

Sähkön terminen kausivarastointi kiviainekseen 88 % palautushyötysuhteella

Tutkimuksen kirjoittaja on valmistunut 80-luvun lopussa silloisen Helsingin Teknisestä Korkeakoulun Sähköosastolta pääaineenaan Ohjelmistotekniikka. Tämä tutkimus on tehty 2023–2024 omalla ajalla varsinaisen päivätyön rinnalla. Kaikki tässä esitetyt uudet ajatukset ovat vapaasti muiden käytettävissä. Kaikki viittaukset on tarkistettu elokuussa 2024.

Tiivistelmä

Tuulella ja aurinkoenergialla tuotetun energian varastointi on yksi suurimmista vihreän siirtymän haasteista. Tässä esitetään tuon ongelman mahdollinen ratkaisu. Sähkö varastoidaan lämpönä sepelillä täytettyyn poikkileikatun kartion muotoiseen avolouhokseen, jossa on kaksi päällekkäistä toisistaan eristettyä kaasutiivistä puoliskoa. Ylemmän alapainevaraston massalla paineistetaan alempi korkeapainevarasto, johon lämpö varastoidaan. Näiden kammioiden välille toteutetaan kaasuturbiineilla ja kompressoreilla kaksisuuntainen suljettu Braytonin sykli¹. Konseptista käytetään tieteellisessä kirjallisuudessa lyhennettä PTES eli Pumped Thermal Energy Store.

Varastoon ladataan sähköenergiaa käänteisellä Braytonin syklillä, joka toimii samalla periaatteella kuin lämpöpumppu. Siinä pääkompressorin lämmittää alapainevaraston yläosaan varastoidun kuumen kaasun paineistamalla sen tulikuuma yläpainevaraston yläosaan. Samalla sen vastaparina oleva kylmäturbiini jäähdyttää yläpainevaraston pohjalta imettävän kylmän kaasun kastepisteeseen alapainesäiliön pohjalle.

Sähkön purku tapahtuu tavallisella Braytonin syklillä, jossa yläpainevaraston tulikuuma kaasu purkautuu pääturbiinin läpi luovuttaen lämmön alapainevaraston yläosaan odottamaan seuraavaa latausta. Varastojen paine-ero pidetään vakiona kompressoimalla kylmäkompressorilla alapainevaraston alaosaan kastepisteessä olevaa kaasua takaisin yläpainevaraston pohjalle.

Turbiinista ja kompressorista purkautuva kaasu virtaa varastojen sepelikerrosten läpi samalla joko kuumentuen tai jäähtyen varaston ylä- tai alaosan kiviaineksen lämpötilaan. Siten sepele toimii tässä ratkaisussa saman aikaisesti sekä lämpövarastona että lämmönvaihtimena. Koska järjestelmän hyötysuhde ei voi olla 100 %, siihen kertyy ladattaessa ja purettaessa ylimääräistä lämpöä, joka voidaan hyödyntää kaukolämpönä tai vaihtoehtoisesti osittain kierrättää takaisin prosessiin käyttämällä purkuvaiheessa suurempaa paine-eroa.

Latausvaiheessa kylmäpuolelle kertyvä ylimääräinen lämpö on poistettava pääsyklistä erillisellä suuritehoisella lämpöpumpulla. Sillä jäähdytetään yläpainevarastosta tulevaa kylmää kaasua, jotta kylmäturbiinista ulos tuleva kaasu olisi latausvaiheen alapaineen kastepisteessä ja samalla hieman märkää. Tällöin varastoidun ajokaasun paineet ja kokonaismassa voidaan pitää vakiona. Nesteytynyt kaasu erotetaan erilliseen säiliöön. Jäähdyttävän lämpöpumpun tuottamaa lämpöä ei voida varastoida kiviainekseen, vaan se on syötettävä suoraan kaukolämpöverkkoon, varastoitava jotenkin muuten tai jäähdyttävä hukkalämpönä.

Lämpöpuolelle kertyvä ylimääräinen lämpö voidaan muuntaa sähköksi, kun purkutilassa alapainesäiliön painetta lasketaan siten, että turbiinista ulos tulevan kaasun lämpötila on sama kuin latausvaiheessa kompressoitavan kaasun lämpötila. Ratkaisu yksinkertaistaa alapainevaraston rakennetta, koska turbiinin tuottamaa ylimääräistä lämpöä ei tarvitse jäähdyttää. Lisäksi kuumakompressorin ja -turbiinin voivat jakaa saman alapaineputkiston ja jakokanavat. Samalla on kuitenkin hieman lisättävä kylmäpuolen jäähdytystä, koska pääturbiinin ohella kasvaa myös sen vastinparin eli kylmäkompressorin painesuhde ja hukkalämpö.

¹ https://en.wikipedia.org/wiki/Brayton_cycle

Edellä tullaan kuvaamaan tarkemmin ratkaisun toimintaperiaate, tutkitaan sen toimintaa ohjelmallisesti selaimessa toimivalla suunnittelu- ja simulointiohjelmalla, optimoidaan energiavaraston mitoitus, analysoidaan tekniseen toteutukseen liittyviä ongelmia ja niiden mahdolliset ratkaisut.

Käytettävä alapaine, ala- ja yläpaineen suhde, sepelin tiiviys, kiviaineksen ominaispaine sekä avolouhoksen seinän jyrkkyys (eli kallion laatu) määrittävät varaston pienimmän mahdolliseen koon. Alle kymmenen miljoonan sepelitonnin energiavarastoilla erilaiset kokoon liittyvät ongelmat ja laitekustannukset kasvavat kuitenkin nopeasti. Lataus- ja purkuteholle teknisen ylärajan asettaa alapainesäilön sepelin virtausvastus ja lämmönvaihdon teho, jotka ovat vastakkaisia ominaisuuksia. Lämmönvaihdon teho on suoraan verrannollinen sepelin pinta-alaan, mutta toisaalta sepelin pieni keskimääräinen partikkelien koko ja alhainen huokoisuus taas kasvattavat kaasun virtausvastusta.

Ajokaasuksi on valittu typpi, koska sen valmistaminen on edullista, ja sen alhainen höyrystymislämpötila mahdollistaa useampia muita kaasuja suuremman lämpötilaeron varastojen kylmän ja kuumen kierron välillä. Lisäksi typpi on inertti kaasu eli se reagoi hyvin heikosti muiden alkuaineiden kanssa. Siten se on ongelmaton ajokaasu verrattuna vetyyn, happeen tai hiilidioksidiin. Lopuksi arvioidaan varastoidun energian sekä lataus- ja purkutehon yksikkökustannukset ja investoinnin tuotto prosentti.

Hakusanoilla "energy store brayton cycle" löytyy Braytonin sykliin perustuvasta sähkön termisestä varastoinnista löytyy useita uusia tieteellisiä tutkimuksia. Hiljattain julkaistu tutkimus Derived energy storage systems from Brayton cycle² on yleiskatsaus alan tutkimuksen nykytilasta. Siinä tutkijat vertaavat Braytonin sykliin perustuvia CAES (compressed air energy system) ja PTES (pumped thermal energy store) ratkaisuja teoreettisella tasolla. Esimerkiksi Josh McTigue'n johdolla on kartoitettu PTES hankkeiden toteutettavuutta^{3 4} Yhdysvaltain energiaministeriön rahoituksella. Tutkijat katsoivat 75 % palautushyötysuhteen olevan saavutettavissa superkriittisellä hiilidioksidilla, kun lämpö varastoidaan ruokasuolaan⁵. PTES ratkaisujen teknistaloudellinen vertailu on tutkittu myös eräessä toisessa tutkimuksessa⁶, jossa myös päädyttiin ehdottamaan eri painesuhteita latauksessa ja purussa.

Tässä tullaan esittämään konkreettiset ratkaisut tutkimuksissa mainittuihin PTES:n jatkokehitystarpeisiin ja teknistaloudellisiin haasteisiin. Tässä ratkaisussa sepeli toimii massiivisena lämpövarastona ja lämmönvaihtimena. Vaihekohtaisella aktiivisella kärkivälikontrollilla ja pyörimisnopeudella voidaan eliminoida nykyisten turbolaitteiden korkeapainevaiheiden suuremmat häviöt, ja nostaa niiden hyötysuhteet teoreettisille ylärajoille tai osittain jopa niiden yläpuolelle. Lisäksi edullinen kallion avolouhostekniikka mahdollistaa yli kaksi kertaluokkaa pienemmät varastointikustannukset/kWh nykyisiin sähkövarastoihin verrattuna. Energiavaraston suunnitteluohjelman oletusparametrit tuottavat varauskapasiteetiltaan 1939 GWh:n ja purkuteholtaan 1041 MW:n energiavaraston. Varastokapasiteetin yksikkökustannukseksi saadaan 28 senttiä/kWh. Se on tällä hetkellä noin 1/600 litium-ioniakuston yksikkökustannuksesta. Kun laitoksen turbiinien ja kompressorien hyötysuhteet optimoidaan edellä esitettävällä tavalla nykytekniikan asettamalle teoreettiselle ylärajalle, niin

² <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2589004224006813#:~:text=energy%20for%20storage,-In%20discharge%20process%2C%20a%20Brayton%20cycle%20is%20formed%20by%20the,is%20converted%20back%20to%20electricity.>

³ <https://core.ac.uk/download/pdf/42338379.pdf>

⁴ https://www.researchgate.net/publication/356766772_Techno-economic_analysis_of_recuperated_Joule-Brayton_pumped_thermal_energy_storage

⁵ https://www.energy.gov/sites/default/files/2020/12/f81/SETO%20PTES%20Workshop%20McTigue_NREL.pdf

⁶ <https://www.mdpi.com/1996-1073/15/24/9595>

tällöin verkosta ladatusta sähköstä saataisiin parhaimmillaan 88 % takaisin sähkönä, kun korkeapainevaraston yllälämpötila on 900 °C, ja huomioidaan myös jäähdtyksen lämpöpumppujen, tyhjiövaihteistojen ja generaattorien häviöt.

Introduction

Storing wind and solar energy is one of the biggest challenges of the green transition. Here is a possible solution to that problem. The electricity is stored as heat in a cone-shaped open pit dug filled with gravel. The storage has two overlapping gas tight halves insulated from each other. The mass of the upper low-pressure storage is used to pressurize the lower high-pressure storage, where the heat is stored in gravel. A two-way closed Brayton cycle is implemented between these chambers with gas turbines and compressors. In the scientific literature, the concept is abbreviated as PTES for Pumped Thermal Energy Store.

Electrical energy is loaded into the storage with the reverse Brayton cycle, which works on the same principle as the heat pump. The main compressor heats the hot gas stored in the upper part of the low-pressure storage by pressurizing it to red-hot upper part of the high-pressure storage. At the same time, the opposite cryogenic turbine keeps the storage pressures constant by cooling the cold gas from the lower part of the high-pressure storage to the dew point and saving it to the lower part of the low-pressure storage.

The discharge of electricity takes place with the usual Brayton cycle, where the red-hot gas from the high-pressure storage is discharged through the main turbine to the upper part of the low-pressure storage to wait for the next charge. The pressure difference between the storages is kept constant by compressing the gas at the dew point from the lower part of the low-pressure storage with a cryogenic compressor to the cold lower part of the high-pressure storage.

The gas discharged from the turbine and compressor flows through the gravel layers of the storages while either heating up or cooling down to the temperature of the aggregate in the upper or lower part of the storage. Thus, in this solution, the gravel functions as both a heat storage and a heat exchanger at the same time. Since the efficiency of the system cannot be 100%, extra heat accumulates during loading and unloading, which can be used as district heating or alternatively partially recycled back into the process using a larger pressure difference in the discharge. The lower pressure is adjusted so that the temperature of the gas coming out of the turbine is the same as the temperature of the gas being compressed during the charging phase. The solution simplifies the structure of the storage because the excess heat produced by the turbine does not need to be cooled and the hot compressor and turbine can share the same pipes and gas distribution channels.

The excess heat accumulated on the cold side is cooled with a separate high-power heat pump during the charging. It cools the cold gas coming from the bottom of the high-pressure storage, so that the gas coming out of the cryogenic turbine is slightly wet. The liquid gas is stored to another storage to keep the gas pressures constant. The heat produced by the cooling heat pump must be fed directly into the district heating network, stored in some other way, or cooled as waste heat.

With the search words "energy store Brayton cycle" can be found Several new scientific studies can be found on the thermal storage of electricity based on the Brayton cycle. A recently published study, *Derived energy*

*storage systems from Brayton cycle*⁷ is an overview of the current state of research in the field. In it, the researchers compare CAES (compressed air energy system) and PTES (pumped thermal energy store) solutions on a theoretical level. For example, under the leadership of Josh McTigue, the feasibility of PTES projects has been mapped⁸ ⁹With funding from the US Department of Energy. The researchers considered a 75% recovery efficiency to be achievable with supercritical carbon dioxide when the heat is stored in table salt ¹⁰. The technical economic comparison of PTES solutions has also been studied in another study ¹¹, where it was also decided to propose different pressure ratios for charge and discharge.

Here we will present concrete solutions to the further development needs and technical-economic challenges of PTES mentioned in the studies. In this solution, the gravel acts as a massive heat storage and heat exchanger. With step-by-step active control of the tip gap and rotational velocity, the higher losses of the high-pressure stages of current turbo equipment can be eliminated, and their efficiencies can be optimized to the upper limits or partially even above them. In addition, the inexpensive rock open pit technology enables more than two orders of magnitude lower storage costs/kWh compared to current electricity storages.

In this study the working principle of the solution will be described in more detail, its operation will be studied programmatically with an analysis program, the dimensioning of the energy storage will be optimized, problems related to the technical implementation will be analyzed and possible solutions proposed.

The lower pressure to be used, the ratio of lower and high-pressure, the porosity of the gravel, the specific gravity of the gravel and the steepness of the open pit wall determine the smallest possible size of the energy storage. However, with energy storages of less than ten million gravel tons, various size-related problems and equipment costs increase rapidly. The technical upper limit for the loading and unloading power is set by the increasing flow resistance of the gravel and its heat exchange capability, which are opposite properties. The power of heat exchange is directly proportional to the surface area of the gravel, but on the other hand, the small average grain size and low porosity of the gravel increase the gas flow resistance.

Nitrogen has been chosen as the gas because it is inexpensive to produce, and its low vaporization temperature allows for a larger temperatures difference between the cold and hot cycles compared to other possible gases. In addition, nitrogen is an inert gas, meaning it reacts very weakly with other elements. Thus, it is a problem-free gas compared to hydrogen, oxygen or carbon dioxide. Finally, the unit costs of stored energy and charging and discharging power and the return on investment are evaluated. The analysis program calculates the unit costs of energy according to the given parameters.

The default parameters of the energy storage analysis program produce an energy storage with a storage capacity of 1939 GWh and a discharge capacity of 1041 MW. The unit cost of the storage capacity is 28 cents/kWh. It is currently about 1/600 of the unit cost of a lithium-ion battery. When the efficiencies of the plant's turbines and compressors are optimized as shown above to the upper limit set by current technology,

⁷<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2589004224006813#:~:text=energy%20for%20storage,-In%20discharge%20process%2C%20a%20Brayton%20cycle%20is%20formed%20by%20the,is%20converted%20back%20to%20electricity.>

⁸ <https://core.ac.uk/download/pdf/42338379.pdf>

⁹https://www.researchgate.net/publication/356766772_Techno-economic_analysis_of_recuperated_Joule-Brayton_pumped_thermal_energy_storage

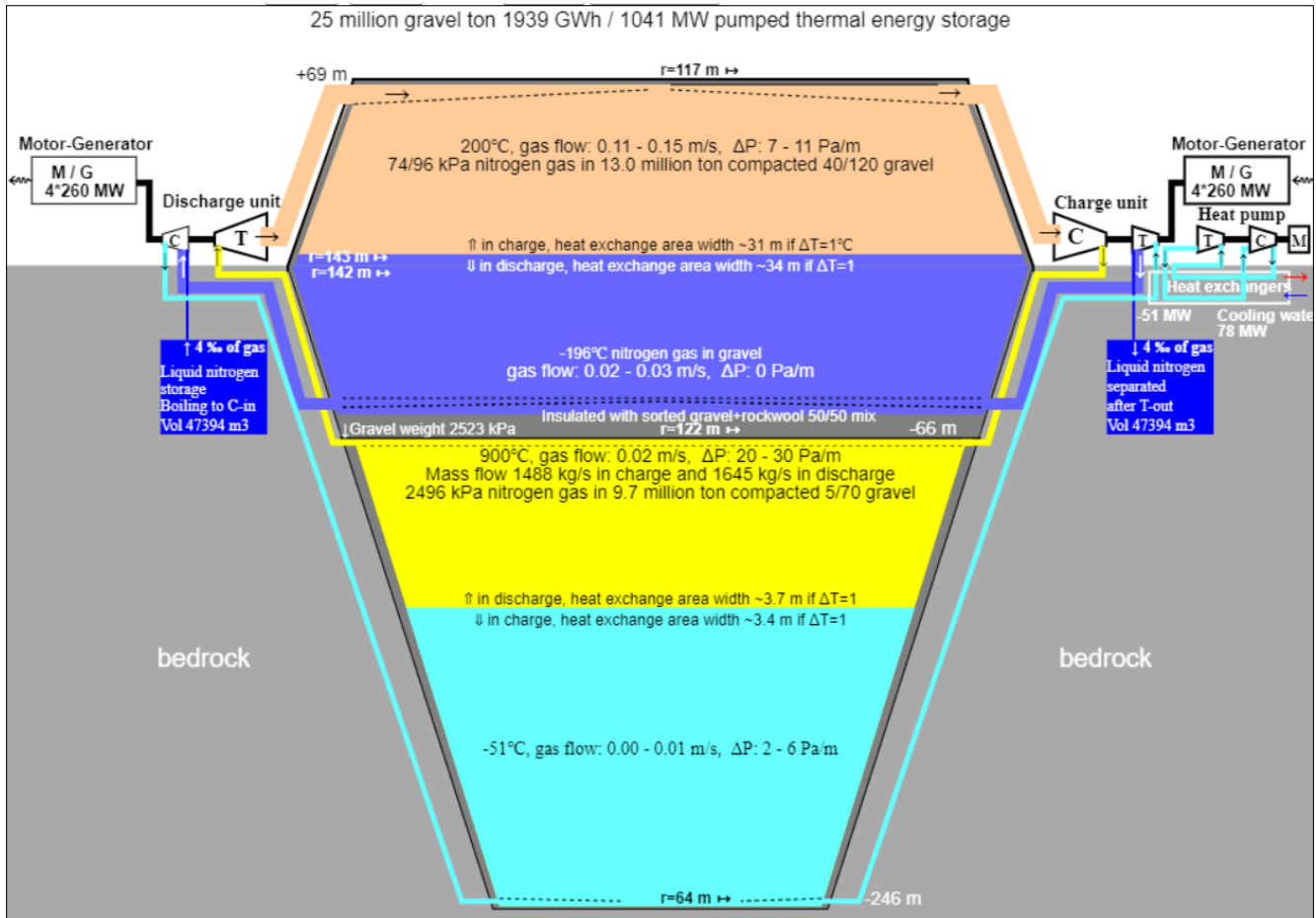
¹⁰ https://www.energy.gov/sites/default/files/2020/12/f81/SETO%20PTES%20Workshop%20McTigue_NREL.pdf

¹¹<https://www.mdpi.com/1996-1073/15/24/9595>

then at best 88% of the electricity charged from the grid would be recovered as electricity, when the upper temperature of the high-pressure storage is 900 °C, and the losses of cooling heat pumps, vacuum gearboxes and generators are also included.

Yleinen toimintaperiaate ja varaston rakenne

Alla olevassa kuvassa on suunnittelu- ja simulointiohjelman oletusparametrien tuottaman energiavaraston poikkileikkaus. Sen koko, 25 miljoonaa tonnia, vastaa Yaran Siilijärven fosfaattikaivoksen vuosittaista louhintamäärää (noin 20–30 miljoonaa tonnia)¹². Siellä kaivosurakoitsijan 200 työntekijää vastaavat kaikesta louhinnasta, murskauksesta, hienon murskeen kuljetuksesta rikastamoon ja lopulta hukkakiven läjityksestä. Siten kuvan energiavaraston louhinta, sepelin murskaus, seulonta ja levitys takaisin voisi olla suunnilleen 200 henkilötyövuoden urakka, ja sen urakkahinta on tässä arvioitu hieman suuremmaksi kuin suurten avolouhosten keskimääräinen louhintakustannus 10 euroa/tonni.



Kuva 1. Energiavaraston poikkileikkaus ja toimintaperiaate

Kuvassa avolouhoksen kauttaaltaan lujitetun seinämän jyrkkyys (ajoluiskat mukaan lukien) on 73 astetta, ylälämpötila 900 °C eli 1173 Kelviniä, kompressorien yksittäisten vaiheiden hyötysuhde 0.955 ja turbiinien yksittäisten vaiheiden hyötysuhde 0.97. Varaston yläpaine on 2496 kPa, alapaine lataustilassa 96 kPa ja purkutilassa 74 kPa. Tällöin saadaan sähkön palautushyötysuhteeksi 87,9 %, kun huomioidaan kylmäpuolen jäädytystyö 8,2 %, tyhjiövaihteistojen häviöt 2,0 % ja generaattorien häviöt 1,9 %. Ylälämmöksi oletusarvo on 900 °C, koska silloin kompressorien ja turbiinien yläpaineessa toimivien roottorilapojen jäädytystarve on vielä

¹² <https://www.yara.fi/tietoa-yarasta/yara-suomi/toimipaikat/siilinjärvi/tuotantolaitos/>

varsin vähäinen, ja korkeapainevaraston parhaiten soveltuvien mafisten ja ultramafisten sepeleiden pitkäaikainen käytettävyyks riittävän hyvä.

Selkeyden vuoksi varaus ja purku on kuvassa sijoitettu eri puolille, vaikka ne jakavat saman moottorigeneraattorin. Kuvassa laitos koostuisi neljästä identtisestä yksiköstä, jotta niitä voitaisiin ajaa joustavasti sähkön kysynnän ja tarjonnan mukaisesti, ja jotta niitä voitaisiin huoltaa yksi kerrallaan. Lisäksi purku- ja lataustehoa voidaan jonkin verran säätää muuttamalla ylemmän alapainevaraston painetta.

Energiavaraston suunnitteluohjelma kasvattaa tarvittaessa louhintamäärää, jotta annetuilla parametreilla kohtisuoraan yläpuolella olevan kiviaineksen massa on vähintään sama kuin yläpainesäiliön paine. Oletusarvona jätetään 100 kPa (eli noin yhden ilmakehän) virhetoleranssi. Lämmön ja kylmän varastointiin käytettävän kiviaineksen määrä ylemmässä alapainesäiliössä on noin 30 % suurempi kuin yläpainesäiliöissä, koska kiviaineksen ominaislämpökapasiteetti kasvaa yli 60 % lämpötilan noustessa huoneenlämpötilasta 550 °C asteeseen, ja kasvaa sen jälkeen hitaasti, kunnes alkaa nousta jälleen nopeammin kiviaineksen sulamispisteen lähellä.

Kuvassa mustilla viivoilla on kuvattu kaasutiiviit rajat, jotka kuvassa on yhteen hitsattu teräs- tai alumiinilevy, injektoitu kallio tai jopa maalämpöputkistolla jäädytetty kallio. Kiviaineksen lämpölaajenemisen ja supistumisen aiheuttama pumppaus saattaa levittää maanpinnan yläpuolista osaa vähitellen useita metrejä, joten teräslevyssä on oltava pystysuuntaiset joustavat taitokset. Yläpainevaraston ylälämpötilassa sen yläpuolinen teräslevy muuttuu pehmeäksi ympäröivän sepelin mukana venyväksi ja kutistuvaksi pinnaksi. Yläpainesäiliön kaasutiiviyys voidaan varmistaa teräslevypinta yläpuolisella kantavan hienon kivimurskeen ja yläpainesäiliön lämpötilassa osittain sulavan kivimurskeen sekoituksella, joka kuumuudessa ja paineessa puristuu jähmeäksi elastiseksi kaasua läpäisemättömäksi kerrokseksi.

Mustien viivojen sisäpuoliset tummanharmaat alueet ovat lämpöeristekerroksia, joissa on tilavuudeltaan tasasuhteissa korkealaatuista biohiiltä ja erittäin tasakokoista sepeliä, jonka huokoisuusluku tiivistettynä on noin 0,5. Lämmön johtuminen konvektiona voidaan minimoida lisäämällä pystysuuntaisiin eristekerroksiin ohuita kerroksia tiivistettyä savea. Rakenteen u-arvona on käytetty 0,1 W/mK. Biohiili sopii erinomaisesti korkeiden lämpötilojen eristykseen hapettomissa olosuhteissa. Biohiilen sulamispiste on 3000 Kelviniä, u-arvo 0,03 W/mK, sen huokosten tiheys on erittäin suuri ja koko pieni, parhaimmillaan vain muutamia mikrometrejä¹³, joten se eristää lämpösäteilyä vähintään yhtä kertaluokkaa paremmin kuin mikään kaupallinen eriste, joiden solukoko on parhaimmillaan 100–200 mikrometriä. Kuvassa eristekerrosten paksuus on laskettu siten, että lämpövuoto on kaikkialla suunnilleen sama 20 W/m², jolloin kuvan energiavaraston korkeapainevaraston lämpövuoto olisi täyteen ladattuna alle 4 MW. Tästä poikkeuksena ylä- ja alapainesäiliön väli, jossa laskennallinen eristekerros on kerrottu arvolla 1,5, koska siellä lämpöä vuotaa molemmiin puolin. Myös maanpäällisen yläosan kaltevat seinät on eristetty sisäpuolelta biohiilisepelillä. Sen sijaan katto voidaan toteuttaa tavallisella varastohallien rakennustekniikalla, ja eristää yläpuolelta palamattomalla kivivillalla, mikäli se osoittautuu edullisemmaksi rakenteeksi kuin teräksellä päällystetty biohiilisepeli.

Biohiilen sijasta eristesepeliin voidaan sekoittaa myös sidosaineetonta puhalluskivivillaa. Tosin kun biohiili, kivivilla ei pelkistä rautaoksidia eikä happi hehkuta sitä. Tavallisten kivivillaeristeiden sidosaineet alkavat haihtua jo 250 °C asteessa, mutta itse kivivilla kestää sulamatta jopa 1000 °C lämpötilan¹⁴. Puhalluskivivillan

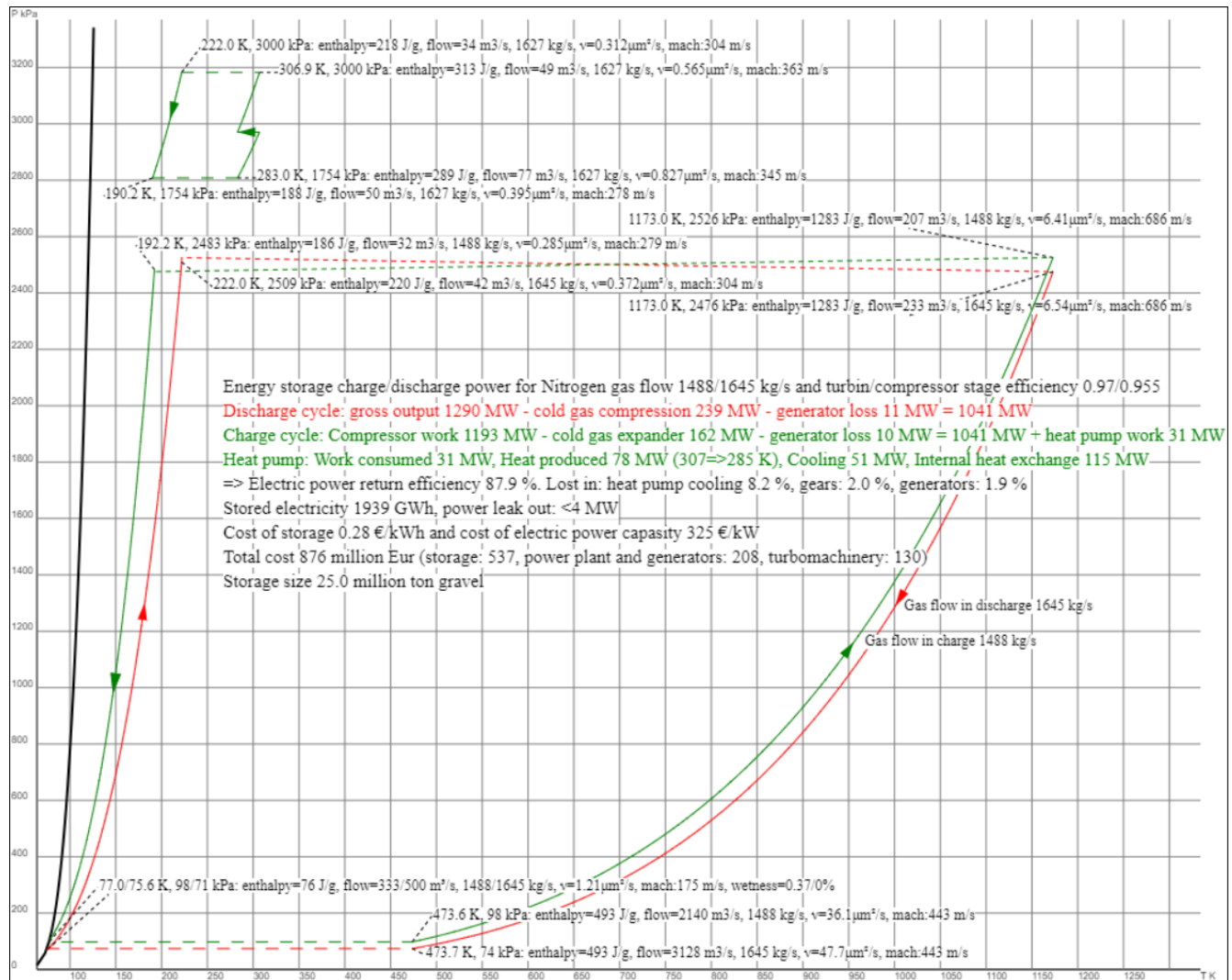
¹³ <https://www.energiatalous.fi/?p=2483>

¹⁴ <https://rti.rockwool.com/applications/marine-and-offshore/firesafe/#:~:text=ROCKWOOL%20stone%20wool%20fibres%20can,250%C2%B0C%20or%20more.>

käyttö ja levitys saattaa olla teknisesti yksinkertaisempaa kuin biohiilen, ja sen hinta tilavuusyksikköä kohden on ehkä biohiiltä edullisempi, koska sen tiheys on vain 36 kg/m^3 . Muovisäkeissä myytävän puhalluskivivillan veroton rautakauppahinta on noin 1,6 euroa/kg, mutta tuhansien tonniin irtokivivillan tehdashinta on luultavasti alle 500 euroa/tonni, jolloin 50/50 sepelikivivillan eristeen kuutiohinnaksi tulisi noin 18 euroa/ m^3 tai 36 euroa/ m^3 , jos kivivillan tiheys kaksinkertaistetaan konvektion takia. Tuolla tiheydellä kivivillan U-arvo on 0.033 W/mK , mutta korkean lämpötilan eristeenä se saattaa toimia huomattavasti suuremman huokoskoon takia.

Putkista tuleva tai niihin imettävä kaasu jaetaan sepelissä kulkevia kanavia pitkin tasaisesti siten että sen virtausnopeus hidastuu riittävästi, jotta tulevan kaasun mukana ei kulkeudu kivipölyä laitteisiin. Yläpainesäiliön kuumassa yläosassa sijaitseva jakokanavistot ovat muuratusta tai valetusta tulitiilestä tehtyjä holvirakenteita. Kolmen muun jakokanaviston holvirakenteet voidaan valaa teräsbetonista, jossa teräs toimii lähinnä betonin kutistumisraudoitteena. Betonin puristuslujuus kasvaa lämpötilan laskiessa, joten siten se sopii erinomaisesti hyvin kylmien alaosien holvirakenteisiin. Haarautuvat jakokanavistot ovat alhaalta avoimia holveja, joiden alapuolella on pestystä lajitellusta karkeammasta sepelistä tehty noin 1–2 metriä paksu kaasun jakokerros, jossa kaasu leviää ja hidastuu lopulliseen sepelin läpäisy nopeuteen.

Kuuman ja kylmän sepelikerroksen välissä on muutaman metrin levyinen lämmönvaihtumiskerros. Sen leveys riippuu kaasun virtausnopeudesta, tiheydestä ja sepelin seulavälistä. Pieni keskimääräinen partikkelien koko lisää pinta-alaa ja siten tehostaa lämmön vaihtumista. Lisäksi lämmön johtuminen säteilemällä vähenee lineaarisesti sepelin keskimääräisen partikkelien koon pienenessä, joten siksi yläpainesäiliössä käytetään hienompaa sepeliä. Toisaalta kaasun virtausvastus kasvaa hyvin nopeasti sepelin alajakkeen pienenessä, joten suunnitteluohjelman ehdottama oletusarvo yläpainesäiliön sepeliksi 5/70 on harkittu kompromissi sepelin tiheyden, lämmönvaihtumisvyöhykkeen leveyden ja kaasun virtausvastustuksen kannalta. Käytetty kaasun virtausvastuksen laskeminen on kuvattu tarkemmin Suunnitteluohjelman kuvauksessa.



Kuva 2. Energiavaraston toiminta TP- diagrammina, jossa vaaka-akselilla lämpötila Kelvineinä ja pystyakselilla paine kilo-Pascaleina.

Yllä olevassa kuvassa 2 on suunnitteluohjelman piirtämä laitoksen toimintaa kuvaava lämpötila/paine diagrammi. Siinä varaston latausykli on piirretty vihreällä ja purkusykli punaisella. Kompressoreilla kaasun virtaussuuntaa osoittavat nuolet ovat ylöspäin ja turbiineilla alaspäin. Katkoviivat kuvaavat kaasun kulkeutumista sepelin läpi. Ne ovat hieman kallellaan kaasun kulkusuuntaan sepelin aiheuttaman paineen laskun takia. Turbiinien ja kompressorien T-P käyrät ovat kaarevia, koska paineen nousu tai lasku on laskettu hyvin pienissä osissa vaiheen hyötysuhteen mukaisesti. Purku- ja lataus jakavat saman generaattorin sähkötehon, joten niiden massavirrat ja laitteistojen tehot on sovitettu sen mukaisiksi. Kuvan keskellä on pääkomponenttien tehot tai häviöt, sähköön palautushyötysuhde sekä ohjelmassa annettujen yksikköhintojen mukaan laskettu hinta-arvio.

Rakentamistekniikka ja kiviaineksen käyttäytyminen paineessa ja korkeissa lämpötiloissa

Energiavaraston mitoituksessa ja rakentamistekniikassa on ratkaistava ainakin seuraavat ongelmat: kiviaineksen lämpölaajeneminen ja supistuminen ei saa repiä rikki varastojen paine-eristystä tai kallioseinästä tulevia putkiliitoksia. Lisäksi kiviaineksen lämpörapautumisen aiheuttama hienontuminen ja tiivistyminen toistuvien sepeliä puristavien ja supistavien lämmitys- ja jäähdytyssykylien seurauksena ei saa haitata laitoksen toimintaa sen suunnitellun käyttöänsä aikana.

Kuuman korkeapainevaraston kiviaines

Korkeapainevaraston kiviaineksen tulisi kestää vähintäänkin useita kymmeniä hyvin hitaasti tapahtuvia kuumennuksia ja jäähdytyksiä korkeapainevaraston ylä- ja alälämpötilan välillä, ja samalla säilyttää riittävä puristuslujuus, jotta kiviaines ei ala puristumaan kasaan. Lisäksi kiviaineksesta ei saisi haihtua sellaista määrää kaasua, kuten rikkiä, joka nesteytymällä ja kiteytymällä haittaa kuumaturbiinin toimintaa. Myös kiviaineksen tavallista suurempi tiheys ja ominaislämpökapasiteetti ovat eduksi. Tavallisimmat maanpinnalla tavattavat sekoittuneet magmakivilajit kuten graniitti tai gneissi eivät täytä näitä vaatimuksia. Esimerkiksi graniitti alkaa vähitellen lämpörapautua ylitettyään 572 °C lämpötilan, koska tällöin kvartsin vallitseva α -kiderakenne muuttuu tilavuudeltaan noin 4 % suuremmaksi β -kiderakenteeksi. Tämä aiheuttaa kiveen mikrohalkeamia¹⁵ vaikka kiven kuumentuminen tapahtuisi hyvin hitaasti. Tämä johtunee siitä, että graniitin toisella päämineraalilla kalimaasälvällä vastaavaa kiderakenteen muutosta ei tapahdu, joten kiveen syntyy sisäisiä jännityksiä. Toisin sanoen kivet, joissa kvartsikiteiden osuus on joko hyvin pieni tai hyvin suuri, kestävät todennäköisesti parhaiten korkeita lämpötiloja.

Tutkimuksessa *High Temperature Versus Geomechanical Parameters of Selected Rocks – The Present State of Research*¹⁶ todettiin, että testattujen hiekka- ja savikivien puristuslujuus aluksi nousi merkittävästi 400 °C asteeseen saakka ja sen jälkeen alkoi hiljalleen laskea. Hienorakeisen ja tiiviin hiekkakiven alkuperäinen 150 MPa puristuslujuus alittui vasta 1000 °C asteessa, mutta karkearakeisella hiekkakivellä se alittui 800 °C asteessa. Muilla testatuilla kivilajeilla (graniitti, marmori ja kalkkikivi) puristuslujuus laski jatkuvasti lämpötilan noustessa, ja se oli korkeissa lämpötiloissa merkittävästi huonompi kuin hiekkakivien puristuslujuus. Myös tässä tutkimuksessa todettiin graniitin puristuslujuuden romahdus ennen 600 °C lämpötilaa. Tutkijoiden johtopäätös oli, että kiven lujuuden lämpötilakäyttäytyminen riippuu erityisesti sen mineraalikoostumuksesta, kiteiden koosta ja kiven ilmavuudesta.

Tutkimuksessa *Effect of heat on the mechanical properties of selected rock types a laboratory study*¹⁷ verrattiin diabaasin, graniitin ja kahden kvartsiittiliuskeen lujuusominaisuuksia kuumennuksen ja jäähdytyksen jälkeen. Mielenkiintoista tuossa tutkimuksessa on graniitin puristuslujuuden lähes täydellinen katoaminen 1100 °C

¹⁵ [Frontiers | Fractal Characteristics and Energy Dissipation of Granite After High-Temperature Treatment Based on SHPB Experiment \(frontiersin.org\)](https://www.frontiersin.org/journal/article/10.3389/fm.2019.00011/full)

¹⁶

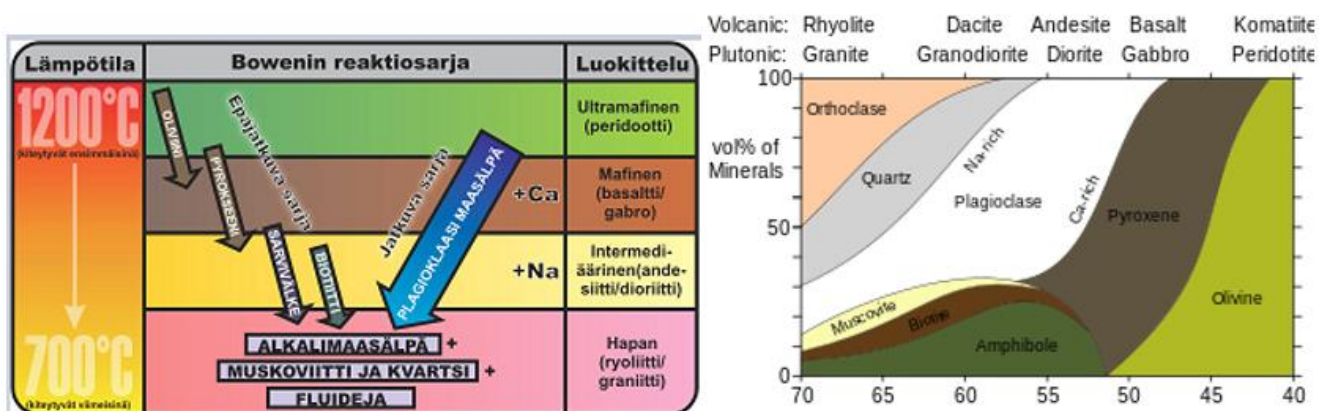
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2300396015300689#:~:text=At%20temperatures%20from%20100%20to,less%20at%20the%20same%20level.>

¹⁷

https://www.academia.edu/93970453/Effect_of_heat_on_the_mechanical_properties_of_selected_rock_types_a_laboratory_study

asteen lämpötilassa. Syynä lieenee graniitin toisen päämineraalin kalimaasälvän sulaminen ja lasittuminen. Tuossa tutkimuksessa diabaasi säilytti vertailussa parhaiten alkuperäisen puristuslujuutensa.

Samaan johtopäätökseen on päädytty myös suomalaisissa saunan kiuaskivien testeissä¹⁸. Nykyisin Suomessa myytävät kiuaskivet ovat useimmiten oliviinigabroa (kauppanimi Oliviinidiabaasi). Oliviinigabro ja muut kiuaskivet kestävät sulamatta vähintään 1100 °C lämpötilan. Kiuaskivet ovat mafisia tai ultramafisia kiviä eli ne ovat jähmettyneet muinaisten tulivuorten purkauskanavien ja magmakammioiden pohjalle. Magmakivien syntymekanismista löytyy yleistajuinen kuvaus sivulla <https://www.geologia.fi/2018/10/24/mita-ovat-magmakivet/>, josta kuvan 3 Bowenin reaktiosarja on kopioitu. Sen vieressä oleva kuva magmakivilajien luokituksesta on kopioitu Wikipediasta¹⁹.



Kuva 3. Vasemmalla Bowening reaktiosarja, oikealla kivilajien luokitus piidioksidin ja alamineraalien pitoisuuden mukaan

Myös mafisten ja ultramafisten kiven ominaisuudet vaihtelevat. Vasemmalla Bowenin reaktiosarja jakaa magmakivilajit pääluokkiin magmapurkauksien kiteytymislämpötilan mukaan. Oikealla ne on luokitettu piidioksidin pitoisuuden mukaan. Mafisten kiven piidioksidin (SiO_2) pitoisuuden ylärajana pidetään 52 % ja ultramafisten 45 %. Kuvassa kunkin kivilajin päämineraalien osuudet ovat pystyjanalla. Puhdasta kvartsia lukuun ottamatta kiven lämmön kesto yleensä kasvaa piidioksidin osuuden laskiessa. Puhtailla mafisilla kivillä se on 52 % kohdalla noin 1100 °C. Valimohiekkana käytettävien puhtaan magnesiumoliviinin tai kromiitin sintrautumislämpötila on noin 1800 °C astetta²⁰. Mafisille kivilajeille on tyypillistä tumma väri, emäksisyys, pintakivilajeja suurempi tiheys ja siten myös suurempi tilavuuden ominaislämpökapasiteetti.

Tarkemassa QFPA-luokituksessa²¹ kivilajit on luokiteltu neljän päämineraalin keskinäisten liukuvien prosenttiosuuksien perusteella, ja ultramafiset kivet vielä erikseen kolmen²²päämineraalin perusteella. Siten myös niin sanottujen puhtaiden kivilajien ominaisuudet ja sulamispisteet riippuvat niiden mineraalien keskinäisestä jakaumasta sekä muista epäpuhtauksista. Kivilajien sisältämät mineraalit ensin pehmenevät ja

¹⁸ <https://saunologia.fi/kiuaskivet/>

¹⁹ https://en.wikipedia.org/wiki/Igneous_rock

²⁰ https://tupa.gtk.fi/raportti/arkisto/m19_3132_81_80.pdf

²¹ https://en.wikipedia.org/wiki/QAPF_diagram

²² https://en.wikipedia.org/wiki/Ultramafic_rock

lopulta sulavat omalla lämpötila-alueella. Tällöin myös kiven puristuslujuus alkaa laskea nopeasti, vaikka se olisi ulkoisesti ehjä. Kummennuksen jälkeen kiven sulamisaste voidaan päätellä sen lasittumisasteesta.

Mineraaleista kromiitti ja oliiviini sekä mafiset plagioklaasit ja pyrokseenit omaavat korkeat sulamispisteet. Plagioklaasi²³ koostuu kahdesta ja pyrokseeni²⁴ viidestä eri alamineraalista, jossa toisessa päässä on mafisia korkeamman sulamispisteen omaavat mineraaleja ja toisessa päässä matalamman sulamislämpötilan omaavia felsisiä mineraaleja. Yhteenvetona voi todeta, että erityisesti emäksisillä magnesium- ja kalsiumpitoisilla mineraalien alatyypeillä on korkeat sulamispisteet, ja vastaavasti kaliumia tai natriumia sisältävät kivet sulavat alemmissa lämpötiloissa. Myös magnesiumin osuuden korvautuminen raudalla alentaa mineraalin sulamislämpötilaa.

Kaikki mafiset kivet eivät välttämättä kestä korkeita lämpötiloja. Artikkelin *Damage and Changes in Mechanical Properties of a Gabbro Thermally Loaded up to 1,000°C* tiivistelmässä²⁵ todetaan gabro- näytteessä esiintyneen sen mineraalikiteiden erilaisten lämpölaajenemiskerrointen aiheuttamia mikrohalkeamia jo 600 °C alapuolella, ja sen yläpuolella alkoi merkittävä vapaan raudan ja magnesiumin oksidoituminen. Gabron puristuslujuus laski tässä testissä dramaattisesti. Mikrohalkeamien syynä saattoi olla näytteen kvartsipitoisuus. Lisäksi varaston kuivassa tyyppi-ilmakehässä ei voi tapahtua mafisten kivien oksidoitumista.

Suomen suurin kiuaskivilouhos on Luvialla²⁶, joka kuuluu eteläisen Satakunnan diabaasijuonteiden alueeseen. Myös Keminmaalta Kemin intruusiosta on louhittu kiuaskiviä kuten oliiviinidiabaasia ja peridotiittiserpentiiniä. Mustan graniitin kauppanimellä myytävää hyvin tummaa diabaasia ja gabroa louhintaan useilla luonnonkivilouhimoilla Keski- ja Itä-Suomessa. Mäntyharjulla on Suomen ainoa tunnettu puhtaan oliiviinin esiintymä²⁷, josta myös louhitaan saunakiveä. Sieltä louhitun oliiviinin sulamislämpötilaksi on mitattu Teknisessä korkeakoulussa 1350 °C²⁸. Myös sarvivälkkeen (Amphibolite²⁹) mafinen kalsiumia sisältävä alatyyppejä kestävä korkeita lämpötiloja, ja sitä pidetään hyvinä kiuaskivinä. Mafista sarvivälkettä on aikaisemmin louhittu Hyvinkäällä kiuaskiveksi.

Mafisten kiviesiintymien kaupallisessa hyödyntämisessä pidetään haasteena hukkakiven suurta osuutta. Esimerkiksi Luvialla vain noin 25 % louhittavasta kivistä voidaan myydä saunakivenä. Luonnonkivilouhimoilla kalliosta leikataan useamman kuution emokiviä, joten niissä mafisten kivien hukkaprocentti on vielä tätäkin suurempi³⁰. Korkea hukkaprocentti johtuu siitä, että mafiset esiintymät ovat kerroksellisia ja/tai juonisia, osittain tai kokonaan muuntuneita ja ne saattavat olla sekoittuneita toisiinsa mafisiin tai intermediaarisiin kerrostumiin kuten dioriittiin. Eräs tyyppinen mafinen niin sanottu hukkakivi on peridotiitti, joka kuitenkin ominaisuuksiltaan saattaa olla jopa parempi kuin puhdas diabaasi tai gabro. Siten mafiset sekamurskeet saattavat olla yhtä käyttökelpoisia kuin puhtaat yhden kivilajin murskeet.

²³ <https://en.wikipedia.org/wiki/Plagioclase>

²⁴ <https://en.wikipedia.org/wiki/Pyroxene>

²⁵ <https://ui.adsabs.harvard.edu/abs/2010PAPGe.167.1511K/abstract>

²⁶ <https://saunologia.fi/saunagranit-luvian-kiuaskivitehtaalla/>

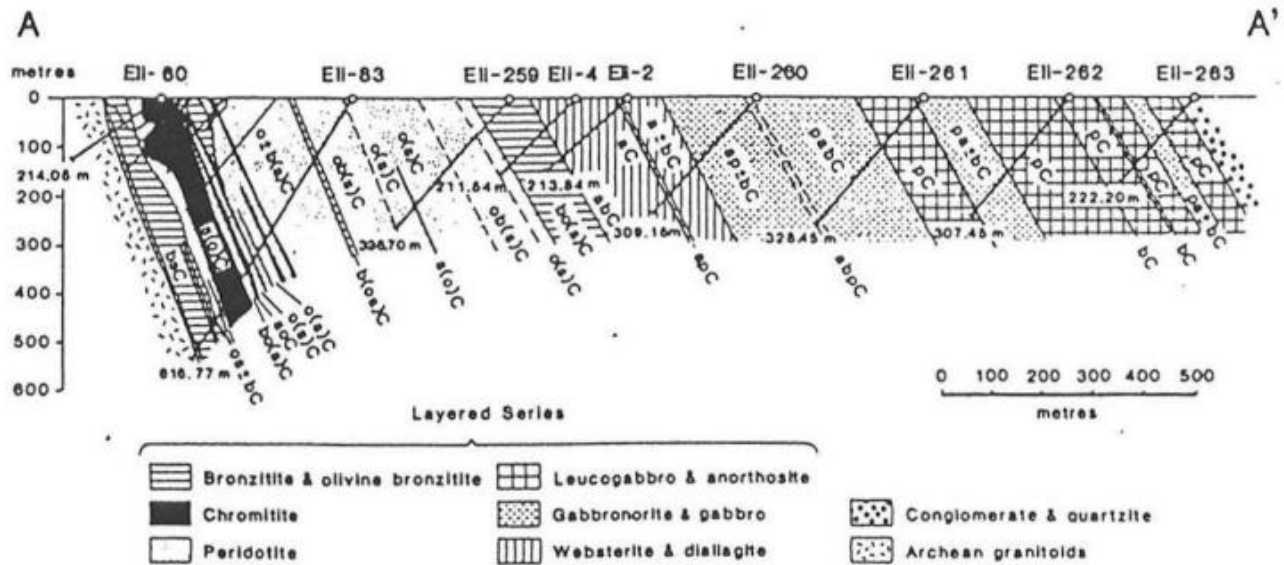
²⁷ https://tupa.gtk.fi/raportti/arkisto/m19_3132_81_80.pdf

²⁸ <https://suomenkiuaskivi.fi/oliiviini-kiuaskivet/>

²⁹ <https://en.wikipedia.org/wiki/Amphibolite>

³⁰ https://www.suomalainenkivi.fi/vanha/wp-content/uploads/2016/03/luonnonkivirakenteiden_suunnitteluohje_osa2.pdf

Suomen mafiset juonteet ovat varsin hyvin tutkittu ja kairattu, joten olemassa olevan tutkimustiedon perusteella on mahdollista kohdistaa jatkotutkimukset lupaavimmille alueille. Kallioperän yleiskuvaukseen https://tupa.gtk.fi/raportti/arkisto/50_2017.pdf on merkitty suurimmat mafiset kallioalueet, mutta kallioperän tarkemmasta suuren resoluution kuvauksesta https://tupa.gtk.fi/kartta/erikoiskartta/ek_098_300dpi.pdf huomaa, että pienempiä halkaisijaltaan tai pituudeltaan muutaman kilometrin mafisia kallioalueita ja juonteita löytyy käytännössä melkein kaikkialta Suomessa. Tilanne lienee sama kaikkialla, missä maan pinnassa on vanhoja rapautuneita tulivuoria. Euroopassa niitä löytyy myös varsinaisten aktiivisten tulivuorivyöhykkeiden ulkopuolelta esimerkiksi Englannista, Keski-Saksasta ja Keski-Ranskasta.



Kuva 4. Lämpöleikkaus A-A' Kemin intruusiosta perustuen kairausprofiileihin. (Alapieti *et al* 1989)

Edellä mainittu Kemin intruusio on hyvä esimerkki ultramafisen esiintymän geologiasta. Siitä on hyvä kuvaus Alan Forsmanin Progradu tutkielmassa³¹, josta yllä oleva kuva on kopioitu. Kuvassa on intruusion poikkileikkaus katsottuna koillisesta. Intruusio on myöhemmän poimuttumisen seurauksena kallistunut 70 asteen kulmassa maan sisään luoteeseen, ja magmakammion pohjalle toisistaan erottuneet magmakivilajit ovat järjestyksessä vasemmalta oikealla siten, että ensin on alle kilometrin levyinen kaistale ultramafisia magmakammion pohjamineeraaleja kuten peridotiittia, oliiviinia, kromiittia ja pyrokseenia, siten että pyrokseenin osuus nousee mentäessä oikealle. Sen jälkeen tulee reilun kilometrin levyinen kaistale mafisia gabron sukuisia kivilajeja, jotka vähitellen korvautuvat intruusion yläpinnassa intermediaarisilla leukogabrolla ja anorthosiitilla. Intruusion ylä- ja alaosassa silikaatit ovat kokeneet metamorfoosin ja muuttuneet serpentiiniksi, kloriitiksi, amfiboliksi, talkiksi ja karbonaateiksi. Siten energiavaraston kannalta kiviaineksen tärkeimmät ominaisuudet eli korkea sulamispiste, vähäinen lämpörapautuminen vaihtelevat, mutta todennäköisesti paras kiviaines löytyy vasemman reunan osittain metamorfoituneelta ultramafiselta vyöhykkeeltä. Juuri siellä on ollut kiuasakilouhimo. Myös keskellä oleva muuntumaton gabrovyyhyke voisi olla lupaava energiavaraston sijoituspaikka. Kemijoen suussa sijaitseva Kemin intruusio ja Luvia sijaitsevat lähellä Suomen sähkön runkoverkon solmukohtia, joten niissä sähköä voitaisiin ladata ja purkaa useammasta suunnasta.

Mafisten ja ultramafisten kiviesiintymien louhinnassa on huomioitava myös mahdolliset asbestikuituja sisältävät juonteet, joiden murskaus saattaa aiheuttaa ilman kuitupitoisuuden nousun yli työturvallisuussuosituksen. Asbestipitoisuus ei kuitenkaan ole todettu olleen merkittävä ongelma kyseisten esiintymien hyödyntämisessä³².

³¹ https://saunologia.b-cdn.net/wp-content/uploads/2018/02/1997-Forsman-kiuasivet_silikaattimineraalit-SaunologiaS.pdf

³² https://tupa.gtk.fi/julkaisu/tutkimusraportti/tr_127.pdf

Edellä viitatussa tutkimuksessa, jossa vertailtiin neljän kivityypin lujuusominaisuuksien 1100 °C lämpötilassa, myös kaksi pääosin kvartsista muodostunutta liusketta säilytti kohtuullisen hyvin alkuperäisen lujuutensa. Tähän luultavasti syynä oli niiden alhainen maasälvän pitoisuus (4 %). Puhtaan kvartsitiin sulamispiste on yli 1700 °C, mutta 1400 °C lienee käytännössä kvartsitiin ylin käyttölämpötila, koska sen yläpuolella tapahtuu seuraava merkittävä myös kuivissa olosuhteissa tapahtuva kvartsin kiderakenteen ja tilavuuden muutos. Suomessa puhtaita kvartsiittiesiintymiä löytyy ainakin Lapista. Suomessa kvartsiittiliusketta on louhittu Lapin ohella myös Nilsiässä ja Orivedellä. Puhtaiden ultramafisten hiekkojen ohella myös kvartsihiekkaa käytetään edullisuutensa takia valumuoteissa, ja niissä sen portaittain tapahtuvaa lämpölaajenemista on opittu kontrolloimaan rautaoksidoilla.³³

Sepelin lujuusvaatimukset

Sepeli alkaa puristumaan kasaan, kun sen pistekuorman puristuslujuus ylittyy. Pistekuormitustestin puristuslujuuden katsotaan olevan yleensä 5 % ehjän kiven puristuslujuudesta³⁴. Siten jos kiviaineksen puristuslujuus on 200 MPa, niin sen maksimi pistekuorma on 10 MPa. Edellä mainittujen lähteiden perusteella toistuvien kuumennus- ja jäähdytys syklien jälkeen mafisten kivien pistekuormitustestin puristuslujuus saattaa laskea noin puoleen eli 5 MPa:iin. Koska kuumen korkeapainevaraston paine on vain hieman pienempi kuin sen yläpuolinen massa, niin paineistetun alueen sisällä tarvitsee huomioida vain sen sisällä olevan sepelin tiheys ja korkeus. Jos sepelin tiheys on 2.34 (3.0*0.78), niin paine lisääntyy 2.34 MPa/100 m. Siten jos parhaan mafisen tai ultramafisen kiviaineksen puristuslujuus olisi 200 MPa, korkeapainevaraston suurin korkeus olisi tällöin hieman yli 200 metriä. Käytännössä kiviaineksen lämpölaajenemisen aiheuttama sivuseinien välinen puristus vähentää ainakin jonkin verran varaston suurinta mahdollista syvyyttä. Kuvassa 1. korkeapainevaraston korkeus on 180 metriä. Suurimman sallitun pistekuorman ylitys ei kuitenkaan ole ongelma energiavaraston toiminnan kannalta, jos kiviaines saavuttaa tiivistyessään uuden tasapainotilan ennen kuin sen kaasun läpäisevyys laskee merkittävästi.

Korkeapainevaraston ja sen eristekerrosten kuumuutta kestävä sepelin osuus on suunnilleen 45 % louhinnan kokonaismäärästä, joten korkeita lämpötiloja huonommin kestävät avolouhoksen felsiset ja intermediääriset sekamurskeet voidaan sijoittaa alapainevarastoon. Sen pohjalla kiviaineksen puristus on 2.5 MPa, joten siellä käytettävän kiviaineksen puristuslujuudeksi riittää 50 MPa. Lisäksi kaikkein heikoin kiviaines voidaan sijoittaa alapainesäiliön yläosaan. Alapainevaraston käyttölämpötiloissa kiviaines ei menetä alkuperäistä puristuslujuutta.

Lämpövarastojen paineistus ja sepelin lämpölaajenemisen hallinta

Varaston maanpäällinen osa paine-eristetään eristeseppelin ulkopuolisella yhteen hitsatulla ruostumattomalla teräslevypinnalla. Ylä- ja alapainesäiliöiden väli voidaan paine-eristää tavallisella teräksellä. Teräspintojen toteutuksessa on kuitenkin otettava huomioon varaston kiviaineksen lämpölaajeneminen ja myös todennäköinen sepelin useamman metrin tiivistyminen laitoksen käyttöä aikana.

Basaltin, gabron ja diabaasin lämpölaajenemiskertoimeksi ilmoitetaan $5.4 \pm 1 \cdot 10^{-6} \text{ m/K}^{35}$, joten 950 °C asteen lämpötilaeron aiheuttama yläpainevaraston kiviaineksen tilavuuden muutos olisi noin 1,6 %. Koska varastoa ympäröivä kallio ei jouta, sepelin lämpölaajeneminen tapahtuu ylöspäin, jolloin varaston yläosa voisi nousta jopa 2 metriä varaston ollessa täydessä varaustilassa. Osa lämpölaajenemisesta kuitenkin vain tiivistää sepeliä.

³³ https://cdn.ymaws.com/www.sand.org/resource/resmgr/docs/Research/Thiel_Paper.pdf

³⁴ https://www.doria.fi/bitstream/handle/10024/121669/Its_2015-68_978-952-317-181-7.pdf?sequence=1&isAllowed=y

³⁵ <https://www.britannica.com/science/rock-geology/Thermal-properties>

Tästä esimerkkinä tulitiilet, joiden lämpölaajenemiskerroin on joko niiden savilaadun tai huokoisen rakenteen ansiosta noin 30 % pienempi kuin tavallisilla umpitiilillä. Tiivistetyn sepelin ilmatila on merkittävästi suurempi kuin tulitiilien huokoisuus, joten voidaan olettaa, että myös sen lämpölaajenemiskerroin olisi kiven lämpölaajenemiskerrointa pienempi. Ero todennäköisesti riippuu sepelin ilmavuuden ohella puristuksesta, kiviaineksen kimmoisuudesta, jakeen koosta ja murskaimen säädöistä, joten sepelin todellinen lämpölaajenemiskerroin on mitattava tapauskohtaisesti todenmukaisessa paineessa.

Kompressoreista ja turbiineista tulevat putket ovat kiinni kalliossa, joten niiden ja sepelissä olevien kaasun jakelukanavien välissä tulee olla vapaa liikkumatila. Lisäksi on varauduttava siihen, että korkeapainevaraston sepeli saattaa ajan myötä tiivistyä useita prosentteja, jolloin liitokohta voi laskeutua useita metrejä alaspäin. Siten eristekerroksen kohdalla putkien tulee olla haitariputkia usean metrin joustovaralla ja putken ulostulo kallioon louhittu syvennyksessä.

Korkeapainevaraston eristyskerroksen suunnittelussa tulee huomioida myös sen sisäinen liikekitka suhteessa varsinaisen varastosepelin kitkaan. Jos eristeen sisäinen kitka on huomattavasti varastosepelin kitkaa pienempi, varastosepelin lämpölaajeneminen ja supistuminen saattaa pumpata eristesepelin vähitellen ylös. Puristettaessa kuiva sorakuopasta seulottu pyöreäsärmäinen hiekka liukuu sormien välistä huomattavasti helpommin kuin saman seulavälin läpäissyt särmikäs kivituhka. Liikekitka sepelin puristuksessa siis oletettavasti riippuu sekä jakeen koosta että partikkelien keskimääräisestä kulmikkuudesta ja muotosuhteesta.

Lämpölaajeneminen nostaa ja laskee myös alapainevarastoa, mutta merkittävästi vähemmän, koska siellä korkeapainevaraston tilavuuden muutos jakautuu laajemmalle, ja sen lämpöliike myös pienempi ja vastakkainen yläpainevarastoon nähden. Alapainevaraston ylä- ja alalämpötilojen ero on noin 400°C, ja sen yläosassa kaksi kolmasosaa laajenemisesta tapahtuu sivulle. Varastojen vastakkaisen lämpöliikkeen seurauksena pääosa alapainevaraston lämpölaajenemisesta tapahtuu alaspäin, mutta siitä huolimatta varaston maapinnan yläpuolella olevassa osassa sivulle tapahtuva lämpölaajeneminen on otettava huomioon suunnittelussa. Maapinnan yläpuolisen varaston säde on keskimäärin 130 metriä, ja tavallisen graniittisepelin lämpölaajenemiskerroin on keskimäärin $7 \cdot 10^{-6}$ m/K, joten -196°C ja 200°C välinen lämpötilan muutos voisi työntää sivuseinän sepeliä ulospäin jopa 36 senttiä. Kun tämä toistuu esimerkiksi 50 kertaa, niin varaston maanpäällinen voisi levitä vähitellen melkein 18 metriä ja samalla maanpäällinen osa madaltuisi useita metrejä, mikä pakottaisi laskemaan yläpainevaraston painetta. Näin suuri muutos kuitenkin edellyttäisi, että sepelillä olisi yhtenäinen kontaktipinta sivulle, ja tämä kontaktipinta säilyisi myös sepelin jäähtyessä. Tämä ei kuitenkaan ole todennäköistä, koska kyseessä on melkein ylivuotinen energiavarasto eli sepeli ladataan ja puretaan ehkä kaksi kertaa vuodessa, ja huomattavalla osalla sepelistä ei ole kontaktia viereiseen kiveen. Lisäksi alapainevaraston keskiosa painuu alaspäin, koska yläpainevarasto jäähtyy sen alapuolella. Alapainevaraston maanpäällinen osa saattaa mahdollisesti leventyä ulospäin keskimäärin ehkä 20–40 senttiä vuodessa ensimmäisten vuosikymmenten aikana. Asialle ei todennäköisesti tarvitse tehdä mitään, jos leveneminen otetaan alun perin huomioon varaston rakennesuunnittelussa. Jyrkkäköjen sivuseinien sortuminen voidaan estää joustavan teräspinnan ohella myös reunasepeliin vaakatasoon sijoitetuilla rauditusverkoilla, ja käyttämällä reunoilla karkeampaa kiveä. Lisäksi ilmanpaine puristaa alapainevaraston seiniä sisäänpäin erityisesti purkuvaiheessa, kun lämpöliike työntää sepeliä ulospäin. Mahdollisten tukirakenteiden tulee olla korkealuokkaista kylmää kestävästä austeniittista terästä, joka ei muutu hauraaksi typpikaasun kastepisteessä.

Alapainevaraston leveneminen voidaan estää myös jatkamalla kallioon louhittua kartiota muutama metri maan pinnan yläpuolelle. Tällöin lämpöliikkeen levittämä sepeli palautuu supistuessaan takaisin alkuperäiseen

muotoon. Lisäksi alemman yläpainevaraston vähittäinen tiivistyminen kompensoi alapainevaraston leviämistä sivulle.

Maanpäällisen osa ulkopuolinen teräspinta ei repeydy varaston leventyessä, jos siinä on pystysuuntaisia muutaman sentin taitoksia. Täydessä lataustilassa varasto saattaa olla reilun metrin korkeampi ja myöhemmin laskeutua kiviaineksen tiivistyessä ja maanpäällisen osan leventyessä, joten pystyseiniä ja katon yhtenäisen teräspinnan välissä tulee olla joko kahteen suuntaan venyvä teräsrousilla vahvistettu kumimatto tai teräksinen kahteen suuntaan joustava haitariliitos. Maanpäällisen varaston teräskuori voisi olla kaksikerroksinen joustava ja varmistava rakenne. Teräslevyjen välissä olisi tällöin esimerkiksi ilmatiiviitä betonitiiliä, jotka on kiinnitetty toisiinsa ja teräslevyihin ilmatiiviillä ja joustavalla bitumilla tai teknisellä kumilla. Vaakasunnassa vetolujuutta voitaisiin parantaa joustavalla kuiduilla. Lisäksi rakennetta voidaan vahvistaa ulkopuolisella maavallilla, mutta tällöin on otettava huomioon, että rakenne ei saa jäähtyä tai kumentua käytetyn sidosaineen optimin lämpötila-alueen ulkopuolelle. Tämä voidaan estää pystysuuntaisella lämmönvaihtoputkistolla.

Kuuman yläpainesäiliön yläpuolinen kaasusulku voidaan tehdä pehmeästä hyvin vähähiilisestä teräksestä, joka yläpainesäiliön käyttölämpötilassa muuttuu joustavaksi, ja siten mukautua yläpainevaraston pystysuuntaiseen lämpöliikkeeseen. Yläpainesäiliön keskiosa saattaa pullistaa korkeintaan muutamia kymmeniä senttejä suhteessa sen reunaosaan, mutta ympäröivään kallioon nähden varaston kiviaines voi nousta jopa kaksi metriä. Reunan eristekerroksessa teräs voidaan vaihtaa lämpötilan laskiessa ensin alumiiniseokseen, sen jälkeen puhtaan alumiiniin ja kantavan sepelin seokseen ja aivan kallion lähellä lämpötilan laskiessa alle 200 °C sepelin sekä bitumin tai teknisen kumin yhteen sulatettuun ilmatiiviiseen seokseen. Parhaimmillaan kuumuutta kestävien teknisten kumien pitkäaikainen maksimi käyttölämpötila on hieman yli 200 °C. Tuossa lämpötilassa puhdas alumiini on todennäköisesti edelleen riittävän muotoutuvaa, joten materiaalia vaihtamalla paine-eristys voidaan ulottaa kiinni kallioon. Teräksen ja alumiiniin pehmeys riippuu niiden lisäaineista kuten hiilestä tai piistä sekä lämpökäsittelystä. Pehmeiden eristekerrosten sitkeyttä voidaan parantaa sekoittamalla niihin esimerkiksi hiilikuitusäikeitä, ja niiden puristuslujuutta voidaan parantaa sekoittamalla niihin tasakokoista hyvälaatuista sepeliä, joka estää pehmeän paine-eristeen liikkumisen sivusuunnassa. Eristekerroksen ylä- ja alapuolella sepelin alajakkeen tulee olla riittävän hienoa, jotta pehmeä metalli tai kumi ei puristu hallitsemattomasti sepelin sisään. Paine-eristuksen kohdalla kallioseinä on kohtisuora ja teräksellä päällystetty, jotta kallion ja eristekerroksen kontakti olisi jatkuvasti mahdollisimman kaasutiivis ja liukuisi sepelin mukana pystysuunnassa.

Yläpainesäiliön yläpuolisen teräspinnan kaasusulku voidaan varmistaa kerroksella erittäin tiiviiksi juntattua kantavaa kivimursketta ja käyttölämpötilassa osittain sulavaa ja plastiseksi muuttuvaa biotiittimursketta. Biotiittia sisältävien mineraalien sulaminen alkaa jo noin 800 °C aseteen lämpötilassa³⁶. Metrin paksuisen varmistuskerroksen läpäisevyys saattaa parhaimmillaan olla jopa pienempi kuin muutaman millin teräslevyllä³⁷. Puristuksessa ja kuumuudessa seos todennäköisesti tiivistyy täysin kaasua läpäisemättömäksi, jos sen mineraaleista vähintään 20 % joko sulaa tai muuttuu plastiseksi täyttäen kokonaan tiivistetyn murskeen ilmatilan.

Varaston kallioseiniä halkeamat ja pinnat voidaan ruiskubetonoida kaasutiiviiksi. Samalla se mahdollistaa jyrkän kallioleikkauksen ja parantaa työturvallisuutta. Hyvin rikkonaisissa kohdissa ruiskubetonin sisään voidaan jättää yhtenäinen kallioon ankkuroitu teräslevy. Kallio voidaan vahvistaa ja tehdä kaasutiiviiksi myös

36

https://www.researchgate.net/publication/259049396_Experimental_melting_of_biotite_plagioclase_quartz_muscovite_assemblages_and_implications_for_crustal_melting

³⁷ Ranges of common intrinsic permeabilities [https://en.wikipedia.org/wiki/Permeability_\(materials_science\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Permeability_(materials_science))

jäädyttämällä se pohjaveden pinnan alapuolella. Näin voidaan joutua tekemään myös silloin, jos varaston läpäisee aktiivinen kallion liikuntasäiliö, jota ei voida varmuudella betonoida kaasutiiviiksi. Jäädyttämistä käytetään kallion vahvistamiseen kalliorakentamisessa. Edellä on eristyksen paksuus määritelty siten, että täyden varaston jatkuva lämpövuoto on 7 MW. Siitä ehkä noin 4 MW vuotaa kallioon. Kun kallion putkiston jäähdystystehon mitoittaa riittävän suureksi, kallion jäädytyksen voisi tehdä Suomessa talvella lähes ilmaiseksi. Jatkuva jäädytys lämpöpumpulla vaatisi alle 1 MW tehon, koska keskimääräinen lämpötilaero olisi luultavasti alle 20 °C.

Energiavaraston simulointi- ja suunnitteluohjelma

Energiavaraston simulointi ja suunnitteluohjelma on selaimessa toimiva julkisen Coolprop (<http://coolprop.org/>) termodynamiikkakirjaston JavaScript sovitukseen päälle tehty tutkimuksen ja suunnittelun apuväline. Kaikki oleelliset energiarakentamiseen, kokoon, tehoon ja kustannuksiin vaikuttavat muuttajat on pyritty parametrisoimaan. Ohjelmistoa on laajennettu useassa vaiheessa, kun on haluttu testata uusia ajatuksia sekä kartoittaa mahdollisia teknisiä ongelmia. Tässä on kuvattu lyhyesti keskeisimmät varaston suunnittelussa käytetyt algoritmit. Ohjelman HTML-sivun ja sen sisältämän varsin vaikeaselkoisen JavaScript- lähdekoodin voi lukea suoraan palvelimelta. Coolprop kirjaston tukemat kaasut, niiden lähteet sekä sallitut paineet ja lämpötilat on listattu List of Fluids kappaleessa osoitteessa http://www.coolprop.org/fluid_properties/PurePseudoPure.html. Esimerkiksi metaanin suurin sallittu lämpötila on 625 K, joten ohjelma asettaa metaania käytettäessä varaston ylälämpötilaksi 625 Kelviniä.

Kompressorin ja turbiinin toiminnan simulointi

Ideaalikaasun yhtälöä ei voida käyttää reaalikaasuilla, jos kaasun paine on suuri tai jos ollaan lähellä kaasun kondensoitumislämpötilaa. Siksi kompressorien ja turbiinien toimintaa simuloitaessa käytetään termodynamiikkakirjastoja, jotka antavat hyvin tarkkoja tuloksia kaikissa olosuhteissa. Yksinkertaisimmillaan simulointi tapahtuu laskemalla silmukassa kaasun neljää ominaisuutta, kun tiedetään laitteen yhden vaiheen hyötysuhde η : painetta P (Pa), lämpötilaa T (K), massan entalpiaa h (J/kg) ja massan entropiaa s (J/kg/K). Järjestelmän voidaan olettaa olevan suljettu, koska kaasun massavirta ja entalpian muutos ovat hyvin suuria verrattuna laitteiden lämpövuotoihin.

Ohjelma käyttää Coolprop kirjaston helppokäyttöistä korkean tason PropsSI- rajapintaa, jossa kahdella kaasun ominaisuudella voidaan kysyä kolmas ominaisuus. Kun kompressorin tai turbiinin yhden vaiheen hyötysuhde on η , entalpian positiivinen tai negatiivinen muutos Δh , kaasun alkutila ennen kompressori- tai turbiinivaihetta (T_1, P_1, h_1, s_1) ja lopputila vaiheen jälkeen (T_2, P_2, h_2, s_2). Kompressorilla hyötysuhde on se entalpian osa, joka muuttaa painetta entropian pysyessä vakiona. Loput entalpian muutoksesta muuttuu suoraan lämmöksi, mikä taas osaltaan lisää kaasun lämpötilaa ja entropiaa lopputilassa. Siten yhden vaiheen muutos on:

$P_2 = \text{PropsSI}('P', 'H', h_1 + \Delta h * \eta, 'S', s_1, \text{'Nitrogen'})$

$h_2 = h_1 + \Delta h$

$T_2 = \text{PropsSI}('T', 'H', h_2, 'P', P_2, \text{'Nitrogen'})$

$s_2 = \text{PropsSI}('S', 'H', h_2, 'P', P_2, \text{'Nitrogen'})$

Kompressorin tapauksessa Δh on järjestelmään tuotu työ, joka hyötysuhteen määrittämällä osalla nostaa painetta. Turbiinin tapauksessa $\Delta h \cdot \eta$ on paineen laskun seurauksena järjestelmästä poistettu negatiivinen yhden vaiheen tuottama työ, kun taas $(1 - \eta) \cdot \Delta h$ muuttuu lämmöksi.

Yllä olevasta laskentakaavasta on ohjelmassa useita muunnelmia, koska aina entalpian muutos ei ole etukäteen tiedossa vaan esimerkiksi tiedetään vain ylälämpötila sekä paine alussa ja lopussa. Joissain tapauksissa kompressoria joudutaan simuloimaan takaperin hyötysuhteella $1/\eta$ alkaen sen loppupaineesta ja lämpötilasta.

Energiavaraston mittasuhteiden laskenta

Energiavaraston oletetaan olevan muodoltaan kaksi vastakkaista poikkileikattua ympyräkartiota. Muoto minimoi rakentamiskustannukset ja lämpövuodon. Samalla se mahdollistaa yläpainevaraston paineistamisen alapainevaraston massalla. Kallion tietyn suuntaisen sisäisen jännityksen takia ylhäältä lievästi ovaalin muotoinen ympyräkartio on usein lujempi kalliorakenne, mutta tämä on jätetty huomioitta mitoituksessa.

Energiavaraston tärkeimmät mitoitusparametrit ovat louhinnan määrä tonneissa, alapaine, painesuhde, ylälämpötila, turbiinien- ja kompressorien hyötysuhteet, ylä- ja alapainevarastoon käytetyn kallion tiheys, ominaislämpökapasiteetti, kallion laadusta ja sen vahvistamisen määrästä riippuva seinämän jyrkkyys, ylä- ja alapainevarastojen sepelin seulavälit, varaston maanpäällisen osan seinämän maksimijyrkkyys sekä sallittu lämpövuoto neliömetrillä. Oletuksena on, että kaikki louhittu kiviaines käytetään energiaraston rakentamiseen.

Varaston mitoituksessa on ensin laskettavan kiven keskimääräinen tilavuuden ominaislämpökapasiteetti molempien varastojen ala- ja ylälämpötilojen välillä. Kiviaineksen ominaislämpökapasiteetti riippuu kiven lämpötilasta.

Alla vasemmalla on useiden kivimineraalien mitattuja ominaislämpökapasiteetteja eri lämpötiloissa, ja oikealla niiden normalisoitu jakauma tutkimuksesta A Review and Evaluation of Specific Heat Capacities of Rocks, Minerals, and Subsurface Fluids. Part 1: Minerals and Nonporous Rocks³⁸.

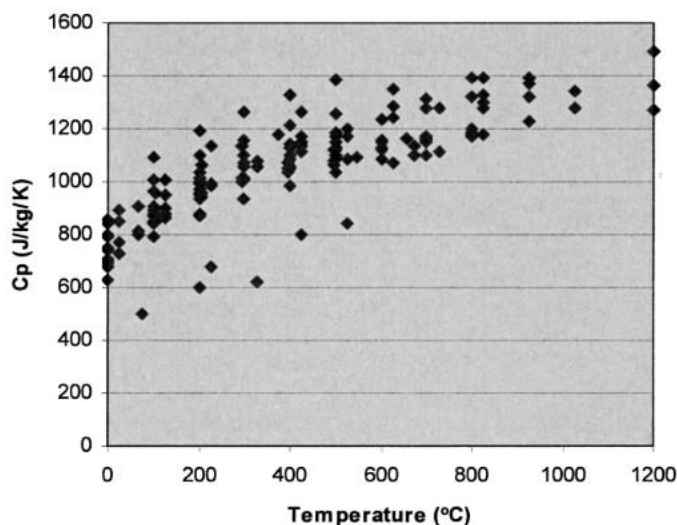


Figure 11. Measured specific heat capacities plotted as a function of temperature for all nonporous rock samples in Table 2, showing the general increase in heat capacity with increasing temperature. Data from Kappelmeyer and Haenel (1971), Tkach and Yurchak (1972), Roy, Beck, and Touloukian (1981), Čermák and Rybach (1982), and Robertson and Hemingway (1995).

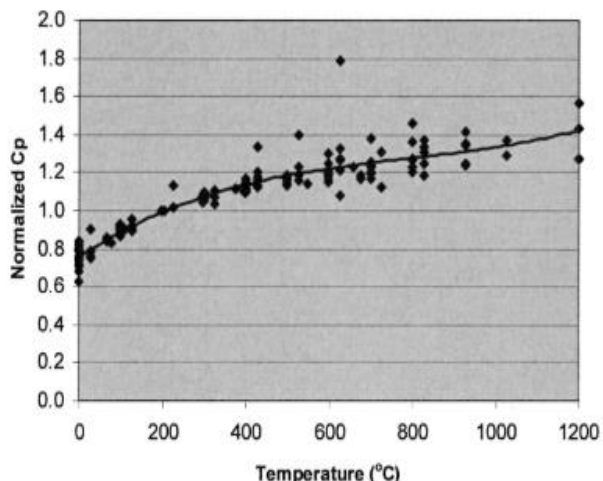


Figure 13. Normalized specific heat capacities plotted as a function of temperature for the same nonporous rocks shown in Figure 11. Normalization was carried out by dividing all reported specific heat capacities by the value for the same rock at 200°C. Line represents best-fit third-order polynomial. Correlation coefficient $r^2 = 0.93$.

Tutkimuksen perusteella lämpövaraston sepelin ominaislämpökapasiteetin laskenta on yksinkertaistettu siten, että sen oletetaan olevan 550 °C yläpuolella 1.3/0.8 kertainen verrattuna tunnettuun ominaislämpökapasiteettiin 20 °C asteessa, ja 550 °C alapuolella sen oletetaan alenevan lineaarisesti, siten että jana leikkaa tunnetun ominaislämpökapasiteetin 20 °C asteessa ja jatkaa tämän jälkeen pienentymistä edelleen lineaarisesti. Varaston lämpökapasiteetti saadaan, kun lasketaan varaston lämpötilavälin keskimääräinen ominaislämpökapasiteetti ja kerrotaan se varaston lämpötilavälillä ja massalla.

Sepelin tiheyden laskeminen perustuu parametrina annettaviin seulaväleihin, ja siihen oletukseen, että tiivistetyn 0–100 mm murskeen kuutiopaino olisi 2.1/2.65 alkuperäisen kivikuution painosta, ja täysin tasakokoisen tiivistetyn sepelin tiheys 1.5/2.65 kiven tiheydestä ja ilmavuus 0.434. Tämän perusteella tasan jakautuvan min/max tiivistetyn sepelijakeen tiheyden suhde kiven tiheyteen on $(1.5 + (2.1 - 1.5) * (1 - \min/\max))/2.65$ eli pienin partikkeli jättää sepeliin tyhjän tilan, joka vähentää tiheyttä ja ominaispainoa. 1.5 saattaa olla liian iso luku tasakokoisen tiivistetyn sepelin tiheydelle, koska toisaalla oletetaan täysin tasalaatuisen eristeseppelin ilmavuuden olevan 0.5 mikä tarkoittaisi suhdelukua $2.65/2$ eli 1.325. Sepelien tiheydet tietysti riippuvat todellisuudessa käytetyistä seulaväleistä, partikkelien koosta, partikkelien keskimääräisestä muotosuhteesta ja jakaumasta, murskaimien säädöistä ja kiviaineksen lohkeamisesta. Todelliset arvot voidaan selvittää vain mittaamalla. Muodoltaan pyöreämmän ja pienemmän partikkelien muotosuhteen omaavan sepelin on todettu pakkaantuvan tiiviimmin, ja kaasun tai nesteen virtaus on siinä nopeampaa³⁹. Oletettavasti pyöreämpien partikkelien pistekuorman kantavuus on myös parempi. Siten oikeilla murskaimen ja seulojen säädöillä voidaan parantaa varaston toimintaa ja luultavasti myös käyttöikää. Sepeliä ei todennäköisesti tarvitse levityksen jälkeen tiivistää, koska se tiivistyy itsestään isojen koneiden ja päälle tulevan sepelimassan painosta.

Varaston muodon ja mittojen laskeminen on tyypillinen monivaiheinen heuristinen algoritmi, jonka optimi lopputulos on etukäteen tiedossa, mutta jonka useat toisiinsa vaikuttavia muuttujat tekevät mahdollottomaksi ratkaisun tavallisena yhtälönä. Energiavaraston tulee täyttää seuraavat vaatimukset:

³⁹ <https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pmc/articles/PMC9458179/>

1. Ylä- ja alapainevarastojen lämpökapasiteettien tulee olla symmetrisiä eli yläpainevaraston ollessa täynnä lämpöä alapaine varasto on täynnä kylmää ja tietysti päinvastoin.
2. Varaston maanpäällisen osan tulisi olla mieluiten kokonaan yläpainevaraston yläpuolella.
3. Ilmakehän paineen ja kohtisuoraan yläpainevaraston yläpuolella olevan massan/m² tulisi olla 100 kPa + yläpainevaraston maksimi paine. Tässä siis oletetaan, että varaston mittakaavassa tiivistetty sepeli käyttäytyisi kuten neste, koska sivulla olevan massan vaikutusta on hyvin vaikea laskea muulla tavoin kuin mittaamalla todellinen puristusvoiman jakautuminen paineantureilla.
4. Varaston ulkoisten pitojen pinta-alan tulisi olla mahdollisimman pieni.

Varaston mitoista tehdään aluksi valistunut arvaus. Niille lasketaan lopputulos, jonka perusteella tehdään tarvittavat korjaukset mittoihin, ja lasketaan uudelleen. Tätä toistetaan, kunnes ollaan korkeintaan 5 % yli tai ali tavoitellusta 100 kPa turvamarginaalista.

Varaston mittasuhteiden ohella lasketaan latausvaiheessa erilliseen säiliöön nesteytettävän kaasun osuus, joka on oletusparametreilla 0.4 % kaasun massavirrasta.

Putkistojen mitoitus

Varastojen ja turbolaitteiden välisten putkien aiheuttama sallittu paineen pudotus on yksi järjestelmän suunnitteluparametreista. Sen oletusarvo on 1 %. Annetun sallitun paineen pudotuksen perusteella lasketaan putken halkaisija ja kaasun nopeus putkessa. Samalla huomioidaan korkeuserojen aiheuttamat paineen muutokset. Varsinainen paineen pudotus lasketaan Darcy-Weisbachin yhtälöllä ([https://en.wikipedia.org/wiki/Darcy%E2%80%93Weisbach equation](https://en.wikipedia.org/wiki/Darcy%E2%80%93Weisbach_equation)). Yhtälössä käytettävä kitkatekijä f lasketaan Tkachenkon ja Mileikovskyin vuonna 2020 esittämällä tavalla. Putkipinnan mittatarkkuutta kuvaavana epsilonin arvona käytetään 0.025 (steel, structural or forged), mikä luultavasti on kertaluokkaa huonompi kuin teräsputkien tyypillinen arvo. Toisaalta putken mutkat, hitsausseamat ja venttiilit lisäävät kukin putken aiheuttamaa paineen pudotusta, joten se lieenee hyvä keskiarvo. Algoritmi on jälleen heuristinen, koska tiedetään haluttu lopputulos eli sallittu paineen lasku, mutta koska yhtälö on liian monimutkainen, sen perusteella ei pystytä suoraan ratkaisemaan ainoaa todellista muuttujaa eli putken halkaisijaa.

Kaasun virtausvastuksen laskeminen sepelissä

Ilman virtausvastusta sepelissä ei nähtävästi ole kovinkaan paljon tutkittu, koska käytetyillä hakusanoilla siitä löytyi vain erään tutkimustyön seminaariesitelmä⁴⁰. Siinä tutkittiin alapohjan radontuuletusta kahdella EU-standardisepelillä 6/12 ja 10/20. Tutkimuksen johtopäätös oli, että sepelillä Darcy-Forchheimerin yhtälö parhaiten vastaa mittaustuloksia. Yhtälön paremmuus on oikeastaan itsestään selvä, koska yhtälössä käytetään mitatun sepelin permeabiliteetin lisäksi virtauksen turbulenssille osalle laskettua sepelilaadun Forchheimerin tekijää. Toisin sanoen virtauksen laminaarilla ja turbulenssilla osilla on molemmilla oma sepelin ominaisuuksista riippuva mittaukseen perustuva kerroin.

Darcy-Forchheimerin yhtälö on: $\Delta P/L = \mu/k * v + c/k * v^2$, jossa ΔP on paineen muutos (Pa), L matka (m), μ viskositeetti (Pa*s), sepelin mitattu k permeabiliteetti (m²), v kaasun virtausnopeus (m/s) ja c mitattu Forchheimerin tekijä.

Tutkimuksessa mitattiin sepelien permeabilitetti, Forchheimerin tekijä ja paineen lasku ilmavirran nopeuksilla 0.015–0.5 m/s. Kaasun virtausnopeudet energiavarastossa (0.02–0.15 m/s) ovat kaikkia tuon mittausalueen sisällä, mutta sepelijakeiden ylä- ja alamitat sekä ilmavuus poikkeavat huomattavasti tutkimuksen EU-standardisepeleistä. Tutkimuksessa mitatut sepelit olivat ilmeisesti tiivistämättömiä, koska niiden ilmavuudet olivat 0.40 ja 0.51. Siksi varastojen paineen aleneman laskennassa käytetään tutkimuksen sepelille 20/40 mitattuja arvoja kiintopisteenä, jonka laminaari (200) ja turbulenssi kerroin (1630) skaalataan valitulle sepelijakeelle ja sen ilmavuudelle käyttäen Erguinin yhtälöä⁴¹:

$\Delta P/L = v * (150 * \mu / D_p^2) * (1-n)^2 / n^3 + v^2 * (1.75 * \rho / D_p) * (1-n) / n^3$, jossa D_p on sepelin partikkelien keskimääräinen halkaisija, n sepelin ilmavuus ja ρ kaasun tiheys.

Lisäksi kertoimissa skaalataan tutkimuksessa käytetty ilman viskositeetti ja tiheys valitulle ajokaasulle varaston osan paineessa ja lämpötilassa.

Ohjelma laskee molempien varastojen paineen pudotukset kuumalle ja kylmälle osalle erikseen. Sähkön palautushyötysuhteen laskennassa varaston oletetaan olevan puoliksi täynnä.

Kompressorin ja turbiinin lapojen lujuuslaskenta

Suurin rasitus kohdistuu turbiinien ja kompressorien roottorien lapoihin. Lapaan kohdistuva kuormitus koostuu pyörimisliikkeen aiheuttamasta keskipakovoimasta sekä kaasun työntämisen ja paine-eron aiheuttamasta väännöstä. Keskipakovoiman aiheuttama vetojännitys riippuu pelkästään lavan massan jakautumisesta sen pituussuunnassa, joten vääntömomentti määrittää lavan paksuuden. Keskipakovoiman ja vääntömomentin laskennassa oletetaan roottorin lavan kärjen poikkileikkauksen pinta-alan olevan 15 % sen tyven poikkileikkauksen pinta-alasta, ja paksuuden pienenevän lineaarisesti tyvestä kärkeen. Maksimi vääntömomentti lasketaan materiaalin suurimmasta sallitusta jännityksestä. Koska lavan vääntömomentti vähenee lineaarisesti lavan tyvestä kärkeen, tyveen kohdistuva vääntö saadaan laskemalla vaiheen työntövoiman tuottama vääntömomentti kaasuvirran keskipisteessä. Lavan paksuus tyvessä asetetaan siten, että tyven etureunaan kohdistuva vetojännitys on sama kuin materiaalin suurin sallittu jännitys. Lisäksi oletetaan, että lavan painepuolen pintaan kohdistuu pelkästään vääntöä, ja paineeton puoli kantaa keskipakovoiman aiheuttaman jännityksen.

Lähteen⁴² viimeisen sivun mukaan roottorin pyörivään lapaan kohdistuva keskipakovoima on $\sigma_{ct} = 0.5 * \rho_b * U_t^2 * K * (1-b^2)$, jossa ρ_b on materiaalin tiheys, U_t roottorin kärjen pyörimisnopeus, b roottorin tyven ja kärjen säteiden suhde. Kerroin K lasketaan kaavalla $K = 1 - (1-d) * (2-b-b^2) / (3 * (1-b))$, jossa d on edellä mainittu lavan kärjen poikkileikkauksen suhde tyven poikkileikkaukseen. Lavan paksuuden laskennassa käytetty suhde $d=0.15$ antaa K :n arvoksi 0.55, joka on lähteen ilmoittaman turbiinien ja kompressorien lapojen tyypillisen vaihteluvälin (0.55–0.65) alarajalla. Koska roottorin lavan poikkileikkaus on lähinnä nelikulmio, sen taivutusvastus lasketaan Wikipedian⁴³ nelikulmaisen särmiön kaavalla $S = b * t^2 / 6$, jossa t on kappaleen paksuus ja b leveys. Taivutusvastus siis kasvaa paksuuden toiseen potenssiin. Maksimi vääntömomentti on $M_y = S * \sigma_y$, jossa on σ_y suurin sallittu vetojännitys.

⁴¹ https://en.wikipedia.org/wiki/Ergun_equation

⁴² [Module 04 - Axial Flow Comp.pdf \(polymtl.ca\)](#)

⁴³ https://en.wikipedia.org/wiki/Section_modulus

Roottorin lapaa vääntävä voima saadaan olettamalla, että kompressorivaiheen sekunnissa tekemä työ W muuttuisi kokonaisuudessaan kaasun liike-energiaksi, jolloin kaasun nopeudeksi saataisiin $v_2 = \sqrt{2 * W/m + v_1^2}$). Siitä taas saadaan kiihtyvyys $a=(v_2-v_1)/1 \text{ s}$, ja siitä taas kaasun massavirran perusteella vaiheen kaikkien lapojen työntövoima $F=a*m$. Lavan yhdelle metrille kohdistuva työntövoima saadaan, kun tiedetään, että lavan roottorin tyvessä kiinteys (solidity) on 2 eli reunoistaan toisissaan kiinni olevat lavat kiertäisivät roottorin tyvessä kahdesti laitteen ympäri.

Suurin sallittu jännitys riippuu valitusta materiaalista, lämpötilasta ja huoltovälistä. Kuumalaitteiden suurimman sallitun jännityksen oletusarvo on valittu Nimonic 105⁴⁴ seoksen ja 3000 tunnin huoltovälin mukaan. Kylmälaitteiden ensimmäisissä alapainevaiheissa voidaan mahdollisesti käyttää nikkelipitoisia austeniittisia korkealujuusteräksiä kuten Maraging terästä⁴⁵, jolloin niiden roottorin lavat voitaisiin tehdä paljon ohuemmiksi kuin kuumalaitteiden lavat. Maraging teräksen ongelmana on kuitenkin murtolujuuden nopea heikkeneminen lämpötilan alentuessa. Useat austeniittiset teräkset kestävät kuitenkin hyvin alhaisia lämpötiloja⁴⁶, ja karkaistujen ohuiden kappaleiden 0.2 % palautuva vetolujuus on parhaimmillaan yli 600 MPa. Kryogeenisiin lämpötiloihin on kehitetty erikoismetalliseoksia, joiden lujuus ja muut ominaisuudet paranevat lämpötilan laskiessa⁴⁷. Näiden metalliseosten suurin vetolujuus on parhaimmillaan melkein 1000 MPa, mutta niiden suurin jatkuva kuormitus lienee enintään 350 MPa, jota ohjelman käyttää kryogeenisten turbolaitteiden lapojen suurimman sallitun jatkuvan kuormituksen oletusarvona.

⁴⁴ <https://www.specialmetals.com/documents/technical-bulletins/nimonic-alloy-105.pdf>

⁴⁵ https://en.wikipedia.org/wiki/Maraging_steel

⁴⁶

https://nickelinstitute.org/media/1723/materialsforcryogenicservice_engineeringpropertiesofausteniticstainlesssteel_4368_.pdf

⁴⁷

Typen valinta ajokaasuksi

Ilma ja muut seoskaasut eivät sovellu tämän ratkaisun ajokaasuksi, koska niillä ei ole täsmällistä kastepistettä, vaan jäähdyttäessä kukin kaasu nesteytyy omassa lämpötilassaan. Hiilidioksidi ei sovellu ajokaasuksi, koska sen kolmoispisteen paine on yli viisi ilmakehää, mikä olisi aivan liian suuri alapainevaraston paineeksi. Happi tai ilma taas hehkuttaisivat mahdollisesti eristeenä käytettävän biohiilen hiilidioksidiksi.

Energiavaraston suunnittelu ja simulointiohjelmassa voi valita ajokaasuksi argonin, heliumin, metaanin, typen tai vedyn. Näistä tyypellä on ylivoimaisesti paras sähkön palautushyötysuhde 88 % ja toiseksi paras varastokapasiteetti heliumin jälkeen. Lisäksi typen ja ilman ominaisuudet ovat hyvin samankaltaiset, joten nykyisten suurten teollisuuskompressorien ja -turbiinien tekniikka on helppo sovittaa typelle.

Heliumin palautushyötysuhde on vain 76.6 %, koska sen edellyttämä jäähdystyö alapaineen kastepisteeseen on hyvin suuri. Lisäksi kalliina kaasuna se on muutenkin erittäin huono valinta ajokaasuksi.

Argonille laskettu palautushyötysuhde on 83.5 %, ja huonomman hyötysuhteen ja varastokapasiteetin lisäksi sen eristäminen ilmasta vaatii monin verroin enemmän energiaa tyypeen verrattuna.

Metaanin ylälämpötila on 625 K, koska Coolprop ei tue suurempia lämpötiloja metaanilla. Osittain siksi metaanin palautushyötysuhde jää 80.1 %:iin ja kapasiteetti noin puoleen typen kapasiteettista.

Vedyn palautushyötysuhde on 82.6 %, koska myös vedyn ylälämpötilaa joudutaan alentamaan 700 Kelviniin ja samalla massavirtaa kasvattamaan, jotta kuumakompressorissa ja -turbiinissa voidaan käyttää Maraging 2400 korkealujuusterästä. Vedyn edellyttämällä roottorin pyörimisnopeudella keskipakoisvoima ylittää moninkertaisesti kuumia lämpötiloja kestävien seosmetallien vetolujuuden, joten laitteiden vaiheiden määrä olisi moninkertaistettava. Periaatteessa Maraging 2400 teräksen jäähdytyksellä voitaisiin nostaa ylälämpötila noin 1000 Kelviniin, mutta tällöin vaiheiden määrää tulee samalla nostaa, jotta keskipakoisvoima ei ylitä Maraging 2400 korkealujuusteräksen vetolujuutta. Noin 1050 K lienee vedyn maksimi lämpötila, koska raudan vetykelkistyminen ($\text{Fe}_2\text{O}_3 + 3 \text{H}_2 \rightarrow 2 \text{Fe} + 3 \text{H}_2\text{O}$) tapahtuu noin 800 °C lämpötilassa⁴⁸, ja yhden hematiittitonin pelkistämiseen kuluu noin 54 kg vetykaasua. Pelkistuksen tuottama kuuma vesihöyry taas reagoi pyrokseenin ja oliviinin raudan kanssa muodostaen uutta rautaoksidia ja vetyä. Siten myös valittu kiviaines estää tätä korkeampien lämpötilojen käytön vedyllä.

Siemens Energy on hiljattain julkaissut vastarotaatioon perustuvan vetykompressorikonseptin⁴⁹. Siinä yhden vaiheen hyötysuhde on parhaimmillaan 89 % (eli polytropic efficiency), ja sen vastarotaatiopuolikkaan painesuhde on 1.09 (24 vastarotaatioparilla saadaan aikaan 80 ilmakehän paine eli konseptissa yhteensä 48 vaihetta ja nähtävästi yhtä monta erillistä moottoria). Konsepti on vasta suunnitteluaseella, ja se osoittaa vedyn olevan hyvin haasteellinen kaasu kompressorin ja turbiinitekniikalle verrattuna ilmaan tai tyypeen.

Vedyn kolmas ongelma on sen eristämisen vaikeus. Mikään metalliseos ei sovellu vedyn eristämiseen varastojen hyvin laajalla lämpötilavälillä. Hiiletön pehmeä rauta eristää vetyä hyvin eikä myöskään haurastu vedyn vaikutuksesta. Sen ongelma on raudan muuttuminen erittäin helposti särkyväksi (brittleness) jo muutamassa kymmenessä pakkasasteessa.

48

https://lutpub.lut.fi/bitstream/handle/10024/163963/Kandidaatinty%C3%B6_Kurvi_Miika.pdf?sequence=1&isAllowed=y

⁴⁹ Advanced Hydrogen Compressor for Hydrogen Storage Integrated with a Powerplant

<https://www.osti.gov/servlets/purl/1874341>

Vesivoiman pumppuvoimaloiden moottorigeneraattorit

Ensimmäiset pumppuvoimat rakennettiin 1900 luvun alussa. Sen jälkeen niiden tehot ja hyötysuhteen ovat jatkuvasti parantuneet teknologian kehityksen myötä. Nykyisin suurimmat pumppuvoimalat koostuvat yleensä kaksisuuntaisesta pumpputurbiinista ja synkronisesta moottorigeneraattorista. Voith Hydro on pumppuvoimaloiden suurin toimittaja, ja sen tekniset ratkaisut ja referenssit on kuvattu esitteessä Harnessing the power of water with engineered reliability⁵⁰.

Energiavaraston kannalta mielenkiintoisimpia ovat Voithin moottorigeneraattoriratkaisut, joiden tehot ulottuvat aina 530 MVA asti (Bath County, USA, rpm 257). Useimmilla Voithin referensseillä on vain yksi kierrosluku eli niiden moottorigeneraattori on synkroninen. Siten niiden kierrosluku on aina jokin verkon taajuuden murtoluku, ja niiden moottorigeneraattorin napaparien määrä vaihtelee välillä 5–14. Voith on toimittanut myös asynkronisia moottorigeneraattoreita kuten Euroopan suurimman 433 MVA yksikön (Frades II, Portugali, rpm 350–381). Voith toimittaa sekä induktioon⁵¹ että taajuusmuuttajaan perustuvia asynkronisia moottorigeneraattoreita.

Asynkronisten moottorigeneraattorien etuna on niiden tehon säädettävyyden ja itsestään käynnistyminen. Suuret synkroniset moottorit ja moottorigeneraattorit tarvitsevat aina joko ulkoisen tai integroidun käynnistysjärjestelmän tai useimmiten niiden molempien yhdistelmän⁵². Suurten lämpövoimaloiden synkroniset generaattorit ovat yleensä kaksinapaisia. Turbiini ja mahdollisen kompressoriyksikkö ovat suoraan kytketty generaattorin akseliin eli niiden kierrosluvun määrittää verkon taajuus. Suurten synkronisten generaattorien hyötysuhde on parhaimmillaan 99 %. Tehon säätö tapahtuu muuttamalla turbiinin painesuhdetta ja massavirtaa. Tosin säätö tapahtuu yleensä hyötysuhteen kustannuksella. Vain pienissä voimaloissa on käytettävä vaihteistoa generaattorin ja turbiinin välissä, koska niissä generaattorin kierrosluku on liian pieni turbiinille.

GE:n vuonna 2018 toimittaman maailman suurimman induktiomoottorin teho on 80 MW ja hyötysuhde 98.1 %⁵³. Joko uutinen ei pidä täysin paikkaansa, tai sitten Voithin toimittamia suuria asynkronisia moottorigeneraattoreita säädetään staattisilla taajuusmuuttajilla. Tavallisten taajuusmuuttajien tyypillinen tehoalue ulottuu noin 10 MW:iin, joten esimerkiksi Frades II:n 433 MVA:n yksikköön niitä olisi pitänyt kytkeä rinnan kymmeniä. ABB kuitenkin on kuitenkin toimittanut vuonna 2018 Saksan rautateille 4*103 MW:n staattisen taajuusmuuttajajärjestelmän, jolla oli 4 eri käyttötaajuutta⁵⁴.

Voithin esitteessä ei kerrota sen referenssien hyötysuhteita, mutta niiden pumpputurbiinien teho on korkeintaan 90 % moottorigeneraattorien tehosta. Se saattaa tarkoittaa, että pumppaus suoritetaan lähes täydellä teholla purkutehon ollessa suunnilleen turbiinin teho eli korkeintaan tuo 90 %. Voithin moottorigeneraattoreita voidaan jäähdyttää ilmalla tai vedellä. Vesivoimaloiden generaattoreissa voidaan käyttää ilmajäähdytystä suurillakin tehoilla, jos niiden kierrosluku on riittävän pieni. Suurten yli 60 MW:n suoraan verkon taajuuteen kytkettyjen lämpövoimalageneraattorien on käytettävä vetyjäähdytystä tai vety- ja vesijäähdytyksen yhdistelmää⁵⁵. Siksi vesivoiman pumppuvoimaloiden moottorigeneraattoreita ei voida

⁵⁰ https://voith.com/corp-en/11_06_Broschuere-Pumped-storage_einzeln.pdf

⁵¹ https://en.wikipedia.org/wiki/Induction_motor

⁵² https://en.wikipedia.org/wiki/Synchronous_motor

⁵³ <https://www.gevernova.com/power-conversion/news/ge-successfully-completed-no-load-testing-one-worlds-largest-80-megawatt-induction>

⁵⁴ <https://new.abb.com/news/detail/10379/worlds-most-powerful-rail-frequency-converter>

⁵⁵ https://en.wikipedia.org/wiki/Hydrogen-cooled_turbo_generator

käyttää sellaisenaan lämpöön perustuvissa kaasun pumppuvoimaloissa, mutta niiden tekniset ratkaisut ovat sinne suoraan sovellettavissa.

Nykyisten kaasuturbiinivoimaloiden turbiini- ja kompressoritekniikka

Wikipedian mukaan aksiaalikompressorien⁵⁶ yhden vaiheen hyötysuhde olisi parhaimmillaankin vain 0.92, ja tyypillinen teollisuuskompressorien painesuhde 1.05–1.2. Tämä on kuitenkin vanhentunutta tietoa. Uusien suurten kaasuturbiinien osittain äänennopeuden ylittävät kompressorit saavuttavat 700–1000 kg/s massavirralla 24–25 kertaisen paineen vain 13–15 vaiheella⁵⁷. Kiinalainen tutkimusryhmä pystyi parantamaan erään vanhan kaasuturbiinimallin kompressorin alkupään vaiheen hyötysuhdetta CFD- mallinnuksella 95 %:iin, ja samalla saavuttaa 1.5⁵⁸ painesuhde. Kyseessä oli luultavasti Mitsubishin vanha F-malli, ja sen alkuperäinen hyötysuhde oli ollut 94 %.

Uusien kaasuturbiinien kompressorin teho on parhaimmillaan alle 45 % turbiinin bruttotehosta, ja turbiiniyksikön teho on tyypillisesti suunnilleen kaksi kertaa laitoksen nettoteho. Tällöin esimerkiksi 448 MW:n Mitsubishi M701JAC:n kaasuturbiinin kompressorin teho voisi olla noin 400 MW, ja sen turbiinilaitteen teho noin 900 MW. Pelkän M701JAC yksikön listahinnaksi on arvioitu 76 miljoonaa dollaria⁵⁹. Jos energiavaraston kompressorin ja turbiinin osuuden oletetaan olevan esimerkiksi 60 % yksinkertaisen kaasuturbiinipaketin kokonaishinnasta, niin tällöin kompressorin ja turbiinitehon hinnaksi saataisiin 35 \$/kWh.

Kaasuturbiinivoimalan palotila ja voimansiirto asettavat teknisiä reunaehdot sen kompressorin ja turbiinin suunnittelulle, jotka eivät ole rajoitteena silloin kun suunnitellaan erillinen suuritehokompressorin tai pääosin ilman jäähdystystä toimiva turbiini. Suurten kaasuturbiinivoimaloiden kompressorin ja turbiini ovat suoraan kytkettyjä kaksinapaisen generaattorin akseliin, joten niiden kierrosnopeus on sama kuin sähköverkon taajuus eli joko 3000 tai 3600 kierrosta minuutissa. Jotta vaiheiden teho pysyisi vakiona, roottorin kärki ja tyvi supistuvat samassa kulmassa kohti vaakatasossa olevaa keskiviivaa, ja viimeisissä korkeapainevaiheissa lapojen tyvi-/kärkisuhde kasvaa epäoptimaalisen suureksi. Esimerkiksi M701JAC kompressorilla se näyttäisi kuvan perusteella olevan 0.93 eli kaasu virtaa tällöin hyvin ohuen renkaan läpi. Tällöin viimeisten vaiheiden hyötysuhde jää reunahäviöiden ja erityisesti kärkivuodon takia useita prosentteja edellä mainittua optimia huonommaksi. Korkeapainevaiheiden hyötysuhdeongelman ratkaiseminen on siten ratkaisevan tärkeää energiavaraston toteutuksen kannalta, ja siksi edellä tullaan esittämään kuinka tämä voidaan ratkaista nykyisen teknologian ja materiaalitekniikan puitteissa.

Kaasuvoimalaturbiinien monimutkaisen ilmajäähdystekniikan ansiosta turbiinin palokaasujen lämpötila on pystytty nostamaan melkein 1700 °C:een, mutta samalla melkein 1000 °C asteen jäähdytys, ja sen edellyttämän jäähdytysilman tuottaminen laskevat merkittävästi kaasuturbiinin kokonaishyötysuhdetta. Turbiinin hyötysuhdetta laskee myös vaiheiden pienehkö lukumäärä (enintään 4), jolloin yksittäisten vaiheiden kuormituskertoimet ja lapojen vääntömomentit nousevat väistämättä suuriksi. Suuri vääntömomentti kasvattaa lapojen paksuutta ja siten lisää profiilihäviöitä. Näistä syistä kaupallisten kaasuturbiinien turbiinilaitteiden hyötysuhde jäänee merkittävästi maksimiarvon 0.97 alapuolelle. Valmistajat ilmoittavat vain

⁵⁶ https://en.wikipedia.org/wiki/Axial_compressor

⁵⁷ Mitsubishi J-Type Technology <https://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e503/e503001.pdf>

⁵⁸ Optimization Design of Aspect Ratio and Solidity of a Heavy-Duty Gas Turbine Transonic Compressor Rotor <https://www.mdpi.com/2075-1702/11/1/82>

⁵⁹ <https://tealgroup.com/images/TGCTOC/sample-wpsbim.pdf>

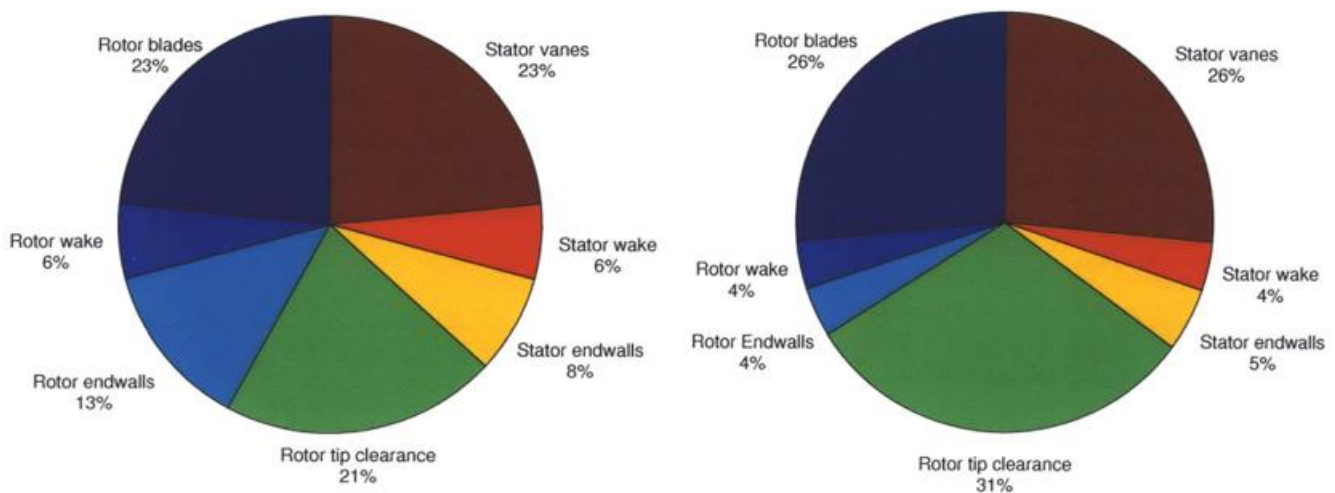
kaasuturbiinivoimalan kokonaishyötysuhteen, minkä perusteella ei voida päätellä laitoksen kompressorin- tai turbiiniyksikön hyötysuhdetta.

Turbiinien ja kompressorien roottorin lavoissa käytettävien tavallisten nikkelseosten vetolujuus alkaa laskea yleensä nopeasti 650 °C asteen yläpuolella, ja on kadonnut useimmilla seoksilla täysin viimeistään 1000 °C asteessa⁶⁰. Eräiden uusien materiaalien kiderakenne voidaan suuntajäykistää, jolloin niiden vetolujuus säilyy kohtalaisena jopa 800 °C asteeseen. Käyttölämpötilan vetojännityksen ylittyessä roottorien lapoja on jäähdytettävä. Lavan sisäistä jäähdytystä voidaan käyttää, jos lämpötilaero on korkeintaan 100 °C. Sen yläpuolella on käytettävä ulkoista jäähdytystä, jossa lavan pinnalle ohjataan ohut kerros kylmempää kaasua. Kuumien korkeapainevaiheiden jäähdytykseen voidaan käyttää kylmäkompressorin korkealla hyötysuhteella tuottamaa yläpainevaraston noin -50 °C asteen tyyppikaasua, jonka massavirrasta alle prosentti riittäisi kuumien korkeapainevaiheiden jäähdytykseen.

⁶⁰ https://nickelinstitute.org/media/8d93486143182f5/nickel_incopub393_updated-june-2021.pdf

Aksiaalikompressorin- ja -turbiinivaiheiden häviömallit ja hyötysuhde

Kompressorin ja turbiinin häviöt voidaan jakaa neljään osaan: kaasun kitkaan roottorin ja staattorin lapojen pinnalla eli profiilihäviöihin, ulko- ja sisäreunan aiheuttamaan kitkaan, roottorin kärkivuotoon ja lavan ylä- ja alapuolisen kaasuvirtauksen sekoittumiseen. Tutkimuksen *Performance Limits of Axial Turbomachine Stages*⁶¹ mukaan suuren kaasuturbiinikompressorin alkupään vaiheen maksimi hyötysuhde on 95,5 %. Tällöin sen häviöt jakautuvat tällöin alla olevan vasemman puolisen kuvan mukaisesti. Vastaavasti jäähdyttämättömän optimoidun turbiinivaiheen maksimihyötysuhde olisi tutkimuksen mukaan 97,2 %. Sen häviöiden jakautuminen on oikealla olevassa kuvassa.



Kuva 4. Vasemmalla kompressorin ja oikealla turbiinin optimoidun alapainevaiheen häviöt tutkimuksen "Performance Limits of Axial Turbomachine Stages" mukaan

Kompressorin kärkivälin oletetaan olevan alkupään vaiheille tyypillinen 1 % lavan pituudesta. Kyseisen mallin mukaan jokainen prosentoinen lisäys kärkivälisuhteessa laskee prosentilla vaiheen hyötysuhdetta. Muissa tutkimuksissa ja fyysisten laitteiden mittauksissa hyötysuhteen laskun on todettu olevan jopa 2 %. Loppupään korkeapainevaiheille tyypillinen suuri kärkiväliprosentti on pääasiallinen syy, miksi niiden hyötysuhde on useita prosentteja alkupään vaiheita huonompi.

Kuvissa "Rotor blades" ja "Stator vanes" ovat lapoja pitkin virtaavan kaasun niin sanottuja profiilihäviötä. Profiilihäviöt kasvavat suhteessa lavan paksuuteen, ja myös käänteisessä suhteessa Reynoldsin lukuun sen alittaessa $5 \cdot 10^5$, koska tällöin laminaaristen virtauspintojen osuus ja niistä johtuvat häviöt alkavat nopeasti kasvaa. Yksi aerodynamiikkasuunnittelun tavoitteista on pitää kaasun virtaus täysin turbulenttina, jolloin kaasuvirtaus kirjaimellisesti irtoaa ympäröivistä pinnoista. Reynoldsin luku kompressoreilla ja turbiineilla lasketaan yleensä kertomalla roottorin lavan leveys kaasun suhteellisella nopeudella lavan etukärjessä, ja jakamalla ne dynaamisella viskositeetilla (viskositeetti/tiheys). Profiilihäviöt eivät enää merkittävästi alene Reynoldsin luvun ylittäessä 10^6 .

⁶¹ Performance Limits of Axial Turbomachine Stages <https://core.ac.uk/download/pdf/4427598.pdf>

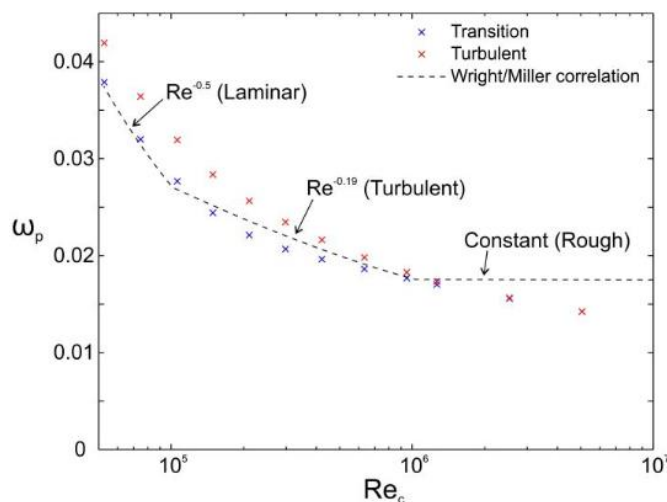


Fig. 18: Profile loss variation with Re_c (MISES)

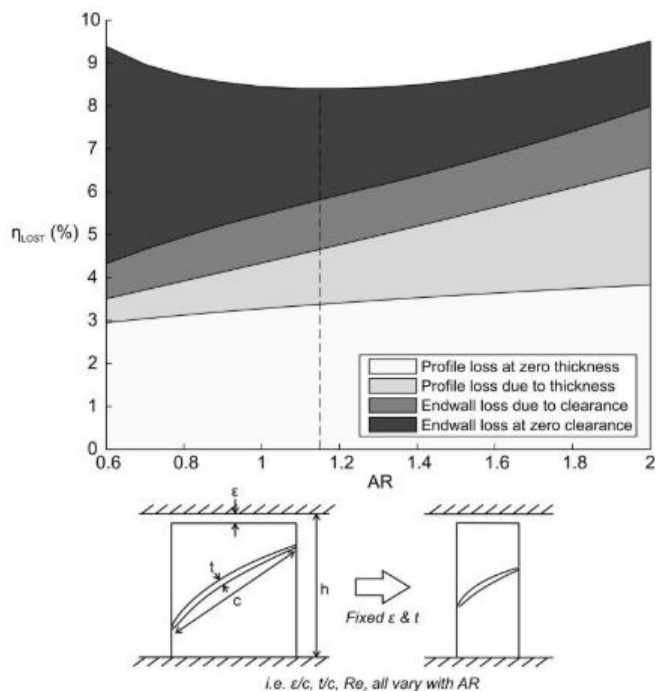


Fig. 21: Breakdown of lost efficiency using low order model ($t/h = 4.7\%$, $\varepsilon/h = 1.2\%$, $Re_h = 5.5 \times 10^5$)

Yllä olevassa kuvassa on profiilihäviöiden suhde Reynoldsin lukuun tutkimuksen THE EFFECT OF ASPECT RATIO ON COMPRESSOR PERFORMANCE⁶² mukaan. Sen oikealla puolen on samasta tutkimuksesta kopioitu toinen kuva, jossa on esitetty lavan muotosuhteen (korkeus h /leveys c) riippuvuus profiili- ja reunahäviöistä. Kuvassa on eritelty 1.2 % kärkivälin ja 4.7 % lavan paksuuden osuus kokonaishäviöistä eri muotosuhteilla, kun Re_h on vakio 5.5×10^5 . Kuvan Reynoldsin luku Re_h on laskettu roottorin lavan korkeuden mukaan, jotta CFD simuloinnissa se olisi vakio muotosuhteen ja lavan leveyden muuttuessa. Kuvassa profiilihäviöt nousevat ja reunahäviöt laskevat oikealle mentäessä. Samalla lavan leveyden mukaan laskettu Reynoldsin luku Re_c pienenee arvosta 9.2×10^5 arvoon 2.25×10^5 . Kuvassa optimi lavan muotosuhde $AR=1.15$ löytyy keskeltä, jossa Re_c on 4.3×10^5 eli silloin laminaarit virtauspinnat ovat alkaneet lisäämään profiilihäviöitä.

Kärkivuodon ohella kompressorin reunahäviöt johtuvat sisä- ja ulkoreunalla olevasta hitaan virtauksen alueesta⁶³, joka kaventaa molemmilta puolin vapaan virtauksen aluetta. Kärkivuodosta riippumattomat reunahäviöt kasvavat oikeanpuolisen kuvan perusteella lineaarisesti suhteessa lavan leveyteen. Erityisesti sisäreunalla alue levenee ja reunahäviöt kasvavat kompressorin viimeisissä korkeapainevaiheissa. Sisäreunan häviöiden merkitys korostuu erityisesti silloin, kun kompressorin kaikki vaiheet toimivat samalla kierrosnopeudella, jolloin myöhempien vaiheiden lavat lyhentyvät kohti niiden vaakatasossa olevaa keskilinjaa. Tällöin lavan tyven ja kärjen suhde yleensä kasvaa viimeisessä vaiheessa 0.9:een tai sen yli.

⁶² <https://api.repository.cam.ac.uk/server/api/core/bitstreams/fbfb70fe-58b3-47fb-a338-859384279d7c/content>

⁶³ <http://www.turbo.dae.tsinghua.edu.cn/upload/59d9ee5af3f4e.pdf>

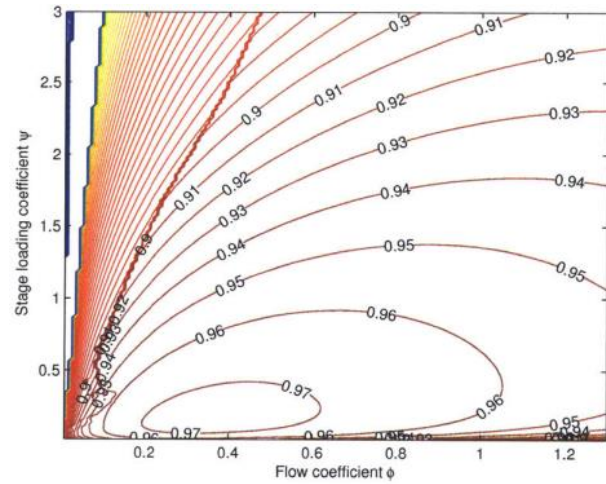
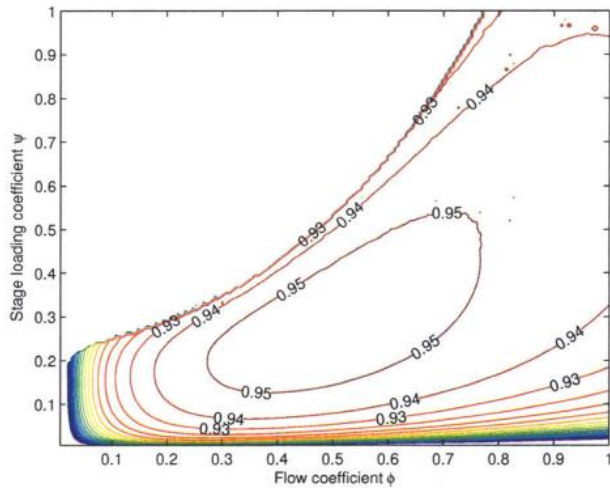


Figure 4-2: Smith chart, optimized baseline compressor stage Figure 5-2: Smith chart, optimized baseline uncooled stage

Kun kompressorin tai turbiinin häviöt optimoidaan mahdollisimman pieniksi, vaiheen hyötysuhde voidaan laskea sen kuormitus- ja virtauskertoimista. Kuormituskerroin (stage loading coefficient) lasketaan kaavalla $\psi = \Delta h / U^2$, jossa Δh on kaasun entalpian muutos J/kg ja U roottorin kärjen kehänopeus m/s. Virtauskerroimen (flow coefficient) kaava on $\phi = V_x / U$, jossa V_x on kaasun nopeus sen varsinaiseen kulkusuuntaan eli aksiaalinopeus.

Yllä olevassa kuvassa vasemmalla on optimoidun alkupään kompressorivaiheen ja oikealla jäähdyttämättömän loppupään turbiinivaiheen Smithin diagrammi, eli vaiheen hyötysuhteen riippuvuus virtaus- ja kuormituskertoimista tutkimuksen Performance Limits of Axial Turbomachine Stages häviömallin ja optimointialgoritmin mukaan. Kuvan hyötysuhteet on laskettu olettaen, että kärkiväli on 1 % lavan pituudesta. Muut parametrit löytyvät mainitusta tutkimuksesta.

Sähköenergiavaraston laitteistot

Sähköenergiavaraston perusyksikön keskellä on suuri kaksinapainen moottorigeneraattori, joka toimii latausvaiheessa moottorina ja purkuvaiheessa generaattorina. Pumppuvoimaloissa. Mikä hyötysuhde. Suurimpien pumppuvoimaloiden moottorigeneraattorien teho on 1000 MW⁶⁴. Suurten usean sadan megawatin generaattorien tyypillinen hyötysuhde on noin 99 %.

Generaattorin toisella puolella on kuuman kaasun pääturbiini ja sen vastinpari kylmäkompressori. Pääturbiinin putkiakselit on kytketty generaattorin pääakseliin räätälöidyllä tyhjiövaihteistoilla. Sen vastinpari kylmäkompressori on pääakselin sivulla. Kylmäkompressorilla on oma räätälöity tyhjiövaihteisto, jossa pääakselin ja putkiakselien hammaspyörien välissä on ylimääräiset halkaisijaltaan vähintään puolitoistametriset hammaspyörät, koska muuten kylmäkompressori ei mahtuisi pääakselin sivulle. Välissä olevaa ylimääräistä hammasratasta ei ole selkeyden vuoksi piirretty kylmäkompressorin periaatekuvaan. Samasta syystä kylmäkompressorin liitoksen alapaineputkeen on käännettävä ensin hieman kapeampana ylös pääakselin ulkopuolelle ennen kuin se levenee lopulliseen kokoon. Generaattorin vastakkaisella puolella on pääkompressori ja sen vastinparina vastaavalla tavalla generaattorin pääakselin sivulle kytketty kylmäturbiini.

Axiaaliturbiinit ja -kompressorit toimivat painekuopassa, siten että kaasun nopeus nostetaan laitteen kuormituskertoimen edellyttämään optimaaliseen läpivirtausnopeuteen. Tämä tapahtuu muuttamalla sisääntulossa osa kaasun entalpiasta painetta ja lämpötilaa alentamalla liike-energiaksi. Ulostulossa kaasun virtaus vastaavasti hidastetaan putkea leventämällä lopullisen kuljetusnopeuteen, jolloin liike-energia muuttuu takaisin entalpiaksi lisäten kaasun painetta ja lämpötilaa⁶⁵. Oletettavasti kaasun nopeuden muutos aerodynaamisesti suunnitellussa tilassa ei merkittävästi muuta sen entropiaa eli häviöt ovat hyvin vähäiset verrattuna kompressorin tai turbiinin häviöihin. Kaasun nopeuden muutoksen aiheuttamia häviöitä ei mainittu myöskään edellä viitatuissa lähteissä, joten ohjelma ei huomioi lainkaan nopeuden muutoshäviöitä.

Kompressori voidaan käynnistää generaattorin vastakkaisella puolella olevalla turbiinilla siten, että niiden yläpaine nostetaan asteittain yläpainesäiliön tasolle. Kun generaattorin akselin kierrosnopeus saavuttaa verkon taajuuden, generaattorin magneetteihin kytketään virta, jolloin verkkotaajuus alkaa vääntää pääakselia, turbiinipuolen akseli voidaan irrottaa moottorigeneraattorista ja turbiini ajaa alas. Kompressori voidaan mahdollisesti käynnistää myös suoraan generaattorilla, jolloin laitoksen jäähdytyksen taajuusmuuttajien 31 MW teho saattaa riittää generaattorin käynnistykseen, jos kompressorin painesuhde pidetään aluksi riittävän pienenä.

Kaikkien turbiinien ja kompressorin sisääntulokaasu on suodatettava kaasun mukana leijuvista pölyhiukkasista aivan kuten kaasuturbiinivoimaloissa. Erään teknisen haasteen aiheuttaa pääturbiiniin tuleva yläpainesäiliön kuuma kaasu, jonka lämpötila todennäköisesti ylittää kaikkien tavanomaisten suodatinmateriaalien käyttölämpötilan. Suodatinmateriaalina voidaan tällöin käyttää korkean lämpötilan kestäviä keraamisia- tai silikaattikuituja tai niiden kuitujen ja eristeiden yhdistelmiä.

Alapainesäiliön suuret kuumen kaasun putket voidaan tehdä tavallisesta teräksestä, mutta kaikki muut varaston ja laitteiden väliset putkivedot on tehtävä austeniittisestä teräksestä. Austeniittisen teräksen vetolujuus ei välttämättä ole sellaisenaan riittävä varaston ylälämpötilassa, jolloin kuumen kaasun putket olisi eristettävä sisäpuolelta ja mahdollisesti myös jäähdytettävä.

⁶⁴ https://voith.com/corp-en/11_06_Broschuere-Pumped-storage_einzeln.pdf

⁶⁵ https://en.wikipedia.org/wiki/Bernoulli%27s_principle#Compressible_flow_in_thermodynamics

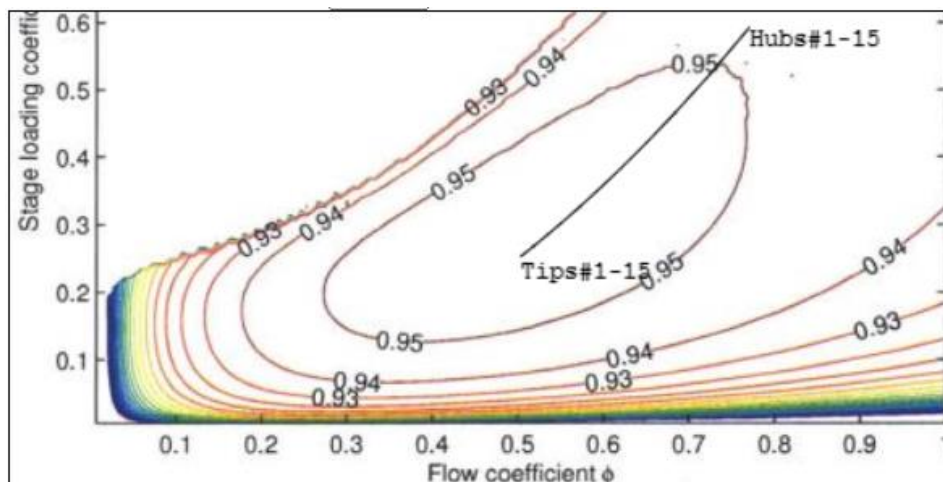
Kylmäturbiinin kaasun esijäähdyttävillä lämpöpumpulla on oma taajuusmuuttajalla ohjattu moottori, koska sen tehon tarve vaihtelee jäähdytysveden lämpötilan ja pääpiirin jäähdytystarpeen mukaan. Lämpöpumppuyksikkö koostuu kahdesta yksivaiheisesta kompressorista, joiden välissä on ylimääräinen kaasun vesijäähdytin, kaksivaiheisista turbiinista sekä kolmesta lämmönvaihtimesta. Lämpöpumpun oma teho on optimihyötysuhteilla noin 3 % ja jäähdytysteho 4–5 % laitoksen kokonaistehosta. Lämpöpumppujen vastakkaisvirtaukseen perustuvien levylämmönvaihtimien teho on noin 25 % laitoksen nettotehosta. 1000 MW kokoisella laitoksella se tarkoittaisi, että 2 mm levyväleillä, 2 Kelvinin lämpötilaerolla ja 100 W/m² lämmönvaihtokertoimella lämmönvaihtimen yhteistilavuus olisi 2500 kuutiometriä ja sen paino tonneissa olisi ehkä samaa suurusluokkaa. Tuollaisen jäähdytyslaitteiston listahinta on noin 10 miljoonan euroa⁶⁶. Jäähdyttävän lämpöpumpun ajokaasuna voidaan käyttää pääpiirin kaasua, ja sen ala- ja yläpaineen keskiarvo voisi olla suunnilleen sama kuin pääpiirin yläpaine, jotta lämmönvaihtimen paine-erot ja seinämien paksuudet olisivat mahdollisimman pienet.

Jos kaukolämmölle ei ole tarvetta, purku- ja lataustilassa toimitaan eri painesuhteilla siten, että pääturbiinin ja kompressorin alalämpötilat ja entalpiat ovat samoja. Paine-ero edellyttää, että lataustilassa ylimääräinen kaasunesteytetään erilliseen paineentasausäiliöön, jotta se ei kiehuisi alemmassa paineessa takaisin kaasuksi. Nesteen erottaminen voisi tapahtua ohjaamalla kylmäturbiinista ulos tullut noin 4 % märkä kaasun riittävän hitaalla nopeudella esimerkiksi kondensoivan kuitukerroksen läpi. Samalla nesteytyy myös kaikki happi ja muut kaasut, jota tyypin erotuslaitteisto ei ole pystynyt erottelemaan ilmasta tai joita on vapautunut kiviaineksesta. Siirtyminen lataustilasta purkutilaan tapahtuu ajamalla pääkompressorin pysäytyksen jälkeen korkeintaan muutama tunti kylmäkompressoria, kunnes saavutetaan haluttu pääturbiinin paine-ero. Ajoaika riippuu sähkövaraston täyttöasteesta. Täyden varaston siirtäminen purkutilaan kestää seitsemän kertaa kauemmin kuin tyhjän varaston. Siirtyminen purkutilasta takaisin lataustilaan tapahtuu vastaavasti kylmäturbiinilla. Paineerolla voidaan myös säätää pääturbiinin ja kompressorin teho vastaamaan myydyin tai ostetun sähkön määrää.

Sähköenergiavarastoon optimoitu kompressor- ja turbiinitekniikka

Tässä esitetään yksinkertaisen, kompaktin ja erittäin hyvä hyötysuhteen omaavan äänen nopeuden alapuolella toimivan kompressorin alustava toteutusperiaate CFD-mallinnuksen ja suunnittelun pohjaksi. Laitoksen turbiinit voidaan toteuttaa samalla periaatteella, koska laitoksen turbiinit ovat kompressorien peilikuvia ainakin niiden teknisen toteutuksen, mittasuhteiden, materiaalitekniikan ja lujuuslaskennan kannalta, mutta niillä on eri massavirta, teho, vaiheiden lukumäärä sekä painesuhde. Kompressorin suunnitteluparametrit asetetaan siten, että kompressorin jokaisessa vaiheessa pyörivä lapa mahdollisimman hyvin sijoittuu hyötysuhteen optimaalueelle, mutta kuitenkin materiaalitekniikan asettamissa puitteissa.

⁶⁶ <https://www.ato.com/heat-exchanger-price-list>



Kuva 5. Kuumakompressorin vaiheiden sijoittuminen Smithin diagrammiin.

Optimoinnin mahdollistaa se, että korkean hyötysuhteen omaavalla tyhjiövaihteistolla⁶⁷ kompressorin ja turbiinin kuhunkin vaiheeseen välitetään alapaineen puolelta haluttu kierrosnopeus toisiinsa laakeroiduilla samaan suuntaan pyörivillä sisäkkäisillä putkiakseleilla. Erillinen vaihteisto mahdollistaa kompressorin kunkin vaiheen koon ja tehon vapaan skaalauksen. Alla olevassa laitoksen simulointiohjelman tuottamassa kuvassa on 372 kg/s massavirran 15 vaiheinen 294 MW:n ja 1:26 painesuhteen kuuman kaasun pääkompressorin. Sen teho on jaettu tasan vaiheiden välillä, jotta alusta loppuun voidaan pitää sama optimaalinen 0.65 tyven ja kärjen suhde. Myös roottorin lavan keskipakoisvoiman ja vääntömomentin aiheuttama yhteen laskettu jännitys pidetään samana kaikilla vaiheilla kasvattamalla lavan paksuutta loppua kohden.

Simulointiohjelmassa asetetut muut suunnitteluparametrit ovat:

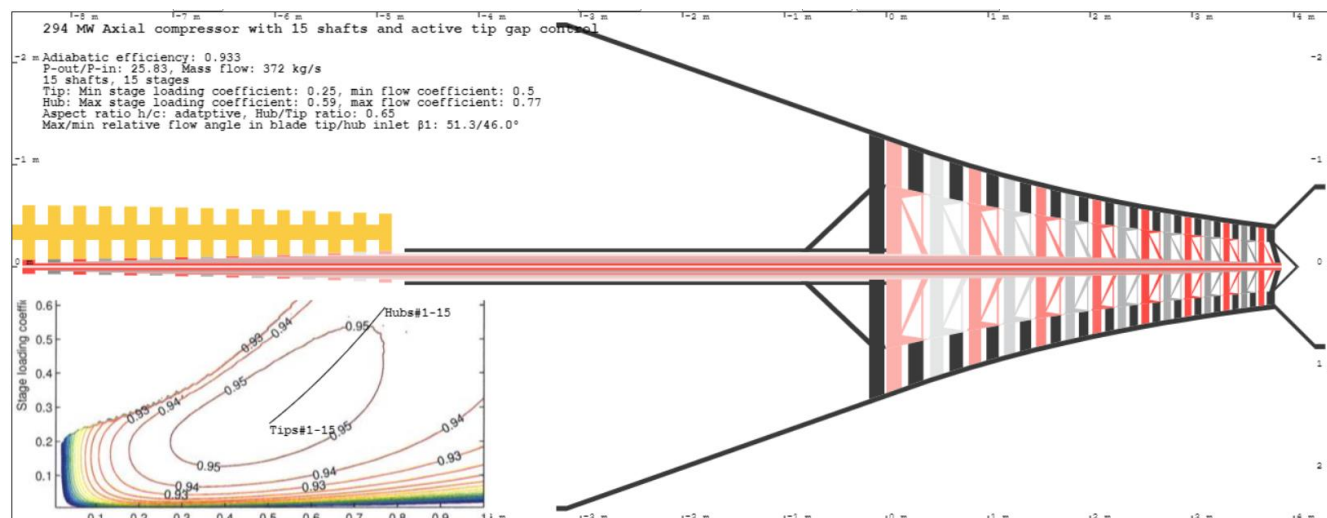
- Lavan kärjen kuormituskerroin: 0.25. Kuormituskerroin on entalpian muutos jaettuna pyörimisnopeuden toisella potenssilla eli $\Psi = \Delta h / U^2$
- Lavan kärjen virtauskerroin: 0.50. Virtauskerroin on kaasun keskiakselin suuntainen nopeus jaettuna pyörimisnopeudella eli $\Phi = V_x / U$
- Kompressorivaiheen hyötysuhteen oletusarvo 0.955 eli vain 4,5 % syöttötehosta muuttuisi pelkästään lämmöksi.
- Lavan muotosuhde eli lavan pituuden suhde sen leveyteen h/c lasketaan oletusarvolla "Adaptive" kaasuvirran keskikohdan lavan maksimipaksuuden mukaan. Muotosuhde laskee ensimmäisen vaiheen 2.23:sta viimeisen vaiheen 1.89:een. Valittava skaala riippuu Reynoldsin luvusta, jonka suuri arvo mahdollistaa suuremman muotosuhteen, joka taas mahdollistaa pienemmät reunahäviöt.
- Kiinteys lavan tyvessä on 2. Kiinteys on lavan leveyden suhde lapojen keskinäiseen etäisyyteen eli c/s . Jos lavan leveys ei muutu, kiinteys lavan kärjessä on $0.65 \cdot 2$, joka on suosituksen mukainen mahdollistaen kohtalaisen laajan painealueen (surge margin) ennen kuin toiminta muuttuu epävakaa.
- Lavan suurin sallittu maksimijännitys 456 MPa on valittu 60- ja 70- luvuilla käytetyn Nimonic 105 nikkeliseoksen mukaan. Sen elastinen venymä tuolla jännityksellä 3000 tunnin aikana 923 Kelvinin lämpötilassa on enintään 2 ‰. Uudemmissa nykyisin käytettävillä seoksilla on korkeammat

⁶⁷ RENK HET GEAR <https://www.renk.com/en/products/turbo-high-speed/vacuum-gearbox-systems/het>

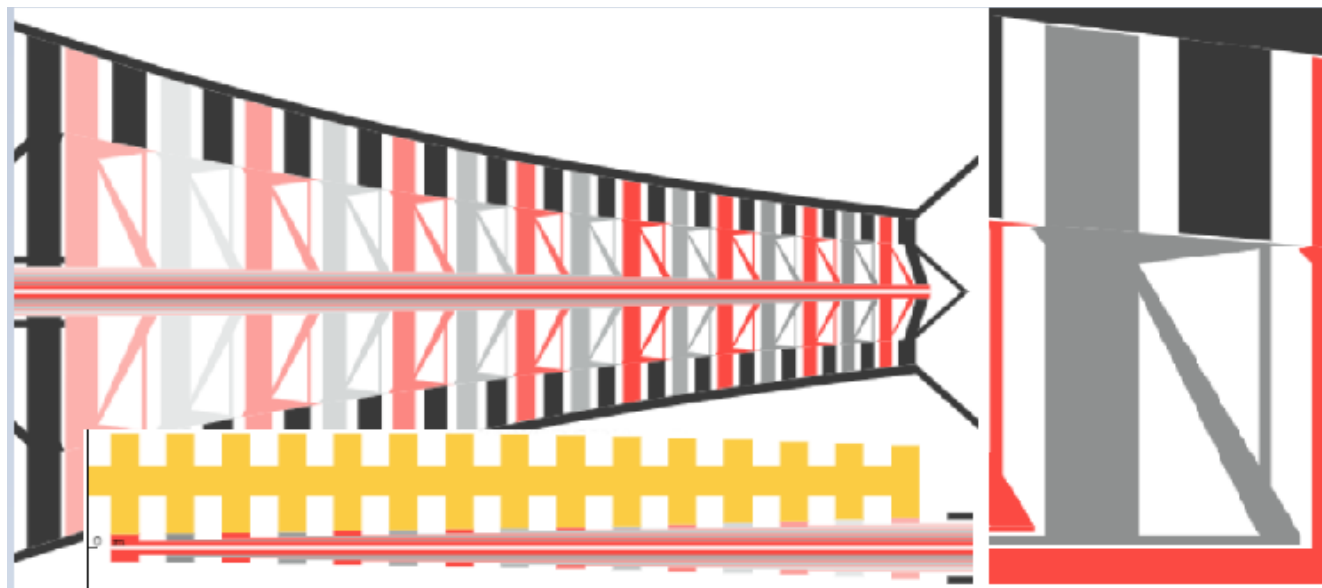
käyttölämpötilat, pidemmät huoltovälit sekä lyhyemmät ja yksinkertaisemmat nuorennuslämpökäsittelyt.

- Identtisten laiteyksiköiden määrän oletusarvo on 4. Pienempi laitteiden lukumäärä skaalaa niiden mittasuhteet ja niistä riippuvat laitteen ominaisuudet suuremmiksi muiden ominaisuuksien pysyessä samoina. Samalla hyötysuhde paranee, koska kaasun vapaan virtausalueen osuus kasvaa. Toisaalta isomman laitteen tehoa on hankalampi sovittaa sähkömarkkinoille.

Lopputuloks on tietysti vain suuntaa antava. Sen päätarkoitus on osoittaa, että maksimihyötysuhteen omaava kompressorin ja turbiinin ovat teknisesti toteuttavissa materiaalitekniikan asettamien rajojen puitteissa. Lopulliset suunnitteluparametrit optimoidaan CFD-simuloinnilla, kun lapojen ja staattorien materiaalit ja on valittu.



Kuva 6. 15 akselisen ja vaiheisen 294 MW kuumakompressorin mittasuhteet



Kuva 7. Kuumakompressorin ja sen vaihteiston ja vaihe 14 suurennettuna. Punaista ja harmaat pyörivät, runko on musta

Ylemmässä kuvassa on suunnitteluohjelman piirtämä periaatekuva pääkompressorista. Kuvassa runko ja siihen kiinnitetyt staattorit ovat mustia. Putkiakselien kierrosnopeudella pyörivät roottorit ja niiden kiinnitykset

kuvassa vuorotellen punaisena ja harmaana. Alemmassa kuvassa vasemmalla on suurennettuna kompressorisyksikön poikkileikkaus, oikealla 1 pikseli=1 mm suurennus sen toiseksi viimeisistä vaiheesta ja alhaalla tyhjiövaihteiston lasketut välityssuhteet kaksinapaisen moottorigeneraattorin 3000 kertaa minuutissa pyörivästä pääakselista. Vaihteiston hammasrattaiden kontaktipinnan suurin pyörimisnopeus on alle puolet tyhjiövaihteiston suurimmasta sallitusta 180 m/s kierrosnopeudesta. Myös putkiakselien laakerointien suurimmat kierrosnopeudet ovat noin puolet kirjallisuudessa mainitusta laakerointien 120 m/s maksiminopeudesta. Putkiakselien suurin vääntömomentti on noin 85 % suurimmasta jatkuvasta vetojännityksestä 300 MPa, joka taas on 30 % annetusta korkealujuusteräksen maksimijännityksestä 1000 MPa. Vaihteiston ja laakerien kierrosnopeudet sallisivat akselien paksuuksien ja halkaisijoiden kasvattamisen ja jopa uloimpien putkiakselien korvaamisen tavallisilla teräsputkilla. Putkiakselien ja vaiheiden pyörivän sisärungon jäähdytys voidaan toteuttaa päästämällä yläpainesäiliön kylmää korkeapainevaraston kaasua sisimmän putken läpi, josta se vuodatetaan hallitusti jäähdytysreikien kautta vaiheen runkoon ja lopulta roottorin lapoihin. Staattorit ja muu kiinteä runko voidaan jäähdyttää ulkoapäin.

Kukin putkiakseli lukitaan pituussuunnassa paikoilleen hammasrattaiden vieressä olevalla laakeroidulla poikittaisella vaakatuella, jotka kuvassa sijoitettaisiin hammasrattaiden eteen. Vaakatukien laakerit ottavat vastaan lapojen ja vaiheiden välisen paine-eron aiheuttaman työntökuorman, joka on vaiheiden akseleilla 124 ja 131 kN:n välissä. Kuorma on samaa suurusluokkaa, kuin täyteen lastatun rekan yhden pyörän laakereihin kohdistuva paino. Vaakatukien molemmat päät on upotettu vaihdelaatikon kaarevassa rungossa oleviin viistoihin uriin. Akselin ja siinä kiinni olevien roottorien paikkaa x-akselilla voidaan säätää työntämällä hydraulisesti vaakatukea kaarien muotoisessa urassa ylös tai alas. Putkiakselin ja sen omien hammasrattaiden välinen kontaktipinta voi olla uritettu ja akselin suunnassa liukuva, jotta se pysyy paikoillaan suhteessa generaattorin hammasrattaisiin akselin liukuessa pituussuunnassa sen sisäpuolella, kun putkiakselien hammasrattaat on lukittu generaattoriakselin hammasrattaisiin. 4 yksiköllä vaihteistojen hammasrattaat tuottavat enintään 2.3 MW säteilylämpöä, minkä tyhjiövaihteiston pitkän rungon pitäisi pystyä helposti jäähdyttämään.

Hydrauliikkaa ohjataan laser-etäisyysmittareilla, joka kolmiomittauksella pystyy etämittaamaan runkoon upotetuilla valokuiduilla kunkin vaiheen kaikkien kärkien ja rungon väliset etäisyydet mittauspisteessä mikrometrien tarkkuudella. Lisäksi rungossa tulisi olla painemittareita, jotta havaittaisiin ajoissa roottorien päitä heiluttavien epävakaiden toimintatilojen syntyminen. Lisäksi roottorien ja staattorien päät sekä niitä vasten oleva rungon pinta tulisi olla kontaktissa kuluvia ja vaihdettavia. Tällöin pienet epätasaisuudet molemmiin puoliin kuluva samaan tasoon. Aktiivinen kärkivälikontrolli mahdollistaa roottorien ja staattorien lapojen kärkivälin säätämisen vakaassa toimintatilassa millimetrin murto-osaan, jolloin kärkivälihuuto katoaa melkein kokonaan, ja vaiheiden hyötysuhteet nousevat 1–5 % prosenttia. Suurin hyöty saavutetaan viimeisissä korkeapainevaiheissa, joissa kärkivälihuodon aiheuttaman häviöiden osuus saattaa nousta yli 50 %:iin. Aktiivista kärkivälikontrollia⁶⁸ käytetään lentokoneiden suihkuturbiineissa, mutta ei missään tässä ehdotetulla laajuudella tai tarkkuudella. Lisäksi äänen nopeuden alapuolella toimiminen ja alhainen kuormituskerroin vähentävät lapojen värinää mahdollistaen siten pienemmän kärkivälin. Lapojen värinän amplitudi on kääntäen verrannollinen niiden jäykkyyteen. Roottorien päiden ja rungon välinen kulma on hieman jyrkempi kuin staattorien ja pyörivän roottorin perustan välinen kulma, joten niiden kärkiväleissä on väistämättä pieniä eroja. Ajotilassa ne voidaan kuitenkin optimoida samalle etäisyydelle kuluttamalla molempien kärkiä symmetrisesti eli polttamalla ensimmäiset kosketuspinnat pois tarkoituksella tai hiomalla esiin työntyvät kärjet seisokkien aikana. Tämä edellyttää, että kunkin vaiheen pyörivissä sisärungoissa olisi etäluettava etäisyysmittari tai että

⁶⁸ https://en.wikipedia.org/wiki/Active_tip-clearance_control

kunkin staattorin kärjessä olisi huollon yhteydessä tarkistettava erillinen kulumapala, jonka korkeus kertoo staattorin minimikärkivälin.

Hot compressor	Pipe in	Stage 1	Stage 2	Stage 3	Stage 4	Stage 5	Stage 6	Stage 7	Stage 8	Stage 9	Stage 10	Stage 11	Stage 12	Stage 13	Stage 14	Stage 15	Pipe out
Temp K	474	449	499	548	598	646	694	742	789	836	882	928	973	1018	1063	1107	1173
P kPa	98	81	116	160	215	282	364	460	574	707	861	1038	1240	1469	1727	2018	2526
Vx m/s	31	229	229	229	229	229	229	229	229	229	229	229	229	229	229	229	29
D mm	4680	2479	2178	1938	1741	1578	1441	1323	1221	1132	1054	984	923	867	817	772	1514
h kJ/kg	493	466	519	572	624	677	730	782	835	888	940	993	1046	1098	1151	1204	1283
P2/P1	0.83	1.43	1.38	1.34	1.31	1.29	1.27	1.25	1.23	1.22	1.21	1.19	1.18	1.18	1.17	1.16	1.08
Flow m3/s		614	477	379	307	253	211	178	152	131	114	99	87	77	68	61	
Power MW		19.6	19.6	19.6	19.6	19.6	19.6	19.6	19.6	19.6	19.6	19.6	19.6	19.6	19.6	19.6	
rpm		3542	4032	4533	5045	5567	6101	6646	7202	7770	8349	8940	9542	10155	10778	11412	
rTip mm		1237	1087	967	869	787	718	659	608	564	525	490	459	432	407	384	
Hub/Tip		0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	
Blade h mm		433	380	338	304	276	251	231	213	197	184	172	161	151	142	134	
Chord mm		189	167	150	135	124	113	105	97	91	85	80	76	72	68	65	
Aspect ratio		2.29	2.27	2.26	2.25	2.23	2.22	2.20	2.18	2.17	2.15	2.14	2.12	2.10	2.08	2.07	
Mid flow t/h %		0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	2.0	2.1	2.2	2.3	
Hub t/h %		1.4	1.5	1.7	1.9	2.1	2.3	2.5	2.8	3.0	3.2	3.4	3.7	3.9	4.1	4.4	
vRel tip inlet		0.85	0.81	0.77	0.74	0.71	0.69	0.67	0.65	0.63	0.62	0.60	0.59	0.57	0.56	0.55	
Re(c) EXP06		1.09	1.15	1.21	1.28	1.34	1.40	1.47	1.54	1.61	1.68	1.75	1.82	1.90	1.97	2.05	
Shaft radius mm		111	105	99	93	87	81	75	69	63	57	51	45	39	33	26	
Shaft torque %		25	24	25	25	26	28	30	33	36	42	49	60	77	84	82	
Shaft cent. stress %		1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	1	1	1	1		
uShaft m/s		41.3	44.5	47.2	49.3	50.9	52.0	52.5	52.3	51.6	50.2	48.1	45.4	41.9	37.7	31.3	
uGear m/s		42.8	45.4	47.6	49.6	51.4	53.0	54.5	55.9	57.1	58.2	59.2	60.2	61.1	61.9	62.6	
Blades' load kN		63	63	63	63	63	63	63	63	63	63	63	63	63	63	63	
Shaft load kN		132	130	129	128	127	127	126	126	126	125	125	125	125	125	126	
Max blade stress MPa		456	456	456	456	456	456	456	456	456	456	456	456	456	456	456	
Centrifugal stress MPa		267	267	267	267	267	267	267	267	267	267	267	267	267	267	267	
Blade cooling K		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	28	73	118	162	206	

Yllä on laskettu profiilihäviöiden kannalta tärkeä vääntömomentin sallima pienin mahdollinen t/h eli lavan maksimipaksuuden suhde sen korkeuteen kaasuvirran keskellä ja tyvässä. Se on alkupäässä hyvin pieni ja loppupäässä kohtuullisen pieni profiilihäviöiden kannalta. Taivutusmomentin laskennassa ei ole huomioitu lavan poikkileikkauksen muotoa, vaan taivutusmomentti lasketaan keskipaksuuden mukaan. Keskipaksuudesta on saatu maksimipaksuus jakamalla se luvulla 0.75, joka on valittu silmämääräisesti tällä nopeusalueella käytettyjen lapojen muodon perusteella. Lavan suurin taivutusjännitys on parametrina annettu suurin sallittu jatkuva maksimijännitys 456 MPa. Suurin jännitys kohdistuu painepuolen ulkopintaan lavan tyvässä, ja vastakkaisella puolella se muuttuu puristukseksi, joten lapa taipuu tyvestä vähitellen alapaineen suuntaan. Esimerkissä maksimijännitys on valittu siten, että elastinen eli palautuva venymä on 0,2 %/3000 h. Taipumisen aiheuttama kärkivälin kasvu voidaan korjata aktiivisella kärkivälikontrollilla. Lavan keskiosan paksuntaminen lisää sen taivutusjäykkyyttä, koska taivutusjäykkyys kasvaa paksuuden toiseen potenssiin. Keskipakoisvoima ei riipu lavan absoluuttisesta paksuudesta vaan ratanopeuden ja säteen ohella materiaalin tiheydestä ja sen massan jakautumisesta tyven ja kärjen välillä. Keskipakoisvoima on laskettu olettaen, että lavan kärjen poikkileikkaus on 15 % tyven poikkileikkauksesta ja että lapa ohenee lineaarisesti tyvestä kärkeen.

Vuodesta 1984 alkaen kaasuturbiinien kuumien korkeapainevaiheiden roottorit on tehty suuntajäykistetyistä

GTD-111 seosmetallista ja sen seuraajista, mutta näitä uudempia seosmetalleja käytetään nähtävästi myös sotilasilmailussa, koska julkista tietoa niiden ominaisuuksista on hyvin niukasti verrattuna vanhoihin Nimonic-seosmetalleihin, jotka ovat 1960-luvun tekniikkaa. Suuntajäykistetyt GTD-111 käyttö mahdollistaa luultavasti jopa 150 Kelviniä korkeammat lapojen lämpötilat ilman jäähdytystä. Tällöin vain kaksi ylintä korkeapainevaihdetta tarvitsisi jäähdytystä 900 °C asteen ylälämpötilassa, ja niidenkin jäähdytys voitaisiin tehdä lavan sisällä. Uusimmat turbiinilapojen seosmetallien julkiset tutkimukset ovat yleensä kiinalaisten tutkijoiden julkaisemia⁶⁹. Lockheed Martinin MAR-M 200 DS (Directionally Solidified) seoksesta tehdyn roottorilavan pitkäaikainen maksimijännitys on vielä 800 °C asteessa parempi kuin Nimonic 105 seoksella 650 °C asteessa⁷⁰.

Koska järjestelmän ajokaasussa ei ole vapaata happea, ja suurin taivutusjännitys kohdistuu lavan painepuolen pintaan, kuumien korkeapainevaiheiden lavat voitaisiin ainakin periaatteessa tehdä hiilikuitukomposiitista. Grafiittihiilikuitukomposiitit ovat hyvin kevyitä, ja ne säilyttävät lujuutensa jopa 2500 °C asteen lämpötilassa. Tutkimuskirjallisuudessa mainittujen grafiittihiilikuitukomposiittien vetolujuus on kuitenkin ollut vain noin 300 MPa⁷¹. Hiilikuitusäikeiden vetolujuus on 900 GPa⁷², joten periaatteessa hiilikuidun pitoisuutta ja suuntausta säättämällä voitaisiin keskittää suurin lujuus aivan lavan pintaan, mutta tällöin ongelmana olisi grafiittikomposiittien riittämätön puristuslujuus vastakkaisella pinnalla. Ti 6Al-4V hiilikuitukomposiitti on lupaavin tutkituista metallihiilikuitukomposiiteista⁷³ ja 5 % hiilikuitupitoisuus parantaa yli 10 % sen vetolujuutta, mutta sen enintään 300 °C käyttölämpötila ei ole riittävän korkea. Korkean lämpötilan titaanimatriisikomposiiteilla on kuitenkin parempi vetolujuus ja korkeampi käyttölämpötila kuin tavallisilla metalliseoksilla⁷⁴.

Varaston kylmäkompressorin

Kylmäkompressorin teho samalla massavirralla on alle viidesosa niiden vastinparien tehosta. Siten lapojen materiaalitekniikka asettaa se toteutukselle huomattavasti vähemmän rajoitteita. Alla on esimerkkiteotus 11-vaiheisesta 1:35.1 painesuhteen tuottavasta 62 MW kylmäkompressorista. Sen kaasun virtauksen suhteellisen nopeuden mach luku roottorin kärjessä pidetään vakioarvossa 0.845 äänen nopeutta. Tällöin kehänopeus kasvaa samassa suhteessa kuin äänen nopeus, ja vaiheiden ottoteho taas kasvaa suhteessa kehänopeuden toiseen potenssiin. Tehon kasvusta huolimatta tyvi/kärki -suhde pystytään pitämään alusta loppuun optimiarvossa 0.65. Alla simulointiohjelman piirtämä periaatekuva kylmäkompressorista ja sen kuinkin vaiheen tarkemmat tiedot.

⁶⁹ https://www.researchgate.net/publication/370430660_Suppressing_temperature-dependent_embrittlement_in_high-strength_medium-entropy_alloy_via_hetero-grainprecipitation_engineering

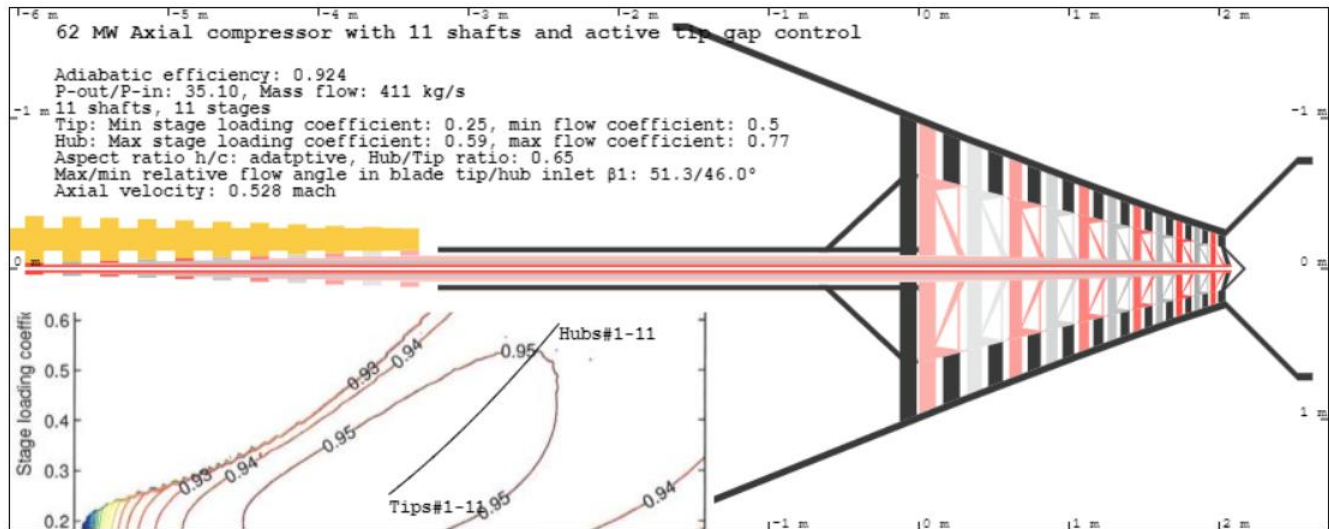
⁷⁰ https://nickelinstitute.org/media/8d93486143182f5/nickel_incopub393_updated-june-2021.pdf

⁷¹ <https://iccm-central.org/Proceedings/ICCM17proceedings/papers/D3.6%20Kobayashi.pdf>

⁷² <https://www.frontiersin.org/journals/materials/articles/10.3389/fmats.2024.1374034/full>

⁷³ <https://www.mdpi.com/2504-477X/6/10/297>

⁷⁴ <https://core.ac.uk/download/pdf/333720346.pdf>



Kuva 8. 11 akselin ja vaiheen 62 MW kylmäkompressorin

	Cold compressor	Pipe in	Stage 1	Stage 2	Stage 3	Stage 4	Stage 5	Stage 6	Stage 7	Stage 8	Stage 9	Stage 10	Stage 11	Pipe out
Temp K		76	73	79	87	96	106	116	128	142	156	172	190	222
P kPa		71	59	82	113	156	215	296	409	564	779	1071	1474	2509
Vx m/s		16	90	94	98	103	108	114	120	126	132	139	147	7
D mm		3156	1931	1676	1461	1274	1111	969	844	736	641	559	488	1384
h kJ/kg		76	72	80	88	96	106	117	129	142	156	172	189	220
P2/P1		0.82	1.39	1.38	1.38	1.38	1.38	1.38	1.38	1.38	1.37	1.38	1.38	1.23
Flow m3/s			146	114	91	73	58	46	37	29	23	19	15	
Power MW			3.4	3.6	4.0	4.4	4.8	5.3	5.9	6.5	7.2	8.0	8.9	
rpm			1793	2145	2580	3106	3740	4506	5434	6559	7935	9574	11579	
rTip mm			964	836	729	635	554	482	420	366	318	278	242	
Hub/Tip			0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	
Blade h mm			337	293	255	222	194	169	147	128	111	97	85	
Chord mm			147	129	113	100	88	78	69	61	55	49	45	
Aspect ratio			2.29	2.27	2.25	2.23	2.20	2.17	2.13	2.09	2.03	1.97	1.90	
Mid flow t/h %			0.7	0.8	1.0	1.1	1.3	1.6	1.8	2.2	2.6	3.0	3.6	
Hub t/h %			1.3	1.5	1.8	2.1	2.5	2.9	3.5	4.1	4.8	5.7	6.7	
Re(c) EXP06			7.35	7.86	8.25	8.69	9.17	9.71	10.34	11.05	11.88	12.83	13.99	
Shaft radius mm			80	74	68	62	56	50	44	38	32	26	20	
Shaft torque %			17	18	19	21	24	28	33	42	55	80	78	
Shaft cent. stress %			0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
uShaft m/s			15.1	16.7	18.4	20.2	22.0	23.7	25.2	26.3	26.8	26.3	24.6	
uGear m/s			17.4	19.3	21.4	23.6	25.7	27.8	29.9	31.8	33.7	35.3	36.8	
Blades' load kN			27	28	30	31	33	34	36	38	40	42	44	
Shaft load kN			55	56	59	62	65	68	71	75	78	82	87	
Max blade stress MPa			350	350	350	350	350	350	350	350	350	350	350	
Centrifugal stress MPa			41	45	49	54	60	66	72	80	89	98	109	

Yllä olevassa taulukossa lasketut vaiheiden Reynoldsin luvut Re_c ovat noin viisinkertaisia verrattuna pääkompressorin vastaaviin arvoihin. Eron selittää kylmän kaasun jähmeys eli pieni kinemaattinen viskositeetti. Suuri Reynoldsin luku mahdollistaa muotosuhteen kasvattamisen vielä jonkin verran yllä olevista arvoista, joka entisestään vähentäisi kylmälaitteiden häviöitä ja parantaisi hyötysuhdetta.

Energiavaraston rakentamiskustannukset ja kannattavuus

Aivan uusien laitosten, prosessien, laitteiden tai työvaiheiden kustannuslaskenta on aina hyvin epävarmaa. Tärkeintä on toteuttaa työvaiheet mahdollisimman pitkälle tunnetuilla kustannustehokkailla menetelmillä tai niitä soveltamalla ja käyttää mahdollisimman pitkälle olemassa olevaa tekniikkaa. Energiavaraston rakentamiskustannuksista suurin osa koostuu suuren mittakaavan suurilla koneilla tehtävästä avolouhinnasta, kiviaineksen murskauksesta, kallioseinämien tiivistämisestä ja lujittamisesta sekä seinämään upotettujen kaasuputkikanavien louhinnasta. Näiden yksikkökustannuksen ovat yleisesti tunnettuja ja urakkahinnat siten helposti etukäteen laskettavissa. Uusia vaikeammin arvioitavia työvaiheita ovat ylempänä olevan kivimassan painon kestävien jakelukanavien valaminen ja muuraus, irtokivivillan (tai biohiilen) sekoittaminen tasajakeiseen sepeliin, varastojen välisen liikkuvan kaasutiivin kerroksen rakentaminen, alapainevaraston maanpäällisen osan kaasutiivien jaloteräslevypintojen hitaus ja saumaus sekä maanpäällisen osan lämpöliikkeen kestävien seinien rakentaminen ja eristäminen. Kuuman ja kylmän kaasun putkistot sekä niiden säätöventtiilit ovat melko tavanomaista prosessitekniikkaa. Eri kokoisten putkistojen yhteispituus lienee alle kaksi kilometriä.

Uusista työvaiheista holvirakenteiden valu ja muuraus sekä kaltevat seinärakenteet ovat melko tavanomaista rakentamistekniikkaa. Eristekerrokset voidaan tehdä levittämällä vuorotellen tasakokoista sepeliä ja eristettä ohuena mattona kuorma-autoilla, ja sen jälkeen äestämällä ne sekaisin. Kivivillan voi luultavasti sekoittaa suoraan sepeliin ennen levitystä.

Yhdysvalloissa biohiilen keskihinta vuonna 2023 oli 131 \$/tonni⁷⁵, joten teollisessa mittakaavassa biohiilen tonnihinta asettunee jonnekin 100–200 euron välillä. Biohiilen ominaispaino on noin 200 kg/m³. Tällöin yhden eristekuution hinta olisi alle 20 euroa. Biohiiltä olisi edullisinta tuottaa puulla tai turpeella toimivan lämpövoimalaitoksen yhteydessä, jossa biomassan kaasuntuuvalla puoliskolla tuotettaisiin lämpöä ja sähköä. Myös käytettäessä irtokivivillaa kaksinkertaisella tiheydellä eristekuution hinta olisi todennäköisesti alle 20 euroa.

Laitosrakennuksen koko on luultavasti suunnilleen sama kuin teholtaan vastaavan kokoisen yksinkertaisen kaasuturbiinilaitoksen ilman lämmön talteenottoa. Kuumakompressorien ja -turbiinien koko on merkittävästi pienempi koska kaikki polttoprosessiin liittyvä tekniikka ja pyörimisnopeuden synkronointi verkkotaajuuteen jää pois. Tyhjiövaihteistot ovat kooltaan pieniä verrattuna sähkövoimalageneraattoreihin, joten myöskään ne eivät veisi merkittävästi lisätilaa. Myös kylmäpuolen kompressorit ja turbiinit ovat pienikokoisia.

Eniten tilaa veisivät kylmää kaasua jäädyttävän lämpöpumpun lämmönvaihtimet, joiden yhteistilavuuden on edellä arvioitu olevan noin 2500 kuutiota ja toimittajan ilmoittama listahinta kahden asteen lämpötilaerolla 10 miljoonaa euroa. Oletusparametreilla vajaan kahden TWh:n energiavaraston nesteytetyn tyyppisen paisuntasäiliön koko olisi noin 50 000 m³. Se mahtuisi yhteen osittain maan sisään upotettuun sylinterin muotoiseen austeniittisesta teräksestä tehtyyn säiliöön, jonka sisäkorkeus ja -halkaisija olisi 40 metriä. Säiliön osittain maavaraisen eristyksen voisi tehdä esimerkiksi LNG tankkerien ja säiliöiden eristyksessä käytettävällä Röchlingin Lignostone-eristeellä⁷⁶. Sen valmistajan ilmoittama alin käyttölämpötila on -196 °C.

⁷⁵ <https://cloverly.com/ultimate-business-guide-to-biochar/#:~:text=Biochar%20price%3A%20The%20average%20biochar,their%20portfolio%20of%20carbon%20credits.>

⁷⁶ https://www.roechling.com/fileadmin/downloads/Roechling_Industrial/Brochures/EN/Durolight/Cryogenic-insulation_materials-EN.pdf

Mikäli tässä esitetty sähkön varastointikonsepti osoittautuu teknisesti ja taloudellisesti toteuttamiskelpoiseksi, niin kyseessä on vähintäänkin useiden miljardien kokoinen uusi markkina-alue kaasuturbiinivoimaloiden turbiinien ja kompressorien valmistajille. Se todennäköisesti mahdollistaisi konseptiin räätälöityjen laitteiden nopean tuotekehityksen ja ehkä myös kohtuulliset hinnat, koska ensimmäisellä toimivan prototyypin laitetoimittajalla on usein selvä kaupallinen etulyöntiasema uudella nopeasti laajenevilla markkinasegmentillä.

Voimalalaitoksen turbolaitteiden hinta/MW saattaa jo prototyyppilaitoksella olla pienempi kuin vastaavan kokoisella yksinkertaisella kaasuturbiinilaitoksella, koska sen turbiini- ja kompressorilaitteistojen koko ja paino on luultavasti vain noin 30–20 % kaasuturbiinilaitoksen vastaavien laitteiden koosta.

Investoinnin kannattavuus riippuu laitoksen rakentamiskustannuksista, käyttökustannuksista, sähkön hintavaihtelusta ja vuosittain myytävän sähkön kokonaismäärästä. Kolme edellistä vuotta ovat olleet Suomen ja Pohjoismaiden sähkömarkkinoilla poikkeuksellisen turbulenteja, mutta futuurien perusteella hintavaihtelut olisivat ainakin toistaiseksi tasoittumassa. Pitkällä aikavälillä trendi näyttää kuitenkin vastakkaiselta, koska päästöoikeuksien jatkuva hinnannousu poistaa markkinoilta fossiilienergiaa käyttäviä laitoksia samalla kun auringosta ja tuulesta riippuvan sähköntuotannon osuus kasvaa jatkuvasti. Siten voidaan olettaa, että pidemmällä aikavälillä turbulenssi tulee jatkumaan, ja siten myös säädettävän sähköntuotannon tarve jatkuvasti kasvamaan. Jos laitoksen sähkön veroton ostohinta olisi ollut enintään 2.5 senttiä ja myyntihinta vähintään 3 senttiä, niin edellisen vuoden aikana keskimarginaali olisi luultavasti ollut vähintään 5 senttiä ja sähkön kokonaismyynti ehkä noin 4 TWh. Tällöin laitoksen myyntikate olisi ollut yli 200 miljoonaa euroa. Jos automaation aste on riittävän korkea, niin laitoksen vuosittaiset käyttö- ja huoltokustannukset asettunevat ehkä noin 10–20 miljoonaan euroon, jolloin investoinnin vuosituotto olisi suunnitteluohjelman oletusparametreilla vähintään 20 %.

Energiavaraston toteutuskelpoisuuden todentaminen

Tämä suunnitelma perustuu toistaiseksi pelkästään julkisiin kirjallisiin lähteisiin, joten edellä esitetyt ehdotukset ja alustavat arviot tulee varmentaa joko simuloimalla tai mittaamalla.

Tärkeimmät varmennettavat asiat ovat:

1. Ehdotettujen kompressor- ja turbiinilaitteiden teknisten parannusten toteutettavuuden arviointi ja niiden hyötysuhteiden laskeminen CFD-mallinnuksella. Mallinnuksen tulisi olla täysin parametrisoitu, jotta löydetäisiin paras optimi yksikön tehon, hyötysuhteen ja kustannuksen kannalta.
2. Yläpainevaraston kaasueristyksessä käytettävän hiilettömän pehmeän teräksen ja alumiiniseppelin toiminta sepelin lämpöliikkeessä, käyttölämpötiloissa ja paineessa.
3. Tiivistetyn 1:1 sepelieristeen U-arvo, puristuslujuus ja kaasun läpäisevyys konvektiossa. Sepelijakeen tulee olla täysin tasakokoista ja halkaisijaltaan vähintään 70 mm. Tiivistettynä sen ilmavuuden tulisi olla noin 0.5.
4. Ylä- ja alapainevaraston suunniteltujen sepeliseosten kaasun virtausvastuksen, lämpölaajenemiskertoimen, kaasuvirtauksen lämmönvaihtotehon ja lämpösäteilyn aiheuttaman sepelin sisäisen lämpövuodon mittaaminen. Lämmönvaihdon teho mitataan käyttäen pakotettua konvektiota suunnitellulla kaasun virtausnopeudella. Sepelin tulee olla paineistettu sen todelliselle käyttöalueelle.
5. Yläpainesäiliön ultramafisten ja mafisten sepeliseosten puristuslujuus ja pitkäaikaiskestävyys lämpötilan vaihdellessa ylä- ja alaosan lämpötilan välillä sekä lämpölaajenemisen aiheuttaman puristuksen ja lämpöliikkeen vaikutuksen mittaaminen.

Turbiini- ja kompressoriteknikkaan paremmin perehtynyt asiantuntija pystyy todennäköisesti melko helposti arvioimaan niitä koskevien parannusehdotusten toteuttamiskelpoisuuden. Muut kohdat voidaan mitata empiirisesti esimerkiksi käytöstä poistetulla höyryvoimalan painekattilassa, jonka keskiosa täytetään tutkittavalla sepelillä ja reunaosat eristetään sepelillä, johon on sekoitettu kivivillaa tai biohiiltä. Kattilan yläosaan johdetaan keskipakois- tai ruuvikompressorilla paineistettu ja mahdollisilla lisävastuksella kuumennettu typpikaasu. Alaosassa on säädettävä paineen tasaaja ja paluuputki kompressorin. Paineekattilan ulkopinnassa on tiheä vesijäähdytysputkisto eristeen sisällä. Sen jäähdytystehon perusteella voidaan laskea eristesepelin U-arvo ja läpi virtaavan kaasun paineen ja lämpötilan muutoksen perusteella mitattavan sepelilajitteen virtausvastus ja lämmönvaihdon teho.

Paineekattilan sepeliä voidaan puristaa pohjalta käsin joko hiilettömästä teräksestä tehdyllä paisuvalla umpiolla, joka paineistetaan toisella kompressorilla haluttuun usea kymmenen ilmakehän paineeseen. Kymmenien kuumennus- ja jäähdytyskylien taloudellinen simulointi saattaa vaatia rinnakkaisen lämpövaraston, jonne mittausvarastosta vapautuva kuuma- ja kylmä voidaan varastoida. Jos välissä on lämmönvaihdin, toisen varaston ei tarvitse olla edes paineistettu, vaan se voi olla esimerkiksi kivivillalla peitetty putkeksi hitsatun austeniittisen terälevyn sisällä oleva sepeli, joka lämmitetään ja jäähdytetään ilmalla.

Oliviinigabromursketta pystyy tilaamaan esimerkiksi Luvian saunakivilouhimoilta, mutta murskeen puhtaus ja mitattavien sepelijakeiden seulominen saattaa vaatia erikoisjärjestelyjä. Biohiiltä pystyy tilaamaan kuutiotavarana ja 1.6m³ suursäkeissä. Biohiiltä hankittaessa ja testattaessa on tärkeää selvittää sen lämpösäteilyn eristämisen kannalta oleellinen huokoskoko. Pienin huokoskoko on korkeassa lämpötilassa tuotetulla biohiilellä. Biohiilen lisäksi kannattaa mitata myös kivivillaseppelin ominaisuudet. Tavallisen puhallusvillan tiheydellä 0.036 konvektio saattaa olla merkittävä ongelma. Korkeiden pystyseiniä

eristerappauksessa käytettävän kivivillan tiheys on 0.075, joka olisi todennäköisesti riittävä tiheys sepeliin sekoitettavalle kivivillalle.

Yhteenveto

Tämä tutkimus on konkreettinen alustava ehdotus edullisen ja korkean sähkön palautushyötysuhteen omaavan PTES- laitoksen toteuttamiseksi. Tärkeimmät tässä esitetyt innovaatiot ovat:

- Suljetun kaksisuuntaisen Braytonin syklin yhdistäminen massiiviseen sepelistä tehtyyn paineistettuun lämpövarastoon
- Lämpövaraston rakentaminen hyvin edullisella avolouhostekniikalla
- Lämpötilan vaihteluita hyvin kestävästä ultramafisesta ja mafisesta kiviaineksen käyttäminen
- Varaston lämpöeristyksen toteutus varaston suurta painetta ja lämpötilaa kestäväällä sepelin ja kivivillan tai sepelin ja biohiilen 50/50 seoksella
- Kuumen varasto-osan paine-eristyksen tekninen toteutus sepelin lämpöliikkeeseen mukautuvalla hiilettömällä pehmeällä teräksellä. Viileämmässä reunaosassa voidaan käyttää alumiinisepeä, teknistä kumia tai bitumia.
- Laitoksen turbiini- ja kompressorilaitteiden korkeapainevaiheiden optimointi niiden teoreettiselle ylärajalle sisäkkäisillä putkiakseleilla, jolloin kussakin vaiheella voidaan käyttää parasta mahdollista kerrosnopeutta ja geometriaa. Akselin suunnassa säädettävät putkiakselit mahdollistavat aktiivisen karkivälikontrollin ja optimaalisen roottorin tyven ja kärjen säteen suhteen myös korkeapainevaiheissa.

Kaikki edellä mainitut kohdat on ohjelmallisesti mallintamalla todettu teknisesti mahdollisiksi toteuttaa, ja arvioitu kustannuksiltaan erittäin edullisiksi verrattuna muihin kausisähkön varastointitapoihin. Mallinnuksessa on pyritty huomioimaan mahdollisimman totuudenmukaisesti muissa tutkimuksissa todetut materiaalien ominaisuudet, mallintamiseen liittyvät fysikaaliset kaavat, tunnetut tekniset rajoitteet sekä vastaavien laitteiden ja käytettyjen työvaiheiden kustannukset.

Satojen megawattien moottorigeneraattorit ja voimalaitostehoihin räätälöidyt tyhjiövaihteistot ovat olemassa olevaa kaupallista tekniikkaa, jotka pienin muutoksin voidaan sovittaa PTES-laitokseen. Laitoksen säätöjärjestelmä olisi periaatteessa yhdistelmä kaasuvoimalaitosten ja pumppuvoimaloiden järjestelmistä täydennettynä painesuhteen ennakoivalla säädöllä ja aktiivisella karkivälikontrollilla.

Jos tässä esitetty sähkövarasto osoittautuu teknisesti toteuttamiskelpoiseksi, ja sen alustava hinta-arvio edes suunnilleen paikkansa pitäväksi, sen globaalit vaikutukset olisivat mullistavat energiasektorilla. Aurinkokennot ja tuulivoima jo nyt tuottavat vähintäänkin useita senttejä/kWh edullisempaa sähköä verrattuna sähköntuotantoon fossiililla polttoaineilla. Jos niiden tuotantohuippujen aikana tuotettu lähes ilmainen sähkö pystytään pitkäaikaisvarastoimaan noin 3–4 sentin marginaalilla, niin tällöin fossiilienergiaan perustuva sähköntuotanto muuttuu kannattamattomaksi melkein kaikkialla. Lisäksi ympäri vuoden edullinen sähkö nopeuttaisi hiili-, kaasu- ja öljylämmityksen korvaamista lämpöpumpuilla. Nämä yhdessä tekisivät globaalista hiilineutraalisuustavoitteen toteutumisesta vuonna 2050 täysin mahdollisen. Globaalilla tasolla taloudelliset näkökohdat ja poliittiset realiteetit ovat määrittäneet fossiilisten polttoaineiden käytön ja niiden hiilipäästöjen jatkuvan kasvun sähköntuotannossa. Ainoa varmasti toimiva tapa luopua fossiilisten polttoaineiden käytöstä, on tehdä niiden käyttö taloudellisesti kannattamattomaksi.