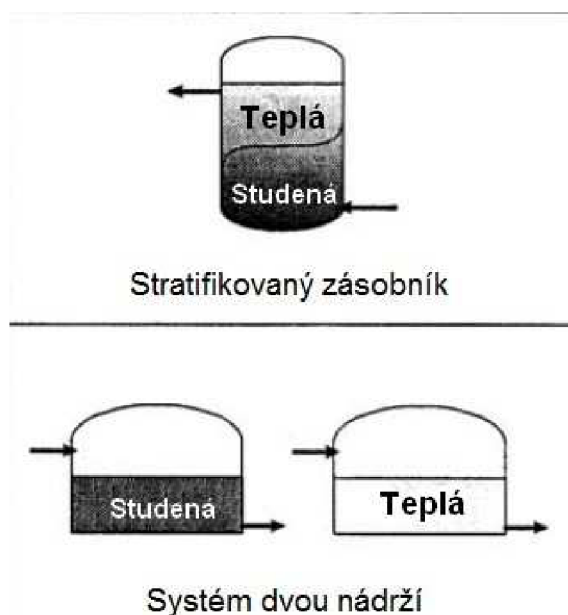
V	objem pracovní látky	[m ³]
ρ	hustota pracovní látky	[kg/m ³]
c	je měrná tepelná kapacita pracovní látky	[J/kg.K]
$T_{1,2}$	jsou teploty na počátku a na konci uvolňování tepla	[K]
Q	teplo	[J]

Vhodnou pracovní látkou je látka s velkou tepelnou kapacitou, která je zároveň levná. Těmto podmínkám nejlépe odpovídá voda. Používají se také pevné látky, např. šterk často i kombinace šterku s vodou, pro zvýšení hustoty akumulace. Největší výhodou pevných látek je rozsah provozních teplot, který je větší než u vody, ale také jednodušší konstrukce zásobníku. U zásobníků s pevnými látkami také nehrozí poškození mrazem, což u zásobníků s vodou je problém. [45]

Vodní zásobníky patří mezi nejběžnější a nejpoužívanější zásobníky tepla v solární technice. Voda má ve srovnání s jinými látkami velké množství výhod: je dostupná, levná, nehořlavá, nejedovatá, má výborné přenosové vlastnosti (vodivost) a vysokou tepelnou kapacitu. Nevýhodou je omezený pracovní teplotní rozsah, při 0°C tuhne, čímž mění svůj objem a při 100°C se vypařuje a při tom také mění svůj objem, a to výrazně, dále má malé povrchové napětí („úniky netěsnostmi“) a je korozivní. [45]

9.1.2 Konstrukční řešení zásobníku

Konstrukční řešení vodního akumulátoru je možné řešit dvěma způsoby. Prvním je použití teplotně stratifikovaného zásobníku. Tento zásobník uchovává vodu v několika teplotních horizontech. Vnitřními vestavbami je zabráněno promíchávání tekutiny. Druhou možností je použití dvou oddělených nádrží s teplým a studeným médiem.



Obrázek 9.1 - Dvojí řešení vodních zásobníků [46]

9.1.3 Výpočet potřebného chladicího výkonu - bilance

V chladiči se odvádí množství tepla

$$Q_{ch} = m \cdot \Delta i \quad \text{kde} \quad \Delta i = i_1 - i_2 \quad (5.15)$$
$$Q_{ch} = m \cdot c_p \cdot \Delta t$$

m	množství vzduchu	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$
c_p	měrná tepelná kapacita vzduchu při stálém tlaku	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$
Δt	požadované ochlazení vzduchu	$[\text{K}]$
Δi	rozdíl entalpií vzduchu před a za chladičem	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$

Při výpočtech bude výměník řešen pouze bilančně. Celkový návrh výměníku je nad rámec této diplomové práce.

10 Akumulační zásobník – lokalita Rosicko-Oslavanská pánev

Návrh zařízení se bude věnovat několika krokům. Prvním bude stanovení parametrů podzemního zásobníku z údajů o množství vytěženého uhlí. Dále bude navržen kompresor o vhodném výkonu. Poté se návrh bude věnovat tepelnému výměníku a návrhu vhodného expanzního zařízení.

10.1 Parametry podzemního zásobníku

Zařízení bude navrženo pro prostory vytěžených dolů Rosicko-Oslavanské uhelné pánve. Počátky těžby černého uhlí v oblasti rosických uhelných dolů se datují od roku 1760. V Boskovické brázdě rosicko-oslavanské pánve se vyskytují tři sloje o mocnosti od 0 do 6 m. Dobývací prostor byl stanoven na území o ploše 22,5 km². Ložisko bylo otevřeno celkem 66 hlavními důlními díly (štolami a jámami), které dosáhly hloubky až 1 450 m (jáma Jindřich II). Těžba byla ukončena v roce 1992. Za celé období zde bylo vytěženo 64 743 124 tun černého uhlí, z toho 21 142 220 tun po roce 1946.[50]

10.1.1 Teoretický objem podzemního zásobníku

Objem vytěžených prostor bude určen hrubým odhadem podle množství celkového vytěženého uhlí.

střední hodnota hustoty černého uhlí
celková hmotnost vytěženého uhlí

$$\rho_u = 1350 \text{ kg.m}^{-3}$$
$$m_u = 64\,743\,124\,000 \text{ kg}$$

Teoretický objem vytěžených prostor:

$$V_u = \frac{m_u}{\rho_u} = \frac{64\,743\,124\,000}{1350} = 47\,957\,869 \text{ m}^3 \quad [6.1]$$

Tento teoretický objem je možné ověřit výpočtem podle výkonu Oslavanské elektrárny. Vytěžené uhlí nebylo ovšem dodáváno pouze do této elektrárny, proto musí objem vycházet menší.

Výkon elektrárny v různých letech

1913 – 1920	4,5	MW
1922 – 1929	20	MW
1929 – 1942	49,8	MW
1942 – 1964	63	MW
1964 – 1993	115	MW

Údaje o výkonu nejsou zcela přesné, protože jednotlivá soustrojí se dodávala postupně. Pro tento výpočet budou údaje považovány za dostačující.

Při výpočtu byla účinnost energetické přeměny elektrárny stanovena:

$$\eta_{\text{celk}} = 30\%$$

Celková dodaná energie (účinnost započítána):

$$E_{\text{dod}} = 5,823 \cdot 10^{11} \text{ MJ}$$

Celková hmotnost a objem vytěženého uhlí:

$$m_u = 20\,798\,367\,429 \text{ kg}$$

$$V_u = 15\,406\,198 \text{ m}^3$$

S tak velkým objemem nelze pro zásobník počítat, protože v oblasti se nachází 66 důlních děl

$$V_{z_max} = 3\,000\,000 \text{ m}^3$$

Úpravou vytěžených prostor, jako je například použití ucpávek, můžeme dosáhnout požadovaného objemu pro dané skladovací prostory.

10.1.2 Skladovací tlak a teplota v podzemním zásobníku

Po dohodě s konzultantem je skladovací tlak volen:

$$p_s = 27 \text{ bar}$$

I když by skladovací tlak mohl být volen vyšší, protože maximální hloubka se pohybuje až kolem hodnoty 1000m, je volen nižší kvůli geologickým vlastnostem podloží a hloubce slojí pod povrchem. Volba tohoto tlaku by měla zaručovat relativní těsnost zásobníku. Objem zásobníku bude volen tak, aby tlakový spád v zásobníku byl malý v závislosti na čase, to zjednoduší návrh kompresního a expanzního zařízení, parametry plynu se budou měnit jen málo a stroje budou pracovat s větší účinností.

Doporučená skladovací teplota v zásobníku:

$$T_s = 25 - 30^\circ\text{C}$$

Skladovací teplota musí být volena tak, aby nebyly vnitřní stěny zásobníku příliš tepelně námáhány. Překročení skladovací teploty může způsobit teplotní dilatace stěn a popraskání, což zhoršuje těsnost zásobníku.

10.2 Kompresní část

Volba výkonu kompresoru velmi záleží na době komprese. Komprese musí probíhat v období nízkého odběru ze sítě, kdy je vzduch stlačován do zásobníku za nízkou cenu. Tomu odpovídá doba stlačování:

$$t_s = \max 9 \text{ hod} \quad \text{bere se v úvahu období od 21:00 - 6:00} \quad (\text{mimo špičku})$$

Základní hodnota, ze které se vychází, je změna tlaku v zásobníku. Ta je volena:

$$p_{s1} = 27 \text{ bar}$$
$$p_{s2} = 22 \text{ bar}$$

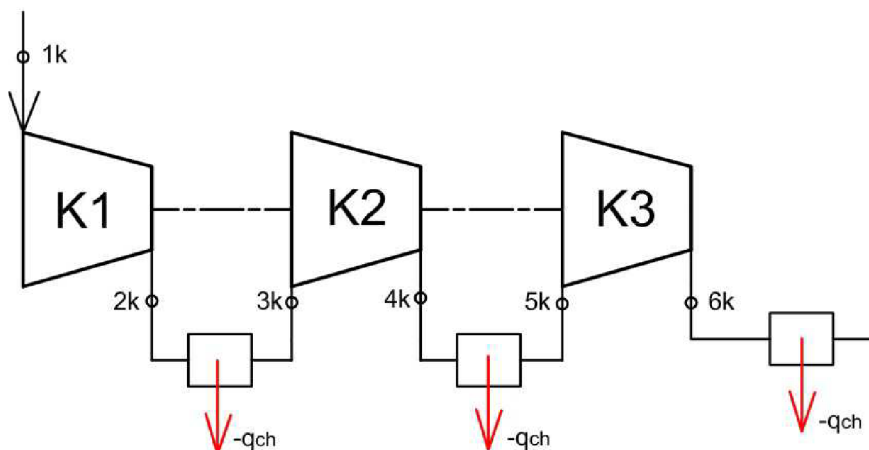
p_{s1} skladovací tlak po kompresi (před expanzí)
 p_{s2} skladovací tlak před kompresí (po expanzi)

Je volena třístupňová komprese. Ideální kompresní poměr jednoho stupně:

$$p_{st} = \sqrt[n]{\pi} = \sqrt[3]{27} = 3$$

Kompresní poměr jednoho stupně volen 3.

10.2.1 Kompresní schéma



Obrázek 10.1 - Kompresní schéma

Kompresi je popsána stavy vzduchu v různých částech zařízení, účinnost komprese uvažována $\eta_k=80\%$. Výstupní teplota vzduchu z mezichladičů stanovena 30°C .

1_k	sání atmosférického vzduchu
2_k	výstup z prvního kompresního stupně
3_k	vstup do druhého kompresního stupně
4_k	výstup z druhého kompresního stupně
5_k	vstup do třetího kompresního stupně
6_k	výstup z třetího kompresního stupně
$-q_{ch}$	odebrané teplo

Stavy vzduchu:

stav	T [K]	p [bar]	i [kJ.kg ⁻¹]
1_k	293	1	293
2_k	428	3	429
3_k	303	3	303
4_k	442	9	443
5_k	303	9	301
6_k	429	27	445

Teploty spočítány z rovnice (5.6) - str. 52

Měrná práce kompresoru při daném stlačení je dána součtem prací jednotlivých stupňů:

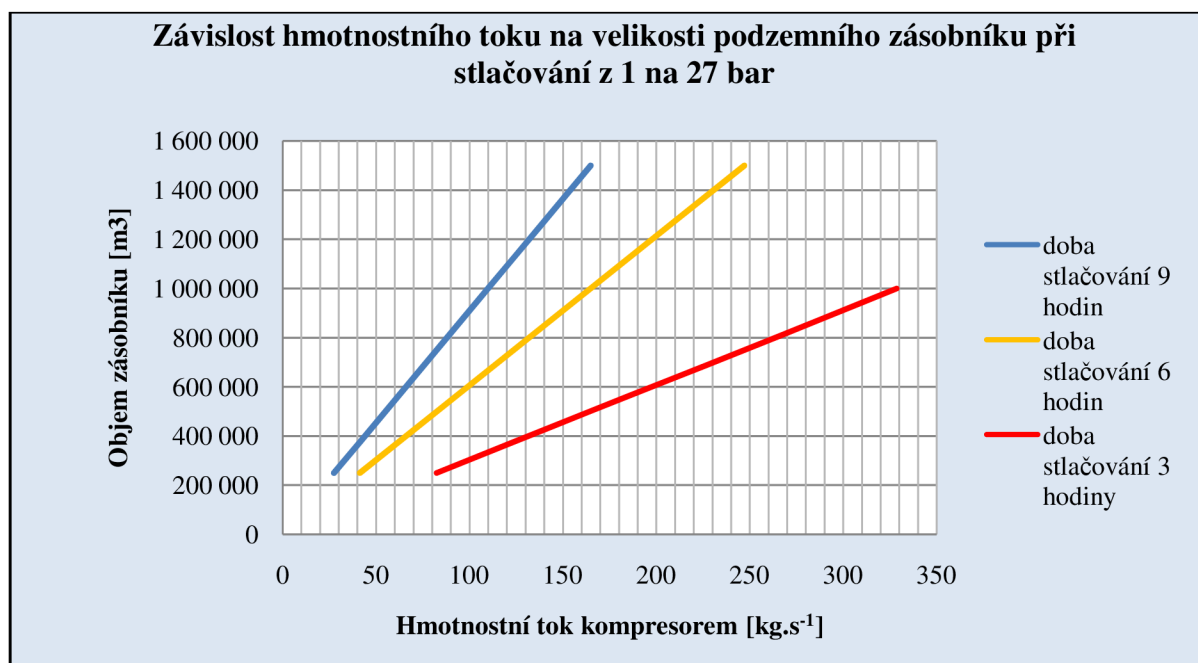
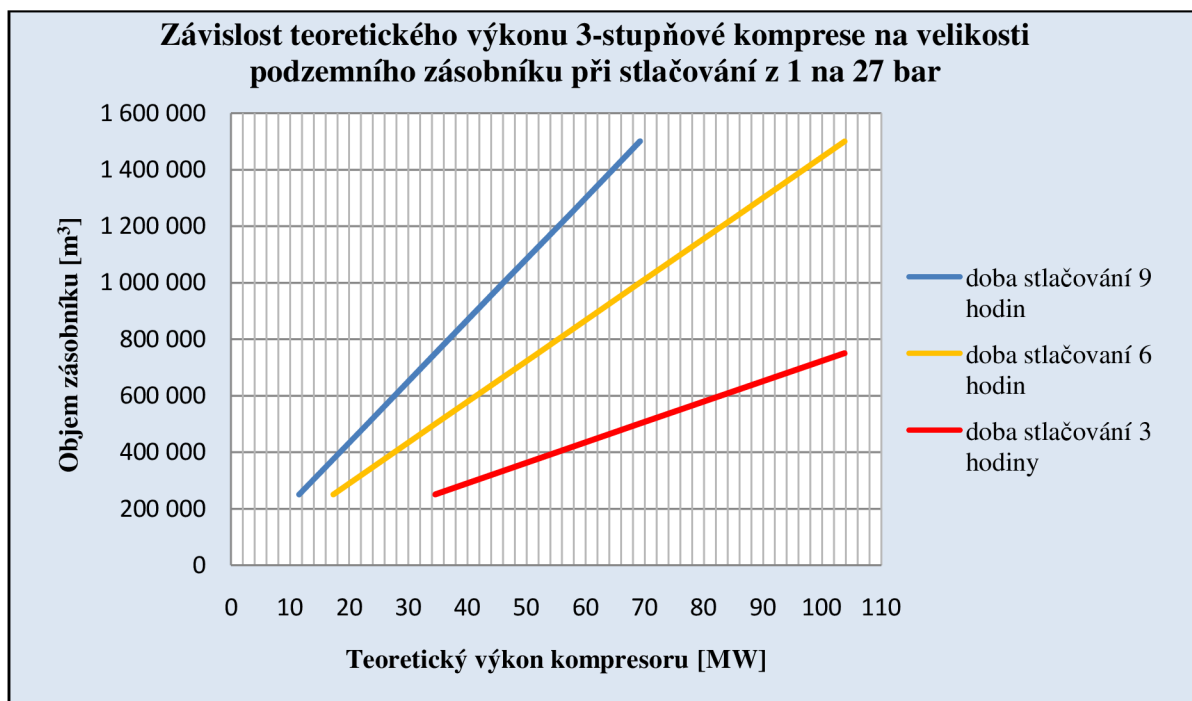
$$\Delta i_k = (i_{2k} - i_{1k}) + (i_{4k} - i_{3k}) + (i_{6k} - i_{5k}) \quad [6.2]$$

$$\Delta i_k = (429 - 293) + (443 - 303) + (445 - 301)$$

$$\Delta i_k = 420 \text{ kJ/kg}$$

10.2.2 Závislosti na době stlačení a velikosti zásobníku

Jsou uvedeny různé teoretické výkony kompresorů v závislosti na velikosti zásobníku a době stlačování.



Grafy jsou zpracovány pro největší možné výkony, tozn. že zařízení by pracovalo v cyklech úplné nabití (stlačení na maximální tlak) – úplné vybití (expanze na nejnižší povolený tlak v zásobníku). Je zřejmé, že zařízení nebude ve většině případů pracovat v úplných cyklech, skutečné provozní parametry se těmito parametry, budou blížit. Proto budou požadavky během provozu na kompresor menší. Musí být ale navržen na tuto maximální hodnotu.

Závislosti slouží pouze jako vodítko při volbě jmenovitých vlastností kompresoru. Pracovní režimy skutečného kompresoru se budou v provozu lišit (průtok, účinnost viz kapitola 5.11). Tyto hodnoty jsou brány pro nejvyšší účinnost. Předpokládáme, že v těchto režimech bude kompresor pracovat nejčastěji. Malý tlakový spád v zásobníku by měl zabezpečit, že se tlaková charakteristika zásobníku jako spotřebiče bude měnit jen málo.

Z grafů byly sestaveny tabulky pro různé výkonové řady kompresorů:

Kompresory z 22 na 27 bar (nasávání atmosférického vzduchu)

Zásobník 500 000m ³	Kompresor typ 1	Kompresor typ 2	Kompresor typ 3	Kompresor typ 4	Kompresor typ 5
hmotnostní průtok [kg.s-1]	164,28	109,84	82,38	65,9	55
doba komprese [h]	3	4,5	6	7,5	9
výkon [MW]	69	46,1	34,6	27,7	23,1

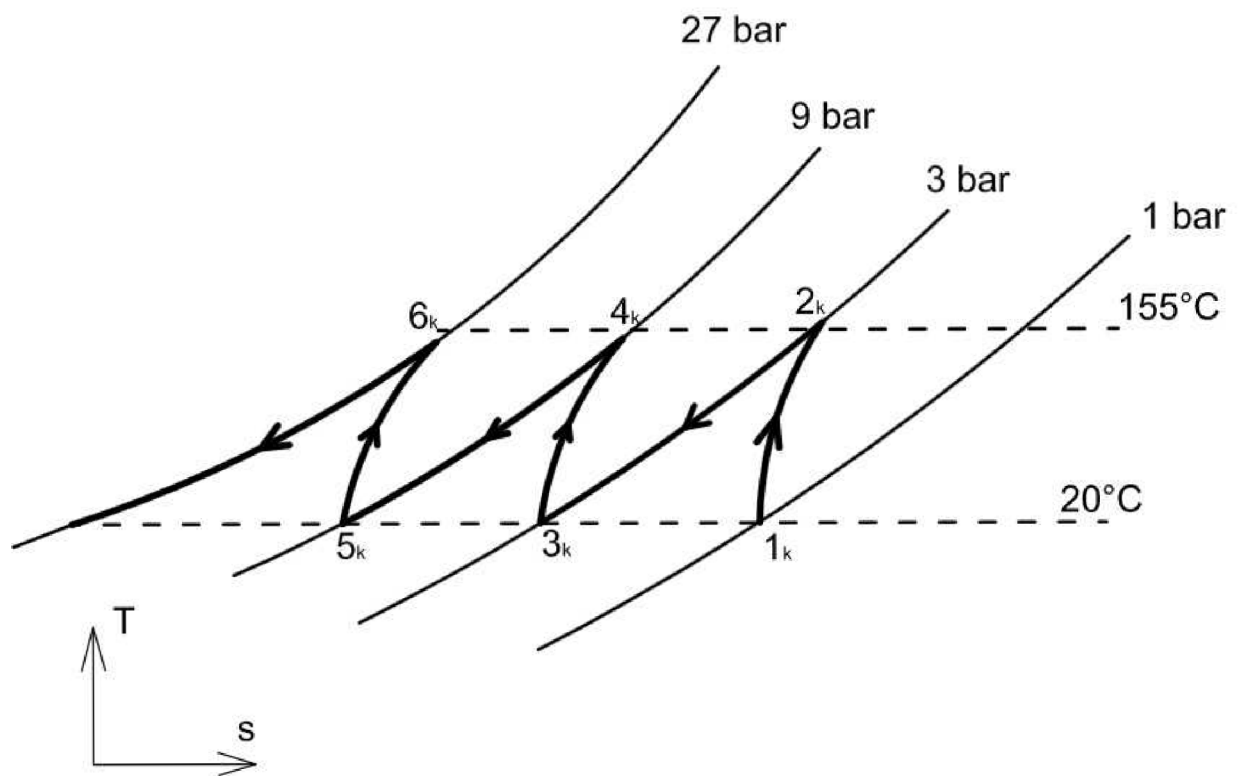
Zásobník 1 000 000m ³	Kompresor typ 1	Kompresor typ 2	Kompresor typ 3	Kompresor typ 4	Kompresor typ 5
hmotnostní průtok [kg.s-1]	329	219,69	164,77	131,81	109,84
doba komprese [h]	3	4,5	6	7,5	9
výkon [MW]	138	93	69,2	55,4	46,1

Zásobník 1 500 000m ³	Kompresor typ 1	Kompresor typ 2	Kompresor typ 3	Kompresor typ 4	Kompresor typ 5
hmotnostní průtok [kg.s-1]	494	329,54	247,16	197,72	164,77
doba komprese [h]	3	4,5	6	7,5	9
výkon [MW]	207	138,4	103,8	83	69,2

Kompresory z celkovou dobou stlačení 3 a 4,5 hod už mají velmi vysoký výkon, použity nejspíše nebudou, protože skutečná doba stlačování bude pravděpodobně větší.

10.3 T-s diagram komprese

Následující diagram popisuje 3-stupňovou kompresi s mezichlazením. Do kompresoru vstupuje vzduch o atmosférickém tlaku, na výstupu je tlak 27 bar.



Obrázek 10.2 – T-s diagram komprese

10.3.1 Ověření využití dvou skladovacích horizontů

Zásobníky ve stejné hloubce

Je možné použít zásobník se dvěma skladovacími horizonty (kapitola 5.10.3).
Skladovací tlaky voleny stejně jako v případě jednoho zásobníku :

$$p_{h1} = 25 \text{ bar}$$

$$p_{h2} = 22 \text{ bar}$$

Teploty v obou zásobnících jsou shodné :

$$T_{h1} = T_{h2} = 20^\circ\text{C}$$

Kompresní poměr

$$\Pi = 1,13$$

Kompresa bude uvažována jako jednostupňová, bez mezichlazení.

Stavy na vstupu a výstupu komprese

Stav 1_k

$$T_{1k} = 293 \text{ K}$$

$$p_{1k} = 22 \text{ bar}$$

$$i_{1k} = 288 \text{ kJ/kg}$$

Stav 2_k

$$T_{2k} = 317 \text{ K}$$

$$p_{2k} = 25 \text{ bar}$$

$$i_{2k} = 312 \text{ kJ/kg}$$

Měrná práce kompresoru při daném stlačení:

$$\Delta i_k = (i_{2k} - i_{1k})$$

$$\Delta i_k = (312 - 288)$$

$$\Delta i_k = 24 \text{ kJ/kg}$$

Měrná práce je výrazně nižší, než u komprese z atmosférického tlaku. Expanzní zařízení bude mít také nízký výkon a bude rozměrově menší. Velkou nevýhodou je nemožnost akumulace tepelné energie kvůli nízkému stupni komprese. Předehřev vzduchu při expanzi by musel být zabezpečen jinak. Protože je systém uzavřený, nelze spalovat přímo spalovat palivo se skladovacím vzduchem. Je nutné volit rozdíl tlaků vyšší.

Při návrhu tedy bude hrát roli zřejmě ekonomické hledisko, zda-li je lepší použít technologii jedinného zásobníku s akumulací tepla, ale složitějším kompresním zařízením, nebo použití dvou skladovacích horizontů s výrazně jednodušším kompresním zařízením, ovšem bez akumulace tepla.

Zásobníky v rozdílných hloubkách

Zásobníky provedeny v hloubkách 100m a 300m, skladovací tlaky voleny :

$$p_{h1} = 25 \text{ bar}$$
$$p_{h2} = 10 \text{ bar}$$

Kompresní poměr

$$\Pi = 2,5$$

Kompresce bude uvažována jako jednostupňová, bez mezichlazení, účinnost komprese 80%.

Stavy na vstupu a výstupu komprese

Stav 1_k

$$T_{1k} = 293 \text{ K}$$
$$p_{1k} = 10 \text{ bar}$$
$$i_{1k} = 291 \text{ kJ/kg}$$

Stav 2_k

$$T_{2k} = 416 \text{ K}$$
$$p_{2k} = 25 \text{ bar}$$
$$i_{2k} = 415 \text{ kJ/kg}$$

Měrná práce kompresoru při daném stlačení:

$$\Delta i_k = (i_{2k} - i_{1k})$$

$$\Delta i_k = (415 - 291)$$

$$\Delta i_k = 124 \text{ kJ/kg}$$

Výstupní teplota komprese je 416K, což umožňuje akumulaci tepelné energie. Cílem této kapitoly bylo ukázat, že při volbě dvou skladovacích horizontů je důležité správně volit tlakový rozdíl. Ten je ovlivněn možnostmi podzemního zásobníku. Při malém rozdílu horizontů je nemožná akumulace tepelné energie.

10.4 Expanzní část

10.4.1 Předehřev vzduchu

Při předehřívání uvažujeme akumulaci tepla v beztlakém vodním zásobníku, to omezuje teplotu vody v zásobníku na $(90-95)^{\circ}\text{C}$. Teplota vzduchu na vstupu do expanzního zařízení bude uvažována :

$$T_{1e} = 80^{\circ}\text{C}$$

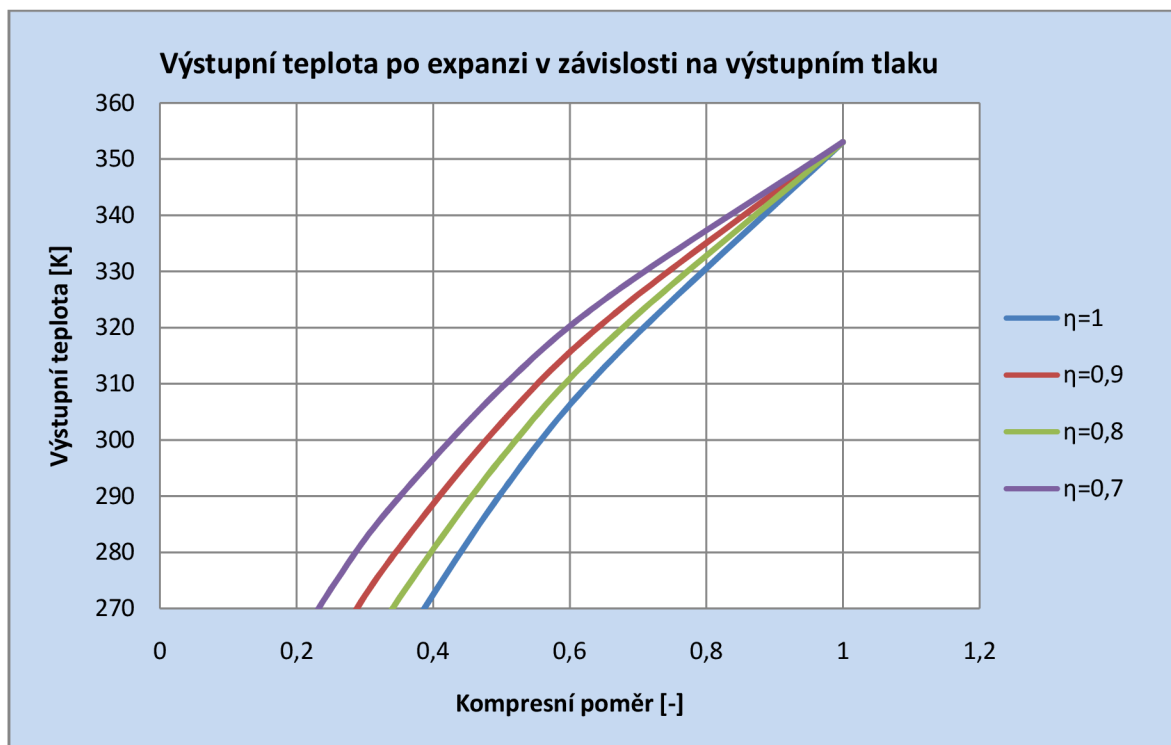
10.4.2 Měrná expanzní práce a výstupní teplota

Měrná expanzní práce je vypočtena z parametrů vzduchu na vstupu do zařízení :

Stav 1_e

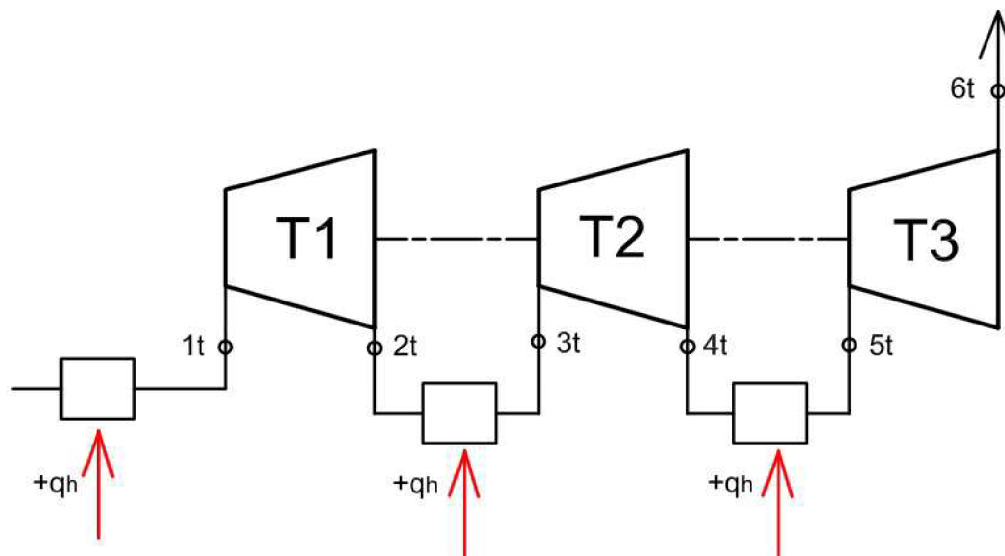
$$\begin{aligned} T_{1e} &= 353 \text{ K} \\ p_{1e} &= 27 \text{ bar} \\ i_{1e} &= 350 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Výstupní parametry musí být voleny s ohledem na výstupní teplotu vzduchu. Výstupní teplota musí být volena tak, aby voda obsažená ve vzduchu nekondenzovala posledních stupních a nevytvářela námrazu. Případné úlomky by mohli vážně expanzní turbínu poškodit.



10.4.3 Expanze bez vnějšího přehřívání

Expanze volena třístupňová podobně jako komprese. To umožňuje použití reverzačního turbokompresoru. Při expanzi je reverzační turbokompresor dimenzován na podobné průtoky jako při kompresorovém režimu. To omezuje výkon zařízení. Je možné tedy použít expanzní turbínu jako samostatné zařízení a dimenzovat ji na větší průtoky a větší výkony.



Obrázek 10.3 - Schéma 3-stupňové expanze

Komprese je popsána stavy vzduchu v různých částech zařízení, účinnost expanze uvažována $\eta_t=80\%$.

1 _t	výstup z podzemního zásobníku, vzduch je již přehřátý
2 _t	výstup z prvního expanzního stupně
3 _t	vstup do druhého expanzního stupně
4 _t	výstup z druhého expanzního stupně
5 _t	vstup do třetího expanzního stupně
6 _t	výstup z třetího expanzního stupně
q _h	dodané teplo akumulace

Stavy vzduchu v jednotlivých částech:

stav	T [K]	p [bar]	i [kJ.kg ⁻¹]
1 _t	353	27	350
2 _t	278	9	276
3 _t	353	9	352
4 _t	279	3	279
5 _t	353	3	352
6 _t	279	1	279

Výstupní teplota vzduchu po expanzi je přibližně 6°C. To lze považovat za uspokojivé za předpokladu, že se zvýšeným tlakem je teplota namrzání mírně nižší než 0°C.

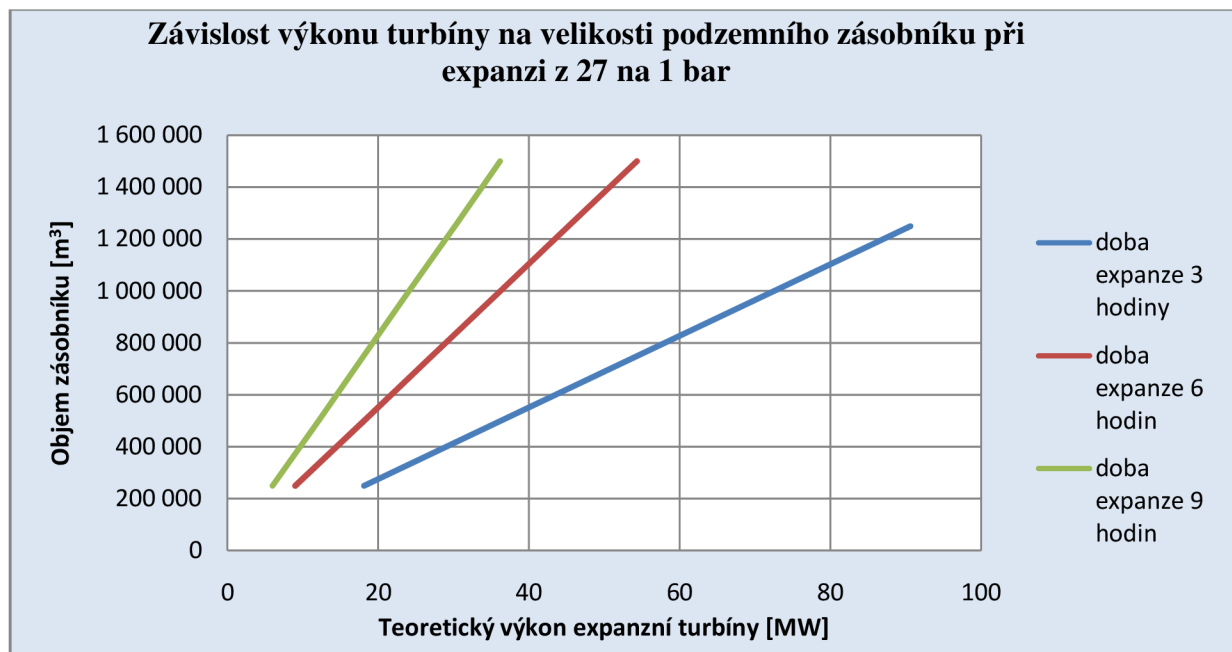
Měrná práce turbíny při dané expanzi je dána součtem prací jednotlivých stupňů:

$$\Delta i_t = (i_{1t} - i_{2t}) + (i_{3t} - i_{4t}) + (i_{5t} - i_{6t}) \quad [6.2]$$

$$\Delta i_t = (350 - 276) + (352 - 279) + (352 - 279)$$

$$\Delta i_t = 220 \text{ kJ/kg}$$

10.4.4 Závislosti výkonu turbíny na době expanze a velikosti zásobníku



Je možné vidět, že výkon turbíny je při podobných parametrech asi poloviční oproti výkonu kompresoru, to je způsobeno ztrátami při kompresi, při tepelné akumulaci, ohřevu a při samotné expanzi.

Z grafu byly opět sestaveny tabulky pro různé výkonové řady expanzních turbín:

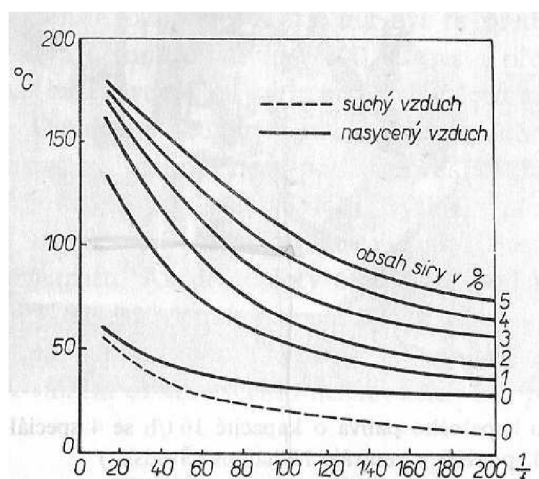
Zásobník 500 000m ³	Turbína typ 1	Turbína typ 2	Turbína typ 3	Turbína typ 4	Turbína typ 5
hmotnostní průtok [kg.s ⁻¹]	494,32	247,16	164,77	123,58	98,8
doba expanze [h]	1	2	3	4	5
výkon [MW]	108	54,37	36,25	27,18	21,75

Zásobník 1 000 000m ³	Turbína typ 1	Turbína typ 2	Turbína typ 3	Turbína typ 4	Turbína typ 5
hmotnostní průtok [kg.s ⁻¹]	329,54	247	197,72	164,77	141,23
doba expanze [h]	3	4	5	6	7
výkon [MW]	72,5	54,37	43	36,2	31,07

Zásobník 1 500 000m ³	Turbína typ 1	Turbína typ 2	Turbína typ 3	Turbína typ 4	Turbína typ 5
hmotnostní průtok [kg.s ⁻¹]	494	370	296	247	211
doba expanze [h]	3	4	5	6	7
výkon [MW]	108,75	81,56	65,25	54,37	46,6

10.4.5 Expanze s přídatným spalováním

Pro krátkodobé zvýšení výkonu je možné zařadit spalovací komoru za první stupeň expanze. Je tak zvoleno kvůli maximálnímu využití teplotního spádu s ohledem na výstupní teplotu. Výstupní teplotu je nutné volit s ohledem na rosný bod spalin, ten je možné odečíst:



Obrázek 10.4 - Teplota rosného bodu v závislosti na obsahu síry v palivu a na palivovém poměru [51]

Je předpokládáno spalování kapalného paliva s výhřevností:

$$Q_i^f = 43,05 \text{ MJ.kg}^{-1}$$

Požadovaná změna teploty ve spalovací komoře:

$$\Delta T = 380\text{K}$$

Podle [51, graf str. 370] zvolen palivový poměr:

$$f=0,01$$

Předpoklad obsahu síry v kapalném palivu:

$$\text{obsah S} \dots\dots 4\%$$

Teplota rosného bodu zvolena podle grafu 10.4:

$$t_{rb} = 100^\circ\text{C}$$

Teplota na výstupu z turbíny se bude řídit touto teplotou. Bude zvolena z bezpečnostních důvodů vyšší :

$$t_{výst}=120-130^\circ\text{C}$$

Stavy vzduchu v jednotlivých částech:

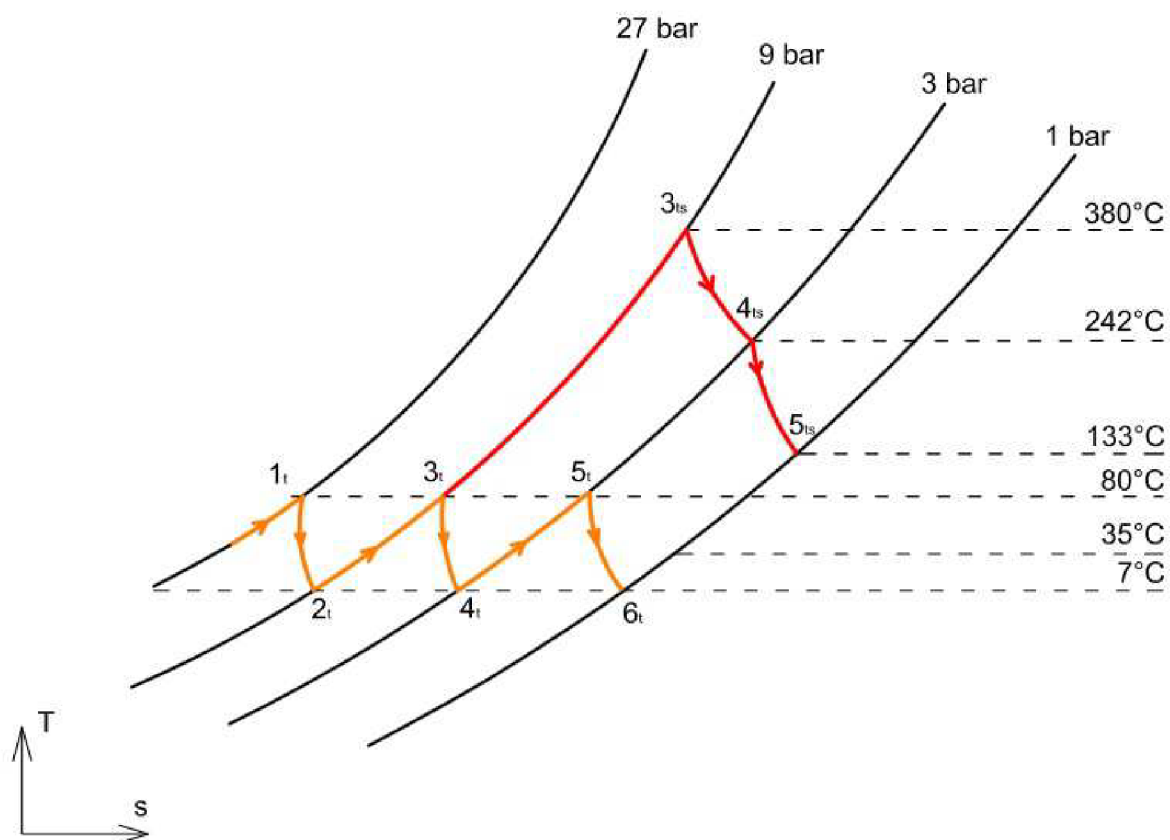
stav	T [K]	p [bar]	i [kJ.kg ⁻¹]
1 _t	353	27	350
2 _t	278	9	276
3 _{ts}	653	9	663
4 _{ts}	515	3	519
5 _{ts}	406	1	407

Celková měrná práce expanzní turbíny :

$$\Delta i_{ts} = 331 \text{ kJ/kg}$$

Přídavným spalováním můžeme navýšit výkon přibližně o 50 %.

I-s diagram expanze bez a s přidavným spalováním



Obrázek 10.5 – T-s diagram expanze bez a s přidavným spalováním

Schéma je provedeno pro reverzační turbokompresor. Při provedení kompresní a expanzní části odděleně může být použito rozdílné dělení expanze.

10.5 Návrh zařízení a jeho práce v elektrizační soustavě

Z navržených zařízení budou zvoleny soustrojí o těchto parametrech:

Zásobník

$$V_z = 500\,000\text{m}^3$$
$$p_{s1} = 27\text{ bar}$$
$$p_{s2} = 22\text{ bar}$$

Kompresor

$$P_k = 69\text{ MW}$$
$$m_k = 164,28\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$$

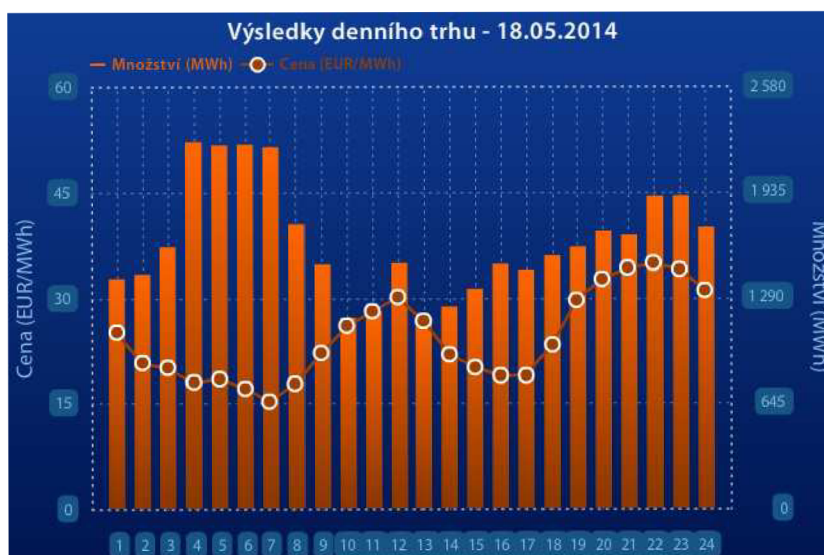
Maximální doba akumulace zásobníku (komprese) 3 hodiny

Expanzní turbína – bez spalování

$$P_t = 36,25\text{ MW}$$
$$m_t = 164,28\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$$

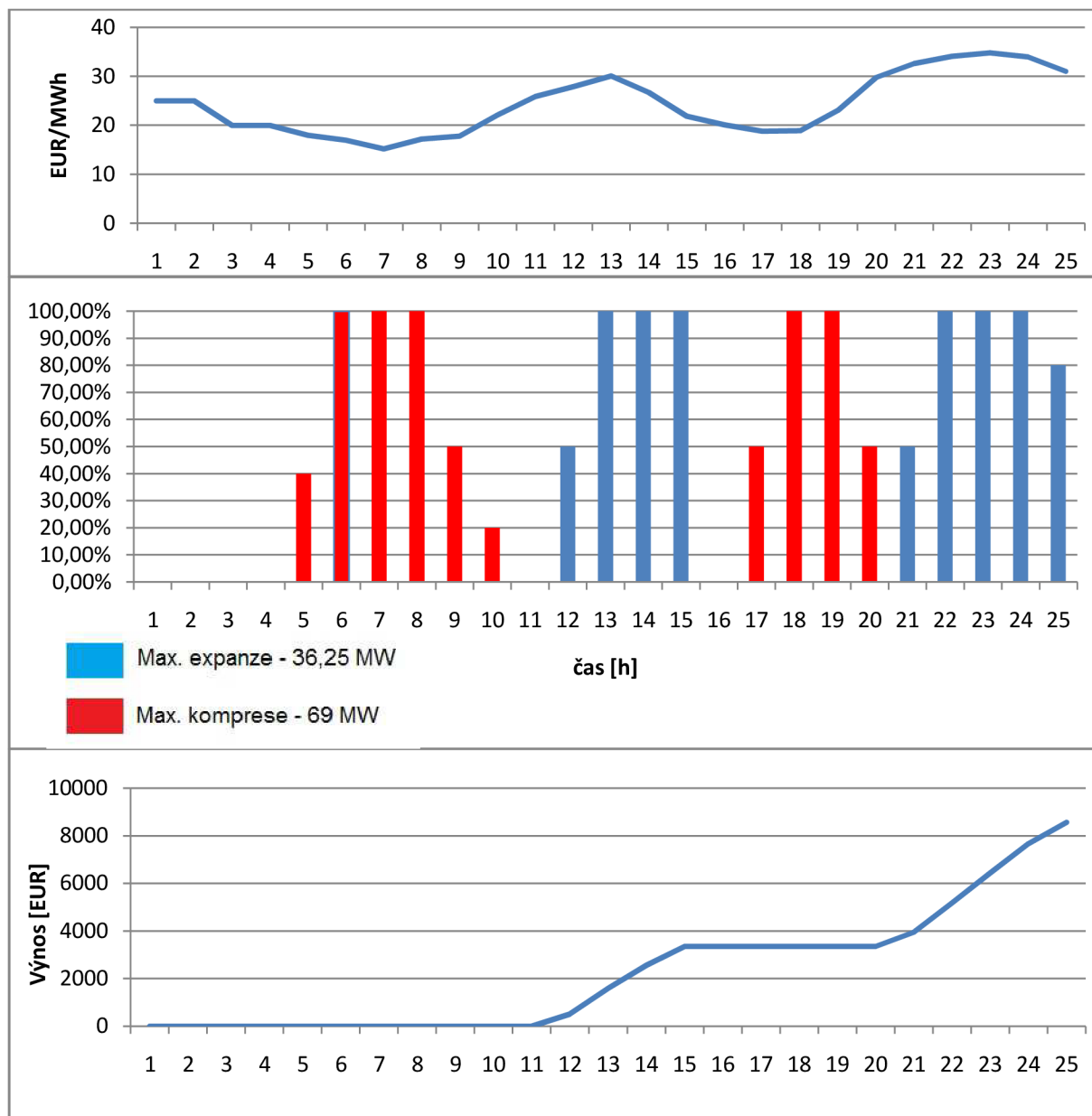
Maximální doba výroby energie (expanze) 3 hodiny

Při návrhu práce celého systému se vychází z výsledků denního trhu energií.



Obrázek 10.6 - Hodinové ceny za výkup elektrické energie ze dne 18.5.2014 [38]

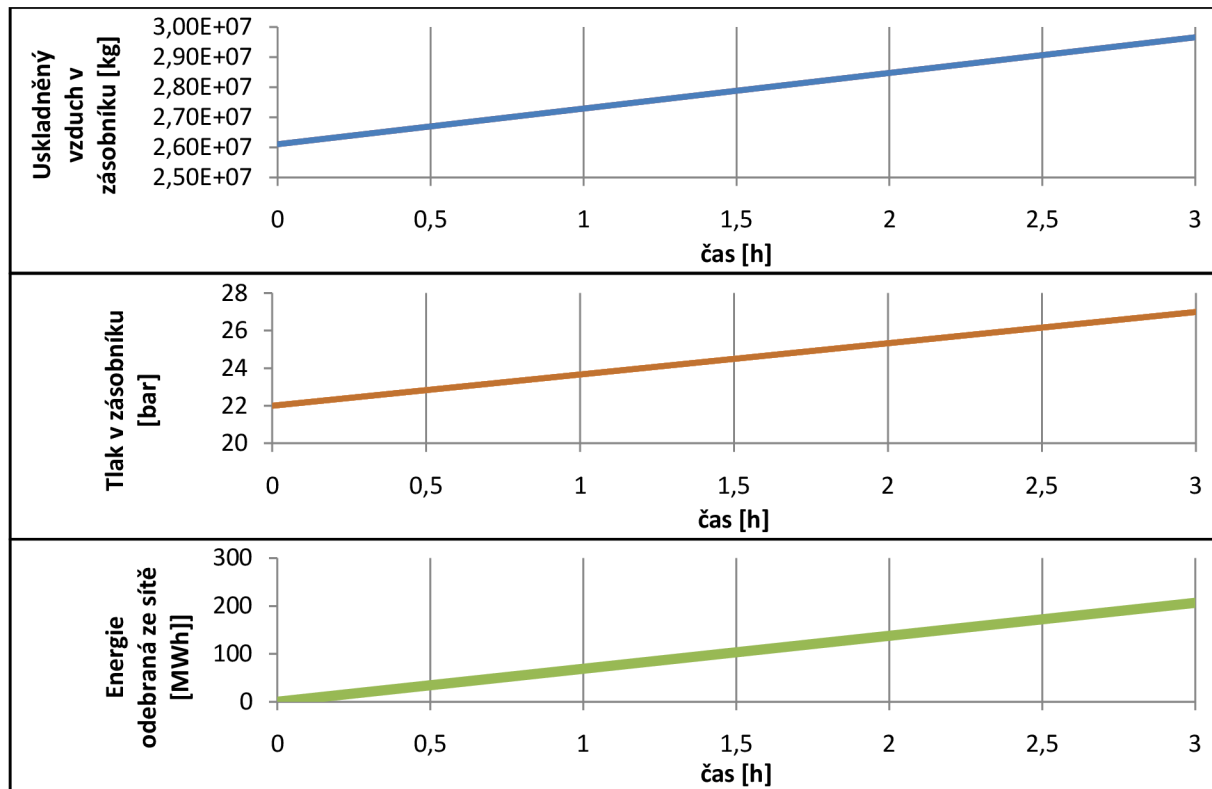
Kompresa / Expanze v závislosti na ceně energií



Zisk brán za výkup špičkové elektrické energie. Nejsou započítány možné bonusy, které by denní výnos zvyšovaly při realizaci takového zařízení, například bonus minutové zálohy. Takové zařízení vydělává, i když nevyrábí energii a je pouze připraveno k dodání výkonu do sítě v případě potřeby. Tento graf je orientační. Není možné přesně odhadnout, za jakou cenu by byla energie z tohoto zařízení vykupována.

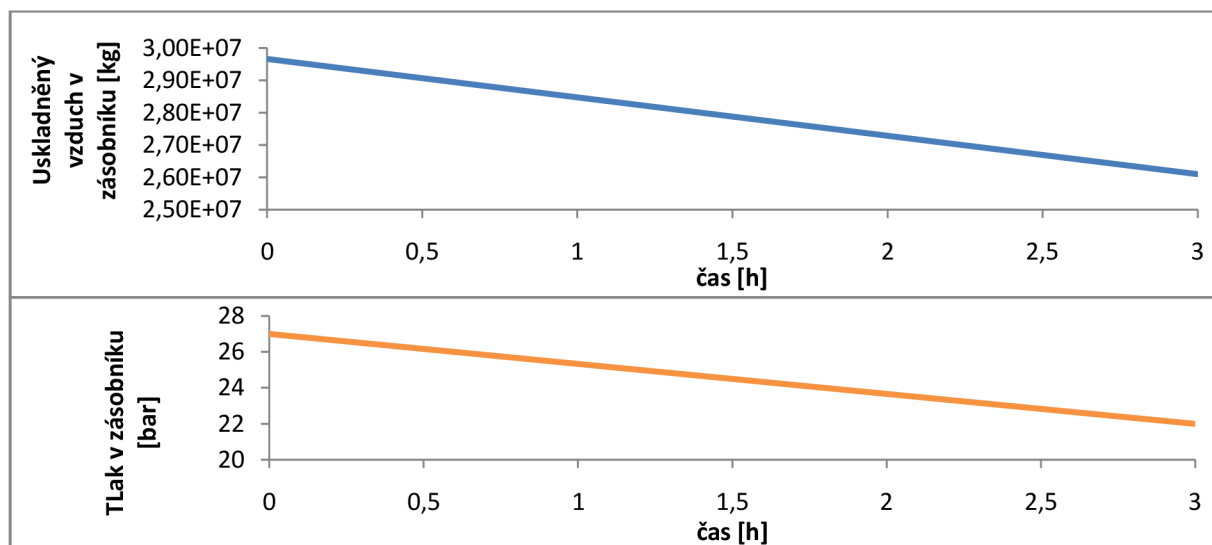
Komprese

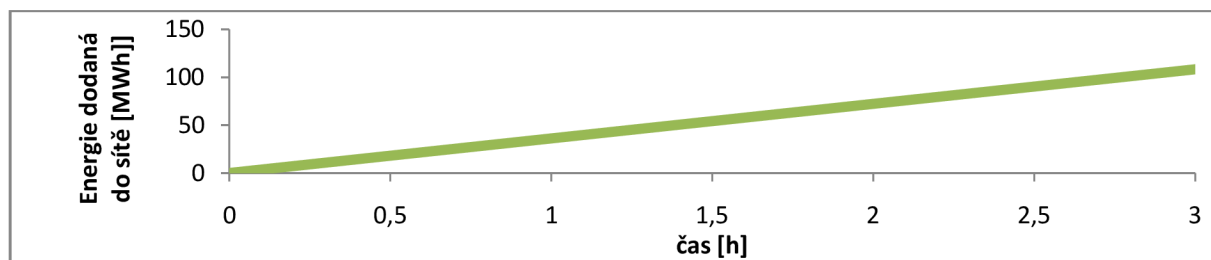
Závislost celkového množství vzduchu, tlaku v zásobníku a spotřebované energie při kompresi.



Expanze

Závislost celkového množství vzduchu, tlaku v zásobníku a dodané energie při expanzi.





10.6 Ekonomické zhodnocení zařízení

Pro výpočet ekonomické návratnosti využijeme teoretický příklad pro zařízení s 1MW turbínou a 2MW kompresorem. Tento výpočet lze upravovat pro různé vstupní hodnoty.

Konzultantem stanovená cena za 1 instalovanou megawatthodinu :

$$C_{inv} = 10\,500\,000 \text{ Kč}$$

Roční doba, kdy zařízení pracuje je odhadnuta z očekávané denní práce zařízení, ta je stanovena na 10 hodin denně, z toho 5 hodin komprese a hodin expanze.

$$t_r = 4000 \text{ h/rok}$$

Z toho turbína pracuje:

$$t_e = 2000 \text{ h/rok}$$

a kompresor pracuje:

$$t_k = 2000 \text{ h/rok}$$

Určení přesné ceny výkupní energie z tohoto zařízení je téměř nemožné, protože dosud zatím nebyly provedeny studie zařazení takového typu zařízení do elektrizační soustavy. Pokud by takové zařízení bylo vybudováno, je nutné počítat s dotacemi a výhodnými podmínkami pro výkup energie. Výhodné podmínky plynou z vlastnosti vyrovnávat zatížení elektrické sítě, popřípadě sloužit jako záložní systém.

Výkupní cena energie volena podobně jako výkupní cena s OZE (rok 2013):

Zdroj	Kč/MWh	zelený bonus Kč/MWh
malá vodní elektrárna	3230	2254
větrná elektrárna	2120	1570
fotovoltaická elektrárna	2430	1880

$$C_v = 3000 \text{ Kč/MWh}$$

Nákupní cena volena

$$C_n = 500 \text{ Kč/MWh} \quad \text{cena při nízké poptávce elektrizační soustavy}$$

Roční zisk expanze:

$$Z_e = C_v \cdot t_e \cdot P_t = 3000 \cdot 2000 \cdot 1 = 6\,000\,000 \text{ Kč}$$

Roční náklady komprese:

$$Z_k = C_v \cdot t_e \cdot P_k = 500 \cdot 2000 \cdot 2 = 2\,000\,000 \text{ Kč}$$

Roční náklady za chod zařízení pro 1 instalovanou MWh:

$$C_{\text{nak}} = 600\,000 \text{ Kč}$$

Diskontní sazba volena

$$S_d = 3\%$$

Doba návratnosti spočtena podle [57] :

$$t_{\text{nav}} = 4 \text{ roky}$$

Tento výpočet je pouze orientační, k přesnějšímu odhadu by bylo nutné přesně znát výkupní ceny energií a doby expanze a komprese zařízení.

Závěr

Diplomová práce podala ucelený přehled o návrhu základních parametrů akumulčního pneumatického zařízení, kde je energie uložena jako potenciální energie stlačeného vzduchu. Úkolem této práce bylo také analyzovat možnost využití prostorů vytěžených dolů Rosicko-Oslavanské uhelné pánve jako podzemního zásobníku pro takové akumulční zařízení.

První část diplomové práce se zabývá teoretickým rozbohem důvodů začleňování obnovitelných zdrojů do elektrizační soustavy. Jsou popsány vlivy těchto zdrojů na elektrizační soustavu a jak je možné tyto vlivy předpokládat. Jestliže je možné tyto vlivy účinně předpovědět a regulace elektrické sítě je vyspělá, elektrickou sít' lze účinně regulovat bez rizika přetížení. Jsou popsány také základní typy akumulace energie, které jsou dnes ve světě používány.

Další část se zabývá obecným popisem technologie akumulace pomocí stlačeného vzduchu. Jsou uvedena již existující zařízení a jejich základní parametry a jednotlivé děje komprese a expanze. Komprese a expanze je obecně popsána a jsou spočteny výstupní a vstupní teploty pro různé typy komprese a expanze.

Dále se práce zabývá analýzou podzemních zásobníků. Jsou uvedeny základní parametry, kterými je nutno se řídit při volbě velikosti a typu podzemního zásobníku ve spojení s akumulčním zařízením. Jednotlivá kapitola je věnována akumulaci tepelné energie, tato kapitola je spíše doplňková a popisuje typ tepelného akumulátoru, který je u zařízení využit.

Dále diplomová práce analyzuje prostory vytěžených dolů Rosicko-Oslavanské uhelné pánve. Je spočten teoretický objem podzemního zásobníku a jeho využitelná část. Jsou navrženy různé velikosti soustrojí kompresor – turbína pro různé dlouhé doby dodávky špičkové elektrické energie do elektrorozvodné sítě. Je také uvedeno, jak zařízení pracuje v závislosti na vývoji cen energie. Na konci práce je proveden příklad ekonomického výpočtu pro takový typ akumulčního zařízení.

S rostoucím zastoupením obnovitelných zdrojů v elektrorozvodné soustavě stoupá nerovnoměrné zatížení sítě. Proto je důležité zatížení sítě účinně regulovat. V budoucnu se tento problém bude nadále zvětšovat, pokud lidstvo bude nadále upouštět od využívání fosilních paliv. Využití nových akumulátorů energie, jako je například podzemní pneumatická akumulace popsána v této diplomové práci, může být jednou z cest, jak tuto energii akumulovat. Je ovšem velmi důležité, jak výhodné budou v tomto ohledu tržní podmínky pro budování takových typů zařízení.

Seznam použitých zdrojů

- [1] BARNES, Frank S a Jonah G LEVINE. *Large energy storage systems handbook*. Boca Raton, Florida.: CRC Press, 2011, 244 s. ISBN 978-142-0086-003.
- [2] HUŠEK, Josef. *Přečerpávací vodní elektrárny*. Vyd. 1. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, Slovenské vydavateľstvo technickej literatúry, 1963, 320 s.
- [3] TYRBACH, Jaromír. *Základní elektrárenské pojmy* [online]. [cit. 2014-03-05]. Dostupné z: http://web.telecom.cz/tyrbach/Zakladni_elektr_pojmy.pdf
- [4] Zvýšení podílu obnovitelných energií. *Evropská komise* [online]. 07/04/2014 [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: http://ec.europa.eu/news/energy/120608_cs.htm
- [5] Renewable Energy: a major player in the European energy market. *Evropská komise* [online]. 6.6.2012. Brussels, 2012 [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: http://ec.europa.eu/energy/renewables/doc/communication/2012/comm_en.pdf
- [6] Energetická politika EU a její nástroje. *Businessinfo.cz* [online]. 16. 6. 2009 [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://www.businessinfo.cz/cs/clanky/energeticka-politika-eu-nastroje-5132.html#energeticka%20ucininnost>
- [7] NEJEDLÝ, Petr. Šumné přečerpávací elektrárny v nedohlednu. *Nejedly.blog.idnes.cz* [online]. 31. červenec 2011 [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://nejedly.blog.idnes.cz/c/203118/Sumne-precerpavaci-elektrarny-v-nedohlednu.html>
- [8] Compressed air energy storage. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-, 18.4.2014 [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Compressed_air_energy_storage
- [9] ADELE – Adiabatic compressed-air energy storage. *Rwe.com* [online]. Koln, 1-2010 [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <https://www.rwe.com/web/cms/mediablob/en/391748/data/364260/1/rwe-power-ag/innovations/adele/Brochure-ADELE.pdf>
- [10] Gaylecottrill.wordpress.com. *Salt: what is it and where does it come from?* [online]. March 21, 2013 [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://gaylecottrill.wordpress.com/2013/03/21/salt-what-is-it/>
- [11] The Basics of Underground Natural Gas Storage. *Eia.gov* [online]. August 2004 [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: http://www.eia.gov/pub/oil_gas/natural_gas/analysis_publications/storagebasics/storag_ebasics.html

- [12] More than 20 years of successful operation. *Sssinternal.com* [online]. 22.3. 2001 [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: http://www.sssinternal.com/wp-content/uploads/2011/07/AKE2003H03c_Crotogino_ea_HuntorfCAES_CompressedAirEnergyStorage.pdf
- [13] McIntosh CAES energy plant. *Books.google.cz* [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: http://books.google.cz/books?id=5VMotgCfJmAC&pg=PA118&lpg=PA118&dq=McIntosh+caes&source=bl&ots=XK2RU2ftNZ&sig=C0Kn_aG1j-nLvR5h7Xhmz4fhk4&hl=cs&sa=X&ei=3jYPU--0HIeRhQfDwoHIBg&ved=0CDUQ6AEwATgK#v=onepage&q&f=false
- [14] Rwe.com. *Adiabatic compressed-air energy storage* [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <https://www.rwe.com/web/cms/mediablob/en/399030/data/365478/2/rwe/innovation/projects-technologies/energy-storage/project-adele-adele-ing/ADELE-Adiabatic-Compressed-Air-Energy-Storage-for-electricity-supply.pdf>
- [15] MATYÁŠEK, Jiří a Miloš SUK. Zdroje energie. *Antropogeneze v geologii* [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://is.muni.cz/do/1499/el/estud/pedf/js10/antropog/web/pages/3-1-zdroje-energie.html>
- [16] Energetické zdroje naší planety a jejich využití. *Cs.wikibooks.org* [online]. 10.12.2012 [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: http://cs.wikibooks.org/wiki/Energetick%C3%A9_zdroje_na%C5%A1_planety_a_jejich_vyu%C5%BEit%C3%AD#Uhl.C3.AD
- [17] Russia to increase coal production. *Daveporter.typepad.com* [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: http://daveporter.typepad.com/global_strategies/2012/07/russia-to-increase-coal-production.html
- [18] Výhled do budoucnosti. *Petroleum.cz* [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://www.petroleum.cz/ropa/vyskyt-ropy-budoucnost.aspx>
- [19] *Webball.creos.cz* [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://webball.creos.cz/data/editor/Image/ropa/zasoby/zasoby-ropa-1991-2001-2011.jpg>
- [20] Zemní plyn jeho druhy. *Rwe.cz* [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://www.rwe.cz/cs/ozemnimplynu/zemni-plyn/>
- [21] Zásoby ropy. *Ropa.cz* [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://www.ropa.cz/zasoby-ropy/>
- [22] Obnovitelné zdroje energie. *Mzp.cz* [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: http://www.mzp.cz/cz/obnovitelne_zdroje_energie
-

- [23] ŠKORPIL, Jan. Životní prostředí, fosilní energetika a obnovitelné zdroje energie. *Odbornecasopisy.cz* [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: http://www.odbornecasopisy.cz/index.php?id_document=23906
- [24] FOSTER, Vivien a Daron BEDROSYAN,. Understanding CO2 Emissions from the Global Energy Sector. *Openknowledge.worldbank.org* [online]. 2014, 2014-02-24 [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <https://openknowledge.worldbank.org/handle/10986/17143>
- [25] MASTNÝ, Petr, Jiří DRÁPELA, Stanislav MIŠÁK, Jan MACHÁČEK, Michal PTÁČEK, Lukáš RADIL, Tomáš BARTOŠÍK a Tomáš PAVELKA. *Obnovitelné zdroje elektrické energie*. Vyd. 1. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2011, 254 s. ISBN 978-80-01-04937-2.
- [26] Elektroenergetika - aktuální data. *Energostat.cz* [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://energostat.cz/elektrina.html>
- [27] SÝKORA, Tomáš. Problematika připojování větrných elektráren do distribuční sítě
Zdroj: <http://www.tzb-info.cz/4279-problematika-pripojovani-vetrnych-elektren-do-distribucni-site>. *Tzb-info.cz* [online]. 6.8.2007 [cit. 2014-05-19].
- [28] CIHELKA, Jaromír. *Solární tepelná technika*. 1. vyd. Praha: T. Malina, 1994, 203 s. ISBN 80-900-7595-9.
- [29] Regulace výkonu energetických zařízení v ČR. *Eru.cz* [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: http://www.eru.cz/user_data/files/sdeleni_elektro2/PPPS/C_II_2012_k_%20prip.pdf
- [30] Jak regulují tepelné elektrárny svůj výkon?. *Http://diskuse.elektrika.cz* [online]. 21.01.2010 [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://diskuse.elektrika.cz/index.php/topic,14821.0.html>
- [31] Přecherčpávací vodní elektrárna Dlouhé Stráně. *Cez.cz* [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://www.cez.cz/cs/vyroba-elektřiny/obnovitelne-zdroje/voda/dlouhe-strane.html>
- [32] ALADIN. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/ALADIN>
- [33] Aladin. *In-pocasi.cz* [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://www.in-pocasi.cz/model/aladin/>
- [34] Aladin meteogramy. *Chmi.cz* [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: http://www.chmi.cz/files/portal/docs/meteo/ov/aladin/results/public/meteogramy/meteogram_page_portal/m.html
- [35] Předpovědi modelu ALADIN. *Pr-asv.chmi.cz* [online]. [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://pr-asv.chmi.cz/aladin/index.php?run=latest&all=on>
-

- [36] Úspěšnost předpovědí počasí pro Českou republiku za posledních 13 měsíců. *Portal.chmi.cz* [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: http://portal.chmi.cz/portal/dt?portal_lang=cs&menu=JSPTabContainer/P9_0_Predpovedi/P9_1_Pocasi/P9_1_1_Cesko/P9_1_1_8_Uspesnost/P9_1_1_8_1_Mesicni&last=alse
- [37] Energetika a strach. *Http://3pol.cz* [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://3pol.cz/1164/print>
- [38] Výsledky denního trhu ČR. *Ote.cz* [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <https://www.ote-cr.cz/kratkodobe-trhy/elektrina/denni-trh>
- [39] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelná turbína a turbokompresor, *Transformační technologie*, 2011-02, [last updated 2014-02]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/tepelna-turbina-a-turbokompresor.html>.
- [40] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.
- [41] KAMINSKÝ, Jaroslav a Kamil KOLARČÍK. KOMPRESORY. VŠB – TU OSTRAVA. *Vsb.cz* [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/PS/kompresory-skripta.pdf>
- [42] Kompresory. *Kod.tul.cz* [online]. [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: http://www.kod.tul.cz/predmety/AOV/dalsi_mat/kompresory.pdf
- [43] Břidlicový plyn. *Usetreno.cz* [online]. [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://www.usetreno.cz/slovník-pojmu/bridlicovy-plyn/>
- [44] GRAZZINI, Giuseppe a Adriano MILAZZO. EXERGY ANALYSIS OF A CAES WITH THERMAL ENERGY STORAGE. *Eurotherm2008.tue.nl* [online]. [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: http://www.eurotherm2008.tue.nl/Proceedings_Eurotherm2008/papers/Thermal_Processes/THP_10.pdf
- [45] MOKRIŠ, L. Akumulace tepla v solárních tepelných soustavách. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 39 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Charvát, Ph.D.
- [46] DINÇER, İbrahim a Marc ROSEN. *Thermal energy storage: systems and applications*. 2nd ed. Hoboken, N.J.: Wiley, 2011, xviii, 599 p. ISBN 978-047-0747-063.
- [47] POŽIVIL, Jaroslav a Stanislav MALÝ. Využití tlaku zemního plynu k výrobě elektrické energie. *Szn.sk* [online]. [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: http://www.szn.sk/slovgas/Casopis/2005/1/2005_1_09.pdf
-

- [48] ZYGMONT, M. *Reverzační turbokompresor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 43 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..
- [49] ŠKORPÍK, Jiří. Parní turbína v technologickém celku, *Transformační technologie*, 2011-04, [last updated 2013-12]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/parni-turbina-v-technologickem-celku.html>.
- [50] Rosické uhelné doly. *Diamo.cz* [online]. [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://www.diamo.cz/rosice>
- [51] KOUSAL, Milan. *Spalovací turbíny stacionární (teorie a výpočty)*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1965.
- [52] Radial turbine. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Radial_turbine
- [53] ŠKORPÍK, Jiří. Návrh stupně lopatkového stroje se zanedbatelným vlivem prostorového charakteru proudění, *Transformační technologie*, 2011-03, [last updated 2014-04]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/navrh-stupne-lopatkoveho-stroje-se-zanedbatelnym-vlivem-prostoroveho-charakteru-proudeni.html>.
- [54] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné turbíny a turbokompresory, *Transformační technologie*, 2011-06, [last updated 2013-05]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/tepelne-turbiny-a-turbokompresory.html>.
- [55] Turbine characteristics. *Ccsnpower.com* [online]. [cit. 2014-05-24]. Dostupné z: http://www.ccsnpower.com/en/News/Lectures_on_Power_Generators/2013/0327/357.html
- [56] DOMANSKÝ, D. Návrh kompresoru turbodmyhadla, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 82 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.
- [57] CHADIM, Tomáš. Finanční kalkulátor pro hodnocení ekonomické efektivity investic. *Tzb-info.cz* [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: <http://stavba.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/110-financni-kalkulator-pro-hodnoceni-ekonomicke-efektivnosti-investic>
- [58] [Odhad výroby obnovitelných zdrojů. *Ceps.cz* [online]. [cit. 2014-05-26]. Dostupné z: <http://www.ceps.cz/CZE/Data/Vsechna-data/Stranky/odhad-vyroby-obnovitelnych-zdroju.aspx>
-

Seznam použitých zkratk a symbolů

Symbol	Jednotka	Veličina
a_k^{iz}	[J.kg ⁻¹]	měrná izoentropická kompresní práce
a_k	[J.kg ⁻¹]	měrná kompresní práce
a_t	[J.kg ⁻¹]	měrná práce turbíny
c_p	[KJ/kg.K]	měrná tepelná kapacita vzduchu
E_{dod}	[MJ]	celková dodaná energie
f	[-]	palivový poměr
g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení
h	[m]	střední hloubka zásobníku
Δi	[J.kg ⁻¹]	entalpický spád
K	[-]	součinitel využití
M	[kg.mol ⁻¹]	molární hmotnost
m	[kg]	hmotnost
m_d	[kg.s ⁻¹]	hmotnostní tok
n	[-]	požadovaný počet stupňů komprese
P_i	[W]	instalovaný výkon
P_p	[W]	špičkový výkon
P_{cr}	[W]	průměrný celoroční výkon
P_t	[W]	výkon turbíny
Δp	[Pa]	změna tlaku
p	[Pa]	tlak
p_L	[Pa]	hydrostatický / teoretický skladovací tlak
p_s	[Pa]	skladovací tlak
ps	[-]	počet stupňů komprese
Q_i^f	[MJ.kg ⁻¹]	výhřevnost
q_0	[J]	teplo sdílené mezi pracovní látkou a okolím
q_h	[J]	teplo dodané akumulací tepla
q_{ch}	[J]	teplo odvedené chlazením
$q_{tř}$	[J]	teplo vznikající třením
R	[J/K ⁻¹ .mol ⁻¹]	molární plynová konstanta
r	[-]	plynová konstanta
s	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	entropie
T	[K]	termodynamická teplota
t	[°C]	teplota
V	[m ³]	objem
V_d	[m ³ .s ⁻¹]	objemový tok
W_r	[kWh.r ⁻¹]	energie dodaná za rok

ρ	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	hustota
η_k	$[-]$	účinnost kompresoru
η_t	$[-]$	účinnost turbíny
κ	$[-]$	poissonova konstanta
π	$[-]$	kompresní poměr jednoho stupně komprese

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

Seznam obrázků

Obrázek 1.1 - Hlavní zdroje energie na počátku 21. století	16
Obrázek 1.2 - Předpověď těžby uhlí	17
Obrázek 1.3 - Vývoj těžby ropy do roku 2025	18
Obrázek 1.4 - Zásoby ropy v létech 1991, 2001, 2011	19
Obrázek 1.5 - Světová produkce CO ₂	21
Obrázek 1.6 - Produkce CO ₂ pro jednotlivá paliva	21
Obrázek 1.7- Změna emisního faktoru a produkce energie mezi léty 1990-2010	22
Obrázek 1.8- Emisní faktory pro vybrané státy	22
Obrázek 1.9 – Trend historického vývoje produkce CO ₂	23
Obrázek 2.1 - Růst podílu obnovitelných zdrojů v produkci elektrické energie EU	25
Obrázek 3.1 - Srovnání diagramu zatížení a výroby energie větrnými elektrárnami v USA... ..	28
Obrázek 3.2 - Průběh intenzity slunečního záření během dne se střídavou oblačností.....	29
Obrázek 3.3 - Výroba energie fotovoltaickými a větrnými elektrárnami	30
Obrázek 3.4 – Meteogramy pro oblačnost a vítr podle numerického modelu ALADIN.....	31
Obrázek 3.5 - Příklad předpovědi oblačnosti podle modelu ALADIN	32
Obrázek 3.6 - Úspěšnost předpovědi modelu ALADIN	33
Obrázek 3.7 - Synoptická mapa modelu ALADIN	33
Obrázek 4.1- Denní diagram spotřeby a jeho pokrytí různými typy energetických zdrojů	34
Obrázek 4.2 - Typický příklad denního diagramu zatížení ze dne 15.4 -16.4 2014	37
Obrázek 4.3 - Denní ceny za výkup elektrické energie ze dne 27.3.2014	38
Obrázek 5.1 - Mapa možné výstavby nových přečerpávacích elektráren	40
Obrázek 5.1 - Historický vývoj ceny ropy	43
Obrázek 5.2 – Letecký snímek elektrárny Huntorf	44
Obrázek 5.3 - Schéma zařízení elektrárny Huntorf	45
Obrázek 5.4 - McIntosh - schéma zařízení s rekuperací spalin.....	46
Obrázek 5.5 - Zařízení ADELE.....	47
Obrázek 5.6 - Princip podzemního akumulátoru se spalováním paliva a rekuperací spalin....	48
Obrázek 6.1 - Kompresce s pracovními ztrátami.....	50
Obrázek 6.2 - Jednostupňová komprese.....	53
Obrázek 6.3 - 3 stupně komprese s chlazením	56
Obrázek 6.4 - Dvoustupňová komprese s chlazením	56
Obrázek 6.5 - Schéma závislosti hloubky zásobníku na skladovacím tlaku	60
Obrázek 6.6 - Radiální kompresor	63
Obrázek 6.7 - Axiální kompresor	64
Obrázek 6.8 - Typy kompresorů podle parametrů	64
Obrázek 7.1 - Radiální turbína	66
Obrázek 7.2 - Zapojení expanzní turbíny	67
Obrázek 7.3 - Schéma soustavy reverzačního turbokompresoru	68
Obrázek 7.4 - Provedení lopatkového difuzoru u axiálně-radiálního stupně.....	68
Obrázek 7.5 – Průtoková charakteristika turbíny	69
Obrázek 8.1 - Příklad zásobníku v solném dómě.....	70
Obrázek 8.2 - Skladování v porézní propustné hornině [1]	71

Obrázek 8.3 - Vyrovnávací zásobník	72
Obrázek 8.4 - Tlakový spád v zásobníku - příklad komprese	73
Obrázek 8.5 – Tlakový spád v zásobníku s malou tlakovou diferencí.....	75
Obrázek 8.6 - Zařízení se dvěma skladovacími horizonty	76
Obrázek 8.7 - Univerzální charakteristika kompresoru.....	80
Obrázek 8.8 - Průběh komprese a zapojení kompresorů.....	81
Obrázek 8.9 - proměnlivé zapojení kompresorů	82
Obrázek 9.1 - Dvojí řešení vodních zásobníků	84
Obrázek 10.1 - Kompresní schéma	88
Obrázek 10.2 – T-s diagram komprese	92
Obrázek 10.3 - Schéma 3-stupňové expanze	96
Obrázek 10.4 - Teplota rosného bodu	98
Obrázek 10.5 – T-s diagram expanze bez a s přídavným spalováním	100
Obrázek 10.6 - Hodinové ceny za výkup elektrické energie.....	101