



YLEISIMMÄT KÄYTÖSSÄ OLEVAT VESITURBIINITYYPIT, NIIDEN TEKNISET OMINAISUUDET JA VIIMEAIKAINEN KEHITYS

Lappeenrannan–Lahden teknillinen yliopisto LUT

Energiatekniikan kandidaatintyö

2025

Taneli Poikkimäki

Tarkastaja: Tutkijaopettaja Antti Uusitalo

TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan–Lahden teknillinen yliopisto LUT

LUTin energijärjestelmien tiedekunta

Energiatekniikka

Taneli Poikkimäki

Yleisimmät käytössä olevat vesiturbiinityypit, niiden tekniset ominaisuudet ja viimeaikainen kehitys

Energiatekniikan kandidaatintyö

2025

38 sivua ja 11 kuvaa

Tarkastaja: Tutkijaopettaja Antti Uusitalo

Avainsanat: Vesivoima, vesiturbiini, Kaplan, Francis, Pelton

Vesivoima on tärkeä osa Suomen energijärjestelmää ja sen osuus Suomen sähköntuotannosta vuonna 2024 oli 17.8 %. Sen rooli energijärjestelmässä on toimia sekä perus- että säätövoimana. Tämän kandidaatin tutkielman tarkoituksena ja tavoitteena on selvittää kolmen yleisimmän vesiturbiinityypin, Kaplan-, Francis- ja Pelton-turbiinin, teknisiä ominaisuuksia ja viimeaikaista kehitystä.

Tutkielmassa perehdytään pääasiassa näiden turbiinityyppien rakenteeseen, käyttökohteisiin, energian muuntoon, hyötysuhteeseen, tehon säätöön sekä viimeaikaiseen kehitykseen. Tämän lisäksi tarkastellaan kunkin turbiinityypin etuja ja haittoja sekä vertaillaan niiden ominaisuuksia toimiinsa.

Työssä havaittiin, että Kaplan- ja Francis-turbiinit ovat reaktioturbiineja, joiden hyötysuhteet ovat parhaimmillaan yli 90 %. Pelton-turbiini on impulssiturbiini, jonka hyötysuhde voi olla jopa 90 %. Tutkielmassa havaittiin myös se, että vesiturbiinien kehitys nykypäivänä keskittyy niiden ympäristöystävällisyyteen, käyttöiän pidentämiseen tai käytettävyyden parantamiseen osakuormalla.

ABSTRACT

Lappeenranta–Lahti University of Technology LUT

LUT School of Energy Systems

Energy Technology

Taneli Poikkimäki

The most common types of hydro turbines in use, their technical characteristics, and recent development

Bachelor's thesis

2025

38 pages and 11 figures

Examiners: Associate professor Antti Uusitalo

Keywords: Hydropower, hydro turbine, Kaplan, Francis, Pelton

Hydropower is an essential part of energy system in Finland. In 2024 its share of electricity production was 17.8 %. Its role in the energy system is to function both as baseload and regulating power source. The purpose and objective of this bachelor's thesis are to examine the technical characteristics and recent developments of the three most common types of hydro turbines: Kaplan-, Francis- and Pelton-turbines.

This thesis primarily focuses on the structure, applications, energy conversion, efficiency, power control and recent advancements of these turbine types. Moreover, the advantages and disadvantages of each turbine type are reviewed, and their characteristics are compared with each other.

This thesis found that Kaplan- and Francis-turbines are reaction turbines with peak efficiency over 90 %. Pelton-turbine is an impulse turbine, which efficiency can achieve 90 %. In addition, it was found that the current development of hydro turbines focuses primarily on improving their environmental friendliness, extending their lifespan or enhancing their performance under partial load conditions.

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

Roomalaiset

A	pinta-ala	[m ²]
c	absoluuttinen nopeus	[m/s]
F	voima	[N]
h	korkeus	[m]
n	pyörimisnopeus	[1/s, rpm]
n_s	ominaispyörimisnopeus	[-]
P	teho	[W]
q_m	massavirta	[kg/s]
q_v	tilavuusvirta	[m ³ /s, l/min]
u	kehänopeus	[m/s]
w	suhteellinen nopeus	[m/s]

Kreikkalaiset

α	kohtauskulma	[°]
β	ulostulokulma	[°]
ρ	tiheys	[kg/m ³]
η	hyötysuhde	[%]

Alaindeksit

0...3	indeksointi
a	ala
aks	akseli
b	brutto
c	absoluuttinen koordinaatisto
h	hydraulinen
l	häviö
n	netto
p	paineputki
s	suutin
u	kehänsuuntainen
w	suhteellinen koordinaatisto
y	ylä

Lyhenteet

CFD	laskennallinen virtausdynamiikka (computational fluid dynamics)
LDV	laserdoppler-nopeusmittaus (laser doppler velocimetry)
PIV	hiukkaskuvavirtausmittaus (particle image velocimetry)

Sisällysluettelo

Tiivistelmä

Abstract

Symboli- ja lyhenneluettelo

1	Johdanto.....	7
2	Vesiturbiinien perusteet.....	8
2.1	Vesivoiman toimintaperiaate	8
2.2	Vesiturbiineihin liittyvät parametrit.....	9
2.3	Reaktio- ja impulssiturbiini	10
2.4	Turbiinityyppien valintaperusteet ja käyttöalueet.....	10
2.5	Kavitaatio.....	12
3	Kaplan-turbiini	14
3.1	Energian muunto.....	15
3.2	Tehon säätö ja hyötysuhde.....	17
3.3	Viimeaikainen kehitys	18
4	Francis-turbiini	19
4.1	Energian muunto.....	20
4.2	Tehon säätö ja hyötysuhde.....	21
4.3	Viimeaikainen kehitys	23
5	Pelton-turbiini.....	24
5.1	Energian muunto.....	25
5.2	Tehon säätö ja hyötysuhde.....	27
5.3	Viimeaikainen kehitys	29
6	Turbiinien vertailu	31
7	Johtopäätökset	33
	Lähteet	35

1 Johdanto

Tässä kandidaatin tutkielmassa tullaan tarkastelemaan yleisimmin käytössä olevien vesiturbiinityyppien teknisiä ominaisuuksia ja viimeaikaista kehitystä. Euroopan unionin tavoitteiden mukaisesti uusiutuvan energian osuus tulisi olla 42.5 % vuoteen 2030 mennessä (Euroopan parlamentti 2024). Vesivoima on fossiiliton ja uusiutuva energianlähde. Vesivoiman osuus Suomen sähköntuotannosta vuonna 2024 oli 17.8 %, joka tarkoittaa noin 14.2 TWh (Energiateollisuus 2025). Tuuli- ja aurinkovoiman yleistyessä energijärjestelmässä, vesivoimaa käytetään yhä enemmän säätövoimana (Fortum 2025a). Vesivoima on ilmastotavoitteiden kannalta erinomainen säätövoiman lähde, sillä se mahdollistaa päästöttömän sähkön tuotannon silloin, kun tuuli- tai aurinkosähköä ei ole saatavilla. Tämä kuitenkin tarkoittaa sitä, että turbiineja käytetään usein niiden optimaalisen käyttöalueen ulkopuolella, mikä aiheuttaa haasteita vesiturbiineille. Koska vesivoiman rooli säätövoimana kasvaa koko ajan, on tärkeää ymmärtää erilaisten turbiinityyppien kuormituskäyttäytymisestä. Turbiinien kehitys keskittyy erityisesti niiden suorituskyvyn ja käyttöiän parantamiseen vaihtelevissa olosuhteissa.

Tutkielman tavoitteena on selvittää erilaisten vesiturbiinityyppien ominaisuuksia, etuja ja haittoja suhteessa niille asetettuihin vaatimuksiin. Tutkielmassa perehdytään kolmeen yleisimpään turbiinityyppiin, Kaplan-, Francis- ja Pelton-turbiiniin. Jokaisen turbiinityypin kohdalla tarkastellaan niiden rakennetta, miten ne muuntavat energiaa muodosta toiseen, miten niiden tehoa voidaan säätää, niiden hyötysuhdetta sekä niihin liittyviä ongelmia, joihin viime vuosina on etsitty ratkaisuja. Lopuksi tutkielmassa tullaan tarkastelemaan vesiturbiinien eroavaisuuksia etenkin niiden kuormituskäyttäytymisen osalta.

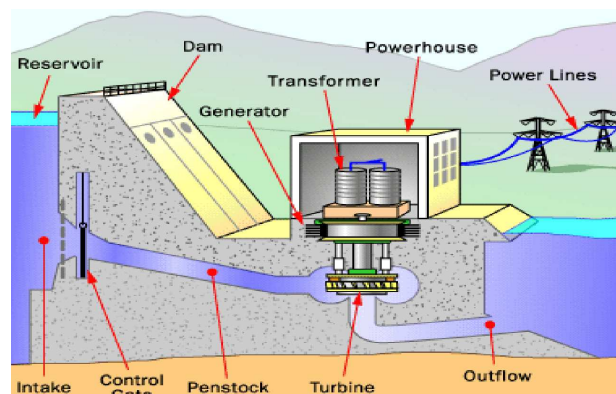
Tutkielma toteutetaan kirjallisuuskatsauksena, jossa hyödynnetään alan kirjallisuutta, tieteellisiä artikkeleita, tilastoja sekä alan yritysten ja organisaatioiden julkaisuja. Tutkielma on rajattu käsittelemään Kaplan-, Francis- ja Pelton-turbiineja. Kaplan- ja Francis-turbiinien osalta keskitytään erityisesti suuria, pysty akselisia turbiineja. Tutkielmassa tekoälyä on käytetty hyväksi kielen- ja tekstinhuollossa.

2 Vesiturbiinien perusteet

Tässä kappaleessa perehdytään siihen, miten vesivoimalla voidaan tuottaa sähköenergiaa sekä määritellään parametreja, joita käytetään hyväksi vesiturbiinien tarkastelussa. Lisäksi esitellään, miten tässä tutkielmassa esiintyviä turbiinityyppejä jaotellaan sen perusteella, miten ne muuntavat energiaa muodosta toiseen. Näiden lisäksi perehdytään siihen, mitkä seikat vaikuttavat vesivoimalassa turbiinityypin valintaan.

2.1 Vesivoiman toimintaperiaate

Vesivoima on uusiutuva energianlähde, jossa hyödynnetään veden potentiaalienergiaa. Vesivoiman tarkoituksena on muuntaa veden potentiaalienergia liike-energiaksi ja veden liike-energia muunnetaan turbiinin avulla mekaaniseksi energiaksi. Tämä tapahtuu käytännössä siten, että vesi on padottu turbiinin yläpuolelle, josta sitä juoksetetaan alhaalla sijaitsevalle turbiinille. Täten veden potentiaalienergia on saatu muutettua veden kineettiseksi energiaksi. Tämän jälkeen alaspäin virtaava vesi ohjataan turbiinin siiville, joiden muotoilu on suunniteltu siten, että itse turbiini alkaa pyörimään. Turbiinin pyörimisenergia saadaan lopulta muutettua sähköenergiaksi siten, että turbiiniin kiinnitetty akseli pyörittää sähkögeneraattoria, jonka jälkeen sähköenergia voidaan siirtää sähköverkkoon. (Shahgholian 2020) Kuvassa 1 nähdään kaaviokuva vesivoimalaitoksesta, johon on merkitty tärkeimpiä vesivoimalaitoksen komponentteja.



Kuva 1. Kaaviokuva vesivoimalaitoksesta. (Shahgholian 2020)

2.2 Vesiturbiineihin liittyvät parametrit

Vesiturbiinien ominaisuuksien ja soveltuvuuden tutkimisessa käytetään monia erilaisia parametreja. Tässä kappaleessa esitetään näiden parametrien määrytykset ja esitetään niiden laskentayhtälöt. Vesiturbiinien pyörimisnopeutta kuvaillaan usein sen ominaispyörimisnopeuden n_s avulla. Ominaispyörimisnopeus kuvaa turbiinin kykyä hyödyntää veden potentiaalienergiaa ja muuntaa sitä mekaaniseksi työksi tietyllä tilavuusvirralla q_v ja pyörimisnopeudella n . Ominaispyörimisnopeutta käytetään tyypillisesti turbiinin pyörimisnopeuden valinnassa, kun tiedetään vesivoimalaitoksen tilavuusvirta ja putouskorkeus. Lisäksi ominaispyörimisnopeus auttaa vertailemaan erilaisia turbiineja niiden koosta riippumatta. Ominaispyörimisnopeus määritetään yhtälöllä (1):

$$n_s = 2\pi n \frac{\sqrt{q_v}}{(gh)^{\frac{3}{4}}} \quad (1)$$

, missä n on turbiinin pyörimisnopeus, q_v on turbiinille tulevan veden tilavuusvirta, g on gravitaatiovakio ja h on veden putouskorkeus. (Cornetti 2024, 263)

Kuten aiemmin todettiin, vesivoima perustuu siihen, että veden potentiaalienergia muutetaan turbiinissa sen mekaaniseksi energiaksi. Tämän vuoksi vesivoiman sähköntuotantokapasiteetti on suoraan verrannollinen sen putouskorkeuteen h_b . Vesivoimalaitoksen bruttoputouskorkeus saadaan laskettua yhtälöstä (2), jos oletetaan, että ilmakehän paine on ylä- ja alaltaan korkeuksilla sama.

$$h_b = h_y - h_a \quad (2)$$

, missä h_y on yläaltaan korkeus tietystä referenssipisteestä ja h_a on ala-altaan korkeus tietystä referenssipisteestä. Vesivoimalaitoksen nettoputouskorkeus h_n puolestaan ottaa huomioon tulokanavassa tapahtuvat häviöt, kuten kitkan ja virtausvastuksen. Nämä häviöt vaikuttavat veden potentiaalienergiaan, joka voitaisiin muuttaa turbiinin mekaaniseksi energiaksi. Nettoputouskorkeus voidaan laskea yhtälöstä (3):

$$h_n = h_b - h_{1,p} \quad (3)$$

, missä $h_{1,p}$ on paineputkessa ilmenevät putoushäviöt. (Cornetti 2024, 259)

Vesiturbiinien tehokkuutta mitataan niiden hydraulisen hyötysuhteen η_h avulla. Hydraulinen hyötysuhde tarkoittaa sitä, kuinka suuri osa veden potentiaalienergiasta saadaan muutettua turbiinin akselitehoksi. (Kauppinen 2018, 227) Se voidaan määrittää yhtälöllä (4):

$$\eta_h = \frac{P_{aks}}{\rho q_v g h_b} \quad (4)$$

, missä ρ on veden tiheys, q_v on veden tilavuusvirta, g on gravitaatiovakio, h_b on veden bruttoputouuskorkeus ja P_{aks} on turbiinin tuottama akseliteho, joka määritetään myöhemmin erikseen jokaiselle tässä työssä käsitellylle turbiinityypille.

2.3 Reaktio- ja impulssiturbiini

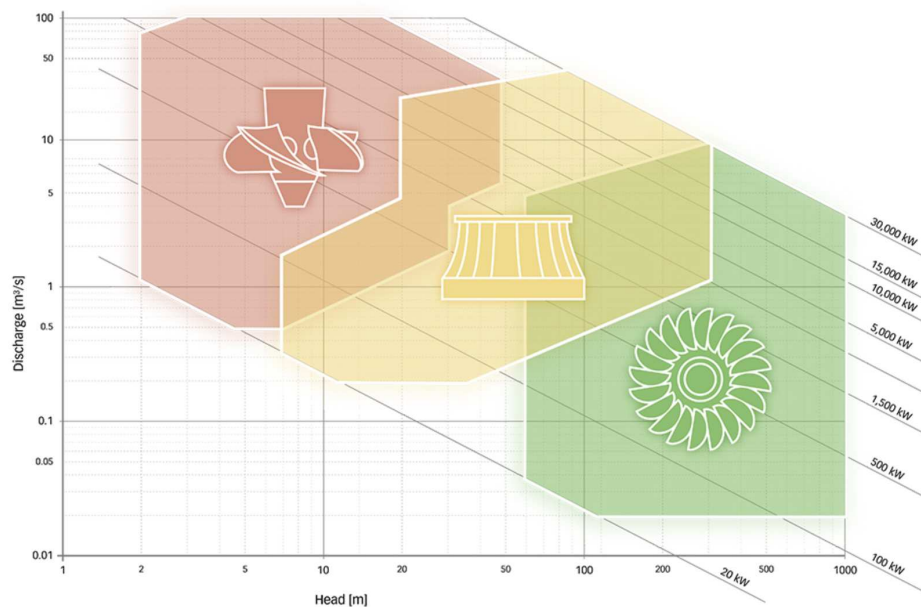
Vesiturbiinit voidaan jakaa joko reaktio- tai impulssiturbiineihin riippuen siitä, onko turbiinin juoksupyörän sisäänmenon ja ulostulon välillä paine-eroa. Reaktioturbiineissa sisäänmenon ja ulostulon välillä on paine-ero. Tämä tarkoittaa sitä, että osa veden ominaisenergiasta, joka turbiinilla muutetaan mekaaniseksi energiaksi, syntyy turbiinin läpi veden paineen laskun seurauksena. Tämä on reaktioturbiineissa energianmuuntoprosessin reaktio-osuus. Reaktioturbiineissa toinen osa energiasta muuttuu impulssivoimien vuoksi. Impulssivoimat johtuvat suhteellisten nopeusvektorien suunnanmuutoksista. Tässä kandidaatin tutkielmassa käsitellyistä turbiineista Kaplan- ja Francis-turbiinit ovat reaktioturbiineja. (Brekke 2001, 14)

Impulssiturbiinit ovat puolestaan sellaisia turbiineja, joissa virtaavan veden paine ei laske veden virratessa turbiinin siivistön lävitse ja se toimii ilmanpaineessa. Impulssiturbiineissa veden ominaisenergian muuntumisessa vaikuttaa vain impulssivoimat, jotka saavat muutettua veden kineettisen energian turbiinilla mekaaniseksi energiaksi. Tässä kandidaatin tutkielmassa käsitellyistä turbiinityypeistä Pelton-turbiinit ovat impulssiturbiineja. (Brekke 2001, 14)

2.4 Turbiinityyppien valintaperusteet ja käyttöalueet

Vesivoimaa voidaan rakentaa hyvin erilaisiin ympäristöihin, joissa veden virtaus ja putouuskorkeus voivat vaihdella hyvinkin paljon. On olemassa vesivoimaloita, joissa veden

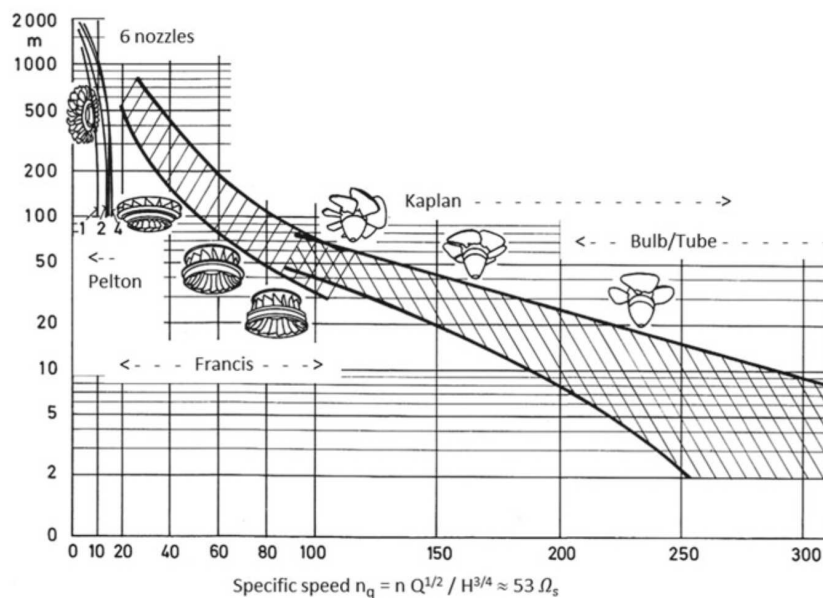
tilavuusvirta on suhteellisen pieni, mutta toisaalta on olemassa myös vesivoimaloita, joissa veden tilavuusvirta on hyvinkin suuri. Vastaavasti vesivoimaa voidaan myös rakentaa sellaisiin lokaatioihin, joissa veden putouskorkeus on vain muutamia metrejä tai lokaatioihin, joissa putouskorkeus on lähes 2000 m. Esimerkiksi Sveitsissä sijaitsee Bieudronin vesivoimalaitos, jossa veden nettoputouskorkeus on 1883 m. (Riesinger 2011) Puolestaan Suomessa, Utajärvellä, sijaitsee Ala-Utoksen vesivoimalaitos, jonka putouskorkeus on vain noin 6 metriä. (Fortum 2025b) Veden tilavuusvirran ja putouskorkeuksien vaihtelun vuoksi Kaplan-, Francis- ja Pelton-turbiinit ovat suunniteltu toimimaan erilaisissa vesivoimasovelluksissa. Kuvassa 2 on esitetty veden tilavuusvirran funktiona, millaisiin putouskorkeuksiin Kaplan-, Francis- ja Pelton-turbiinit ovat soveltuvia. Kuvassa esiintyvät tehot ovat suuntaa antavia, eivätkä ne edusta eri turbiinityyppien täyttä mahdollista toiminta-aluetta.



Kuva 2. Kuvaaja vesiturbiinin valinnalle 1. (Andritz 2025a)

Kuten kuvasta 2 voidaan nähdä, että Kaplan turbiinit sopivat parhaiten vesivoimasovelluksiin, joissa on matalat putouskorkeudet, mutta suuret tilavuusvirrat. Kuvasta nähdään, että Francis-turbiinin käyttöalue on laaja, mutta se soveltuu parhaiten vesivoimalaitoksiin, joissa on keskisuuret putouskorkeudet ja keskisuuret tilavuusvirrat. Pelton-turbiinin käyttö soveltuu toisaalta parhaiten sovelluksiin, joissa on suuret putouskorkeudet, mutta pienet

tilavuusvirrat. (Kauppinen, 2018, 236–237) Turbiinin valinta kuhunkin käyttökohteeseen voidaan tehdä myös putouskorkeuden ja ominaispyörimisnopeuden n_s perusteella. Kuvassa 3 on esitetty Kaplan-, Francis- ja Pelton-turbiinien käyttöalueet ominaispyörimisnopeuden funktiona.



Kuva 3. Kuvaaja vesiturbiinin valinnalle 2. (Dick 2022, 345)

Kuvasta 3 voimme nähdä, että Kaplan-turbiineja käytetään laajasti suurilla ominaispyörimisnopeuksilla ja matalilla putouskorkeuksilla, kuten myös kuvasta 2 näimme. Francis-turbiineja sen sijaan käytetään keskisuurilla ominaispyörimisnopeuksilla ja keskisuurilla putouskorkeuksilla. Pelton-turbiineja taas käytetään hyvin kapealla suunnittelualueella ja matalilla ominaispyörimisnopeuksilla, mutta laajasti suurilla putouskorkeuksilla. (Dick 2022, 344)

2.5 Kavitaatio

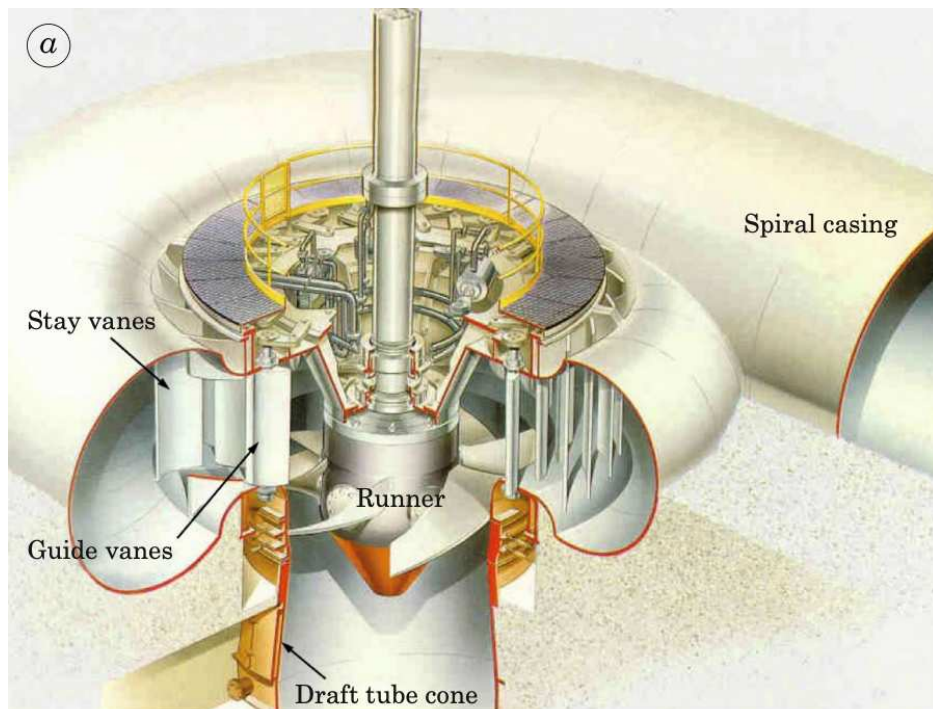
Kavitaatio on reaktiiturbiineissa esiintyvä ilmiö, jota halutaan välttää mahdollisimman tehokkaasti. Tässä tutkielmassa esiintyvistä turbiinityypeistä kavitaatiota voi ilmetä Kaplan-

ja Francis-turbiineissa, mutta näistä jälkimmäinen on sille alttiimpi. Ilmiönä kavitaatio aiheuttaa vesiturbiiniin eroosiota eli kulumista, mikä lyhentää turbiinin käyttöikää. (Kumar & Saini 2010) Tämän vuoksi kavitaatio on ilmiönä sellainen, jonka muodostumista halutaan välttää.

Kavitaation aiheuttaa yleensä virtaavan veden liian suuri virtausnopeus. Bernoullin yhtälön mukaan veden virtausnopeuden kasvu aiheuttaa sen, että veden paine laskee. Kavitaation tapauksessa veden paine laskee sen paineen alle, jossa vesi höyrystyy. Tämä paine on riippuvainen sekä veden lämpötilasta että vesivoimalaitoksen korkeudesta meren pinnasta. Kun veden paine on päässyt laskemaan alle veden höyrystymispaineen, vesi alkaa kiehua ja veteen muodostuu höyrykuplia. Alhaisen paineen seurauksena muodostuneet höyrykuplat kulkeutuvat veden virtauksen mukana korkeampaan paineeseen. Tällöin höyrykuplat tiivistyvät takaisin nesteeksi ja höyrykuplat romahtavat. Kuplien romahdus johtaa siihen, että veteen syntyy onteloita (cavity) ja sitä ympäröivä vesi täyttää syntyneet ontelot, joiden keskellä niihin tulevat virrat törmäävät toisiinsa. Törmäys aiheuttaa erittäin suuren paikallisen paineen, joka voi olla jopa 7000-kertainen normaaliin ilmanpaineeseen verrattuna. Nämä voimakkaat paineiskut aiheuttavat turbiinin juoksupyörän siipiin vaurioita, jotka ilmenevät pieninä kuoppina ja voivat ajan myötä johtaa rakenteellisiin vaurioihin. (Kumar & Saini 2010) Kavitaation aiheuttamia vaurioita Kaplan- ja Francis-turbiineissa sekä sen ehkäisykeinoja käsitellään tarkemmin kunkin turbiinityypin yhteydessä.

3 Kaplan-turbiini

Kaplan-turbiini on reaktiiturbiini ja sitä käytetään etenkin sellaisissa vesivoimasovelluksissa, joissa on tarpeena tuottaa paljon sähkötehoa, mutta putouskorkeus on matala. Tämän vuoksi Kaplan-turbiinin lävitse on virrattava suuria tilavuusvirtoja, koska putouskorkeuden ollessa pieni, tulee tilavuusvirran olla verrattaen suuri, jotta on mahdollista tuottaa suuria sähkötehoja. Kaplan-turbiinit ovat Suomessa varsin yleisiä. Kaplan-turbiineja on olemassa sekä pysty- että vaaka-akselisia. Pystyakselisia käytetään suuremmissa voimalaitoksissa, kun taas vaaka-akselisia käytetään pienemmissä vesivoimalaitoksissa. Tässä kandidaatintutkielmassa keskitytään pystyakselisiin Kaplan-turbiineihin. Kuvassa 4 on esitetty pystyakselisen Kaplan-turbiinin rakenne ja pääosat.



Kuva 4. Kaplan-turbiini. (Cornetti 2024, 292)

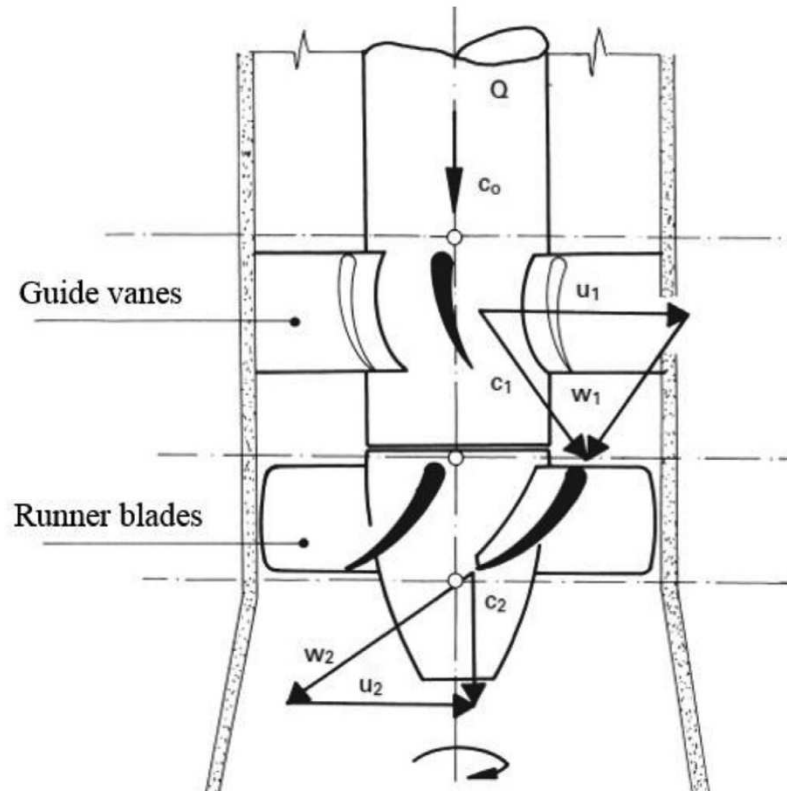
Kuten kuvasta 4 nähdään, Kaplan-turbiini koostuu spiraalikotelosta (spiral casing), johtosivistä (guide vanes), imuputkesta (draft tube) ja juoksupyörästä (runner). Johtosiipiä on

yleensä kahdenlaisia, kiinteitä (stay vanes) ja säädettäviä (guide vanes). Kaplan-turbiineissa on tyypillisesti neljä tai viisi lapaa ja näiden lapojen kulmaa voidaan säätää (Kauppinen 2018, 236). Lapojen vähäinen määrä Kaplan-turbiineissa selittyy sillä, että valmistajat käyttävät tyypillisesti pitch-chord-suhdetta, joka ovat välillä 1,0–1,5. Pitch-chord-suhteella tarkoitetaan lapojen kulman ja lapojen leveyden välistä suhdetta. Tämä johtuu siitä, että turbiinin on välitettävä suurta vääntömomenttia, ja pitkien lapojensa vuoksi turbiinin lapojen on oltava leveitä. (Dixon 2014, 385–386)

Yläjuoksulta saapuva virtaus saavuttaa ensimmäisenä turbiinin spiraalikotelon, jonka tehtävänä on jakaa virtaus tasaisesti juoksupyörälle (Kadambi 2015, 272). Spiraalikotelossa virtaus on radiaalista. Virtauksen edetessä turbiinin juoksupyörää kohti spiraalikotelon poikkipinta-ala pienenee, mutta virtausnopeus pysyy vakiona (Dixon 2014, 377). Spiraalikotelon jälkeen virtaus saapuu kiinteistä johtosiivistä muodostuvaan renkaaseen ja sen jälkeen säädettäville johtosiiville. Johtosiipien tehtävänä on ohjata virtaus halutussa kulmassa turbiinin juoksupyörän lavoille, jossa virtauksen suunta muuttuu radiaalisesta aksiaaliseksi. Juoksupyörän lavoilla, reaktiovoiman vaikutuksesta, virtauksen pyörimismäärä vähenee ja virtauksen paine- ja liike-energia muuntuu juoksupyörän lavoilla sen mekaaniseksi energiaksi. Lopuksi virtaus poistuu Kaplan-turbiinilta imuputkeen ja lopulta poistokanavan kautta alajuoksulle. Kaplan-turbiini on kokonaan upotettuna veteen. Tämän vuoksi on tärkeää, että imuputken ulostulo on poistokanavassa vedenpinnan alapuolella, jotta juoksupyörä pysyy varmasti kokonaisuudessaan vedessä. (Dixon 2014, 377)

3.1 Energian muunto

Kuten kappaleessa 2.3 mainittiin, Kaplan-turbiini on reaktioturbiini ja se on täysin upotettu veteen. Kun putoava veden virtaus osuu turbiinin lapoihin, syntyy reaktiovoima, joka johtuu virtaavan veden paineen laskusta. Juuri tämä reaktiovoima saa turbiinin pyörimään, jolloin veden kineettinen energia muuttuu turbiinin mekaaniseksi energiaksi. (Abeykoon 2022) Tarkemmin Kaplan-turbiinin energianmuunto on esitetty kuvassa 5, johon on merkitty sen nopeusvektorit.



Kuva 5. Kaplan-turbiinin nopeusvektorit (Abeykoon 2022)

Kuten kuvasta 5 huomataan, veden virtaus saapuu turbiinille absoluuttisella nopeudella c_0 . Turbiinin johtosiipien vaikutuksesta virtaus saa pyörteen ja osuu juoksupyörän lavoille kohtauskulmalla a ja absoluuttisella nopeudella c_1 . Tämän seurauksena juoksupyörän lapojen kärjet alkavat pyörimään nopeuksilla u_1 ja u_2 . Tämän vuoksi jokaiseen turbiinin lapaan syntyy sekä aksiaali- että tangenttivoima ja niiden resultanttivoima. w_1 ja w_2 ovat virtauksen suhteelliset sisään- ja ulostulo nopeudet turbiinin lavoissa. Lopulta virtaus poistuu imuputkeen juoksupyörän lavoilta niiden ulostuloreunalta aksiaalisella absoluuttisella nopeudella c_2 . Turbiinin juoksupyörän tuottama teho P_{aks} voidaan määrittellä Eulerin turbiiniyhtälöllä (6). Yhtälön käyttöä varten tulee kuitenkin määrittää absoluuttisen nopeuden kesäsuuntaiset komponentit turbiinin sisäänmenossa ja ulostulossa, mitkä voidaan määrittää yhtälöllä (5):

$$c_u = c \cdot \cos(a) \quad (5)$$

, missä c on absoluuttinen nopeus ja a on absoluuttisen nopeusvektorin c ja kehänopeusvektorin u välinen kulma.

Tehon suuruus määräytyy juoksupyörän lavan sisäänmeno- ja ulostulovirtauksen absoluuttisen nopeuden kehäsuuntaisten nopeuskomponenttien erotuksesta. (Abeykoon 2022)

$$P_{\text{aks}} = q_m(u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \quad (6)$$

, missä q_m on virtauksen massavirta, c_{u1} ja c_{u2} ovat absoluuttisten nopeuksien kehäsuuntaiset komponentit sisäänmenossa ja ulostulossa, u_1 ja u_2 ovat lapojen kehänopeudet. Kaplan-turbiini pyritään mitoittamaan siten, että sen suunnittelupisteessä ei siiven ulostulossa ole lainkaan pyörrettä eli $c_{u2} = 0$. Tällöin Eulerin turbiiniyhtälön koko jälkimmäinen termi $u_2 c_{u2} = 0$.

3.2 Tehon säätö ja hyötysuhde

Kaplan-turbiinien hyötysuhteeseen vaikuttaa suuresti kuorma, jolla turbiinia ajetaan. Aiemmin todettiin, että Kaplan-turbiinin säätö tapahtuu sekä säädettävillä johtosiivillä sekä säädettävillä turbiinin lavoilla. Näiden erilaisilla säätöasteilla voidaan saada laajasti erilaisia hyötysuhteita.

Capata et al. (2024) tutkimuksessaan selvittää kokeellisesti Kaplan-turbiinin hyötysuhdekarttaa, ja tutkimuksessaan esittää tyypillisen Kaplan-turbiinin hyötysuhdekartan, jossa on otettu huomioon veden tilavuusvirta turbiinin läpi, turbiinin pyörimisnopeus, turbiinin juoksupyörän lapojen kulma sekä johtosiipien avauma. Johtosiipien avauma on määritetty johtosiipien lukumäärän ja kahden johtosiiven väliin jäävän ympyrän pinta-alan tulon sekä johtosiipien keskipisteiden muodostavan ympyrän osamääränä. (Capata et al. 2024)

Tutkimuksen mukaan tyypillinen Kaplan-turbiini voi operoida alle 60 % hyötysuhteesta aina 89 % hyötysuhteeseen asti. Heikoimpia, alle 70 %, hyötysuhteita saavutetaan silloin, kun veden tilavuusvirta turbiinin lävitse on yli 1750 l/min, ominaispyörimisnopeus 150–200, lapojen kulma yli 0° ja johtosiipien avauma on yli 44 mm. (Capata et al. 2024)

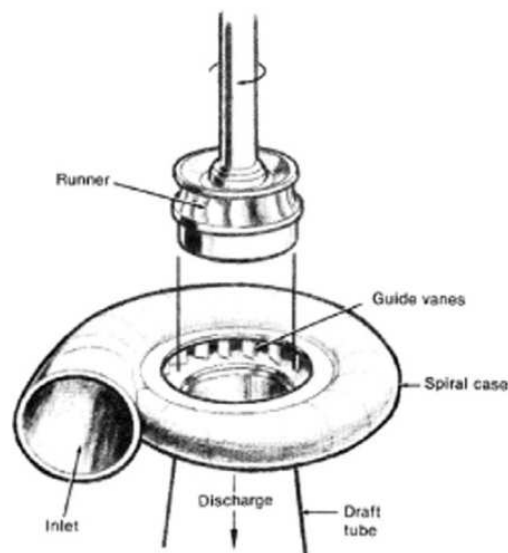
Puolestaan paras, 89 %, hyötysuhde voidaan saavuttaa silloin, kun veden tilavuusvirta turbiinin lävitse on noin 900–1100 l/min, ominaispyörimisnopeus on noin 120–150, lapojen kulma välillä 0°–6° ja johtosiipien avauma noin 29–34 mm. (Capata et al. 2024) Tutkimuksessa esitetyn hyötysuhdekartan perusteella yli 85 % hyötysuhde saavutetaan jo suurilla parametrien vaihteluväleillä, mikä tekee Kaplan-turbiinin käytöstä hyvän laajalla alueella.

3.3 Viimeaikainen kehitys

Yleisesti ottaen Kaplan-turbiinit ovat nykypäivänä tehokkuutensa näkökulmasta hyvin edistyksellisiä ja niissä on hyvät hyötysuhteet. Kaplan-turbiineja tulee silti kehittää vielä tänä päivänäkin muun muassa ympäristön näkökulmasta. Aiemmin Kaplan-turbiineissa käytettiin pääasiassa öljynapoja ja vesiturbiinien kolmanneksi yleisin vikaantumisen syy on juuri öljyvuodot. Vesiekosysteemin näkökulmasta öljyvuodot ovat erittäin haitallisia ja niitä tulee välttää niin hyvin kuin mahdollista. Tämän vuoksi Kaplan-turbiineihin on kehitetty vesinavat. Vesinavassa laakeroinnin voiteluaineena käytetään öljyn sijaan paineistettua vettä. Vesinavan etuna öljynapaan verrattuna on juuri se, että sen vikaantuessa öljyä ei enää pääse vuotamaan vesiekosysteemiin ja näin ollen ympäristölle ei aiheudu haittaa. (Kauppinen 2018, 240–242)

4 Francis-turbiini

Francis-turbiini on Kaplan-turbiinin tapaan reaktiiturbiini, mutta niiden optimaaliset käyttöolosuhteet ovat erilaiset. Kuten kappaleessa 2.4 mainittiin, Francis-turbiini soveltuu vesivoimasovelluksiin, joissa veden putouskorkeus on keskisuuri ja veden tilavuusvirta tai ominaispyörimisnopeus on keskisuuri. Suomessa Francis-turbiineja on käytössä esimerkiksi Imatran vesivoimalaitoksella, jossa on kuusi Francis-turbiinia (Fortum 2025c). Francis-turbiineja on olemassa sekä pysty- että vaaka-akselisia. Vaaka-akseliset Francis-turbiineja käytetään pienvesivoimassa, kun taas yksittäisistä pystyakselisista Francis-turbiineista saadaan suurempia tehoja, joten niitä käytetään useammin suurissa vesivoimalaitoksissa. (Kuang & Zujia 2024) Pystyakseliset Francis-turbiinit ovat huomattavasti yleisempiä (Dixon 2014, 377). Tämän takia tässä tutkielmassa keskitytään pystyakselisiin. Pystyakselisen Francis-turbiini rakenne ja pääosat on esitetty kuvassa 6.



Kuva 6. Pystyakselinen Francis-turbiini. (Kaunda et al. 2014, s. 6)

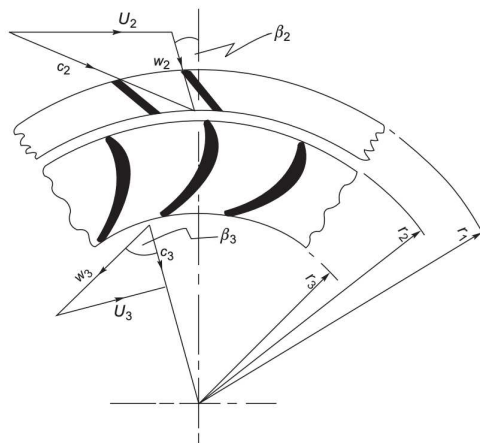
Kuten kuvasta 6 nähdään, Francis-turbiiniyksikköön kuuluu spiraalikotelo (spiral case), johdosiivet, imuputki (draft tube) sekä itse juoksupyörä (runner). Francis-turbiineissa on yleensä

kahdenlaisia johtosiipiä, kiinteitä ja säädettäviä. Kiinteät johtosiivet toimivat myös turbiinia tukevana rakenteena.

Francis-turbiinin läpi virtaava vesi saapuu turbiinille yläjuoksulta ensin juoksupyörää ympäröivään spiraalikoteloon, jonka poikkipinta-ala pienenee virtauksen edetessä kohti turbiinin juoksupyörää. Spiraalikotelossa virtauksen virtausnopeus pysyy vakiona. Spiraalikotelosta virtaus ohjautuu kiinteistä johtosiivistä muodostuvaan renkaaseen. (Dixon 2014, 377) Spiraalikotelon tehtävänä on jakaa virtaava vesi tasaisesti turbiinille (Kadambi 2015, 272). Tässä kohtaa johtosiipien tehtävänä on ohjata virtaus optimaalisessa kulmassa turbiinin juoksupyörälle. Juoksupyörällä virtauksen pyörimismäärä vähenee reaktivoimien vaikutuksesta ja energia muuttuu virtaavan veden paine- ja liike-energiasta juoksupyörän siivillä sen mekaaniseksi energiaksi. Tämän jälkeen virtaus poistuu turbiinin juoksupyörältä aksiaalisesti imuputkeen ja edelleen poistokanavaan Francis-turbiini on kokonaan upotettuna veteen, minkä vuoksi on erittäin tärkeää, että imuputken ulostulo on poistokanavassa vedenpinnan alapuolella, jotta juoksupyörä pysyy varmasti vedessä. (Dixon 2014, 377)

4.1 Energian muunto

Francis-turbiinin energianmuunto veden potentiaalienergiasta turbiinin mekaaniseksi energiaksi tapahtuu sen siivillä. Francis-turbiineissa siipien lukumäärä on yleensä 16–21 kpl ja Kaplan-turbiiniin poiketen sen juoksupyörän siivet eivät ole säädettäviä (Kauppinen 2018, 236). Francis-turbiiniin vaikuttavat nopeusvektorit ovat esitetty kuvassa 7.



Kuva 7: Francis-turbiinin nopeusvektorit. (Dixon 2014, 379)

Kuten kuvasta 7 nähdään, virtaava vesi saapuu Francis-turbiinin johtosiiville absoluuttisella nopeudella c_2 . Tämän jälkeen johtosiivet ohjaavat virtauksen turbiinin juoksupyörän lavoille siten, että virtaavan veden suhteellinen nopeus lavan suhteen on w_2 ja juoksupyörän kehänopeus lavalla on u_2 . Tämän jälkeen virtaava vesi siirtyy juoksupyörän lävitse ja poistuu ulostuloon absoluuttisella nopeudella c_3 . Tällöin virtaavan veden suhteellinen nopeus juoksupyörän lapoihin nähden on w_3 ja juoksupyörän kehänopeus ulostulossa on u_3 . (Dixon 2014, 379) Turbiinin tuottamaa tehoa varten tulee määrittää absoluuttisen nopeuden c_2 ja c_3 kehänsuuntaiset nopeusvektorit c_{u2} ja c_{u3} , jotka saadaan laskettua yhtälöllä (5)

Tämän jälkeen, kun absoluuttisten nopeuksien kehänsuuntaiset nopeuskomponentit ovat määritetty, voidaan turbiinin tuottama teho P_{aks} , joka saadaan laskettua Eulerin turbiiniyhtälöstä (7):

$$P_{aks} = q_m(u_2 c_{u2} - u_3 c_{u3}) \quad (7)$$

, missä q_m on virtauksen massa virta, u_2 ja u_3 ovat lapojen kehänopeudet sisäänmenossa ja ulostulossa, c_{u2} ja c_{u3} ovat absoluuttisten nopeuksien kehänsuuntaiset komponentit sisäänmenossa ja ulostulossa. (Dixon 2014, 10) Francis-turbiini pyritään Kaplan-turbiinin tapaan mitoittamaan sen suunnittelupisteessä siten, että sen ulostulossa ei olisi lainkaan pyörrettä. Tämä aiheuttaa sen, $c_{u3} = 0$ ja täten koko Eulerin turbiiniyhtälön jälkimmäinen termi $u_3 c_{u3} = 0$.

4.2 Tehon säätö ja hyötysuhde

Francis-turbiinin tuottamaa tehoa voidaan säätää säädettävien johtosiipien avulla, mutta Kaplan-turbiinista poiketen Francis-turbiinissa ei ole säädettäviä juoksupyörän siipiä. Johtosiivillä säädellään turbiinin juoksupyörälle virtaavan veden määrää sekä suuntaa ja siten sen tuottamaa tehoa (Shanab et al. 2020). Teho säätyy sen vuoksi, että johtosiipien asennolla voidaan vaikuttaa virtauksen absoluuttiseen nopeuteen turbiinin sisäänmenossa. Francis-turbiineissa johtosiipien lukumäärä on 8–24 kpl, mutta niiden lukumäärän tulee olla neljällä jaollinen. Johtosiipien lukumäärä ei kuitenkaan voi olla sama kuin turbiinin juoksupyörän lapojen lukumäärä. Näillä kahdella ehdolla vältetään epätasaisesta virtauksesta johtuvia haittoja, kuten tärinää. (Cornetti 2024, 290)

Francis-turbiinien hyötysuhteet ovat nykypäivänä jo varsin hyvällä tasolla. Hyvin suunniteltu Francis-turbiini voi yltää parhaimmillaan jopa 95 % hyötysuhteeseen (Breeze 2019, 190). Yleisesti ottaen voidaan kuitenkin todeta, että nykypäivän modernit Francis-turbiinit yltyvät kuitenkin yli 90 % hyötysuhteisiin (Breeze 2019, 190 & Kauppinen 2018, 237).

Guo et al. (2017) on perehtynyt tutkimuksessaan Francis-turbiinin hyötysuhteeseen kolmella eri putouskorkeudella: 100 m, 200 m, 300 m ja 500 m. Jokaisella putouskorkeudella turbiinilta saatavaa hyötysuhdetta tarkasteltiin erilaisilla veden tilavuusvirroilla, erilaisilla turbiinin pyörimisnopeuksilla sekä erilaisilla johtosiipien kulmalla. (Guo et al. 2017)

100 m putouskorkeudella saavutettavissa olevat hyötysuhteet sen normaalilla toiminta-alueella on noin 78–94 %. Sen normaalilla toiminta-alueella paras mahdollinen hyötysuhde, 94 %, saavutetaan silloin, kun turbiinin läpi virtaavan veden tilavuusvirta on noin 900 l/s, pyörimisnopeus noin 75 rpm ja johtosiipien kulma noin 26°. Optimaalista hyötysuhdetta, 95 %, ei voida kuitenkaan saavuttaa, koska tällöin ongelmaksi muodostuu kavitointi. (Guo et al. 2017)

200 m putouskorkeudella turbiinin normaalilla toiminta-alueella voidaan saavuttaa noin 85–94 % hyötysuhteet. Kuitenkin sen paras ja optimaalinen hyötysuhde, 94 %, saavutetaan silloin kun tilavuusvirta on noin 425 l/s, pyörimisnopeus noin 64 rpm ja johtosiipien kulma noin 21°. (Guo et al. 2017)

300 m putouskorkeudella ja normaalilla toiminta-alueella voidaan saavuttaa hyötysuhteita, jotka ovat välillä 87–94 %, ja optimaalinen, 94 %, hyötysuhde saavutetaan silloin, kun veden tilavuusvirta on noin 310 l/s, pyörimisnopeus noin 62 rpm ja johtosiipien kulma noin 19°. (Guo et al. 2017)

500 m putouskorkeudella Francis-turbiinilla voidaan saavuttaa 88 %–93 % hyötysuhteita. Optimaalinen hyötysuhde, 93 %, voidaan saavuttaa silloin, kun tilavuusvirta on noin 150 l/s, pyörimisnopeus noin 60 rpm ja johtosiipien kulma noin 18°. (Guo et al. 2017)

Tutkimuksesta huomataan, että turbiinin normaalilla toiminta-alueella paras mahdollinen saavutettavissa oleva hyötysuhde saavutetaan putouskorkeuden kasvaessa aina pienemmällä tilavuusvirralla, pienemmällä pyörimisnopeudella ja pienemmällä johtosiipien kulmalla. On kuitenkin huomioitavaa, että jokaisella tutkimuksessa esitetyllä putouskorkeudella on mahdollista optimaalisissa olosuhteissa saavuttaa jopa 94 % hyötysuhde.

4.3 Viimeaikainen kehitys

Aiemmin vesivoimaa käytettiin paljon perusvoimana, mutta viime vuosina paljon lisääntynyt tuuli- ja aurinkovoimakapasiteetti aiheuttaa sen, että sähköntarpeen kysyntä pakottaa vesivoimalaitosten toiminaan optimaalisimman alueen ulkopuolella. Tämän lisäksi vesivoimalaitoksille tulee entistä enemmän käynnistyksiä ja pysäytyksiä.

Francis-turbiinin parhaan toiminta-alueen ulkopuolella ongelmaksi muodostuu paineen vaihtelut, joita aiheuttaa turbiinin roottorin ja staattorin välinen vuorovaikutus, juoksupyörän jättöpyörre tai kavitaatio. Nämä kaikki ilmiöt aiheuttavat turbiinin kulumista ja johtavat sen lyhyempään käyttöikänsä. Näiden virtausongelmien ratkaisemiseksi tulee kehittää turbiinien virtausominaisuuksia muun muassa CFD:llä (Computational Fluid Dynamics), PIV:llä (Particle Image Velocimetry) ja LDV:llä (Laser Doppler Velocimetry). (Goyal & Gandhi 2018)

5 Pelton-turbiini

Kuten aiemmin kappaleessa 2.4 mainittiin, Pelton-turbiinia käytetään vesivoimasovelluksissa, joissa veden putouskorkeus on suuri ja veden tilavuusvirta tai turbiinin ominaispyörimisnopeus on pieni. Pelton-turbiini voi olla joko vaaka- tai pystyakselinen. Vaaka-akselisia Pelton-turbiineja käytetään pääasiassa pienissä kokoluokissa, kun taas pystyakselisia Pelton-turbiineja käytetään suurissa kokoluokissa. (Kauppinen 2018, 237) Nykypäivänä pystyakseliset ja useammalla suuttimella varustetut Pelton-turbiinit ovat kaikista yleisimpiä. (Brekke 2001, 46) Kaplan- ja Francis-turbiineihin verrattuna Pelton-turbiini poikkeaa näistä siten, että käydessään se ei itsessään ole vedessä, vaan se pyörii ilman ympäröimänä, vähintään 2–3 m ala-altaan yläpuolella. (Cornetti 2024, 294) Pelton-turbiinin juoksupyörä on esitetty kuvassa 8.



Kuva 8. Pelton-turbiinin juoksupyörä. (Piyali Engineering Corporation 2024)

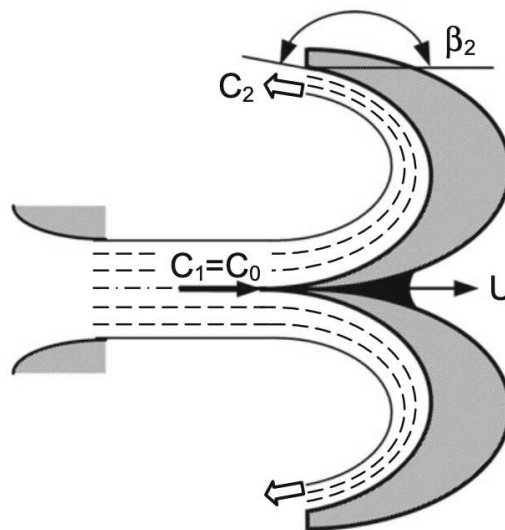
Pelton-turbiini koostuu kaksoiskauhan muotoisista kuppimaisista siivistä, joiden tarkoituksena on jakaa niihin tuleva vesisuihku kahteen osaan. Kaksoiskauha-muotoilun tavoitteena

on vähentää turbiinin laakerin rasitusta, koska tällöin siihen ei kohdistu sen akselin suuntaista rasitusta. Koska Pelton-turbiini on impulssiturbiini, siihen vaikuttaa pääasiassa veden liike-energia, eikä veden paineella ole suurta vaikutusta sen toiminnassa. (Kauppinen 2018, 237)

Pelton-turbiinissa vesi ohjataan turbiinin siiville vesisuuttimien avulla. Pelton-turbiineissa suuttimella on kaksi päätehtävää, joista ensimmäinen tehtävä on muuntaa virtaavan veden paine-energia vesisuihkun liike-energiaksi. Toisekseen sen tehtävänä on toimia Pelton-turbiinin säätömekanismina sisäänrakennetun neulaventtiilin avulla. Suutinta ohjataan servomoottorilla. (Zhang 2016, 17) Turbiineissa suuttimien määrä voi vaihdella, mutta vaak akselisissa turbiineissa niitä voi olla enintään kaksi, missä toinen suutin ruiskuttaa vettä alhaalla alaspäin ja toinen pystysuoraan alaspäin. Pysty akselisissa turbiineissa suuttimia voi olla enintään kuusi kappaletta. (Dick 2022, 342)

5.1 Energian muunto

Pelton-turbiinin energianmuunto veden potentiaalienergiasta turbiinin mekaaniseksi energiaksi tapahtuu juoksupyörän lavoissa. Pelton-turbiiniin vaikuttavat nopeusvektorit ovat esitetty kuvassa 9.



Kuva 9. Pelton-turbiinin nopeusvektorit. (Zhang 2016, 14)

Pelton-turbiinissa veden potentiaalienergian muuntaminen mekaaniseksi energiaksi tapahtuu kahdessa vaiheessa. Ensimmäisessä vaiheessa veden potentiaalienergia muuttuu kineettiseksi energiaksi, kun vesi kiihdytetään suuttimessa suurinopeuksiseksi vesisuihkuksi turbiinin juoksupyörän korkeudella, ja kuten aiemmin mainittu, voi suuttimia olla turbiinissa yksi tai useampia. Tämän suuttimessa tuotetun vesisuihkun nopeus on c_0 . Energianmuuntoprosessin toinen vaihe tapahtuu suurinopeuksisen veden ja turbiinin lapojen kohdatessa. Kuvassa 9 nopeusvektori u tarkoittaa siiven kehänopeutta. Koska turbiini on kuitenkin pyörivä objekti, sen siipeen osuvan veden suhteellinen nopeus voidaan laskea yhtälöstä (8):

$$w_1 = c_1 - u \quad (8)$$

, jossa c_1 on siipeen tulevan veden absoluuttinen nopeus, joka oletetaan kitkattoman virtauksen vuoksi samaksi kuin suuttimen päästä lähtevän vesisuihkun nopeus c_0 . Puolestaan u on siiven kehänopeus. (Zhang 2016, 13–14)

Suhteellisella nopeudella w_1 siipeen saapuva vesisuihku leviää siinä ja muodostaa siiven pinnalle vesikerroksen. Kuten kuvasta 9 huomataan, virtaus muuttaa siivessä suuntaansa ja poistuu siitä lähes tulosuuntaansa kulmalla β_2 . Tällöin virtaus on ulostulossa ilman paineessa, ja virtauksen suhteellinen nopeus w_2 on noin 5–10 % pienempi kuin sisäänmenossa eli $\frac{w_2}{w_1} = 0.9 \dots 0.95$. Virtauksen absoluuttinen nopeus c_2 kauhan ulostulossa voidaan laskea yhtälöllä (9):

$$c_2^2 = u^2 + w_2^2 + 2uw_2 \cos\beta_2 \quad (9)$$

, missä u on siiven kehänopeus, w_2 on virtauksen suhteellinen nopeus ulostulossa ja β_2 on virtauksen ulostulokulma suhteessa sisääntuloon. (Zhang 2016, 14)

Liikemäärän säilymislain mukaan ulkoisen impulssivoiman syntymiseen liittyy virtauksen suunnan muutos. Ulkoinen impulssivoima on vesikalvon alapuolinen paine, minkä määrittämiseksi tulee selvittää virtauksen liikemäärän muutos siiven sisäänmenon ja ulostulon välillä. Siiven liikesuunnan mukainen kokonaisvoiman komponentti saadaan laskettua yhtälöllä (10):

$$F_{\text{siipi}} = q_{m,w}(w_1 - w_2 \cos\beta_2) \quad (10)$$

, missä F on veden siipeen kohdistama voima ja $q_{m,w}$ on vesisuihkun kokonaismassavirta liikkuvan siiven suhteellisessa koordinaatistossa ja se voidaan määrittää absoluuttisen koordinaatiston massavirran $q_{m,c}$ avulla yhtälöstä (11):

$$q_{m,w} = \frac{w_1}{c_0} q_{m,c} \quad (11)$$

, missä w_1 on virtauksen suhteellinen nopeus ja c_0 on virtauksen absoluuttinen nopeus ja $q_{m,c}$ on virtauksen massavirta absoluuttisessa koordinaatistossa ja se voidaan määrittää käyttämällä yhtälöä (12):

$$q_{m,c} = \rho c_0 A_s \quad (12)$$

, missä ρ on veden tiheys, c_0 on veden absoluuttinen virtausnopeus ja A_s on suihkusuuttimen aukon poikkipinta-ala. Nyt voimme muuttaa siipeen kohdistuvan impulssivoiman yhtälön (13) seuraavaan muotoon:

$$F_{\text{siipi}} = q_{m,c} \frac{w_1^2}{c_0} (w_1 - w_2 \cos \beta_2) \quad (13)$$

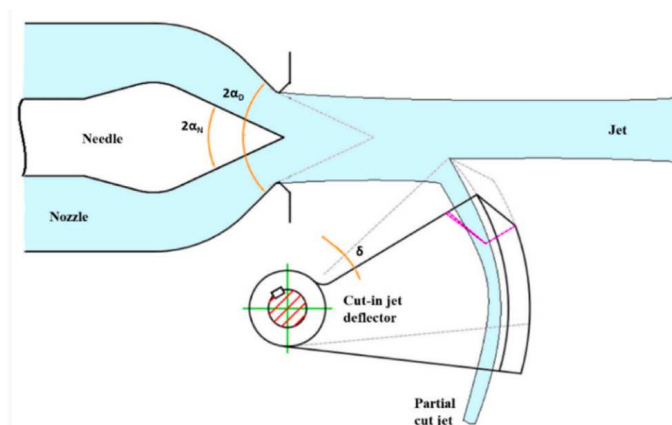
, minkä avulla voidaan määrittää siiven vastaanottama teho eli Pelton-turbiinin teho. Teho voidaan laskea käyttämällä yhtälöä (14):

$$P_{aks} = F_{\text{siipi}} u = q_{m,c} \frac{w_1^2}{c_0} (w_1 - w_2 \cos \beta_2) u \quad (14)$$

, missä $q_{m,c}$ on vesisuihkun massavirta absoluuttisessa koordinaatistossa, w on veden suhteellinen nopeus, c_0 on veden absoluuttinen nopeus, β_2 on virtauksen ulostulokulma suhteessa sisääntuloon ja u on siiven kehänopeus. (Zhang 2016, 14–15)

5.2 Tehon säätö ja hyötysuhde

Pelton-turbiinin tuottamaa tehoa säädetään joko sen suuttimissa olevan neulaventtiilin (needle valve) avulla tai heijastinlevyn (jet deflector) avulla. Pelton-turbiinin neulaventtiili ja heijastinlevy ovat esitetty kuvassa 10.



Kuva 10. Neulaventtiili ja heijastinlevy. (Khan et al. 2025)

Kuvassa 10 näkyvän heijastinlevyn toiminta perustuu siihen, että se ohjaa osan vesisuihkusta pois. Heijastinlevy asennetaan suuttimen ulostuloon, ja sen terävä reuna asetetaan tiettyyn kulmaan, jolloin osa suihkusta ohjautuu pois. Tällöin juoksupyörän siipiin saapuva veden tilavuusvirta on pienempi. Heijastinlevy on tehokas ja nopea tapa säätää Pelton-turbiinin tuottamaa sähkötehoa. (Khan et al. 2025)

Neulaventtiili puolestaan säätää vesisuihkun ulostuloa suuttimen sisällä. Sen säätö vaikuttaa vesisuihkun virtausnopeuteen ja tilavuusvirtaan. Säätö perustuu siihen, että suuttimen sisällä olevaa neulaa voidaan liikuttaa ja tällöin sen kärjen etäisyys ulostuloon vaihtelee. (Messa et al. 2019) Kun neula on edessä, se pienentää suuttimen aukkoa ja tällöin rajoittaa veden virtausta suuttimen läpi. Puolestaan, kun neula on takana, se suurentaa suuttimen aukkoa ja suurentaa veden virtausta suuttimen läpi. Näistä kahdesta Pelton-turbiinin säätötavasta neulaventtiili on paljon yleisempi, mutta sen heikkoutena on sen hidas reaktioaika (Khan et al. 2025).

Modernien Pelton-turbiinien hydrauliset hyötysuhteet ovat jo varsin hyvällä tasolla niiden ollessa yli 90 % (Zhang 2016, 5). Turbiinin paras mahdollinen saatavissa oleva hyötysuhde on kuitenkin riippuvainen esimerkiksi sen siipien lukumäärästä, pyörimisnopeudesta ja virtauksen ulostulokulmasta.

Xiao et al. (2024) tutkivat Pelton-turbiinin hyötysuhdetta eri siipimäärillä. He tarkastelivat turbiineja, joissa oli 15, 17, 19, 21 tai 23 siipeä. Tutkimuksessa havaittiin, että paras hydraulinen hyötysuhde, 91.14 %, saavutettiin turbiinilla, jossa oli 21 siipeä. Muilla

siipimäärillä varustettujen turbiinien hyötysuhteet vaihtelivat välillä 88.34 %–90.88 %. (Xiao et al. 2024)

Puolestaan Cordebela et al. (2023) tutkivat Pelton-turbiinien suhteellista hyötysuhdetta neljällä eri pyörimisnopeudella, jotka olivat 400 rpm, 600 rpm, 800 rpm ja 1000 rpm sekä jokaisella pyörimisnopeudella kolmea eri ulostulokulmaa, jotka olivat 10°, 15° ja 20°. Tutkimuksessa havaittiin, että jokaisella pyörimisnopeudella saatiin paras mahdollinen hyötysuhde silloin, kun virtauksen ulostulokulma oli 10°. Tällöin suhteelliset hyötysuhteet eri pyörimisnopeuksien välillä olivat 73.3–100 %. Parhaat suhteelliset hyötysuhteet saavutettiin pyörimisnopeudella 800 rpm, jolloin ne olivat riippuen ulostulokulmasta välillä 99.3–100 %. Puolestaan huonoimmat suhteelliset hyötysuhteet saavutettiin pyörimisnopeudella 400 rpm, jolloin ne olivat välillä 73.3–73.7 %. Yli 90 % suhteellisiin hyötysuhteisiin päästiin myös pyörimisnopeudella 600 rpm ja pyörimisnopeudella 1000 rpm suhteelliset hyötysuhteet ovat välillä 87.55–88.55 %. (Cordebela et al. 2023)

5.3 Viimeaikainen kehitys

Yleisesti ottaen Pelton-turbiinien hyötysuhteet ovat jo varsin hyvällä tasolla, joten niiden kehityksessä keskitytään myös niiden kestävyysongelmiin ja käyttöiän pidentämiseen. Pelton-turbiinien kestävyysongelmat liittyvät niiden eroosioon, joka voi johtaa turbiinin kulumiseen ja ennenaikaiseen rikkoutumiseen.

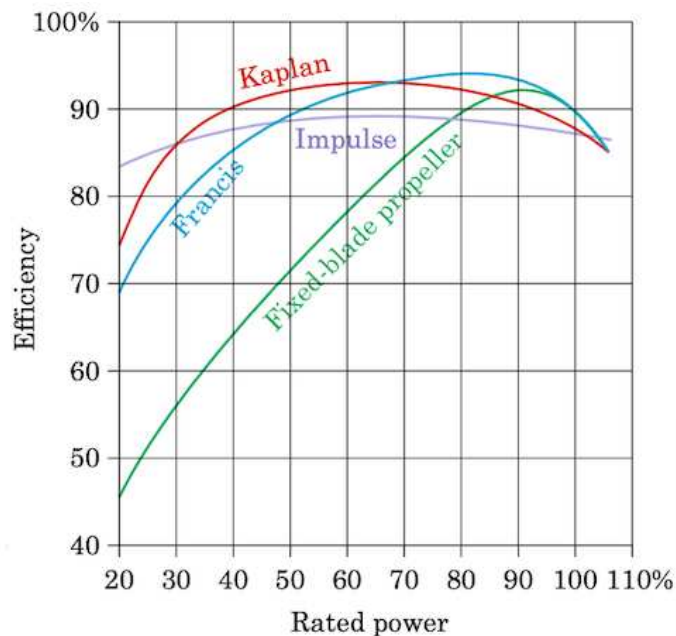
Eroosiota aiheuttaa virtaavan veden mukana kulkeutuvat sedimentit, kuten hiekka ja muu maa-aines. Kun nämä sedimentit saavuttavat suuren virtausnopeuden turbiinin suuttimessa, ne törmäävät turbiinin kauhoihin ja aiheuttavat niihin iskuja. Näiden iskujen seurauksena kauhojen pinnat alkavat kulua ja ajan myötä turbiinin kyky muuntaa energiaa heikkenee. Eroosio ei ainoastaan vaikuta turbiinin siipiin, vaan se vaikuttaa myös neulaventtiiliin ja sen toimintaan. (Ge et al. 2023)

Eroosion ehkäisemiseksi esimerkiksi turbiinivalmistaja Andritz on kehittänyt omassa laboratoriossaan pinnoitetta, jolla turbiinin eroosiota saataisiin hidastettua ja siten pidennettyä niiden käyttöikä (Andritz 2025b). Yhtiö on rakentanut Ranskaan La Coche -pumppuvoimalaitokseen yhden 240 MW Pelton-turbiinin, joka on valmistunut vuonna 2019. Tämä Pelton-

turbiini on pinnoitettu eroosiota kestäväällä pinnoitteella, jonka on tarkoitus pidentää merkittävästi uuden turbiinin käyttöikä. (Andritz 2025c)

6 Turbiinien vertailu

Eri turbiinityyppien hyötysuhteiden käyttäytyminen erilaisilla kuormituksilla voi erota toisistaan hyvinkin paljon. Kuvassa 11 on esitetty eri turbiinityyppien hyötysuhteita ajetun kuorman funktiona. Kuvan impulssiturbiini tarkoittaa tämän tutkielman osalta Pelton-turbiinia ja kiinteälapainen propelliturbini (fixed-blade propeller) jätetään tässä tutkielmassa huomioimatta.



Kuva 11. Eri turbiinityyppien hyötysuhteet kuorman funktiona. (Cornetti 2024, 262)

Kuten kuvasta 11 nähdään, Kaplan-turbiini toimii, yli 90 % hyötysuhteella, silloin kun sitä ajetaan 40 %–90 % kuormalla ja parhaimman silloin, kun kuormitus on noin 60 %. Tämän vuoksi Kaplan-turbiini soveltuu hyvin vaihteleviin virtausolosuhteisiin.

Francis-turbiini toimii kuvan 11 perusteella yli 90 % hyötysuhteella silloin, kun sitä ajetaan 50–100 % kuormalla. Parhaimmillaan se puolestaan toimii silloin, kun kuormitus on 80 %. Pienillä kuormilla Francis-turbiinin hyötysuhde Kaplan-turbiiniin nähden on heikompi. 20–50 % kuormilla Francis-turbiinin hyötysuhde on noin 5 % huonompi kuin Kaplan-turbiinin.

Tämän vuoksi Francis-turbiini on parhaimmillaan vakaissa virtausolosuhteissa, jossa voidaan ajaa lähes täyttä kuormaa ja missä ei tapahdu paljoa muutoksia.

Kuvan 11 perusteella Pelton-turbiini toimii kuormituksesta riippumatta koko ajan 80–90 % hyötysuhteen välissä. Tämän vuoksi Pelton-turbiini on oivallinen vaihtoehto vaihtuviin virtausolosuhteisiin. Parhaimmillaan se toimii noin 60–70 % kuormilla, mutta käytännössä ajettavalla kuormalla ei ole suurta vaikutusta sen tuottamaan tehoon. Kuitenkin on huomioitava, että kuvassa 11 on huomioitu yleisesti impulssiturbiinit, joihin voi kuulua Pelton-turbiinin lisäksi myös esimerkiksi Turgo-turbiini. Zhang (2016) kuitenkin on kuitenkin omassa kirjassaan saanut Pelton-turbiinille lähes vastaavan hyötysuhdekäyrän siiven tilavuuskuormituksen funktiona (Zhang 2016, 26). Tämän vuoksi voidaan todeta, että kuva 11 soveltuu Pelton-turbiinin tarkasteluun.

7 Johtopäätökset

Tässä kandidaatin tutkielmassa vertailtiin Kaplan-, Francis- ja Pelton-turbiinien teknisiä ominaisuuksia ja viimeaikaisia kehityksiä. Tutkielmassa havaittiin, että näiden tekniset ominaisuudet etenkin niiden soveltuvien käyttökohteiden osalta eroavat paljon toisistaan. Kaplan- ja Francis-turbiinit ovat kuitenkin samankaltaisia ja niissä on paljon samoja komponentteja sekä niiden energianmuunnon perusteet ovat samanlaiset. Näillä kahdella turbiinityypillä oli kuitenkin huomattavia eroavaisuuksia Pelton-turbiiniin.

Kaplan-turbiinin todettiin soveltuvan parhaiten matalille putouskorkeuksille, noin 2–70 m, ja suurille tilavuusvirroille. Tämä aiheuttaa sen, että Kaplan-turbiinin ominaispyörimisnopeus sen käydessä on suuri. Kaplan-turbiinin havaittiin olevan reaktioturbiini, jonka turbiiniyksikkö koostuu juoksupyörästä, spiraalikotelosta, kiinteistä ja säädettävistä johtosiivistä sekä imuputkesta. Kaplan-turbiinin kyky muuntaa energiaa perustuu virtauksen sisäänmenon ja ulostulon väliseen paine-eroon. Kaplan-turbiinin tehonsäätö tapahtuu sekä säädettävillä johtosiivillä että säädettävillä juoksupyörän lavoilla. Kaplan-turbiinilla voidaan saavuttaa yli 90 % hyötysuhteita jo alle 50 % kuormalla. Tämän vuoksi ne soveltuvat hyvin vaihtuviin virtausolosuhteisiin. Kaplan-turbiinien kehitys viimevuosina on keskittynyt muun muassa öljynapojen korvaaviin vesinapoihin, jolloin ympäristövaikutuksia on saatu minimoitua, koska öljyä ei enää pääse niin usein vuotamaan vesistöihin.

Francis-turbiini soveltuu keskisuurille putouskorkeuksille, noin 30–500 m, ja keskisuurille tilavuusvirroille. Tilavuusvirta ja putouskorkeus aiheuttaa sen, että Francis-turbiinin ominaispyörimisnopeus sen käydessä on keskisuuri. Francis-turbiini on reaktioturbiini, jonka turbiiniyksikkö koostuu Kaplan-turbiinin tavoin juoksupyörästä, spiraalikotelosta, kiinteistä ja säädettävistä johtosiivistä sekä imuputkesta. Francis-turbiinissa energianmuunto perustuu virtauksen sisäänmenon ja ulostulon välillä olevaan paine-eroon. Sen tehonsäätö tapahtuu säädettävillä johtosiivillä. Francis-turbiinilla voidaan saavuttaa yli 90 % hyötysuhteita, mutta vasta yli 80 %:n kuormalla. Tämän vuoksi ne soveltuvat hyvin vakaisiin virtausolosuhteisiin. Francis-turbiinien osalta viimeaikainen kehitys keskittyy sen käytettävyyden parantamiseen osakuormalla ja etenkin kavitaation estämiseen.

Pelton-turbiinin huomattiin soveltuvan erityisen hyvin suurille putouskorkeuksille, noin 100–2000 m, ja pienille tilavuusvirroille. Näiden seikkojen vuoksisen ominaispyörimisnopeus on matala. Pelton-turbiinin todettiin olevan impulssiturbiini, jonka turbiiniyksikkö koostuu juoksupyörästä ja suuttimista, joiden sisällä on neulaventtiili tai heijastinlevystä. Pelton-turbiinissa sen energianmuunto perustuu vain impulssivoimiin. Pelton-turbiinin tehonsäätö tapahtuu joko suuttimeen sisäänrakennetulla neulaventtiilillä tai ulkoisella heijastinlevyllä. Pelton-turbiinilla voidaan saavuttaa noin 85–90 % hyötysuhteita koko sen kuormitusalueella. Tämän vuoksi ne soveltuvat erittäin hyvin muuttuviin virtausolosuhteisiin. Pelton-turbiinien kehityksessä on keskitytty erilaisten pinnoitteiden kehitykseen, millä voidaan parantaa juoksupyörän ja neulaventtiilin eroosion kestävyyttä.

Päätelmänä voidaan sanoa, että erilaisten turbiinien tekniset ominaisuudet ovat selkeästi tiedossa ja myös se, millaisiin käyttökohteisiin ja suorituskykyihin mikäkin turbiinityyppi soveltuu. Niiden kehitys nyt ja tulevaisuudessa tulee keskittymään ympäristöystävällisyyteen, käytettävyyden parantamiseen sekä käyttöiän pidentämiseen. Tulevaisuudessa tutkimusta voitaisiin laajentaa esimerkiksi selvittämällä erilaisten vesivoimalaitosten ympäristövaikutuksia. Tämän lisäksi voitaisiin tarkemmin perehtyä eri turbiinityyppien käyttöön osakuormalla, niiden käyttöikien eroihin tai miten kavitaatio vaikuttaa etenkin reaktioturbiineissa. Tutkimusta voitaisiin laajentaa myös siihen, mitkä tekijät vaikuttavat turbiinityypin valintaan niillä putouskorkeuksilla ja virtauksilla, joihin sopisi sekä Kaplan- että Francis-turbiini tai sekä Francis- että Pelton-turbiini.

Lähteet

- Abeykoon, C. 2022. Modelling and optimisation of a Kaplan turbine – A comprehensive theoretical and CFD study. *Cleaner Energy Systems*. Vol 3. Saatavilla: <https://www.sciencedirect.com/journal/cleaner-energy-systems>
- Andritz, 2025a. Small hydropower solutions. [Verkkoaineisto] [Viitattu 11.3.2025] Saatavilla: <https://www.andritz.com/products-en/hydro/markets/small-mini-hydropower-plants>
- Andritz, 2025b. High Head Turbines. [Verkkoaineisto] [Viitattu 11.3.2025] Saatavilla: <https://www.andritz.com/hydro-en/hydronews/hn-europe/high-head-turbines>
- Andritz, 2025c. France – Big on Electricity. [Verkkoaineisto] [Viitattu 11.3.2025] Saatavilla: <https://www.andritz.com/hydro-en/hydronews/hn-europe/france>
- Breeze, P. A. 2019. *Power generation technologies*. 3. painos. Oxford, United Kingdom; Newnes.
- Brekke, H. 2001. *Hydraulic Turbines: Design, Erection and Operation* [Verkkoaineisto] [Viitattu 29.1.2025] Saatavilla: https://www.ntnu.no/documents/381182060/1267681377/HYDRAULIC+TURBINES_Hermod+Brekke+-+2015.pdf
- Capata, R. et al. 2024. Experimental Fitting of Efficiency Hill Chart for Kaplan Hydraulic Turbine. *Designs*. Vol. 8, Nro. 4 pp. 80- Saatavilla: <https://doi.org/10.3390/designs8040080>
- Cordebela, R. et al. 2023. Efficiency Assessment in a Pelton Wheel as a Function of the Bucket Exit Angle at Several Rotational Speeds. *Iranian Journal of Science and Technology. Transactions of Mechanical Engineering*. Vol. 47, nro. 4, pp. 1571–1584. Saatavilla: <https://doi.org/10.1007/s40997-023-00620-6>
- Cornetti, G. 2024. *Hydraulic Machines and Energy*. 1. painos Cham: Springer Nature Switzerland
- Dick, E. 2022. *Fundamentals of turbomachines*. 2. painos. Cham, Switzerland: Springer Nature Switzerland AG.
- Dixon, S. L. (Sydney L. & Hall, C. A. (Cesare A.)). 2014. *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. 7. painos Oxford: Butterworth-Heinemann.

Euroopan parlamentti, 2024. Uusiutuva energia: Euroopan kunnianhimoiset tavoitteet. [Verkkoaineisto] [Viitattu 26.3.2025] Saatavilla: <https://www.europarl.europa.eu/topics/fi/article/20171124STO88813/uusiutuva-energia-euroopan-kunnianhimoiset-tavoitteet>

Energiateollisuus, 2025. Energiavuosi 2024 Sähkö. [Verkkoaineisto] [Viitattu 26.3.2025] Saatavilla: https://energia.fi/wp-content/uploads/2025/01/Sahkovuosi-2024_20250115.pdf

Fortum, 2025a. Vesivoima–uusiutuvaa joustavaa energiaa. [Verkkoaineisto] [Viitattu 26.3.2025] Saatavilla: <https://www.fortum.fi/tietoa-meista/energiantuotanto/vesivoima>

Fortum, 2025b. Oulujoen vesistö. [Verkkoaineisto] [Viitattu 30.1.2025] Saatavilla: <https://www.fortum.fi/tietoa-meista/energiantuotanto/voimalaitoksemme/vesivoimalaitokset/oulujoen-vesisto>

Fortum, 2025c. Vuoksen vesistö. [Verkkoaineisto] [Viitattu 3.3.2025] Saatavilla: <https://www.fortum.fi/tietoa-meista/energiantuotantomme/voimalaitoksemme/vesivoimalaitokset/vuoksen-vesisto>

Ge, X. et al. 2023. Sediment Erosion on Pelton Turbines: A Review. Chinese journal of mechanical engineering. Vol. 36, nro. 1, pp. 64–62 Saatavilla: <https://doi.org/10.1186/s10033-023-00880-y>

Goyal, R. & Gandhi, B. K. 2018. Review of hydrodynamics instabilities in Francis Turbine during off-design and transient operations. Renewable energy. Vol. 116, pp. 697–709. Saatavilla: www.elsevier.com/locate/renene

Guo, P. et al. 2017. Characteristic analysis of the efficiency hill chart of Francis turbine for different water heads. Advances in mechanical engineering. Vol. 9, nro. 2. Saatavilla: <https://journals.sagepub.com/home/ade>

Kadambi, V. & Prasad, M. 2015. Turbomachinery. 3. painos. Lontin: New Academic Science.

Kaunda, C. S. et al. 2014. A technical discussion on microhydropower technology and its turbines. Renewable & Sustainable energy reviews. Vol. 35 pp. 445–459 Saatavilla: www.elsevier.com/locate/rser

- Kauppinen, J. 2018. Turbiinitekniikka: käyttö, huolto ja kunnossapito. 1. painos. Tampere: Tammertekniikka.
- Khan, F. et al. 2025. Control of a pelton turbine with partial jet cutting driven by a cut-in jet deflector. *Renewable energy*. Vol. 239 pp. 122063 Saatavilla: <https://www.sciencedirect.com/journal/renewable-energy>
- Kuang, D. & Zuija, C. 2024. Technical Characteristics and Application Introduction of Horizontal Shaft Francis Double Runner Hydro Turbine Unit. *Journal of physics. Conference series*. Vol. 2752, nro. 1, pp. 12160– Saatavilla: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2752/1/012160>
- Kumar, P. & Saini, R. P. 2010. Study of cavitation in hydro turbines – A review. *Renewable & Sustainable energy reviews*. Vol. 14., nro. 1, pp. 374–383. Saatavilla: www.elsevier.com/locate/rser
- Messa, G. V., Mandelli, S. & Malavasi, S. 2019. Hydro-abrasive erosion in Pelton turbine injectors: A numerical study. *Renewable Energy*. Vol. 130 pp. 474–488 Saatavilla: <https://www.sciencedirect.com/journal/renewable-energy>
- Piyali Engineering Corporation, 2024. Manufacturer and supplier of Pelton Wheel Runner for Hydro Power Water Turbine. [Verkkoaineisto] [Viitattu 12.2.2025] Saatavilla: <https://piyaligroup.com/manufacturer-and-supplier-of-pelton-wheel-runner-for-hydro-power-water-turbine/>
- Riesinger, R. 2011. Instandsetzung der Druckrohrleitung des Kraftwerks Cleuson-Dixence, Schweiz – Eine Herausforderung an den Stahlbau. Vol. 80., nro. 5. [Verkkoaineisto] [Viitattu 30.1.2025] Saatavilla: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/stab.201101420>
- Shahgholian, G. 2020. An Overview of Hydroelectric Power Plant: Operation Modeling, and Control. *Journal of Renewable Energy and Environment*. Vol 7., nro. 3. Saatavilla: https://www.jree.ir/article_108339_61dba25a1332832eaf020a98a4aae357.pdf
- Shanab, B. H. et al. 2020. Active control of variable geometry Francis Turbine. *Renewable energy*. Vol. 145, pp. 1080–1090 Saatavilla: www.elsevier.com/locate/renene

Xiao, Y. et al. 2024. The interaction between bucket number and performance of a Pelton turbine. *Energy* (Oxford). Vol. 287, pp. 129646. Saatavilla: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.129646>

Zhang, Z. 2016. *Pelton Turbines*. Cham: Springer International Publishing.