**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 sykli[[1]](#footnote-1). Konseptista käytetään tieteellisessä kirjallisuudessa lyhennettä PTES eli Pumped Thermal Energy Store.

Varastoon ladataan sähköenergiaa käänteisellä Braytonin syklillä, joka toimii samalla periaatteella kuin lämpöpumppu. Siinä pääkompressori lämmittää alapainevaraston yläosaan varastoidun kuuman jätekaasun paineistamalla sen tulikuumaksi yläpäinevaraston 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 alaosasta olevaa kaasua takaisin yläpainevaraston pohjalle. Kompressorin tekemä työ on suoraan verrannollinen sisään tulevan kaasun absoluuttiseen lämpötilaan, joten purkusyklin hyötysuhde maksimoidaan pitämällä kaasun lämpötila mahdollisimman lähellä kastepistettä.

Turbiinista ja kompressorista purkautuva kaasu virtaa varastojen sepelikerrosten läpi samalla joko kuumentuen tai jäähtyen varaston ylä- tai alaosan kiviaineksen lämpötilaan. Siten sepeli 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 jäähdytettävä 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 kuumakompressori ja -turbiini voivat jakaa saman alapaineputkiston ja jakokanavat. Samalla on kuitenkin hieman lisättävä kylmäpuolen jäähdytystä, koska pääturbiinin ohella kasvaa myös sen vastinparin eli kylmäkompressorin painesuhde ja sen tuottama hukkalämpö.

Varaston kapasiteettia rajoittaa se, että ajokaasun ominaislämpökapasiteetti on lähes vakio eri lämpötiloissa, kun taas kiinteiden aineiden ominaislämpökapasiteetti pienenee nollaan lähestyttäessä absoluuttista nollapistettä. Täten kastepisteessä olevan kaasun kylmän varastointi vaatii moninkertaisesti enemmän kiviainesta kuin kuuman kaasun varastointi. Kiinteiden aineiden ominaislämpökapasiteettien riippuvuutta lämpötilasta kuvaa parhaiten Debyen malli[[2]](#footnote-2). Siinä kiinteän aineen ominaislämpökapasiteetti riippuu mittauslämpötilan ja aineen Debye-lämpötilan suhteesta. Siten aine varastoi kylmää suhteessa sitä paremmin, mitä alhaisempi on sen Debye-lämpötila. Kivimineraalien Debye-lämpötilat ovat 500–1000 K välillä, joten ne varastoivat varsin huonosti kryogenistä kylmää verrattuna esimerkiksi jäähän, jonka Debye-lämpötila on alle 300 K jään lämpötila ollessa 100 K alapuolella. Edellä tullaan osoittamaan, että huolimatta Debyen mallin asettamista rajoitteista, varaston teoreettisestä maksimikapasiteetista voidaan hyödyntää yli puolet, kun kastepisteessä olevan kaasun kylmä varastoidaan sepelin ohella myös murskattuun jäähän.

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 ominaispaino 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 partikkelien 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 kuuman 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 tuottoprosentti.

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 cycle[[3]](#footnote-3) 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 McTiguen johdolla on kartoitettu PTES hankkeiden toteutettavuutta[[4]](#footnote-4) [[5]](#footnote-5) Yhdysvaltain energiaministeriön rahoituksella. Tutkijat katsoivat 75 % palautushyötysuhteen olevan saavutettavissa superkriittisellä hiilidioksidilla, kun lämpö varastoidaan ruokasuolaan[[6]](#footnote-6). PTES ratkaisujen teknistaloudellinen vertailua on tutkittu myös eräässä toisessa tutkimuksessa[[7]](#footnote-7), 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 saman aikaisesti 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 kaksi kertaluokkaa akkuvarastoja pienemmät varastointikustannukset/kWh. Energiavaraston suunnitteluohjelman oletusparametrit tuottavat varauskapasiteetiltaan 935 GWh:n ja purkuteholtaan 1276 MW:n energiavaraston. Varastokapasiteetin yksikkökustannukseksi saadaan 30 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 tällöin verkosta ladatusta sähköstä saataisiin parhaimmillaan 88 % takaisin sähkönä, kun korkeapainevaraston ylälämpötila on 900 °C, ja huomioidaan myös jäähdytyksen 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*[[8]](#footnote-8)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 mapped[[9]](#footnote-9) [[10]](#footnote-10)With 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 [[11]](#footnote-11). The technical economic comparison of PTES solutions has also been studied in another study [[12]](#footnote-12), 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.

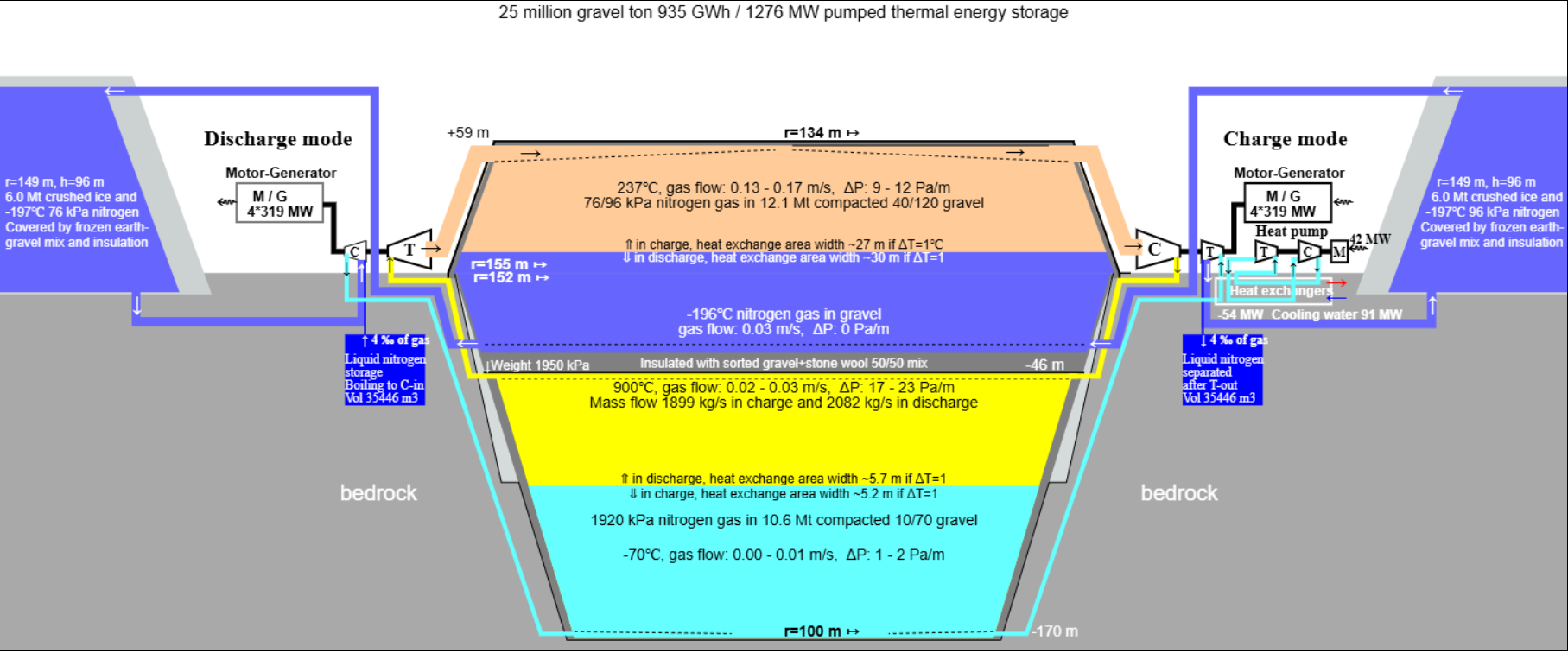
The lower pressure to be used, the ratio of lower and high-pressure, the porosity of the gavel, the specific gravity of the gravel and the steepness of the open pit wall determine the smallest possible size of the energy storage. However, with energy storages of less than ten million gravel tons, various 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, 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, 28,5 miljoonaa tonnia, vastaa Yaran Siilijärven fosfaattikaivoksen vuosittaista louhintamäärää (noin 20–30 miljoonaa tonnia)[[13]](#footnote-13). 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 louhintakustannukseksi on tässä arvioitu 12 euroa/m3, mikä on tämän kokoluokan avolouhosten keskimääräinen louhintakustannus. Kryogenisen kylmän varastointikapasiteetin kaksinkertaistava murskatusta jäästä tehty kylmävarasto on kuvassa selkeyden vuoksi kahdennettu kuvan molemmille puolille.



Kuva 1. Energiavaraston poikkileikkaus ja toimintaperiaate

Kuvassa avolouhoksen kauttaaltaan lujitetun seinämän jyrkkyys (harmaat 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 1920 kPa, alapaine lataustilassa 96 kPa ja purkutilassa 76 kPa. Tällöin saadaan sähkön palautushyötysuhteeksi 88,3 %, kun huomioidaan kylmäpuolen jäähdytystyö 8,2 %, tyhjiövaihteistojen häviöt 2,0 % ja generaattorien häviöt 1,9 %. Ylälämmöksi oletusarvo on 900 °C, koska silloin kompressorien ja turbiinien yläpaineessa toimivien roottorilapojen jäähdytystarve on vielä varsin vähäinen, ja korkeapainevaraston parhaiten soveltuvien mafisten ja ultramafisten sepeleiden pitkäaikainen käytettävyys riittävän hyvä.

Selkeyden vuoksi varaus ja purku sekä erillinen jäävarasto ovat 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 keskimääräistä purku- ja lataustehoa voidaan säätää muuttamalla ylemmän alapainevaraston painesuhdetta ja kylmäpuolen turbolaitteiden väliaikainen irrottaminen verkosta mahdollistaa jopa 263 MW purku- tai lataustehon välittömän lisäyksen.

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.

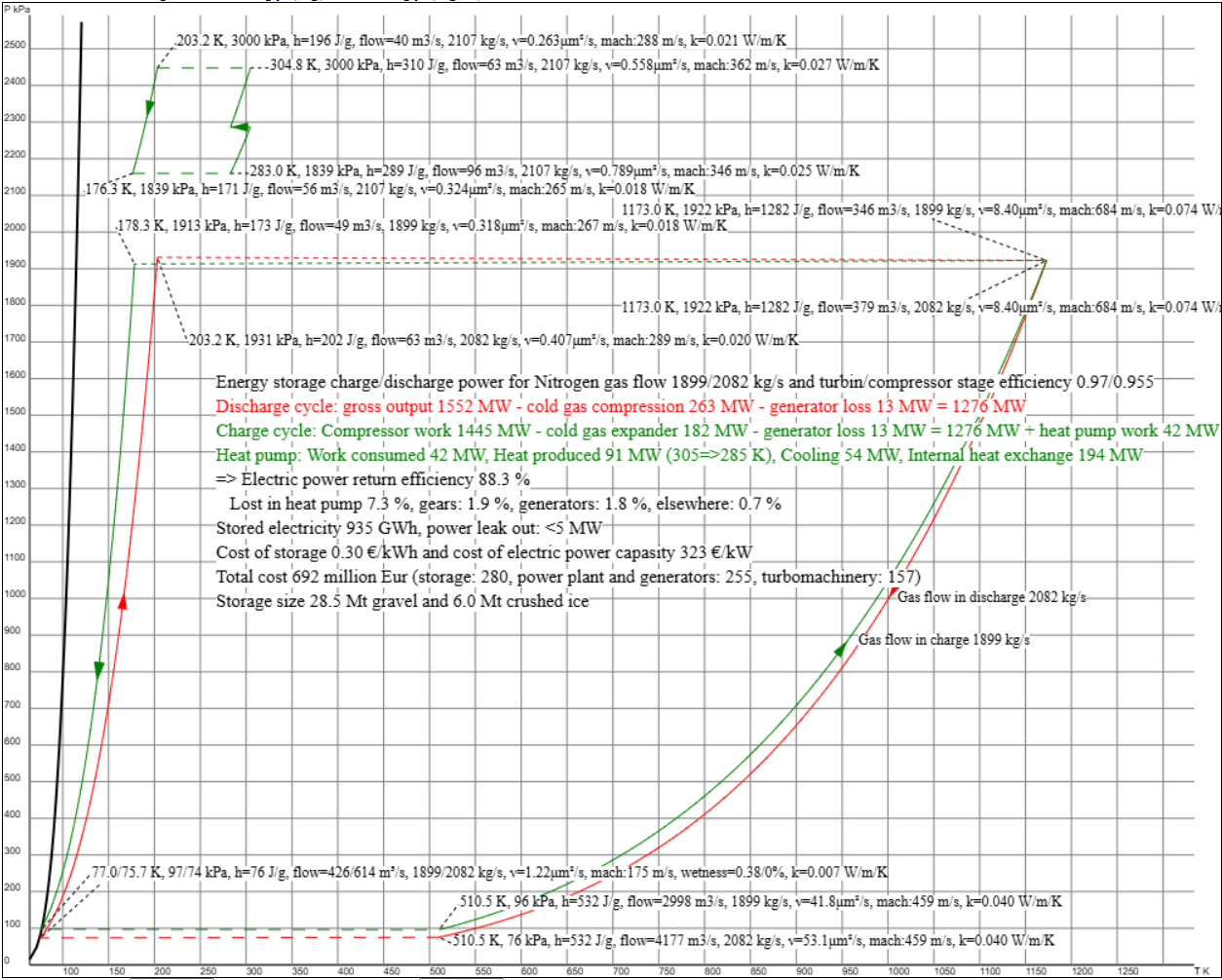
Kuvassa mustilla viivoilla on kuvattu kaasutiiviit rajat, jotka kuvassa on yhteen hitsattu teräs- tai alumiinilevy, injektoitu kallio tai jopa maalämpöputkistolla jäädytetty kallio. Kiviaineksen lämpölaajenemisen ja supistumisen aiheuttama pumppaus saattaa levittää maanpinnan yläpuolista osaa vähitellen useita metrejä, joten teräslevyssä on oltava pystysuuntaiset joustavat taitokset. Yläpainevaraston ylälämpötilassa sen yläpuolinen teräslevy muuttuu pehmeäksi ympäröivän sepelin mukana venyväksi ja kutistuvaksi pinnaksi. Yläpainesäiliön kaasutiiviys 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 mikrometrejä[[14]](#footnote-14), 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 molemmin 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 biohilli, 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 lämpötilan[[15]](#footnote-15). Puhalluskivivillan 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/m3. Muovisäkeissä myytävän puhalluskivivillan veroton rautakauppahinta on noin 1,6 euroa/kg, mutta tuhansien tonnien irtokivivillan tehdashinta on luultavasti alle 500 euroa/tonni, jolloin 50/50 sepelikivivillan eristeen kuutiohinnaksi tulisi noin 18 euroa/m3 tai 36 euroa/m3, jos kivivillan tiheys kaksinkertaistetaan konvektion takia. Tuolla tiheydellä kivivillan U-arvo on 0.033 W/mK, mutta korkean lämpötilan eristeenä se saattaa toimia huonommin 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 läpäisynopeuteen.

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 pienentyessä, joten siksi yläpainesäiliössä käytetään hienompaa sepeliä. Toisaalta kaasun virtausvastus kasvaa hyvin nopeasti sepelin alajakeen pienentyessä, 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 lataussykli 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, sähkön palautushyötysuhde sekä ohjelmassa annettujen yksikköhintojen mukaan laskettu hinta-arvio. Ohjelman yksikkökustannusten oletusarvot perustuvat vastaavien työvaiheiden ja laitteistojen yleisiin hinta-arvioihin.

**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 jäähdytyssyklien seurauksena ei saa haitata laitoksen toimintaa sen suunnitellun käyttöiän aikana.

**Kuuman korkeapainevaraston kiviaines**

Korkeapainevaraston kiviaineksen tulisi kestää vähintäänkin useita kymmeniä hyvin hitaasti tapahtuvia kuumennuksia ja jäähdytyksiä korkeapainevaraston ylä- ja alalämpötilan 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 mikrohalkeamia[[16]](#footnote-16) 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*[[17]](#footnote-17)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*[[18]](#footnote-18) verrattiin diabaasin, graniitin ja kahden kvartsiittiliuskeen lujuusominaisuuksia kuumennuksen ja jäähdytyksen jälkeen. Mielenkiintoista tuossa tutkimuksessa on graniitin puristuslujuuden lähes täydellinen katoaminen 1100 °C asteen lämpötilassa. Syynä lienee graniitin toisen päämineraalin kalimaasälvän sulaminen ja lasittuminen. Tuossa tutkimuksessa diabaasi säilytti vertailussa parhaiten alkuperäisen puristuslujuutensa.

Samaan johtopäätökseen on päädytty myös suomalaisissa saunan kiuaskivien testeissä[[19]](#footnote-19). 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 Wikipediasta[[20]](#footnote-20).

A diagram of minerals and minerals

Description automatically generated

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

Myös mafisten ja ultramafisten kivien ominaisuudet vaihtelevat. Vasemmalla Bowenin reaktiosarja jakaa magmakivilajit pääluokkiin magmapurkauksien kiteytymislämpötilan mukaan. Oikealla ne on luokitettu piidioksidin pitoisuuden mukaan. Mafisten kivien piidioksidin (SiO2) pitoisuuden ylärajana pidetään 52 % ja ultramafisten 45 %. Kuvassa kunkin kivilajin päämineraalien osuudet ovat pystyjanalla. Puhdasta kvartsia lukuun ottamatta kivien 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 astetta[[21]](#footnote-21). Mafisille kivilajeille on tyypillistä tumma väri, emäksisyys, pintakivilajeja suurempi tiheys ja siten myös suurempi tilavuuden ominaislämpökapasiteetti.

Tarkemassa QFPA-luokituksessa[[22]](#footnote-22) kivilajit on luokiteltu neljän päämineraalin keskinäisten liukuvien prosenttiosuuksien perusteella, ja ultramafiset kivet vielä erikseen kolmen[[23]](#footnote-23)päämineraalin perusteella. Siten myös niin sanottujen puhtaiden kivilajien ominaisuudet ja sulamispisteet riippuvat niiden mineraalien keskinäisestä jakaumasta sekä muista epäpuhtauksista. Kivilajien sisältämät mineraalit ensin pehmenevät ja 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 oliviini sekä mafiset plagioklaasit ja pyrokseenit omaavat korkeat sulamispisteet. Plagioklaasi[[24]](#footnote-24) koostuu kahdesta ja pyrokseeni[[25]](#footnote-25) 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* tiivistelmässä[[26]](#footnote-26) 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 Luvialla[[27]](#footnote-27), joka kuuluu eteläisen Satakunnan diabaasijuonteiden alueeseen. Myös Keminmaalta Kemin intruusiosta on louhittu kiuaskiviä kuten oliviinidiabaasia ja peridotiittiserpentiiniä. Mustan graniitin kauppanimellä myytävää hyvin tummaa diabaasia ja gabroa louhintaan useilla luonnonkivilouhimoilla Keski- ja Itä-Suomessa. Mäntyharjulla on Suomen ainoa tunnettu puhtaan oliviinin esiintymä[[28]](#footnote-28), josta myös louhitaan saunakiveä. Sieltä louhitun oliviinin sulamislämpötilaksi on mitattu Teknisessä korkeakoulussa 1350 °C[[29]](#footnote-29). Myös sarvivälkkeen (Amphibolite[[30]](#footnote-30)) mafinen kalsiumia sisältävä alatyyppi kestää 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 kivestä voidaan myydä saunakivenä. Luonnonkivilouhimoilla kalliosta leikataan useamman kuution emokiviä, joten niissä mafisten kivien hukkaprosentti on vielä tätäkin suurempi[[31]](#footnote-31). Korkea hukkaprosentti johtuu siitä, että mafiset esiintymät ovat kerroksellisia ja/tai juonisia, osittain tai kokonaan muuntuneita ja ne saattavat olla sekoittuneita toisiin mafisiin tai intermediaarisiin kerrostumiin kuten dioriittiin. Eräs tyypillinen 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.

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.

A diagram of a type of structure

Description automatically generated with medium confidence

Edellä mainittu Kemin intruusio on hyvä esimerkki ultramafisen esiintymän geologiasta. Siitä on hyvä kuvaus Alan Forsmanin Progradu tutkielmassa[[32]](#footnote-32), 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 pohjamineraaleja kuten peridotiittia, oliviinia, 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 intermediäärisillä 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 kiuaskivilouhimo. Myös keskellä oleva muuntumaton gabrovyöhyke 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 työturvallisuussuositusten. Asbestipitoisuus ei kuitenkaan ole todettu olleen merkittävä ongelma kyseisten esiintymien hyödyntämisessä[[33]](#footnote-33).

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 kvartsiitin sulamispiste on yli 1700 °C, mutta 1400 °C lienee käytännössä kvartsiitin ylin käyttölämpötila, koska sen yläpuolella tapahtuu seuraava merkittävä myös kuivissa olosuhteissa tapahtuva kvartsin kiderakenteen ja tilavuuden muutos. Suomessa puhtaita kvartsiittiesiintymiä löytynee 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 rautaoksideilla.[[34]](#footnote-34)

**Sepelin lujuusvaatimukset**

Sepeli alkaa puristumaan kasaan, kun sen pistekuorman puristuslujuus ylittyy. Pistekuormitustestin puristuslujuuden katsotaan olevan yleensä 5 % ehjän kiven puristuslujuudesta[[35]](#footnote-35). Siten jos kiviaineksen puristuslujuus on 200 MPa, niin sen maksimi pistekuorma on 10 MPa. Edellä mainittujen lähteiden perusteella toistuvien kuumennus- ja jäähdytyssyklien jälkeen mafisten kivien pistekuormitustestin puristuslujuus saattaa laskea noin puoleen eli 5 MPa:iin. Koska kuuman 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 kestävän 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 eristesepelin 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 käyttöiän aikana.

Basaltin, gabron ja diabaasin lämpölaajenemiskertoimeksi ilmoitetaan 5.4±1 10-6 m/K[[36]](#footnote-36). Yläpainevaraston simuloinnin mukaan tyhjän ja täyden varaston kiviaineksen keskimääräinen lämpötilaero olisi noin 500 °C, joten kiviaineksen tilavuuden muutos olisi korkeintaan 0,8 %. Koska varastoa ympäröivä kallio ei jousta, sepelin lämpölaajeneminen tapahtuisi ylöspäin, jolloin varaston yläosa voisi nousta 1 metrin varaston ollessa täydessä varaustilassa. Osa lämpölaajenemisesta kuitenkin vain tiivistää sepeliä. 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 louhitussa 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 alapäin, 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\*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. Jyrkähköjen sivuseinien sortuminen voidaan estää joustavan teräspinnan ohella myös reunasepeliin vaakatasoon sijoitetuilla raudoitusverkoilla, ja käyttämällä reunoilla karkeampaa kiveä. Lisäksi ilmanpaine puristaa alapainevaraston seiniä sisäänpäin erityisesti purkuvaiheessa, kun lämpöliike työntää sepeliä ulospäin. Mahdollisten tukirakenteiden tulee olla korkealuokkaista kylmää kestävää 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 pystyseinien ja katon yhtenäisen teräspinnan välissä tulee olla joko kahteen suuntaan venyvä teräsjousilla 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. Vaakasuunnassa vetolujuutta voitaisiin parantaa joustavalla kuiduilla. Lisäksi rakennetta voidaan vahvistaa ulkopuolisella maavallilla, mutta tällöin on otettava huomioon, että rakenne ei saa jäähtyä tai kuumentua 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 alumiinin 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 alumiinin 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 alajakeen tulee olla riittävän hienoa, jotta pehmeä metalli tai kumi ei puristu hallitsemattomasti sepelin sisään. Paine-eristyksen kohdalla kallioseinämä 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 lämpötilassa[[37]](#footnote-37). Metrin paksuisen varmistuskerroksen läpäisevyys saattaa parhaimmillaan olla jopa pienempi kuin muutaman millin teräslevyllä[[38]](#footnote-38). 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 kallioseinien 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 jäädyttämällä se pohjaveden pinnan alapuolella. Näin voidaan joutua tekemään myös silloin, jos varaston läpäisee aktiivinen kallion liikuntasauma, 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 jäähdytystehon 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.

**Erillisen jäämurskeesta tehdyn kylmäpainevaraston rakenne ja toteutus**

Varaston toimintaa simuloimalla on voitu todeta, että energiavaraston kapasiteetti yli kaksinkertaistuu, kun varsinaisen alapainevaraston jatkeeksi liitetään erillinen jäämurskeesta tehty kylmävarasto, joka on tilavuudeltaan suunnilleen samankokoinen mutta painoltaan puolet verrattuna sepelistä tehtyyn varsinaiseen alapainevarastoon. Jääkiteen murtolujuus näyttää kasvavan lähes lineaarisesti lämpötilan alentuessa.XXX

Varaston yläosassa jäämurskeen ylin lämpötila on simuloinnissa 262 K ja pohjalla 79 K ja niiden välissä lämpötilan nousu vähitellen nopeutuu lähestyttäessä pintaa.

**Energiavaraston simulointi- ja suunnitteluohjelma**

Energiavaraston simulointi ja suunnitteluohjelma on selaimessa toimiva julkisen Coolprop (<http://coolprop.org/>) termodynamiikkakirjaston JavaScript sovituksen päälle tehty tutkimuksen ja suunnittelun apuväline. Kaikki oleelliset energiavaraston rakentamiseen, 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.

Ohjelma on julkaistu osoitteessa <https://anttisaarenheimo.github.io/>.

**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 (T1, P1, h1, s1) ja lopputila vaiheen jälkeen (T2, P2, h2, s2). 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:

P2 = PropsSI('P', 'H', h1+ Δh \* η, 'S', s1, ‘Nitrogen’)

h2 = h1 + Δh

T2 = PropsSI('T', 'H', h2, 'P', P2, ‘Nitrogen’)

s2 = PropsSI('S', 'H', h2, 'P', P2, ‘Nitrogen’)

Kompressorin tapauksessa Δh on järjestelmään tuotu työ, joka hyötysuhteen määrittämällä osalla nostaa painetta. Turbiinin tapauksessa Δh \* η on paineen laskun seurauksena järjestelmästä poistettu negatiivinen yhden vaiheen tuottama työ, kun taas (1- η)\*Δh 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/η alkaen sen loppupaineesta ja lämpötilasta.

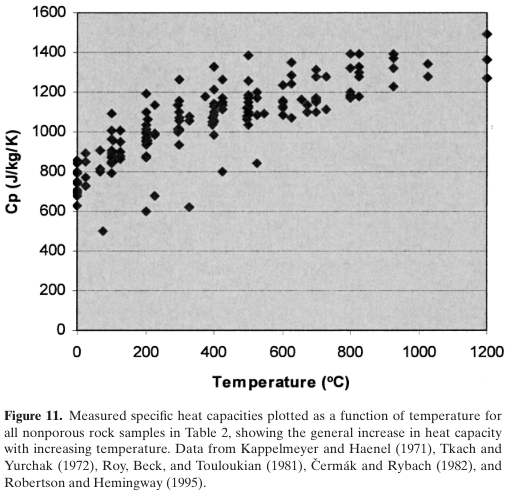
**Energiavaraston mittasuhteiden laskenta**

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 energiavaraston 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 Rocks[[39]](#footnote-39).

A graph of a temperature

Description automatically generated

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 eristesepelin 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 nopeampaa[[40]](#footnote-40). 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 mahdottomaksi ratkaisun tavallisena yhtälönä. Energiavaraston tulee täyttää seuraavat vaatimukset:

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>). 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, hitsaussaumat ja venttiilit lisäävät kukin putken aiheuttamaa paineen pudotusta, joten se lienee 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 seminaariesitelmä[[41]](#footnote-41). 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 selvyys, 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: ΔP/L = μ/k \* ν + c/k \* ν2, jossa ΔP on paineen muutos (Pa), L matka (m), μ viskositeetti (Pa\*s), sepelin mitattu k permeabiliteetti (m2), ν 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 yhtälöä[[42]](#footnote-42):

ΔP/L=v\*(150\* μ/Dp2)\*(1-n)2/n3+v2\*(1.75\*ρ/Dp)\*(1-n)/n3 , jossa Dp 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 keskipakoisvoimasta sekä kaasun työntämisen ja paine-eron aiheuttamasta väännöstä. Keskipakoisvoiman aiheuttama vetojännitys riippuu pelkästään lavan massan jakautumisesta sen pituussuunnassa, joten vääntömomentti määrittää lavan paksuuden. Keskipakoisvoiman 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 keskipakoisvoiman aiheuttaman jännityksen.

Lähteen[[43]](#footnote-43) viimeisen sivun mukaan roottorin pyörivään lapaan kohdistuva keskipakoisvoima on σct = 0.5 \* ρb \* Ut2 \* K \* (1-b2), jossa ρb on materiaalin tiheys, Ut roottorin kärjen pyörimisnopeus, b roottorin tyven ja kärjen säteiden suhde. Kerroin K lasketaan kaavalla K=1 – (1 – d) \* (2 – b – b2) / (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 Wikipedian[[44]](#footnote-44) nelikulmaisen särmiön kaavalla S = b \* t2/6, jossa t on kappaleen paksuus ja b leveys. Taivutusvastus siis kasvaa paksuuden toiseen potenssiin. Maksimi vääntömomentti on My = S \* σy, jossa on σy suurin sallittu vetojännitys.

Roottorin lapaa vääntävä voima saadaan olettamalla, että kompressorivaiheen sekunnissa tekemä työ W muuttuisi kokonaisuudessaan kaasun liike-energiaksi, jolloin kaasun nopeudeksi saataisiin v2 = sqrt(2 \* W/m + v12)). Siitä taas saadaan kiihtyvyys a=(v2-v1)/1 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 105[[45]](#footnote-45) seoksen ja 3000 tunnin huoltovälin mukaan. Kylmälaitteiden ensimmäisissä alapainevaiheissa voidaan mahdollisesti käyttää nikkelipitoisia austeniittisia korkealujuusteräksiä kuten Maraging terästä[[46]](#footnote-46), 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 lämpötiloja[[47]](#footnote-47), 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 laskiessa[[48]](#footnote-48). 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.

**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 typellä 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 jäähdytystyö 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 typpeen 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 vetypelkistyminen (Fe2O3 + 3 H2 → 2 Fe + 3 H2O) tapahtuu noin 800 °C lämpötilassa[[49]](#footnote-49), ja yhden hematiittitonnin pelkistämiseen kuluu noin 54 kg vetykaasua. Pelkistyksen 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 vetykompressorikonseptin[[50]](#footnote-50). 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 kompressori- ja turbiinitekniikalle verrattuna ilmaan tai typpeen.

Vedyn kolmas ongelma on sen eristämisen vaikeus. Mikään metalliseos ei sovellus 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.

**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 reliability[[51]](#footnote-51).

Energiavaraston kannalta mielenkiintoisimpia ovat Voitin 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 induktioon[[52]](#footnote-52) että taajuusmuuttajaan perustuvia asynkronisia moottorigeneraattoreita.

Asynkronisten moottorigeneraattorien etuna on niiden tehon säädettävyys ja itsestään käynnistyminen. Suuret synkroniset moottorit ja moottorigeneraattorit tarvitsevat aina joko ulkoisen tai integroidun käynnistysjärjestelmän tai useimmiten niiden molempien yhdistelmän[[53]](#footnote-53). 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 %[[54]](#footnote-54). 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 käyttötaajuutta[[55]](#footnote-55).

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 yhdistelmää[[56]](#footnote-56). Siksi vesivoiman pumppuvoimaloiden moottorigeneraattoreita ei voida käyttää sellaisenaan lämpöön perustuvissa kaasun pumppuvoimaloissa, mutta niiden tekniset ratkaisut ovat sinne suoraan sovellettavissa.

**Nykyisten kaasuturbiinivoimaloiden turbiini- ja kompressoritekniikka**

Wikipedian mukaan aksiaalikompressorien[[57]](#footnote-57) 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 vaiheella[[58]](#footnote-58). Kiinalainen tutkimusryhmä pystyi parantamaan erään vanhan kaasuturbiinimallin kompressorin alkupään vaiheen hyötysuhdetta CFD- mallinnuksella 95 %:iin, ja samalla saavuttaa 1.5[[59]](#footnote-59) 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 dollaria[[60]](#footnote-60). Jos energiavaraston kompressorin ja turbiinin osuuden oletetaan olevan esimerkiksi 60 % yksinkertaisen kaasuturbiinipaketin kokonaishinnasta, niin tällöin kompressori- ja turbiinitehon hinnaksi saataisiin 35 $/kWh.

Kaasuturbiinivoimalan palotila ja voimansiirto asettavat teknisiä reunaehtoja sen kompressorin ja turbiinin suunnittelulle, jotka eivät ole rajoitteena silloin kun suunnitellaan erillinen suuritehokompressori tai pääosin ilman jäähdytystä toimiva turbiini. Suurten kaasuturbiinivoimaloiden kompressori 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 ilmajäähdytystekniikan 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 kaasuturbiinivoimalan kokonaishyötysuhteen, minkä perusteella ei voida päätellä laitoksen kompressori- tai turbiiniyksikön hyötysuhdetta.

Turbiinien ja kompressorien roottorin lavoissa käytettävien tavallisten nikkeliseosten vetolujuus alkaa laskea yleensä nopeasti 650 °C asteen yläpuolella, ja on kadonnut useimmilla seoksilla täysin viimeistään 1000 °C asteessa[[61]](#footnote-61). 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.

**Aksiaalikompressori- 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[[62]](#footnote-62) 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.

A chart of different colors

Description automatically generated

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 prosentin 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\*105, 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 dynaamisela viskositeetillä (viskositeetti/tiheys). Profiilihäviöt eivät enää merkittävästi alene Reynoldsin luvun ylittäessä 106.

A graph of a graph

Description automatically generated A graph of loss of a curve

Description automatically generated with medium confidence

Yllä olevassa kuvassa on profiilihäviöiden suhde Reynoldsin lukuun tutkimuksen THE EFFECT OF ASPECT RATIO ON COMPRESSOR PERFORMANCE[[63]](#footnote-63) 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 Reh on vakio 5.5\*105. Kuvan Reynoldsin luku Reh 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 Rec pienenee arvosta 9.2\*105 arvoon 2.25\*105. Kuvassa optimi lavan muotosuhde AR=1.15 löytyy keskeltä, jossa Rec on 4.3\*105 eli silloin laminaarit virtauspinnat ovat alkaneet lisäämään profiilihäviöitä.

Kärkivuodon ohella kompressorin reunahäviöt johtuvat sisä- ja ulkoreunalla olevasta hitaan virtauksen alueesta[[64]](#footnote-64), 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.

A diagram of a graph

Description automatically generated A diagram of a graph

Description automatically generated with medium confidence

Kun kompressorin tai turbiinin häviöt optimoidaan mahdollisimman pieniksi, vaiheen hyötysuhde voidaan laskea sen kuormitus- ja virtauskertoimista. Kuormituskerroin (stage loading coefficient) lasketaan kaavalla ψ= Δh/U2, jossa Δh on kaasun entalpian muutos J/kg ja U roottorin kärjen kehänopeus m/s. Virtauskertoimen (flow coefficient) kaava on φ=Vx/U, jossa Vx 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 MW[[65]](#footnote-65). 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 käännyttävä 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 lämpötilaa[[66]](#footnote-66). 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 häviötä 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 kuuman 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 kuuman kaasun putket olisi eristettävä sisäpuolelta ja mahdollisesti myös jäähdytettävä.

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 suurusluokka. Tuollaisen jäähdytyslaitteiston listahinta on noin 10 miljoonan euroa[[67]](#footnote-67). 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 kaasu nesteytetään erilliseen paineentasaussäiliöön, jotta se ei kiehuisi alemmassa paineessa takaisin kaasuksi. Nesteen erottaminen voisi tapahtua ohjaamalla kylmäturbiinista ulos tullut noin 4 ‰ märkä kaasu riittävän hitaalla nopeudella esimerkiksi kondensoivan kuitukerroksen läpi. Samalla nesteytyy myös kaikki happi ja muut kaasut, jota typen 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. Paine-erolla voidaan myös säätää pääturbiinin ja kompressorin teho vastaamaan myydyn tai ostetun sähkön määrää.

**Sähköenergiavarastoon optimoitu kompressori- 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 optimialueelle, mutta kuitenkin materiaalitekniikan asettamissa puitteissa.

A diagram of a flow graph

Description automatically generated

Kuva 5. Kuumakompressorin vaiheiden sijoittuminen Smithin diagrammiin.

Optimoinnin mahdollistaa se, että korkean hyötysuhteen omaavalla tyhjiövaihteistolla[[68]](#footnote-68) kompressorin ja turbiinin kuhunkin vaiheiseen 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 pääkompressori. Sen teho on jaettu tasan vaiheiden välillä, jotta alusta loppuun voidaan pitää sama optimaalinen 0.65 tyven ja kärjen suhde. Myös roottorin lavan vääntömomentin aiheuttama jännitys pidetään samana kaikilla vaiheilla kasvattamalla lavan paksuutta loppua kohden. Roottorin lavan paineeton puoli kompensoi keskipakoisvoiman vaikutuksen.

Simulointiohjelmassa asetetut muut suunnitteluparametrit ovat:

* Lavan kärjen kuormituskerroin: 0.25. Kuormituskerroin on entalpian muutos jaettuna pyörimisnopeuden toisella potenssilla eli Ψ=Δh/U2
* Lavan kärjen virtauskerroin: 0.50. Virtauskerroin on kaasun keskiakselin suuntainen nopeus jaettuna pyörimisnopeudella eli Φ=Vx/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\*2, joka on suosituksen mukainen mahdollistaen kohtalaisen laajan painealueen (surge margin) ennen kuin toiminta muuttuu epävakaaksi.
* 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 ‰. Uudemmilla nykyisin käytettävillä seoksilla on korkeammat käyttölämpötilat, pidemmät huoltovälit sekä lyhyemmät ja yksinkertaisemmat nuorennuslämpökäsittelyt.
* Identtisten laiteyksiköiden määrän oletusarvo on 4. Laitteiden lukumäärän pienentäminen neljästä skaalaa niiden mittasuhteet ja niistä suoraan 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.

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

A diagram of a kite

Description automatically generated

Kuva 6. 15 akselisen ja vaiheisen 294 MW kuumakompressorin mittasuhteet

A drawing of a crane

Description automatically generated with medium confidence

Kuva 7. Kuumakompressori sekä sen vaihteisto ja vaihe 14 suurennettuna. Punaiset ja harmaat pyörivät, runko on musta

Ylemmässä kuvassa on suunnitteluohjelman piirtämä periaatekuva pääkompressorista. Kuvissa runko ja siihen kiinnitetyt staattorit ovat mustia. Putkiakselien kierrosnopeudella pyörivät roottorit ja niiden kiinnitykset kuvassa vuorotellen punaisena ja harmaana. Alemmassa kuvassa vasemmalla on suurennettuna kompressoriyksikön 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 molemmin puolin kuluvat samaan tasoon. Aktiivinen kärkivälikontrolli mahdollistaa roottorien ja staattorien lapojen kärkivälin säätämisen vakaassa toimintatilassa millimetrin murto-osaan, jolloin kärkivälivuoto katoaa melkein kokonaan, ja vaiheiden hyötysuhteet nousevat 1–5 % prosenttia. Suurin hyöty saavutetaan viimeisissä korkeapainevaiheissa, joissa kärkivälivuodon aiheuttaman häviöiden osuus saattaa nousta yli 50 %:iin. Aktiivista kärkivälikontrollia[[69]](#footnote-69) 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 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 | | 19.9 | |  |
| **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 tyvessä. 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 tyvessä, ja vastakkaisella puolella se muuttuu puristuksesi, 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 suuntajäykistetystä 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. Suuntajäykistetyn 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 julkaisemia[[70]](#footnote-70). Lockheed Martinin MAR-M 200 DS (Directionally Solified) seoksesta tehdyn roottorilavan pitkäaikainen maksimijännitys on vielä 800 °C asteessa parempi kuin Nimonic 105 seoksella 650 °C asteessa[[71]](#footnote-71).  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 grafiittihiilikutukomposiittien vetolujuus on kuitenkin ollut vain noin 300 MPa[[72]](#footnote-72). Hiilikuitusäikeiden vetolujuus on 900 GPa[[73]](#footnote-73), joten periaatteessa hiilikuidun pitoisuutta ja suuntausta säätämällä voitaisiin keskittää suurin lujuus aivan lavan pintaan, mutta tällöin ongelmana olisi grafiittikomposiittien riittämätön puristuslujuus vastakkaisella pinnalla. Ti 6Al-4V hiilikuitukomposiitti on lupaavin tutkituista metallihiilikuitukomposiiteista[[74]](#footnote-74) 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 metalliseoksilla[[75]](#footnote-75). | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

**Varaston kylmäkompressori**

Kylmäkompressorin teho samalla massavirralla on alle viidesosa niiden vastinparien tehosta. Siten lapojen materiaalitekniikka asettaa se toteutukselle huomattavasti vähemmän rajoitteita. Alla on esimerkkitoteutus 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.

A diagram of a plane

Description automatically generated

Kuva 8. 11 akselin ja vaiheen 62 MW kylmäkompressori

|  |
| --- |
|  |
| **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 Rec 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 kaasutiiviin kerroksen rakentaminen, alapainevaraston maanpäällisen osan kaasutiiviiden 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 $/tonni[[76]](#footnote-76), 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 kaasuuntuvalla 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 typen 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-eristeellä[[77]](#footnote-77). Sen valmistajan ilmoittama alin käyttölämpötila on -196 °C.

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 turbulentteja, 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 sähkötuotannon 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 kompressori- ja turbiinilaitteiden teknisten parannusten toteutettavuuden arviointi ja niiden hyötysuhteiden laskeminen CFD-mallinnuksella. Mallinnuksen tulisi olla täysin parametrisoitu, jotta löydettäisiin paras optimi yksikön tehon, hyötysuhteen ja kustannuksen kannalta.
2. Yläpainevaraston kaasueristyksessä käytettävän hiilettömän pehmeän teräksen ja alumiinisepelin 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 kompressoritekniikkaan 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 kompressoriin. Painekattilan 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.

Painekattilan sepeliä voidaan puristaa pohjalta käsin joko hiilettömästä teräksestä tehdyllä paisuvalla umpiolla, joka paineistetaan toisella kompressorilla haluttuun usea kymmenen ilmakehän paineeseen. Kymmenien kuumennus- ja jäähdytyssyklien 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 kivivillasepelin ominaisuudet. Tavallisen puhallusvillan tiheydellä 0.036 konvektio saattaa olla merkittävä ongelma. Korkeiden pystyseinien 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 kestävän ultramafisen ja mafisen kiviaineksen käyttäminen
* Varaston lämpöeristyksen toteutus varaston suurta painetta ja lämpötilaa kestävällä sepelin ja kivivillan tai sepelin ja biohiilen 50/50 seoksella
* Kuuman varasto-osan paine-eristyksen tekninen toteutus sepelin lämpöliikkeeseen mukautuvalla hiilettömällä pehmeällä teräksellä. Viileämmässä reunaosassa voidaan käyttää alumiinisepeliä, teknistä kumia tai bitumia.
* Laitoksen turbiini- ja kompressorilaitteiden korkeapainevaiheiden optimointi niiden teoreettiselle ylärajalle sisäkkäisillä putkiakseleilla, jolloin kullakin vaiheella voidaan käyttää parasta mahdollista kierrosnopeutta ja geometriaa. Akselin suunnassa säädettävät putkiakselit mahdollistavat aktiivisen kärkivälikontrollin ja optimaalisen roottorin tyven ja kärjen säteen suhteen myös korkeapainevaiheilla.

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 kärkivälikontrollilla.

Jos tässä esitetty sähkövarasto osoittautuu teknisesti toteuttamiskelpoiseksi, ja sen alustava hinta-arvio edes suunnilleen paikkansa pitäviksi, sen globaalit vaikutukset olisivat mullistavat energiasektorilla. Aurinkokennot ja tuulivoima jo nyt tuottavat vähintäänkin useita senttejä/kWh edullisempaa sähköä verrattuna sähköntuotantoon fossiilisilla polttoaineilla. Jos niiden tuotantohuippujen aikana tuotettu lähes ilmainen sähkö pystytään pitkäaikaisvarastoimaan noin 3–4 sentin marginaalilla, niin tällöin fossiilienergiaan perustuva sähkötuotanto muuttuu kannattamattomaksi melkein kaikkialla. Lisäksi ympäri vuoden edullinen sähkö nopeuttaisi hiili-, kaasu- ja öljylämmityksen korvaamista lämpöpumpuilla. Nämä yhdessä tekisivät globaalista hiilineutraalisuustavoiteen 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.

Research on the design method of highly loaded helium compressor based on the physical properties

<https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/00223131.2017.1309303#d1e177>

<https://www.tandfonline.com/doi/epdf/10.1080/00223131.2017.1309303?needAccess=true>

Effect of Blade Slot Positioning Close to Blade Root on the Performance of Highly Loaded Helium Compressor

<https://www.jafmonline.net/article_2386_153795a42b1d8fd4edd28266c508e768.pdf>

Yhdistetään CES ja PTES, jossa nesteytetty ilma toimii kylmävarastona ja helium ajoaineena. Paineistus painovoimaisesti?

<https://en.wikipedia.org/wiki/Cryogenic_energy_storage>

Korkean lämpötilan roottorien kehityshanke:

<https://techxplore.com/news/2024-10-alloys-aim-boost-hydrogen-turbine.html>

Vastaava konsepti:

<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261922001623?via%3Dihub#>!

Degradation of a rock bed thermal energy storage system:

Swedish diabase: 0.9% lämpölaajeneminen -> 750 C, ominaislämpökapasiteetin melkein 20% alentuminen jatkuvassa käytössä. Tämä saattoi johtua mafisen kiven oksidoitumisesta ja ilman kosteuden aiheuttamasta oliviinin serpentoitumisesta. Ne todennäköisesti olivat osasyy havaittuun hyvin vähäiseen rapautumiseen.

<https://backend.orbit.dtu.dk/ws/portalfiles/portal/278582531/1_s2.0_S1359431122007633_main.pdf>

// Gabbro:

<https://journals.squ.edu.om/index.php/squjs/article/viewFile/455/464>

Kiinteiden aineiden ominaislämpökapasiteetti etunojassa oleva S

<https://en.wikipedia.org/wiki/Debye_model>

Sepeliin verrattua jäällä yli kaksinkertainen lämpökapasiteetti < ~-100 C, mutta jään suuri -100 C:n lämpölaajenemishuippu saattaa olla ongelma lämmönvaihdon kannalta => oltava kallion sisällä

<https://www.aanda.org/articles/aa/pdf/2004/10/aa3290.pdf>

Jään puristumislujuus on >65 MPa, -100C:y

<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0165232X15001202>

Yield strength of ice 38 MPa at 75 K, 15 MPa at 175 K => pitää muotonsa. 1 % Lämpölaajeneminen 75 -> 175 K:

<https://agupubs.onlinelibrary.wiley.com/doi/full/10.1029/2019JE006217>

<https://water.lsbu.ac.uk/water/density_anomalies.html>

Luettelee kivimineraalien cp ja cv 20 C:ssä-

“Thermal Storage and Transport Properties of Rocks, I: Heat Capacity and Latent Heat”

Riskinottamisesta:

<https://phys.org/news/2024-08-safe-risky-aversion-science.html>

TBD: Dry gravel heat top-to flow top to down: ~0.4 W/mK: <https://trepo.tuni.fi//bitstream/handle/10024/135911/Convective_heat_transfer_in_crushed.pdf?sequence=1>

Pakotettu lämmänvaihdon laskentaesimerkki: <https://www.sfu.ca/~mbahrami/ENSC%20388/Notes/Forced%20Convection.pdf>

Lämmänvaihto kaasun ja metallipellettien välillä: <https://shop.tarjomeplus.com/UploadFileEn/TPLUS_EN_4259.pdf>

”Reynolds number of gravel”

<https://acris.aalto.fi/ws/portalfiles/portal/38275982/ELEC_Ghahfarokhi_etal_Determination_of_Heat_ElCoComEng_15_1_2019_finalpublishedversion.pdf>

Sileän pinnan lämpövuoto 0 m/s olisi vain 5 W/m2K !!!

<https://www.euroturbo.eu/paper/ETC2021-509.pdf>

https://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/126079/Opinnaytetyo%20Henri%20Heikkila.pdf?sequence=1

Lujituskustannus sarjatuotantona voisi olla 200m2\*2 m (2 m pultti/m2) 2000 Eur/tv => => 10 eur/m2, pyöristys 50 eur/m2. 5 mm teräslevy + hitsaus 100 Eur/m2

https://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/126079/Opinnaytetyo%20Henri%20Heikkila.pdf?sequence=1

Open pit cost analysys: mining cost ~3$/ton for 30 Mton/year

<https://www.cruxinvestor.com/posts/analysts-notes-week-11>

Peräkkästen roottorien optimointi:

<https://techxplore.com/news/2024-08-theory-farms.html>

<https://github.com/Howland-Lab/Unified-Momentum-Model>

1. https://en.wikipedia.org/wiki/Brayton\_cycle [↑](#footnote-ref-1)
2. https://en.wikipedia.org/wiki/Debye\_model [↑](#footnote-ref-2)
3. 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. [↑](#footnote-ref-3)
4. <https://core.ac.uk/download/pdf/42338379.pdf> [↑](#footnote-ref-4)
5. https://www.researchgate.net/publication/356766772\_Techno-economic\_analysis\_of\_recuperated\_Joule-Brayton\_pumped\_thermal\_energy\_storage [↑](#footnote-ref-5)
6. <https://www.energy.gov/sites/default/files/2020/12/f81/SETO%20PTES%20Workshop%20McTigue_NREL.pdf> [↑](#footnote-ref-6)
7. https://www.mdpi.com/1996-1073/15/24/9595 [↑](#footnote-ref-7)
8. 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. [↑](#footnote-ref-8)
9. <https://core.ac.uk/download/pdf/42338379.pdf> [↑](#footnote-ref-9)
10. https://www.researchgate.net/publication/356766772\_Techno-economic\_analysis\_of\_recuperated\_Joule-Brayton\_pumped\_thermal\_energy\_storage [↑](#footnote-ref-10)
11. <https://www.energy.gov/sites/default/files/2020/12/f81/SETO%20PTES%20Workshop%20McTigue_NREL.pdf> [↑](#footnote-ref-11)
12. https://www.mdpi.com/1996-1073/15/24/9595 [↑](#footnote-ref-12)
13. https://www.yara.fi/tietoa-yarasta/yara-suomi/toimipaikat/siilinjarvi/tuotantolaitos/ [↑](#footnote-ref-13)
14. <https://www.energiatalous.fi/?p=2483> [↑](#footnote-ref-14)
15. https://rti.rockwool.com/applications/marine-and-offshore/firesafe/#:~:text=ROCKWOOL%20stone%20wool%20fibres%20can,250%C2%B0C%20or%20more. [↑](#footnote-ref-15)
16. [Frontiers | Fractal Characteristics and Energy Dissipation of Granite After High-Temperature Treatment Based on SHPB Experiment (frontiersin.org)](https://www.frontiersin.org/articles/10.3389/feart.2022.861847/full) [↑](#footnote-ref-16)
17. https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2300396015300689#:~:text=At%20temperatures%20from%20100%20to,less%20at%20the%20same%20level. [↑](#footnote-ref-17)
18. <https://www.academia.edu/93970453/Effect_of_heat_on_the_mechanical_properties_of_selected_rock_types_a_laboratory_study> [↑](#footnote-ref-18)
19. <https://saunologia.fi/kiuaskivet/> [↑](#footnote-ref-19)
20. https://en.wikipedia.org/wiki/Igneous\_rock [↑](#footnote-ref-20)
21. <https://tupa.gtk.fi/raportti/arkisto/m19_3132_81_80.pdf> [↑](#footnote-ref-21)
22. <https://en.wikipedia.org/wiki/QAPF_diagram> [↑](#footnote-ref-22)
23. <https://en.wikipedia.org/wiki/Ultramafic_rock> [↑](#footnote-ref-23)
24. https://en.wikipedia.org/wiki/Plagioclase [↑](#footnote-ref-24)
25. https://en.wikipedia.org/wiki/Pyroxene [↑](#footnote-ref-25)
26. https://ui.adsabs.harvard.edu/abs/2010PApGe.167.1511K/abstract [↑](#footnote-ref-26)
27. <https://saunologia.fi/saunagranit-luvian-kiuaskivitehtaalla/> [↑](#footnote-ref-27)
28. <https://tupa.gtk.fi/raportti/arkisto/m19_3132_81_80.pdf> [↑](#footnote-ref-28)
29. <https://suomenkiuaskivi.fi/oliviini-kiuaskivet/> [↑](#footnote-ref-29)
30. <https://en.wikipedia.org/wiki/Amphibolite> [↑](#footnote-ref-30)
31. <https://www.suomalainenkivi.fi/vanha/wp-content/uploads/2016/03/luonnonkivirakenteiden_suunnitteluohje_osa2.pdf> [↑](#footnote-ref-31)
32. <https://saunologia.b-cdn.net/wp-content/uploads/2018/02/1997-Forsman-kiuaskivet_silikaattimineraalit-SaunologiaS.pdf> [↑](#footnote-ref-32)
33. <https://tupa.gtk.fi/julkaisu/tutkimusraportti/tr_127.pdf> [↑](#footnote-ref-33)
34. <https://cdn.ymaws.com/www.sand.org/resource/resmgr/docs/Research/Thiel_Paper.pdf> [↑](#footnote-ref-34)
35. <https://www.doria.fi/bitstream/handle/10024/121669/lts_2015-68_978-952-317-181-7.pdf?sequence=1&isAllowed=y> [↑](#footnote-ref-35)
36. <https://www.britannica.com/science/rock-geology/Thermal-properties> [↑](#footnote-ref-36)
37. <https://www.researchgate.net/publication/259049396_Experimental_melting_of_biotite_plagioclase_quartz_muscovite_assemblages_and_implications_for_crustal_melting> [↑](#footnote-ref-37)
38. Ranges of common intrinsic permeabilities https://en.wikipedia.org/wiki/Permeability\_(materials\_science) [↑](#footnote-ref-38)
39. <https://www.researchgate.net/publication/226113239_A_Review_and_Evaluation_of_Specific_Heat_Capacities_of_Rocks_Minerals_and_Subsurface_Fluids_Part_1_Minerals_and_Nonporous_Rocks> [↑](#footnote-ref-39)
40. https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pmc/articles/PMC9458179/ [↑](#footnote-ref-40)
41. <https://www.researchgate.net/publication/322140487_Behaviour_study_of_airflow_through_gravels_based_on_laboratory_experimentation_and_contrast_with_FEM_models> [↑](#footnote-ref-41)
42. <https://en.wikipedia.org/wiki/Ergun_equation> [↑](#footnote-ref-42)
43. [Module\_04\_-\_Axial\_Flow\_Comp.pdf (polymtl.ca)](https://moodle.polymtl.ca/file.php/1047/HDVo/Module_04_-_Axial_Flow_Comp.pdf) [↑](#footnote-ref-43)
44. https://en.wikipedia.org/wiki/Section\_modulus [↑](#footnote-ref-44)
45. https://www.specialmetals.com/documents/technical-bulletins/nimonic-alloy-105.pdf [↑](#footnote-ref-45)
46. https://en.wikipedia.org/wiki/Maraging\_steel [↑](#footnote-ref-46)
47. https://nickelinstitute.org/media/1723/materialsforcryogenicservice\_engineeringpropertiesofausteniticstainlesssteel\_4368\_.pdf [↑](#footnote-ref-47)
48. [↑](#footnote-ref-48)
49. <https://lutpub.lut.fi/bitstream/handle/10024/163963/Kandidaatinty%C3%B6_Kurvi_Miika.pdf?sequence=1&isAllowed=y> [↑](#footnote-ref-49)
50. Advanced Hydrogen Compressor for Hydrogen Storage Integrated with a Powerplant <https://www.osti.gov/servlets/purl/1874341> [↑](#footnote-ref-50)
51. https://voith.com/corp-en/11\_06\_Broschuere-Pumped-storage\_einzeln.pdf [↑](#footnote-ref-51)
52. <https://en.wikipedia.org/wiki/Induction_motor> [↑](#footnote-ref-52)
53. <https://en.wikipedia.org/wiki/Synchronous_motor> [↑](#footnote-ref-53)
54. <https://www.gevernova.com/power-conversion/news/ge-successfully-completed-no-load-testing-one-worlds-largest-80-megawatt-induction> [↑](#footnote-ref-54)
55. <https://new.abb.com/news/detail/10379/worlds-most-powerful-rail-frequency-converter> [↑](#footnote-ref-55)
56. https://en.wikipedia.org/wiki/Hydrogen-cooled\_turbo\_generator [↑](#footnote-ref-56)
57. <https://en.wikipedia.org/wiki/Axial_compressor> [↑](#footnote-ref-57)
58. Mitsubishi J-Type Tecnology <https://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e503/e503001.pdf> [↑](#footnote-ref-58)
59. 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> [↑](#footnote-ref-59)
60. <https://tealgroup.com/images/TGCTOC/sample-wpsbim.pdf> [↑](#footnote-ref-60)
61. <https://nickelinstitute.org/media/8d93486143182f5/nickel_incopub393_updated-june-2021.pdf> [↑](#footnote-ref-61)
62. Performance Limits of Axial Turbomachine Stages https://core.ac.uk/download/pdf/4427598.pdf [↑](#footnote-ref-62)
63. https://api.repository.cam.ac.uk/server/api/core/bitstreams/fbfb70fe-58b3-47fb-a338-859384279d7c/content [↑](#footnote-ref-63)
64. <http://www.turbo.dae.tsinghua.edu.cn/upload/59d9ee5af3f4e.pdf> [↑](#footnote-ref-64)
65. https://voith.com/corp-en/11\_06\_Broschuere-Pumped-storage\_einzeln.pdf [↑](#footnote-ref-65)
66. https://en.wikipedia.org/wiki/Bernoulli%27s\_principle#Compressible\_flow\_in\_thermodynamics [↑](#footnote-ref-66)
67. https://www.ato.com/heat-exchanger-price-list [↑](#footnote-ref-67)
68. RENK HET GEAR <https://www.renk.com/en/products/turbo-high-speed/vacuum-gearbox-systems/het> [↑](#footnote-ref-68)
69. <https://en.wikipedia.org/wiki/Active_tip-clearance_control> [↑](#footnote-ref-69)
70. https://www.researchgate.net/publication/370430660\_Suppressing\_temperature-dependent\_embrittlement\_in\_high-strength\_medium-entropy\_alloy\_via\_hetero-grainprecipitation\_engineering [↑](#footnote-ref-70)
71. https://nickelinstitute.org/media/8d93486143182f5/nickel\_incopub393\_updated-june-2021.pdf [↑](#footnote-ref-71)
72. https://iccm-central.org/Proceedings/ICCM17proceedings/papers/D3.6%20Kobayashi.pdf [↑](#footnote-ref-72)
73. https://www.frontiersin.org/journals/materials/articles/10.3389/fmats.2024.1374034/full [↑](#footnote-ref-73)
74. https://www.mdpi.com/2504-477X/6/10/297 [↑](#footnote-ref-74)
75. https://core.ac.uk/download/pdf/333720346.pdf [↑](#footnote-ref-75)
76. https://cloverly.com/ultimate-business-guide-to-biochar/#:~:text=Biochar%20price%3A%20The%20average%20biochar,their%20portfolio%20of%20carbon%20credits. [↑](#footnote-ref-76)
77. https://www.roechling.com/fileadmin/downloads/Roechling\_Industrial/Brochures/EN/Durolight/Cryogenic-insulation\_materials-EN.pdf [↑](#footnote-ref-77)