

LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Teknillinen tiedekunta

Energiatekniikan koulutusohjelma

BH10A0200 Energiatekniikan kandidaatintyö ja seminaari

## **HÖYRYTURBIININ AKSIAALIVOIMIEN KOMPENSOINTI**

### **Axial thrust compensation in steam turbines**

Lappeenrannassa 30.3.2011

Jarno Kolehmainen 0295979

# TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan teknillinen yliopisto

Teknillinen tiedekunta

Energiatekniikan koulutusohjelma

Jarno Kolehmainen

## **Höyryturbiinin aksiaalivoimien kompensointi**

Kandidaatintyö

2011

33 sivua, 4 taulukkoa, 16 kuvaa ja 1 liite

Tarkastaja: Professori Jari Backman

Ohjaaja: Tutkijaopettaja Pekka Punnonen

Hakusanat: Höyryturbiini, aksiaaliturbiini, aksiaalivoimat, tasapainotusmäntä, roottorirakenteet, reaktioaste

Virtaava-aine paisuu turbiinissa korkeasta paineesta matalaan paineeseen tilavuuden kasvaessa. Paisuessaan höyry aikaansaa voimia, jotka pyrkivät poikkeuttamaan roottoria alkuperäiseltä paikaltaan. Tässä kandidaatintyössä tutustutaan tapoihin, joilla voidaan kompensoida turbiinin roottoriin vaikuttavat aksiaalivoimat. Näitä tapoja ovat turbiinirakenteet, tasapainotusmäntä sekä painelaakeri. Lisäksi työssä mitoitetaan Loviisan ydinvoimalan korkeapaineturbiinille tasapainotusmäntä.

# SISÄLLYSLUETTELO

SYMBOLILUETTELO.....	2
1 JOHDANTO.....	4
2 HÖYRYTURBIINI.....	5
2.1 Aksiaaliturbiini.....	6
2.2 Reaktioaste.....	7
3 ROOTTORIRAKENTEET.....	11
3.1 Taottu roottori.....	11
3.2 Kutistusliitosroottori.....	11
3.3 Hitsattu roottori.....	12
4 AKSIAALIVOIMIEN KOMPENSOINTI.....	13
4.1 Turbiinirakenteet.....	13
4.1.1 Kaksijuoksuinen turbiini.....	13
4.1.2 Vastakkaisvirtausturbiini.....	14
4.2 Tasapainotusmäntä.....	16
4.2.1 Labyrinttitiiviste.....	17
4.3 Laakerointi.....	18
5 TASAPAINOTUSMÄNNÄN LASKENTA.....	21
5.1 Tapaus 1.....	24
5.2 Tapaus 2.....	26
5.3 Tapaus 3.....	27
5.4 Tulokset.....	28
6 YHTEENVETO.....	30
LÄHTEET.....	31

## LIITTEET

Liite 1. Laskentatulokset

## SYMBOLILUETTELO

$A$	pinta-ala	$\text{m}^2$
$c$	virtauksen absoluuttinen nopeus	$\text{m/s}$
$d$	halkaisija	$\text{m}$
$F$	voima	$\text{N}$
$h$	entalpia	$\text{kJ/kg}$
$l$	pituus	$\text{m}$
$P_{\text{spec}}$	ominaisteho	$\text{kJ/kg}$
$p$	paine	$\text{kPa}$
$q_m$	massavirta	$\text{kg/s}$
$r$	reaktioaste	
$u$	kehänopeus	$\text{m/s}$
$w$	virtauksen suhteellinen nopeus	$\text{m/s}$
$\alpha$	absoluuttinopeuden kulma	$\text{rad}$

### Alaindeksit

1	tila ennen staattoria
2	tila ennen roottoria
3	tila roottorin jälkeen
a	akseli
b	siipi
k	roottorikiekko

m	mäntä
n	aksaalikomponentti
s	isentrooppinen
u	tangentiaalikomponentti

### **Yläindeksit**

'	staattori
"	roottori

# 1 JOHDANTO

Turbiini on pyörivä lämpövoimakone, joka muuntaa sen läpi virtaavan aineen sisältämän paine- ja lämpöenergian mekaaniseksi energiaksi. Virtaava-aine paisuu turbiinissa korkeasta paineesta matalaan paineeseen ja näin ollen virtaavan aineen energia muuntuu turbiiniroottorin pyörimisenergiaksi. Paisuessaan höyry saa aikaan voimia, jotka pyrkivät poikkeuttamaan roottoria paikaltaan. Turbiinissa syntyvien voimien vaikutus ja niiden kompensointi pitää ottaa huomioon turbiinia suunniteltaessa.

Tämän kandidaatintyön tavoitteena on selvittää eri tapoja, joilla höyryturbiinin aksiaalivoimat voidaan kompensoida. Näiden lisäksi työssä mitoitetaan Loviisan ydinvoimalan korkeapaineturbiinille tasapainotusmännän halkaisija. Työn tarkastelun kohteeksi on valittu aksiaaliset höyryturbiinit, koska suuret voimalaitosturbiinit ovat tavallisesti juuri tällaisia. Aksiaalisissa höyryturbiineissa höyry virtaa turbiinin läpi aksiaalisesti eli turbiinin oman akselin suuntaisesti.

Kappaleessa 2 käydään läpi aksiaaliturbiinin rakenne ja toiminnan perusteet. Tämä on välttämätöntä, jotta voidaan ymmärtää aksiaalivoimien kompensoinnin tärkeys. Turbiinin aksiaalivoimien suuruuteen vaikuttaa merkittävästi turbiinin reaktioaste, jonka määrittäminen käsitellään kappaleessa 2. Kolmannessa kappaleessa käydään läpi turbiinin erilaiset roottorirakenteet. Työn 4 kappaleessa tutustutaan tapoihin, joilla voidaan kompensoida turbiinin roottoriin vaikuttavat aksiaalivoimat. Näitä tapoja ovat turbiinirakenteet, tasapainotusmäntä sekä painelaakeri. Loviisan ydinvoimalan korkeapaineturbiinille mitoitetaan tasapainotusmännän halkaisija- kappaleessa 5. Mitoitus tehdään kolmelle eri tapaukselle.

## 2 HÖYRYTURBIINI

Suurin osa maailmassa sähköntuotannosta tapahtuu lauhde- ja vastapainevoimalaitoksissa höyryvoimaproessin avulla. Höyryvoimaprosessissa höyryn sisältämää termistä energiaa kasvatetaan nostamalla lämpötilaa ja painetta. Kun haluttu energia saavutetaan, johdetaan höyry turbiinille. Höyryturbiinilla höyryn termisestä energiasta muunnetaan mekaanista energiaa; se on pyörivä lämpövoimakone. Energianmuunto höyryturbiinissa tapahtuu korkeapaineisen ja kuuman höyryn paisuessa matalampaan paineeseen. Paisuessaan osa höyryn energiasisällöstä muuttuu kineettiseksi energiaksi. Kineettinen energia muunnetaan turbiinissa roottorin mekaaniseksi pyörimisenergiaksi.

Turbiinin mekaanista energiaa voidaan käyttää eri tavoin hyödyksi riippuen käyttökohteesta. Vastapainevoimaloissa höyrynpaisunta lopetetaan siten, että höyryn sisältämällä energialla voidaan tuottaa prosessihöyryä tai kaukolämpöä. Turbiinista saatavaa energiaa voidaan käyttää työkoneiden, kuten pumppujen ja puhaltimien sekä laivojen voimanlähteenä. Sähkövoimalaitoksissa mekaaninen energia muunnetaan sähköenergiaksi generaattorilla. (Lajunen 1972, 1)

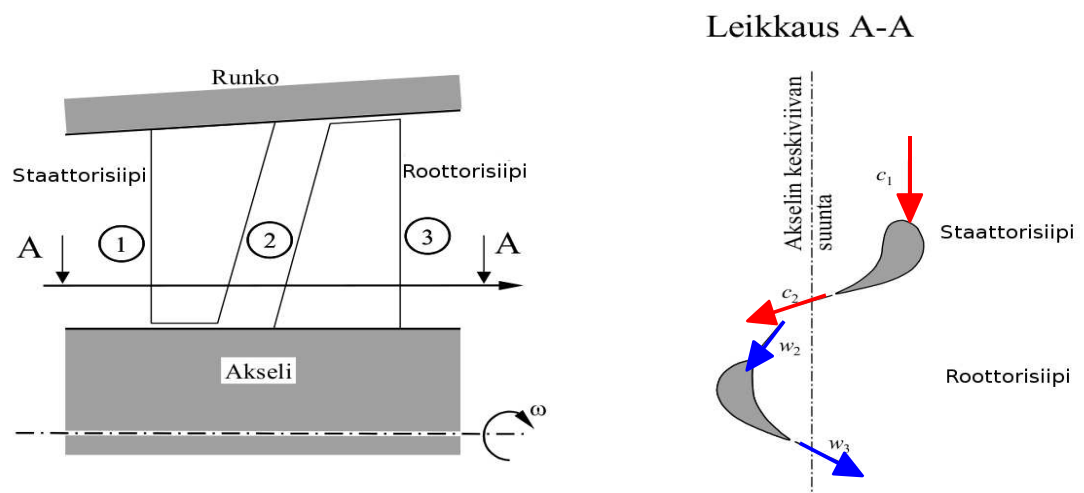
Kuvassa 1 näkyy Loviisan ydinvoimalaitoksen yksi turbogeneraattori. Kuvan vasemmalta alkaen turbogeneraattorin osat ovat korkeapaineturbiini, kaksi matalapaineturbiinia (valkoiset) sekä generaattori (keltainen). Turbiinin nimellisteho on 260 MW, josta korkeapaineturbiini tuottaa noin 135 MW. Turbiinin pyörimisnopeus on 3000 rpm. (Fortum 2002, 3) Kuvasta nähdään myös vasemmalta alhaalta ylöspäin lähtevä korkeapaineturbiinin poistoputki, joka johtaa höyryn kahdelle identtiselle kaksijuoksiselle matalapaineturbiinille. Kappaleessa 5 mitoitetaan kuvan 1 korkeapaineturbiinille tasapainotusmännän halkaisija.



**Kuva 1.** Loviisan voimalaitoksen turbiini (Fortum 2010)

## 2.1 Aksiaaliturbiini

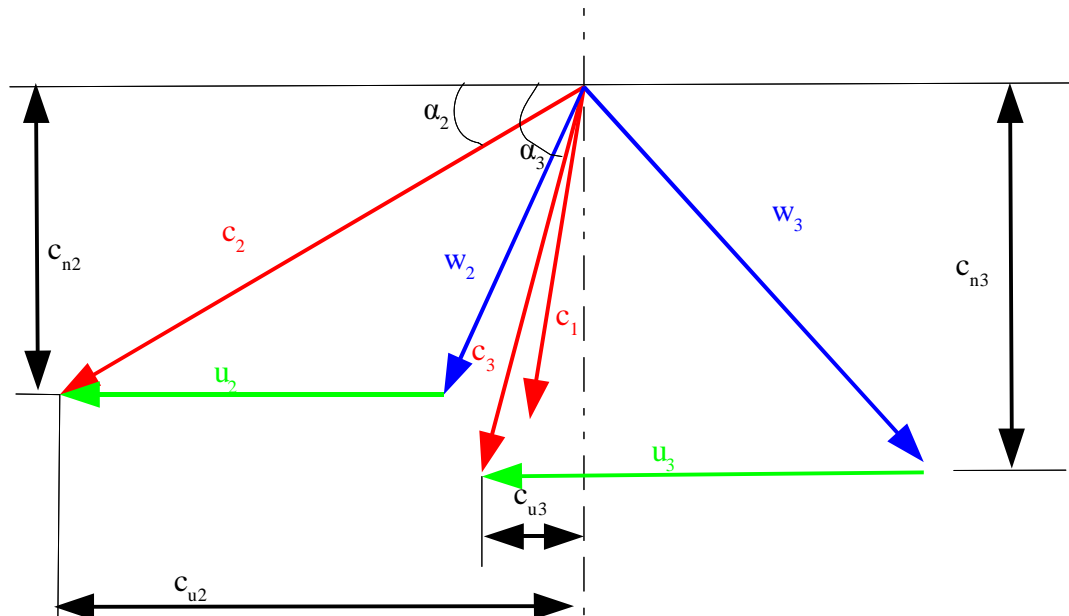
Aksiaaliturbiinissa höyryn virtaussuunta turbiinin läpi on akselin suuntainen. Suuritehoiset höyryturbiinit ovat yleensä aksiaaliturbiineja, koska niiden hyötysuhde saadaan korkeaksi. Suuritehoiset höyryturbiinit ovat monivaiheisia, jotta akselin pyörimisnopeus ei tule liian suureksi (McCloskey 2005, 396). Monivaiheinen turbiini koostuu useasta peräkkäisestä vaiheesta. Yksi vaihe koostuu johtolaitteesta eli staattorista ja juoksupyörästä eli roottorista (Larjola 2004, 1). Kuvasta 2 nähdään turbiinivaiheen yksinkertaistettu leikkauskuva ja tilapisteet.



**Kuva 2.** Turbiinivaiheen leikkauskuva (Larjola 2004, 1)



Kuvasta 2 nähdään tilapisteiden numerointi. Numerolla 1 merkitään höyryn tilaa ennen staattoria, 2 tilaa staattorin jälkeen ja 3 tilaa roottorin jälkeen. Turbiinin toiminnan ymmärtämisen helpottamiseksi kuvassa 3 on esitetty turbiinijakson nopeusvektorit virtaviivapinnalla A-A.



**Kuva 3.** Turbiinivaiheen nopeusvektorit

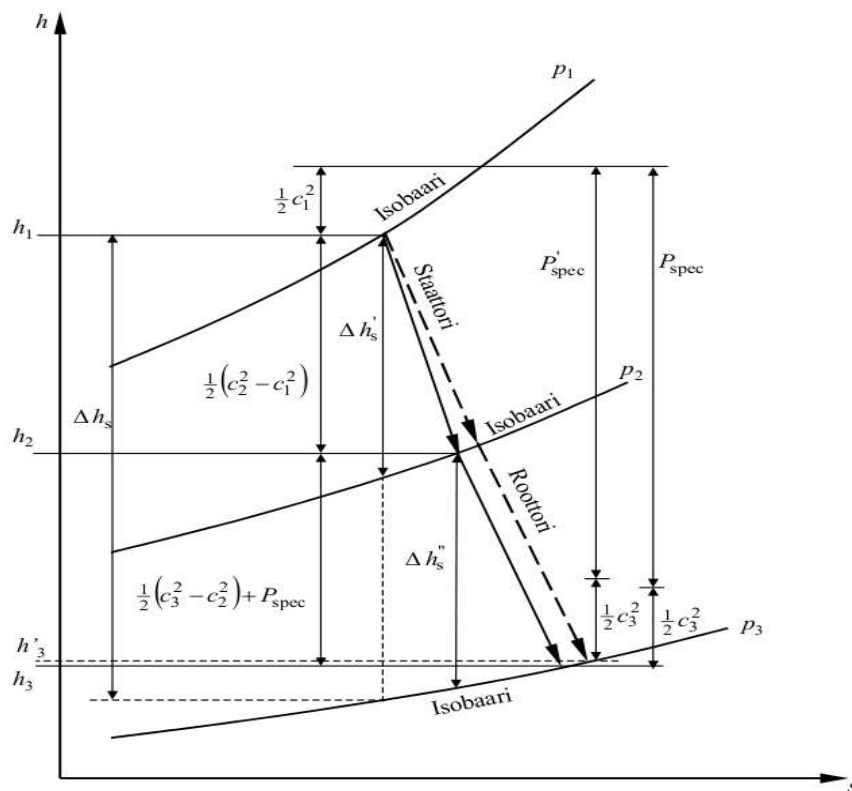
Nopeusvektorit ovat merkitty siten, että siniset  $w$ -vektorit ovat virtauksen suhteelliset nopeudet, vihreät  $u$ -vektorit ovat roottorisiiven kehänopeuksia ja näiden nopeuksien vektorisummasta saadaan punaisella piirretyt  $c$ -vektorit, jotka ovat virtauksen absoluuttisia nopeuksia. Kuvaan merkityt  $\alpha$ -kulmat ovat absoluuttinopeuksien ja kehänopeuksien väliset kulmat, ja muut nopeusvektorit:  $c_n$  absoluuttinopeuden aksiaalikomponentti ja  $c_u$  on absoluuttinopeuden tangenciaali- eli kehäkomponentti.

## 2.2 Reaktioaste

Turbiinin reaktioaste  $r$  määritetään roottorissa tapahtuvan entalpien muutoksen ja koko turbiinijakson entalpien muutoksen suhteena, kuten yhtälössä 1 esitetään.

$$r = \frac{\Delta h_s''}{\Delta h_s'' + \Delta h_s'} \approx \frac{p_2 - p_3}{p_1 - p_3} \approx \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_3} \quad (1) \text{ (Larjola 2004, 3)}$$

Yhtälössä  $\Delta h_s''$  on isentrooppinen entalpiian muutos roottorissa, ja  $\Delta h_s'$  on isentrooppinen entalpiian muutos staattorissa. Reaktioaste voidaan laskea likimääräisesti paineiden tai entalpioiden avulla. (Larjola 2004, 3.) Suureiden numerointi vastaa edellä mainittujen tilapisteiden numerointia. Seuraavassa kuvassa on turbiinivaiheen h,s-piirros jonka avulla voidaan tarkastella turbiinin toimintaa.



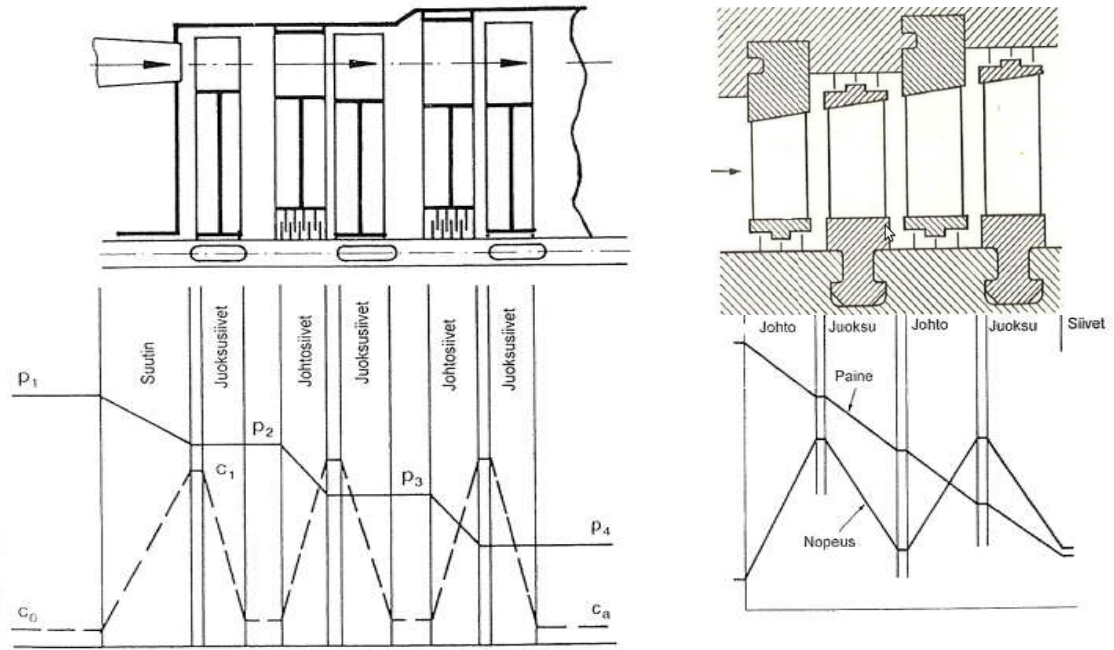
**Kuva 4.** Turbiinivaiheen h,s-piirros (Larjola 2004, 2)

Turbiinivaiheen h,s-piirroksesta nähdään mitä höyrylle tapahtuu sen virratessa turbiinivaiheen läpi. Höyryllä on suurin paine  $p_1$  ja entalpia  $h_1$  ennen staattoria, staattorin

läpi virratessaan höyrynpaine laskee ja kun otetaan kuvan 3 nopeusvektorit tarkasteluun mukaan nähdään, että virtausnopeus kiihtyy. Kiihtynyt virtaus hidastuu roottoris- ja samalla sen paine laskee arvosta  $p_2$  arvoon  $p_3$ . Hidastumisen ja paineenlaskun yhteydessä virtaus luovuttaa energiaansa roottorille mekaaniseksi energiaksi.  $P_{\text{spec}}$  on turbiinivaiheen ominaisteho, jonka höyry on luovuttanut.

Reaktioasteen mukaan turbiinit voidaan jakaa kahteen eri tyyppiin, tasapaine- eli aktioturbiineihin, joita nimitetään myös impulssiturbiineiksi sekä ylipaine- eli reaktioturbiineihin. Tämä jako on monivaiheisista aksiaaliturbiineista puhuttaessa hieman harhaanjohtava, koska yleensä aksiaaliturbiineissa on sekä aktio- että reaktiovaiheita.

Tämän vuoksi aktio- ja reaktioturbiineista puhumisen sijasta on usein mielekkäämpää käyttää termejä kammioturbiini ja rumputurbiini, sillä nämä turbiinit eroavat toisistaan rakenteellisesti. Aktioturbiinissa johtosiivet on kiinnitetty koteloon kiinnitettyihin kansiin, joissa tiivisteet ovat akselin ulkohalkaisijalla. Täten kahden peräkkäisen vaiheen johtosiivet muodostavat kammion, missä akseliin kiinnitetyt juoksupyöräkiekot ja täten kiekkoihin kiinnitetyt roottorisiivet pyörivät. Aktioturbiinista puhuttaessa voidaan käyttää myös termiä kammioturbiini. Reaktioturbiini eroaa rakenteellisesti aktioturbiinista siten, että juoksupyörän siivet eli roottorisiivet on kiinnitetty rumpu- maiselle akselille ja johtosiivet on kiinnitetty suoraan turbiininkoteloon. Reaktioturbiinista voidaan siis käyttää nimitystä rumputurbiini. (Lajunen 1978, 3.) Kammio- ja rumputurbiinin rakenne ja virtauksen paine- ja nopeusprofiilit selviää kuvasta 5.



**Kuva 5.** Kammierturbiinin (vasemmalla) ja rumppturbiinin (oikealla) periaatekaaviot (Huhtinen et al. 2008, 111; Traupel 1977, 150)

Kuten kuvasta 5 käy ilmi, ideaalisessa kammierturbiinissa paineenpudotus tapahtuu kokonaan staattorissa, eli tällöin reaktioaste  $r = 0$ . Staattorissa tapahtuva paineenpudotus lisää höyryn nopeutta. Nopeasti etenevän höyryn liikemäärä ja suunta muuttuu roottorisiivissä, tämä liikemäärän muutos luovuttaa roottorille energiaa (Wood 2007, 1383). Paras mahdollinen energianmuunto saadaan kammierturbiinissa siten, että höyryn nopeus on noin kaksinkertainen roottorin pyörimisnopeuteen nähden (Boyce 2006, 362).

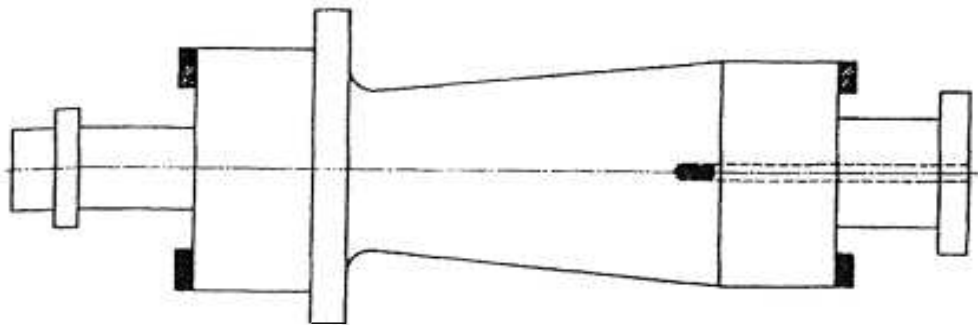
Rumppturbiineissa paineenpudotusta tapahtuu myös roottorissa, ja höyryn nopeus on vain hieman suurempi kuin roottorisiiven pyörimisnopeus. Yleensä rumppturbiinit pyritään suunnittelemaan siten, että reaktioaste  $r$  saisi arvon 0,5. Tällöin saavutetaan paras mahdollinen hyötysuhde, mutta todellisuudessa reaktioaste voi vaihdella erittäin paljon mentäessä siiven tyvestä sen kärkeen.. Jotta rumppturbiinissa saataisiin yhtä suuri entalpialasku, eli teho kuin kammierturbiinissa, tulee rumppturbiinissa olla kaksinkertainen määrä vaiheita kammierturbiiniin nähden. (Wood 2007, 383.)

### 3 ROOTTORIRAKENTEET

Turbiiniroottorit voidaan jakaa rakennustavan mukaan kolmeen eri ryhmään, taottuihin, kutistusliitoksiin ja hitsattuihin roottoreihin. Lisäksi on roottoreita jotka ovat valmistettu yhdistelemällä edellä mainittuja tapoja. (British Electricity International 1991, 90-91) Eri roottorivalmistajat ovat tutkineet ja kehittäneet erilaisia tapoja valmistaa roottoreita. Oli roottorin valmistustapa mikä tahansa tulee täyttää samat ehdot; korkea hyötysuhde ja kestävyys. Roottori joutuu kestävään suuria voimia, lämpötiloja ja lämmönvaihteluita. Nämä kaikki käyttöolosuhteet mukaan luettuna tulee ottaa huomioon suunniteltaessa roottoria.

#### 3.1 Taottu roottori

Taottu roottori on tehty yhdestä takeesta. Kun roottorin tae on saatu valmiiksi se koneistetaan. Suuria roottoreja on hankalaa tehdä takomalla, sillä takeen kasvaessa suureksi lisääntyvät mahdolliset virheet materiaalin ominaisuuksissa ja toisaalta tarpeeksi suuria takomoja on vähän tai ei ollenkaan. Kuvassa 6 näkyy kiinteänroottorin leikkauskuva.

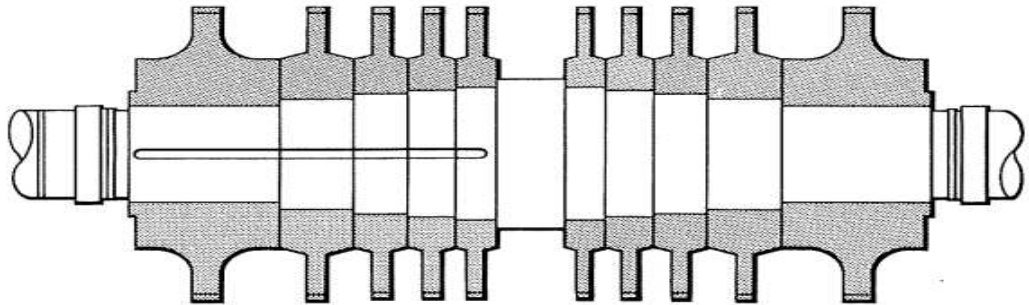


**Kuva 6.** Taottu roottori (Huhtinen et al. 2008, 107)

#### 3.2 Kutistusliitosroottori

Kutistusliitosrakenteessa roottoriakselille asennetaan roottorikielikot kutistusliitoksilla

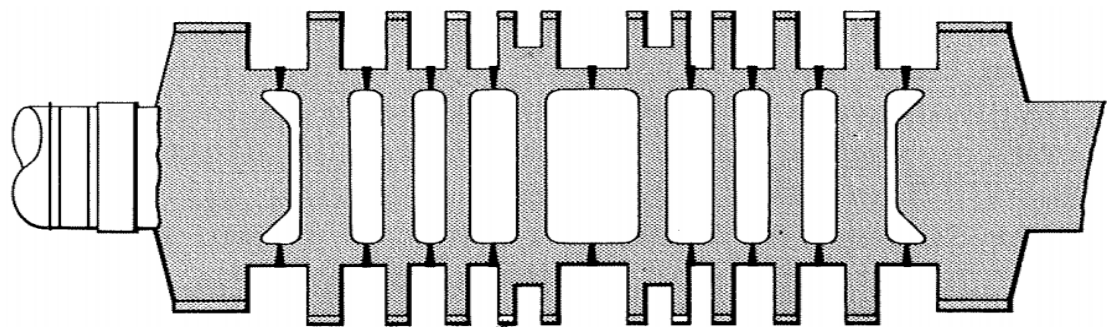
joihin liitetään sen jälkeen roottorisiivet. Yleensä syy kutistusliitoksien käyttöön johtuu siitä, että ei ole mahdollista tehdä tarpeeksi suurta taetta yhdellä kertaa, siten että materiaalin riittävät mekaaniset ominaisuudet toteutuisivat. (Sanders 2004, 298.) Kuvassa 7 on roottoriakseli johon on kiinnitetty kutistusliitoksilla roottorikiekot.



**Kuva 7.** Kutistusliitos roottori (British Electricity International 1991, 91)

### 3.3 Hitsattu roottori

Hitsattu roottori koostuu erillisistä kiekkoista jotka on taottu erikseen. Näin takeista saadaan huomattavasti pienempiä kuin silloin, kun koko roottori tehtäisiin vain yhdestä takeesta. Tällä tavoin on helpompi tarkistaa materiaaliominaisuudet ja arvioida takeen kunto. Tämä toisaalta tarkoittaa myös sitä, että takeet on koneistettava hyvin, jotta roottori on täysin tasapainossa kun kiekot on hitsattu yhteen. Kuvassa 8 hitsattu matalapaineturbiinin roottori.



**Kuva 8.** Hitsattu roottori (British Electricity International 1991, 91)

## 4 AKSIAALIVOIMIEN KOMPENSOINTI

Roottoriakselia poikkeuttavia voimia syntyy sekä kammio- että rumputurbiineissa, mutta kammioturbiinissa syntyvät voimat ovat pienempiä. Merkittävimmät aksiaali-voimat syntyvät roottorisiiven yli vaikuttavasta paine-erosta. (Pirro et al. 2001, 12.) Turbiinissa roottorisiiven yli vaikuttava paine-ero saa aikaan voiman joka pyrkii siirtämään roottoria aksiaalisesti virtauksen suuntaan. Tämä aksiaalivoima pitää kompensoida, jotta roottori pysyisi paikallaan eikä turbiinin toiminta vaarantuisi.

Turbiinissa esiintyy aksiaalivoimia ja venymää etenkin käynnistettäessä sekä pysäytettäessä, tämä johtuu lämpölaajenemisesta ja virtauksen transienteista. Lämpölaajeneminen on otettu huomioon turbiinin suunnittelussa ja materiaalivalinnoissa. Samoin aksiaalivoimien kompensoiminen on yksi tärkeä turbiinisuunnittelun osa-alue. Aksiaalivoimia voidaan kompensoida seuraavilla menetelmillä; turbiinirakenteet, tasapainotusmäntä ja painelaakeri.

### 4.1 Turbiinirakenteet

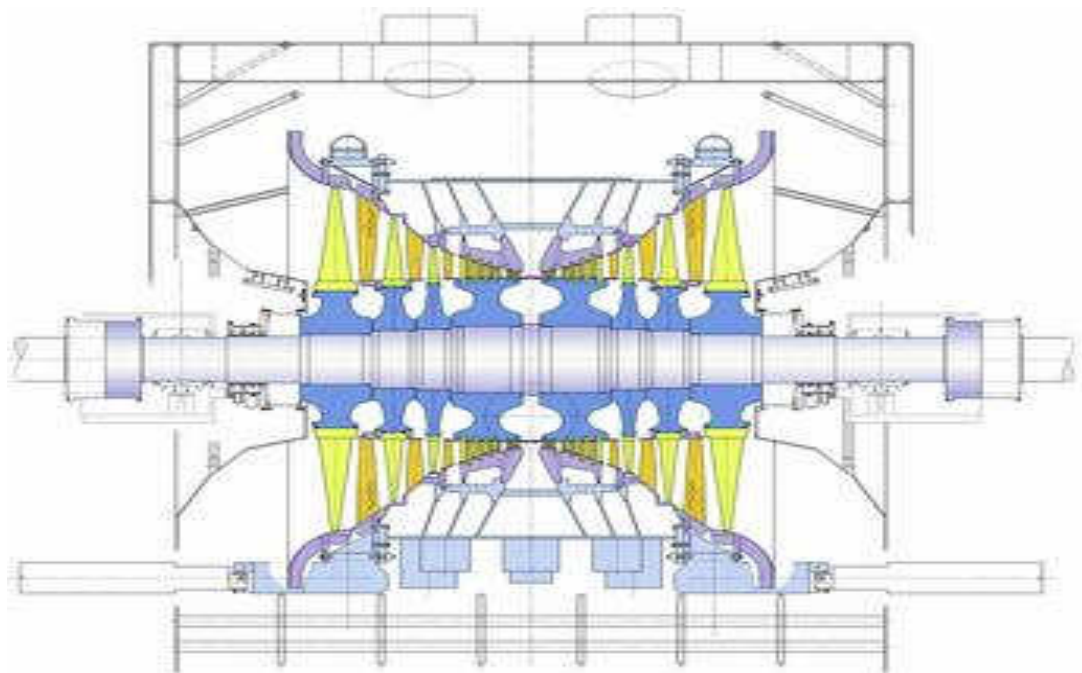
Turbiinit voidaan asetta samalle akselille siten että ne kompensoivat toiminnan yhteydessä syntyviä aksiaalivoimia. Hyvällä turbiinisuunnittelulla aksiaalivoimat voidaan kompensoida melkein kokonaan.

#### 4.1.1 Kaksijuoksuinen turbiini

Kaksijuoksuissa turbiineissa höyry johdetaan turbiiniin sen keskeltä, missä höyryvirtaus jakaantuu kahteen osaan ja höyry virtaa vastakkaisiin suuntiin toisiinsa nähden. Tällä tavoin turbiinipuolet teoriassa kumoavat toistensa aksiaalivoimat, mutta käytännössä aksiaalivoimia esiintyy, koska lämpölaajenemisen ja valmistustoleranssien takia vastakkaisuuntaiset höyryn polut eivät ole täysin identtisiä. Nämä aksiaalivoimat kompensoidaan painelaakerin avulla.

Suuren teholuokan höyryturbiineissa on useita matalapaineturbiineja ja ne ovat yleensä kaksijuoksuisia. Höyryn massavirtaa pienennetään myös väliotoilla. Näillä tavoilla matalapaineturbiinin viimeisen vaiheen siivet eivät tule liian pitkiksi, sillä höyryn painuksessa turbiinissa sen ominaistilavuus kasvaa moninkertaiseksi, ylikriittisillä turbiineilla jopa 3000 kertaiseksi. (Wood 2007, 1382.) Samasta syystä virtauspoikkipinta-ala kasvaa jatkuvasti mentäessä turbiinin läpi.

Kuvassa 9 on Siemensin kaksijuoksuinen matalapaineturbiini. Kuvasta nähdään että roottori on kutistusliitostyyppinen. Akselin ympärille kuristusliitoksin liitetyt roottorikiekkot ovat sinisiä, roottorikiekkoihin kiinnitetyt roottorisiivet ovat vaaleankeltaisia ja staattorisiivet ovat tummankeltaisia.



**Kuva 9.** Kaksijuoksuinen turbiini (Siemens 2004)

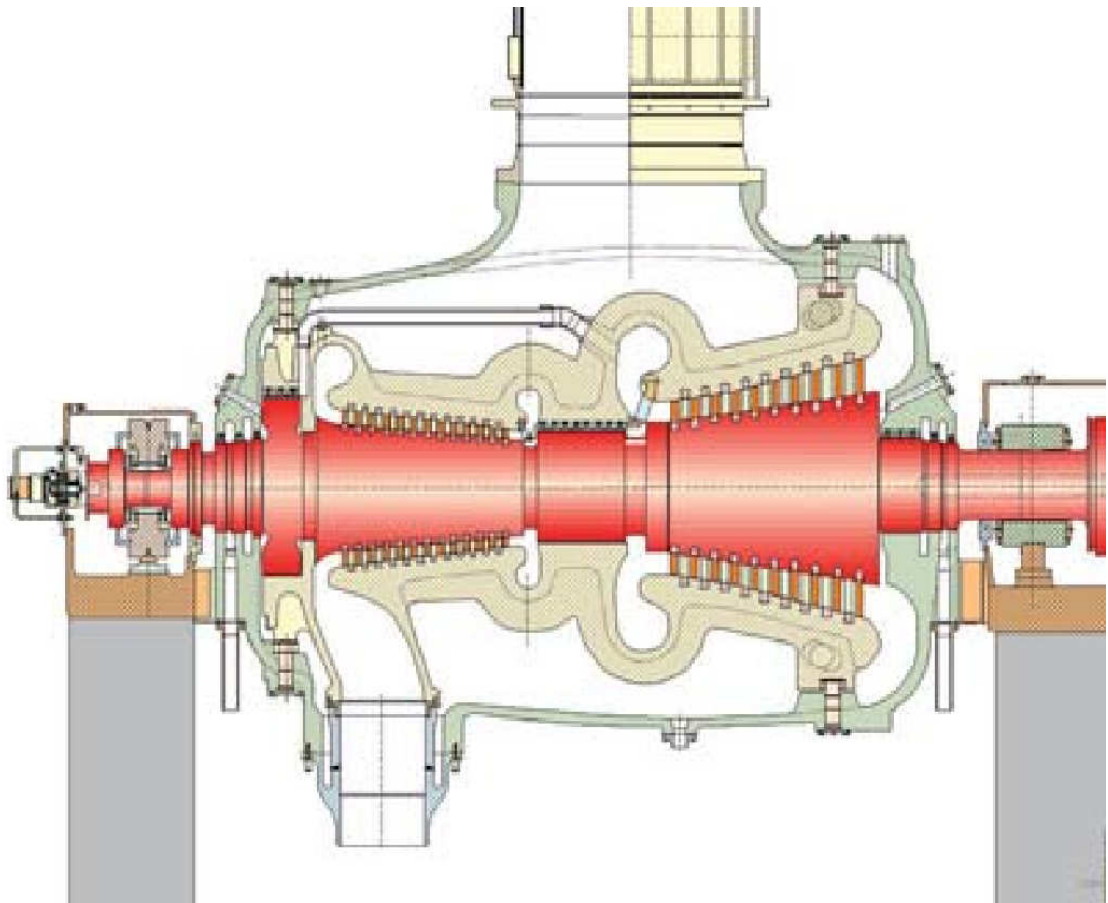
#### 4.1.2 Vastakkaisvirtausturbiini

Vastakkaisvirtausturbiinien aksiaalivoimien kompensointi perustuu siihen, että samassa turbiinikotelossa olevat korkeapaine- ja keskipaineturbiini ovat toisiinsa nähden



vastakkain, siten että höyryt virtaavat vastakkaisiin suuntiin. Tässä tapauksessa höyryvirtausta ei jaeta osiin kuten kaksijuoksuissa turbiineissa, vaan ensin höyry johdetaan turbiiniin sisään keskeltä ja korkeapaineturbiinin läpimentyään höyry johdetaan keskipaineturbiinin juoksuun joka alkaa myös turbiinin keskeltä.

Kuvassa 10 on eräs konstruktio vastakkaisvirtausturbiineista. Höyryn virratessa korkeapaineturbiinin läpi vasemmalle saa se aikaan roottoriin vasemmalle vaikuttavan aksiaalivoiman, se voima kompensoidaan voimalla, joka syntyy höyryn virratessa keskipaineturbiinin läpi vastakkaiseen suuntaan.

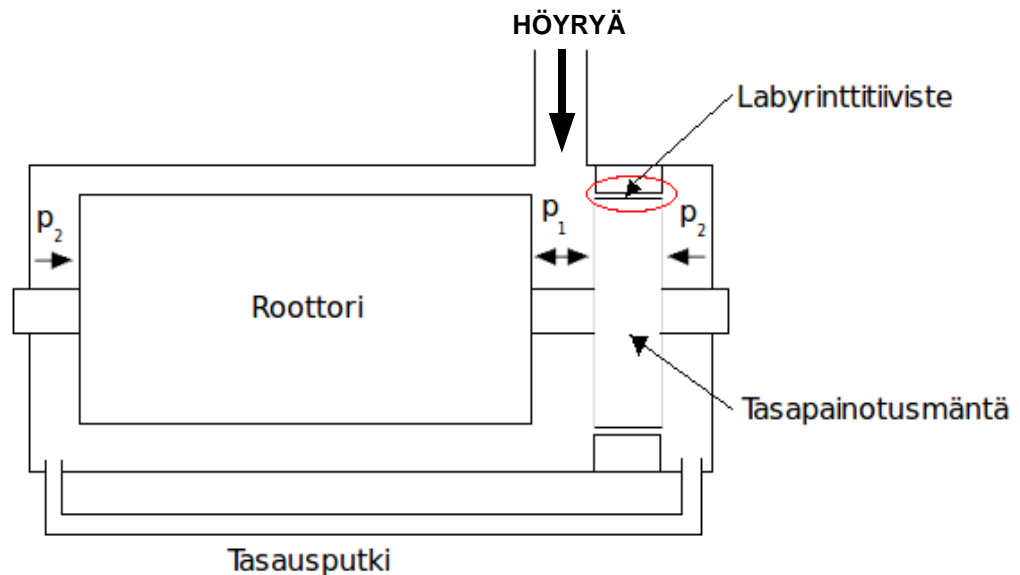


**Kuva 10.** Vastakkain olevat korkeapaine ja keskipaine turbiinit (Siemens 2008)

## 4.2 Tasapainotusmäntä

Tasapainotusmäntää käytetään yksijuoksisissa turbiineissa tasapainottamaan siinä syntyviä aksiaalivoimia. Nämä aksiaalivoimat syntyvät roottorisiipien yli vaikuttavan paine-eron johdosta. Tasapainotusmännän halkaisija mitoitetaan turbiiniin siten, että se kompensoi turbiinin täydellä kuormalla tuottaman aksiaalisen voiman. (Dietzel 1980, 101.)

Tasapainotusmännän toimintaa havainnollistetaan yksinkertaistetusti kuvassa 11.



**Kuva 11.** Tasapainotusmännän yksinkertaistettu periaatekuva.

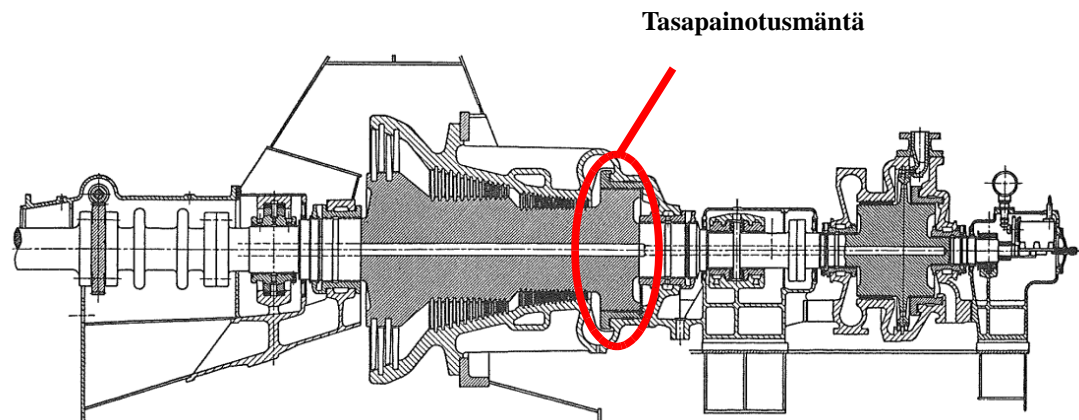
Kuvasta nähdään, että turbiiniin tulee höyryä, jolla on suuri paine  $p_1$ . Tämä paine vaikuttaa tasapainotusmäntään, joka on kuvan oikeassa reunassa. Höyryn paisuessa turbiinin läpi on paine laskenut arvoon  $p_2$ , tämä saa aikaan vasemmalle vaikuttavan voiman, joka pitää kompensoida.

Tasausputken kautta alentunut paine  $p_2$  vaikuttaa myös tasapainotusmännän oikealla puolella. Tasapainotusmännän yli vaikuttaa paine-ero saa aikaan voiman, joka vaikuttaa puolestaan oikealle, joten roottorissa syntynyt voima kumoutuu. Tämä voima voidaan laskea yhtälöllä 2.

$$F = \Delta p A \quad (2)$$

missä  $F$  on voima,  $\Delta p$  männän yli vaikuttava paine-ero ja  $A$  tasapainotusmännän pinta-ala.

Todellisissa turbiineissa syntyvien aksiaalivoimien määrittäminen on monimutkaista. Syntyvät aksiaalivoimat on kuitenkin oltava tiedossa tasapainotusmääntää suunniteltaessa. Kuvassa 12 on turbiini, jonka tuottama sähköteho on 10 MW. Turbiinin roottori pyörii 3000 kierrosta minuutissa, lisäksi turbiinissa on tasapainotusmääntä. (Loschge et al. 1967, 66)



**Kuva 12.** Tasapainotusmännällisen turbiinin leikkauskuva (Loschge et al. 1967, 66)

Tasapainotusmännän ulkohalkaisijalla olevan labyrinttitiivisteen tehtävänä on estää suora virtaus tasapainotusmännän yli. Tasapainotusmännän yli vaikuttava paine-ero määrää labyrinttitiivisteen koon.

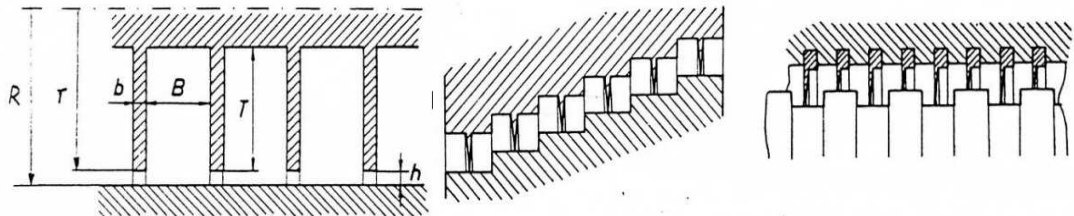
#### 4.2.1 Labyrinttitiiviste

Labyrinttitiiviste on käytetyin akselitiivistetyyppi turbokoneissa, sillä se ei normaali-tilanteissa aiheuta kontaktia tiivistettävien pintojen välille. Hankaavia tiivisteitä ei yleensä voi käyttää turbiineissa suuren pyörimisnopeuden, lämpötilan ja paine-eron takia. Labyrinttitiivisteet kuluttavat hyvin vähän turbiinin akselitehoa, jonka lisäksi ne

sietävät likaantumista. (Boyce 2006, 527.)

Labyrinttitiivisteet ovat mekaanisesti hyvin yksinkertaisia, periaatteessa ne ovat vain peräkkäisiä kuristussuuttimia ja kammioita. Höyryn kulkiessa labyrinttitiivisteiden läpi se menettää energiaansa kuristuessaan ja paisuessaan peräkkäin, jolloin jokaisen kamion välille syntyy paine-ero. Tarpeeksi pitkällä labyrinttitiivisteellä saadaan suuretkin paine-erot tiivistettyä. On kuitenkin huomioitava se seikka, että labyrinttitiivisteet vuotavat aina hieman. (Reunanen 1995, 6.)

Labyrinttitiivisteitä on monia eri tyyppisiä, yleisimmät tyypit ovat: puolilabyrintti-, porrastettu labyrintti- ja täyslabyrinttitiiviste. Kuvassa 13 on esitetty mainittujen labyrinttitiivisteiden periaatteelliset kuvat.



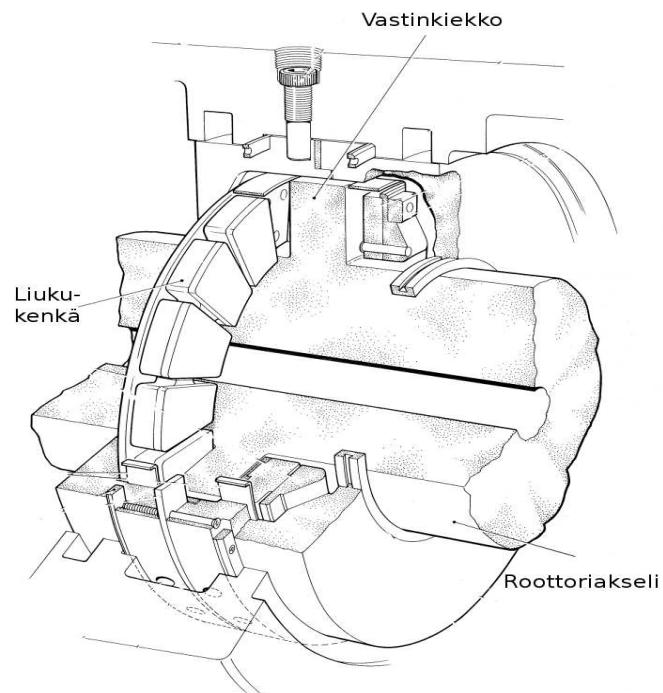
**Kuva 13.** Labyrinttitiivisteet: puoli-, porrastettu- ja täyslabyrinttitiiviste (Reunanen 1995, 7)

### 4.3 Laakerointi

Painelaakerin tärkeimmät tehtävät on pitää roottoria paikallaan ja vastustaa aksiaalivoimien epätasapainoa. Laakerointi ei kuitenkaan kestä suurta painetta, teräsvahvisteiset laakerit 17-35 bar, joten turbiinirakenteiden tai tasapainotusmännän avulla pyritään voimat muuntaa laakerin hallittavaksi. Painelaakereiden paineenkestävyyttä voidaan parantaa huolehtimalla laakereiden lämmönsiirrosta, hyvin lämpöä siirtävä painelaakeri voi kestää jopa 70 bar painetta. (Boyce 2006, 524.) Vaikka turbiinissa syntävä aksiaalivoima on yleensä höyryvirtauksen suuntainen, tehdään painelaakerit aina siten, että ne estävät roottorin aksiaalisen liikkumisen myös virtauksen vastai-

seen suuntaan.

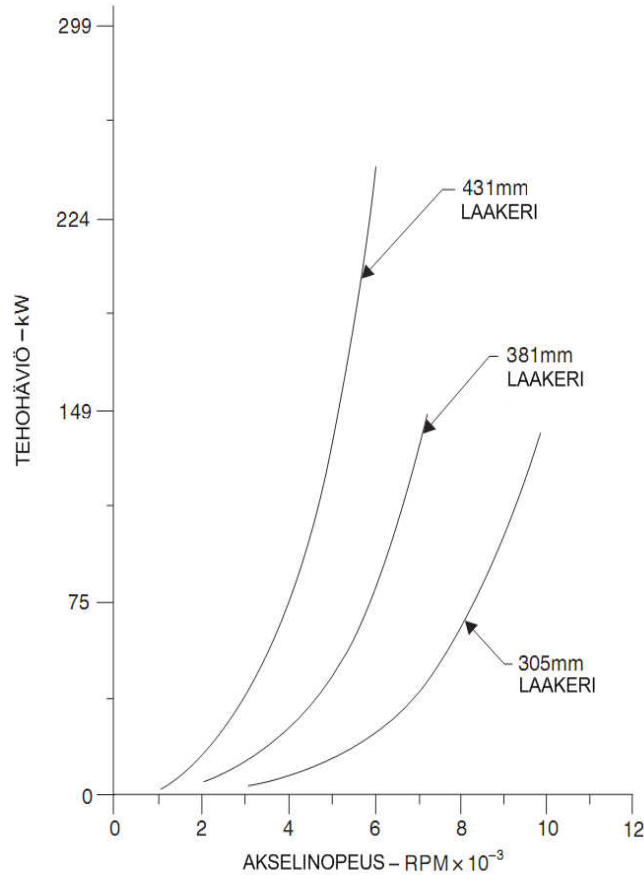
Nykyisin turbiineissa käytetään yleensä painelaakereina liukukenkälaakereita (Huhtinen et al. 2008, 124). Painelaakereiden voitelu pitää olla hallinnassa aina turbiinin ollessa käytössä, sillä laakereissa syntyvä metalli- metalli kosketus aiheuttaa haitallisia vaikutuksia turbiiniin. Laakereiden voitelulla on toinenkin tehtävä: se jäähdyttää laakereita. Toisaalta laakereiden jäähdytyksestä syntyy tehohäviöitä, mutta nämä häviöt pyritään minimoimaan hyvällä suunnittelulla. (Boyce 2006, 524) Kuvassa 14 on liukukenkätyyppisen painelaakerin rakennekuva.



**Kuva 14.** Liukukenkälaakeri (British Electricity International 1999, 109)

Turbiinit tulisi suunnitella siten, että painelaakeriin kohdistuisi mahdollisimman pieni voima. Painelaakereissa kuluu noin 0,8 – 1 % turbiinin akselitehosta (Boyce 2006, 524). Laakereiden tehonkulutus on riippuvainen turbiinin kierrosnopeudesta. Suurite-

hoisten höyryturbiinien kierrosnopeudet voivat olla 1500, 1800, 3000 tai 3600 rpm. Tästä johtuen suuritehoisten höyryturbiinien laakereissa kuluu noin 0,3 – 0,5 % turbiinin kokonaistehosta. (Leyzerovich 1997, 413.) Kuvassa 15 on esitetty painelaakerin tehonkulutus akselin pyörimisnopeuden suhteen.



**Kuva 15.** Painelaakerintehonkulutus akselin kierrosnopeuden funktiona (Boyce 2006, 526)

Kuvasta nähdään, että pyörimisnopeuden kiihtyessä tehohäviöt alkavat kasvaa lähes eksponentiaalisesti. Suurten voimalaitosturbiinien pyörimisnopeudet ovat Euroopassa 1500 rpm tai 3000 rpm. Näillä pyörimisnopeuksilla laakereiden tehohäviöt eivät vielä ole kriittisen suuria.

## 5 TASAPAINOTUSMÄNNÄN LASKENTA

Tasapainotusmännän esimerkkilasku tehdään kolmelle eri tapaukselle. Kussakin tapauksessa käytetään lähtöarvoina Loviisan ydinvoimalaitoksen korkeapaineturbiinin arvoja hieman muunnellen.

Ydinvoimalaitoksissa käytetään pienempää painetta ja lämpötilaa tuorehöyrylle kuin muissa lauhdutusvoimalaitoksissa, joten ydinvoimalaitosten turbiineja sanotaan kosteahöyryturbiineiksi, koska ne toimivat pääosin kostean höyryn alueella. Kostean höyryn alueella höyryn ominaistilavuus on suuri verrattuna sen lämpösisältöön. Tästä syystä ydinvoimalaitoksissa käytetään suurempaa massavirtaa kuin muissa lauhdutusvoimalaitoksissa, joten ydinvoimaloiden turbiinit ovat kooltaan suuria muihin voimalaitoksiin verrattuna.

Loviisan yhteen reaktoriin on kytketty kaksi turbogeneraattoria. Yhden turbogeneraattorin turbiini koostuu yksijuoksuisesta korkeapaineturbiinista, ja kahdesta kaksijuoksuisesta matalapaineturbiinista ja tämä koko turbiini konstruktio on kytketty samalle akselille. Loviisan voimalaitoksen turbogeneraattori on esitetty kuvassa 1. Koska Loviisan ydinvoimalaitoksen matalapaineturbiinit ovat symmetrisiä kaksijuoksuisia turbiineja, otetaan tasapainotusmännän mitoituksessa huomioon vain korkeapaineturbiinissa syntyvät aksiaaliset voimat.

Tasapainotusmännän koko riippuu kompensoitavien voimien suuruudesta, joten tasapainotusmännän suunnittelu aloitetaan laskemalla kompensoitavat voimat. Loviisan korkeapaineturbiinit ovat rakenteeltaan kammioturbiineja, joten aksiaalivoimat syntyvät roottorisiivissä ja roottorikiekoissa. Yhden vaiheen roottorisiipien aiheuttama aksiaalivoima voidaan laskea yhtälön 3 mukaan (Leyzerovich 1997,211).

$$F_{nb} = q_m (c_2 \sin \alpha_2 - c_3 \sin \alpha_3) + \pi dl (p_2 - p_3) \quad (3)$$

Yhtälössä  $q_m$  on massavirta,  $c_2$  virtauksen absoluuttinopeus ennen roottorisiipeä,  $\alpha_2$  absoluuttinopeuden  $c_2$  kulma,  $c_3$  virtauksen absoluuttinopeus roottorisiiven jälkeen,  $\alpha_3$  absoluuttinopeuden  $c_3$  kulma,  $d$  siiven keskihalkaisija  $l$  siivenkeskipituus.

Katsomalla nopeusvektoreita kuvasta 3, voidaan yhtälö kolme sieventää muotoon, joka esitetään yhtälössä 4.

$$F_{nb} = q_m (c_{n2} - c_{n3}) + \pi dl (p_2 - p_3) \quad (4)$$

Yhtälön 3 ensimmäinen termi voidaan yleensä jättää huomiotta, jos vaiheen entalpiaputous ei ole liian suuri. Tällöin yhden vaiheen aksiaalivoima voidaan laskea yhtälöllä 5, joka voidaan kirjoittaa myös reaktioasteen  $r$  avulla. (Leyzerovich 1997, 212.) Reaktioasteen laskenta on esitetty yhtälössä 1

$$F_{nb} = \pi dl (p_2 - p_3) \approx \pi dl (p_1 - p_3) r \quad (5)$$

Yhden turbiinivaiheen roottorikiekoissa syntyvät aksiaalivoimat voidaan laskea yksinkertaistetulla yhtälöllä 6, joka on saatu yksinkertaistamalla Leyzerovichin laskentayhtälöä (Leyzerovich 1997, 212.)

$$F_{n1} = \frac{\pi}{4} [(d-l)^2 - d_a^2] (p_2 - p_3) \quad (6)$$

Yhtälössä  $F_{n1}$  on roottorikiekossa syntyvä voima ja  $d_a$  on akselinhalkaisija.

Turbiinissa syntyvät aksiaalivoimat saadaan laskemalla yhteen jokaisen vaiheen roottorisiivissä ja roottorikiekossa syntyvät aksiaalivoimat. Jotta roottori saataisiin tasapainoon pitää tasapainotusmännän olla sopivan kokoinen kompensoidakseen roottorin aksiaalivoimat. Yhtälöä 7 tarvitaan tasapainotusmännän kokoa laskettaessa.



$$F_m = \sum F_{nb} + \sum F_{nl} \quad (7)$$

Yhtälössä  $F_m$  on tasapainotusmännän synnyttämä voima.

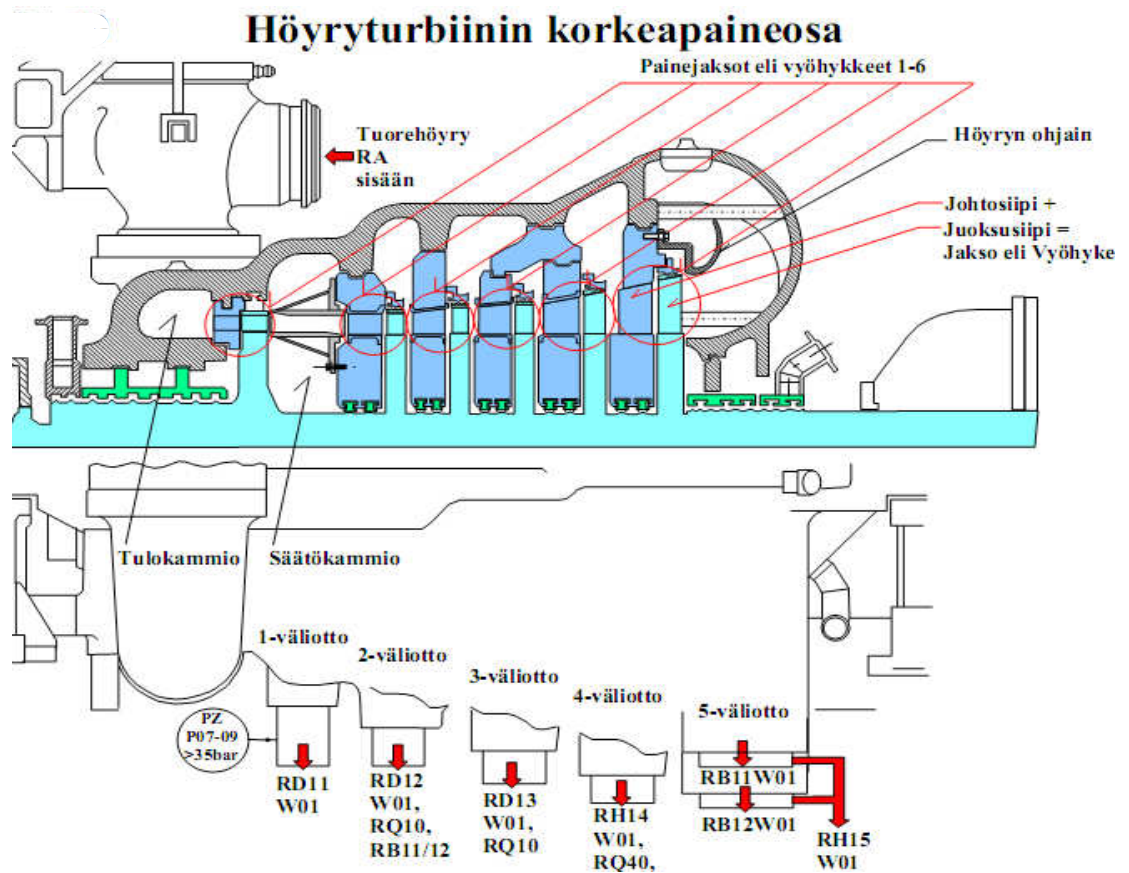
Kun tasapainotusmännän synnyttämä voima on selvillä voidaan laskea männän halkaisija yhtälöllä 8.

$$d_m = \sqrt{\frac{4 \cdot F_m}{\pi \cdot \Delta p} + d_a^2} \quad (8)$$

Yhtälössä  $d_m$  on tasapainotusmännän halkaisija ja  $d_a$  on roottoriakselin halkaisija.

Yhtälöstä 8 voidaan päätellä että tasapainotusmännän kokoon voidaan vaikuttaa männän ylivaikuttavan paine-eron avulla. Mitä suurempi paine-ero on sitä pienempi halkaisija männälle tarvitaan.

Kuvassa 16 on esitetty Loviisan voimalaitoksen yhden korkeapaineturbiinin leikkauskuva.



**Kuva 16.** Loviisan voimalaitoksen korkeapaineturbiinin leikkauskuva (Fortum 2002, 6)

Kuvasta nähdään, että Loviisan ydinvoimalaitoksen korkeapaineturbiinit ovat tyypiltään kuusivaiheisia kammioturbiineja. Kuvaan on myös merkitty turbiinivyöhykkeet eli turbiinivaiheet. Virtauskanava kasvaa mentäessä ensimmäisestä vaiheesta kuudenteen, vaikka höyrynmassavirta on ensimmäisessä vaiheessa 396,3 kg/s ja kuudennessa vaiheessa 301,9 kg/s, massavirtojen erotus otetaan väliotoissa pois lämmönsiirtimille. Tämä johtuu siitä että höyryn tilavuus suurenee kokoajan paineen pienentyessä.

## 5.1 Tapaus 1

Ensimmäisessä esimerkkitapauksessa lasketaan tasapainotusmäntä Loviisan voimalaitoksen korkeapaineturbiinille siten, että turbiini toimii nykyisillä toiminta-arvoillaan, jotka on esitetty taulukossa 1.

**Taulukko 1.** Tapauksen 1 lähtöarvot (Korhonen 2010, 58)

vaihe	1	2	3	4	5	6
$d_k$ [mm]	1190	1150	1150	1150	1160	1162
$l$ [mm]	83	111	132	157	220	285
$q_m$ [kg/s]	396	378	340	315	315	302
$p_1$ [kPa]	4124	2827	2006	1354	911	561
$p_2$ [kPa]	3154	2138	1459	1002	652	402
$p_3$ [kPa]	2827	2006	1354	911	561	334

Loviisan voimalaitoksen turbiinit ovat kammioturbiineja, joten turbiinissa syntyy aksiaalivoimia jokaisen turbiinivaiheen roottorisiivissä ja roottorikiekoissa. Tasapainotusmäntä pyritään suunnittelemaan siten, että männän synnyttämä voima kompensoi kaikki roottorissa syntyvät voimat.

Roottorisiipien aiheuttama aksiaalivoima  $F_{nb}$  lasketaan yhtälön 5 avulla. Alla on laskettu ensimmäisen vaiheen roottorisiiven aiheuttama aksiaalivoima.

$$F_{nb} = \pi \cdot d \cdot l (p_2 - p_3) = \pi \cdot (1190 + 83) \text{ mm} \cdot 83 \text{ mm} \cdot (3153,8 - 2827,0) \text{ kPa} \\ = 108,5 \text{ kN}$$

Ensimmäisen vaiheen roottorikiekon aiheuttama aksiaalivoima on laskettu alla sijoittamalla arvot yhtälöön 6. Loviisan voimalaitoksen korkeapaineturbiiniroottoriakselin halkaisija on 420 mm.

$$F_{nl} = \frac{\pi}{4} [(d-l)^2 - d_a^2] (p_2 - p_3) = \frac{\pi}{4} [(1190 \text{ mm})^2 - (420 \text{ mm})^2] \cdot (3153,8 - 2827,0) \text{ kPa} \\ = 318,2 \text{ kN}$$

Laskemalla yhteen jokaisen vaiheen roottorisiivissä ja roottorikiekossa syntyvät aksiaalivoimat, saadaan selville voima joka tasapainotusmännän täytyy kehittää. Tämä voima on laskettu alapuolella.

$$F_m = \sum F_{nb} + \sum F_{nl} = 455,1 \text{ kN} + 759,2 \text{ kN} = 1214,3 \text{ kN}$$

Nyt voidaan laskea tasapainotusmännän halkaisija yhtälön 8 avulla.

$$d_m = \sqrt{\frac{4 \cdot F_m}{\pi \cdot \Delta p} + d_a^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1214,3 \text{ kN}}{\pi \cdot (4123,7 \text{ kPa} - 334,2 \text{ kPa})} + (420 \text{ mm})^2} = 764 \text{ mm}$$

Tasapainotusmännän halkaisijaksi saadaan 764 mm, siten että männän korkeapainepuolelle vaikuttaa tuorehöyryn paine ja matalapainepuolelle vaikuttaa korkeapaineturbiinista pois lähtevä paine.

## 5.2 Tapaus 2

Tapauksessa 2 korkeapaineturbiinin jokaisen vaiheen reaktioaste on nostettu arvoon 0,5, eli jokaisen vaiheen staattorissa ja roottorissa tapahtuu yhtä suuri paineen pudotus. Tämä reaktioasteiden nosto on toteutettu roottorisiipien geometriaa muuttamalla, joten turbiini on vieläkin kammiotyyppinen. Taulukkoon 2 on merkitty tapauksessa käytettävät lähtöarvot.

**Taulukko 2.** Tapauksen 2 lähtöarvot

vaihe	1	2	3	4	5	6
$d_k$ [mm]	1190	1150	1150	1150	1160	1162
$l$ [mm]	83	111	132	157	220	285
$q_m$ [kg/s]	396	378	340	315	315	302
$p_1$ [kPa]	4124	2827	2006	1354	911	561
$p_2$ [kPa]	3475	2417	1680	1132	736	448
$p_3$ [kPa]	2827	2006	1354	911	561	334

Tässä tapauksessa roottorissa syntyvien voimien summaksi saadaan:

$$F_m = \sum F_{nb} + \sum F_{nl} = 1026 \text{ kN} + 1759 \text{ kN} = 2785 \text{ kN}$$

Huomataan että reaktioasteen kasvaessa myös aksiaalivoimat kasvavat, joka on odotettavaa. Täten myös tasapainotusmännän halkaisija kasvaa arvoon  $d_m = 1054 \text{ mm}$ .

### 5.3 Tapaus 3

Viimeisessä tapauksessa lasketaan tasapainotusmännän koko silloin, jos korkeapaineturbiiniin lisättäisiin yksi vaihe lisää ja jokaisen vaiheen reaktioaste olisi 0,5. Kuten taulukosta 3, jossa on esitetty 3 tapauksen lähtöarvot, huomaa, on uusi vaihe lisätty ensimmäisen ja toisen vaiheen väliin, jossa on kuvan 16 mukaisesti ennen ollut säätökammio. Säätökammio on siis mahdollistanut uuden vaiheen lisäämisen ilman koko turbiinin täydellistä uudelleen suunnittelua.

**Taulukko 3.** Tapauksen 3 lähtöarvot

vaihe	1	2	3	4	5	6	7
$d_k$ [mm]	1190	1150	1150	1150	1150	1160	1162
$l$ [mm]	83	97	111	132	157	220	285
$q_m$ [kg/s]	396	396	378	340	315	315	302
$p_1$ [kPa]	4124	3300	2827	2006	1354	911	561
$p_2$ [kPa]	3712	3064	2417	1680	1132	736	448
$p_3$ [kPa]	3300	2827	2006	1354	911	561	334

Näillä arvoilla  $F_m$  arvo voidaan laskea yhtälöiden 5, 6, ja 7 avulla.

$$F_m = \sum F_{nb} + \sum F_{nl} = 1037 \text{ kN} + 1741 \text{ kN} = 2778 \text{ kN}$$

Nyt voidaan laskea tasapainotusmännän halkaisija yhtälön 8 avulla.

$$d_m = 1054 \text{ mm}$$

## 5.4 Tulokset

Laskennan perusteella voidaan todeta, että Loviisan ydinvoimalaitoksen korkeapaine-turbiineissa syntyy huomattavan suuria aksiaalivoimia. Nykyisessä turbiinikonstruk-tiossa aksiaalivoimien kompensoimisen hoitaa painelaakeri. Kuten kappaleessa 4.3 on kerrottu, kuluttaa laakereiden voitelu ja jäähditys osan tuotetusta tehosta. Häviötehoa voitaisiin pienentää rakentamalla turbiiniin tasapainotusmäntä, joka kompensoisi syn-tyvät aksiaalivoimat. Taulukossa 4 on esitetty kolmella eri tapauksella saadut lasken-tatulokset.

**Taulukko 4.** Tulokset

Tapaus	$\Sigma F_{nb}$ [kN]	$\Sigma F_{nl}$ [kN]	$F_m$ [kN]	$d_m$ [mm]
1	455	759	1214	764
2	1026	1759	2785	1054
3	1037	1741	2778	1054

Huomioitavaa tuloksissa on se, että reaktioasteen nostaminen kasvattaa huomattavasti tarvittavan tasapainotusmännän halkaisijaa. Mutta vaikka turbiiniin lisättäisiin yksi vaihe reaktioasteen pysyessä samana, ei tarvittavan tasapainotusmännän halkaisija kasva. Laskennassa saadut tulokset ovat suuntaa antavia. Käytännön suunnittelussa tarvitaan paljon enemmän tietoa turbiinista ja turbiininläpi menevästä virtauksesta.

Työssä on mitoitettu ainoastaan tasapainotusmännän halkaisija. Tasapainotusmännän pituus riippuu siitä, kuinka suuri paine-ero männän yli vaikuttaa. Paine-eron ollessa tiedossa pitää valita labyrinttitiivistetyyppi siten että kaikki roottorin liikkuminen transienttitilanteissa ei aiheuta kontaktia tiivistettävien pintojen välillä.

## 6 YHTEENVETO

Isoissa höyryturbiineissa syntyy suuria aksiaalivoimia, jotka täytyy kompensoida jotta turbiinin toiminta ei vaarantuisi. Tässä kandidaatintyössä on selvitetty, miksi turbiineissa syntyy aksiaalivoimia, sekä esitelty eri tapoja voimien kompensoimiseen. Näitä ovat turbiinirakenteet, tasapainotusmännä ja painelaakeri. Lisäksi työssä on mitoitettu yksinkertaisesti tasapainotusmännän halkaisija Loviisan ydinvoimalaitoksen korkeapaineturbiinille kolmessa eri tapauksessa. Mitoituksen tuloksista käy ilmi että turbiinin reaktioasteella on suuri vaikutus aksiaalivoimien suuruuteen.

Turbiinien suunnittelu on varsin haastavaa ja suunnittelussa pitää ottaa huomioon monia kokonaisuuksia. Yksi näistä kokonaisuuksista ovat juuri roottorin synnyttämät aksiaalivoimat ja niiden kompensointi. Eri turbiinivalmistajat ovat ratkaisseet aksiaalivoimien kompensoimisen eri tavoin, kuitenkin siten, että painelaakerille tuleva voima ei kasva niin suureksi, että laakeri ja turbiini vaurioituisivat.

Turbiineissa syntyy aksiaalivoimia aina, joten onkin yllättävää, että aksiaalivoimien kompensoimisesta löytyi varsin vähän kirjallista materiaalia ja suuri osa materiaaleista oli saksaksi. Tasapainotusmännän halkaisijan mitoitus oli opettavaista. Jotta mitoitus voitaisiin tehdä perusteellisemmin, tarvitaan tarkempaa tietoa turbiinista ja virtauksen ominaisuuksista turbiinin eri kohdissa.



## LÄHTEET

Boyce, M. P. 2006. Gas Turbine Engineering Handbook. Third Edition. Elsevier.

British Electricity International. 1991. Modern Power Station Practice. Third Edition. Incorporating Modern Power System Practice. Volume C. Turbines, Generators and Associated Plant. London.

Dietzel, F. 1980. Turbinen, Pumpen und Verdichter. Würzburg: Vogel-Verlag.

Fortum. 2002. Loviisan voimalaitoksen yleiskuvaus. Osa 2 Primääri- ja sekundääripiirin pääjärjestelmät / SA Höyryturbiini. Loviisa. 9s.

Fortum. 2010. Fortumin Loviisan voimalaitos [verkkodokumentti]. [viitattu 01.11.2010]. Saatavilla: [www.fortum.com/gallery/Loviisa/Voimalaitosesite\\_Suomi.pdf](http://www.fortum.com/gallery/Loviisa/Voimalaitosesite_Suomi.pdf)

Huhtinen, M., Korhonen, R., Pimiä, T. & Urpalainen, S. 2008. Voimalaitostekniikka. Keuruu: Otavan kirjapaino.

Korhonen, Calle. 2010. Kosteaa höyryä paisunnan erityispiirteet ydinvoimalaitosten turbiineissa. Diplomityö. Lappeenranta teknillinen yliopisto, Teknillinen tiedekunta, Energiatekniikka. Lappeenranta.

Lajunen, M. 1978. Höyry- ja kaasuturbiinit. Uusittu painos. Tampere: Tampereen kirjapaino.

Larjola, J. 2004. Turbokoneet, suunnittelun ja laskennan perusteet osa II. Lappeenranta. 22s.

Leyzerovich, A. 1997. Large Power Steam Turbines: Design and Operation Volume I. Tulsa, Oklahoma: PennWell Corporation.

Loschge, A., Blenke, H. & Rüger K. 1967. Konstruktionen aus dem Dampfturbinenbau. Berliini: Springer-Verlag. 78s.

McCloskey, T. H. 2005. Steam Turbines. In: Earl, L. & Ramnendra, R. Handbook of Turbomachinery. Marcel Dekker.

Pirro, D. M. & Wessol, A. A. 2001. Lubrication Fundamentals, Second Edition. CRC Press.

Reunanen, A. 1995. Labyrinttiivisteet. Turbokonetekniikan seminaari. Lappeenranta. 28s.

Sanders, W. P. 2004. Turbine Steam Path Volume IIIb - Mechanical Design and Manufacture. PennWell corporation.

Siemens. 2004. Raising steam on an unprecedented scale [verkkodokumentti]. [viitattu 18.8.2010]. Saatavilla: [http://www.energy.siemens.com/hq/pool/hq/power-generation/power-plants/conventional-island/downloads/raising\\_steam\\_on\\_an\\_unprecedented\\_scale.pdf](http://www.energy.siemens.com/hq/pool/hq/power-generation/power-plants/conventional-island/downloads/raising_steam_on_an_unprecedented_scale.pdf).

Siemens. 2008. Siemens Steam Turbine-Generator SST-5000 Series[verkkodoku-

menti]. [viitattu 18.8.2010]. Saatavilla:

[http://www.energy.siemens.com/mx/pool/hq/power-generation/steam-turbines/SST-5000/downloads/E50001-W210-A142-X-4A00\\_SST5000\\_US.pdf](http://www.energy.siemens.com/mx/pool/hq/power-generation/steam-turbines/SST-5000/downloads/E50001-W210-A142-X-4A00_SST5000_US.pdf)

Traupel, W. 1977. Thermische Turbomaschinen. Springer.

Wood, M. B. 2007. Steam Turbines. In: Capehart, B. L. Encyclopedia of Energy Engineering and Technology. Taylor & Francis.

Liite 1. Laskenta tulokset

**Tapaus 1**

vaihe	1	2	3	4	5	6	
$d_k$	1,19	1,15	1,15	1,15	1,16	1,162	m
$l$	0,083	0,111	0,132	0,157	0,22	0,285	m
$p_1$	4123,7	2827	2006	1353,5	911	561,4	kPa
$p_2$	3153,8	2138,4	1459	1001,5	651,7	402	kPa
$p_3$	2827	2006	1353,5	911	561,4	334,2	kPa

$$r = \frac{p_2 - p_3}{p_1 - p_3}$$

$r$	0,2520	0,1613	0,1617	0,2045	0,2583	0,2984
-----	--------	--------	--------	--------	--------	--------

$$F_{nb} = \pi dl (p_2 - p_3), \text{ missä } d = d_k + l$$

$F_{nb}$	108477	58220	56087	58341	86127	87840	N
----------	--------	-------	-------	-------	-------	-------	---

$$F_{nl} = \frac{\pi}{4} [(d_k)^2 - (d_a)^2] (p_2 - p_3), \text{ missä } d_a = 0,42\text{m}$$

$F_{nl}$	318191	119179	94965	81463	82921	62507	N
----------	--------	--------	-------	-------	-------	-------	---

$$F_m = \sum F_{nb} + \sum F_{nl}$$

$F_m$	1214321	N
-------	---------	---

$$d_m = \sqrt{\frac{4 \cdot F_m}{\pi \cdot \Delta p} + d_a^2}, \text{ missä } \Delta p = (4123,7 - 334,2)\text{kPa}$$

$d_m$	0,7645	m
-------	--------	---

Liite 1. Laskenta tulokset

**Tapaus 2**

vaihe	1	2	3	4	5	6	
$d_k$	1,19	1,15	1,15	1,15	1,16	1,162	m
$l$	0,083	0,111	0,132	0,157	0,22	0,285	m
$p_1$	4123,7	2827	2006	1353,5	911	561,4	kPa
$p_2$	3475,35	2416,5	1679,75	1132,25	736,2	447,8	kPa
$p_3$	2827	2006	1353,5	911	561,4	334,2	kPa
$r$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	
$F_{nb}$	215212	180510	173445	142629	166722	147178	N
$F_{nl}$	631271	369509	293672	199157	160517	104732	N
$F_m$	2784554	N					
$d_m$	1,0545	m					

**Tapaus 3**

vaihe	1	2	3	4	5	6	7	
$d_k$	1,19	1,15	1,15	1,15	1,15	1,16	1,162	m
$l$	0,083	0,097	0,111	0,132	0,157	0,22	0,285	m
$p_1$	4123,7	3300	2827	2006	1353,5	911	561,4	kPa
$p_2$	3711,85	3063,5	2416,5	1679,75	1132,25	736,2	447,8	kPa
$p_3$	3300	2827	2006	1353,5	911	561,4	334,2	kPa
$r$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	
$F_{nb}$	136708	89871	180510	173445	142629	166722	147178	N
$F_{nl}$	401001	212884	369509	293672	199157	160517	104732	N
$F_m$	2778536	N						
$d_m$	1,0535	m						