

Vätgas som energilager

Om vätgasens potential som energibärare i termiska kraftverk

LUNDS UNIVERSITET

Pär Östberg

Examensarbete på Civilingenjörsnivå
Avdelningen för Kraftverksteknik
Institutionen för Energivetenskaper
Lunds Tekniska Högskola | Lunds Universitet



Vätgas som energilager

Om vätgasens potential som energibärare i termiska
kraftverk

Examensarbete på Master-nivå
Avdelningen Kraftverksteknik
Institutionen för Energivetenskaper

Författare: Pär Östberg



LUNDS
UNIVERSITET

Maj 2017
Examensarbete
Institutionen för Energivetenskaper
Lunds Tekniska Högskola
Lunds Universitet, Sverige

Abstract

Hydrogen gas has potential to function as an energy storage solution due to its high energy content and its suitability for large scale storage. Hydrogen can be produced by water electrolysis and can be stored in large scale under high pressure, when needed the hydrogen can be burned in a thermal power plant to generate electricity. Since combustion of hydrogen with pure oxygen only yields steam, a renewable energy storage could be based on hydrogen, where hydrogen can be produced during hours with low electricity price and burned during hours with high prices and hence function as regulating power to renewables, such as wind power.

In the study different hydrogen fired power plant cycle have been examined with respect to their performance and one of the cycles has also been evaluated in an economical analysis. In the latter the economical feasibility of an implementation of a hydrogen producing systems in an existing power plant is studied. The cycle analysis shows consistently positive results regarding increased performance in thermal power plants from hydrogen combustion. The results from the economic analysis all though indicates that the energy losses in the storage processes are too large for the investment to be profitable, only one third of the energy used to create the hydrogen can be re-electrified in the power plant. This means that there need to be huge fluctuations in the electricity price to be able to pay off the investment.

The conclusion of the study is that the current methods and available technology are not sufficient for a realistic investment in hydrogen storage. The study indicates that the best way to implement hydrogen gas is to increase the share of hydrogen in synthetic gases used for gas turbines.

Sammanfattning

Vätgas har potential i ett energilagringssystem eftersom det är en energibärare som är väldigt energirik och kan lagras i stor skala. Vätgas kan produceras enkelt via elektrolys av vatten och lagras i stora mängd under högt tryck, vid behov kan vätgasen sedan brännas i en kraftverksprocess och generera elektricitet. Då förbränning av vätgas med syrgas enbart bildar vattenånga kan ett förnybart energilager baseras på lagring av vätgas. Där vätgasen kan produceras vid låga elpriser och brännas vid höga elpriser och fungera som balanskraft åt till exempel vindkraft.

I studien har olika vätgaseldade kraftverkscykler studerats med avseende på prestanda och en av dessa cykler har utvärderats i en ekonomisk analys. I den ekonomiska analysen studeras implementeringen av ett vätgasproducerande system i ett existerande kraftverk ur ett investeringsperspektiv. Genom att öka mängden vätgas som förbränns höjs inloppstemperaturen till turbinen, något som leder till en ökad verkningsgrad och effekt. Cykelanalysen visar konsekvent att vätgaseldade kraftverk har hög prestanda och att ur ett tekniskt perspektiv kan satsningar på vätgas vara intressanta. Den ekonomiska analysen visar dock att det sker för stora energiförluster under lagringsprocessen för att det ska vara lönsamt att lagra vätgas i förbränningssyfte, endast en tredjedel av den energi som använts för att producera vätgasen kan åter-elektrifieras i kraftverket. Detta gör att det krävs omfattande elprisvariationer för att kunna bekosta lagringssystemet.

Slutsatsen från studien är att det krävs andra tekniker och idéer för att göra vätgaslagring lönsamt med dagens energisystem. Framtida satsningar för vätgasimplementering borde läggas på att öka inblandningen av vätgas i gasturbiner.

Förord

Detta examensarbete är utfört på avdelningen för energivetenskaper på Lunds Tekniska Högskola (LTH) under delar av hösten 2016 och våren 2017 och motsvarar 30 högskolepoäng. Detta arbete blir det sista jag utför för att kunna ta min examen som civilingenjör i Ekosystemteknik.

Jag skulle vilja tacka min handledare Marcus Thern för all vägledning i detta arbete men även för all hjälp jag fått i respektive kurser senaste åren. Jag vill också tacka Jens Klingmann för givande diskussioner kring utformandet av detta arbete och dess syfte.

Jag vill även tacka Magnus Genrup för att han alltid tar sig tid för alla möjliga frågor och för det engagemang han har för studenterna som ledde till att jag fick uppleva mina två mest lärorika och underhållande år på LTH under min specialisering.

Ett slutligt tack vill jag ge till Maria, som varit där för mig när jag har behövt det som mest, både i fram-och motgång.

Innehållsförteckning

Abstract	3
Sammanfattning	4
Förord	5
Innehållsförteckning	6
Nomenklatur	9
Nomenklatur för cykelanalysen	9
Nomenklatur för ekonomiska analysen	9
1. Inledning	10
1.1 Motivering	10
1.2 Syfte	10
1.3 Frågeställningar	11
1.4 Avgränsningar	11
1.5 Bakgrund	12
2. Teori	13
2.1 Vätgaslagring på svenska energimarknaden	13
2.2 Round trip efficiency (RTE)	14
2.3 Vätgasens energiinnehåll	15
2.4 Processteknik för vätgas som energilager	15
2.4.1 Elektrolys	15
2.4.2 Kompression av vätgas	17
2.4.3 Lagring av vätgas	18
2.4.4 Brännkammare och högtemperatur-ångturbin	19
3. Metod	22
3.1 Litteraturstudie	22
3.1.1 Rent vätgaseldade	22
3.1.2 Retrofit av ångturbin	26
3.1.3 Gasturbiner	26
3.2 Cykelanalys	27
3.2.1 Förutsättningar	28
3.2.2 Isentropisk verkningsgrad	28
3.2.3 Allmänna randvillkor	29
3.2.4 Marginalverkningsgrad	29
3.2.5 Retrofit av ångkraftverk	30
3.2.6 Rent vätgaseldade kraftverk	34

3.2.7 Kombikraftverk	36
3.3 Ekonomisk analys	38
3.3.1 Föresättningar	38
3.3.2 Konverteringar	38
3.3.3 Elpris	38
3.3.4 Kostnader	39
3.3.5 Vattentank	39
3.3.6 Alkalisk elektrolysapparat	40
3.3.7 Vätgaskompressor	40
3.3.8 Syrgaskompressor	41
3.3.9 Vätgastank	42
3.3.10 Syrgastank	42
3.3.11 Brännkammare	43
3.3.12 Intäkter	44
3.3.13 Pay back-tid	44
3.3.14 Känslighetsanalys	45
3.3.15 Kostnader för en kombicycle driven på vätgas	45
3.3.16 Kostnader för övriga cykler	45
4 Resultat	46
4.1 Resultat från cykelanalys	46
4.1.1 Retrofit av ångkraftverk	46
4.1.2 Rent vätgaseldade kraftverk	50
4.1.3 Kombikraftverk	53
4.2 Resultat från ekonomisk analys	55
4.2.1 Känslighetsanalys	57
4.2.2 Round trip efficiency (RTE)	60
5 Diskussion	61
5.1 Resultat från cykelanalys	61
5.1.1 Retrofit av ångkraftverk	61
5.1.2 Rent vätgaseldade kraftverk	62
5.1.3 Kombikraftverk	63
5.2 Resultat från ekonomisk analys	64
5.2.1 Round trip efficiency (RTE)	65
5.3 Metod och teori	66
5.3.1 Ångturbin	66
5.3.2 Ånggenerator	66
5.3.3 Elektrolys	66
5.3.4 Kompressor	66
5.3.5 Lagring	67
5.3.6 Ekonomisk analys	67
5.4 Arbetet i en vidare aspekt	68
5.4.1 Teknik i framtiden	68
5.4.2 Sveriges elmarknad i framtiden	69

5.4.3 Energianvändning i framtiden	69
Slutsatser	70
Referenslista	71
Appendix A	75
Förbränningsmoduler för vätgaseldning med ren syrgas.....	75
Appendix B	78
Förbränningsmoduler för vätgaseldning med luft.....	78
Appendix C	90
Tabeller för termodynamiska storheter	90
Appendix D	91
IPSEpro.....	91
Appendix E	92
Beräkningar referenscykel	92
Beräkningar retrofitcykel	92
Beräkningar enkel rent vätgaseldad cykel	94
Beräkningar MNRC	95
Beräkningar kombicykel	97

Nomenklatur

Nomenklatur för cykelanalysen

FAR – Bränsle/Luft-förhållande

HHV – Övre värmeverde

HIPT – Högtemperatur/Mellantrycks-turbin

HPT – Högtrycks-turbin

HRSG – Värmeåtervinnande ånggenerator

HTT – Högtemperatur-turbin

IPT – Mellantrycks-turbin

LHV – Lägre värmeverde

LPT – Lågtrycks-turbin

LTT – Lågtemperatur-turbin

TIT – Turbinens inloppstemperatur

W_{ut} – Avtappningsflöde från cykeln (för konstant massflöde)

Nomenklatur för ekonomiska analysen

Pay back - Återbetalningstid av investering

CAPEX – "Capital Expenditure" (Kapitalkostnader)

OPEX – "Operational Expenditure" (Driftskostnader)

RTE – "Round trip efficiency" (Verkningsgraden för hela energilagringsförloppet)

1. Inledning

1.1 Motivering

Med fortsatta satsningar på intermittent kraftproduktion kommer det svenska energisystemet att vara i växande behov av balanskraft med hög effekt, för att väga upp för de fluktuationer i energiproduktion som kan uppstå. Det är därför av intresse att undersöka olika tekniska alternativ till hur man kan producera el med hög effekt, utan att göra avkall på de övergripande satsningar inom förnybar energiproduktion som finns i landet. Ett sätt att hantera fluktuerande energiflöden vid stabil efterfrågan är att använda lagrad energi, energin finns då med säkerhet tillgänglig och kan efter förbrukning återigen produceras vid tillfällen då man t.ex. har överskott av el. I denna kategorin ingår bland annat lagringstekniker som batterier, pumpkraft och komprimerad lagring av luft och gas.

Lagring av vätgas blir möjligt vid överproduktion av el ty det resulterande låga elpriset ger incitament för att driva elintensiva sekundära processer, förslagsvis en elektrolys av vatten. Resultatet av elektrolysen blir vätgas och syrgas, vätgasens kan sedan antingen generera el via en bränslecell eller kan dess energi frigöras genom en förbränningsprocess. Då vätgas har ett högt värmevärde kan det med fördel användas som bränsle för förbränning i kraftverk. Vätgasförbränning kan dessutom betraktas som energiproduktion med låg klimatpåverkan då vätgas vid en stökiometrisk förbränning med syrgas enbart bildar vatten som förbränningsprodukt. Vätgas är därför ett energirikt bränsle som dessutom inte ger några utsläpp av växthusgaser vid förbränning med syrgas.

1.2 Syfte

I detta arbete ska möjligheterna att använda vätgas för elproduktion i ett termiskt kraftverk undersökas. Förutsatt att vätgas finns tillgängligt i anslutning till kraftverket kan det tänkas nyttjas på flertalet sätt för att öka effektuttaget och/eller göra cykeln mer miljövänlig. Att förbränningsprodukten av vätgas blir vatten öppnar även upp för integrerad förbränning i en ångcykel. På detta vis kan användandet av vätgas fungera som ett spetslastverktyg i de flesta ångkraftverk som finns idag.

1.3 Frågeställningar

De frågor som ska besvaras i arbetet kretsar kring huruvida vätgas kan leda till förbättrad prestanda i kraftverkscykler och ifall det är en lönsam investering att bygga en vätgasproducerade anläggning i elproduktionssyfte.

Frågorna som ska besvaras är:

- Vilken prestanda har ett vätgaseldat kraftverk?
 - Vilka cykelkonfigurationer kan nyttja vätgas bäst?
 - Kan cykelkonfigurationerna implementeras i dagsläget?
- Är en investering i vätgas som energilager ekonomiskt genomförbar?
 - Hur stora variationer i spotpriset krävs?
 - Hur påverkas investeringen av variationen av kapital och driftskostnader?
- Hur står sig tekniken mot andra energilagringssalternativ?
- Hur ska tekniken profileras i samhället, mot vilken bakgrund?

1.4 Avgränsningar

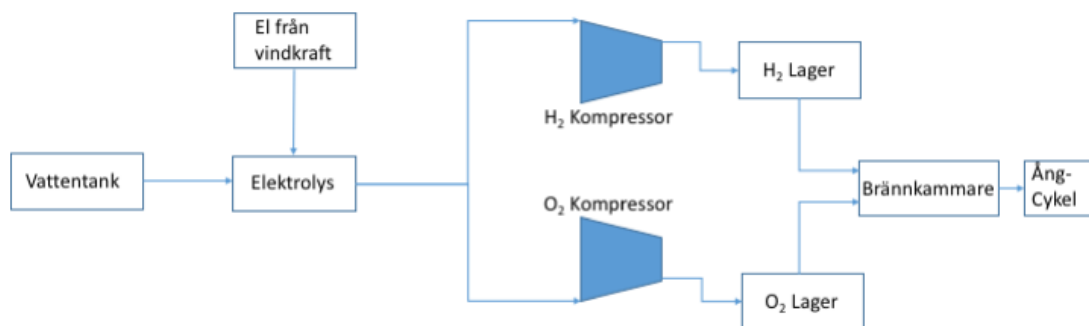
Fokus i detta arbete ligger på hur vätgas kan användas i termiska kraftverk. Produktionen av vätgas samt dess lagring är fundamentala för studien, men tekniken kring hur vätgasen produceras är främst koncentrerad kring elektrolysmetoden. Elektrolysmetoden och lagringsmetoden studeras egentligen enbart för att ge underlag till den ekonomiska analysen för vätgasens kostnadseffektivitet och optimeras därför inte med avseende på drift och prestanda.

Då fokus ligger på att energilagret ska vara hållbart ur miljösynpunkt används elektrolys som produktionsmetod då den enbart behöver vatten och el för att producera vätgas. Vätgasproduktion kan ske på andra eventuellt mer effektiva sätt men då är det vanligen via användning av fossila bränslen.

Vidare förs resonemang och funderingar i arbetet främst kring det svenska kraftsystemet och den svenska energimarknaden. Även om resultaten kan vara vägledande och applicerbara på andra energimarknader.

1.5 Bakgrund

Termiska kraftverk nyttjar i regel en ångpanna för att producera överhettad ånga som sedan driver en turbin. I detta arbete kommer pannan att ersättas eller kompletteras med en brännkammare där vätgas förbränns, antingen stökiometriskt med syrgas eller med luft där stökiometrisk förbränning med syre möjliggör direktledning av ånga i cykeln. Vätgas och syrgas levereras till en brännkammare via en produktionskedja som är tänkt att ligga i anslutning till kraftverket. I produktionskedjan levereras vatten från en vattentank som sedan via en elektrolys spjälkas till ren vätgas och ren syrgas. Elektrolysen drivs med el, som inhandlas när den är som billigast, vilket ofta sammanfaller med hög vindkraftsproduktion. Vätgas och syrgas komprimeras i kompressorer och lagras sedan i trycksatta behållare. För att sedan användas i en brännkammare efter behov för att leverera ånga till en kraftverkscykel. Den beskrivna metoden finns illustrerad i Figur 1. Det är kring denna bakgrund som alla undersökta cykler är uppbyggda och det är den kombinerade prestandan i kraftverkscykeln och vätgasproduktionen som ska undersökas både termodynamiskt och ekonomiskt.



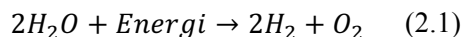
Figur 1.1, Vätgasproduktionskedja - Modell som visar tillvägagångssättet för vätgasförädling från råmaterial till förbränning

2. Teori

2.1 Vätgaslagring på svenska energimarknaden

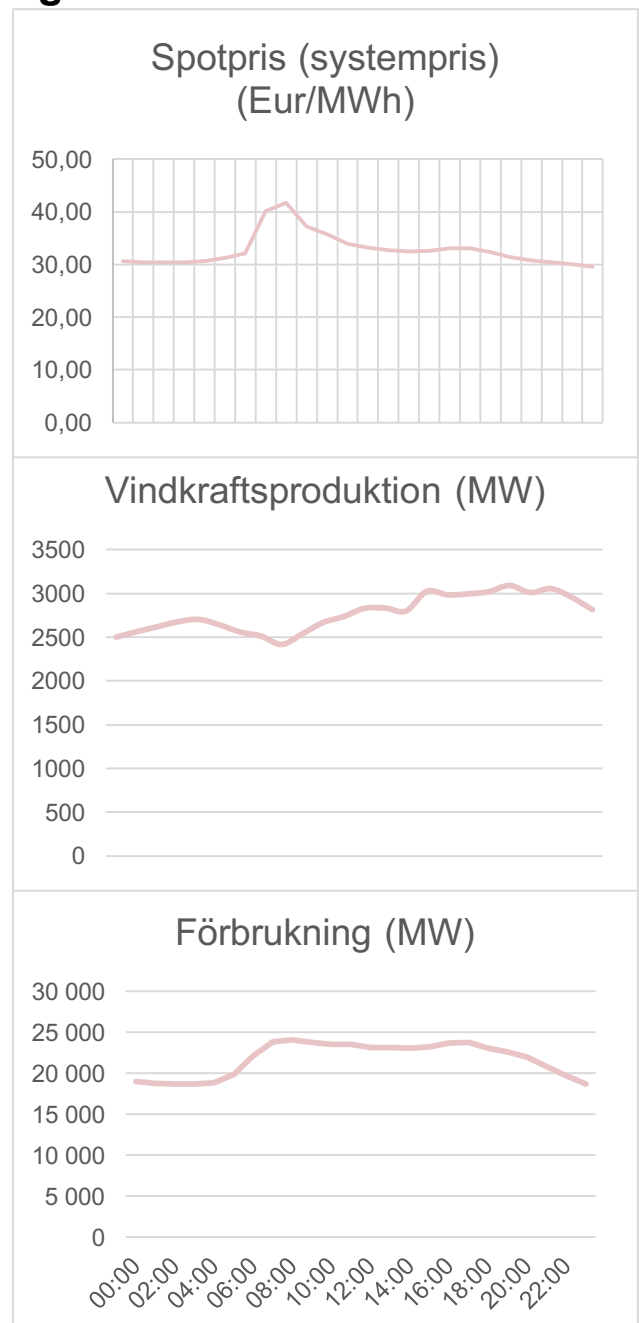
Även om detta arbete fokuserar på användningen av vätgas är det viktigt att tillägga att tillgänglig inert vätgas inte är något som finns naturligt att använda. Vätgasen måste istället utvinnas. Produktionen av vätgas är teoretiskt sett simpel och ett sätt att få tillgång till vätgas är via elektrolys av vatten.

En elektrolys av vatten innebär att vatten delas upp i sina beståndsdelar (vätgas och syrgas) genom att energi tillförs i form av elektricitet enligt ekvation 2.1.



Då en elektrolys drivs av elektricitet krävs det att denna elektricitet produceras någonstans. Ett förslag är att elektricitet som produceras vid låga elpris ska kunna användas för den här typen av ändamål. Något som uppfyller de kriterierna är el producerad från vindkraft. Då intermittent kraftproduktion inte producerar el beroende av en belastningskurva kommer mycket av elen som produceras att möta en låg efterfrågan på elnätet då det inte finns behov av den. Vilket resulterar i lägre elpriser.

I graferna till höger syns ett samband mellan elpris, vindkraftsproduktion och dess negativa samband med elförbrukningen [1] [2] [3]. Den höga elförbrukningens resulterande elpris är som högst när vindkraften levererar som minst el.



Figur 2.1, Variationen av spotpris, vindkraftsproduktion och elbehov för varje timme under 17/1-2017 [2, 3, 1]

2.2 Round trip efficiency (RTE)

För att på ett rättvist sätt kunna jämföra olika typer av lagringstekniker och elproduktion måste hela energilagrets förädlingskedjan tas i beaktning. Alla energiomvandlingar, från att elektricitet från vindkraft köps in för att spjälka vatten till vätgas till att ångan från vätgasförbränningen går igenom ångturbinen bör vägas in.

För detta arbete definieras RTE genom ekvation 2.2, vilken uttrycker att RTE motsvarar kvoten av den el som säljs från kraftverket genom den el som köps in för att driva hela vätgasproduktionen.

$$RTE = \frac{E_{Turbin}}{E_{Elektrolys} + E_{kompressor}} \quad (2.2)$$

De parametrar som har mest påverkan på RTE är verkningsgraden för de ingående processerna. I detta fall gäller det främst hur bra vätgas kan utnyttjas i kraftverket och verkningsgraden för elektrolysen.

RTE för vätgaslagring är låg och ligger kring 30-50 % beroende på vilken teknik som används för åter-elektrifiering [4] och ligger därmed långt under t.ex. batterier som kan ha RTE som når 90 % [5]. Att vätgas får en låg RTE beror på att vätgas är en energibärare. Detta eftersom den först måste frigöras via elektrolys och den därefter kemiskt bundna energin i vätgasen måste i sin tur frigöras genom förbränning eller via bränslecell för att återigen kunna användas. Därför krävs det höga verkningsgrader i båda dessa omvandlingssteg för att nå en hög RTE.

Rankinecykler och andra kraftverkscykler är dessvärre inte kända för att ha en hög elverkningsgrad, och tillsammans med elektrolysprocessen, vars verkningsgrad ligger runt 70 % faller RTE till låga nivåer. Högst RTE för vätgasprocessen skulle en bränslecell ge, då dessa har högre verkningsgrad än motsvarande marginalverkningsgrad i kraftverk.

I [6] har en bränslecell som utnyttjar syrgas från elektrolysen använts för att skapa elektricitet. Att använda syrgas som oxideringsmedel i bränslecellen gör att katodens överspänning kan hållas nere och därför öka verkningsgraden. För LHV på vätgas uppnås då en verkningsgrad på 69 %, vilket skulle kunna ge en RTE på ungefär 52 % med en elektrolysverkningsgrad på 72 % av LHV. Denna bränslecell har dock enbart en effekt på 25 kW. Därför kan det vara mer intressant att använda vätgasen för att driva en Rankinecykel som har högre effekt och kan leverera energi i MW-klassen. Trots sin låga RTE kan vätgas ha potential som energilager då det går att lagra i stor skala till skillnad från andra lagringstekniker som t.ex. batterier [4]. Det krävs dock stora mängder vätgas för att driva en ångcykel enbart med vätgasförbränning.

2.3 Vätgasens energiinnehåll

Tabell 2.1 Termodynamiska storheter

Lägre värmevärde (LHV) och energitäthet för vätgas och metangas [7, 8]

* Vid atmosfärstryck och 15°C

** Vid 200 bar och 15°C

	H ₂	CH ₄
LHV (MJ/kg)	120,08	49,99
Energidensitet (MJ/m ³)*	10,05	32,560
Energidensitet (MJ/m ³)**	1825,0	6860,3

I Tabell 2.1 tydliggörs hur vätgasens energiinnehåll förhåller sig mot det för metangas. Vätgas kännetecknas av ett högt LHV men har en låg energidensitet, klart lägre än den för metangas (vid motsvarande tryck). Då vätgas är en lätt molekyl krävs det stora volymmängder vätgas för att komma upp i ett kg gas, således blir trycknivån en viktig parameter vid vätgaslagring. Förutsatt att vätgas används vid tillsatseldning och inte som bränsle för huvudsaklig drift blir energitätheten en något mindre viktig parameter då lagringsutrymmet är en mindre viktig parameter för ett kraftverk än för till exempel en bil.

Vätgasens höga värmevärde och att den vid förbränning med ren syrgas enbart bildar vatten som förbränningsprodukt gör den extra intressant att undersöka. Förbränningsformeln för den förbränning som avses i arbetet anges nedan.

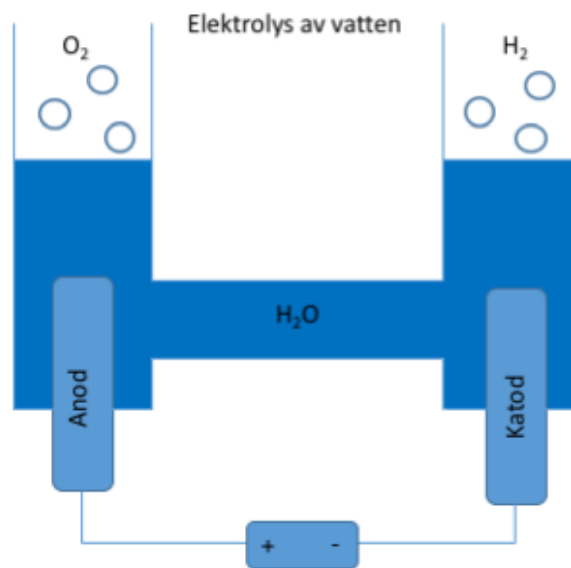


Detta innebär att vid förbränning blir produkten vattenånga vilket är samma medium som ångcykelns arbetsmedium. Detta möjliggör att förbränning kan ske direkt i cykeln och ger därmed dubbel nytta då både energi tillförs i form av värme men även via högre massflöde.

2.4 Processteknik för vätgas som energilager

2.4.1 Elektrolys

En förutsättning för att kunna lagra vätgas är att det finns inert vätgas till hands. Detta blir möjligt genom att vatten spjälkas i en elektrolys. Vid spjälkning av vatten fås tillgång till både ren syrgas och vätgas. Eftersom det är en endoterm reaktion krävs det att energi tillförs utifrån för att reaktionen ska fortgå.



Figur 2.2, Principskiss för en elektrolysisprocess där vatten spjälkas till vätgas (H_2) och syrgas (O_2) via tillförsel av elektricitet

Marknaden domineras av två sorters elektrolysmaskiner. De elektrolysmaskinerna som har högst verkningsgrad i dagsläget är alkaliska, det är en mogen och väl beprövad teknik med måttligt utvecklingsutrymme. I framtiden förväntas PEM-tekniken (Proton Exchange Membrane) dominera marknaden då tekniken förväntas falla i pris och ha potential att nå högre verkningsgrader än vad motsvarande alkalisk elektrolysapparat. För denna studie kommer dock en alkalisk elektrolysapparat att användas då de i dagsläget är billigare och dess teknik anses vara mognare [9].

Verkningsgrad

Elektrolysverkningsgraden definieras som den energi som behöver tillföras för att producera ett kg vätgas, där det optimala värdet skulle motsvara HHV för vätgas (142 MJ/kg) eller 39,4 kWh/kg, då skulle spjälkningen ske med 100% verkningsgrad [9].

$$\eta_{elektrolys} = \frac{\frac{kJ_{el}}{kg_{H_2}}}{\frac{kJ_{HHV}}{kg_{H_2}}} = \frac{kJ_{el}}{kJ_{HHV}} \quad (2.4)$$

Utifrån definitionen och baserat på dåvarande teknologi och framtidsutsikter föreslås det att elektriciteten som krävs för att producera ett kg vätgas år 2017 skulle ligga på ungefär 52 kWh/kg [9], vilket skulle motsvara 187,2 MJ/kg. Detta värde i ekvationen ovan skulle ge en ungefärlig verkningsgrad motsvarande 76% för en alkalisk-elektrolys. År 2030 förväntas verkningsgraden för elektrolys kunna ligga kring 47 kWh/kg för PEM och kring 50 kWh/kg för alkaliska elektrolyser.

Även om den teoretiskt högsta verkningsgraden för en elektrolys är 39,4 kWh/kg kan denna siffra bli lägre om energi tillförs i form av värme, som ersätter en del av elbehovet [9]. Därför är högttemperatur-elektrolys intressant och med rätt teknik kan driftskostnaderna för dessa bli lägre

om de har tillgång till exempelvis restvärme eller annan lågkostnadsvärme. Skenbart kan RTE därför nå över 100 % för en anläggning, förutsatt att energin från den tillförda värmen inte är inkluderad.

Teknisk livstid och överspänning

Likt annan processteknik drabbas även elektrolysapparater av slitage och försämrade driftförhållanden under sin livstid. Denna försämring härrör främst från att elektrodpotentialen ändras med tiden och för att vidhålla samma produktionsnivå som tidigare krävs det att det tillförs en något högre spänning i takt med att cellen åldras, så kallad överspänning. Överspänningen beräknas öka med ungefär 0.4-0.5 μV per driftstimme, vilket gör att beroende på produktens livslängd kan verkningsgraden minskas betydligt under sin driftstid. För en maskin med 60 000 driftstimmar och 5 μV överspänning per timme har dess verkningsgrad minskat med ungefär 10% sen den sattes i bruk [9].

Livstiden för elektrolysapparater baserat på hur överspänning påverkar prestandan ligger mellan 60 000 och 90 000 h enligt tillverkare. År 2030 hoppas man kunnat uppnå livslängder kring 90 000 för PEM-teknologi och 100 000 h för alkalisk teknologi [9].

Kostnad

Utöver prestanda och livslängd är kostnaden för elektrolys en viktig parameter. Kapitalkostnaden för elektrolyssystem kan minska kraftigt framöver och kostnaden mellan år 2015-2030 förväntas minska från 930 €/kW till 580 €/kW för alkaliska system, och från 1570 €/kW till 760 €/kW för PEM-system. Dessa kostnader är dock enligt centralfallet och både lägre och högre kostnader har angetts av tillverkarna [9].

Det som kan påverka kostnaderna i framtiden antas vara främst tre saker [9]. Först anges storleken på produktionssystemen vara viktiga, i dagsläget är anläggningarna små och många kostnader beräknas sjunka i takt med att systemen blir större, främst för att kringutrustningen blir mer kostnadseffektiv. Tekniken i sig förväntas inte bli billigare med större anläggningar, då storleken på systemet skalar mot storleken på cellerna som utgör själva elektrolysprocessen, dess kostnader är därför oberoende av skala.

Vidare tror man att större satsningar på elektrolys kommer att skapa större effektivitet i produktionskedjan vilket leder till billigare komponenter och effektivare produktionsförhållanden. Slutligen är den tekniska utvecklingen en viktig faktor för att elektrolyssystem ska bli billigare.

2.4.2 Kompression av vätgas

För att kunna leverera vätgas från elektrolys till lagring vid önskat tryck krävs det att arbete tillförs då det inte är en naturlig process. För att göra rimliga beräkningar för kompressionen krävs antaganden gällande lagringsförhållanden. Den vätgas som beräkningar görs på i detta arbete är i gasformigt tillstånd, vilket vätgas är vid 20°C och 1 atmosfär, det tillstånd som används i elektrolysen. Lagringstrycket är i detta arbete satt till samma tryck som förbränningstrycket, 50 bar, det ska påpekas att 50 bar är ett lågt tryck för förvaring av vätgas med tanke på dess låga energidensitet. Energidensiteten ökar med högre tryck och därför är lagringstryck motsvarande 100-300 bar vanligare, men samtidigt kräver en högre kompression större mängd energi, vilket sänker RTE. Ett lägre tryck är även motiverat ur säkerhetssynpunkt då läckaget av vätgas minskas.

2.4.3 Lagring av vätgas

Väte är den minsta atomen i periodiska systemet. Detta medför att den kan vara svår att isolera och konservera, vilket har inverkan på dess lagringsmöjligheter. Detta tillsammans med faktumet att vätgas är reaktivt och explosivt vid kontakt med luft kan avskräcka från användandet. Det krävs dock relativt stora utsläpp från för att det ska leda till en oönskad händelse, volymkoncentrationer mellan 18,2 – 58,9 % vätgas i luft krävs för att det ska bli en explosion [10].

Vätgas kan utöver lagring i trycksatta kärl och underjordiska utrymmen även lagras i vätskefas. Utöver mer konventionell lagring kan man även lagra vätgas genom att kemiskt binda den till metaller, så kallade metallhydrider.

Vätgas i vätskefas har stora fördelar gentemot alternativen när det kommer till utrymmesbegränsad lagring. Nackdelen är dock att det måste ske i kryogeniskt tillstånd. Eftersom vätgas har en kokpunkt på -252,8 grader vid atmosfärstryck innebär det att stora mängder energi går åt till att kyla gasen, processen är så pass energiintensiv att upp till en tredjedel av den lagrade energin krävs för nedkylningen [11]. Förutom att själva nedkylningen är energikrävande krävs det även att energi tillförs för att förångas bränslet innan det leds in i kompressorn. Fördelen är att flytande vätgas har hög energidensitet vilket gör det effektivt vid användning i begränsade lagringsutrymmen. Vätgas i vätskefas är därför främst användbart när det är nödvändigt, exempelvis för användning i raketmotorer [11].

Kemisk lagring av vätgas i metallhydrider har sin stora fördel när det kommer till vätgasens säkerhetsaspekter. Eftersom att när vätgasen är bunden till metallen kan den inte reagera med syre och förbrännas spontant [11] [12]. Men det är inte lämpligt för storskalig vätgaslagring, vilket studeras i detta arbete, då det krävs att arbete tillförs vid extraheringen från lagringen. Det krävs även mer forskning kring metallhydridernas återanvändning [12]. Därför undersöks enbart lagring i gasfas.

Vätgasen skulle kunna lagras i både större skala och mindre skala beroende på hur den ska användas och vad den har för krav på tillgänglighet. Förslagsvis kan man utnyttja underjordiska hålrum t.ex. grottor alternativt kan vätgas lagras i en tank för mer flexibla ändamål.

Förslag finns att till exempel tömda gas/olje-reservoarer, akvifärer och saltgruvor ska kunna utnyttjas för vätgas. Saltgruvor är bästa alternativet eftersom vätgas inte kan reagera med saltet i grottans väggar, det kan emellertid reagera med till exempel mikroorganismer i akvifärer [13], [14].

För att lagra vätgas effektivt i stora lagringsutrymmen krävs höga tryck, 60 till 200 bar. Ett underjordiskt utrymme 1 km under markytan med en volym motsvarande 700 000 m³ skulle kunna lagra upp till 6 miljoner kg vätgas vid 200 bar [14]. I dagsläget finns det underjordiska saltgrottor där vätgas lagras för användning i kemiska syften, de som är i drift nämns i tabell 2.2, det kan tilläggas att den vätgas som lagras i dessa fall är av fossil natur och skapad i en process med naturgas [15].

Tabell 2.2, Vätgas-grottor i dagsläget [15]

Tabell över i dagsläget existerande grottor som lagrar vätgas

Plats	Teesside (UK)	Clemens Dome (USA)	Moss Bluff (USA)	Spindletop (USA)
Operatör	Sabic Petrochemicals	Chevron Phillips Chemical Company	Praxair	Air Liquide
Grottvolum (m ³)	210 000	580 000	566 000	906 000
Medeldjup (m)	365	1000	1200	1340
Tryck (bar)	45	70-137	55-152	68-202
Energiinnehåll (GWh)	27	81	123	274
Mängd H ₂ (ton)	810	2400	3690	8230

I Europa finns det ett större område i nordvästra Tyskland, söder om Danmark, där flertalet grottor som är lämpliga för vätgaslagring idag används för naturgaslagring [13]. Detta skulle via pipeline kunna nå stora delar av Europa. Samma område har även tillgång till stora mängder vindkraft [16].

2.4.4 Brännkammare och högtemperatur-ångturbin

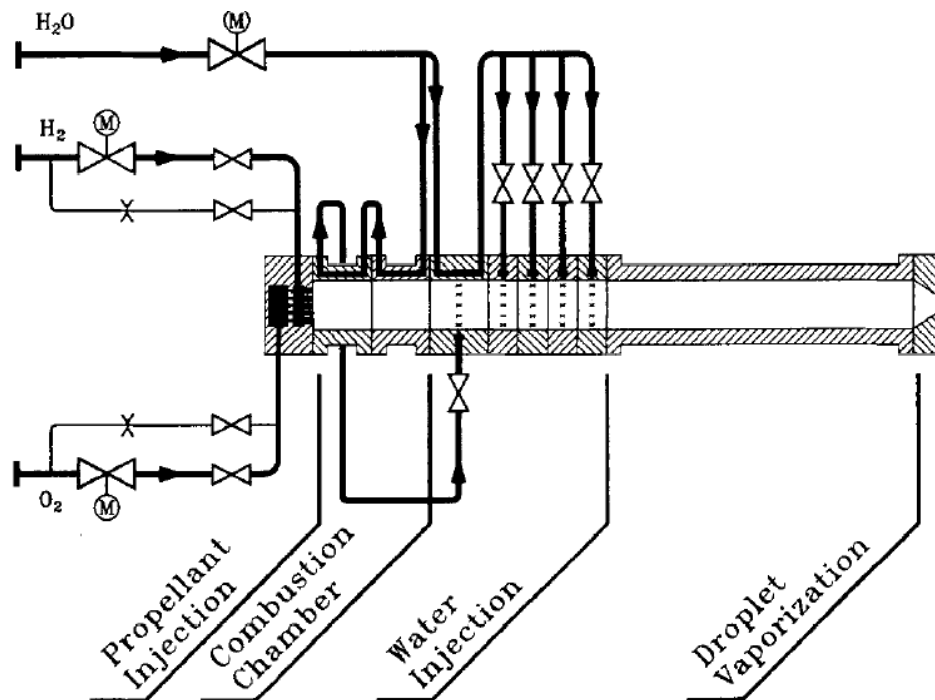
Förbränning av väte med syre används sedan länge som bränsle för drift av rymdraketer och liknande farkoster där det är extra fördelaktigt att bruka energirika bränslen [17]. I dessa fall är det dock inte någon turbin bakom brännkammaren och ångtemperaturen blir inte ett problem. Förutsatt dagens material och teknik finns det två sätt att komma runt detta problem. Antingen kyls man turbinen eller utvecklar man material som klarar av högre temperaturer.

Design av brännkammare

Den brännkammardesign som används förutsätts leverera överhettad ånga som ett resultat av en stökiometrisk förbränning, att vätgas och syrgas reagerar i en exakt mängd och resulterar i enbart vattenånga som slutprodukt. Den höga temperaturen som uppstår vid förbränningen gör att produkten blir överhettad ånga, och den heta ångan höjer sedermera temperaturen på ångan i Rankinecykeln. En brännkammardesign som kan uppfylla dessa kraven har föreslagits i [18] och syns i figur 2.3. Ånggeneratoren består av fyra delar. Första delen utgörs av delar för injektion och blandning av bränsle. Denna följs upp av brännkammaren, vatteninjektionsdel för kylning av rökgaser och avslutas med förångningsdelen som ska säkerställa att ångans kvalitet och sammansättning är som önskat. Denna brännkammare har använts i experiment med en ångturbin för att generera el och har då nått höga verkningsgrader genom att använda ånggeneratorer vid högt tryck och höga temperaturer [19].

Vid förbränning av vätgas uppstår komplikationer som inte uppstår med mer konventionellt använda bränslen. Detta gäller främst flamtemperaturen som uppkommer i brännkammaren vid fullständig förbränning med ren syrgas, detta eftersom reaktionen är väldigt exoterm. Den exoterma reaktionen skapar höga temperaturer och flamtemperaturen för en reaktion mellan vätgas och syrgas blir över 3000°C [18]. För att komma runt resulterande materialproblem krävs det att lågan kyls ned, förslagsvis med vatten. Kylning är implementerat i den föreslagna designen, i form av regenerativ kylning i skalet till brännkammaren samt att kylvatten injiceras

för att kyla de varma gaserna till en lägre temperatur. Det är inte bara av materialtekniska skäl som temperaturen behöver hållas nere, vid höga temperaturer finns det även risk för dissociation vilket innebär att produkten reagerar med sig själv och återbildar vätgas och syrgas [18].



Figur 2.3, Skiss över ånggenerator/brännkammarens design [18]

Design av ångturbin

Denna studie omfattar olika typer av kraftverksanläggningar, men gemensamt är att ånggeneratorn/brännkammaren levererar överhettad ånga till en cykel och höjer därmed inloppstemperaturen för en turbin. Att höja inloppstemperaturen till en turbin kan medföra stora svårigheter då temperaturen i dagens kraftverk ofta redan är bestämd utifrån de materialkrav som turbinen har och det kommer därför krävas ändringar i turbinen för att kunna utnyttja ett kraftverk med vätgaseldning.

I dagsläget finns material till ångturbiner som klarar av temperaturer upp emot 620°C [20], vilket innebär att vid högre ångtemperaturer måste skovlarna i turbinen kylas ned och/eller att nya mer värmebeständiga material tas fram.

I gasturbin-branschen har hög inloppstemperatur länge varit ett sätt att höja verkningsgraden och kylteknikerna är därför både utvecklade och implementerade i de första stegen i gasturbinerna. Det finns olika tillvägagångssätt för att nå den mest optimala kylningen av bladen men gemensamt är att kallare medium (med högre tryck) från andra delar av processen används. Vanligast är luftkylning, där luft kan tas från kompressorn för att kyla skovlarna i turbinen, antingen externt eller internt via ledningar i skoveln, luftkylning kan sänka temperaturen på bladet med mellan 200-300°C med de traditionella teknikerna [21]. Luften kan till exempel fungera som en film på bladet och verkar då som en extern kylteknik vilken sänker temperaturen på rökgaserna i gränsskiktet till bladet [22]. Vid intern kylning leds istället luften genom kanaler inne i skovlarna från rotinfästningen till toppen av skoveln, och värms upp efter

hand för att till slut lämna bladet [23]. Med hjälp av kylmetoder kan inloppstemperaturen till turbinen ökas kraftigt och nå upp till 1800°C [24].

Vätskekylning är inte lika utbrett som luftkylning även om det finns potential i att använda till exempel ånga som kylmedium [21]. En tanke är att man kan använda ånga i en intern kylkanal som man gjort för gasturbiner där resultat tyder på att vatten kyler mer effektivt än luft [25].

Att arbetsmediet har mindre påverkan på en gasturbin underlättar kylteknikerna och skapar problem om samma tekniker skulle användas i en ångturbin. Detta eftersom ångturbiner är väldigt känsliga för orenheter och framförallt att kylmediet (som i en ångturbin rimligen blir vattenånga med lägre temperatur) skulle kunna kondensera och skada turbinbladen via kavitation [26]. Ångturbinens skovlar är dessutom svåra att applicera kylning på eftersom tillverkningsprocessen medför att rotern svarvas ur ett solitt smide och kanaler för kylånga blir därmed mycket besvärligt att införa [27].

Att ångturbinens skovlar är större än gasturbinens på grund av de mycket större expansionerna i en ångturbin borde innebära att det blir mer problematiskt med både extern och intern kylning [23].

Teoretiskt sett borde liknande tekniker som de som används i gasturbiner kunna appliceras även i en ångturbin. Ett annat alternativ till att kyla bladen är att istället belägga bladen med en värmetålig yta av keramiska material, försök har utförts med den här typen av beläggningar under längre tid och är inte applicerbara i dagsläget, men troligt är att keramiska material är en viktig pusselbit till högre inloppstemperaturer [21].

Utöver kylning av blad kan högre temperaturer nås via nya tillverkningsmaterial för turbiner. De material som för nuvarande används kan nå upp till 620°C men för att nå högre temperaturer krävs det att turbinen utformas i nickelbaserade-legeringar, material som inte används för ångturbiner idag. Med austenitiska nickel-krom-baserade legeringar (Inconel) skulle ångtemperaturer upp till 760 °C kunna användas. För drift vid 760°C krävs dock inte bara nya material utan även ny design och nya tillverkningsmetoder för ångturbiner. För att kunna utnyttja all potential som finns i vätgasförbränning för ångturbiner krävs troligtvis en kombination av bättre material och bättre kylningsmöjligheter [20].

3. Metod

Arbetet består av tre övergripande delar:

- En litteraturstudie inom området vätgaseldade kraftverk
- Cykelanalyser med inspiration från de kraftverk som är intressanta i litteraturstudien
- Ekonomisk analys av utvalda kraftverk

3.1 Litteraturstudie

Vätgasens potential som energibärare har länge varit känd inte minst i form av drivmedel för fordon och då som ett alternativ till konventionella bränslen. De problem som gör att vätgas inte tagit mer plats på marknaden är kopplade till dess egenskaper som ställer höga krav på driftsäkerhet och avancerade lagringstekniker [8], [10].

Genom åren funnits flera förslag på olika sätt att använda vätgas i kraftverkscykler. Förslagen kan delas in i olika kategorier baserat på dess huvudsakliga värmekälla.

- Rent vätgaseldade kraftverk, likt i en gasturbin bidrar en brännkammare med all värmeförsörjning till cykeln. Skillnaden är dock att verket i övrigt drivs som en Rankinecykel.
- Spetslast med vätgas i ångkraftverk. Genom en retrofit kan vätgas nyttjas som ett spetslast-verktyg genom att det förbränns i ett crossover-rör innan turbinens inlopp.
- Gasturbin för drift i kombicykel.

3.1.1 Rent vätgaseldade

Bland de rent vätgaseldade kraftverken finns det flera varierande konfigurationer men gemensamt för samtliga är att de använder någon form av värmeväxlare för att öka verkningsgraden. Det är viktigt att påpeka att dessa är i utvecklingsstadiet och flera komponenter saknar underlag för ekonomiskt utvärdering då de inte existerar i dagsläget.

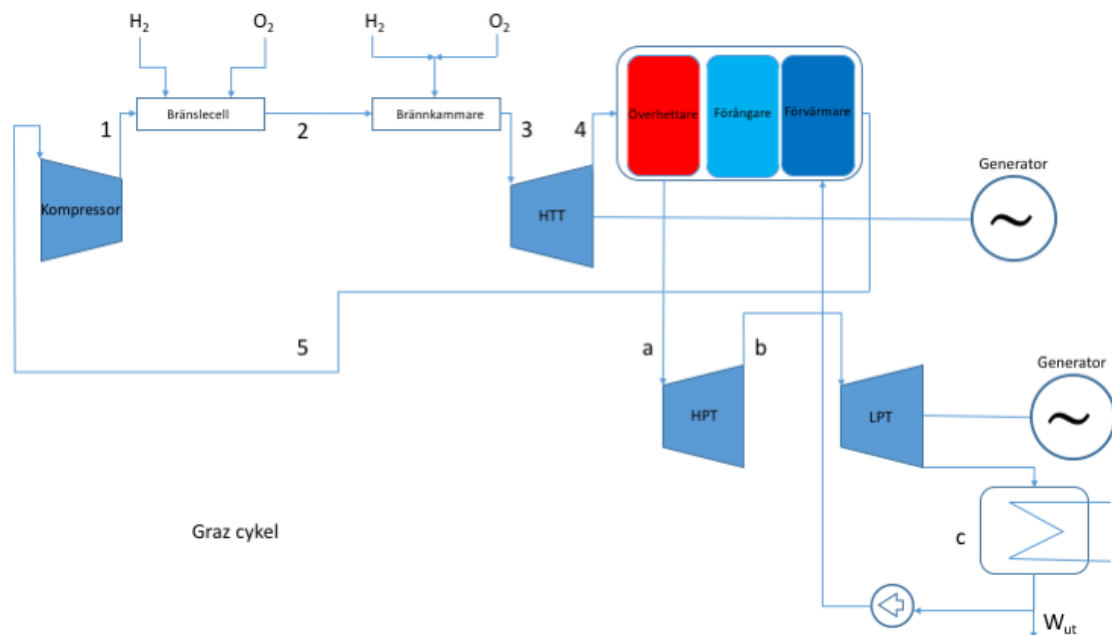
Bland de rent vätgasdrivna kraftverkscyklerna finns bland annat Graz-cykeln, MORITS-cykel av Toshiba, vätgaseldad cykel från Westinghouse samt MNRC-cykel [28] [29] [30] [31].

Graz-cykel

Graz-cykeln är en hybrid-cykel med ett koncept framtaget av Herbert Jericha som är verksam vid universitetet i Graz. Det som skiljer den från en vanlig ångkraftverkscykel är att bränsleceller är integrerade i kraftverket och bidrar till prestandan.

Cykeln är utrustad med 12st 2,5 MW bränsleceller som både värmer upp ånga samt genererar elektricitet och minskar därmed den värme som behöver tillföras från H_2/O_2 brännkammaren. En del av värmen driver en högttemperatursturbin och resten av värmen går in i en HRSG (högttemperatursprocessen visas i figur 3.1 flöde 1-5). Värmeutbytet i HRSG används för att

driva en Rankinecykel (flöde a-c i figur 3.1). Denna kombinerade cykel har en effekt på totalt 139 MW (bränsleceller och turbin) och en termisk verkningsgrad på 73,8 % (LHV för H_2 vid 60 bar). Sammanställd data för cykeln finns i tabell 3.1.



Figur 3.1, Kretsschema över Graz-cykeln.

Tabell 3.1 Input-data för Grazcykeln

Tabell över ångdata för de olika processflödena för Graz-cykeln i figur 3.1.

* Temperaturen vid kondensorn är inte angiven i [28] men antas vara motsvarande kondensationstemperatur vid kondensortryck.

** Effekten inkluderar både bränsleceller och den totala generatoreffekten i kraftverket.

*** Verkningsgraden är baserat på LHV för vätgas vid 60 bar.

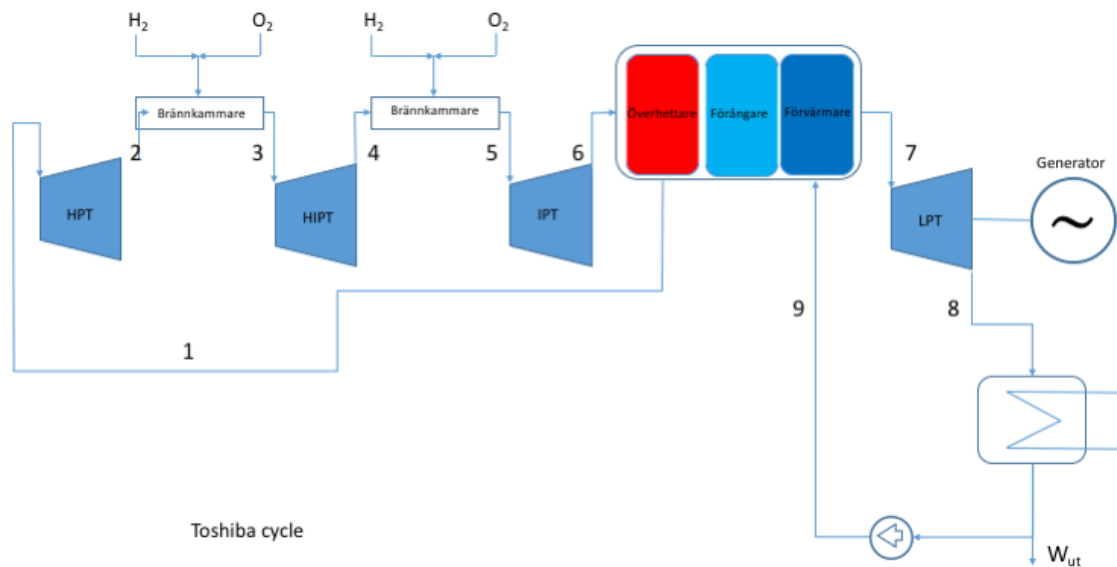
Flöde	Temperatur °C	Tryck bar
1	600	41
2	800	40
3	1550	40
4	670	1
5	100	1
a	620	190
b	100	1
c*	-	0,05
Nyckeltal		
Effekt**	139 MW	
Termisk verkningsgrad ***	73,8 %	

Toshiba-cykel

Toshiba har som en del i WE-NET projektet försökt skapa en H_2/O_2 -cykel som ska vara helt fossilfri och ha hög termisk verkningsgrad [32]. Till skillnad från Graz-cykeln används inga bränsleceller i stället nyttjas flera reheat-steg med brännkammare i crossover-rören. Den är mer att betrakta som en Rankinecykel med värmeregenerering medan Graz-cykeln har mekanisk separation mellan sina två cykler. I cykeln finns 4 turbiner, 2 H_2/O_2 -brännkammare, en HRSG och en värmeväxlare enligt figur 3.2.

Cykeln har fyra trycknivåer och två re-heat-steg där två brännkammare höjer temperaturen med en stökiometrisk H_2/O_2 -förbränning. Mellan de två sista turbinerna används en HRSG som ersätter ångpannan i denna Rankine-cykel. Ångdata och cykelkonfiguration finns i Figur 3.2 och tabell 3.2.

Denna cykel har en total effekt på 500 MW och en termisk verkningsgrad motsvarande 60,57 % (HHV).



Figur 3.2, Kretsschema över Toshiba-cykeln

Tabell 3.2 Input-data för Toshiba-cykeln

Tabell över ångdata för de olika processflödena för Toshiba-cykeln i figur 3.2.

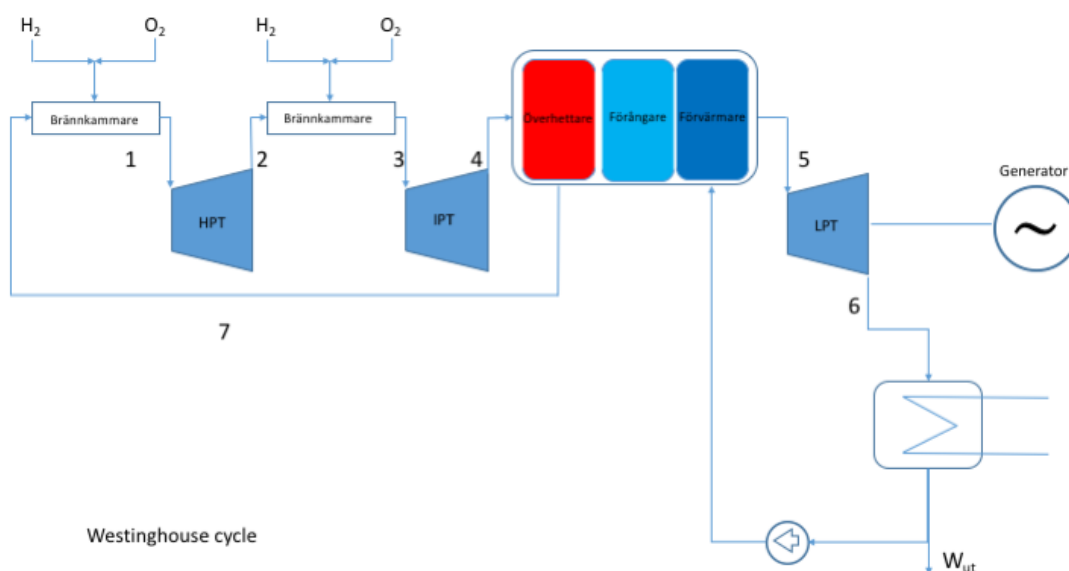
* Verkningsgraden är baserad på vätgas HHV

Flöde	Temperatur °C	Tryck bar
1	750	343
2	464	73,5
3	1700	6,99
4	1146	9,8
5	1700	9,3
6	1129	1,4
7	148	1,3
8	33	0,05
9	0	380
Nyckeltal		
Effekt	500 MW	
Termisk verkningsgrad *	60,57 %	

Westinghouse-cykel

Ett koncept som också ingår i WE-NET, är utvecklat av Westinghouse och har stora likheter med den cykel Toshiba föreslagit. Ångdata och kraftverksparameterar finns i tabell 3.3 och kretsschemat finns i figur 3.3.

Den totala effekten är 500 MW och verkningsgraden är 65,2 % (LHV).



Figur 3.3. Kretsschema över Westinghouse-cykeln

Tabell 3.3 Input-data för Westinghouse-cykeln

Tabell över ångdata för de olika processflödena för Westinghouse-cykeln i figur 3.3.

* Verkningsgraden är baserad på vätgas LHV.

Flöde	Temperatur °C	Tryck bar
1	650	350
2	290	40
3	1700	39
4	740	1,2
5	110	1
6	33	0,05
7	400	365
Nyckeltal		
Effekt	500 MW	
Termisk verkningsgrad *	65,2 %	

MNRC-Cykel

MNRC är ett koncept om ett optimerat kraftverk med inspiration från ovan nämnda cykler [31]. MNRC-konceptet ska kunna leverera elektricitet med en termisk verkningsgrad på 76 % (LHV) [31]. Den har likt Westinghouses cykel en brännkammare direkt efter HRSG och växlar därför inte lika mycket värme som övriga cykler, den skiljer sig dock från Westinghouse cykel då den har 3 brännkammare och 3 turbiner varav alla kommer efter varandra, och inte efter HRSG. Den når högsta förbränningstemperatur efter samtliga brännkammare vilket medför att den första turbinen både får utstå extrem temperatur och tryck. Då 76 % termisk verkningsgrad är avsevärt högt kommer den här cykeln att studeras vidare i detta arbete under avsnitt 3.2 där en cykel med samma koncept som MNRC ska utvärderas.

3.1.2 Retrofit av ångturbin

Om man utnyttjar en mindre del av de koncepten som tas upp ovan kan man tänka sig att det kan vara rimligt att elda vätgas stökiometriskt med syrgas direkt in i ångan före en ångturbin för att öka effekten på ett redan konstruerat ångkraftverk. Istället för att projektera ett helt kraftverk undersöks prestandan av en retrofit i ett vanligt ångkraftverk där en brännkammare har integrerats i cross-over röret mellan två turbiner för att leverera ånga från vätgasförbränningen till den senare.

3.1.3 Gasturbiner

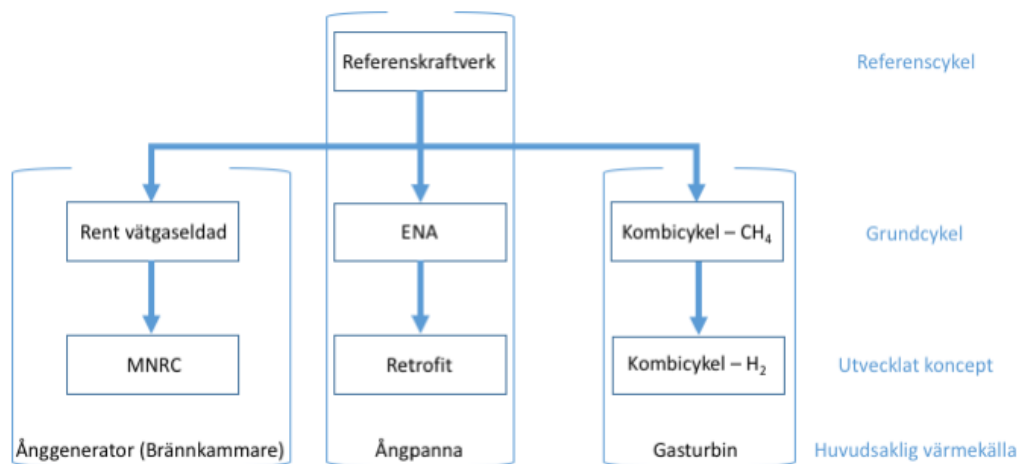
I dagsläget drivs gasturbiner främst av naturgas, det har dock drivits projekt där man blandat in större andelar vätgas i naturgasen för att minska miljöpåverkan. Ren vätgasdrift är dock i utvecklingszonen och inget som bedrivs i full skala idag.

Siemens erbjuder gasturbiner som kan köras med vätgasinblandning, SGT-700 och SGT-800 kan köras på bränsle med upp till 15 volym-% vätgas som standard men kan klara inblandning upp till 40% [33], [34].

3.2 Cykelanalys

I cykelanalysen studeras kraftverk av de olika kategorierna från litteraturstudien. För jämförelse studeras totalt sex olika cykler. Där både grundläggande och avancerade varianter beräknas. De är organiserade utifrån vilken typ av värmekälla som cykeln använder i huvudsak och hierarkin går att se i figur 3.4.

- Retrofit av ångturbin
 - Ett referenskraftverk, en vanlig Rankinecykel utan vätgas-drift.
 - En cykel med en brännkammare installerad i cross-over, men i övrigt samma kraftverk som referenskraftverket.
 - En IPSE-modell för ENA, där en värmeväxlare har integrerats i cross-over.
- Rent vätgaseldade kraftverk
 - En enkel cykel med enbart en brännkammare och turbin
 - Ett kraftverk med inspiration från MNRC-konceptet
- Kombikraftverk
 - Baserat på naturgas
 - Baserat på vätgas



Figur 3.4. Hierarki för de cykler som undersöks i detta arbete och hur de hör ihop.

3.2.1 Förutsättningar

För samtliga kraftverk i detta arbete antas energiflödet vara stationärt.

$$E_{in} - E_{ut} = 0 \rightarrow E_{in} = E_{ut} \quad (3.1)$$

Där energin kan skrivas som

$$E_{in} = [\dot{Q} + \dot{W} + \dot{m}(h + ke + pe)]_{in} \quad (3.2)$$

Och

$$E_{ut} = [\dot{Q} + \dot{W} + \dot{m}(h + ke + pe)]_{ut} \quad (3.3)$$

Vidare sägs turbinerna arbeta adiabatiskt, vilket innebär att det inte sker några värmeförluster under turbinarbetet. Det krävs inte heller något arbete för att få in ångan i turbinen (ingen pump eller dylikt).

$$\dot{Q} = 0 \quad (3.4)$$

$$\dot{W}_{in} = 0 \quad (3.5)$$

Då blir energibalansen

$$[\dot{m}(h + ke + pe)]_{in} - [\dot{W} + \dot{m}(h + ke + pe)]_{ut} = 0 \quad (3.6)$$

I turbinen antas höjdskillnaden mellan in och ut flödet vara försumbart, vilket ger att den potentiella energin vid in och utlopp förhåller sig enligt ekvation 3.7.

$$pe_{in} = pe_{ut} = 0 \quad (3.7)$$

Vilket ger

$$[\dot{m}(h + ke)]_{in} - [(h + ke)]_{ut} - \dot{W}_{ut} = 0 \quad (3.8)$$

Arbetet ut från turbinen blir då

$$\dot{W}_{ut} = \dot{m}_{in}(h + ke) - \dot{m}_{ut}(h + ke) \quad (3.9)$$

Den dynamiska entalpin (ke) kommer inte beräknas separat (och tolkas som förlust) utan anses ha liten påverkan på de resultat som studeras. Därför kan ekvationen förenklas ytterligare till

$$\dot{W}_{ut} = \dot{m}_{in}h_{in} - \dot{m}_{ut}h_{ut} \quad (3.10)$$

Liknande resonemang gäller även för pumpar, kompressorer och brännkammare.

3.2.2 Isentropisk verkningsgrad

De turbomaskiner som används i kraftverkscyklerna arbetar adiabatiskt men de anses inte utföra en isentropisk process eftersom processerna inte är att betrakta som reversibla. Därför används en isentropisk verkningsgrad som anger hur mycket processen skiljer sig från den ideala processen. I en ideal expansion/kompression är entropin konstant över turbomaskinen, vilket den inte är i den faktiska processen.

För turbiner:

$$\eta_{is,turbin} = \frac{h_{in} - h_{ut}}{h_{in} - h_{ut,S}} \quad (3.11)$$

För kompressorer och pumpar

$$\eta_{is,pump} = \frac{h_{ut,S} - h_{in}}{h_{ut} - h_{in}} \quad (3.12)$$

Där index S indikerar en expansion vid konstant entropi.

3.2.3 Allmänna randvillkor

Liknande randvillkor bör användas i samtliga cykler för att dessa ska kunna jämföras sinsemellan med rättvisa förutsättningar. De randvillkor som används i de olika cykelkonfigurationerna nämns under respektive cykels rubrik.

De verkningsgrader som används är identiska för samtliga cykler enligt tabell 3.4

Tabell 3.4 Verkningsgrader

Tabell över verkningsgrader för komponenter som ingår i beräknade kraftverksmodeller

Verkningsgrad turbin (isentropisk)	η_{turbin}	0.90
Verkningsgrad pump/kompressor (isentropisk)	η_{pump}	0.80
Verkningsgrad generator	η_{gen}	0.99
Verkningsgrad mekaniska förluster	η_{mech}	0.99
Verkningsgrad ångpanna	η_{boiler}	0.90
Verkningsgrad brännkammare	η_{comb}	0.99
Tryckförlust brännkammare	$P_{loss,comb}$	5 %
Tryckförlust ångpanna	$P_{loss,boiler}$	10%
Tryckförlust kondensor	$P_{loss,cond}$	0%

3.2.4 Marginalverkningsgrad

För att på ett rättvist sätt kunna utvärdera effekthöjningen som tillkommer vid en vätgasförbränning används begreppet marginalverkningsgrad. Marginalverkningsgraden definieras som

$$\eta_{margin} = \frac{P_{HTT} - P_{HTT,ref}}{Q_{CC}} \quad (3.13)$$

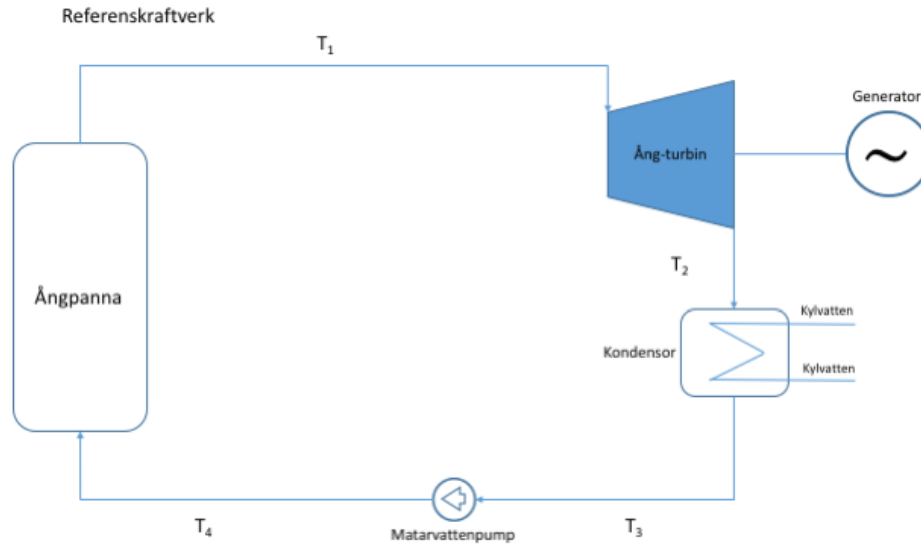
Där uttrycket i täljaren motsvarar effekthöjningen från vätgasförbränningen och Q_{CC} motsvarar effekten på brännkammaren.

Genom att jämföra med referensturbinens effekt blir det tydligare hur prestandan förändras vid en retrofit.

3.2.5 Retrofit av ångkraftverk

Referenskraftverk

Referenskraftverket ska fungera som en referens till övriga kraftverk inom samma gren, se figur 3.4. Kraftverket har enbart en ångpanna som värmekälla och turbinen beräknas som enbart en turbin även om expansionen är tänkt att vara uppdelad över två turbiner likt Retrofit-cykeln.



Figur 3.8. Kretsschema över referenskraftverket

Tabell 3.6 Randvillkor för Referenskraftverk

Tabell över de randvillkor som används för beräkningarna i referenskraftverks-cykeln.

Admissionstemperatur	T_{adm}	540 °C
Admissionstryck	P_{adm}	100 bar
Massflöde (ånga)	m_{adm}	70 kg/s
TIT (högtemperatorturbin)	-	-
Baktryck vid kondensor	p_{cond}	0,05 bar

Kraftverkscykelns prestanda har beräknats enligt följande ekvationer, samtliga namn på flöden refererar till motsvarande flöde i figur 3.8. och variabelnamn utan definition refereras till tabell 3.6. Om inget annat anges används alltid XSteam för att räkna ut ångans tillstånd. Fullständiga cykelberäkningar finns i Appendix E.

Nyckeltalen för att beräkna cykelns prestanda ges av ekvation 3.14-3.17.

$$P_{pump} = m_{adm} * (h_{t_4} - h_{t_3}) \quad (3.14)$$

$$Q_{Boiler} = m_{adm} * \frac{h_{adm} - h_{t_4}}{\eta_{boiler}} \quad (3.15)$$

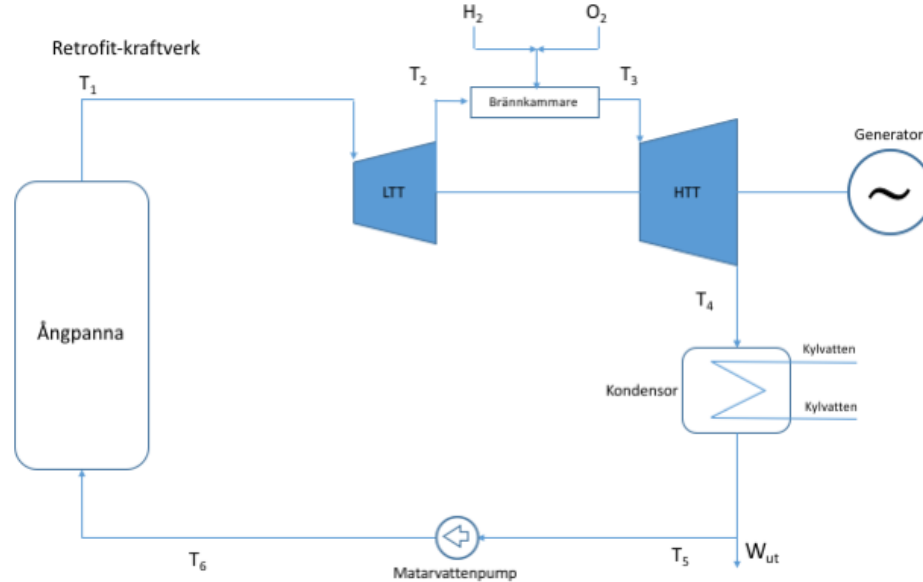
$$P_{turbine} = m_{adm} * (h_{adm} - h_{t_2}) \quad (3.16)$$

$$\eta_{powerplant} = \left(\frac{P_{turbine} - P_{pump}}{Q_{Boiler}} \right) * \eta_{gen} * \eta_{mech} \quad (3.17)$$

Där den mekaniska verkningsgraden och verkningsgraden för generator kommer från tabell 3.4.

Retrofit

Om referenskraftverket utrustas med en brännkammare i cross-over röret kan dess effekt öka. Effektökningen beror på hur hög inloppstemperaturen i högtemperaturturbinen blir. Vilket i sin tur beror på hur stort flöde av vätgas som används vid förbränningen.



Figur 3.9, Kretsschema över kraftverk med retrofit

Tabell 3.7 Randvillkor för Retrofitkraftverk

Tabell över de randvillkor som används för beräkningarna i retrofitcykeln.

Admissionstemperatur	T_{adm}	540 °C
Admissionstryck	P_{adm}	100 bar kg/s
Massflöde (ånga)	m_{adm}	70
TIT (högtemperatur-turbin)	T_{T3}	442-1600 °C
Tryck vid brännkammaren	P_{T2}	50 bar
Baktryck vid kondensator	p_{cond}	0,05 bar

Kraftverkscykelns prestanda har beräknats enligt följande ekvationer, samtliga namn på flöden refererar till motsvarande flöde i figur 3.9. och variabelnamn utan definition refereras till tabell 3.7. Om inget annat anges används alltid XSteam för att räkna ut ångans tillstånd. Fullständiga cykelberäkningar finns i Appendix E.

Kraftverkets nyckeltal för att uppskatta dess prestanda kan nu beräknas med ekvation 3.18-3.23.

$$P_{compressor} = P_{H_2} + P_{O_2} \quad (3.18)$$

$$Q_{Boiler} = m_{adm} * \frac{h_{adm} - h_{t_6}}{\eta_{boiler}} \quad (3.19)$$

$$P_{Cold turbine} = m_{adm} * (h_{adm} - h_{t_2}) \quad (3.20)$$

$$P_{Hot turbine} = (m_{adm} + m_{comb}) * (h_{t_3} - h_{t_4}) \quad (3.21)$$

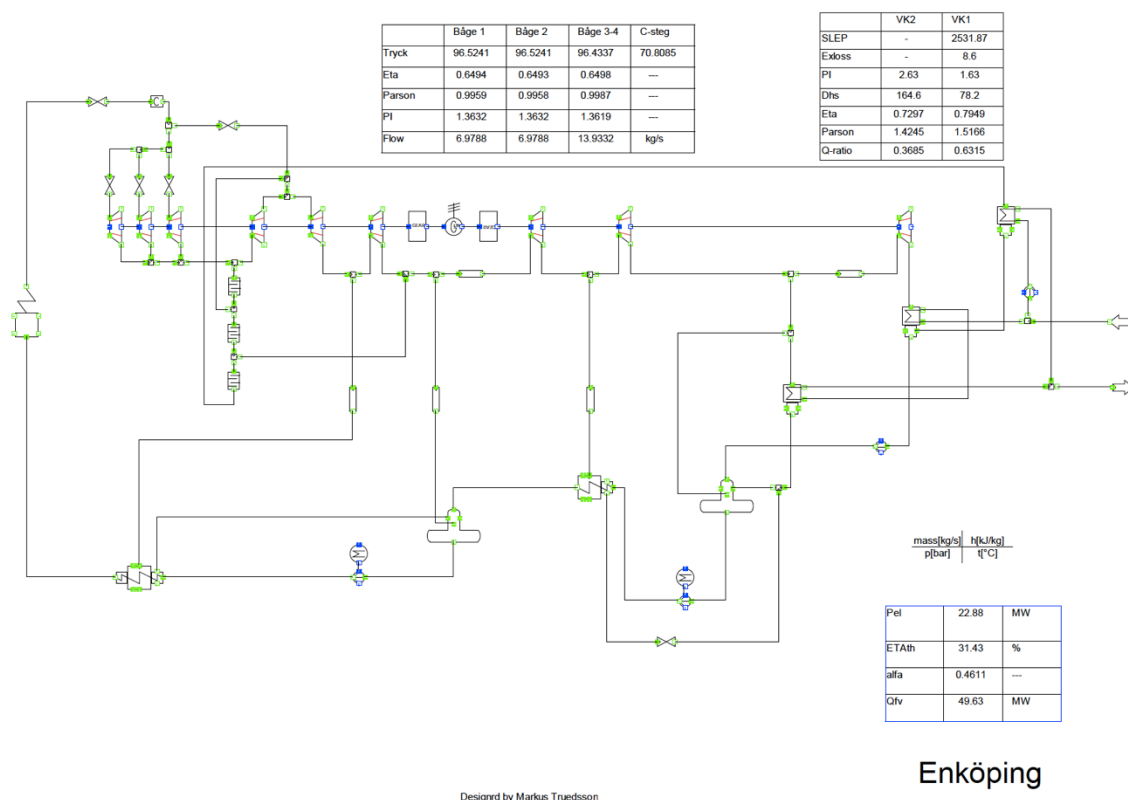
$$\eta_{powerplant} = \left(\frac{P_{Cold turbine} + P_{Hot Turbine} - P_{pump} - P_{compressors}}{Q_{Boiler} + Q_{CC}} \right) * \eta_{gen} * \eta_{mech} \quad (3.22)$$

Marginalverkningsgraden kan enligt definitionen i avsnitt 3.2.4 beräknas som

$$\eta_{margin} = \frac{P_{HTT} - P_{Turbine,ref}}{Q_{CC}} \quad (3.23)$$

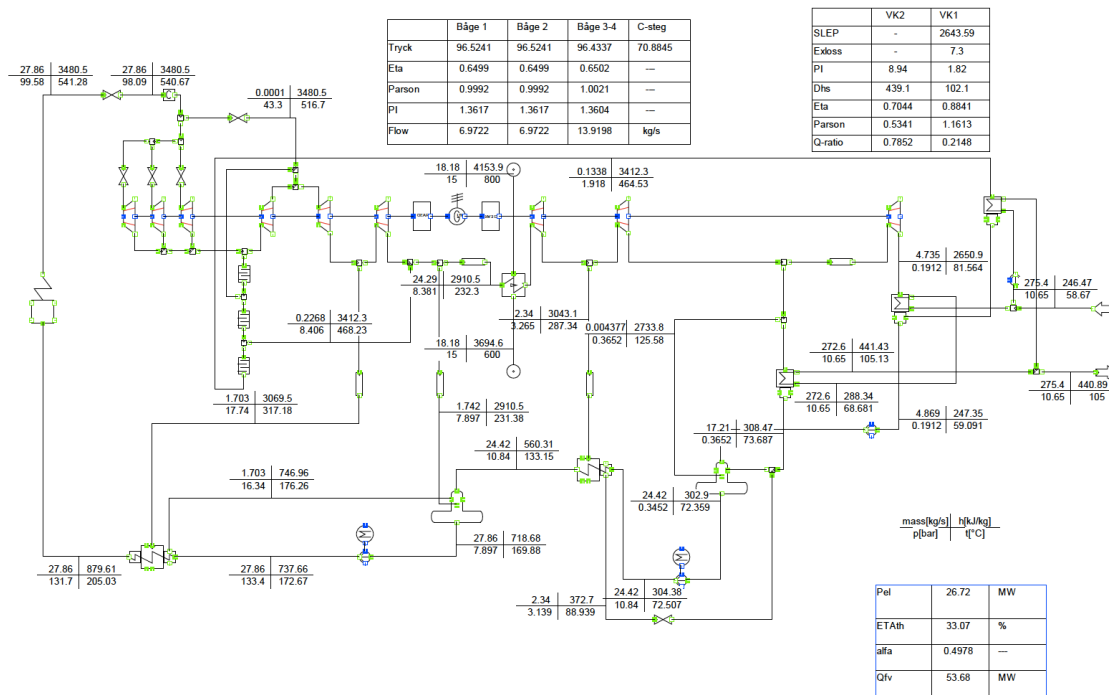
ENA

För att komplettera arbetet görs även en simulering i IPSEpro. ENA är ett kraftverk som är utrustat med två turbiner och fjärrvärmewäxlare och skulle mycket väl kunna vara en kandidat för en retrofit. Då det är en för stor förändring i modellen att sätta in en brännkammare har en "fusk-reheat" använts för att skapa en temperaturhöjning. Det blir med andra ord inget ökat massflöde utan enbart en högre temperatur. Temperaturen kunde höjas i off-design-modellen till 395 grader vilket är lågt i jämförelse med övriga cykelberäkningar. Högre värden klarar inte modellen av att beräkna utan större justeringar.



Enköping

Figur 3.10, Kretsschema över ENA innan retrofit



Enköping

Figur 3.11, Kretsschema över ENA efter retrofit

Genom att öka temperaturen ut från värmeväxlaren successivt genom en iteration ökar värmeöverföringen likt den gjort i en brännkammare. Iterationen går från 213 °C till 394 °C och effekten, verkningsgraden och marginalverkningsgraden kan beräknas i IPSEpro.

Nyckeltalen som beräknas för ENA är

$$\eta_{termisk} = \frac{P_{Turbin}}{Q_{boiler} + Q_{Comb}} \quad (3.24)$$

$$\eta_{margin} = \frac{P_{Turbin} - P_{Turbin,ref}}{Q_{Comb}} \quad (3.25)$$

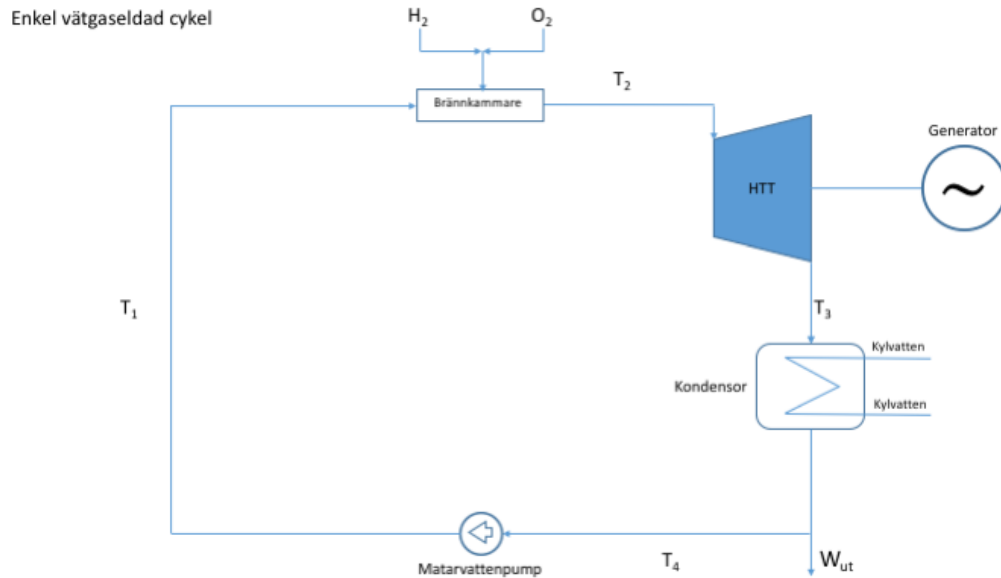
$$\eta_{total} = \frac{P_{Turbin} + Q_{cond,1} + Q_{cond,2}}{Q_{boiler} + Q_{Comb}} \quad (3.26)$$

Där $Q_{cond,1}$ och $Q_{cond,2}$ är kondensoreffekten för de två fjärrvärmekondensorerna som finns i figur 3.10 och 3.11.

3.2.6 Rent vätgaseldade kraftverk

Enkel cykel

Den rent vätgaseldade cykeln har ingen ångpanna utan drivs enbart av brännkammaren.



Figur 3.12, Kretsschema för en enkel version av en rent vätgaseldad kraftverkscykel.

Tabell 3.9 Randvillkor för rent vätgaseldad enkel cykel

Tabell över de randvillkor som används för beräkningarna i den enkla cykeln.

*Då det inte finns någon ångpanna kommer admissionstemperaturen att sammanfalla med TIT för högttrycksturbinen

** Det faktiska admissionstrycket blir P_{T1} minus det tryckfall som råder i brännkammare.

Admissionstemperatur*	T_{T2}	442-1600 °C
Admissionstryck**	P_{T1}	50 bar
Massflöde	m_{T1}	70 kg/s
TIT (högttemperatur-turbin)*	T_{T2}	442-1600 °C
Baktryck vid kondensor	p_{cond}	0.05 bar

Den enkla cykeln fungerar som en Rankinecykel och beräknas därför på liknande vis som cyklerna i avsnitt 3.2.8. Fullständiga cykelberäkningar finns i Appendix E.

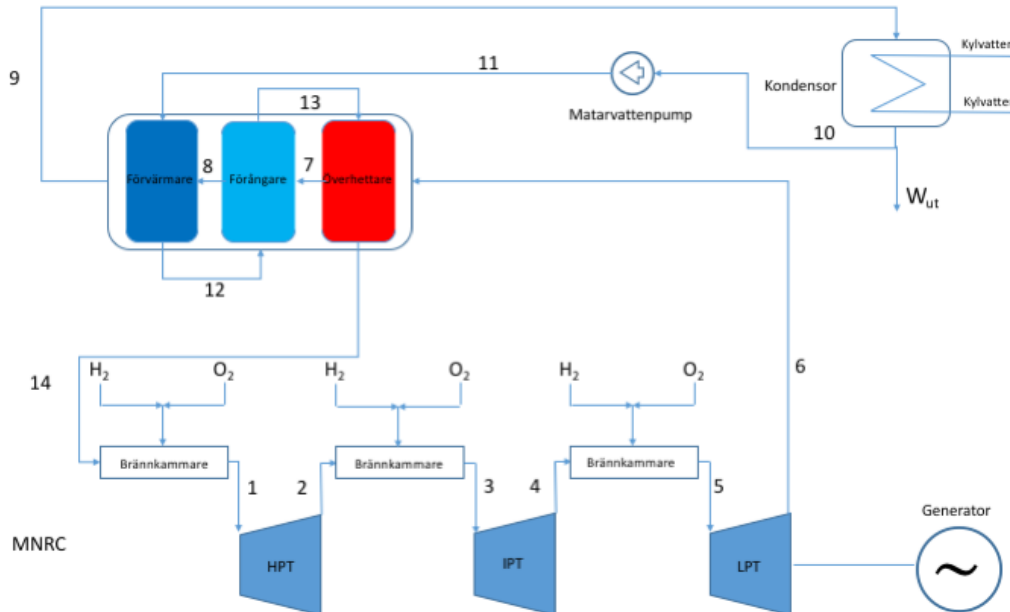
Nyckeltalen för vätgascykeln's prestanda beräknas med ekvation 3.27 till 3.28.

$$P_{Hot\ turbine} = m_{t_2} * (h_{t_2} - h_3) \quad (3.27)$$

$$\eta_{powerplant} = \left(\frac{P_{Hot\ Turbine} - P_{pump} - P_{compressors}}{Q_{CC}} \right) * \eta_{gen} * \eta_{mech} \quad (3.28)$$

MNRC

MNRC-cykeln är mer avancerad än den enkla cykeln och använder ångdata som ligger över nivån för vad som är implementerat i kraftverk idag. Trots att cykeln inte är tillämplig är det intressant att studera potentialen för ett vätgasdrivet komplext kraftverk.



Figur 3.13. Kretsschema för MNRC en mer avancerad vätgaseldad cykel..

Tabell 3.10 Randvillkor för MNRC-cykel

Tabell över de randvillkor som används för beräkningarna i MNRC-cykeln.

*Admissionstemperaturen bestäms av T_{16} och pinch-point och är därför inte egentligen ett randvillkor

**Tryckförlusten i brännkammaren är 5 % för IP och LP men är satt till ett absolut värde av 30 bar för HP-brännkammaren.

Admissionstemperatur*	T_{14}	430 °C
Admissionstryck	P_{14}	250 bar
Massflöde (ånga)	M_{14}	75 kg/s
TIT (högtemperatur-turbin)	$T_{1,3,5}$	600-1800 °C
Tryck vid brännkammaren (HP)	P_{14}	250 bar
Tryck vid brännkammaren (IP)	P_2	40 bar
Tryck vid brännkammaren (LP)	P_4	4 bar
Temperatur till HRSG	T_6	400 °C
Pinch point	$T_6 - T_{14}$	30 °C
Baktryck vid kondensator	p_{cond}	0.05 bar
Tryck in i HRSG	p_{HRSG}	0.07 bar
Tryckförlust i brännkammare**	$P_{drop, comb}$	0,05 (30 bar HP)

Kraftverkscykelns prestanda har beräknats enligt följande ekvationer, samtliga namn på flöden refererar till motsvarande flöde i figur 3.13. och variabelnamn utan definition refereras till tabell 3.10. Om inget annat anges används alltid XSteam för att räkna ut ångans tillstånd. Fullständiga cykelberäkningar finns i Appendix E.

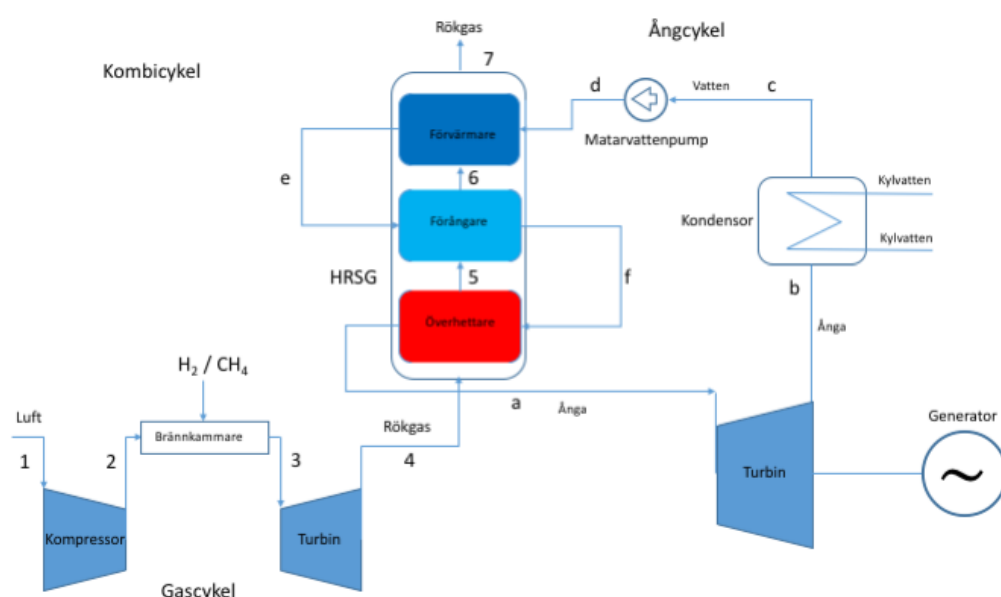
Verkningsgraden kan beräknas enligt ekvation 3.29.

$$\eta_{MNRC} = \frac{P_{tot} - P_{compressor} - P_{pump}}{Q_{tot}} * \eta_{gen} * \eta_{mech} \quad (3.29)$$

3.2.7 Kombikraftverk

Naturgas och vätgas

En kombicykel är en kombination av Rankinecykel och en Braytoncykel [21]. Genom att använda en gasturbin som har hög utloppstemperatur kan man nyttja värmen i en HRSG för att driva en ångcykeln med restvärmen och därmed höja verkningsgraden. I detta arbete har ångcykeln låsts beräkningsmässigt genom att randvillkoren för ångcykel har specificerats på ett sådant vis att det bara är prestandan för gasturbinen som studeras, den enda parameter i ångcykeln som ändras är massflödet, som är en funktion av massflödet i gasturbinen. Viktigt att notera är att kombicykeln körs med 100% vätgas som bränsle och med luft som oxidationsmedel, detta för att den ska kunna jämföras med ren naturgasdrift.



Figur 3.14. Kretsschema för kombicykel.

Tabell 3.11 Randvillkor för kombicykel

Tabell över de randvillkor som används för beräkningarna i kombicykeln.

Admissionstemperatur (ångcykel)	T_a	620 °C
Admissionstryck (ångcykel)	P_a	200 bar
Massflöde (luft)	m_1	800 kg/s
TIT (högtemperatur-turbin)	T_3	1100-1800 °C
Kompressionsratio	CR	20
Omgivande tryck	P_1, P_4, P_7	1,01325 bar
Omgivande temperatur	T_1	20 °C
Temperatur till HRSG	T_4	650 °C
Pinch point	$T_4 - T_a, T_7 - T_d$	30 °C
Baktryck vid kondensator	p_{cond}	0,05 bar
Tryckförlust i brännkammare	$P_{drop, comb}$	0,05

Kraftverkscykeln prestanda har beräknats enligt följande ekvationer, samtliga namn på flöden

refererar till motsvarande flöde i figur 3.14. och variabelnamn utan definition refereras till tabell 3.11. Om inget annat anges används alltid XSteam för att räkna ut ångans tillstånd. I gasturbinmodellen används metoden State för att beräkna rökgasens tillstånd, se Appendix B. Fullständiga cykelberäkningar finns i Appendix E.

Kombicykelns nyckeltal beräknas enligt ekvation 3.30 till 3.40

$$P_{ST} = m_s * (h_a - h_b) \quad (3.30)$$

$$P_{GT} = (h_3 - h_4) * m_{tot} \quad (3.31)$$

$$P_{GT_{specifik}} = \frac{P_{GT}}{m_c} \quad (3.32)$$

$$Q_{combustor} = m_c * LHV \quad (3.33)$$

$$P_{compressor} = (h_2 - h_1) * m_a \quad (3.34)$$

$$Q_{HRSG_{tot}} = m_{tot} * (h_4 - h_1) \quad (3.35)$$

$$Q_{HRSG} = m_{tot} * (h_4 - h_7) \quad (3.36)$$

$$\phi = \frac{Q_{HRSG}}{Q_{HRSG_{tot}}} \quad (3.37)$$

Verkningsgraden för gasturbinen, ångcykeln och för hela kombicykeln beräknas enligt ekvation 3.38 till 3.40.

$$\eta_{GT} = \frac{P_{turbine} - P_{compressor}}{Q_{combustor}} \quad (3.38)$$

$$\eta_{ST} = \frac{P_{ST}}{Q_{HRSG}} \quad (3.39)$$

$$\eta_{cc} = \eta_{GT} + \phi * \eta_{ST} * (1 - \eta_{GT}) \quad (3.40)$$

För kombicyklerna har inte något kompressorarbete för bränslet tagits med i beräkningarna.

Val av bränsle

Beräkningarna för vätgas eller naturgas är identiska, den enda skillnaden är att bränslet som väljs i rutinen State (Appendix B) ändras från CH₄ till H₂. Det medför ett annat bränsleflöde, LHV och en annan rökgaskomposition.

3.3 Ekonomisk analys

För att avgöra huruvida en retrofit av ett kraftverk är en lönsam investering eller inte krävs det att alla kostnader och intäkter uppskattas. Det enda fall som tas upp i den ekonomiska analysen är retrofit, då denna cykel är enklast att uppskatta investeringskostnader för då det existerar ett referensfall att jämföra med.

3.3.1 Förutsättningar

Syftet att utrusta ett kraftverk med en vätgaseldad brännaren är att den ska kunna användas vid spetslast. För ett kraftverk som verkar vid spetslast brukar 800h motsvara en rimlig utnyttjningstid under ett år. Utnyttjningstiden av vätgasen per dag motsvarar då ungefär två timmar. Produktionen av vätgas förväntas ta tre gånger längre tid, ungefär 6h/dag. Produktionen av vätgas sker under natten då elpriset är som lägst, medan användningen sker under någon av dagens förbrukningstoppar då elpriset är som högst. När vätgaseldningen används antas kraftverket alltid drivas för maximal last.

Tabell 3.12 Genomsnittlig utnyttjningstid för kraftverk och vätgasproduktion

Tabell över utnyttjningstid för vätgasanvändning och vätgasproduktion. Vätgasanvändningen motsvarar den tiden per dag som vätgas eldas i brännkammaren för spetslast och vätgasproduktion motsvarar den tid som vätgasproduktionen fortgår under tiden den inte används.

Utnyttjningstid (h)	h/år	h/dag
Vätgasanvändning (t_{unload})	800	2,19
Vätgasproduktion (t_{load})	2400	6,57

Utifrån denna utnyttjningstid och det aktuella bränsleflödet beräknas alla investeringskostnader. För att kunna se trender och avgöra hur lönsamheten påverkas av kraftverkets prestanda har alla kostnader normerats till kr/kgH₂, kr/MWh, eller kr/MW.

I medelvärde antas det att lagret med vätgas fylls på maximalt varje dag för att sedan förbrukas under samma dag.

3.3.2 Konverteringar

Tabell 3.13 Konverteringar som använts vid ekonomiberäkningar.

Tabell över konverteringar som använts för att räkna om valutor och enheter till önskade enheter.

* Valutakursen för € och \$ är baserad på [35] [36]

**Konversionerna för volym och vikt är hämtade från [37]

	Enhet	Önskad enhet
Q_{Euro}^*	1 €	9,447 kr*
$Q_{\text{USDollars}}^*$	1 US \$	8,866 kr*
Q_{Gallons}^{**}	1 m ³	264,172 US gallons
Q_{Pounds}^{**}	1 kg	2,2046 Pounds

3.3.3 Elpris

För att kunna utföra några beräkningar krävs det att ett referenselpris definieras. Baserat på ett medelvärde under det senaste åren (2015-2016) [38], har ett pris på 220 kr/MWh använts. Vilket elpris som krävs vid försäljning avgörs baserat på investeringens önskade pay back-tid.

3.3.4 Kostnader

De kostnader som uppkommer vid produktion, lagring, distribution och förbränning av vätgas har allokerats till de respektive produkter som utför ovan nämnda sak. All kringutrustning beräknas ingå i kapitalkostnaden om inte annat anges. Samtliga delar som ska bekostas är illustrerade i figur 1.1.

3.3.5 Vattentank

Kapitalkostnad

Att en vattentank installeras blir nödvändigt då vatten måste finnas tillgängligt för att elektrolysen ska kunna fortgå. Hur stort vattenflöde som behövs bestäms av det vätgasflöde som krävs för att uppnå en viss TIT. Mängden vatten som ska lagras blir då totala summan av den vätgas och syrgas som lagras.

$$m_{h_2O} = m_{h_2} + m_{O_2} \quad (3.41)$$

Då kostnaden för tanken är baserad på volym beräknas volymflödet med ekvation 3.137.

$$V_{h_2O} = \frac{m_{h_2O}}{\rho_{h_2O}(1 \text{ bar}, 20^\circ\text{C})} \quad (3.42)$$

Där densiteten hämtas med XSteam (Appendix C).

Det kostnadsförslag som används för tanken motsvarar en horisontellt liggande cylinder med rundade ändar och som är tillverkat i kolstål [39]. För att kunna linjärisera kostnaden användes flertalet olika kostnader för olika tankvolymen enligt följande vektorer:

$$Gallons = [1000 \ 2000 \ 3000 \ 4000 \ 5000 \ 10000 \ 15000 \ 22500 \ 30000] \quad (3.43)$$

$$USD = [7400 \ 11000 \ 13800 \ 16300 \ 18500 \ 27400 \ 34500 \ 43500 \ 51300] \quad (3.44)$$

Med hjälp av Matlab och funktionen basic fitting ges en ekvation för ovanstående motsvarande

$$y = 1,4 * 10^{-9}x^3 - 9,1 * 10^{-5}x^2 + 3x + 5,1 * 10^3 \quad (3.45)$$

Där y är kostnaden i USD och x är volymen på tanken uttryckt i US-Gallons

Med konverteringsfaktorerna i tabell 3.13 blir kostnaden i kr

$$C_{Vattentank} = \frac{-0,00022(V_{h_2O} * Q_{Gallons})^2 + 4,1(V_{h_2O} * Q_{Gallons}) + 3,6 * 10^3}{Q_{USDollar}} \quad (3.46)$$

Driftskostnad

Några driftskostnader för vattentanken har inte uppskattats.

3.3.6 Alkalisk elektrolysapparat

Kapitalkostnad

Capex baseras på rapporten [9], där två nyckeltal definierar elektrolysens kostnader.

- Systemkostnaden för elektrolysapparaten (€/kW)
- Elektrolysens verkningsgrad (kWh/kg_{H₂})

Verkningsgradens definition diskuteras under avsnitt 2.4.1 och är definierad efter hur mycket energi elektrolysen behöver för att producera ett kg vätgas. Med en bestämd verkningsgrad innebär det då att mängden elektricitet bestäms av vätgasflödet.

Systemkostnaden varierar beroende på vilken effekt elektrolysapparaten har och definieras därför utifrån drifttiden på elektrolysen kontra hur mycket vätgas som behöver produceras under denna tid.

Ett rimligt värde för systemkostnad år 2017 antas vara 800 €/kW och en verkningsgrad för alkaliska elektrolysapparater skulle kunna motsvara 52 kWh/KgH₂ [9].

Energien som behövs blir då

$$E_{Elektrolys}(kWh) = \eta_{elektrolys} \left(\frac{kWh}{Kg_{H_2}} \right) * m_{H_2}(kg) \quad (3.47)$$

Den effekt som krävs för att producera energin under önskad tid blir

$$P_{Elektrolys} = \frac{E_{Elektrolys}}{t_{load}} \quad (3.48)$$

Kapitalkostnaden i SEK kan då beräknas som

$$C_{elektrolys} = P_{Elektrolys} * C_{system} * Q_{Euro} \quad (3.49)$$

Driftskostnad

Opex uppskattas till 3 % av Capex per år [9].

$$O_{Elektrolys} = C_{Elektrolys} * Q_{Opex} \quad (3.50)$$

Utöver driftskostnaden tillkommer kostnaden för den el som krävs för att driva elektrolysen.

$$C_{el,elektrolys} = \frac{E_{Elektrolys} * p_{buy}}{1000} \quad (3.51)$$

3.3.7 Vätgaskompressor

Kapitalkostnad

För att komprimera vätgasen antas det att processen drivs med en kolvkompressor. Kostnaden för en sådan föreslås i [40] kunna följa sambandet i ekvation 3.52.

$$y = 0,72x + 3,8 \quad (3.52)$$

Där y är 10-logaritmen av kostnaden i US\$ och x är 10-logaritmen av effekten i kW.
Vilket med rätt variabler blir

$$\log_{10} (C_{H_2}) = (0.72 * \log_{10} (P_{H_2}) + 3.8 \quad (3.53)$$

ekvation 3.53 kan skrivas om till ekvation 3.54.

$$C_{H_2} = 10^{(0.72 * \log_{10} (P_{H_2}) + 3.8)} * Q_{US\$} \quad (3.54)$$

Driftskostnad

Driftskostnaden för kompressorn antas endast allokeras till den elanvändning som kompressorn har. Kompressorn förväntas ha en isentropisk verkningsgrad på 80 %, se tabell 3.4, och ska öka trycket med 50 bar.

Kompressoreffekten beräknas enligt ekvation E.14 till E.23 som beskrivs i appendix E.

Kostnaden för el per dag för vätgaskompressorn beräknas med ekvation 3.55.

$$C_{H_2el} = \frac{(t_{load} * P_{H_2} * p_{buy})}{1000} \quad (3.55)$$

3.3.8 Syrgaskompressor

Kapitalkostnad

Kompressionsprocessen för syrgas antas följa samma riktlinjer som den för vätgasen [40].

$$y = 0,72x + 3,8 \quad (3.56)$$

Där y är 10-logaritmen av kostnaden i US\$ och x är 10-logaritmen av effekten i kW.
Vilket med rätt variabler blir

$$\log_{10} (C_{O_2}) = (0.72 * \log_{10} (P_{O_2}) + 3.8 \quad (3.57)$$

Detta utvecklas till

$$C_{O_2} = 10^{(0.72 * \log_{10} (P_{O_2}) + 3.8)} * Q_{US\$} \quad (3.58)$$

Driftskostnad

Den enda driftskostnaden som räknas till syrgaskompressorn är kostnaden för den el som förbrukas.

Kompressoreffekten beräknas enligt ekvation E.14 till E.23 som beskrivs i appendix E.

Kostnaden för el per dag för vätgaskompressorn beräknas med ekvation 3.59.

$$C_{O_2el} = \frac{(t_{load} * P_{O_2} * p_{buy})}{1000} \quad (3.59)$$

3.3.9 Vätgastank

Kapitalkostnad

Mängden vätgas som behöver lagras beror på massflödet av vätgas till brännkammaren. Informationen om massflödet tillsammans med utnyttjningstiden gör det möjligt att beräkna den totala vikten vätgas som behöver lagras varje dag.

$$m_{h_2}(kg) = \dot{m}_{h_2}(\frac{kg}{s}) * t_{unload}(h) * 3600(s) \quad (3.60)$$

Då elektrolysapparaten förväntas vara i drift under tre gånger längre tid än vid användandet blir massflödet lägre än motsvarande massflöde vid förbrukningen. Massflödet blir då

$$\dot{m}_{h_2,loading} = \frac{m_{h_2}}{t_{load}} \quad (3.61)$$

Kapitalkostnaden för lagring av vätgas beräknas per kg vätgas som lagras. I studien antas kostnaden motsvara 500-600 US\$/kg H₂ [41]. Detta gäller förvisso för en tank som klarar mycket högre tryck (350-700 bar) än 50 bar, som är lagringstrycket i arbetet. Därför används det lägre värdet, att ett ännu lägre värde inte används beror på att materialkostnaden inte nödvändigtvis blir lägre då det krävs en större volym vid lägre tryck för att hålla samma massa.

$$C_{vätgastank}(Kr) = 500 \left(\frac{US\$}{kg_{h_2}} \right) * Q_{USDollar} \left(\frac{Kr}{US\$} \right) * m_{h_2}(kg) \quad (3.62)$$

Driftskostnad

Ingen driftskostnad är beräknad för vätgastanken.

3.3.10 Syrgastank

Kapitalkostnad

Syrgas som utöver vätgas är den andra produkten från elektrolysen behöver också lagras. Detta för att sedan användas som oxidationsmedel i brännkammaren.

Då förhållandet mellan mängden syrgas och mängden vätgas är konstant kan den lagrade mängden beräknas enligt ekvation 3.63 och 3.64.

$$Q_{O_2H_2} = \frac{\dot{m}_{O_2}}{\dot{m}_{H_2}} \quad (3.63)$$

$$m_{O_2} = m_{H_2} * Q_{O_2H_2} \quad (3.64)$$

Syrgas lagras i en horisontell tank tillverkad i rostfritt stål, vars kostnad beror på massan av den lagrade syrgasen [42]. För att kunna linjärisera kostnaden användes flertalet olika kostnader för olika tankvolymmer enligt följande vektorer:

$$Pounds = [5000 \ 10000 \ 15000 \ 20000 \ 25000 \ 30000] \quad (3.65)$$

$$US\$ = [37900 \ 71100 \ 102800 \ 133500 \ 163500 \ 193000] \quad (3.66)$$

Med hjälp av Matlab och funktionen ”basic fitting” ges en ekvation för ovanstående vektorer motsvarande ekvation 3.67.

$$y = 6,2x + 8,6 * 10^3 \quad (3.67)$$

Där y är kostnaden i US\$ och x är vikten uttryckt i pounds.

Med konverteringsfaktorerna i tabell 3.13 beräknas kostnaden i kr enligt ekvation 3.68.

$$C_{\text{Syrgastank}} = 6,2 * m_{O_2} * Q_{\text{pound}} + 8,6 * 10^3 \quad (3.68)$$

Driftskostnad

Ingen driftskostnad beräknad för syrgastanken.

3.3.11 Brännkammare

Kapitalkostnad

Priset för brännkammaren är uppskattat utifrån olika källor då ingen liknande investering har kunnat jämföras med. I [18] från år 1998 föreslås ett pris på 10 miljoner tyska mark för en testanläggning med en ånggenerator likt den som är tänkt i detta projekt. Med hänsyn till informationen och att värdet är närmare 20 år gammalt har en kapitalkostnad på 20 miljoner kr antagits för en 25 MW brännkammare. Vidare antas en linjär kostnadsökning per MW, då de fasta kostnaderna förutsätts skala enbart mot effekten, vilket uttrycks i ekvation 3.69.

$$C_{\text{Brännkammare}} = \frac{20(MKr)}{25 (MW)} = 0,8 Mkr/MW \quad (3.69)$$

Effekten på brännaren bestäms av massflödet vätgas som förbränns per sekund

$$P_{\text{Brännkammare}} = \dot{m}_{H_2} * LHV \quad (3.70)$$

Kapitalkostnaden kan då beräknas som

$$C_{\text{Brännkammare}} = c_{\text{brännkammare}} * P_{\text{brännkammare}} \quad (3.71)$$

Driftskostnad

Ånggeneratoren har stora krav på vattentillförsel för kylning av flamman därför har det antagits att driftskostnaderna kan uppgå till 3 % av kapitalkostnaden varje år.

$$O_{\text{Brännkammare}} = C_{\text{Brännkammare}} * Q_{\text{Brännkammare}} \quad (3.72)$$

3.3.12 Intäkter

Försäljning av el

För att täcka investeringskostnaden och driftskostnaderna krävs det att inkomsten från elförsäljningen av den utökade turbineffekten är högre än driftskostnaderna och elkostnaderna från investeringen. Det krävs alltså ett inkomstöverskott.

Elproduktionen definieras här som den mängd el som produceras efter att ånggeneratoren är installerad. Vilket innebär att den elproduktion som skett om investeringen inte hade genomförts subtraheras (referens-effekten) från den totala elproduktionen som hade skett med investeringen.

$$P_{Delta} = P_{tot}(TIT) - P_{tot,ref} \quad (3.73)$$

Effektökningen med högre TIT leder till att mer energi produceras, vilken kan säljas. För att nå en optimal nivå av intäkter bör användningstiden ligga under elpristopparna under dagen. Intäkterna kan då skrivas enligt ekvation 3.74.

$$I_{turbine} = P_{Delta} * p_{sell} * t_{use} \quad (3.74)$$

3.3.13 Pay back-tid

Den längsta pay back-tiden som kan tolereras är en som är lika lång som den ekonomiska livslängden. Den mest kapitalintensiva delen av vätgaskedjan är i detta fall elektrolysapparaten som beräknas ha en livstid mellan 6-11 år [9].

Pay back-tiden definieras här som återbetalningstid utan hänsyn till kalkylränta.

$$Pay\ back = \frac{Grundinvestering}{Årliga\ intäktsöverskott} = \frac{Capex}{Intäkter - Elförbrukning - Opex} \quad (3.75)$$

$$Capex = C_{Elektrolys} + C_{Brännkammare} + C_{O_2 tank} + C_{O_2 kompressor} + C_{H_2 tank} + C_{H_2 kompressor} + C_{H_2 O, tank} \quad (3.76)$$

$$Opex = O_{Elektrolys} + O_{Brännkammare} \quad (3.77)$$

$$Elförbrukning = C_{el, elektrolys} + C_{el, kompressor, H_2} + C_{el, kompressor, O_2} \quad (3.78)$$

$$Elförsäljning = I_{turbine} \quad (3.79)$$

Utifrån en bestämd pay back-tid är det möjligt att bestämma hur högt elpriset behöver vara vid försäljning, vilket anges i ekvation 3.80 till 3.83.

$$Payback = \frac{Capex}{365,25 * (Intäkter - Elförbrukning - Opex)} \quad (3.80)$$

Som kan skrivas om till ekvation 3.81.

$$Intäkter = \frac{Capex}{365 * Payback} + Opex + Elförbrukning \quad (3.81)$$

Kombineras ekvation 3.81 och ekvation 3.74 kan ekvation 3.82 för elpriset skrivas.

$$p_{sell} = \frac{\frac{Capex}{365 * Payback} + Opex + Elförbrukning}{P_{Delta} * t_{use}} \quad (3.82)$$

Den nödvändiga elprisfluktuationen för en lönsam investering blir då skillnaden mellan inköpspriset och försäljningspriset av el.

$$\Delta p_{el} = p_{sell} - p_{buy} \quad (3.83)$$

3.3.14 Känslighetsanalys

För att uppskatta hur mycket förändringar av ingående kostnadsparametrar påverkar investeringsutrymmet utförs en känslighetsanalys där Capex, Opex och elkostnaderna varieras med 20 % upp och ned.

3.3.15 Kostnader för en kombicycle driven på vätgas

En rent vätgasdriven gasturbin finns inte på marknaden idag men det bedrivs forskning, se avsnitt 3.1.3. Förutsatt att vätgasen ska produceras via elektrolys skulle kostnaderna ligga på liknande nivåer som de ovan.

3.3.16 Kostnader för övriga cykler

För en rent vätgaseldad cykel skulle samma teorier som ovan kunna appliceras men i till exempel MNRC rör det sig om framtida teknik som inte är möjlig att uppskatta kostnader för.

4 Resultat

4.1 Resultat från cykelanalys

4.1.1 Retrofit av ångkraftverk

Referenskraftverk

Resultaten för referensfallet som ligger till grund för senare beräkningar är presenterade i tabell 4.1.

Tabell 4.1 Resultat för referenscykeln

Tabellen visar hur prestandan är i kraftverkets referensfall.

TIT	Q_{boiler} (MW)*	Q_{Comb} (MW)	P_{CTT} (MW)	P_{HTT} (MW)	P_{comp} (MW)	P_{Pump} (MW)	$\eta_{thermal}$	$\eta_{marginal}$
Ref	258,73	-	14,23	76,12	-	0,876	0,3370	-

Retrofit

Med en ökad inloppstemperatur till turbinen ändras kraftverkets prestanda, den ändrade prestandan ger nya värden för de nyckeltal som presenterats i tabell 4.1, nya värden presenteras i tabellform, se tabell 4.2. Cykelns effekt, marginalverkningsgrad och termisk verkningsgrad är utritade som funktion av TIT i figur 4.1, 4.2 och 4.3.

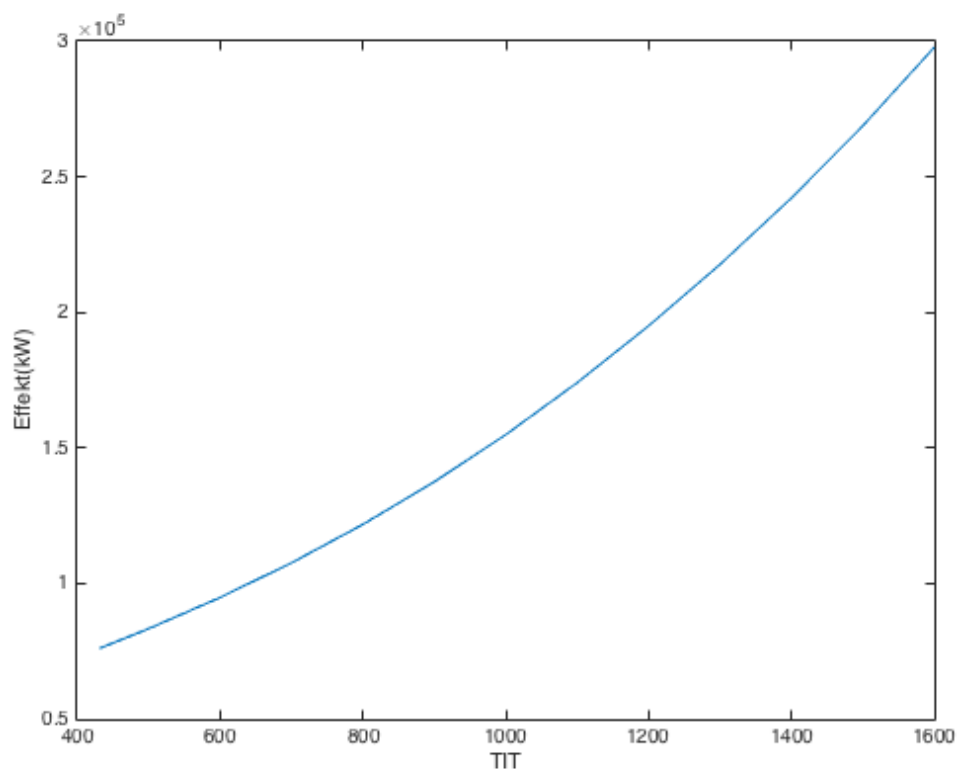
Tabell 4.2 Resultat för retrofitcykel

Tabellen visar hur prestandan förändras från referensfallet med att en extra värmekälla tillförs.

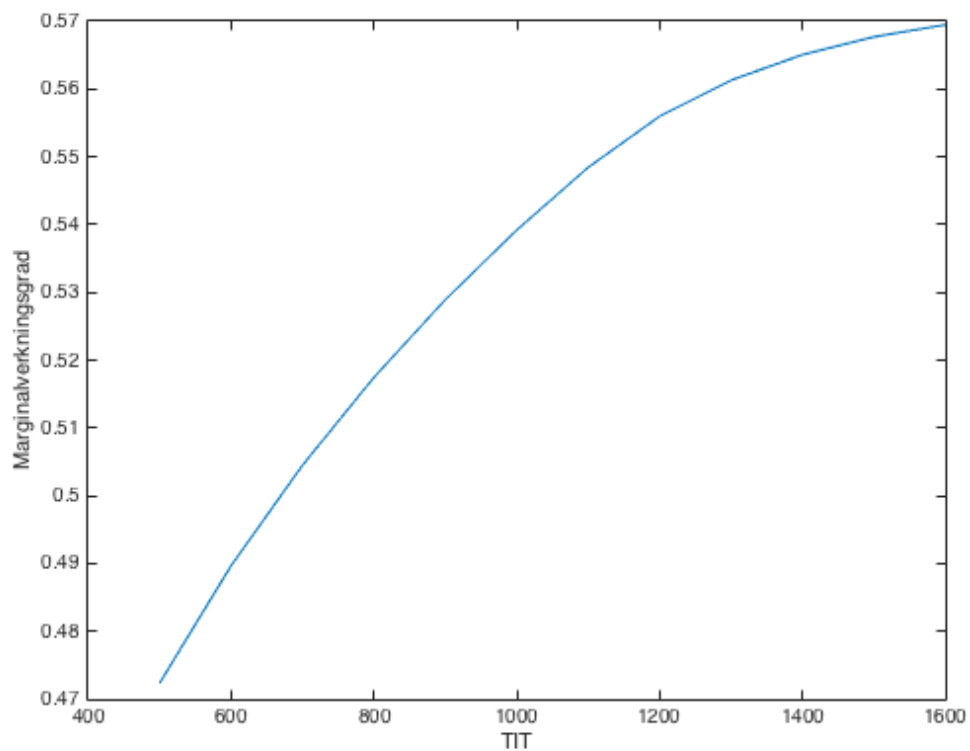
*Värmen som tillförs cykeln från ångpannan (Q_{boiler}) liksom arbetet som tillförs pumpen (P_{pump}) är konstant och påverkas inte av att TIT ökar.

*Kompressoreffekten motsvarar summan av välgaskompressorn och syrgaskompressorns effekt.

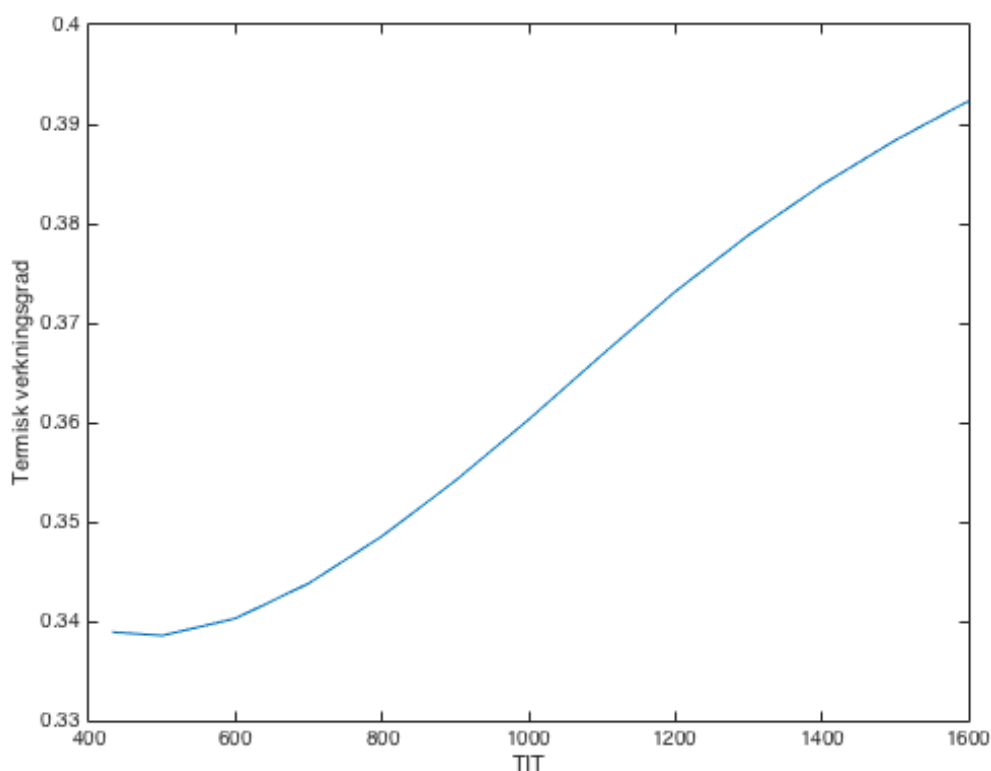
TIT	Q_{boiler} (MW)*	Q_{Comb} (MW)	P_{CTT} (MW)*	P_{HTT} (MW)	P_{comp} (MW)	P_{Pump} (MW)*	$\eta_{thermal}$	$\eta_{marginal}$
Ref	258,73	-	14,23	76,12	-	0,876	0,3389	-
500	-	15,28	-	83,33	0,2031	-	0,3386	0.4723
600	-	38,24	-	94,84	0,5083	-	0,3403	0.4897
700	-	62,45	-	107,62	0,8301	-	0,3438	0.5045
800	-	88,30	-	121,81	1,1738	-	0,3486	0.5174
900	-	116,09	-	137,52	1,5432	-	0,3542	0.5289
1000	-	146,10	-	154,89	1,9421	-	0,3603	0.5392
1100	-	178,60	-	174,07	2,3741	-	0,3668	0.5484
1200	-	213,87	-	195,02	2,8430	-	0,3732	0.5560
1300	-	252,20	-	217,68	3,3525	-	0,3789	0.5613
1400	-	293,93	-	242,21	3,9073	-	0,3839	0.5651
1500	-	339,45	-	268,82	4,5124	-	0,3884	0.5677
1600	-	389,21	-	297,76	5,1738	-	0,3923	0.5695



Figur 4.1, Turbinens effekt som funktion av inloppstemperaturen (TIT).



Figur 4.2, Cykelns marginalverkningsgrad som funktion av inloppstemperaturen (TIT).



Figur 4.3, Cykelns termiska verkningsgrad som funktion av inloppstemperaturen (TIT).

ENA

Resultaten för ENA-cykeln redovisas i både grafer och tabellform. Figurerna visar effekt (4.4), termisk verkningsgrad (4.5) och marginalverkningsgrad (4.6) som funktion av TIT. Tabell 4.3 visar resultaten för vissa nyckeltal i cykeln för några av de olika TIT som använts vid beräkningarna.

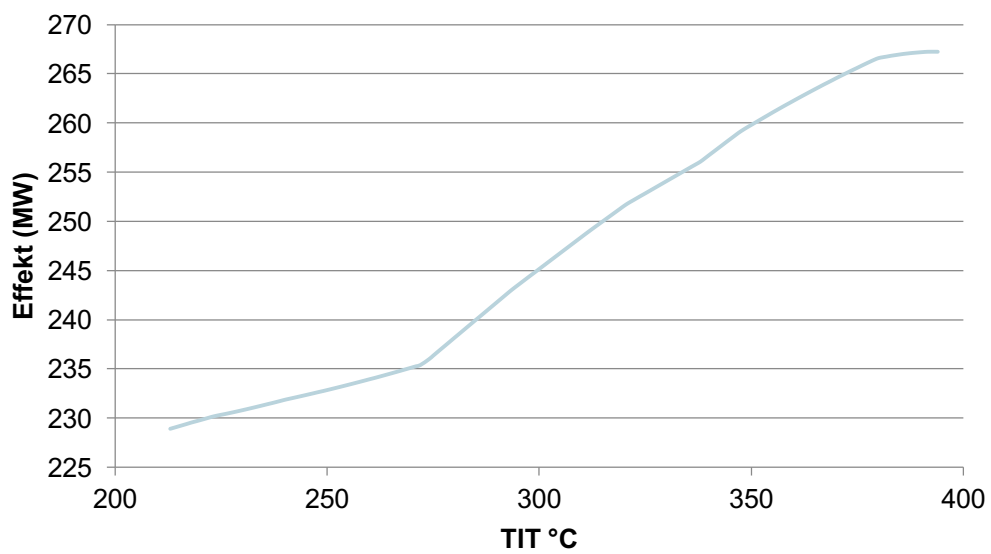
Tabell 4.3 Resultat för ENA-cykeln

Tabellen visar hur prestandan för ENA-cykeln förändras med ökande värmetillförsel till cykeln. Temperaturen 213°C motsvarar referensfallet och den värme som tillförs är försumbar i detta fall.

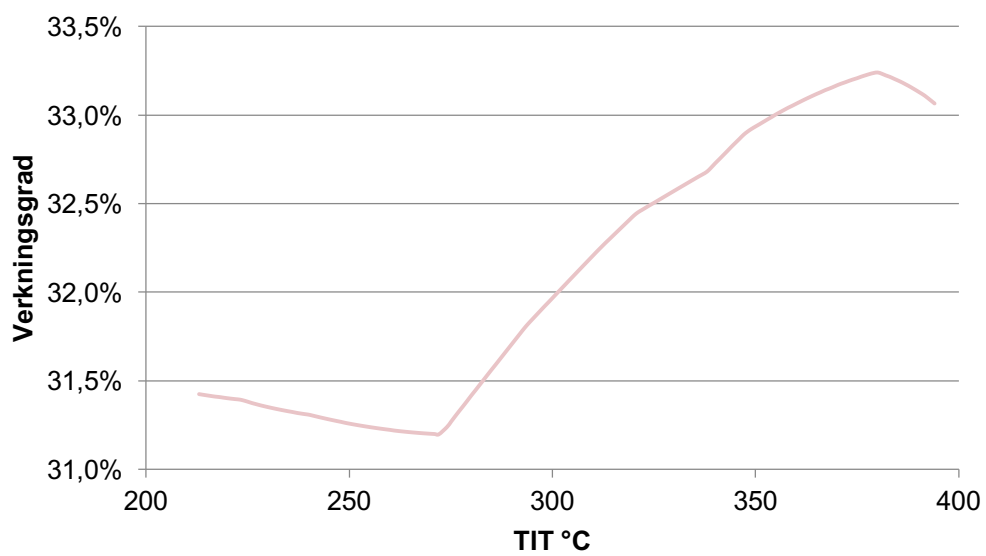
* Variationerna i tillförd värme från ångpannan kommer från att modellen är off-design.

** Turbineffekten motsvarar egentligen generatoreffekten och effektökningen tillskrivs helt den värme som tillförs från Q_{comb}

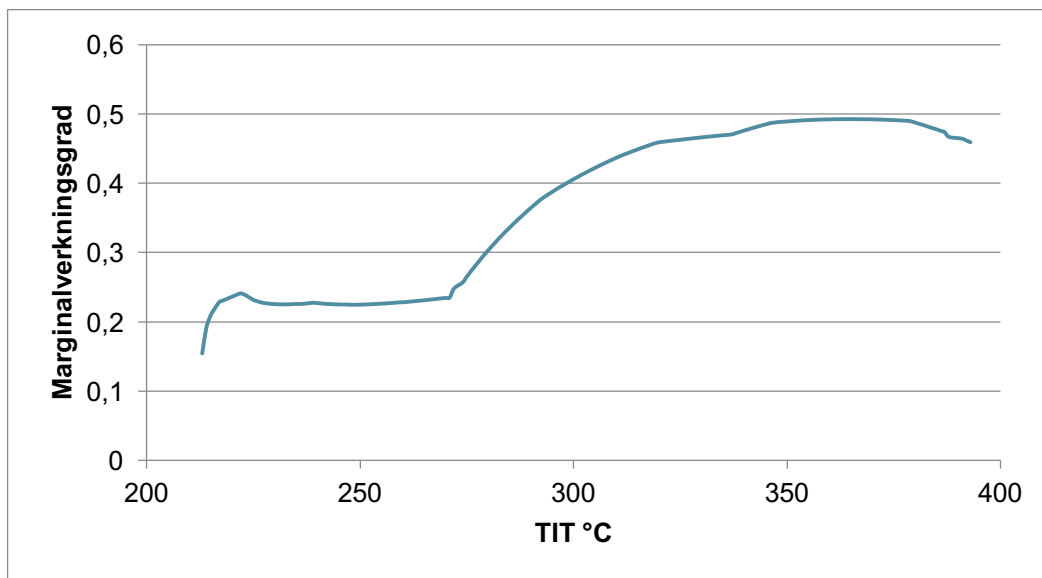
TIT	Q_{boiler} (MW) *	Q_{Comb} (kW)	$P_{Turbine}$ (MW) **	$Q_{Cond,1}$ (MW)	$Q_{cond,2}$ (MW)	$\eta_{thermal}$	η_{total}	$\eta_{marginal}$
213	72,813	31,47	22,890	31,049	18,104	0,314	0,989	0
250	72,742	1751	23,284	32,449	17,939	0,313	0,989	0,225
300	72,649	4038	24,515	29,682	21,623	0,320	0,989	0,402
350	72,555	6321	25,980	20,361	31,620	0,330	0,988	0,489
394	72,472	8348	26,725	11,414	41,730	0,331	0,988	0,459



Figur 4.4, Turbinens effekt som funktion av inloppstemperaturen (TIT).



Figur 4.5, Kraftverkets termiska verkningsgrad som funktion av inloppstemperaturen (TIT).



Figur 4.6. Kraftverkets marginalverkningsgrad som funktion av inloppstemperaturen (TIT).

4.1.2 Rent vätgaseldade kraftverk

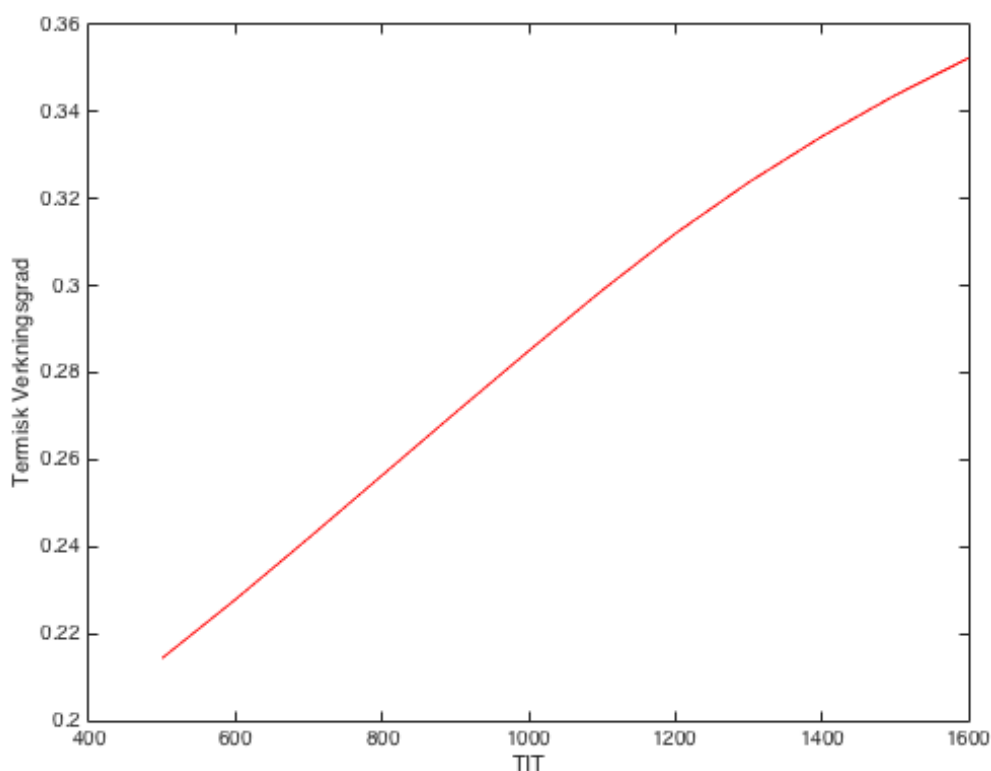
Enkel cykel

Resultaten för den rent vätgaseldade cykeln redovisas i både graf och tabellform. Figur 4.7 visar den termiska verkningsgraden som funktion av TIT. Tabell 4.4 visar resultaten för vissa nyckeltal i cykeln för de olika TIT som använts vid beräkningarna.

Tabell 4.4 Resultat för den rent vätgaseldade cykeln.

Tabellen visar prestandan för den rent vätgaseldade kraftverkeykeln ändras med ökad inloppstemperatur.
 *Pumpeffekten är konstant och påverkas ej av den ökande inloppstemperaturen.

TIT	Q_{Comb} (MW)	P_{HTT} (MW)	P_{comp} (MW)	P_{Pump} (MW) *	$\eta_{thermal}$
500	223,24	77,85	29,68	0,313	0,2144
600	244,69	88,60	32,53	-	0,2279
700	267,31	100,54	35,53	-	0,2420
800	291,46	113,80	38,75	-	0,2564
900	317,42	128,48	42,20	-	0,2708
1000	345,46	144,71	45,92	-	0,2850
1100	375,82	162,62	49,96	-	0,2989
1200	408,77	182,20	54,34	-	0,3120
1300	444,58	203,36	59,10	-	0,3238
1400	483,57	226,28	64,28	-	0,3344
1500	526,10	251,14	69,94	-	0,3438
1600	572,58	278,18	76,11	-	0,3524



Figur 4.7, Kraftverkets termiska verkningsgrad som funktion av inloppstemperaturen (TIT).

MNRC

Resultaten för MNRC redovisas i både graf och tabellform. Graferna redovisar termisk verkningsgrad (figur 4.8) och effekt (figur 4.9) som funktion av TIT. Tabell 4.5 visar resultaten för vissa nyckeltal i cykeln för de olika TIT som använts vid beräkningarna.

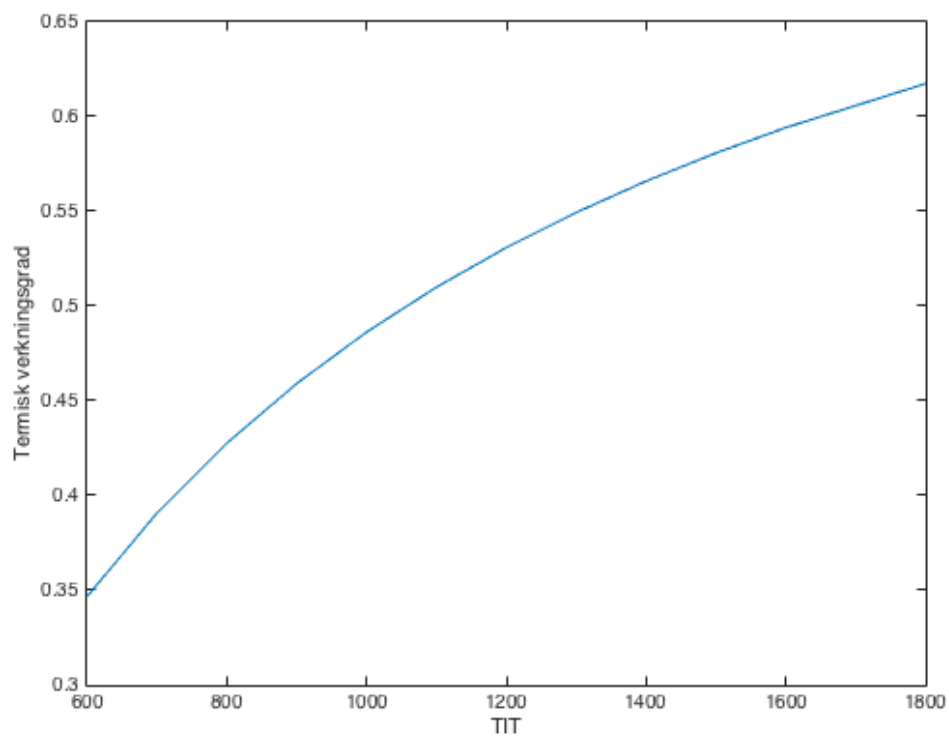
Tabell 4.5 Resultat för MNRC.

Tabellen visar prestandan för MNRC-cykeln. Resultaten redovisas i MW för samtliga parametrar utom den termiska verkningsgraden.

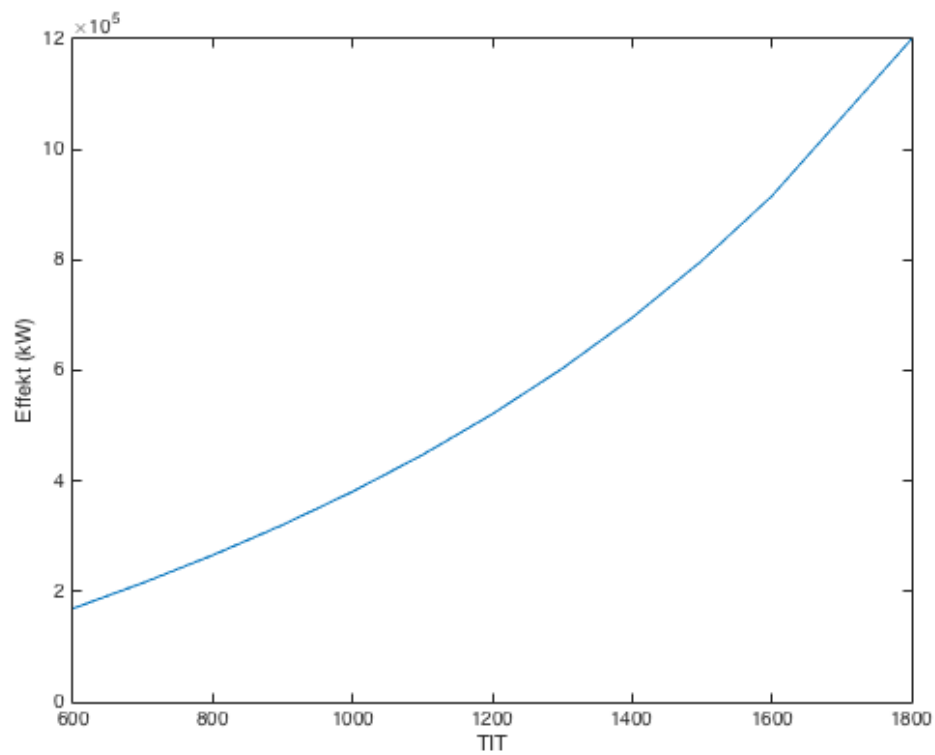
*Kompressorarbetet som redovisas är summan av HP,IP samt LP-kompressorerna för vätgas respektive syrgas.

**Pumparbetet och värmeutbytet i HRSG är låsta av randvillkor i beräkningarna och beror således inte på TIT.

TIT	$\dot{Q}_{HP}$	$\dot{Q}_{IP}$	$\dot{Q}_{LP}$	P_{HP}	P_{IP}	P_{LP}	P_{pump}^{**}	P_{Comp}^*	$\dot{Q}_{HRSG}^{**}$	$\eta_{thermal}$
600	236,7	78,9	88,7	42,5	61,2	65,7	2,75	23,57	75,5	0,347
700	273,4	88,1	104,6	51,3	71,4	93,1	-	27,11	-	0,391
800	310,2	99,6	122,6	59,9	82,3	123,6	-	30,77	-	0,428
900	348,5	113,1	143,0	68,8	94,0	157,8	-	34,65	-	0,459
1000	389,0	128,6	166,1	78,0	106,6	196,2	-	38,81	-	0,486
1100	432,4	146,3	192,4	87,7	120,2	239,4	-	43,31	-	0,510
1200	479,1	166,4	222,6	97,9	135,1	288,1	-	48,21	-	0,531
1300	529,5	189,3	257,1	108,9	151,4	343,2	-	53,56	-	0,549
1400	584,2	215,4	297,1	120,5	169,2	405,7	-	59,43	-	0,566
1500	643,7	245,2	343,3	133,1	188,8	476,9	-	65,88	-	0,581
1600	708,6	279,4	397,3	146,6	210,6	558,5	-	73,00	-	0,594
1800	857,6	364,7	535,5	177,3	261,7	760,8	-	89,71	-	0,617



Figur 4.8, Kraftverkets termiska verkningsgrad som funksjon av inloppstemperaturen (TIT).



Figur 4.9, Kraftverkets totale turbineffekt som funksjon av inloppstemperaturen (TIT).

4.1.3 Kombikraftverk

Naturgas och vätgas

Resultaten för kombicykeln redovisas i både graf och tabellform för metangas respektive vätgas. I tabell 4.6 och 4.7 redovisas de nyckeltal som är grund till graferna 4.10, 4.11 och 4.12, tabell 4.6 visar nyckeltal för metangas och tabell 4.7 visar resultat för vätgas. Figur 4.10 visar kombicykelns specifika effekt som funktion av TIT för vätgas och metangas. Figur 4.11 redovisar den termiska verkningsgraden för vätgas och naturgas som funktion av TIT och figur 4.12 visar kombicyklernas bränsleflöde som funktion av TIT.

Tabell 4.6 Resultat för kombicykel med naturgas (Metangas) som bränsle.

Tabellen visar prestandan för en kombicykel där metangas är bränslet. Resultaten redovisas i MW för samtliga parametrar utom ϕ och verkningsgrader som är enhetslösa.

* Kompressorarbetet i gasturbinen och elverkningsgraden för ångturbinen påverkas av den varierande TIT i gasturbinen då de är randvillkor i beräkningarna.

** Phi-värdet är inte konstant men variationen är försumbar i detta fallet.

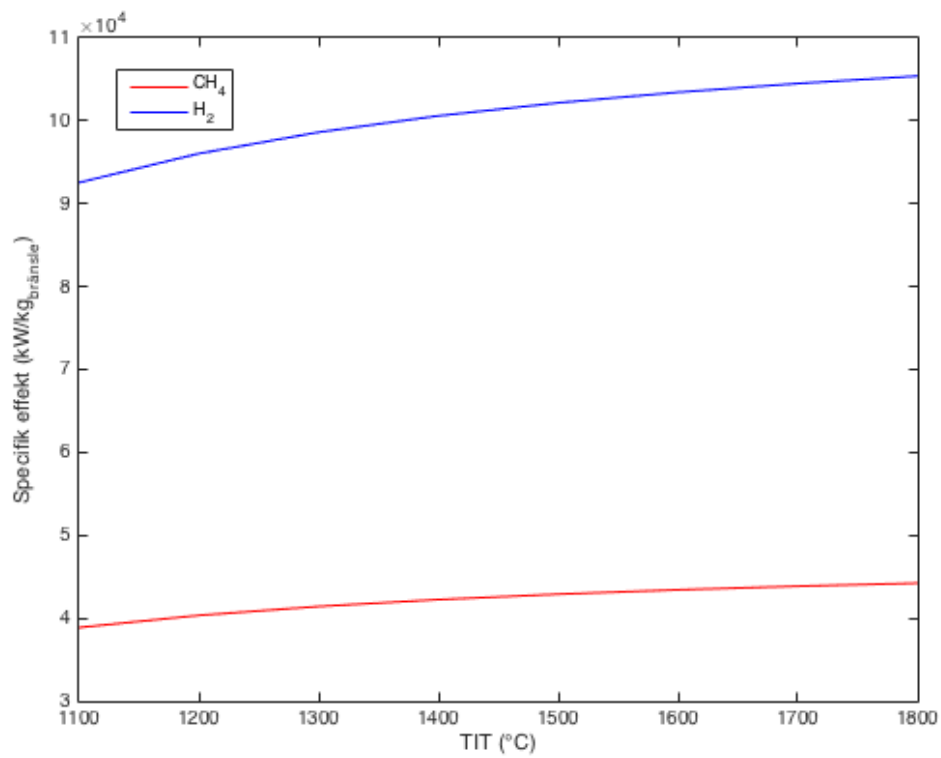
TIT	P_{comp}^*	Q_{comb}	P_{GT}	FAR	P_{ST}	Q_{HRSG}^*	ϕ^{**}	P_{pump}	η_{GT}	η_{ST}^*	$\eta_{thermal}$
1100	432,8	569,6	442,8	0.0142	217,5	520,9	0,932	3,795	0,018	0,410	0,393
1200	-	682,2	550,4	0.0171	219,4	525,6	0,932	3,829	0,172	-	0,489
1300	-	798,5	661,4	0.0200	221,4	530,4	0,932	3,864	0,286	-	0,559
1400	-	918,5	776,0	0.0230	223,5	535,3	0,932	3,900	0,374	-	0,613
1500	-	1042,4	894,2	0.0261	225,6	540,5	0,932	3,937	0,443	-	0,656
1600	-	1170,3	1016,3	0.0293	227,8	545,7	0,932	3,976	0,499	-	0,690
1700	-	1302,3	1142,3	0.0326	230,1	551,2	0,932	4,016	0,545	-	0,719
1800	-	1438,6	1272,5	0.0360	232,4	556,8	0,932	4,057	0,584	-	0,743

Tabell 4.7 Resultat för kombicykel med vätgas som bränsle.

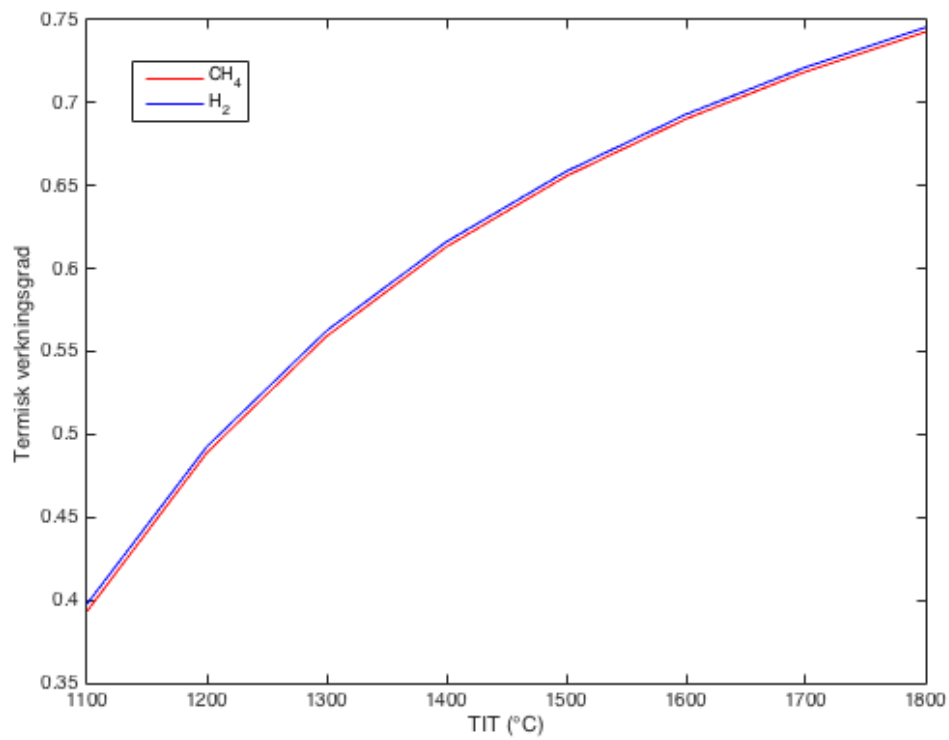
Tabellen visar prestandan för en kombicykel där vätgas används som bränsle. Resultaten redovisas i MW för samtliga parametrar utom ϕ och verkningsgrader som är enhetslösa.

* Kompressorarbetet i gasturbinen och elverkningsgraden för ångturbinen påverkas av den varierande TIT i gasturbinen då de är randvillkor i beräkningarna.

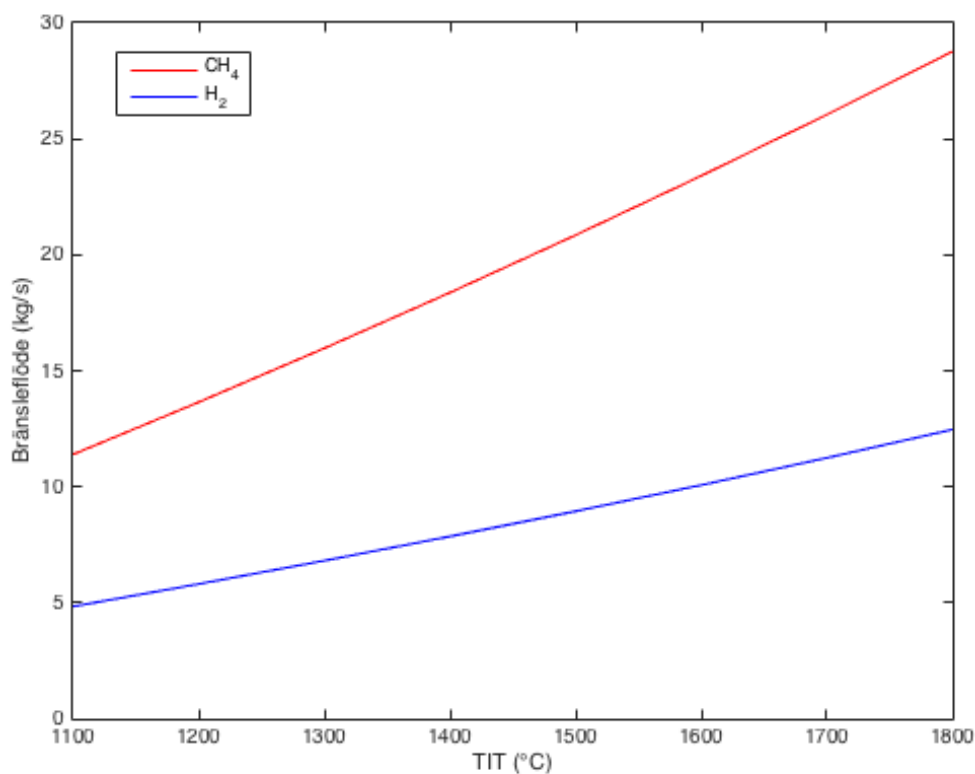
TIT	P_{comp}^*	Q_{comb}	P_{GT}	FAR	P_{ST}	Q_{HRSG}^*	ϕ	P_{pump}	η_{GT}	η_{ST}^*	$\eta_{thermal}$
1100	432,8	580,1	447,5	0,0060	219,8	526,5	0,932	3,836	0,025	0,410	0,398
1200	-	697,1	557,6	0,0073	222,2	532,3	0,931	3,878	0,179	-	0,493
1300	-	818,0	671,8	0,0085	224,7	538,3	0,931	3,922	0,292	-	0,563
1400	-	943,5	790,5	0,0098	227,4	544,6	0,931	3,968	0,379	-	0,616
1500	-	1073,9	913,7	0,0112	230,1	551,1	0,931	4,015	0,448	-	0,659
1600	-	1209,5	1041,9	0,0126	232,9	557,9	0,930	4,065	0,504	-	0,693
1700	-	1350,4	1175,2	0,0141	235,8	564,9	0,930	4,116	0,550	-	0,722
1800	-	1496,9	1313,9	0,0156	238,9	572,3	0,930	4,169	0,589	-	0,746



Figur 4.10, Gasturbinens specifika effekt från respektive bränsle som funktion av inloppstemperaturen (TIT) för vätgas respektive metangas.



Figur 4.11, Kombicykelns termiska verkningsgrad som funktion av inloppstemperaturen (TIT) för vätgas respektive metangas.



Figur 4.12, Kombicykelns bränsleflöde som funktion av inloppstemperaturen (TIT) för vätgas respektive metangas.

4.2 Resultat från ekonomisk analys

Resultaten för den ekonomiska analysen är baserade på de kostnader som uppkommer vid en investering i vätgasproduktion och de intäkter som den producerade vätgasen kan bidra till. Kostnaderna för investeringen visas i tabell 4.9, den resulterande prisdifferensen som krävs för att nå en önskad pay back tid visas i tabell 4.10 och figur 4.12 visar resultaten i tabell 4.10 i graf-form.

Tabell 4.8 visar vilket input från cykelanalysen som använts till grund för kostnader i ekonomiska analysen.

Tabell 4.8 Input-data från cykelanalysen av retrofit till den ekonomiska analysen

Tabell över den input som extraherats från retrofitcykeln och som används som underlag för den ekonomiska analysen. Kostnaden är normerad efter mängden vätgas och syrgas och dessa anges därför utöver den utökade effekt som används i cykeln.

* Referenstemperaturen motsvarar den temperatur som medför att ingen vätgasförbränning sker i cykeln.

TIT	431,78*	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600
Effekt (MW)	90,3	97,6	109,7	121,8	136,0	151,8	169,1	188,3	209,3	231,9	256,4	283,1	312,0
H ₂ (kg/s)	0	0,13	0,32	0,52	0,73	0,96	1,21	1,47	1,76	2,08	2,42	2,80	3,210
O ₂ (kg/s)	0	1,00	2,50	4,09	5,78	7,60	9,56	11,69	14,00	16,50	19,23	22,21	25,47

Tabell 4.9 Resulterande kostnad och effekthöjning för en retrofitinvestering .

Tabellen visar de vilka kostnader som uppstår vid en investering baserat på retrofit-cykeln. För att ställa kostnaderna i jämförelse med prestand är även den effekthöjning som välgaseldningen bidrar med inkluderad i tabellen.

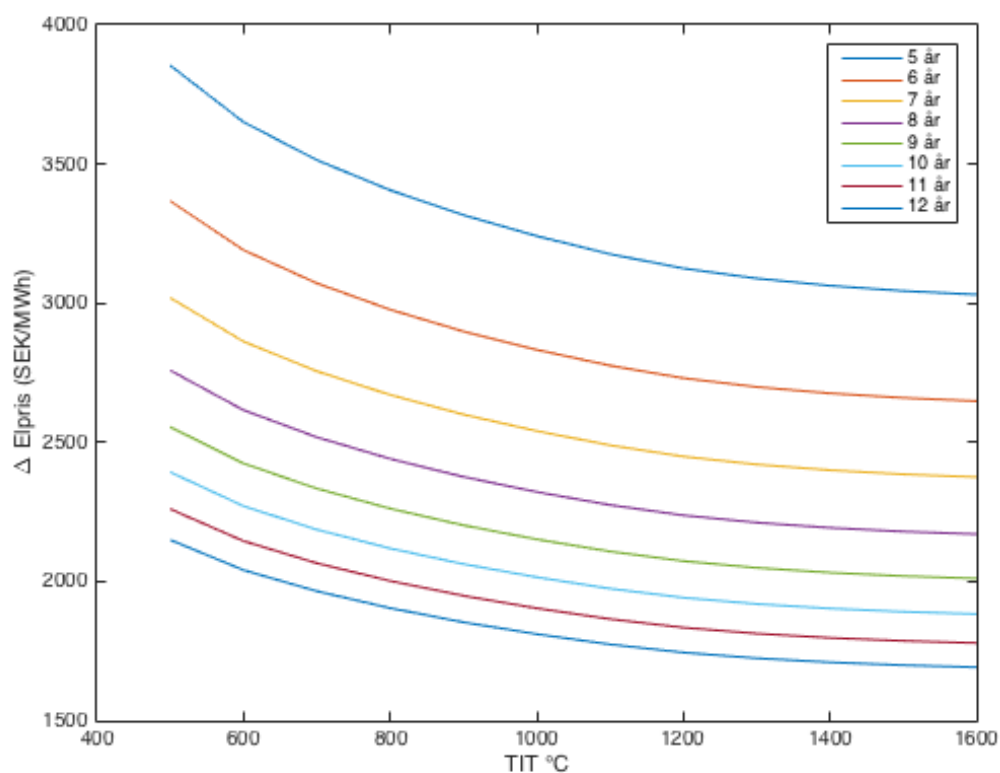
* Det lägre elpriset är konstant och används som inköpspris till alla komponenter och är därför essentiellt för elkostnaden.

<i>TIT</i>	<i>Kapitalkostnad</i> (Mkr)	<i>Driftskostnad</i> (Tkr/dag)	<i>Elkostnad</i> (Tkr/dag)	ΔE (MWh)	p_{buy}^* (kr/MWh)
<i>Ref*</i>	-	-	-	0	220
500	84,44	5,875	12,345	15,81	-
600	206,80	14,696	30,882	41,02	-
700	334,70	24,007	50,447	69,02	-
800	470,50	33,943	71,325	100,07	-
900	616,00	44,625	93,771	134,51	-
1000	772,60	56,160	118,010	172,55	-
1100	942,00	68,660	144,266	214,56	-
1200	1125,40	82,209	172,748	260,45	-
1300	1324,60	96,947	203,717	310,06	-
1400	1541,10	112,986	237,420	363,78	-
1500	1777,00	130,485	274,190	422,09	-
1600	2034,80	149,610	314,379	485,48	-

Tabell 4.10 Resulterande elprisdifferens för lönsam retrofitinvestering med avseende på payback-tid och TIT .

Tabellen visar hur höga elprisvariation i SEK som krävs i snitt för att investeringen ska vara lönsam och beror även på utsatt pay back-tid men även vilken inloppstemperatur som kraftverket använder sig av. Elprisvariationen grundar sig på det elpris som anges i tabell 4.8.

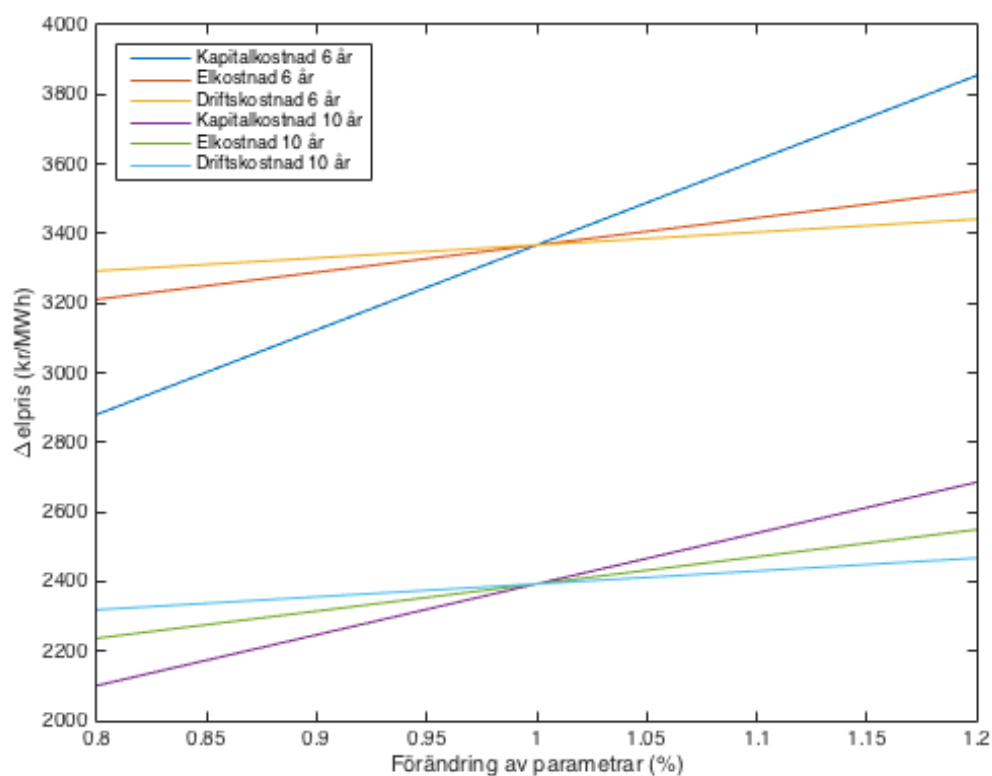
		<i>Pay back-tid</i>							
		5 år	6 år	7 år	8 år	9 år	10 år	11 år	12 år
<i>TIT</i>	500	3854	3367	3019	2758	2555	2393	2260	2150
	600	3651	3191	2862	2616	2424	2271	2145	2041
	700	3514	3072	2756	2518	2334	2187	2066	1965
	800	3406	2977	2671	2441	2262	2119	2002	1905
	900	3317	2899	2600	2376	2202	2063	1949	1854
	1000	3241	2833	2541	2322	2152	2015	1904	1811
	1100	3176	2776	2490	2275	2108	1974	1865	1774
	1200	3125	2731	2449	2238	2073	1942	1834	1745
	1300	3089	2699	2421	2212	2049	1919	1813	1724
	1400	3063	2676	2400	2193	2032	1903	1798	1710
	1500	3044	2660	2385	2180	2020	1891	1787	1699
	1600	3031	2648	2375	2170	2011	1883	1779	1692



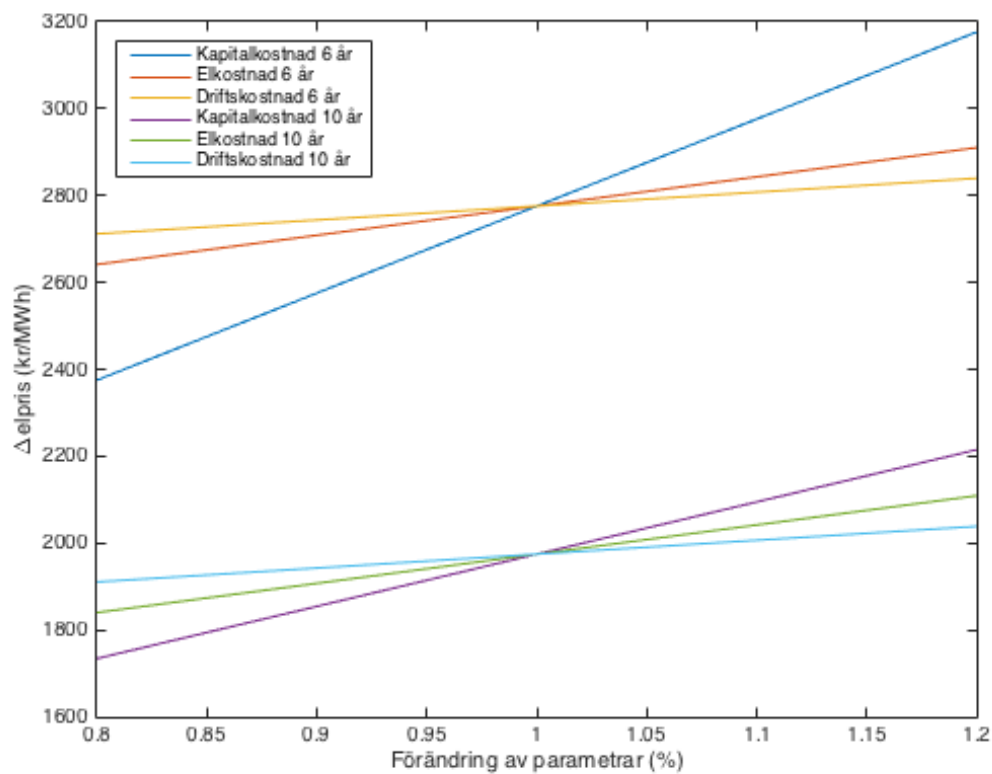
Figur 4.12, Visar den genomsnittliga prisskillnaden som behövs för att investeringen ska vara lönsam baserat på vald pay back-tid och TIT.

4.2.1 Känslighetsanalys

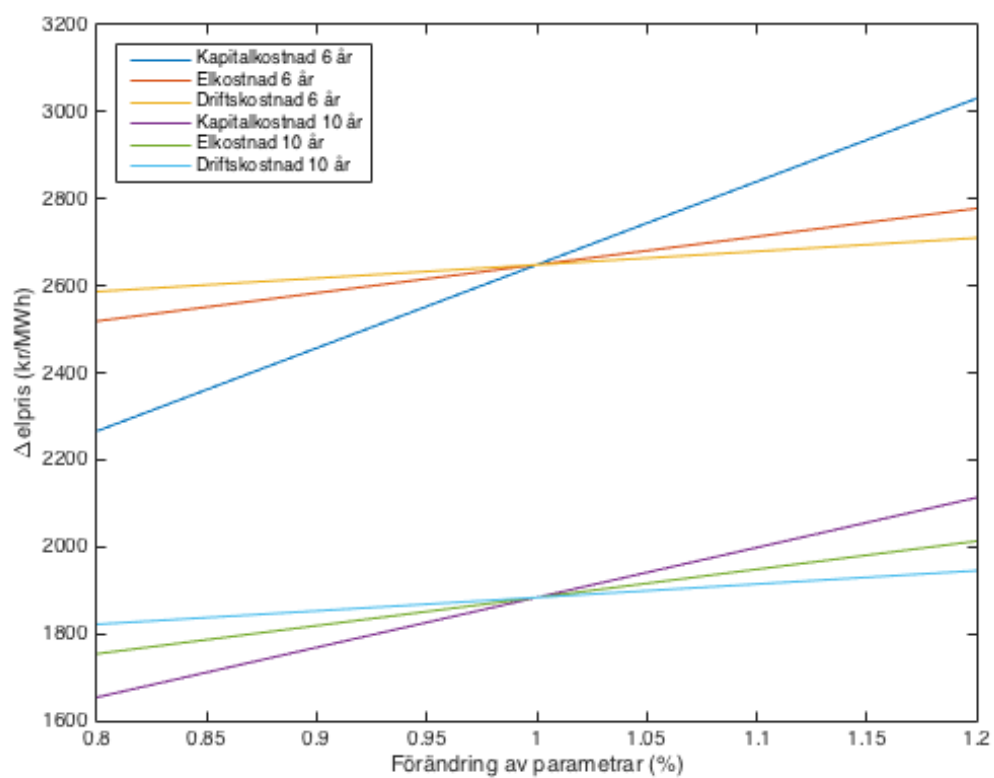
Resultaten för hur stor inverkan de olika kostnadsposterna har på investeringen visas i tre grafer för TIT motsvarande 500°C (4.13), 1100°C (4.14) och 1600°C (4.15) och för pay back-tider motsvarande 6 och 10 år i varje figur.



Figur 4.13, Visar hur den genomsnittliga prisskillnaden påverkas av att olika investeringsparametrar ändras för TIT motsvarande 500°C.



Figur 4.14, Visar hur den genomsnittliga prisskillnaden påverkas av att olika investeringsparametrar ändras för TIT motsvarande 1100°C.



Figur 4.15, Visar hur den genomsnittliga prisskillnaden påverkas av att olika investeringsparametrar ändras för TIT motsvarande 1600°C.

4.2.2 Round trip efficiency (RTE)

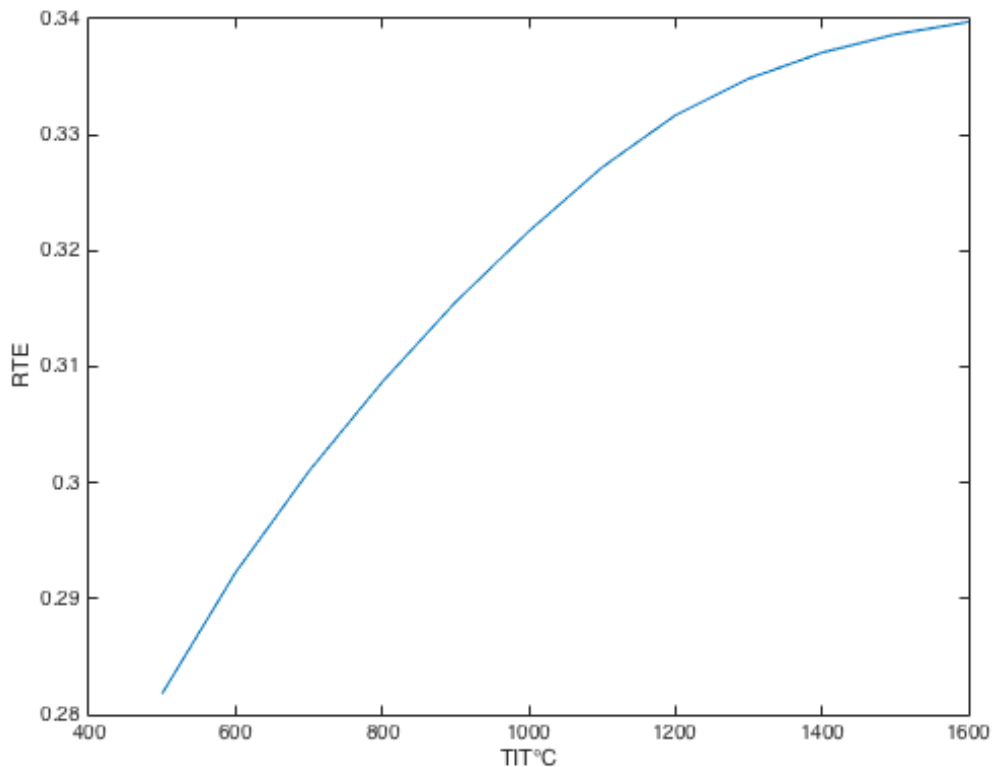
Resultaten för cykelns RTE är baserade på den el som produceras från turbinen och den el som förbrukas vid vätgasproduktionen. Hur RTE ändras med inloppstemperaturen (TIT) visas i tabell 4.11 och figur 4.16.

Tabell 4.11 RTE och energiförbrukning för vätgascykeln

Tabellen visar hur round trip efficiency (RTE) och nyckeltalen som bestämmer RTE varierar med inloppstemperaturen (TIT)

*Angivna elförbrukningen för kompressorerna motsvarar summan av syrgas och vätgaskompressorn som används i cykeln.

TIT	$E_{Electrolysis}$ (MWh)	$E_{Compressors}$ (MWh)*	$\Delta E_{Turbine}$ (MWh)	η_{RTE}
Ref	-	-	-	-
500	51,17	4,45	15,81	0.2818
600	129,20	11,13	41,02	0.2923
700	211,10	18,18	69,02	0.3010
800	298,50	25,71	100,07	0.3087
900	392,40	33,80	134,51	0.3156
1000	493,90	42,54	172,55	0.3217
1100	603,80	52,00	214,56	0.3272
1200	722,90	62,27	260,45	0.3317
1300	852,60	73,43	310,06	0.3348
1400	993,60	85,58	363,78	0.3371
1500	1147,50	98,83	422,09	0.3387
1600	1315,70	113,32	485,48	0.3397



Figur 4.16, RTE som funktion av inloppstemperaturen (TIT)

5 Diskussion

5.1 Resultat från cykelanalys

Genomgående för alla resultat är att en högre eldningstemperatur ger högre verkningsgrad och effekt. Men den högre effekten kommer till stor del av att den ångdata som används är långt över vad som kan användas med dagens tillgängliga teknik.

5.1.1 Retrofit av ångkraftverk

Från resultaten är det tydligt att tillsatseldningen av vätgas höjer prestandan via en retrofit. Både retrofitcykeln och ENA-cykeln visar på liknande resultat trots sina olika metoder vilket ger kredibilitet till konceptet.

Retrofitcykel

Då förbränningsverkningsgraden är högre i brännkammaren än i ångpannan blir resultatet att värmen som tillförs brännkammaren nyttjas bättre i cykeln vilket gör att marginalverkningsgraden är högre än termiska verkningsgraden, jämför figur 4.2 och 4.3. Det är även marginalverkningsgraden som driver upp kraftverkets termiska verkningsgrad.

Trots att effekten ökar exponentiellt (figur 4.1) avviker marginalverkningsgradens ökning mot högre temperaturer (figur 4.2) vilket innebär att effekten på brännkammaren ökar mer än effekten på turbinen vid dessa temperaturer. Detta beror på att temperaturen efter turbinen vid höga TIT är tillräckligt hög för att ångan fortfarande ska vara i överhettat tillstånd. Detta kan förklaras genom att studera Carnot-verkningsgraden.

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (5.1)$$

När temperaturen ökar i cykeln ökar kondensortemperaturen (T_C) mer än cykelns högsta temperatur (T_H), kvoten mellan temperaturerna i ekvation 5.1 minskar när skillnaden mellan den höga och låga temperaturen blir mindre, därför avtar också marginalverkningsgraden.

Att ångan som kommer ut ur turbinen fortfarande är överhettad innebär att en växande andel av den ånga som överhettats vid förbränningen inte omvandlats till arbete i turbinen. Studeras expansionerna i ett Mollier-diagram blir det tydligt att ett system där irreversibiliteterna och därmed entropin ökar förskjuts expansionens slutpunkt utanför det mättade området, och exergin förbrukas.

Om den värme som går till spillo kan utnyttjas i cykeln kan verkningsgraden istället fortsätta öka. Detta utnyttjas i MNRC och kombicykeln som båda har en HRSG installerad för att utnyttja överbliven värme efter turbinen och skulle med fördel kunna utnyttjas även i retrofitcykeln genom att en värmeväxlare installeras.

Den termiska verkningsgraden följer nästan en linjär ökning baserat på figur 4.3. Från referenstemperaturen upp till 1600°C ökar verkningsgraden med ungefär 6 % vilket skulle ge en verkningsgradshöjning med 0,5 %-enheter/100°C-temperaturökning.

ENA-cykel

ENA-cykeln resultat pekar i samma riktning som resultaten från retrofit. Från figur 4.5 syns det att den termiska verkningsgraden ökar med ungefär 1% per 100°C. Effektökningen i figur 4.4 visar på ett linjärt beroende till skillnad från figur 4.1 men det ska noteras att temperaturområdena inte ens överlappar i de två cyklerna och att fortsatt högre temperaturer hade lett till att figur 4.4 sett mer ut som figur 4.1.

Marginalverkningsgraden (figur 4.6) visar på ett beteende som är mindre linjärt än motsvarande kurva för retrofit-cykeln, detta beror på att beräkningsmodellen är off-design, vilket innebär att verkningsgraderna har mer komplexa samband än i den förhållandevis statiska Matlab-modellen. Men resultatet visar ändå en marginalverkningsgrad som går från 20 % till 50 % med högre inloppstemperatur.

Resultaten från ENA-cykeln legitimerar till stor del de resultat som beräknats med den mycket mindre komplicerade matematiska modell som använts för retrofit. Sett till att ENA-cykeln enbart rör sig i temperaturområden som är direkt realistiska och inte kräver några tekniska modifikationer, som kylning eller byte av material i turbin, samt att den är applicerad på en modell som tar hänsyn till övriga cykeln vid parameterändringar ger den legitimitet till en verklig satsning på tekniken.

5.1.2 Rent vätgaseldade kraftverk

För kraftverk som drivs enbart av vätgasförbränning får prestandaökningen liknande karaktär som för retrofit-fallen.

Enkel vätgaseldad cykel

Effekt och verkningsgrad, se figur 4.7 och tabell 4.4, ökar nästan linjärt med TIT men den resulterande verkningsgraden blir ändå låg, den ligger lägre än de flesta ångkraftverk som är i drift idag. Verkningsgraden blir låg då den enkla vätgascykeln har väldigt hög brännkammareffekt som en följd av ett högt vätgasflöde, vilket medför ett stort kompressorarbete, kompressorarbetet utgör en stor del av det förhållandevis lilla arbete turbinen ger. Vidare är det inte ånga som kommer in i brännkammaren i denna modell, utan vatten, som måste förångas vilket bidrar till den höga brännkammareffekten.

Likt problemen som adresserats för retrofit-cykeln, utnyttjas inte all värme som tillförs cykeln men även här kan den värme som går till spillo utnyttjas om värmen regenereras i cykeln. Om en HRSG implementeras kan värmen regenereras och det löser även problemet med att brännkammaren måste förånga vattnet, vilket skulle öka verkningsgraden väsentligt.

Ska en enkel vätgascykel implementeras krävs det ett mycket lägre massflöde i cykeln, kanske till och med att det enda arbetsmediet i cykel ska vara den ånga som genereras från brännkammaren. Annars krävs det att ett regenererande element sätts in.

MNRC

Den mer avancerade vätgaseldade ångcykeln MNRC utnyttjar till skillnad från den enkla cykeln en HRSG för att regenerera värme som annars går förlorad i kondensorn. Den har tre olika trycknivåer och brännkammare som fungerar som reheat-element, vilket ytterligare gör cykeln effektiv. I [31] beräknas MNRC uppnå en verkningsgrad motsvarande 77 % av LHV vilket den inte gör i denna studiens resultat, även om 61,7 % är en klar förbättring från den enkla vätgascykeln prestanda. Anledningen till den stora skillnaden är den ändrade trycknivån vid första turbinen och att kompressorarbetet troligtvis inte är inräknat i ursprungliga studien men även att cykelns driftsparametrar inte är optimerade i den här studien. Att resultaten skiljer sig är därför naturligt och det rör sig mer om en tolkning av cykelns koncept än en ren kopia. Anledningen till skillnaden i trycknivå är att beräkningstemperatur och tillgängliga metoder inte kan beräkna tillståndet vid höga tryck som 300 bar, utan istället har 250 bar använts.

Kompressionen i detta arbete beräknas utifrån ett tryck på 15 bar istället för atmosfärstryck som i övriga cykler, anledningen till detta är att entalpiskillnaden minskar betydligt och att en kompression från atmosfärstryck till 250 bar inte är möjlig med den metod som använts. Det är därför kompressorarbetet i tabell 4.5 skiljer sig från tabell 4.4, egentligen ska kompressorarbetet vara högre och verkningsgraden borde därför vara lägre än 61,7%.

Skillnader i metoden är att värmeutbytet i HRSG och pinch-point temperaturen är låst i denna studie, rimligen ska värmeutbytet optimeras för de nya förutsättningar som uppkommer vid nya pinch-point temperaturer.

Den termiska verkningsgraden blir dock oavsett avvikande metodik hög och når vid sina högsta inloppstemperaturer nivåer som motsvarar verkningsgrader för kombicykler. Detta förutsätter dock att den teknik som utnyttjas finns tillgänglig, vilket den inte gör i dagsläget.

5.1.3 Kombikraftverk

Likt de andra cyklerna visar resultaten för kombicykeln att vätgasdrift ger både hög verkningsgrad och effekt. Ett byte från metangas till vätgas skulle kunna öka anläggningens prestanda något men framförallt minska utsläppen av växthusgaser, se figur 4.10. Det högre värmevärdet för vätgas gör att mindre bränsle går åt, se figur 4.10 och 4.12, och utsläppen av koldioxid minskar betydligt, enda koldioxiden som släpps ut vid en vätgasförbränning är den koldioxid som finns i luften från kompressorn. Med en återblick till tabell 2.1 är det viktigt att påpeka att vätgas har lägre energiinnehåll per volymenhet än naturgas vid rådande förbränningstryck i gasturbinen och att den mindre bränslemängden trots allt tar upp en större volym än naturgasen.

Figur 4.10 och tabell 4.8 visar hur den specifika gasturbineffekten ökar för vätgas och för metangas men även hur skillnaden mellan bränslena ökar med högre TIT. Den ökande effekten ger dock ingen skillnad i verkningsgrad utan skalar helt mot ökande brännkammareffekt.

Ångcykeln har låsta randvillkor och verkningsgraden är konstant. Det enda som varierar är massflödet i både cyklerna se figur 4.12. Skillnaden i massflöde beror på att det krävs olika mängder tillfört bränsle till brännkammaren. Ett mindre flöde vätgas krävs då vätgas har ett mycket högre värmevärde än metangas, rökgasmassflödet är därför mindre för en vätgaskombi än för en metangaskombi. Skillnaden i massflöde gör därför att energibalansen som löser ut ångflödet varierar för bränslena och vätgaskombicykeln får ett större ångflöde. Det lägre värmevärdet för metangas kompletteras dock av att det större flödet ger mer arbete i turbinen och minskar därför skillnaderna mellan gaserna.

Den termiska verkningsgraden beror på gasturbinens verkningsgrad och på ångcykelns verkningsgrad, men då ångcykelns verkningsgrad är konstant är det endast gasturbinens prestanda som styr kombi-cykelns verkningsgrad vilket i sin tur gör att det är gasturbinens effekt och brännkammarens effekt som avgör prestandan.

Resultaten pekar mot att vätgas är ett bättre alternativ än metangas sett till dess prestanda men främsta anledningen är vätgasens lägre miljöpåverkan. Detta är dock helt utan fokus på hur bränslet lagras eller distribueras. I beräkningarna för kombi-cykeln har inte någon analys gällande behovet av vätgaskompressorer utförts och påverkan dessa har på verkningsgraden. Vätgaslagring är komplicerat av flera anledningar som tagits upp i avsnitt 2.4.3 och jämfört med metangas som har hög energidensitet samt finns tillgängligt i pipeline blir det svårt att motivera lagring av vätgas framför naturgas.

I dagsläget kan turbiner drivas med syntesbränslen där låginblandning av vätgas kan bestå av en betydande del och fortsatta satsningar på att öka inblandningen är ett bra sätt att utnyttja dess potential.

Det varierande värdet på FAR som används i kombi-cykeln ger fördelen att marginalverkningsgraden blir högre än för motsvarande cykler som studerats, främst då gasen inte genomgår en fasomvandling som den gör i en Rankinecykel. Denna skillnad gör gasturbiner mer lämpade för vätgasdrift än ångturbiner och gör därmed vätgas till ett mer intressant bränsle för kombi-cykler än ångcykler.

5.2 Resultat från ekonomisk analys

För att kunna räkna hem investeringen krävs det att effektenökningen kan ge en tillräckligt stor extra inkomst jämfört med referensfallet. Hur lång tid detta tar beror på flera faktorer

- Driftstimmar per år
- Lagringsmöjligheter, kapacitet och produktionsmöjligheter
- Prisläget för elektricitet
 - Inköpspris
 - Försäljningspris
- Kostnader och livslängd för nödvändig teknik

Elprisdifferensen påverkas av hur mycket el som kan säljas men beror även på hur lång ekonomisk livslängd produkterna i studien har. Det är också teknikens ekonomiska livslängd som har störst inverkan på elpriset eftersom den nödvändiga elprisdifferensen minskar mycket för varje extra år tekniken kan överleva. Möjligheten att öka förbränningstemperaturen skulle göra att mer el går att sälja vilket ger större inkomst från försäljning även vid lägre prisskillnader men det är något som begränsas av tekniken. En vidare utveckling av båda dessa tekniker hade gjort en investering mer lönsam.

Med dagens material kan turbiner konstrueras som klarar av strax över 600 grader, men för att nå över den temperaturen krävs antingen kylningsteknik till ångturbiner eller alternativt nya legeringar att tillverka skovlar av som klarar höga temperaturer. Materialproblemet för ångturbiner leder då till att utveckling även behöver ske inom elektrolystekniken för en högre RTE. Alkalisk elektrolysteknik i sig är ett moget och färdigutvecklat koncept men det är ändå

där eller inom vätgasproduktionen som de största förändringarna kan göras. Litteraturstudien stöder det faktum att det är mest troligt att det finns fler framsteg att göra där än inom turbin-tekniken. Bättre elektrolysapparater, bättre kombinationer av metaller, längre livslängd och pressade priser skulle kunna sänka återbetalningstiden för investeringen betydligt. Den ekonomiska livslängden har i detta arbete bestämts av elektrolysapparaten och en rimlig livslängd antas ligga på 6 år [9], vilket innebär att pay back-tiden behöver vara kortare än 6 år för en lönsam investering.

Från figur 4.13, 4.14 och 4.15 blir det tydligt att kapitalkostnaden är den mest känsliga parametern och en kostnadsförändring på $\pm 20\%$ förändrar prisläget med ungefär 400 kr/MWh för en pay back-tid på 6 år, och ungefär 200 kr/MWh för 10 års pay back-tid beroende på TIT. Elkostnaderna är inte lika känsliga för ändrad pay back-tid som kapitalkostnaden och ändras med ungefär 100-150 kr/MWh oavsett pay back-tid eller TIT. Driftkostnaderna påverkar den nödvändiga prisdifferensen minst och uppvisar marginell känslighet och ändrar prisdifferensen med mindre än 100 kr/MWh oavsett övriga parametrar.

Utgår man från de resultat som presenterats i tabell 4.9 och figur 4.12 och studerar cykeln på ett i nuläget realistiskt plan med en maximal temperatur på 600°C och en pay back-tid på max 6 år skulle den genomsnittliga prisskillnaden mellan inköpspris och försäljningspris behöva ligga på 3191 kr/MWh eller mer för att investeringen skulle vara lönsam. Detta pris ligger långt över det högsta elpris som någonsin noterats i Sverige, därför är det rimligt att anta att potentialen för en vätgaseldad kraftverkscykel är låg. Även om tekniken skulle klara av en pay back-tid på 12 år och en TIT på 1600°C skulle elpriset i snitt behöva vara 1692 kr/MWh över inköpspriset, vilket skulle innebära ett elpris ungefär nio gånger högre än den nivå elpriset ligger på för nuvarande. I dagsläget är fluktuationer i spotpriset på motsvarande 30-40 kr/MWh rimliga och långt ifrån det som krävs för investeringen.

5.2.1 Round trip efficiency (RTE)

Verkningsgraden för hela förloppet (tillverkning till förbrukning) är som väntat låg. Det visar sig att trots en ökning på närmare 6% blir inte tekniken nämnvärt mer intressant ur ett ekonomiskt perspektiv. I figur 4.16 syns det hur stor påverkan marginalverkningsgraden har på RTE eftersom den stagnerar mot högre TIT likt marginalverkningsgraden. RTE kan höjas med antingen en ökad marginalverkningsgrad eller en högre elektrolysverkningsgrad. Med den förväntade ökning av elektrolysverkningsgrad som diskuteras under metoden skulle RTE kunna nå några procent till men det kommer fortfarande ligga långt under den nivå som krävs för att kunna skapa lönsamhet.

Förhoppningen var att storskaligheten med ett utökat massflöde och motsvarande höjd effekt skulle kunna göra tekniken lönsam även om RTE var lågt, vilket inte var fallet baserat på de ekonomiska resultaten. I stället finns det andra tekniker som uppfyller kraven för att ha hög RTE, möjlighet till storskalighet och ha större chanser till lönsamhet, till exempel pumpkraftverk.

5.3 Metod och teori

5.3.1 Ångturbin

Metoden för ångturbinens prestanda är inte ett fokusområde i detta arbete och det är flertalet problem i användningen som borde diskuteras.

Förutsättningen att en helt vanlig ångturbin skulle kunna användas vid föreslagna inloppstemperaturer är som tidigare nämnt inte möjligt med dagens teknik. Och då utloppstemperaturen inte är specificerad i beräkningarna kommer även den att öka med högre inloppstemperatur då expansionen är konstant. Detta leder till att i de mest extrema temperaturfallen kommer det vara överhettad ånga som kommer ut från turbinen. Något som borde utnyttjas med en värmeväxlare.

Den drastiskt ändrade inloppstemperaturen borde även påverka nyckeltal till turbinen vilket inte har undersökts. Verkningsgraden är det enda nyckeltal som används vid beräkningarna och ligger konstant på 90%. I en grundligare studie kan det vara värt att ta fram ett samband mellan extremt hög inloppstemperatur och dess påverkan på turbinens verkningsgrad.

5.3.2 Ånggenerator

Den effekt på ånggeneratoren som används i cykelanalysen ligger långt över de nivåer som studerats [18], [19]. Detta eftersom vätgasflödet i studien är mycket högre. Att bygga en ånggenerator av den skala som är påtänkt i denna studie är inte realistiskt med den bakgrund som finns. Utan den typ av cykler som är påtänkta för dessa ånggenerator är egentligen små och högst i 25 MW-klassen [19].

Vid höga temperaturer i ånggeneratoren krävs det extensiv kylning för att materialet i brännkammaren ska hålla och även för att undvika dissociation. Denna kylning antas ske med vatten, men kylningen har inte tagits med i några beräkningar då det är svårt att uppskatta vattenbehovet och dess energiförbrukning.

5.3.3 Elektrolys

Den överpotential som diskuteras i avsnitt 2.4.1 har inte tagits med i beräkningarna för elektrolysens elanvändning trots att det är en viktig parameter eftersom elkostnaden visat sig ha relativt stor inverkan på totalkostnaderna.

5.3.4 Kompressor

Gällande pumpar och kompressorer har ingen hänsyn tagits till att olika medium har olika egenskaper även om det är uppenbart att olika medium påverkar pump/kompressor-karakteristiken detta skulle kunna påverka verkningsgraden och ge förändrade förutsättningar. Vidare används inte någon vattenpump mellan vattentanken och elektrolysen i vätgasproduktionskedjan även om det borde finnas en cirkulationspump. Annars skulle man kunna tänka sig att tanken helt enkelt bara är placerad på en högre höjd än elektrolysapparaten.

Kompressorflödet i ekonomiberäkningarna skiljer sig från de i cykelanalysen baserat på att olika flöden används. I cykelanalysen tolkas det som att kompressorn arbetar i samma hastighet som

brännaren därav har de samma flöde för att ge en rättvis verkningsgradsbedömning. I den ekonomiska analysen ligger fokus på en cykel som drivs på ett lönsamt vis och därför sker lagringen precis före brännkammaren för att kompressorn ska drivas med inköpt el och inte den el som är allokerad till försäljningen.

5.3.5 Lagring

Hur vätgas ska lagras är en av de viktigaste frågorna för vätgasbaserade kraftverk. Det optimala för en fullskalig anläggning med stort vätgasbehov är underjordisk lagring. Detta kräver dock att det finns tillgång till ett sådant, vilket är väldigt geografiskt begränsat. På mindre skala är det rimligast att använda kärl som lämpar sig för vätgaslagring. Komprimering av vätgas blir här en avvägning, antingen komprimerar man gasen till en nivå där den tar liten plats, eventuellt kan man göra den flytande med kryoteknologi. Men då krävs det att lagringskärl som klarar höga tryck finns tillgängliga och samtidigt krävs stora mängder arbete för att komprimera vätgasen. Alternativt satsar man på en lägre kompressionsgrad och vätgasen lagras i en större tank, som då behöver mer material, men det krävs då ett mindre arbete för kompressionen.

Det krävs alltså mer el för att komprimera men mindre material till lagringen om man har högt tryck, men i det andra fallet krävs mycket mer material för att vätgasen får en högre densitet.

I detta arbete komprimeras vätgasen till 50 bar, ett lågt tryck i sammanhanget. Det är dock värt att nämna att den vätgastank som föreslås i den ekonomiska analysen egentligen ska hålla vätgas vid högre tryck (100-300 bar).

När det gäller läckage från vätgastanken är detta något som inte tagits med i beräkningarna. Förutsatt att all vätgas lagras och förbrukas inom en kort tidsram har man i studien utgått från att läckaget skulle vara försumbart, men i en större anläggning kan det vara värt att ta in i beräkningarna.

5.3.6 Ekonomisk analys

I metoden till den ekonomiska kalkylen är det viktigt att poängtera att alla kostnader är uppskattade och/eller beräknade utifrån formler för liknande produkter och inte nödvändigtvis delar samma tekniska grund. Det är därför viktigt att tolka resultaten som vägledande och inte absoluta. Kostnaderna kan både vara högre och lägre än vad studien har kommit fram till. Den inverkan en ändring i kostnaderna har på resultatet syns i känslighetsanalysen och bidrar till denna slutsatsen, att resultaten endast ska vara vägledande.

Beräkningsförutsättningar

Direkt avgörande för kostnadsbilden är hur utnyttjningstiden för anläggningen ser ut. Eftersom bakgrunden till arbetet bottnar i att det ska fungera som ett energilager är det rimligt att betrakta den ingående tekniken som del av en spetskraftanläggning. Ett spetslastkraftverk kan rimligen utnyttjas ungefär 800h/år, vilket ger en användningstid på lite mer än 2h/dag. 2/h dag stämmer även bra in på hur elpriset fluktuerar under dygnet där förbrukningstoppen ofta är 2h lång under morgonen. Elförbrukningen är i regel lägst under natten och därför är priserna lägre då, lågprisperioden sträcker sig över en stor del av natten och därför har det i arbetet antagits att påfyllningstiden för vätgastanken kan vara över 6h/dag. Den längre påfyllningstiden medför att kapaciteten på elektrolysen kan sänkas. En sänkning är av intresse eftersom elektrolysen är kapitalintensiv och motiverar därför den längre driftstiden ytterligare. Det finns dock inget som talar emot att förbrukningstiden skulle kunna vara högre och lägre för processen.

Kapitalkostnader och driftskostnader

För att kunna skapa en rimlig kalkyl har författaren fått utgå från olika källor då det inte finns någon ekonomisk kalkyl utförd på ett liknande system. Detta har resulterat i att kostnader från liknande produkter i andra projekt har fått fungera som grund till kostnaderna i detta arbete. Detta kan medföra att vissa kostnader blir underskattade eller överskattade. Den enda kostnaden där ingen utomstående källa har använts är kapital och driftskostnaden för ånggeneratoren. Där kostnaden är estimerad utifrån det utvecklingspris som angetts i [18], vilket gör det till en osäker parameter.

Elkostnader

Elpriset varierar under årets lopp och stora delar av ett vanligt år är elpriset klart högre än 220 kr/MWh, speciellt under vintermånaderna. Det är även viktigt att poängtera att elpriset kan förändras drastiskt år till år. Därför det är svårt att sia om vilka nivåer elpriset kommer att ligga på framöver. Hur stor inverkan elpriset har undersöks i känslighetsanalysen och den påvisar just att elpriset är en viktig kostnadsparameter. Detta medför osäkerhet till resultaten och att den aktuella och framtida prisbilden måste vägas in för en rättvis kalkyl.

5.4 Arbetet i en vidare aspekt

Som energisystemet ser ut i dagsläget är det inte rimligt att använda vätgas som energilagring. Det skulle krävas ett helt annat paradigm för att nå de höga elpriser och framförallt stora prisfluktuationer som krävs för att kunna räkna hem en investering av denna storlek. Men beroende på hur tekniken utvecklas framöver och hur svenska energisystemet ändrar sig kan förutsättningarna för vätgaslagring ändras och kanske bli ett bättre alternativ.

5.4.1 Teknik i framtiden

Utgående från de prognoser som finns för elektrolysmarknaden är det möjligt att kapitalkostnaderna för elektrolys kan ha halverats till år 2030 [9]. En halvering av dessa priser räcker dock inte enbart för att göra vätgaslagring lönsamt, utöver lägre kostnader krävs även bättre tekniker. Det finns annan teknik för att producera vätgas än att använda elektrolys, till exempel finns en vätgasgenerator skapad av "Energy Renaissance" som enligt egen utsago ska kunna producera 1 kg vätgas till en kostnad runt 1 \$ [43], om detta stämmer skulle det kunna vara av stort intresse för denna typ av teknik.

För att kunna utnyttja vätgasförbränning till fulla krävs det samtidigt att det sker framsteg inom materialtekniken för kraftverk. Som diskuterats under avsnitt 2.4.4 krävs det antingen att kyltekniker kan implementeras eller att man gör nya framsteg inom konstruktionsmaterial vilket kan leda till att man kan nå högre temperaturer i kraftverk.

Det kan finnas incitament att höja inloppstemperaturen i kraftverk och även incitament för att förbättra vätgasproduktionen av andra anledningar än energilagring och därför är det rimligt att anta att det i framtiden kan ske utveckling på båda fronterna, dock tyder studiens resultat på att det är svårt att tro att vätgaslagring kommer ske som ett led i vätgasförbränning i kraftverk.

5.4.2 Sveriges elmarknad i framtiden

I takt med att baskraft i form av kärnkraft byts ut mot intermittenta energikällor som sol och vindkraft påverkas även elpriserna. Detta eftersom intermittent kraftproduktion inte skalar mot ett användarbehov som baskraft gör vilket skapar ett utbud av el som saknar efterfrågan. Det är en trend som visats tydligt inte minst i Tyskland där vindkraftsproduktionen i norra delarna av landet är överdimensionerad för elnätet vilket ställer till med balansproblem i närområdet [44]. Prisdumpning från billig elproduktion är något som kan hända även i Sverige. I Danmark och Tyskland har vindkraftsproduktionen orsakat tillfällen då elpriset varit negativt, något som skapar en intressant marknadsbild där producenten alltså behöver betala för att bli av med sin el [45]. Denna prisvolatilitet kan helt klart gynna de cykler och kalkyler som tagits fram i detta arbete.

Den svenska regeringen har länge arbetat med styrmedel för att främja förnybar energi. Något som utnyttjats mycket inte minst vid nybyggnation av vind, sol och koldioxidneutrala kraftvärmeverk [45]. Eftersom vätgasförbränning med syrgas är helt utsläppsfritt kan det vara värt att undersöka om den el som produceras skulle kunna tilldelas elcertifikat vilket ytterligare skulle kunna höja försäljningspriset.

Det finns idag kraftanläggningar som har svårt att bära upp sina kostnader men som ändå har en viktig roll i svenska energisystemet, nämligen reservkraft. Dessa anläggningar som sällan körs men ändå behövs vid elunderskott upphandlas för nuvarande av Svenska Kraftnät i form av deras kraftreserv, här ingår till exempel gasturbiner och äldre kraftverk med höga driftskostnader [46]. Kraftreserven är dock inte uppskattad från alla håll och det finns planer på att svensk reservkraft ska drivas på marknadsbasis genom en kapacitetsmarknad [47]. På en sådan marknad har en anläggning som retrofit-cykeln en fördel då den ger stora mängder el på kort tid samtidigt som den är miljövänlig.

5.4.3 Energianvändning i framtiden

En viktig faktor är hur efterfrågan på el ser ut framöver. Det finns på nationell nivå stora incitament inom energieffektivisering och minskad energianvändning [48]. Begrepp som ”Demand Side Management” [49], som innebär att man förskjuter elintensiva processer till tidpunkter då elpriset är lägre, skulle på sikt kunna stabilisera elprisets volatilitet då det helt plötsligt finns efterfrågan på el vid de timmar då det i regel är överskott på el. Vilket skulle försvåra implementeringen av vätgaseldade cykler ytterligare. Detta innebär att det på sikt kommer att komma tekniker som arbetar för att jämna ut elanvändningen under dygnet, stabilisera elpriset och samtidigt kommer effektivisering och minskad förbrukning minska elanvändningen ännu mer. Även om det finns mycket förbättringsutrymme är det inte sannolikt att ett energilager baserat på vätgas kommer bli mer effektivt än de lagringskonkurrenter som finns och har högre RTE. Vätgas har dock fortfarande fördelen att det kan användas för storskalig energiproduktion och det är även där teknologin kommer ha sin nisch om teknologin utvecklas och blir bättre. Som ett storskaligt energilager av förnybar energi som bidrar med hög effekt till energisystemet.

Slutsatser

Vätgas har potential som bränsle i kraftverkscykler då det bidrar med höjd prestanda men dess potential som energilager är däremot låg. Anledningen är att då vätgas till skillnad från konkurrerande energilager baseras på en energibärare. En energibärare måste produceras och det medför omvandlingsförluster som i detta fallet innefattar främst förluster allokerade till vätgasproduktion och vätgasförbränning, som blir för stora. Med RTE runt 30 % krävs det att den av vätgas producerade el som säljs, kan säljas för mer än 3 gånger inköpspriset, något som är omöjligt på dagens elmarknad. Utöver de rörliga kostnaderna tillkommer dessutom kapitalkostnaderna som aldrig kan betalas av om inte ett inkomstöverskott kan uppstå från elprisvariationen.

Studierna från cykelanalysen visar att de cykler som är baserade på stökiometrisk förbränning av vätgas och syrgas kan nå höga verkningsgrader, men det är viktigt att påpeka att en anledning till detta är att temperaturnivåerna ligger på en högre nivå än vad som är möjligt att utnyttja i dag. Men det blir en prestandaökning att utnyttja vätgas även om temperaturen hålls på en rimlig nivå. Generellt motsvarar ökningen av verkningsgraden ungefär 1 % jämfört med referensläget där vätgas inte använts.

Vätgasförbränning har en fördel mot andra bränslen då det medför möjligheten till förbränning fri från koldioxid och vätgasens höga värmevärde ger dessutom möjlighet till förnybar elproduktion med hög effekt, något som andra energilager inte kan erbjuda i samma utsträckning. Men trots möjligheten till storskalighet är andra lagringsmetoder att föredra, främst på grund den låga RTE som ett system baserat på vätgasförbränning har. För att vara storskalig krävs dessutom att det finns bra möjligheter till lagring, helst i underjordiska hålrum för att sedan via exempelvis pipelinelösning kunna leverera vätgas till kraftverk. Urvalet av passande underjordiska grottor som kan användas för vätgaslagring är begränsat och investeringen i ett lager förutsätter att vätgaslagring kan drivas på ett lönsamt vis, vilket ytterligare försämrar förutsättningarna.

Av de tekniker som diskuterats är vätgasdriven kombicykel det mest realistiska alternativet. Kombicykler utnyttjar mogen teknik med flera fördelar. Modellen för vätgaseldad kombicykel påvisar en bra prestanda, klarar av att leverera lika hög effekt och verkningsgrad som för naturgas dock till en bråkdel av samma massflöde av bränsle vilket håller nere utsläppen av växthusgaser. En viktig fördel med kombikraftverk är att vätgastekniken är mycket mer mogen för en satsning i gasturbiner än ångturbiner, då gasturbiner i mycket större utsträckning använder kylda skovlar och dessutom kan hantera olika bränslen inklusive låginblandning av vätgas. Vidare är höga förbränningstemperaturer standard i gasturbiner och de inloppstemperaturer som används för gasturbinen i detta arbete är realistiska då de ligger i samma härad som dagens gasturbinforskning.

Det ska dock noteras att oavsett hur vätgasen förbränns måste den först produceras. Det är i denna omvandling och sedermera förbränningen som lönsamhetsproblemen ligger och de kommer fortsätta göra det om inte ny innovativ teknik tas fram.

Referenslista

- [1] Nord Pool, "Nord Pool Spot," 17 Januari 2017. [Online]. Available: <http://www.nordpoolspot.com/Market-data1/Elspot/Area-Prices/ALL1/Hourly/?view=table>.
- [2] Nord Pool, "Nord Pool Spot," 17 Januari 2017. [Online]. Available: <http://www.nordpoolspot.com/Market-data1/Power-system-data/Production1/Wind-Power/se/hourly/?view=table>.
- [3] Svenska Kraftnät, "Drift av stamnätet," 17 Januari 2017. [Online]. Available: <http://www.svk.se/drift-av-stamnatet/kontrollrummet/>.
- [4] Energy Storage Association (ESA), "Energy storage - Hydrogen energy storage," 2017. [Online]. Available: <http://energystorage.org/energy-storage/technologies/hydrogen-energy-storage>.
- [5] W. G. Manuel, "Energy Storage Study 2014," California Energy Commission, 2014.
- [6] F. N. Büchi, M. Hofer, C. Peter, U. D. Cabalzar, J. Bernard, H. Uwe och et al, "Towards re-electrification of hydrogen obtained from the power-to-gas process by highly efficient H₂/O₂ polymer electrolyte fuel cells," Royal Society of Chemistry, 2014.
- [7] The Babcock & Wilcox Company, Steam its generation and use 40th edition, Babcock & Wilcox, 1992.
- [8] College of the Desert, "Hydrogen Properties," College of the Desert, 2001.
- [9] L. Bertuccioli, A. Chan, D. Hart, F. Lehner, B. Madden och E. Standen, "Study on development of water electrolysis in the EU," Fuel Cells and Hydrogen Joint Undertaking (FCHJU), 2014.
- [10] S. B. Dorofeev, A. S. Kochurko, A. A. Efimenko och B. B. Chaivanov, "Evaluation of the hydrogen explosion hazard," Elsevier, 1994.
- [11] S. A. Sherif, F. Barbir och T. N. Veziroglu, "Wind energy and the hydrogen economy-review of the technology," Elsevier, 2005.
- [12] B. Sakintuna, F. Lamari-Darkrim och M. Hirscher, "Metal hydride materials for solid hydrogen storage: A review," Elsevier, 2007.
- [13] F. Crotogino, S. Donadei, U. Büniger och H. Landinger, "Large-Scale Hydrogen Underground Storage for Securing Future Energy Supplies," i *18th World Hydrogen Energy Conference 2010 - WHEC 2010*, 2010.
- [14] A. Ozarlan, "Large-scale hydrogen energy storage in salt caverns," Elsevier, 2012.
- [15] T. M. Letcher, "Standard engineering practice for hydrogen caverns," i *Storing Energy: with special reference to renewable energy sources*, Elsevier, 2016, pp. 425-427.
- [16] E.ON, "Vindkraftparken Rödsand 2," E.ON Vind Sverige AB, 2009.

- [17] V. P. Dawson och M. D. Bowles, Taming Liquid hydrogen - The Centaur upper stage rocket 1958-2002, NASA, 2004.
- [18] O. Haidn, K. Fröhlke, J. Carl och S. Weingartner, "Improved combustion efficiency of a H₂/O₂ team generator för spinning reserve application," Elsevier, 1998.
- [19] S. P. Malysenko, A. N. Gryaznov och N. I. Filatov, "High-pressure H₂/O₂-steam generators and their possible applications," Pergamon, 2003.
- [20] I. G. Wright, P. J. Maziasz, F. V. Ellis, T. B. Gibbons och D. A. Woodford, "Materials issues for turbines for operation in ultra-supercritical steam," U.S Department of Energy, 2004.
- [21] H. I. Saravanamuttoo, G. F. Rogers, H. Cohen och P. V. Straznicky, Gas turbine theory sixth edition, Pearson education limited, 2009.
- [22] K. Takeishi, S. Aoki, T. Sato och K. Tsukagoshi, "Film cooling on gas turbine rotor blades," ASME, 1991.
- [23] H. Alvarez, Energiteknik del 2, Studentlitteratur, 2006.
- [24] S. L. Dixon och C. A. Hall, Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery seventh edition, Butterworth-Heinemann, 2014.
- [25] L. Xu, W. Wang, T. Gao, X. Shi, J. Gao och W. Liang, "Experimental study on cooling performance of a steam-cooled turbine blade with five internal cooling smooth channels," Elsevier, 2014.
- [26] S. M. DeCorso och R. E. Kothmann, "Erosion by liquid impact," i *Symposium on erosion and cavitation*, ASTM International, 1962, pp. 32-45.
- [27] M. Genrup, *E-mail korrespondens under rubriken: "H₂ reheat i CO"*. 13 Januari 2017.
- [28] H. Jericha, V. Hacker, W. Sanz och G. Zotter, "Thermal Steam Power Plant Fired by Hydrogen and Oxygen in Stoichiometric Ratio, Using Fuel Cells and Gas Turbine Cycle Components," ASME, 2010.
- [29] T. Funatsu, Y. Dohzono och M. Fukuda, "Startup analysis of an H₂-O₂-Fired Gas turbine cycle," John Wiley & Sons, 1999.
- [30] R. L. Bannister, R. A. Newby och W.-C. Yang, "Development of a hydrogen-fueled combustion turbine cycle for power generation," ASME, 1997.
- [31] J. Milewski, "Hydrogen utilization by steam turbine cycles," Institute of Heat Engineering, Warsaw University of Technology, 2015.
- [32] WE-NET, "World Energy Network," 2003. [Online]. Available: https://www.ena.or.jp/WE-NET/contents_e.html.
- [33] E. Heimdal Nilsson, J. Larfeldt, M. Rokka och K. Victor, "Hydrogen gas as fuel in gas turbines," Energiforsk, 2015.
- [34] M. Andersson, J. Larfeldt och A. Larsson, "Co-firing with hydrogen in industrial gas turbines," Svenskt Gastekniskt Center (SGC), 2013.
- [35] Avanza, "Avanza," 02 Februari 2017. [Online]. Available: <https://www.avanza.se/index/om-indexet.html/19000/usd-sek>.
- [36] Avanza, "Avanza," 2 Februari 2017. [Online]. Available: <https://www.avanza.se/index/om-indexet.html/18998/usd-sek>.

- [37] Freie Universität Berlin, "Conversion of units," [Online]. Available: http://kirste.userpage.fu-berlin.de/chemistry/general/units_en.html. [Använd 2 Februari 2017].
- [38] Nord Pool, "Nord pool spot - yearly system price," [Online]. Available: <http://www.nordpoolspot.com/Market-data1/Elspot/Area-Prices/SYS1/Yearly/?view=table>. [Använd 02 04 2017].
- [39] Matches, "Matches - Provide conceptual process, cost and optimization engineering services.," 2014. [Online]. Available: <http://www.matche.com/equipcost/Tank.html>. [Använd 7 Februari 2017].
- [40] O. J. Symister, "Analysis of Capital Cost Estimation Techniques for Chemical Processing," Repository.lib.fit.edu, 2016.
- [41] T. Riis, G. Sandrock, Ø. Ulleberg och P. Vie, "Hydrogen Production and Storage - R&D Priorities and Gaps," IEA-Internation Energy Agency, 2006.
- [42] Matches, "Matches. Provides conceptual process, cost and optimization engineering services," 2004. [Online]. Available: <http://www.matche.com/equipcost/Vessel.html>. [Använd 2017].
- [43] Energy Renaissance, "Hydrogen generator - Power your home, car or a factory with a fuel.," 2015. [Online]. Available: <http://www.h2energyrenaissance.com/>. [Använd 2017].
- [44] M. Björkman, "Tyskland halverar vindkraftsmålet," Energinyheter.se, 2016.
- [45] S.-O. Karlsson, "Sverige är på väg mot negativa elpriser," 22 Juni 2015. [Online]. Available: <http://www.di.se/artiklar/2015/6/18/sverige-ar-pa-vag-mot-negativa-elpriser/>. [Använd 26 April 2017].
- [46] Svensk energi, "Styrmedel i elsektorn," Svensk energi, 2015.
- [47] Svenska Kraftnät, "Svenska kraftnät - Effektreserv," 17 oktober 2016. [Online]. Available: <http://www.svk.se/aktorsportalen/elmarknad/reserver/effektreserv/>.
- [48] Svenska Kraftnät, "Effektreserven - En uppföljning och analys av utvecklingen av den svenska effektreserven," Svenska Kraftnät, 2013.
- [49] Europaparlamentet, "Direktiv om energieffektivitet," *Europeiska unionens officiella tidning*, vol. 315, p. 1, 14 11 2012.
- [50] C. W. Gellings, "The concept of demand-side management for electrical utilities," IEEE, 1985.
- [51] I. Carlsson och M. Genrup, *State properties G2*, Lunds Tekniska Högskola/Avdelningen för kraftverksteknik, 2007.
- [52] D. Bücker, R. Span och W. Wagner, "Thermodynamic Property Models for Moist Air and Combustion Gases," ASME, 2003.
- [53] M. Holmgren, *XSteam - Water and steam properties according to IAPWS IF-97*, www.x-eng.com.
- [54] IAPWS, "vised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam," IAPWS, 2007.
- [55] NIST, "NIST standard reference data - compressed water and superheated Steam," Oktober 1998. [Online]. Available: <https://www.nist.gov/sites/default/files/documents/srd/NISTIR5078-Tab3.pdf>.

- [56] National Institute of Standards and Technology (NIST), "webbook.nist.gov- Isobaric Properties for Hydrogen," 2016. [Online].
- [57] NIST, "Webbook.nist.gov - Isobaric Propertis for Oxygen," 2016. [Online].
- [58] M. Mondejar och M. Thern, "A new IPSEpro library for the simulation of binary mixtures of real fluids in power cycle analysis," Journal of Postdoctoral Research.
- [59] Nord Pool, "Nord Pool spot system price," [Online]. Available: <http://www.nordpoolspot.com/Market-data1/Elspot/Area-Prices/SYS1/Hourly/?view=table>. [Använd 02 Februari 2016].

Appendix A

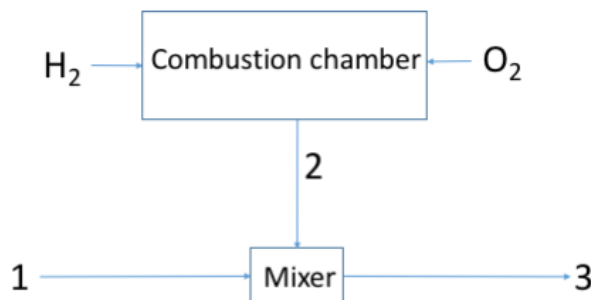
Förbränningsmoduler för vätgaseldning med ren syrgas

Vad produkten blir vid en förbränning beror på vilka ämnen som reagerar. När vätgas förbränns med ren syrgas skapas enbart ånga som produkt, men när det är luft som är oxidationsmedium skapas även kväveoxider vid en fullständig förbränning. Detta innebär att det krävs två olika beräkningsmetoder beroende på vilket oxidationsmedium som används i cykelberäkningarna.

Förbränning av vätgas i syrgas är en enkel reaktion och har enbart vatten som produkt. Detta förenklar beräkningarna för förbränningsmodulen eftersom sammansättningen för produkten från förbränningen kan antas vara identisk med ångflödet innan brännkammaren.

Eftersom State behandlar en mix av medier (luft-bränsle) är den inte applicerbar i de fall som saknar gasturbin. För att beräkna brännkammaren i de fall där direkt förbränning har använts gäller följande metod.

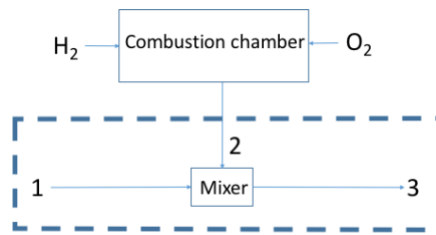
Även om brännkammaren är tänkt att vara integrerad i ångflödet modelleras förbränningen enligt figur 10 för att underlätta beräkningarna. I modellen är syrgas oxidationsmedel och vätgas bränsle. Produkten av förbränningen blir överhettad ånga som blandas med ångan i kraftverkscykeln via en mixer. Det resulterande flödet i flöde 3 har därför både högre temperatur och högre massflöde än det i massflöde 1.



Figur A.1, Skiss över brännkammare för beräkning av värmebalans

För att genomföra beräkningarna krävs det att bränslets värmevärde är bestämt, det tryck som förbränningen sker vid, massflöde av ånga in i brännkammare och ut-temperaturen från brännkammaren.

Baserat på informationen ovan kan en energibalans ställas upp kring mixern.



Figur A.2, Kontrollvolym över mixer för beräkning av värmebalans

För en kontrollvolym runt mixern gäller att massflödena som går in adderas ihop vilket resulterar i att det nya flödet är summan av de andra två, vilket kan skrivas som ekvation A.1.

$$m_1 + m_2 = m_3 \quad (\text{A.1})$$

Följaktligen kan energibalansen då skrivas som

$$h_1 m_1 + h_2 m_2 = h_3 m_3 \quad (\text{A.2})$$

Entalpin ut ur brännkammaren kan fås genom

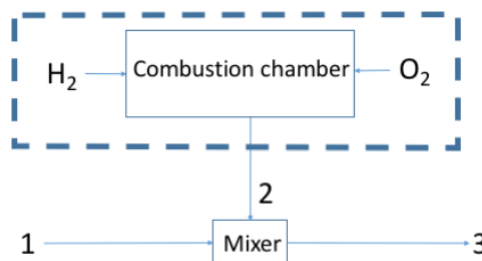
$$H_3 = X_{\text{Steam}}(T_3, p_3) \quad (\text{A.3})$$

Entalpin för ångan före brännkammaren beräknas på samma sätt

$$H_1 = X_{\text{Steam}}(T_1, p_1) \quad (\text{A.4})$$

Entalpin för den ånga som kommer från brännkammaren bestäms av bränslets värmevärde. Då massflödet i flöde 2 är ånga och således förbränningsprodukten av vätgas och syrgas är det viktigt att påpeka att den tillförda värmen från värmevärdet endast kommer från vätgas.

Figur A.3 visar kontrollvolymen för brännkammaren och de inblandade flöden i förbränningen.



Figur A.3, Kontrollvolym över brännkammare för beräkning av vätgas/syrgas förhållandet

Bränslets andel av produkten är konstant vid en stökiometrisk förbränning. Förhållandet kan tolkas via reaktionsformeln nedan



Från formeln ges informationen om att för varje mol vätgas bildas en mol vatten. För att

beräkna masskvoten behöver mol räknas om till massa vilket kan göras genom att antalet mol multipliceras med motsvarande ämnes molmassa.

$$m = M * n \quad (\text{A.6})$$

Där M är ämnets molmassa och n är antalet mol.

Kvoten mellan bränsle och produkt kan då beräknas som

$$f = \frac{m_{H_2}}{m_{H_2O}} = \frac{n_{H_2} * M_{H_2}}{n_{H_2O} * M_{H_2O}} = \frac{1 * 2,016}{1 * 18,0153} = 0,112 \quad (\text{A.7})$$

Det är alltså bara 11,2% av massflödet i flöde 2 som härrör från vätgasens massa och det är den andelen som ska multipliceras med värmevärdet för att lösa energibalansen i ekvation A.2.

Den värme som kommer från brännkammaren som uttryckts som $m_2 h_2$ i ekvation A.2 kan ersättas med:

$$f * m_2 * LHV_{H_2} \quad (\text{A.8})$$

Där LHV är värmevärdet för vätgas [7]. Ekvation A.2 blir då

$$h_1 m_1 + f * m_2 * LHV_{H_2} = h_3 m_3 \quad (\text{A.9})$$

Genom att kombinera ekvation A.2 och A.9 kan massflödet från brännkammaren lösas ut efter följande omskrivningar

Massflödet m_3 är summan av m_1 och m_2 gör att ekvation A.9 kan skrivas om till

$$h_1 m_1 + f * m_2 * LHV_{H_2} = h_3 (m_1 + m_2) \quad (\text{A.10})$$

Vilket kan förenklas till

$$m_1 (h_1 - h_3) + m_2 (f * LHV_{H_2} - h_3) = 0 \quad (\text{A.11})$$

Massflödet m_2 kan då lösas ut som

$$m_2 = \frac{m_1 (h_1 - h_3)}{(h_3 - f * LHV_{H_2})} \quad (\text{A.12})$$

Bränsleflödet (H_2) blir då

$$m_{H_2} = m_2 * f \quad (\text{A.13})$$

Syrgasflödet blir

$$m_{O_2} = m_2 * (1 - f) \quad (\text{A.14})$$

Appendix B

Förbränningsmoduler för vätagaseldning med luft

Beräkningsrutinen State beräknar tillståndsstorheter för rökgaser vid luft/bränsle-förbränning och kan användas vid de beräkningar som sker i de cykler där gasturbin utgör värmekällan.

Förbränningsmodellen som används i Matlab-beräkningarna med gasturbin är baserad på beräkningsfilen "state" [50]. State beräknar tillståndsstorheterna för den gas som används via sina underfunktioner "compo.m" och "comb.m". Bränslet som ska användas väljs i funktionen "Fuel_air_comp.m".

Bränsle och luftkomposition (Fuel air comp)

I filen "Fuel_air_comp" väljer användaren det bränsle eller den bränsleblandning som ska användas för resterande beräkningar som vikt eller volymprocent. I filen anges även vid vilket tillstånd bränslet befinner sig, i form av tryck och temperatur men även relativ luftfuktighet. För beräkning av kombicykeln används i detta arbete antingen 100% metangas (CH_4) eller 100% vätagas (H_2).

Vilket medför att bränslet utgörs av enbart en andel och får då värdet 1 i beräkningarna.

$$Fuel_{\text{H}_2, \text{CH}_4} = 1 \quad (\text{B.1})$$

Förbränningsmodul (Comb)

Combustion module (comb.m) beräknar baserat på ett givet värde på FAR (fuel-air ratio) och bränslesammansättningen ut viktandelen av avgaserna från förbränningen. Funktionen förutsätter alltid att förbränningen är fullständig, med andra ord att det alltid finns tillräckligt med oxidationsmedel tillgängligt (syre).

De värden som används vid beräkningarna kommer ifrån tabeller B.1. Denna tabell visar vikt, LHV och förbränningsdata för gasens komposition innan och efter förbränning. [7]

Tabell B.1 Förbränningsmolekyler egenskaper

Tabell över olika storheter hos de molekyler som ingår i förbränningsmodulen, de ämnen som finns i de sista tre kolumnerna är data för förbränningsprodukterna, kolumn 4,5 är data för de oxidationsmedel som krävs vid förbränning av motsvarande ämne i kolumn 1. Kolumn 2 och 3 är motsvarande molekylmassa respektive värmevärde för ämnet i kolumn 1.

	MW	LHV	O ₂	N ₂	Luft	CO ₂	H ₂ O	N ₂
H ₂	2.0159	51.625	0.5	1.887	2.387	0.0	1.0	1.887
CH ₄	16.0428	21.495	2.0	7.547	9.547	1.0	2.0	7.547
O ₂	31.9988	0	0	0	0	0	0	0
CO ₂	44.0098	0	0	0	0	1	0	0
H ₂ O(ånga)	18.0153	0	0	0	0	0	1	0

Comb-funktionen använder information om bränslet samt de tabellerade värden som nämnts i tabell B.1. Från detta beräknas LHV och totala massflödet rökgaser ut.

Beroende på bränslekomposition som angivits i Fuel_air_comp normaliseras bränslet genom två iterationsloopar för att inga andelar ska bli större än 1.

LHV finns tabellerat men behöver konverteras från Btu till MJ/kg för att användas med övriga SI-enheter.

$$LHV_{Bränsle} \left(\frac{MJ}{kg} \right) = 0.429923 * LHV_{Bränsle}(Btu) \quad (B.2)$$

Därefter beräknas molekylvikt och LHV för bränslet som ska förbrännas. Molmassan (MW) uttrycks som en massfraktion vilket medför att den blir inversen av ingående bränslesammansättning genom motsvarande molmassa för valt bränsle.

$$MW_{total} = \sum \frac{Fuel_{H_2,CH_4}}{MW_{H_2,CH_4}} \quad (B.3)$$

För samtliga bränslen i blandningen. I detta fall används dock bara ett bränsle och inte någon blandning vilket gör att den totala molmassan är samma som molmassan för bränslet.

$$LHV_{total} = \sum LHV_{H_2,CH_4} * Fuel_{H_2,CH_4} \quad (B.4)$$

Där bränslesammansättningen utgör 100% vilket innebär att det totala värmevärdet för produkten motsvarar LHV för vätgas respektive metangas.

Molflödet i (kmol/s) beräknas för samtliga molekyler i blandningen genom ekvation B.5.

$$[\dot{M}] = \frac{Fuel_{H_2,CH_4}}{MW_{H_2,CH_4}} \quad (B.5)$$

Det enda värde som lagras i vektorn är MW för bränslet som används, vilket blir identiskt med MW_{total} .

Mängden rökgaser kan sedan beräknas baserat på förbränningsinformationen som anges i tabell B.1 för 1 mol vätgas krävs t.ex. 0,5 mol syrgas och 1,887 mol kvävgas (2,387 mol luft) för att bilda produkten 1 mol vatten och kvar blir den inerta vätgasens 1,887 mol.

$$[\dot{M}_{rökgaser}] = [\dot{M}] * [f_{CO_2}, f_{H_2O}] \quad (B.6)$$

Där f är motsvarande värden från kolumn 7 och 8 i tabell B.1.

På motsvarande sätt beräknas mängden syrgas som krävs för förbränning

$$[\dot{M}_{O_2}] = [\dot{M}] * [f_{O_2}] \quad (B.7)$$

Sedan beräknas den stökiometriska mängden rökgas ut med

$$[\dot{m}]_{CO_2} = [\dot{M}_{rökgaser}]_{CO_2} * MW_{CO_2} \quad (B.8)$$

$$[\dot{m}]_{H_2O} = [\dot{M}_{rökgaser}]_{H_2O} * MW_{H_2O(ång)} \quad (B.9)$$

Där vektorn lagrar den stökiometriska mängden koldioxid och vattenånga i rökgaserna

På motsvarande vis kan vid behov beräkningar för svavelrika bränslen (SO₂) och kväverika bränslen som ammoniak (NO_x) utföras.

Vektorn för de totala rökgaserna innehåller de summerade mängderna, SO₂, H₂O, CO₂, N₂, O₂ på var sin plats

$$[\dot{m}_{tot}] = [\Sigma [\dot{m}]_{SO_2}, \Sigma [\dot{m}]_{H_2O}, \Sigma [\dot{m}]_{CO_2}, \Sigma [\dot{m}]_{N_2}, \Sigma [\dot{m}]_{O_2}] \quad (B.10)$$

I vektorn adderas eventuellt inert kväve in på sin plats. Liksom det syre som finns tillgängligt i bränslet innan förbränningen. Den stökiometriska mängden syre som kommer från luften har beräknats med nedanstående ekvation.

$$[\dot{m}]_{O_2} = [\dot{M}_{O_2}] * MW_{O_2} \quad (B.11)$$

Rökgaskomposition (compo)

Rutinen "Compo.m" beräknar rökgasens komposition efter brännkammaren baserat på data för inkommande luft och från de inkommande förbränningsgaser som beräknats i "Comb.m".

Från Fuel_air_comp hämtas bränsle, relativ luftfuktighet (RH), omgivande temperatur (T_{luft}) och tryck (P_{luft}) samt information om volym eller viktprocent används.

Sammansättningen för den torra luften antas vara enligt tabell B.2

Tabell B.2 Förbränningsluftens egenskaper

Tabell över den torra luftens beståndsdelar angivet i viktprocent och motsvarande molekylmassa för de ingående molekylerna.

	SO2	H2O	CO2	N2	O2	Ar	He
Luft _{torr}	0	0	0.000456	0.755242	0.231442	0.01286	0
MW	64.0628	18.0153	44.099	28.013	31.9988	39.948	4.0026

För att beräkna vatteninnehållet används formeln

$$\tau = 1 - \frac{T_{luft} + 273.15}{647.14} \quad (B.12)$$

Mättnadskurvans koefficienter (IFC 1967) anges av vektorn:

$$a = [-7.85823 \ 1.83991 \ -11.7811 \ 22.6705 \ -15.9393 \ 1.77516] \quad (B.13)$$

Med hjälp av ångtabellen kan mättnadstrycket för omgivande temperatur beräknas med:

$$P_{Sat} = 220.64 e^{\left(\left(\frac{647.14}{T_{air} + 273.15} \right)^{a(1)*\tau + a(2)*\tau^{1.5} + a(3)*\tau^3 + a(4)*\tau^{3.5} + a(5)*\tau^4 + a(6)*\tau^{7.5}} \right)} \quad (B.14)$$

För att beräkna sammansättning för fuktig luft används en vektor liknande rökgasvektorn från förbränningsmodulen. Den är dock två platser större än förbränningsvektorn då det inte ingår något helium eller argon i förbränningen.

Baserat på den relativa luftfuktighet som användaren specificerat i bränslekompositionen beräknas eventuellt vatteninnehåll i luften genom en iterationsprocess.

Iterationsprocessen pågår tills felet i ekvationen nedan är mindre än 0,0001%.

$$\text{Error} = \left| MW_{\text{ratio}} * \frac{MW_{\text{humid}}}{MW(H_2O)} - 1 \right| \quad (\text{B.15})$$

Tills felet har minimerats körs följande beräkningar (B.16-B.21).

$$Luft_{fuktig}(H_2O) = \frac{MW_{\text{ratio}}}{\left(\frac{P_{\text{luft}}}{RH * P_{\text{sat}}} + small \right) - 1} \quad (\text{B.16})$$

Där ”small” är ett konstant värde av liten magnitud 10^{-9} som fungerar som iterationskonstant, MW_{ratio} är variabeln som justeras för att minimera felet och vektorn motsvarar luftens molekylära sammansättning i viktprocent.

I ekvation B.17 beräknas vatteninnehållet i luften multiplicerat med viktandelen för varje molekyl i den torra luften för att beräkna innehållet i den fuktiga luftblandningen.

$$Luft_{fuktig}(X) = \sum Luft_{\text{torr}}(X) * (1 - Luft_{fuktig}(H_2O)) \quad (\text{B.17})$$

Där

$$X = SO_2, CO_2, N_2, O_2, Ar, He$$

Den totala ökning i molmassa som kommer av den fuktiga luften summeras enligt B.18.

$$MW_{fuktig_{\text{inv}}} = \sum \frac{Luft_{fuktig}(X)}{MW(X)} \quad (\text{B.18})$$

Där

$$X = SO_2, CO_2, N_2, O_2, Ar, He$$

När molmassan av den fuktiga luften ska beräknas läggs en liten ”korrektionsfaktor” till för att driva iterationen framåt och få beräkningarna att konvergera.

$$MW_{fuktig} = \frac{1}{MW_{fuktig_{\text{inv}}} + small} \quad (\text{B.19})$$

Om skillnaden mellan den fuktiga molmassan och molmassan för vatten i den torra luften är låg nog kommer iterationen att konvergera, se ekvation B.20, i vilket fall ersätts den nuvarande kvoten med den framräknade (ekvation B.21) för att på nytt undersöka huruvida iterationskonstanten fortfarande har stor inverkan. När inverkan är tillräckligt låg ska ekvationen konvergera.

$$\text{Error} = \left| MW_{\text{ratio}} * \frac{MW_{\text{humid}}}{MW(H_2O)} - 1 \right| \quad (\text{B.20})$$

$$MW_{\text{ratio}} = \frac{MW(H_2O)}{MW_{fuktig}} \quad (\text{B.21})$$

Den nya MW_{ratio} sätts in i ekvation B.20 och iterationen påbörjas på nytt. Iterationerna kan köras max 100 gånger.

Om Fuel-Air-ratio (FAR) är större än 0, innebär det att det sker en förbränning och då hämtas vektorn för rökgasflödet från förbränningsmodulen. Vektorn utökas med 2 platser för att kunna

kombineras med vektorn för den fuktiga luften, den ser då ut som följande:

$$\dot{m}_{tot}(SO_2, H_2O, CO_2, N_2, O_2, Ar, He)$$

Baserat på vilket FAR som är angivet kontrollerar skriptet om en förbränning med överskott eller underskott på syre.

I processen som är iterativ används ett lågt och ett högt värde på FAR, dessa värden räknas ut och skillnaden mellan dessa minskar för varje beräkningsrunda. Det stökiometriska FAR blir medelvärde av det låga och höga FAR.

Så länge som nedanstående påstående gäller körs beräkningarna B.22 och B.23

$$|FAR_{hög} - FAR_{låg}| > 0,00000001 \quad (B.22)$$

$$O_2 = FAR_{Sto} * \dot{m}_{tot}(O_2) + Luft_{fuktig}(O_2) \quad (B.23)$$

Om $O_2 > 0$ utförs ekvation B.24

$$FAR_{låg} = FAR_{Sto} \quad (B.24)$$

Annars ekvation B.25

$$FAR_{hög} = FAR_{Sto} \quad (B.25)$$

Utifrån dessa värden beräknas ett nytt stökiometriskt FAR och ekvation B.23 beräknas på nytt tills ekvation B.22 inte är uppfylld längre.

$$FAR_{Sto} = \frac{FAR_{hög} + FAR_{låg}}{2} \quad (B.26)$$

Om det av användaren angivna FAR övergår det stökiometriska FAR kommer metoden att fortsätta göra beräkningar baserat på det uträknade stökiometriska FAR-värdet.

Sedan kombineras resultaten från de två rutinerna (Comb och Comp) och skapar en vektor som anger rökgasernas sammansättning.

$$Komp(X) = FAR * \dot{m}_{tot}(X) + Luft_{fuktig}(X) \quad (B.27)$$

Där

$$X = SO_2, H_2O, CO_2, N_2, O_2, Ar, He$$

Summeras vektorelementen ovan fås den totala massfraktionen för kompositionen

$$Komp_{tot} = \sum FAR * \dot{m}_{tot}(X) + Luft_{fuktig}(X) \quad (B.28)$$

Där

$$X = SO_2, H_2O, CO_2, N_2, O_2, Ar, He$$

Slutligen normaliseras vektorn Komp genom att divideras med totalsumman enligt ekvation B.29.

$$Komp_{norm} = \frac{Komp(SO_2, H_2O, CO_2, N_2, O_2, Ar, He)}{Komp_{tot}} \quad (B.29)$$

Rökgasernas tillståndstorheter (State)

Gaskonstanten R

$$pV = RT \quad (B.30)$$

$$R = \frac{R_U}{MW} \quad (B.31)$$

Den universala gaskonstanten är oberoende av gasens molmassa vilket gör att den blir användbar i ovanstående beräkningar men för att få det slutliga R-värdet måste denna divideras med gasens molmassa.

$$R_U = 8314.41 \quad (B.32)$$

Med massfraktionsvektorn komp beräknas den totala kvoten av gasens molmassa med

$$MW_{inv} = \sum \frac{Komp(SO_2, H_2O, CO_2, N_2, O_2, Ar, He)}{MW(SO_2, H_2O, CO_2, N_2, O_2, Ar, He)} \quad (B.33)$$

Och summan blir

$$MW_{mix} = \frac{1}{MW_{inv}(SO_2, H_2O, CO_2, N_2, O_2, Ar, He)} \quad (B.34)$$

R kan sedan beräknas med

$$R = \frac{R_u}{MW_{mix}} \quad (B.35)$$

Vidare beräkningar i State utförs beroende på vilka tillståndparametrar användaren har angett. Användaren kan ange två av följande storheter p, T, H och s tillsammans.

I State finns två olika gasberäkningsmodeller, den enda som kommer att användas i detta arbete härrör ur en rapport skriven av Bucker et al. [51]

Om användaren väljer tryck och temperatur som angivna storheter. Beräknar Buckers metod Cp, H och s.

Om användaren inte anger tryck och temperatur används följande samband för att räkna om entalpi och entropi. Dessa beräkningar utförs som iterationer.

Beräkna T utifrån H och p:

Först görs en gissning för ett startvärde där T sägs vara H/1100. Sedan anropas

beräkningsrutinen för p och det gissade värdet på T (Beskrivs nedan) som ger ett nytt värde på H.

$$Bücker\left(p, \frac{H}{1100}, komp\right) = [Cp, H_1, S] \quad (B.36)$$

Den uträknade entalpin jämförs sedan med den entalpi som användaren angivit och skillnaden där emellan används som en felmarginal vid kommande iterationer.

$$error = H_1 - H \quad (B.37)$$

Temperaturen för nästa iterationssteg räknas ut som

$$T = \frac{H}{Cp} \quad (B.38)$$

Baserat på felmarginalen skapas ett logiskt villkor för iterationen som fortgår tills villkoret inte längre uppfylls.

Medan

$$|error| > 0,01 \quad (B.39)$$

Ska

$$T = T - error * \frac{relax}{Cp} \quad (B.40)$$

Där relax motsvarar en faktor som avgör hur stort svängrum iterationen ska tillåta, faktorn är under första 10 iterationerna lika med 1 men över 10 iterationer sänks den till 0,7.

Det nya värdet på T används återigen i beräkningsrutinen

$$Bücker(p, T, komp) = [Cp, H_2, S] \quad (B.41)$$

Vilket ger nya felet

$$error = H_2 - H \quad (B.42)$$

Det nya värdet på entalpin jämförs med användarens inmatade värde, och om det nya felet är tillräckligt lågt avslutas iterationen och de värden som rutinen ger anses vara riktiga.

Beräkna T utifrån P och S:

Analogt med iterationsprocessen ovan beräknas ett T ut för att sedan testas i beräkningsrutinen. Det värdet på s som rutinen ger jämförs sedan med användarens inmatade värde och skapar en felmarginal.

Första värdet på T beräknas som

$$T = \exp\left(\frac{s + R * \log\left(\frac{p}{1,01325}\right) + 6171}{1100}\right) - 273.15 \quad (B.43)$$

Rutinen ger

$$Bücker(p, T, komp) = [Cp, H, S_1] \quad (B.44)$$

Den nya felmarginalen blir då

$$error = S_1 - S \quad (B.45)$$

Andra värdet (efter rutinen) beräknas som

$$T = \exp\left(\frac{s + R * \log\left(\frac{p}{1,01325}\right) + Cp * 5,61}{Cp}\right) - 273,15 \quad (B.46)$$

Medan

$$|error| > 0,0001 \quad (B.47)$$

Beräknas T som

$$T = T - error * relax * \frac{T + 273,15}{Cp} \quad (B.48)$$

Tills

$$Bücker(p, T, komp) = [Cp, H, S_x] \quad (B.49)$$

Ger

$$S_x - S < 0,0001 \quad (B.50)$$

Beräkna p utifrån T och S:

För att kunna beräkna rutinen då trycket saknas används först atmosfärstryck för att kunna nyttja övriga storheter kopplade till temperaturen.

$$Bücker(1,01325, T, komp) = [Cp, H, S_1] \quad (B.51)$$

Trycket kan då beräknas med ekvationen nedan

$$p = \exp\left(\frac{s - s_1 - R * \log(1,01325)}{-R}\right) \quad (B.52)$$

Med det nya trycket i rutinen ges slutligen

$$Bücker(p, T, komp) = [Cp, H, S] \quad (B.53)$$

Beräkna T och p utifrån H och S:

För att kunna köra Bückers rutin krävs det att både tryck och temperatur är bestämda, i fallet där ingetdera är tillgängligt körs rutinen med atmosfärstryck och en temperatur som motsvarar entalpin dividerat med godtyckligt Cp.

$$Bücker\left(1,01325,\frac{H}{1100},komp\right)=[Cp,H_1,S] \quad (B.54)$$

En jämförelse av den uträknade entalpin med den ursprungliga skapar en felmarginal

$$error = H_1 - H \quad (B.55)$$

En extra felmarginal används i iterationerna

$$error_1 = 1 \quad (B.56)$$

En ny temperatur kan sedermera beräknas utifrån det nya värdet för Cp

$$T = \frac{H}{Cp} \quad (B.57)$$

Så länge som felet är större än felmarginalen i ekvation B.55 körs iterationen där den rätta temperaturen beräknas.

$$|error_1| > 0,000001 \quad (B.58)$$

Temperaturen ges av

$$T = T - error * \frac{relax}{Cp} \quad (B.59)$$

Den nya temperaturen används i Bücker

$$Bücker(1,01325,T,komp)=[Cp,H_2,S] \quad (B.60)$$

De nya felmarginalerna beräknas därefter som

$$error = H_2 - H \quad (B.61)$$

$$error_1 = \frac{H_2}{H} - 1 \quad (B.62)$$

Ekvation B.54 till B.62 fortgår till ekvation B.58 inte längre uppfylls.

Trycket ges i sin tur av ekvation B.63.

$$p = \exp\left(\frac{s - s_x - R * \log(1,01325)}{-R}\right) \quad (B.63)$$

Där x motsvarar numret på den sista iterationsrundan i föregående iteration.

Då p och T är beräknat körs rutinen en sista gång

$$Bücker(p, T, komp) = [Cp, H, S] \quad (B.64)$$

Bückers beräkningsrutin

Som indata till Bückers metod används förutom tryck och temperatur även komp-vektorn. Bucker använder de angivna storheterna som anges samt komp-vektorn.

Först beräknas temperaturen om från Celsius till Kelvin enligt B.65.

$$T_K = T_C + 273.15 \quad (B.65)$$

Referens-temperatur och tryck tilldelas värdena 273.15K och 1.01325 bar

De empiriska värden och polynom som används är baserade på data från [51] och beräknar med ekvationer samt tillhörande värden ut entalpi och entropi för rökgaser baserat på dess komposition.

De koefficienter som används i de empiriska ekvationerna är finns i tabell B.3

Tabell B.3 Värden för de substans-specifika koefficienterna $a_{k,i}$.

	Kvävgas	Syrgas	Argon	Neon
I	$4.305300363 \cdot 10^8$	$5.295253592 \cdot 10^7$	$-5.677745067 \cdot 10^3$	$-5.677745067 \cdot 10^3$
II	$-4.085709350 \cdot 10^6$	$-7.353805669 \cdot 10^5$	-	-
1	$2.475830346 \cdot 10^6$	$6.408242565 \cdot 10^5$	$2.078618000 \cdot 10^1$	$2.078618000 \cdot 10^1$
2	$-2.815239891 \cdot 10^4$	$-1.599937045 \cdot 10^3$	-	-
3	$1.116401165 \cdot 10^5$	$9.984801256 \cdot 10^3$	-	-
4	$-8.147644187 \cdot 10^5$	$-1.280873444 \cdot 10^5$	-	-
5	$2.185120405 \cdot 10^6$	$4.186599156 \cdot 10^5$	-	-
6	$-2.978031305 \cdot 10^6$	$-6.720142804 \cdot 10^5$	-	-
7	$-1.308008001 \cdot 10^6$	$-3.799977202 \cdot 10^5$	-	-
8	$4.305948510 \cdot 10^5$	$1.378691801 \cdot 10^5$	-	-
9	$-8.082302563 \cdot 10^4$	$-2.806954185 \cdot 10^4$	-	-
10	$6.622545214 \cdot 10^3$	$2.459943097 \cdot 10^3$	-	-
	Vatten	Koldioxid	Kolmonoxid*	Svaveldioxid
I	$-7.574888563 \cdot 10^8$	$2.042361458 \cdot 10^8$	$4.306836224 \cdot 10^8$	$-3.845730250 \cdot 10^8$
II	$7.373724814 \cdot 10^6$	$-1.912121053 \cdot 10^6$	$-4.203685809 \cdot 10^6$	$3.543224735 \cdot 10^6$
1	$-4.747782033 \cdot 10^6$	$1.103695150 \cdot 10^6$	$2.670755728 \cdot 10^6$	$-2.076653674 \cdot 10^6$
2	$4.799919289 \cdot 10^4$	$-1.365096910 \cdot 10^4$	$-2.715629936 \cdot 10^4$	$2.589571253 \cdot 10^4$
3	$-1.931588954 \cdot 10^5$	$5.357704944 \cdot 10^4$	$1.096509012 \cdot 10^5$	$-1.012523438 \cdot 10^5$
4	$1.460728340 \cdot 10^6$	$-3.816063864 \cdot 10^5$	$-8.303525865 \cdot 10^5$	$7.161863952 \cdot 10^5$
5	$-4.000075762 \cdot 10^6$	$1.008950325 \cdot 10^6$	$2.269213594 \cdot 10^6$	$-1.889754780 \cdot 10^6$
6	$5.576209858 \cdot 10^6$	$-1.352938737 \cdot 10^6$	$-3.151865706 \cdot 10^6$	$2.535020356 \cdot 10^6$
7	$2.570488297 \cdot 10^6$	$-5.701809626 \cdot 10^5$	$-1.438126165 \cdot 10^6$	$1.082842148 \cdot 10^6$
8	$-8.670521019 \cdot 10^5$	$1.828513133 \cdot 10^5$	$4.824833432 \cdot 10^5$	$-3.524395911 \cdot 10^5$
9	$1.666429390 \cdot 10^5$	$-3.329618224 \cdot 10^4$	$-9.227524508 \cdot 10^4$	$6.552035769 \cdot 10^4$
10	$-1.396634620 \cdot 10^4$	$2.635366727 \cdot 10^3$	$7.701550175 \cdot 10^3$	$-5.325634796 \cdot 10^3$

Värden i tabell B.3 används för att beräkna koefficienter för ekvation B.66, dess värden

multiplieras med rökgasernas sammansättning och divideras sedermera med molmassan för motsvarande molekyl för att erhålla ett svar med enheten J/(g*K).

$$a_{k,j} = \sum_{j=1}^{12} \sum_{i=1}^7 a_{k,i,j} * \frac{komp(i)}{MW(i)} \quad (B.66)$$

När koefficienterna är beräknade för den specifika rökgassammansättning kan rökgasens entalpi och entropi beräknas med följande ekvationer.

$$C_{p,k}^0 = \sum_{i=1}^{10} a_{k,j} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{b_i} \quad (B.67)$$

$$h_k^0 = a_{k,I} + \sum_{i=1}^{10} a_{k,j} * \frac{T_0}{b_i + 1} * \left(\frac{T}{T_0} \right)^{b_i+1} \quad (B.68)$$

$$S_k^0 = a_{k,II} - \frac{R_u}{MW_{mix}} * \ln \left(\frac{p}{p_0} \right) + a_{k,1} * \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) + \sum_{i=2}^{10} \frac{a_{k,i}}{b_i} * \left(\frac{T}{T_0} \right)^{b_i} \quad (B.69)$$

$a_{k,I}$ och $a_{k,II}$ är integrationskonstanter och används för att ge ekvation B.68 respektive B.69 en referenspunkt motsvarande de tryck och temperatur som angetts tidigare. Genom att utnyttja detta faktum kan ekvation B.68 och B.69 skrivas om till

$$h_k^0 = \sum_{i=1}^{10} a_{k,j} * \frac{T_0}{b_i + 1} * \left(\frac{T}{T_0} \right)^{b_i+1} - \sum_{i=1}^{10} a_{k,j} * \frac{T_0}{b_i + 1} * \left(\frac{T_0}{T_0} \right)^{b_i+1} \quad (B.70)$$

Respektive

$$S_k^0 = -\frac{R_u}{MW_{mix}} * \ln \left(\frac{p}{p_0} \right) + a_{k,1} * \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) + \frac{R_u}{MW_{mix}} * \ln \left(\frac{p_0}{p_0} \right) + a_{k,1} * \ln \left(\frac{T_0}{T_0} \right) + \sum_{i=2}^{10} \frac{a_{k,i}}{b_i} * \left(\frac{T}{T_0} \right)^{b_i} - \sum_{i=2}^{10} \frac{a_{k,i}}{b_i} * \left(\frac{T_0}{T_0} \right)^{b_i} \quad (B.71)$$

Där värdet på b motsvarar tabell B.4 nedan

Tabell B.4 värden för exponenten b_i

i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
b	0	-1,5	-1,25	-0,75	-0,5	-0,25	0,25	0,5	0,75	1

Comb_1

Då State enbart beräknar tillståndet för rökgaser krävs en extra metod som kan beräkna FAR och därmed hur mycket bränsle som behöver användas för att höja temperaturen till en viss nivå.

Detta utförs med en iterativ lösningsmetod där första startvärdet för FAR beräknas enligt den empiriska ekvationen B.72.

$$FAR = \frac{3 * 10^{-5} * (T_{ut} - T_{in}) - 0,0016}{LHV} * 48 \quad (B.72)$$

Där T_{ut} är förbränningstemperaturen och T_{in} är temperaturen på luften från kompressorn.

En högsta gräns för FAR inom iterationen sätts till det stökiometriska FAR som kan beräknas av State med ekvation B.73.

$$FAR_{sto} = State(p_{ut}, T_{ut}, FAR) \quad (B.73)$$

Beräkningarna fortsätter sedan med en iterativ fas där ett värde på FAR räknas ut till dess att skillnaden mellan det uträknade värdet skiljer sig mindre än en miljondel av det föregående.

I varje beräkningssteg varieras energibalansen med en faktor Leak, ett litet tal som driver iterationen framåt

$$Q_{Leak} = m_{in} * FAR * LHV * \eta * Leak \quad (B.73)$$

Ett nytt bränslemassflöde kan då beräknas med

$$m_{in} * (H_{ut} - H_{in}) + Q_{leak} = m_f(LHV * \eta - H_{ut}) \leftrightarrow m_f = \frac{m_{in} * (H_{ut} - H_{in}) + Q_{leak}}{LHV * \eta - H_{ut}} \quad (B.74)$$

Ett nytt värde på FAR kan då beräknas som

$$FAR_{ny} = \frac{m_f}{m_{in}} \quad (B.75)$$

Skillnaden mellan det nya uträknade FAR och det från förra iterationen jämförs därefter och om skillnaden är mindre än en miljondel av det föregående avslutas iterationen.

Det nya värdet på FAR är därefter redo att användas i State.

Appendix C

Tabeller för termodynamiska storheter

Vattenånga

Matlab-funktionen "XSteam" [52] kan beräkna tillståndstorheter för ånga upp till 2000°C och 1000 bar. Men för vissa kombinationer, i detta fall 1800°C och 250 bar, behöver XSteam kompletteras av en manuell ångtabell.

XSteam använder IAPWS IF-97 vatten och ång-storheter. Funktionen fungerar som en digital version av en vanlig ångtabell och beräknar storheter baserat på användarens input. Storheterna beräknas baserat på olika regioner. Regionen bestäms baserat på motsvarande input-värden som användaren anger. För de olika regionerna finns olika empiriska data som används för beräkningarna i XSteam. För de dimensionslösa tal som polynomen är baserade på hänvisar författaren till IAPWS dokument [53].

Den manuella ångtabellen är hämtad från NIST [54] och anger termodynamiska storheter för ånga vid varierande temperaturer för en bestämd isobar. Matlabskriptet för den utökade ångtabellen fungerar som en manuell ångtabell där ett värde tas fram genom linjärinterpolering ifall det inte är en exakt träff i tabellen. Det ska tilläggas att [54] och [53] är baserade på något olika grunder, de osammanhängande data kan ge uppkomst till små skillnader när det kommer till beräkningar.

Vätgas och syrgas

För att beräkna den energi som krävs för att komprimera vätgas används en vätgastabell med termodynamiska data. Denna används analogt med den ångtabell som används för beräkningar av vattenångans tillstånd.

Värden för vätgastabellen kommer från NIST databas, som innehåller termodynamiska data för flertalet ämnen, genom flertalet input av tryck har isobariska tabeller skapats för önskade arbetsmedium inom önskade temperaturintervall [55]. De värden i tabellerna som skapas via verktyget extraheras manuellt till ett MATLAB-skript. Skriptet är utformat på så vis att om ingen direkt träff i tabellen görs från användarens input av temperatur och tryck beräknas ett värde genom linjärinterpolering av omkringliggande värden. Det krävs dock ett exakt val av trycknivå från användaren, för en viss temperatur vid ett bestämt tryck kan sedan entalpi eller entropi beräknas.

För en stökiometrisk förbränning krävs att det finns rätt mängd syrgas till hands. Även denna måste likt vätgas komprimeras för att användas i processen. Därför krävs det att en tabell över termodynamisk data även skapas för syrgas. Vilket sker analogt med skapandet av vätgastabellen med skillnaden att syrgas väljs istället för vätgas i NISTs databas [56].

Appendix D

IPSEpro

Utöver beräkningar gjorda i Matlab används även värmebalansprogrammet IPSEpro i en del av arbetet. I IPSE bygger användaren upp ett kraftverk med hjälp av färdiga modeller för kraftverkskomponenter och användaren sätter även in villkor och värden i modellen för att skapa ett lösningsbart system av ekvationer, om användaren inte har angett rätt antal villkor uppstår fel antal frihetsgrader vilket gör beräkningarna inte kan konvergera. [57]

IPSE använder sig av den numeriska lösningsmetoden Newton-Raphsons för att lösa ekvationssystemet som uppstått. Newton Raphsons-metod är en iterativ lösningmetod där en lösning approximeras genom att en tangent till ett gissat nollställe för ekvationen beräknas och med svaret från gissningen startas en iterativ process där en ny tangent beräknas med det nya svaret tills en önskad noggrannhet är uppnådd, vilket innebär att det nya värdet inte skiljer sig mycket ifrån det föregående svaret. [57]

Lösningen för nollstället skrivs på allmän form enligt ekvation D.1 [57].

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x_n)}{f'(x_n)} \quad (\text{D.1})$$

Appendix E

Beräkningar referenscykel

I flöde T₁ beräknas entalpi och entropi utifrån angivna randvillkor för admissionstemperatur och admissionstryck i ekvation E.1 respektive E.2.

$$h_{adm} = h@(p_{adm}, T_{adm}) \quad (E.1)$$

$$s_{adm} = s@(p_{adm}, T_{adm}) \quad (E.2)$$

Efter turbinen i flöde T₂ beräknas tillståndet utifrån randvillkoret för kondensortryck och utifrån ekvation 3.11 för den isentropiska ekvationen beräknas entalpin i utloppet utifrån den isentropiska verkningsgraden.

$$p_{t_2} = p_{cond} \quad (E.3)$$

$$h_{s,t_2} = h@(p_{t_2}, s_{adm}) \quad (E.4)$$

$$h_{t_2} = h_{adm} - ((h_{adm} - h_{s,t_2}) * \eta_{turbine}) \quad (E.5)$$

Tillståndet efter kondensorn i flöde T₃ är i mättat tillstånd och ges av ekvation E.6 och E.7.

$$t_{cond} = t_{sat}@p_{cond} \quad (E.6)$$

$$s_{cond} = s_L@p_{cond} \quad (E.7)$$

Efter matarvattenpumpen i flöde T₄ råder admissionstryck i cykeln och följande ekvationer beräknar vattnets nya tillstånd, pumpens arbete beräknas utifrån ekvation 3.12 och pumpens isentropiska verkningsgrad i tabell 3.4.

$$h_{s,t_4} = h@(p_{adm}, s_{cond}) \quad (E.8)$$

$$h_{t_4} = h_{t_3} + \left(\frac{h_{s,t_4} - h_{t_3}}{\eta_{pump}} \right) \quad (E.9)$$

Beräkningar retrofitcykel

Beräkningarna för ångans tillstånd i flöde T₁, T₂, T₄, T₅, T₆ beräknas enligt samma metodik som motsvarande flöden i referenscykeln tidigare beskrivet under samma avsnitt.

I denna cykel har expansionen delats upp över två turbiner och i cross-over röret mellan dessa har en brännkammare sats in. Brännkammarens massflöde av rökgaser beräknas enligt metodiken i appendix A och använder information från tabell 3.7.

Efter brännkammaren i flöde T₃ beräknas ett nytt tryck utifrån det konstant satta tryckfall som anges i tabell 3.4. De nya tillståndet beräknas med ekvation E.10-E.12.

$$p_{t_3} = p_{t_2} * p_{drop_{combustor}} \quad (E.10)$$

$$h_{t_3} = h@(p_{t_3}, T_{t_3}) \quad (E.11)$$

$$s_{t_3} = s@(p_{t_3}, T_{t_3}) \quad (E.12)$$

Från metoden för brännkammaren erhålls massflödet för vätgas, syrgas och det summerade massflödet. Effekten på brännkammaren kan då beräknas enligt ekvation E.13.

$$Q_{CC} = LHV * m_{H_2} \quad (E.13)$$

I figur 3.9 finns inga vätgas och syrgaskompressorer men då dessa har stor inverkan på kraftverkets prestanda bör dessa tas upp i beräkningarna. Vätgaskompressorn använder en vätgastabell som beskrivs i appendix C för att beräkna kompressionen, enligt samma principer som i ekvation 3.12.

Först beräknas vätgasens entalpi och entropi vid atmosfärstryck och standardtemperatur enligt ekvation E.14 respektive E.15.

$$H_{H_2,atm} = Vätgastabell('H', 20, 1.01325) \quad (E.14)$$

$$s_{H_2,atm} = Vätgastabell('s', 20, 1.01325) \quad (E.15)$$

Vid en ren isentropisk expansion hade vätgasens entalpi resulterat i ekvation E.16.

$$Hs_{H_2} = Vätgastabell('s', s_{H_2,atm}, 50) \quad (E.16)$$

Men med hänsyn till den isentropiska verkningsgraden från tabell 3.4 blir entalpiskillnaden istället:

$$H_{H_2,50\ bar} = H_{H_2} + \left(\frac{Hs_{H_2} - H_{H_2}}{\eta_{compressor}} \right) \quad (E.17)$$

Kompressoreffekten blir därför

$$P_{H_2} = \dot{m}_{h_2} * (H_{H_2,50\ bar} - H_{H_2,atm}) \quad (E.18)$$

Där massflödet vätgas beräknas enligt förbränningsmodulen som beskrivs i appendix A.

Syrgaskompressorn beräknas analogt med vätgaskompressorn enligt ekvation E.19 till E.20.

$$H_{O_2,atm} = Syrgastabell('H', 20, 1.01325) \quad (E.19)$$

$$s_{O_2} = Syrgastabell('s', 20, 1.01325) \quad (E.20)$$

Vid en ren isentropisk expansion hade entalpin blivit

$$Hs_{O_2} = Syrgastabell('s', s_{O_2}, 50) \quad (E.21)$$

Med hänsyn till den isentropiska verkningsgraden blir entalpiskillnaden

$$H_{O_{2,50 \text{ bar}}} = H_{O_2} + \left(\frac{H_{S_{O_2}} - H_{O_2}}{\eta_{compressor}} \right) \quad (E.22)$$

Kompressoreffekten blir därför

$$P_{O_2} = \dot{m}_{O_2} * (H_{O_{2,50 \text{ bar}}} - H_{O_{2,atm}}) \quad (E.23)$$

Den totala kompressoreffekten ges av summan av vätgas och syrgaskompressorn

$$P_{compressor} = P_{H_2} + P_{O_2} \quad (E.24)$$

Beräkningar enkel rent vätgaseldad cykel

Kraftverkscykelns prestanda har beräknats enligt följande ekvationer, samtliga namn på flöden refererar till motsvarande flöde i figur 3.12. och variabelnamn utan definition refereras till tabell 3.9. Om inget annat anges används alltid XSteam för att räkna ut ångans tillstånd.

Först bestäms tillståndet i flöde T_4 efter kondensorn. Efter kondensorn antas tillståndet vara mättat och med XSteam beräknas temperatur, entropi och entalpi för det kondensortryck som angetts i tabell 3.9.

$$t_{cond} = t_{sat}@p_{cond} \quad (E.25)$$

$$s_{cond} = s_L@p_{cond} \quad (E.26)$$

$$h_{cond} = h_L@p_{cond} \quad (E.27)$$

Efter kondensorn behöver trycket höjas med en pump för att nå det önskade trycket för flöde T_1 som angetts i tabell 3.9. Ekvation E.28- E.30 beräknar pumparbetet och den nya entalpin utifrån definitionen av isentropisk verkningsgrad enligt ekvation 3.12.

$$h_{s,t_1} = h@(p_{t_1}, s_{cond}) \quad (E.28)$$

$$h_{t_1} = h_{t_4} + \left(\frac{h_{s,t_1} - h_{t_4}}{\eta_{pump}} \right) \quad (E.29)$$

$$P_{pump} = \dot{m}_{t_4} * (h_{t_4} - h_{t_3}) \quad (E.30)$$

För energibalansen kring brännkammaren används metoden som beskrivits i appendix A för att beräkna rökgasflödet, vätgasflödet och det nya tillståndet i flöde T_2 , vidare beräknas det nya trycket baserat på det tryckfall som är angivet i tabell 3.4.

$$p_{t_2} = p_{t_1} * p_{drop} \quad (E.31)$$

$$h_{t_2} = h@(p_{t_2}, T_{t_2}) \quad (E.32)$$

$$s_{t_2} = s@(p_{t_2}, T_{t_2}) \quad (E.33)$$

Från metoden för brännkammaren ges massflödet för vätgas, syrgas och det summerade massflödet. Effekten på brännkammaren kan då beräknas enligt ekvation E.34.

$$Q_{CC} = LHV * m_{H_2} \quad (E.34)$$

I flöde T₃ efter turbinen beräknas tillståndet och turbinarbetet enligt definitionen av isentropisk verkningsgrad i ekvation E.35 och E.36.

$$h_{s,t_3} = h@(p_{t_3}, s_{t_2}) \quad (E.35)$$

$$h_{t_3} = h_{t_2} - ((h_{t_2} - h_{s_3}) * \eta_{turbine}) \quad (E.36)$$

Kompressorn beräknas enligt samma metodik och samma ekvationer som tidigare beskrivits i ekvation E.14 till E.23.

Beräkningar MNRC

Baserat på den information som randvillkoren i tabell 3.10 ger börjar resterande storheter beräknas för flöde 14 med ekvation E.37.

$$h_{14} = h@(p_{14}, T_{14}) \quad (E.37)$$

I cykeln finns tre brännkammare och alla beräknas enligt metodiken i appendix A. Och information om tillståndet kring dessa brännkammare ges av tabell 3.10. Tillståndet för flöde 1 beräknas med ekvation E.38 och E.39.

$$[m_1, h_1, LHV, m_{1H_2}] = \text{Förbränningsmodul}@(T_1, p_{14} * p_{drop,comb}) \quad (E.38)$$

$$s_1 = s@(T_1, p_{14} * p_{drop,comb}) \quad (E.39)$$

Då trycket är väldigt högt i detta flödet räcker inte XSteam till för att hämta ångans tillstånd, utan den utökade ångtabellen används i detta fallet.

I flöde 2, efter högtrycksturbinen beräknas tillståndet med hjälp av definitionen för isentropisk verkningsgrad.

$$h_{s_2} = h@(p_2, s_1) \quad (E.40)$$

$$h_2 = h_1 - ((h_1 - h_{s_2}) * \eta_{turbine}) \quad (E.41)$$

$$T_2 = t@(p_2, h_2) \quad (E.42)$$

Flöde 3 beräknas analogt med flöde 1

$$[m_3, h_3, LHV, m_{3H_2}] = \text{Förbränningsmodul}@(T_3, p_2 * p_{drop,comb}) \quad (E.43)$$

$$s_3 = s@(T_3, p_2 * p_{drop,comb}) \quad (E.44)$$

Flöde 4 beräknas analogt med flöde 2

$$h_{s_4} = h@(p_4, s_3) \quad (E.45)$$

$$h_4 = h_3 - ((h_3 - h_{s4}) * \eta_{turbine}) \quad (E.46)$$

$$T_4 = t@(p_4, h_4) \quad (E.47)$$

Flöde 5 motsvarar flödet från den sista brännkammaren och beräknas analogt med flöde 1 och flöde 3.

$$[m_5, h_5, LHV, m_{5H_2}] = \text{Förbränningsmodul}@(T_5, p_4 * p_{drop,comb}) \quad (E.48)$$

$$s_5 = s@(T_5, p_4 * p_{drop,comb}) \quad (E.49)$$

Flöde 6 beräknas analogt med flöde 4 och flöde 2.

$$h_{s6} = h@(p_{HRSG}, s_6) \quad (E.50)$$

$$h_6 = h_5 - ((h_5 - h_{s6}) * \eta_{turbine}) \quad (E.51)$$

$$T_6 = t@(p_{HRSG}, h_6) \quad (E.52)$$

Efter turbintåget beräknats, beräknas resterande flödens tillstånd.

Efter kondensorn vid flöde 10 gäller mättat tillstånd för vattnet och entalpi och entropi ges då av ekvation E.53 och E.54.

$$h_{10} = h_L@(p_{cond}) \quad (E.53)$$

$$s_{10} = s_L@(p_{cond}) \quad (E.54)$$

För att nå admissionstrycket krävs en pump i flöde 11 vars tillstånd beräknas med ekvation E.55-E.57.

$$h_{s11} = h@\left(\frac{p_{14}}{p_{HRSG_{drop}}}, s_{10}\right) \quad (E.55)$$

$$h_{11} = h_{10} + \left(\frac{h_{s11} - h_{10}}{\eta_{pump}}\right) \quad (E.56)$$

$$T_{11} = T@(p_{11}, h_{11}) \quad (E.57)$$

Temperaturskillnaden mellan flöde 11 och flöde 9 (pinch-point) antas vara 30°C enligt tabell 3.10. Entalpin för flöde 9 kan då beräknas med ekvation E.58 och E.59.

$$T_9 = T_{11} + PinchPoint \quad (E.58)$$

$$h_9 = h@(p_{cond}, T_9) \quad (E.59)$$

Övriga tillstånd i cykeln behöver inte beräknas för att avgöra kraftverkets prestanda och beräkningarna av dessa utelämnas därför i detta arbete.

Kompressoreffekten för varje brännkammare beräknas enligt ekvation E.14 till E.23 fast vid ett högre omgivande tryck är satt till 15 bar och en högre temperatur som är satt vid 25 grader.

Den totala effekten från alla turbiner kan beräknas som

$$P_{HP} = m_1 * (h_1 - h_2) \quad (E.60)$$

$$P_{IP} = m_3 * (h_3 - h_4) \quad (E.61)$$

$$P_{LP} = m_5 * (h_5 - h_6) \quad (E.62)$$

$$P_{TOT} = P_{HP} + P_{IP} + P_{LP} \quad (E.63)$$

Tillförd värme från brännkammaren kan beräknas som

$$Q_{HP} = m_{1_{H_2}} * LHV \quad (E.64)$$

$$Q_{IP} = m_{3_{H_2}} * LHV \quad (E.65)$$

$$Q_{LP} = m_{5_{H_2}} * LHV \quad (E.66)$$

$$Q_{TOT} = Q_{HP} + Q_{IP} + Q_{LP} \quad (E.67)$$

Förlusterna i cykeln kan tillskrivas kompressor och pumparbetet

$$P_{compressor} = P_{HP_{comb_{H_2}}} + P_{IP_{comb_{H_2}}} + P_{LP_{comb_{H_2}}} + P_{HP_{comb_{O_2}}} + P_{IP_{comb_{O_2}}} + P_{LP_{comb_{O_2}}} \quad (E.68)$$

Det totala värmeutbytet i HRSG kan beräknas med

$$Q_{HRSG} = m_{14} * (h_{14} - h_{11}) \quad (E.69)$$

Beräkningar kombicykel

Då gasturbinen är den komponent som driver kombicykeln beräknas den först.

För kompressorn utnyttjas randvillkoren i tabell 3.11 för att beräkna tillståndet innan och efter kompressorn. Anropet av State indikerar att metoden används för att hämta tillståndet för en gassammansättning där det inte sker någon förbränning vid temperaturen T_1 och trycket p_1 .

$$[h_1, s_1] = state@(p_1, T_1, 0, 1) \quad (E.70)$$

Kompressorn antas ha en kompressionsratio på 20, vilket innebär att trycket efter kompressorn är 20 gånger högre än lufttrycket. Ekvation E.71 till E.74 beräknar luftens tillstånd med hjälp av definitionen för isentropisk verkningsgrad och metoden State.

$$p_2 = p_1 * CR \quad (E.71)$$

$$hs_2 = state@(p_2, s_1, 0, 1) \quad (E.72)$$

$$h_2 = h_1 + \frac{hs_2 - h_1}{\eta_{compressor}} \quad (E.73)$$

$$P_{compressor} = m_1(h_2 - h_1) \quad (E.74)$$

Tillståndet innan brännkammaren blir då

$$[T_2, s_2] = state@(p_2, h_1, 0, 1) \quad (E.75)$$

Tillståndet för rökgaserna efter förbränningen beräknas med State, fast till skillnad från innan har det nu skett en förbränning vilket medför att FAR inte är 0. Då FAR motsvarar kvoten mellan bränsle och luftflödet och därmed bestämmer rökgasflödet innebär det att FAR måste beräknas utifrån den förbränningstemperatur som används.

Metoden Comb_1 (se appendix B) löser iterativt ut ett FAR baserat på tryck in, temp in, och temp ut, detta FAR används sedan i State för att ta fram entalpin i rökgaserna.

$$FAR = comb_1 @ (p_2, T_2, m_{air}, T_3) \quad (E.76)$$

$$m_C = FAR * m_{air} \quad (E.77)$$

$$m_{tot} = (FAR + 1) * m_{air} \quad (E.78)$$

Med FAR känt kan State användas för att beräkna entalpin i rökgaserna

$$h_3 = state @ (p_2, T_3, FAR, 1) \quad (E.79)$$

I detta fall följer brännkammaren en isobar process och trycket in är därför samma som trycket ut

$$p_3 = p_2 \quad (E.80)$$

Rökgaserna från brännkammaren går sedan in i turbinen där de expanderas till atmosfärstryck och temperaturen T_4 , se tabell 3.11. Turbinens expansion är i detta fall oberoende av en isentropisk verkningsgrad och dess effekt beräknas med ekvation E.81-E.83.

$$p_4 = p_1 \quad (E.81)$$

$$h_4 = state @ (p_4, T_4, FAR, 1) \quad (E.82)$$

$$P_{Turbine} = m_{tot} * (h_3 - h_4) \quad (E.83)$$

Den värme som inte används i gasturbinen används i en HRSG för att värma vatten till en ångcykel. Ångcykeln fungerar som en Rankinecykel och beräkningarna utförs därför på liknande vis som under avsnitt "Beräkningar för referencykel" och "Beräkningar för reotritcykel".

Admissionstemperaturen och admissionstrycket till ångturbinen är randvillkor och finns i tabell 3.11.

$$h_a = h @ (p_a, T_a) \quad (E.84)$$

$$s_a = s @ (p_a, T_a) \quad (E.85)$$

Beräkningarna för flöde B till D följer samma principer som övriga Rankinecykler i detta arbete och beräkningarna för dessa utelämnas därför.

För att kunna beräkna massflödet i ångcykeln krävs det att tillståndet runt HRSG olika delar är bestämt. Temperaturen för rökgaserna ut ur HRSG sägs vara 30°C högre än temperaturen in i förvärmaren på vattensidan och trycket är samma som det omgivande trycket. Entalpin i rökgasernas utlopp kan då beräknas enligt ekvation E.86-E.88.

$$T_7 = T_a + pinch \quad (E.86)$$

$$p_7 = p_1 \quad (\text{E.87})$$

$$h_7 = \text{state}@ (p_7, T_7, FAR, 1) \quad (\text{E.88})$$

Efter att vattnet har gått igenom förvärmaren i HRSG har vattnet nått mättnadspunkten och dess tillstånd in i förångaren ges då av ekvation E.89-E.91.

$$p_e = p_d \quad (\text{E.89})$$

$$T_e = T_{sat}@p_e \quad (\text{E.90})$$

$$h_e = h_L@p_e \quad (\text{E.91})$$

I förångaren sker endast fasövergången från mättat vatten till ånga och temperaturen är därför konstant genom hela processen, i dessa beräkningar har inget tryckfall antagits heller. Entalpin ges då av ekvation E.94.

$$T_f = T_e \quad (\text{E.92})$$

$$p_f = p_e \quad (\text{E.93})$$

$$h_f = h_v@p_e \quad (\text{E.94})$$

Med en energibalans kring överhettare och förångare kan man ställa upp ekvation E.95 och E.96.

$$m_{tot}(h_4 - h_7) = m_s(h_a - h_d) \quad (\text{E.95})$$

$$m_{tot}(h_4 - h_6) = m_s(h_a - h_e) \quad (\text{E.96})$$

kombineras E.95 och E.96 kan h_6 lösas ut enligt ekvation E.97.

$$h_6 = h_4 + \frac{(h_4 - h_7) * (h_a - h_e)}{h_a - h_d} \quad (\text{E.97})$$

Ångflödet kan då beräknas genom att lösa ut m_s i ekvation E.95 enligt ekvation E.98.

$$m_s = m_{tot} * \frac{h_4 - h_6}{h_a - h_e} \quad (\text{E.98})$$