

Projekt nr. 2012-06

Titel: Industrivarmepumper på kraftvarmeværker

Udført af:

Lading-Fajstrup varmforsyningsselskab A.m.b.A

Halcon Aps

Aaen Rådgivende Ingeniører A/S

Industrivarmepumper på kraftvarmeværker

Demoprojekt hos Lading-Fajstrup Varmeforsyningsselskab A.m.b.A.



Lading-Fajstrup Varmeforsyningsselskab AmbA

AAEN A/S
RÅDGIVENDE INGENIØRER



Slutrapport september 2013



Indholdsfortegnelse

1.	Resume	3
2.	Indledning	5
3.	Reference system.....	7
3.1	Produktionsanlæg.....	7
3.2	Varmebehov	9
3.3	Sankey diagram	9
4.	VP system 1	11
4.1	Installation af varmepumper	11
4.1.1	Valgt varmepumpe	12
4.2	Forbedring af lavtemperatur veksler.....	13
4.2.1	System COP.....	14
4.3	Sankey diagram	15
5.	VP system 1.1 & 1.2	17
5.1	Indflydelse på LT-veksler	18
5.2	Sankey diagram	20
6.	Sammenligning af reference system og VP systemer	22
7.	Analyse af driftsdata	23
7.1	Drift af systemet	23
7.2	VP system 1	25
7.2.1	Varmepumpe COP	27
7.2.2	System COP.....	30
7.3	VP system 1.1 & 1.2	32
7.3.1	System COP.....	32
7.4	Sammenligning af systemer	34
7.4.1	VP system 1	34
7.4.2	VP system 1.1 og 1.2.....	35
7.4.3	Samlet.....	35
8.	Elprisens betydning.....	36
9.	Konklusion.....	39
Appendiks A	Nøgletal	41
Appendiks B	SRO Anlæg	43
Appendiks C	Varmpumpens virkemåde.....	44
Appendiks D	Mætningskurve for R407C	46

1. Resume

Lading-Fajstrup kraftvarmeværk består af to *Jenbacher* motorer, hvor den ene bliver anvendt til regulér-kraft. En kedel er anvendt som reservekraft. Kraftvarmeværkets årlige varmeproduktion er 5600 MWh, som leveres til 208 forbrugere. Formålet med projektet er at undersøge, om seriefremstillede varmepumper kan anvendes til at øge effektiviteten af den lavtemperaturvarmeveksleren. Til at undersøge dette er to varmepumper med en samlet kapacitet på 128 kW installeret. Endvidere blev det også undersøgt, hvorledes varmepumperne kan anvendes til varmeproduktion om sommeren ved at udnytte udeluften og motorkøling. Det medfører at tre forskellige systemer kan anvendes, hvilke er defineret som følger:

VP system 1: Varmepumpen anvendes til at køle returvandet. Herved øges effektiviteten af lavtemperaturreggasveksleren.

VP system 1.1: En varmeveksler er installeret, for at tilføre varme til varmepumpen, med udeluften som kilde. Hermed kan varme leveres, når motoren ikke er i drift. I dette system tilfører varmeveksleren den nødvendige mængde varme til varmepumpens kolde side, hvormed returvandet ikke køles.

VP system 1.2: Dette system er det samme system som *VP system 1.1*, men driften af systemet er anderledes. Varmepumpen fjerner mere varme, end varmeveksleren kan levere, hvilket medfører, at den også køler returvandet. Hermed medfører systemet at en mængde varme leveres, med udeluften som kilde, og lavtemperaturreggasvekslerens effektivitet forøges, da returvandet køles.

Til at analysere de tre forskellige systemer, blev den teoretiske forbedring af hvert system klarlagt, i forhold til reference systemet. Det blev gjort ved at foretage analyse af reference og klarlægge de forskellige tab, samt potentialet for at udnytte disse. Reference systemet er det oprindelige system, før installation af varmepumper. Resultatet af analysen er angivet i Tabel 1.1. Første kolonne angiver virkningsgraderne, som er henholdsvis den eklektiske, termiske og totale virkningsgrad.

Tabel 1.1 – Teoretiske virkningsgrader

System	Reference	VP system 1	VP system 1.1	VP system 1.2
Elektrisk virkningsgrad [%]	36,7	36,1	36,1	36,1
Termisk virkningsgrad [%]	51	53,5	55,1	55
Total virkningsgrad [%]	87,7	89,6	91,2	91,1

Den teoretiske forbedring af den totale virkningsgrad er henholdsvis 1,9, 3,5 og 3,4 procentpoint i forhold til input, som er naturgas til gasmotoren og elektricitet til varmepumpen.

Efter analyse af driftsdata af *VP system 1*, er det er erfaret, at varmepumpen sænker temperaturen af returvandet til lavtemperaturreggasveksleren gennemsnitligt 6,8 °C ud fra en driftsperiode på 240 timer i juli måned. Temperaturen af vandet til lavtemperaturreggasveksleren, varierer alt efter driftssituationen. Grunden hertil er, at temperaturen af vandet til lavtemperaturreggasveksleren, består af det nedkølede lagrede vand i akkumuleringstanken og returvandet fra byen, som løbende køles af varmepumpen. Derfor har varmepumpens driftstid inden motoren sættes i drift, betydning for temperaturen af vandet til lavtemperaturreggasveksleren. Hvis varmepumpen er i drift i en periode, inden motoren startes, er indløbstemperaturen af returvandet til motoren lavere, end hvis varmepumpen og motoren startes på samme tidspunkt. Det skyldes, at varmepumpen har haft en periode til at køle den nødvendige mængde

væske. For at reducere perioden, som varmepumpen skal være i drift, inden motoren sættes i drift og stadig opnå samme reducere, skal større kapacitet installeres. Med den nuværende kapacitet, og den mulige køling af returvandet, er den gennemsnitlige system *COP* 3 for VP system 1. System *COP* er defineret som den ekstra mængde varme der produceres i lavtemperaturveksleren og varmepumpen, baseret på det arbejde, der skal tilføres, hvilket er elektricitet til varmepumpen. Desuden medfører den forbedrede termiske nyttevirkning, at driften af motoren i maj måned kan reduceres med cirka 11 timer, hvormed den månedlige varmeproduktion stadig opnås.

Ved at installere en varmeveksler til at udnytte udeluften samt køling af motoren kan system *COP* for VP system 1.1 og VP system 1.2 bestemmes. Der blev erfaret, at den højeste *COP* opnås, når varmeveksleren overfører varme fra udeluften til varmepumpen. Det er dog kun muligt i sommermånederne, på grund af udetemperaturen. I Tabel 1.2 kan den gennemsnitlige udregnede virkningsgrad for alle systemer ses. Virkningsgraden er størst, når varmepumpen anvendes til produktion af varme, hvilket dog kun er gældende i en begrænset periode af året på grund af udetemperaturen.

Tabel 1.2 - Gennemsnitlige virkningsgrader

System	System <i>COP</i>
VP system 1	3
VP system 1.1	3,2
VP system 1.2	3,1

Efter installationen af varmepumper og varmeveksler, kan varmepumperne anvendes til to driftssituationer alt efter årstiden. Derved sikres den optimale anvendelse af dem og derved også den bedste virkningsgrad af systemet. Parametrene der har indflydelse på valget af de to driftssituationer, er blandt andet driftstiden af motoren samt temperaturen af udeluften.

Om vinteren, hvor driftsperioden af motorerne er længst og temperaturen af udeluften er lav, kan varmepumperne anvendes til at køle returvandet. Hermed øges varmeoverførselen i lavtemperaturveksleren i perioden, hvor motoren har flest driftstimer.

Om sommeren er driftstimerne af motoren færre, og temperaturen af udeluften er højere. Desuden er fremløbstemperaturen lavere end om vinteren. I denne situation, hvor varmebehovet er mindre end om vinteren, kan varmepumperne anvendes til at producere varme, ved at udnytte udeluften. Herved er varmepumpernes anvendelse ikke begrænset af motorens driftstimer. Ved at skifte mellem de to driftssituationer kan den mest attraktive drift af varmepumperne og kraftvarmeværket sikres.

Det kan hermed konkluderes, at seriefremstillede varmepumper kan anvendes til at øge effektiviteten af lavtemperaturrøggas veksleren ved at sænke temperaturen af returvandet. Desuden konkluderes der, at varmepumperne kan anvendes til produktion af varme i sommerperioden, hvor temperaturen af udeluften tillader det. Hermed forbedres nyttevirkningen af systemet sammenlignet med kun at anvende varmepumper til at øge effektiviteten af den kondenserende kedel.

2. Indledning

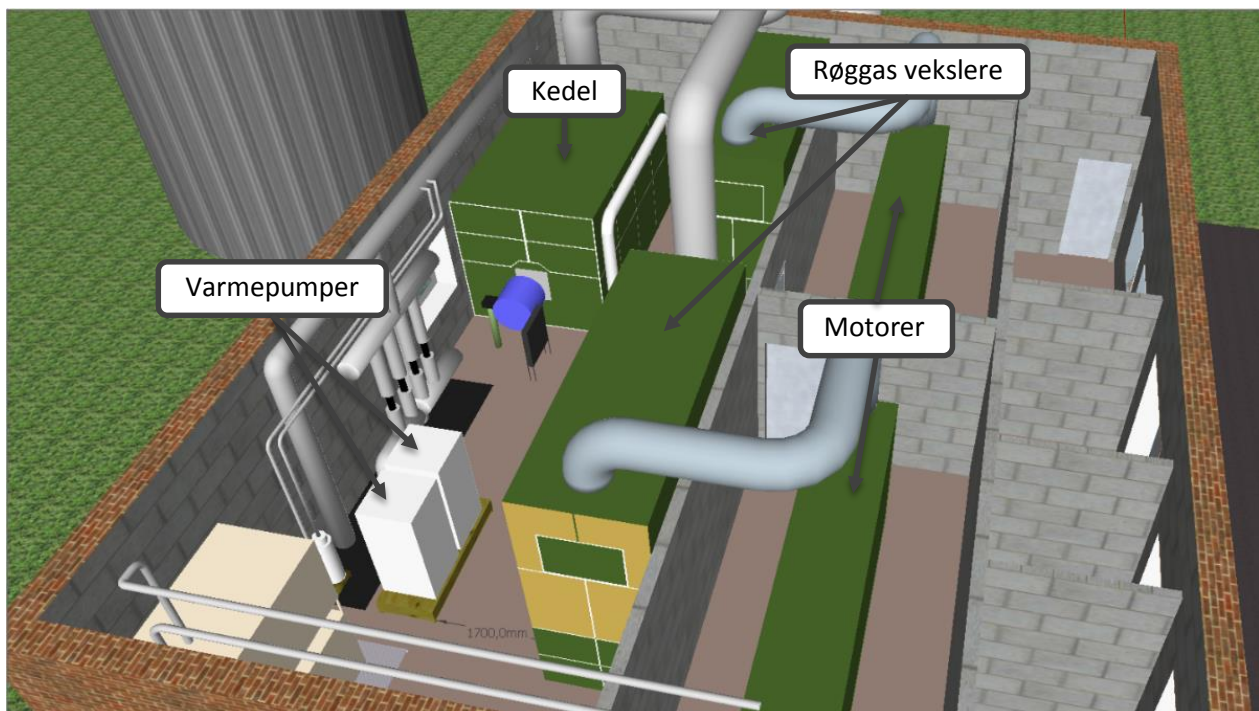
I forbindelse med den danske stats energipolitiske aftale for år 2012-2020 er målet, at Danmark på længere sigt skal blive uafhængig af fossile brændsler. For at opnå det, er energieffektivisering blevet et vigtigt fokuspunkt, da det medfører udviklingen af et samfund med mindre energispild.

En mulig løsning til at imødekomme målet om energi effektivisering, er udviklingen af et driftsoptimalt sammenspil mellem fjernvarmeforsyning og industrielle varmepumper. Ved denne løsning findes både muligheden for at optimere fjernvarmeværkets effektivitet, samt at forbedre driftsøkonomien i sammenspil med et varierende el-marked. Herved kan varmepumperne medføre en energieffektivisering og at energisystemet kan være i stand til at håndtere større mængder vedvarende energi, da målet er 50 % vindenergi i 2020.

Denne rapport tager udgangspunkt i problemstillingen, at implementere varmepumper i fjernvarmen og har til formål at afklare muligheden for, at optimere driften af et decentralt kraftvarmeværk ved at anvende seriefremstillede industrivarmepumper. Projektet er foretaget på Lading-Fajstrup kraftvarmeværk. Rapportens fokuspunkt er at undersøge, om standard seriefremstillede varmepumper kan bruges effektivt til at øge varmeoverførslen i den kondenserende kedel på små decentrale kraftvarmeværker. Der skal undersøges om varmepumpen, ved at køle returvandet, kan øge effektiviteten af den kondenserende kedel. Det leder frem til følgende problemformulering.

Kan standard seriefremstillede varmepumper anvendes til at øge energiudbyttet i den kondenserende kedel på små decentrale kraftvarmeværker.

For at undersøge problemet, er to seriefremstillede varmepumper installeret parallelt med motoren samt akkumuleringsstanken. Herved kan der redegøres for potentialet for energi effektivisering, gennem installation af varmepumper. Derfor er det nødvendigt at analysere det eksisterende system, som vil blive referencen. På Figur 2.1 ses Lading-Fajstrup Kraftvarmeværk.



Figur 2.1 - Lading-Fajstrup kraftvarmeværk med varmepumper installeret

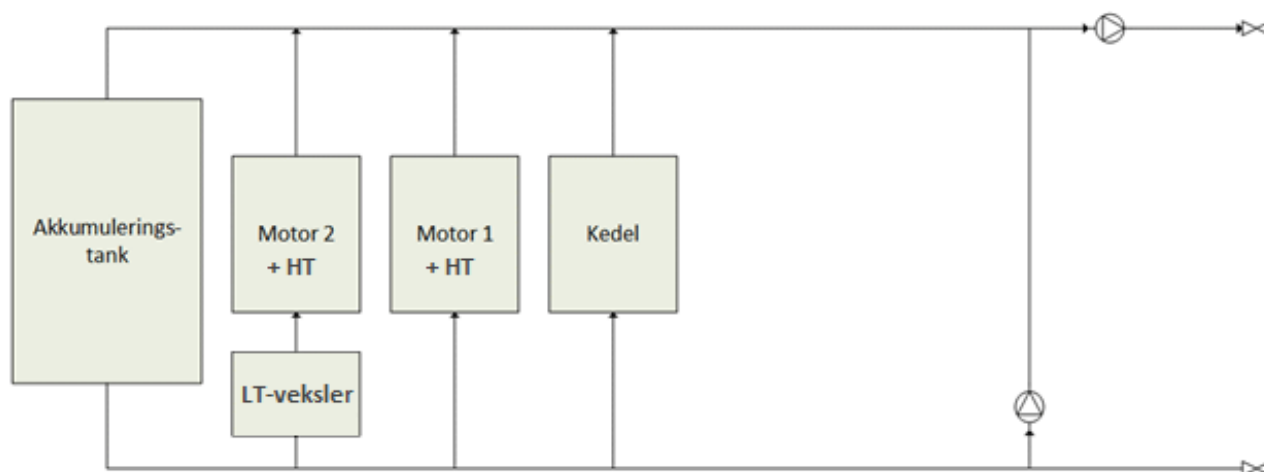
Ved at installere varmepumper hos Lading-Fajstrup kraftvarmeværk, kan der redegøres for potentialet af det nye system og anvendelsen heraf. Det nye system med varmepumper har tre driftssituationer:

- En situation hvor varmepumpen anvendes til at køle returvandet og derved forbedrer effektiviteten af lavtemperaturveksleren. Det system kaldes fremover *VP system 1*.
- En situation hvor varmepumpen anvendes til at producere varme ved at anvende udeluften. Det kaldes fremover *VP system 1.1*.
- En situation hvor varmepumpen anvendes til at producere varme ved at anvende udeluften og samtidig køler returvandet. Dette er en kombination af *VP system 1* og *VP system 1.1*. Det kaldes fremover *VP system 1.2*.

Derfor sammenlignes det oprindelige system og de tre nye driftssituationer af systemet, hvor varmepumper er installeret. Det gøres først teoretisk for at klarlægge den potentielle forbedring af systemet, hvorefter den praktiske forbedring bestemmes ved analyse af driftsdata. Herved kan varmepumpernes indflydelse på driften af kraftvarmeværket klarlægges, hvor der kan redegøres for optimale driftssituationer og parametre der har indflydelse på varmepumpens anvendelse til effektivisering af den kondenserende røggasveksler.

3. Reference system

Værket, som er et kraftvarmeværk, blev opført i 1996, hvor det forsynede gartneriet *Rosa*. Den 1. januar 2008, blev værket overtaget af Lading-Fajstrup Varmeforsyningselskab, og har siden været brugt til at forsyne 208 forbrugere med varme. Kraftvarmeværket består af to naturgasmotorer, en akkumulerings-tank, en gaskedel og en høj- og lavtemperatur røggasveksler. Systemet kan ses på Figur 3.1.



Figur 3.1 - Reference system

Komponenterne samt nøgletal for værket vil blive gennemgået i dette afsnit for at redegøre for mulighederne og potentialet for at installere varmepumper. Det eksisterende anlæg, forinden varmepumperne blev monteret, havde på et normalt år et varmesalg på 3270 MWh. For at opnå det varmesalg, skulle der produceres 5600 MWh varme for at kompensere for varmetabet på cirka 41 %.

3.1 Produktionsanlæg

Efter Lading-Fajstrup Varmeforsyningselskab overtog værket, er der blevet foretaget flere tiltag for at gøre værket mere effektivt og dermed sænke varmeprisen. Tiltagene er røggaskondensering og vejrkompensering af fremløbstemperaturen. Før de blev installeret var varmeprisen i toppen af varmeprisskalaen med en varmepris på 990 kr/MWh den 21 august 2008. Det er blevet forbedret efter tiltagene, hvor varmeprisen den 18 juli 2011 var 563 kr/MWh. Dette afsnit indeholder en gennemgang af de tekniske specifikationer af alle de eksisterende komponenter i værket, før installationen af varmepumperne.

Motor 1

Motor 1, som er en *Jenbacher J316*, er monteret med en *Hollensen* højtemperatur røggasveksler (HT-veksler). HT-veksleren har til formål at øge varmevirkningsgraden for motoren ved at udnytte en del af spildvarmen i form af røggassen. Specifikationer for motoren kan ses i Tabel A.1 i Appendiks A. Motor 1 anvendes kun som regulérkraft, når det er fordelagtigt i forhold til elprisen.

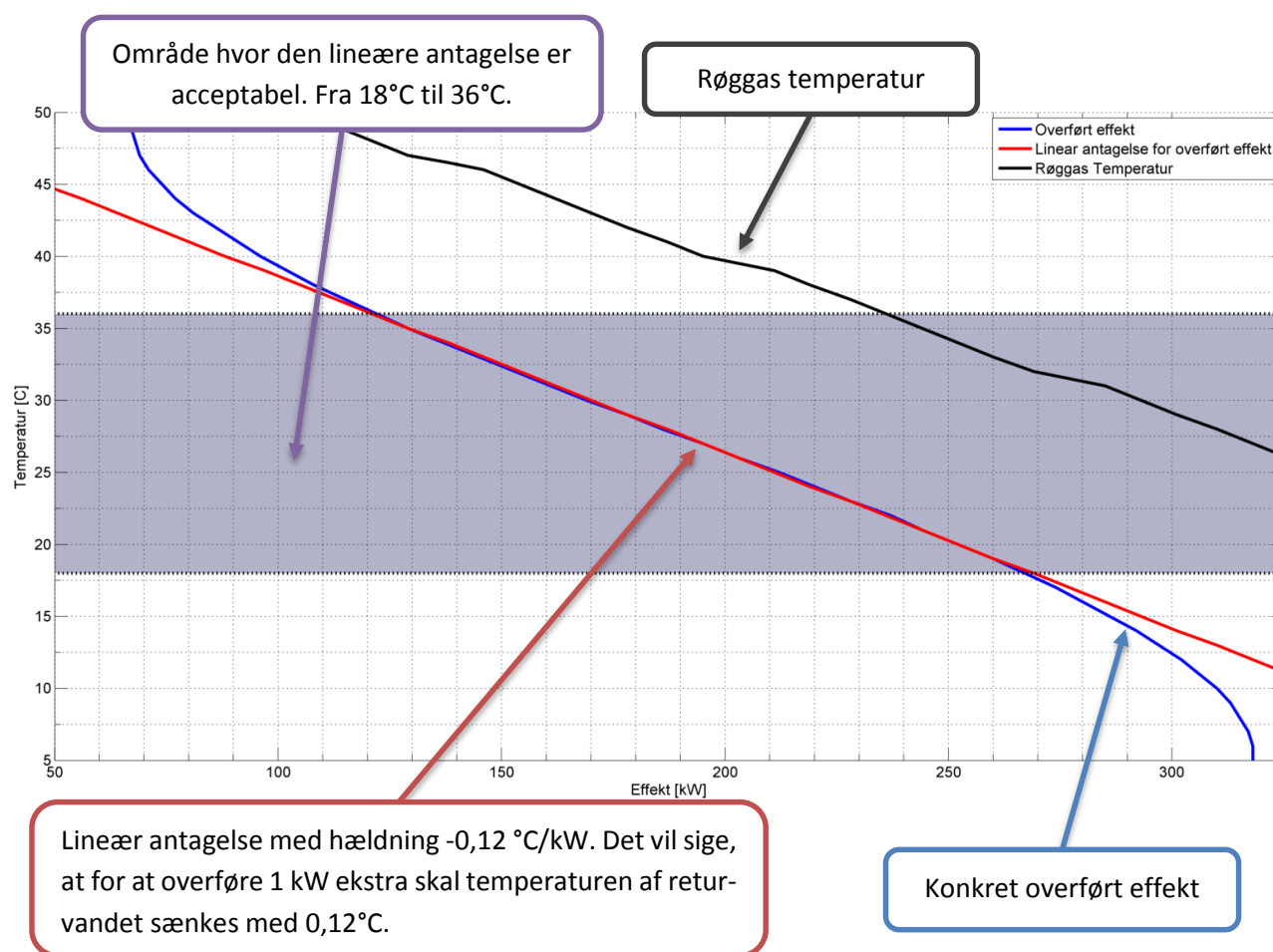
Motor 2

Motor 2 er også en *Jenbacher J316*. Denne er ligesom motor 1 monteret med en HT-veksler. Desuden blev der i forbindelse med overtagelsen af værket i 2008 eftermonteret en kondenserende lavtemperatur varmeveksler, hvilket har forbedret varmevirkningsgraden yderligere, da en større energimængde i røggassen udnyttes. Specifikationerne for motor 2 ses i Tabel A.1 i Appendiks A.

Kondenserende lavtemperatur veksler

Den kondenserende lavtemperatur varmeveksler (LT-veksler) udnytter en del af den energimængde, der stadig er i røggassen efter HT veksleren. Efter LT-veksleren bliver returvandet opvarmet yderligere af motoren samt HT veksleren.

I forbindelse med montering af LT-veksleren garanterer producenten en bestemt overført varmeeffekt, ved en bestemt temperatur af returvandet. Denne garanti er 129 kW ved 35 °C og det oplyses desuden, at LT-veksleren kan overføre 8,19 kW mere pr. grad returvandet sænkes. Sagt på en anden måde skal temperaturen sænkes med 0,122 °C, for hver kW ekstra, man ønsker at overføre (0,12 °C/kW). Det er dog kun gældende i området 18 °C – 36 °C, hvor sammenhængen mellem overført varme og ændring i temperatur kan antages lineært. Det er markeret med det farvede område. Grunden til at denne antagelse er acceptabel, kan ses på Figur 3.2, hvor y-aksen angiver indgangstemperatur af returvandet, og x-aksen angiver overført varmemængde. Den røde linje angiver den lineære antagelse, den blå angiver den konkrete varmeoverførsel, og den sorte er røggastemperaturen.



Figur 3.2 - Varmeeffekt overført i LT veksler

Området fra 18 °C til 36 °C hvor den lineære antagelse kan anvendes, er markeret med det farvede område. Dette anvendes senere, når analysen af driftsdata foretages. Her ønskes der undersøgt, hvordan den egentlige overførte effekt forholder sig sammenlignet med den garanterede fra producenten.

Gas kedel

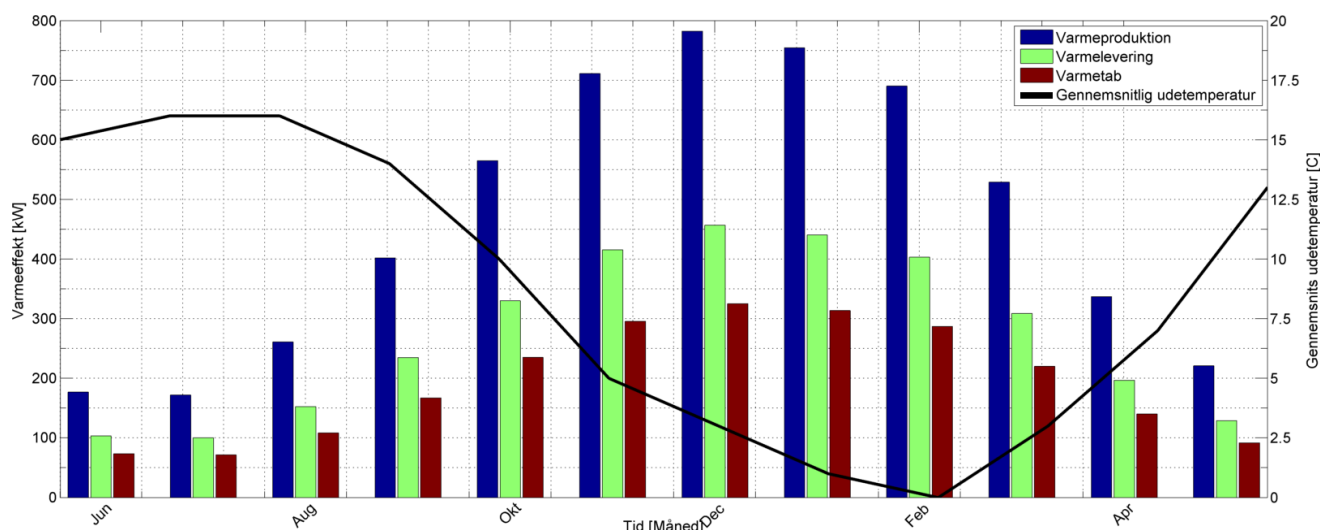
Gas kedlen er monteret parallelt med motor 1 og motor 2 for, at have muligheden for at køre uafhængig af motorerne. Den bruges kun til at producere varme, hvilket gøres med en nyttevirkning på 90,5 %, hvor drivkraften er gas. Gaskedlen bruges som reserveeffekt og har en varmeeffekt på 2,5 MW.

Akkumuleringstank

Parallelt med alle varmeproducerende komponenter, er en akkumuleringstank på 400 m³, som kan indeholde 24 MWh, ved 35 °C i bunden.

3.2 Varmebehov

Varmeproduktionen af værket afhænger af varmebehovet og ledningstabet. Den årlige varmeproduktion er 5600 MWh, mens den månedlige produktion, samt tab og behovet kan ses på Figur 3.3. Her er et normalt år angivet på x-aksen, mens varmeeffekt kan ses på den venstre y-akse. På den højre y-akse er den gennemsnitlige udetemperatur angivet. Den er udregnet ud fra antal graddage.

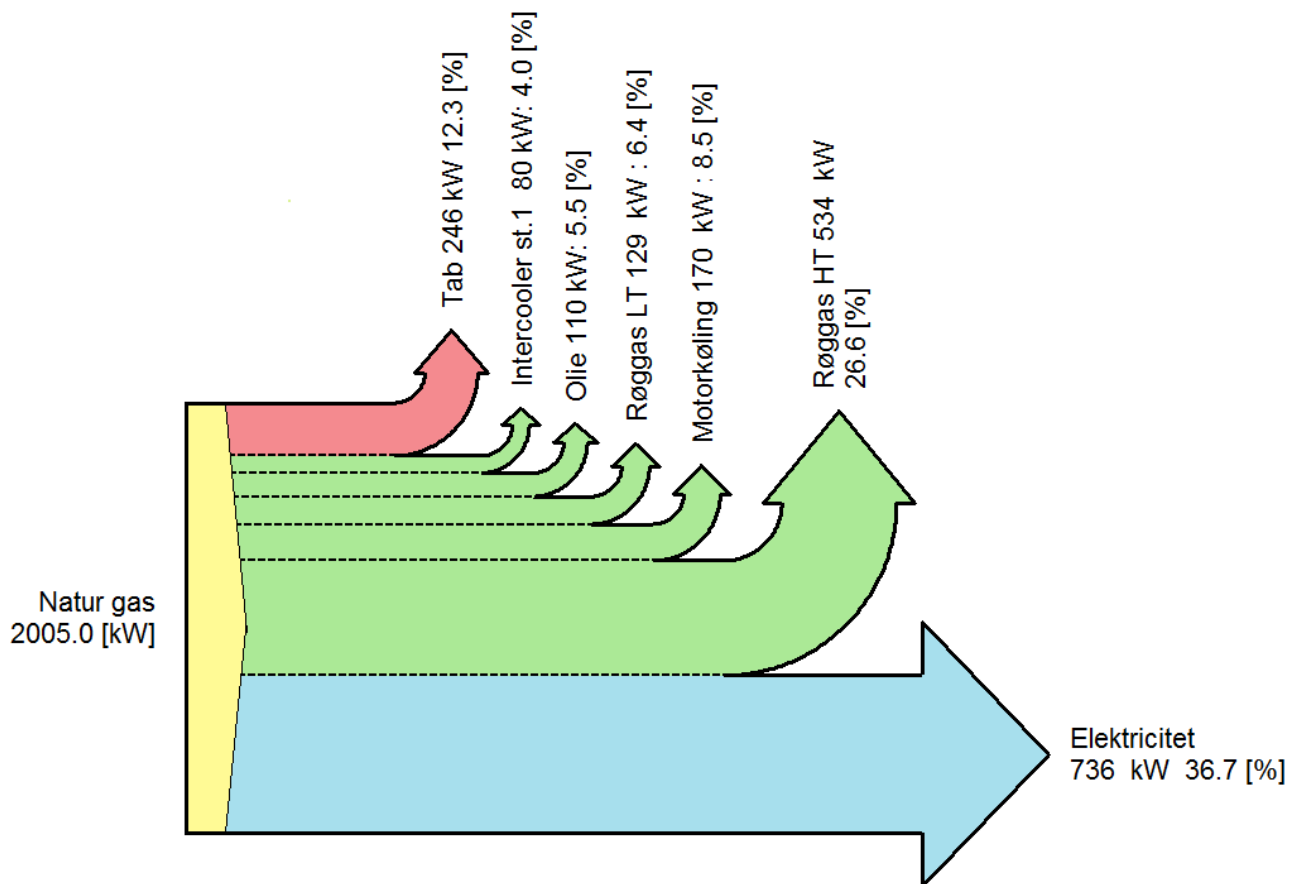


Figur 3.3 - Varmeproduktion, varmesalg og udetemperatur

Den røde søjle angiver varmetabet, den grønne er varmedeleveringen, mens den blå søjle er varmeproduktionen. Data for varmebehovet i Lading-Fajstrup samt temperaturer og graddage kan ses i Tabel A.2 i Appendiks A.

3.3 Sankey diagram

Efter at have analyseret referencesystemet kan et Sankey diagram for motoren laves for at klarlægge distribueringen af energi i systemet. Det kan ses på Figur 3.4.



Figur 3.4 - Sankey diagram for det oprindelige system

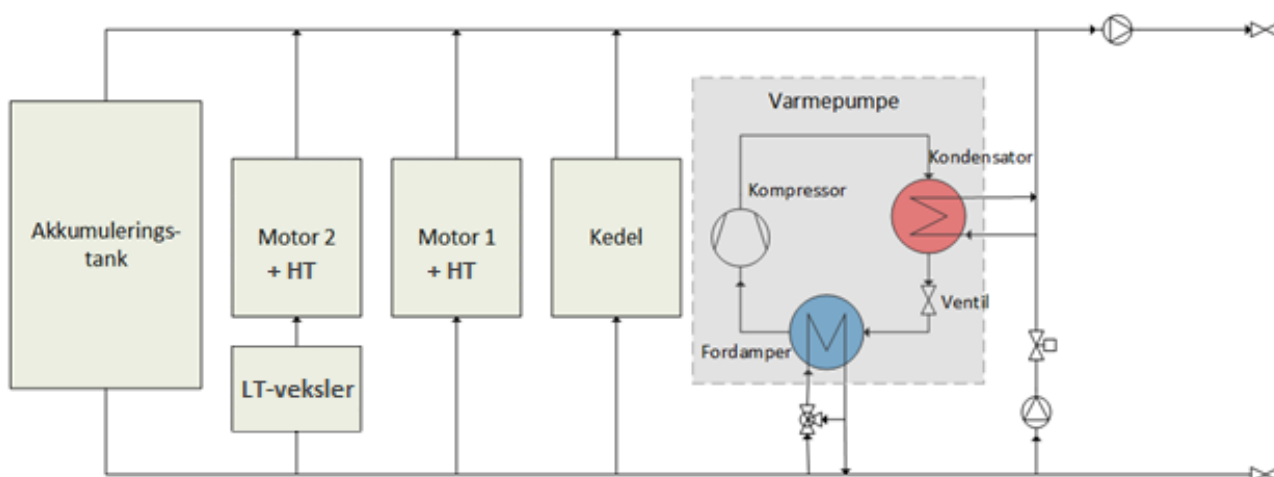
På figuren ses der, at 2005 kW naturgas anvendes som brændsel til motoren. Herved er der en produktion på 736 kW elektricitet og 1023 kW varme. Varmen overføres i HT-veksleren, LT-veksleren, intercooleren, smøringsoolie samt ved køling af motoren. De resterende 246 kW er tab, som blandt andet dækker over strålingsvarme, resterende energi i røggassen og ved at intercoolerens andet stadie ikke udnyttes. Det giver et tab på 12,3 %. For at forbedre systemet kan tabene reduceres ved at lave nye tiltag. Det kan blandt andet være ved at anvende en varmepumpe til at reducere temperaturen af returvandet og derved udnytte mere af den resterende energimængde i røggassen. Potentialet af dette vil blive diskuteret i næste afsnit.

4. VP system 1

Dette afsnit analyserer og redegør for mulige forbedringer af systemet ved at præsentere et nyt system, kaldet *VP system 1*. Formålet er at udregne en teoretisk mulig forbedring af systemet, der kan mindske tabet og derved forbedre den totale virkningsgrad. For referencesystemet er tabet 12,3 %, hvilket vil sige at den totale virkningsgrad er 87,7 %. Tabet fra reference systemet dækker blandt andet over strålingsvarme, røggas og andet stadie af intercooleren. Varmepumpesystemet tager udgangspunkt i at mindske tabet ved at udnytte mere af energien i røggassen. Det gøres ved at sænke temperaturen af returvandet, som løber ind i LT-veksleren. Herved kan varmeoverførslen øges.

Det er på Figur 3.2 vist, at varmeoverførslen i LT-veksleren stiger med 8,19 kW pr. grad, returvandet sænkes. Temperaturen kan sænkes på forskellige måder, hvor projektet har valgt at fokusere på metoden at installere varmepumper på værket. Varmepumpen bruges til at "flytte" varme fra returvandet til fremløbet mod byen, hvormed en ønsket afkøling af returvandet til LT-veksleren kan opnås.

Returtemperaturen sænkes ved at montere to seriefremstillede varmepumper. På Figur 4.1 ses placeringen af varmepumper i systemet. De er placeret parallelt med både motoren, akkumuleringsstanken og kedlen.



Figur 4.1 - System med varmepumpe

På Figur 4.1 er varmepumperne monteret parallelt med motoren. Det gør, at varmepumperne kan køre uafhængige af motoren med akkumuleringsstanken som buffer. Dette afsnit vil derfor indeholde en forklaring af installationen af varmepumperne, deres virkemåde og indflydelse på systemet. Herved er det teoretisk muligt at bestemme, hvor meget effektiviteten af LT-veksleren kan øges.

4.1 Installation af varmepumper

Varmepumperne er seriefremstillede og installeret som en færdig løsning. Begge varmepumper er på størrelse med et køleskab og kan ses på Figur 4.2. Den seriefremstillede løsning medfører, at de let kan til- og frakobles samt flyttes i tilfælde af service eller udskiftning. Varmepumperne, der er anvendt på Lading-Fajstrup kraftvarmeværk, er fra *Bosch IVT* og anvendes ofte til større private boliger og industri.



Figur 4.2 - Varmepumpe fra Bosch IVT

To af samme varmepumpe er installeret parallelt for at fordoble kapaciteten. Det medfører også, at varmepumpesystemet nemt kan udbygges og øge kapaciteten yderligere. Ved installation af to varmepumper i parallel skal der dog foretages en CE-mærkning for de sammenkoblede varmepumper, da det opfattes som et nyt system. Ved installationen på Lading-Fajstrup kraftvarmeværk er CE-mærkningen foretaget af *Varmodan*. Varmepumpens virkemåde kan læses i *Appendiks C - Varmepumpens virkemåde*.

4.1.1 Valgt varmepumpe

Den installerede varmepumpe er seriefremstillet fra producenten *IVT*. De installerede varmepumper er begge modellen *Greenline HE D43*, som fungerer med kølemidlet *R407C*. Specifikationer for varmepumpen kan ses i Tabel 4.1

Tabel 4.1 - Specifikationer for varmepumpen

Fabrikat	Bosch IVT
Model	Greenline HE D43
Varmeeffekt B0/W50	42,0 kW
Tilført effekt B0/W50	12,5 kW
COP B0/W50 – EN255	3,3
Varmeeffekt B0/W45	41,9 kW
Tilført effekt B0/W45	12,2 kW
COP B0/W45 – EN14511	3,43
Varmeeffekt B0/W35	43,4 kW
Tilført effekt B0/W35	10 kW
COP B0/W35 – EN14511	4,34

I Tabel 4.1 er *COP* for varmepumpen ved tre driftssituationer angivet. De tre situationer er med henholdsvis 35 °C, 45 °C og 50 °C på den varme side og alle med 0 °C på den kolde side. Den højeste *COP*-værdi opnås ved den lave temperaturdifferens. Der er *COP* ved 45 °C kun er en smule større end ved 50 °C på den varme side. Det skyldes at *COP* kan bestemmes med to forskellige test. *COP* ved B0/W50 er udført med *EN255*, hvilket vil sige, at den tilførte effekt kun dækker over kompressorens forbrug. *COP* ved B0/W45 er bestemt med *EN14511*, som medtager hele varmepumpens forbrug, hvilket også inkluderer pumper til at sikre cirkulation på henholdsvis varm og kold side. Derfor er den angivende værdi for *COP* ved B0/W50, højere end der kan forventes ved drift.

Grunden til forskellen i COP mellem de tre driftssituationer, skyldes mætningskurven for kølemidlet i varmepumpen, som er $R407C$. Der kan læses yderligere omkring det i *Appendiks D - Mætningskurve for $R407C$* .

I og med at en større mængde varme afgives på den varme side ved 35 °C i forhold til 50 °C, og samtidig også at en større mængde varme optages, medfører det, at COP værdien bliver større. Den udregnes på følgende måde:

$$COP = \frac{P_{Varm}}{P_{Tilført}} = \frac{P_{Varm}}{P_{Varm} - P_{Kold}}$$

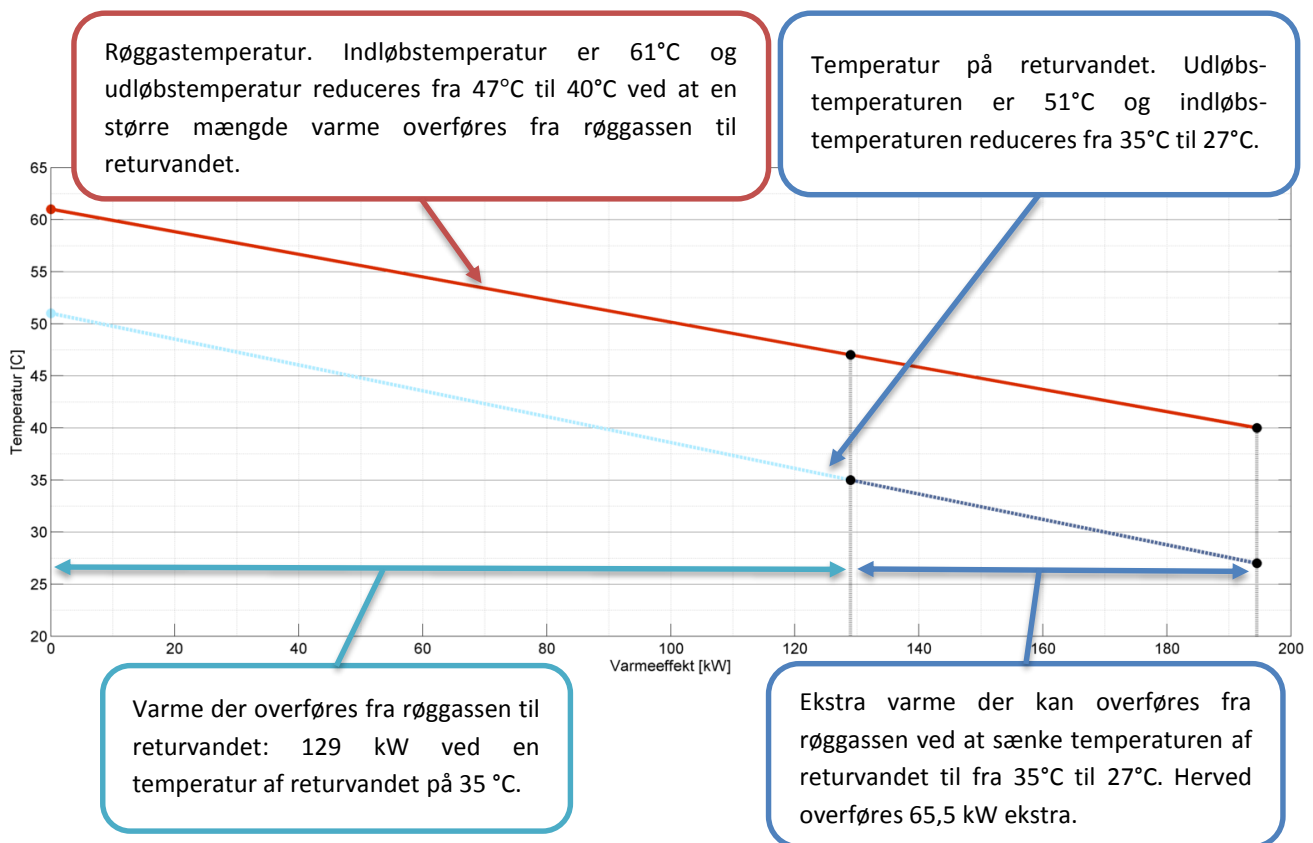
Her angiver P_{Varm} , varmen som varmepumpen leverer, mens P_{Kold} er varmen, som tilføres varmepumpen.

Ved installation af varmepumpen følges værdierne angivet i Tabel 4.1 dog ikke fuldstændigt, da det ikke stemmer overens med mulige driftssituationer af værket. Der vides, at forholdet mellem øget varmeoverførsel i LT-veksleren og sænkning af temperaturen af returvandet kan antages lineært, indtil temperaturen er minimum 18°C. Herefter er gevinsten ved at sænke temperaturen yderligere ikke længere fordelagtig. Det er grunden til, at varmepumpen ved installationen indstilles til, at den maksimale temperatur på den kolde side er 20°C. Det opnås ved at have en blandeventil fra udgangen af den kolde side til indgangen på den kolde side. På denne måde kan indgangstemperaturen altid justeres ved at afstemme blandingsforholdet. Ved at kontrollere indløbstemperaturen på den kolde side, samt volumenflowet, kan udløbs temperaturen på den kolde side også kontrolleres. Indstillingerne medfører en temperatur på udløbet af den kolde side på cirka 16 °C. Vandet fra varmepumpen blandes herefter med returvandet fra byen. Hermed øges temperaturen en smule før LT-veksleren. På den varme side af varmepumpen er temperaturen cirka 50 °C. Det vil sige, at temperaturdifferensen mellem kold og varm side er cirka 30°C, hvormed indstillingen er B20/W50. Herudfra kan varmepumpens virkningsgrad estimeres.

4.2 Forbedring af lavtemperatur veksler

Grunden til at den lavere temperatur af returvandet i LT-veksleren medfører, at en større mængde varme overføres, skyldes øget temperaturforskel mellem røggas og vand. I varmeveksleren anvendes modstrøm, hvilket vil sige, at strømningerne på den varme og kolde side bevæger sig modsat hinanden. Modstrøm bruges, da den gennemsnitlige temperaturdifferens er større over hele overfladen, hvilket medfører større varmeoverførsel.

At varmeveksleren vil overføre en større mængde varme ved at sænke indgangstemperaturen af vandet, kan også forklares ved at observere et $T-Q$ diagram, som har temperaturen på y-aksen og varmeeffekt på x-aksen. Det kan ses på Figur 4.3, hvor den røde linje angiver røggassen, og den lyseblå angiver returvandet. Den mørkeblå linje angiver tilfæddet, hvor varmepumpen er installeret og vandet køles yderligere. Herved kan en større mængde varme overføres, hvilket kan aflæses på x-aksen.



Figur 4.3 - T-Q diagram som angiver varmen, der overføres fra røggassen til returvandet og temperaturerne.

En større temperaturdifferens mellem ind- og udløb i LT-veksleren medfører større varmeeffekt overført. Ved at sænke returvandet fra 35 °C til 27 °C kan LT veksleren teoretisk overføre 65,5 kW mere.

$$\frac{(35^{\circ}\text{C} - 27^{\circ}\text{C})}{0,122 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{kW}}} = 65,5 \text{ kW}$$

Den ekstra varme som overføres i LT-veksleren er energi, som tilføres systemet, hvilket forbedrer den termiske nyttevirkning af systemet. Det betyder færre driftstimer. Hermed er det udregnet, at varmepumpen kan medføre en teoretisk forøgelse af varmeproduktion på 65,5 kW. Projektet på Lading-Fajstrup kraftvarmeværk, har til formål at eftervisse, at det er muligt at øge effektiviteten af LT-veksleren ved at anvende varmepumper til at køle returvandet.

4.2.1 System COP

Til at udtrykke forbedringen af et defineret system, bestående af flere komponenter, anvendes udtrykket System COP. Derfor er det nødvendigt at definere, hvad systemet angiver, hvilket i dette tilfælde er LT-veksleren og varmepumperne. System COP angiver hermed, hvor meget ekstra varme der overføres i LT-veksleren, ud fra den energimængde der tilføres varmepumpen. Det vil sige, at system COP kan regnes ud fra forskellen mellem effekt tilført før og efter i forhold til varmeeffekten før og efter. Varmepumpens produktion af varme leveres ikke ud fra energi, der tilføres systemet, da den udnytter returvandet. Derfor er varmepumpens produktion i forhold til forbrug, 1.

$$COP_{system} = \frac{\Delta P_{varme}}{\Delta P_{forbrug}} = \frac{\Delta P_{LT-veksler} + \Delta P_{forbrug}}{\Delta P_{forbrug}} = \frac{\Delta P_{LT-veksler}}{\Delta P_{forbrug}} + 1$$

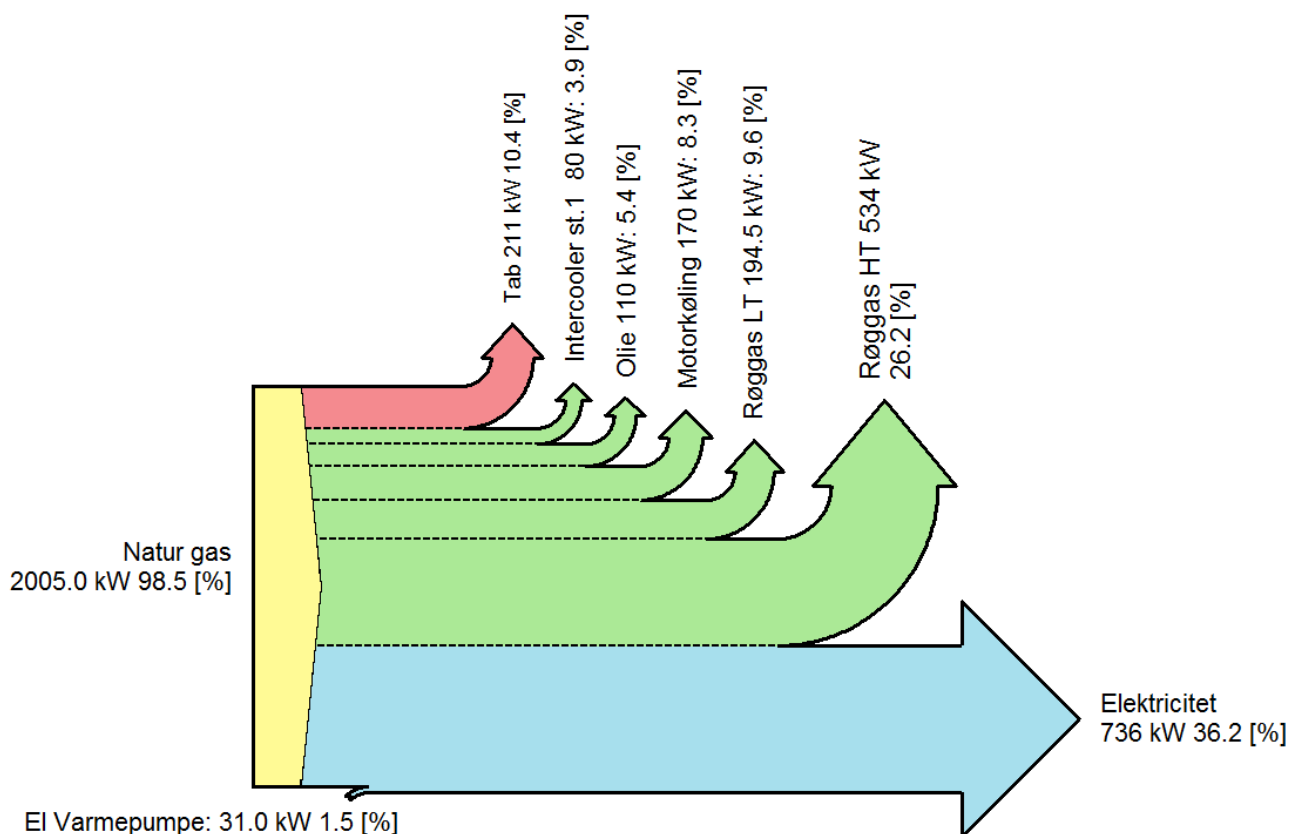
Denne værdi angiver, hvor meget ekstra varme der overføres i LT-veksleren i forhold til det ekstra arbejde, der leveres, hvilket er elektricitet til varmepumpen. System COP udregnes ved at bestemme forskellen i varme, der overføres sammenlignet med drivenergien til varmepumpen. Hvis varmepumpen kan sænke temperaturen fra 32 °C til 24 °C, kan LT-veksleren teoretisk producere 65,5 kW ekstra varme baseret på 8,19 kW/°C. Denne værdi sammenlignes med den effekt, varmepumperne kræver, hvorefter systemets COP kan bestemmes.

$$COP_{system} = \frac{\Delta P_{LT} + \Delta P_{forbrug}}{\Delta P_{forbrug}} = \frac{65.5kW + 31kW}{31kW} = \frac{65.5kW}{31kW} + 1 = 3,1$$

Det vil sige, at systemet, som er LT-veksleren og varmepumpen, teoretisk kan levere 3,1 gange den energi der tilføres, hvilket er elektriciteten til varmepumpen.

4.3 Sankey diagram

For at sammenligne VP system 1 med referencesystemet, kan et Sankey diagram for det nye system laves. Det kan ses på Figur 4.4 og angiver fordelingen af energi.



Figur 4.4 - Sankey diagram for systemet med varmepumpe

Den elektriske nyttevirkning er 36,2 %, og den termiske er 53,4 %. Derved er der et tab på cirka 10,4 %, som svarer til 211,5 kW. De værdier er bestemt med naturgas og elektricitet som input til systemet. Hvis varmemængden der produceres udregnes i forhold til indfyret naturgas, vil systemet have en termisk nyttevirkning på 54,3 % og en elektrisk på 36,7 %.

Tabet, der er angivet på Figur 4.4, dækker blandet andet over strålingsvarme, varme der endnu ikke udnyttes i røggassen og 2. stadie af intercooleren. I følgende afsnit undersøges der, om det 2. stadie af intercooleren kan udnyttes ved at anvende en varmeveksler og derved mindske tabet yderligere.

5. VP system 1.1 & 1.2

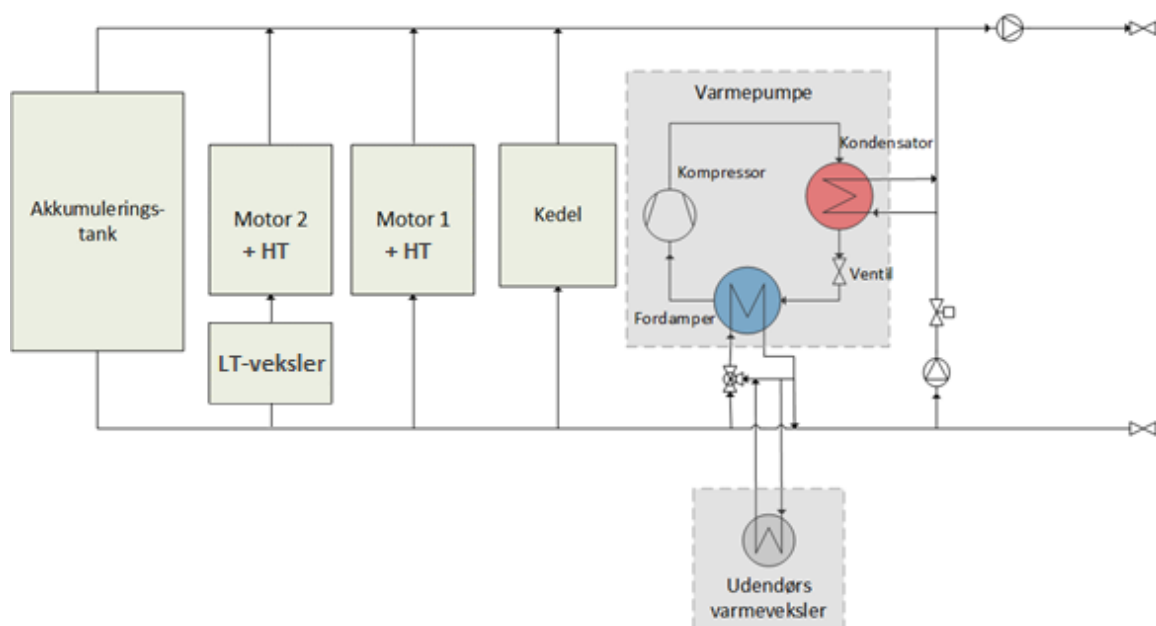
Når motorerne er i drift, skal indløbstemperaturen af vandet i intercoolerens 2. stadie holdes på cirka 40 °C. I reference anlægget anvendes varmevekslere til køling af motorerne alt efter udetemperatur og drift. Komponenten til kølingen er en Vestas Aircoil, som kan ses på Figur 5.1.



Figur 5.1 - Blæserne der anvendes til køling

Målet med VP system 1.1 og 1.2 er, at anvende varmepumpen til at køle motoren intercooleren, hvorved der kan produceres varme ved at udnytte det, som før var spildvarme. Derfor anvendes de udendørs blæsere i stedet til at cirkulere en væske, som køles af varmepumpen. Hermed leveres varme fra udeluften til varmepumpen, hvilket medfører at varmeveksleren og motoren fungerer som varmekilde til varmepumpen. Mængden af varme, som varmeveksleren kan overføre fra udeluften varmepumpen, afhænger af udetemperaturen. Derfor er denne driftssituation kun aktuel i sommerperioden.

Ved at varmepumperne kan levere varme, selv når motorerne ikke er i drift, medfører at driftsperioden af motorerne i sommerperioden kan reduceres. Placeringen af varmeveksleren i systemet kan ses på Figur 5.2.



Figur 5.2 - System med varmepumpe og varmeveksler

Temperaturen efter blandeshunten er ændret fra 20 °C til 6 °C, hvilket vil reducere varmepumpens *COP*, men medfører muligheden for at overføre større mængde varme med varmeveksleren på grund af øget temperaturforskel mellem den nedkølede væske og udeluften.

Ved at installere varmeveksleren som leverer varme til varmepumpen, er der to driftsscenarier. I det første scenarie kan varmeveksleren levere den nødvendige mængde varme til varmepumpen, hvorved varmepumpen producerer varme udelukkende med udeluften som kilde. Dette kaldes *VP system 1.1*.

I det andet scenarie kan varmeveksleren ikke levere nok varme til varmepumpen, på grund af ude temperaturen. Af den grund, køler varmepumpen samtidig returvandet. Det medfører, at varmen som varmepumpen producerer, har udeluften og returvandet som kilde. Dette kaldes *VP system 1.2*.

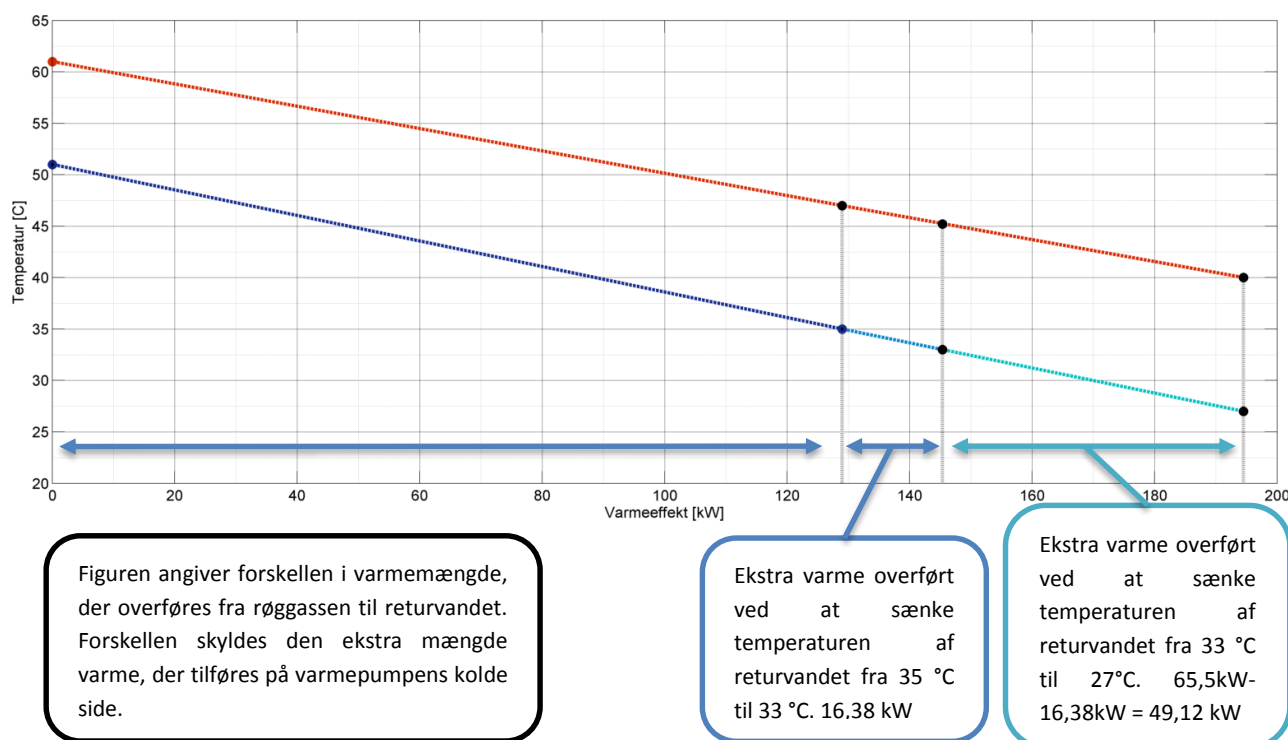
5.1 Indflydelse på LT-veksler

Ved at varmepumpen også køler returvandet, øger den derved effektiviteten af LT-veksleren. Dog ikke så meget som i *VP system 1*. Af denne grund er det nødvendigt at undersøge, hvor meget varme der skal tilføres fra udeluften for, at denne er den eneste kilde. Ved at gøre det, er det muligt at bestemme virkningsgraden af systemet ved *VP system 1.1*. Virkningsgraden skal også bestemmes i *VP system 1.2*, hvor der køles på returvandet samt tilføres varme fra udeluften. Det indebærer, at der skal undersøges, hvilken indflydelse det har på varmeoverførslen i LT-veksleren.

Varmepumpen i *VP system 1.2* køler ikke returvandet med samme mængde som i *VP system 1*. Derfor reduceres temperaturen af returvandet fra 35 °C til 33 °C i stedet for 35 °C til 27 °C. Det betyder at LT-veksleren i *VP system 1.2* teoretisk kun udnytte cirka 16 kW ekstra af varmen i røggassen.

$$\frac{35^{\circ}\text{C} - 33^{\circ}\text{C}}{0,122 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{kW}}} = 16,38 \text{ kW}$$

Det vil sige, at i stedet for at LT-veksleren overfører 129 kW + 65.5 kW = 194,5 kW som i *VP system 1*, overføres 129 kW + 16,38 = 145,38 kW i *VP system 1.2*. Ved at installere varmeveksleren forventes det, at der fjernes cirka 49,1 kW mindre energi fra røggassen. Det kan ses på T-Q diagrammet på Figur 5.3.



Figur 5.3 - T-Q diagram med og uden varmeveksleren installeret

Som vist på T-Q diagrammet overføres en mindre varmemængde fra røggassen i *VP system 1.2*. For at undersøge, om det stadig er fordelagtigt, undersøges der, hvor meget ekstra varme der leveres med systemet i forhold til arbejdet, der skal udføres. Det gøres ved at bestemme systemets *COP*.

Det vil sige, at virkningsgraden for systemet med varmeveksler og varmepumpe, skal bestemmes både ved situationen, hvor der kan tilføres nok varme fra udeluften, samt når der både tilføres varme fra udeluften og returvandet køles. Herefter sammenlignes de virkningsgrader med *VP system 1* for at redegøre for den bedste drift af systemet.

I situationen hvor varmeveksleren kan tilføre nok varme til varmepumpen (*VP system 1.1*), er det varmepumpens *COP*, der angiver system *COP*. Det betyder, at varmepumpens *COP* ved den nye driftssituation skal bestemmes. Det er med en indløbstemperatur på varmepumpens kolde side på 6 °C og en udløbstemperatur på varmepumpen varmeside på cirka 50 °C. I Tabel 4.1 er driftssituationen *W0/B45*, mest tilsvarende. Her er *COP* 3,43, men på grund af den ekstra temperaturdifferens og højere temperatur forventes *COP* at være lavere. *COP* antages på baggrund af det til 3,3, hvilket betyder, at varmepumpen kan levere 102,3 kW ekstra baseret på energi, der tilføres systemet.

$$COP_{VP \text{ system } 1.1} = \frac{102,3kW}{31kW} = 3,3$$

Det vil sige, at der skal tilføres 71,3 kW fra udeluften for at levere varme nok til varmepumpen. I driftssituationen hvor der ikke tilføres nok varme til varmepumpen fra udeluften, køler den i stedet returvandet en smule (*VP system 1.2*). I den situation skal system *COP* bestemmes ud fra den samlede ekstra energi, der tilføres systemet. Det vil sige, varmen der kan overføres fra udeluften samt den ekstra varme der overføres i LT-veksleren på grund af sænket retur temperatur. Hertil skal modregnes varmen, som varmepumpen udnytter fra returvandet, da det ikke er energi som tilføres systemet.

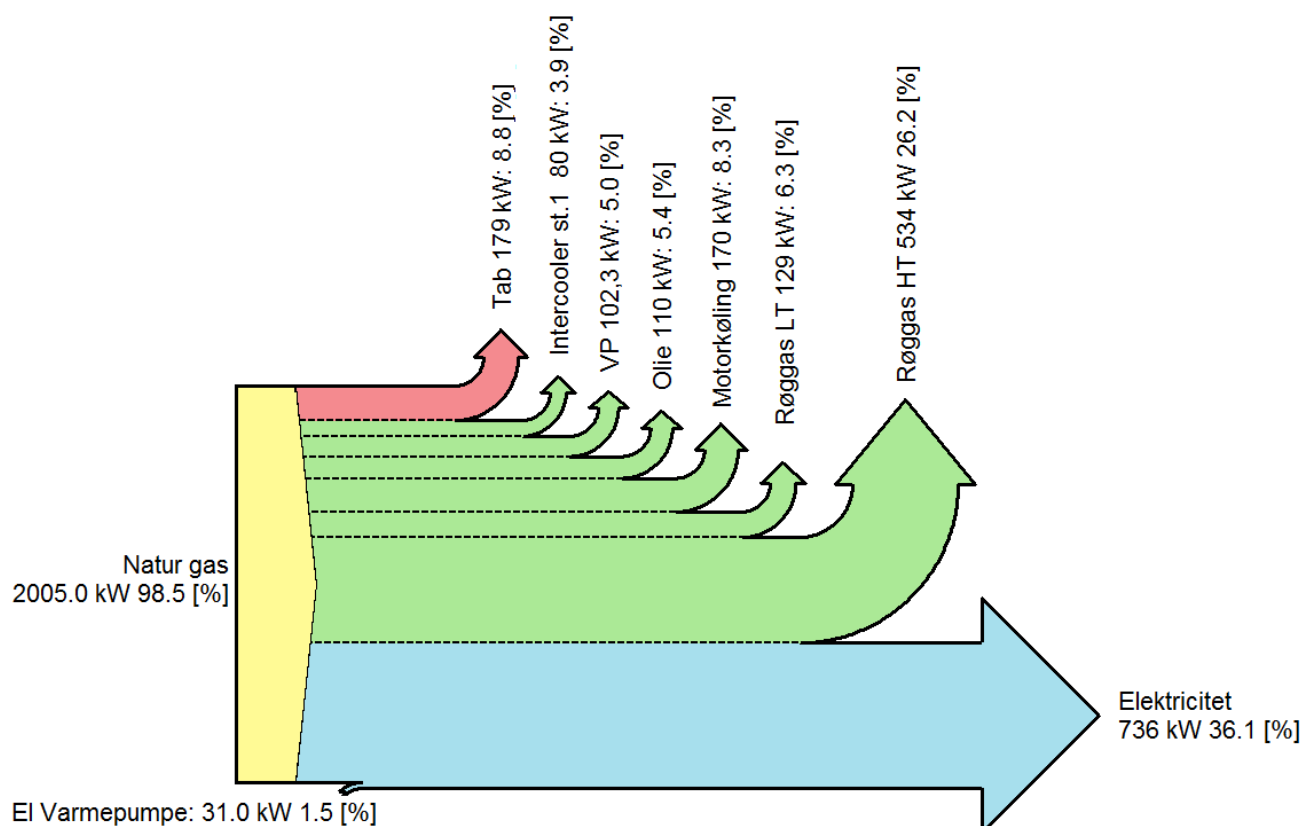
$$COP_{VP \text{ system } 1.2} = \frac{\Delta LT + P_{VP} - P_{returvand}}{P_{tilført}} = \frac{16,38kW + 102,3kW - 19kW}{31kW} = 3,2$$

Tidligere blev system *COP* i *VP system 1*, teoretisk udregnet til 3,1. Det vil sige, at selv om system *COP* reduceres til 3,2, kan det bedre betale sig at anvende *VP system 1.2* end *VP system 1*.

5.2 Sankey diagram

For at klarlægge fordelingen af energi i systemet laves et Sankey diagram for hver af driftssituationerne.

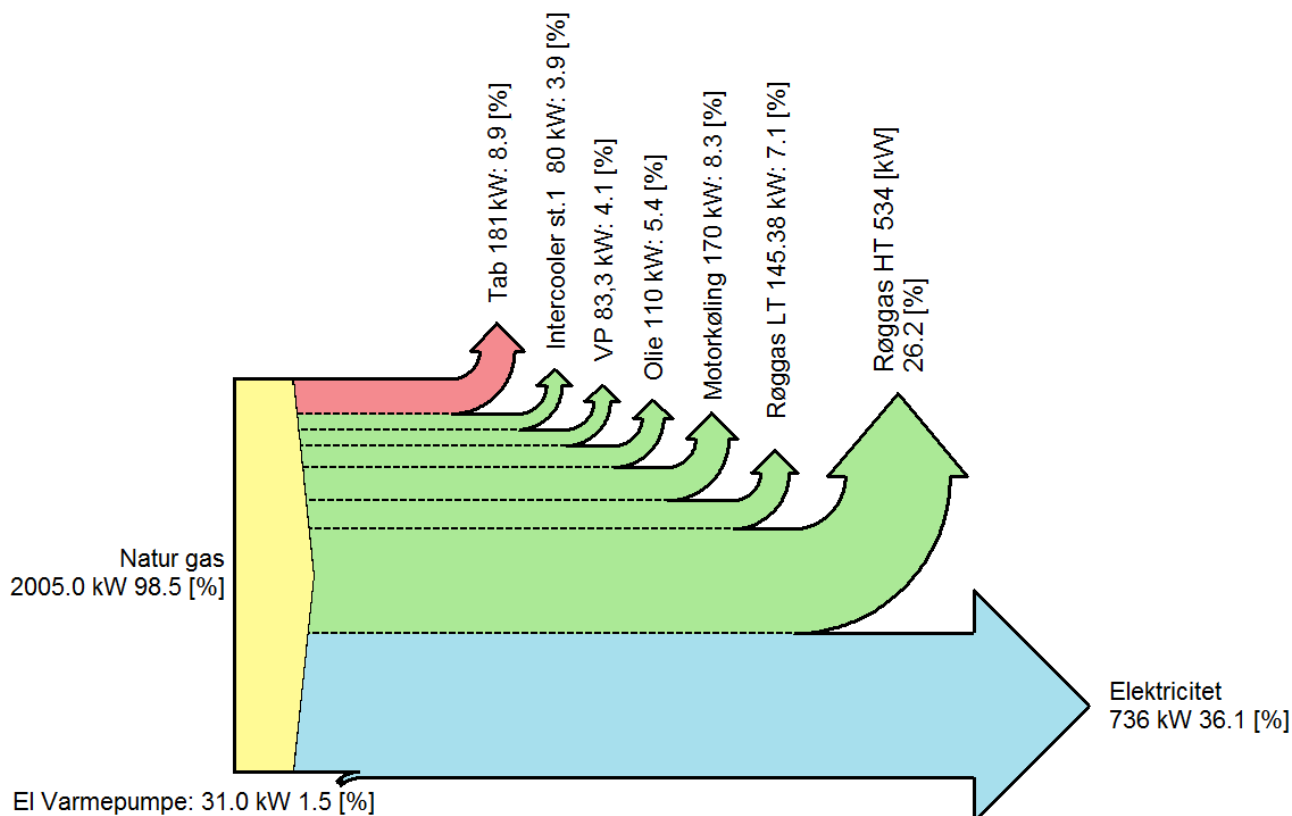
I begge tilfælde er både naturgas og elektricitet input til systemet, da gasmotorerne anvender naturgas og varmepumpen elektricitet. Output er varme og elektricitet. På Figur 5.4, ses Sankey diagrammet for *VP system 1.1*. Her er varmen som varmepumpen leverer medtaget, idet varmepumpen udnytter udeluften og køling af motoren. Derved er det ekstra energi, der tilføres systemet.



Figur 5.4 – Sankey diagram for VP system 1.1

Det fremgår at den elektriske nyttevirkning er 36,1 %, og den termiske er 55,1 %. Det vil sige, at der er et tab på 8,8 %, som svarer til cirka 179 kW. Hvis varmemængden der produceres udregnes i forhold til den brugte naturgas, vil systemet have en termisk nyttevirkning på 56,1 % og en elektrisk på 36,7 %.

For *VP system 1.2* er varmen, som varmepumpen leverer, mindre end for *VP system 1.1*. Det ses på Sankey diagrammet for *VP system 1.2* på Figur 5.5. Det skyldes, at mindre energi tilføres systemet fra udeluften. Derimod er varmeoverførslen i LT-veksleren større, da returvandet køles i stedet.



Figur 5.5 - Sankey diagram for VP system 1.2

Der ses, at den elektriske nyttevirkning er 36,1 %, og den termiske er 55 %. Det vil sige, at der er et tab på 8,9 %, som svarer til cirka 181 kW. Hvis varmemængden der produceres udregnes i forhold til den brugte naturgas, vil systemet have en termisk nyttevirkning på 56 % og en elektrisk på 36,7 %.

6. Sammenligning af reference system og VP systemer

For at sammenligne det oprindelige systemet med varmepumpesystemerne, sammenlignes de forskellige teoretiske bestemte virkningsgrader, bestemt ud fra Sankey diagrammer. Det ses i Tabel 6.1.

Tabel 6.1 - Virkningsgrader i forhold til elektricitet og naturgas som input

System	Reference	VP system 1	VP system 1.1	VP system 1.2
Elektrisk virkningsgrad [%]	36,7	36,1	36,1	36,1
Termisk virkningsgrad [%]	51	53,5	55,1	55
Total virkningsgrad [%]	87,7	89,6	91,2	91,1

Tabel 6.1 viser, at den termiske virkningsgrad for VP system 1.1 og VP system 1.2, forbedres med henholdsvis 4,1%- og 4%-point i forhold til det oprindelige system, mens den totale virkningsgrad forbedres med henholdsvis 3,5%- og 3,4 %-point.

Hvis virkningsgraderne bestemmes i forhold til anvendt naturgas, og der ses bort fra elektriciteten, det kræver at drive varmepumpen, er værdierne som i Tabel 6.2.

Tabel 6.2 - Virkningsgrader i forhold til naturgas som input

System	Reference	VP system 1	VP system 1.1	VP system 1.2
Elektrisk virkningsgrad [%]	36,7	36,7	36,7	36,7
Termisk virkningsgrad [%]	51	54,3	56,1	56
Total virkningsgrad [%]	87,7	91	92,8	92,7

Forbedringen af den termiske virkningsgrad for VP system 1.1 og VP system 1.2, hvis den udregnes i forhold til anvendt naturgas, er 5,1%- og 5%-point i forhold til det oprindelige system. Forbedringen i den totale virkningsgrad er samme forøgelse, da der ikke er nogen ændring i elektrisk virkningsgrad.

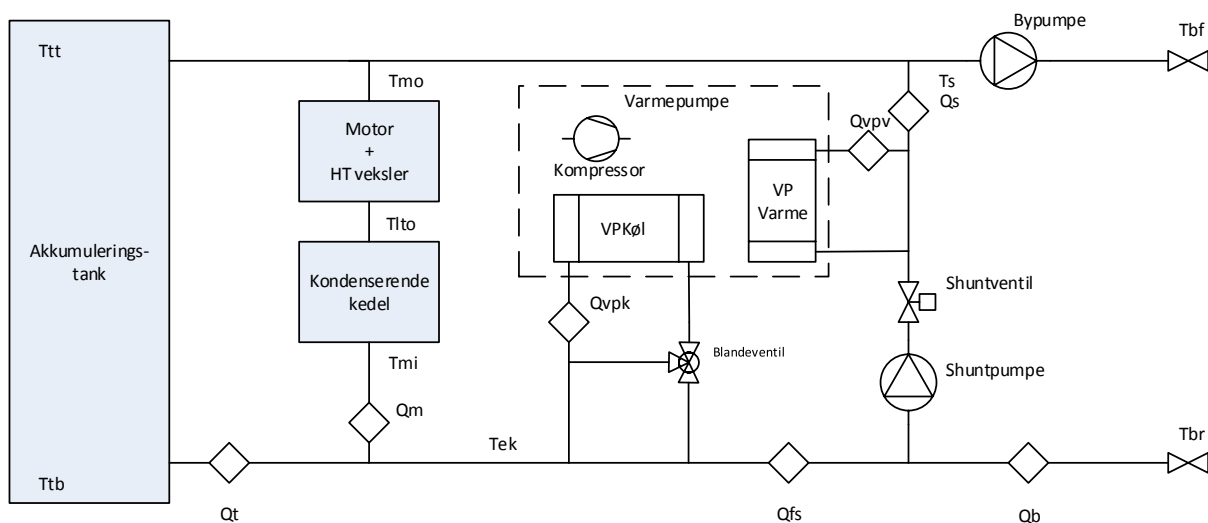
Hermed er der redegjort for det teoretiske potentiale for installationen. Det efterfølgende afsnit vil omhandle analyse af driftsdata for at se den praktiske forbedring af systemet.

7. Analyse af driftsdata

Efter varmepumpernes installation i december 2012, blev driften påbegyndt i starten af januar 2013. Herefter de været i drift størstedelen af døgnet timer. Data er logget siden marts 2013. De første målinger viste at varmeoverførslen i LT- og HT-veksler var betydelig lavere end forventet. Vekslerne blev derfor rensset i starten af maj 2013, hvilket har medført en forbedret varmeoverførslen.

7.1 Drift af systemet

Til at analysere drift af systemet med varmepumperne installeret, er temperatur- samt flowmålere blevet monteret. Placeringen af målerne, kan ses på Figur 7.1, som er et diagram over systemet. Her angiver Q volumenflow, T temperatur og P effekt.



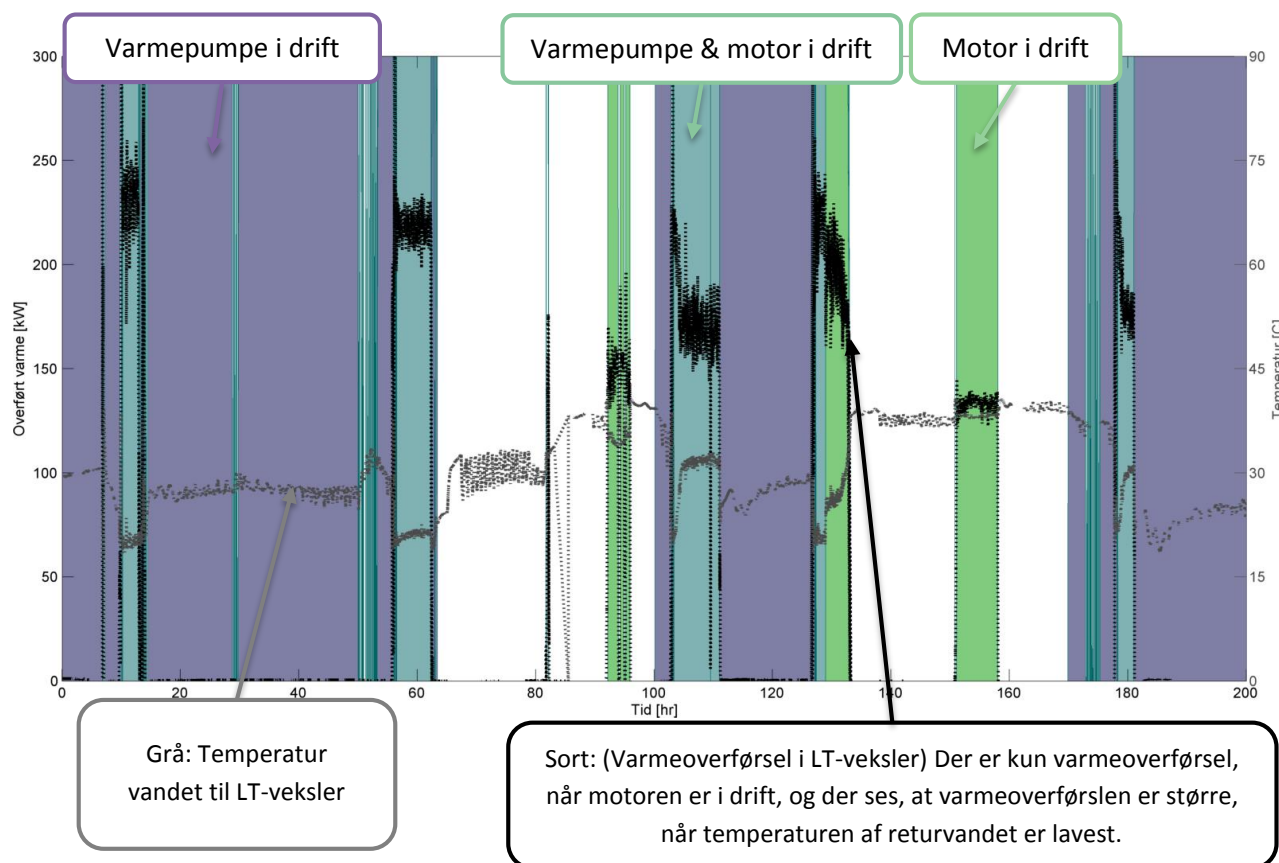
Figur 7.1 – Målepunkter i systemet

Forklaring af de forskellige målepunkter kan ses i Tabel 7.1.

Tabel 7.1 - Punktværdier og beskrivelse af målepunkter

Symbol	Beskrivelse
Ttt	Temperatur akkumuleringsstank top
Ttb	Temperatur akkumuleringsstank bund
Tmo	Temperatur fra kraftvarmemotor
Tlto	Temperatur fra lavtemperaturveksler
Tmi	Temperatur ind i kraftvarmemotor
Tbf	Fremløbstemperatur til byen
Tbr	Returløbstemperatur fra byen
Ts	Temperatur shunt udgang
Tek	Temperatur efter køl
Qvpk	Flow på varmepumpens kolde side
Qvpv	Flow på varmepumpens varme side
Qb	Flow til/fra byen
Qt	Flow til/fra akkumuleringsstank
Qm	Flow til kraftvarmemotor

I løbet af flere perioder er driftsdata blevet logget. En af perioderne på cirka 200 timer kan ses på Figur 7.2, som illustrerer, hvor ofte varmepumpen og motoren er i drift i den angivne periode. På x-aksen ses antal timer, den venstre y-akse angiver overført varmeeffekt, og den højre y-akse angiver temperaturen af returvandet. De farvede områder viser hvor ofte varmepumpen, motoren eller begge er i drift. De sorte målepunkter angiver varmen overført i LT-veksleren. Varmeroverførsel i LT-veksleren finder kun sted når motoren er i drift. De grå målepunkter viser temperaturen af vandet der løber ind i LT-veksleren.



Figur 7.2 - Drift af varmepumpe og motor samt varmeoverførsel i LT-veksler og temperatur af returvandet.

Figur 7.2 viser at i perioden mellem time 150 og 158, kører kun motoren. Her overføres mindre varme fra røggassen til returvandet sammenlignet med time 10 og 60, hvor både motoren og varmepumpen er i drift. Det ses ved at observere de sorte målepunkter, som er effekt overført i LT-veksleren. Der er også en tydelig forskel i temperaturen af returvandet til LT-veksleren, hvilket vises med de grå målepunkter.

I perioderne hvor det kun er varmepumpen, der kører, hvilket for eksempel er fra cirka time 180 til time 200, anvendes akkumuleringsstanken som buffer. Ved at gøre det, kan en nødvendig mængde kold vand leveres til motoren, når den sættes i drift. Herved sikres der, at overførslen i LT-veksleren er så stor som mulig.

Hvis varmepumpe og motor startes efter en periode, hvor varmepumpen ikke har været i drift, kan samme mængde kølet vand, ikke leveres til LT-veksleren. Det skyldes at varmepumpen ikke har været i drift forinden og derved ikke har leveret den nødvendige mængde kølet returvand til akkumuleringsstanken. Samtidig er den installerede kapacitet af varmepumper, ikke tilstrækkelig til at køle returvandet i samme mængde, hvis returvandet ikke kan blandes med nedkølet vand fra akkumuleringsstanken.

I de følgende afsnit vil driftsdata for begge systemer blive gennemgået og forklaret. Først gennemgås VP system 1, hvor varmepumpen er i drift og anvendes til at køle returvandet. Efterfølgende analyseres VP

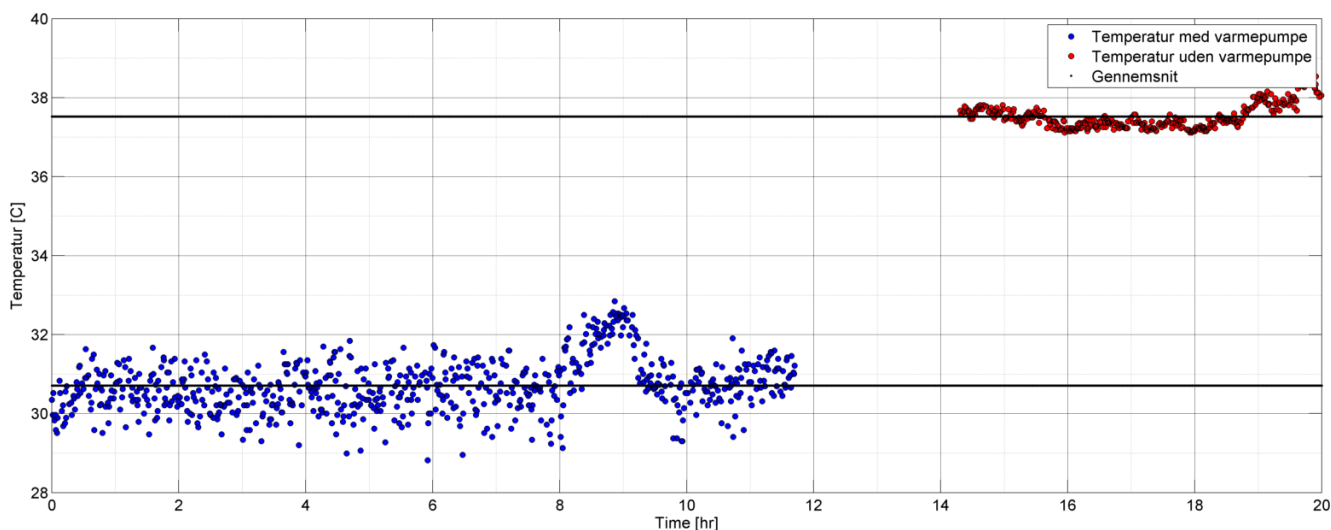
system 1.1 og VP system 1.2, hvor varmepumpen anvender motorens køling og udeluften til at producere varme.

7.2 VP system 1

VP system 1 er til drift i perioder, hvor det ikke kan betale sig at hente varme fra udeluften. Det vil sige efterårs-, forårs- og vinterdrift. I det følgende er det undersøgt, hvor meget varmepumpen kan sænke temperaturen af returvandet. Herved skal varmepumpens COP bestemme samt hvor meget ekstra varme, der kan overføres fra røggassen.

Temperaturreducering af returvandet

For at redegøre for temperaturreduceringen, ved at have installeret varmepumperne, er temperaturen af returvandet, der løber ind i LT-veksleren blevet logget. Det er gjort både med varmepumperne i drift og ikke i drift, for at kunne sammenligne temperaturerne. Den sammenhængende periode hvor varmepumpen ikke kører, men motoren gør, er 6 ½ time. Herved er temperaturen forholdsvis stabiliseret. Perioden hvor både varmepumpen og motoren kører kontinuert, er næsten 11 timer. Målingerne kan ses på Figur 7.3, hvor y-aksen angiver temperaturen af returvandet. Den gennemsnitlige temperatur ind i motoren er markeret med de sorte streger. De blå målepunkter er med varmepumpen i drift, mens de røde er, hvor varmepumpen ikke er i drift. Gennemsnittet for henholdsvis de røde målepunkter og de blå målepunkter er 37,5 °C og 30,7 °C. Det vil sige, at der er en forskel på 6,8 °C afhængig af, om varmepumpen er i drift eller ej.



Figur 7.3 - Temperaturen ind i motoren med og uden varmepumpen i drift

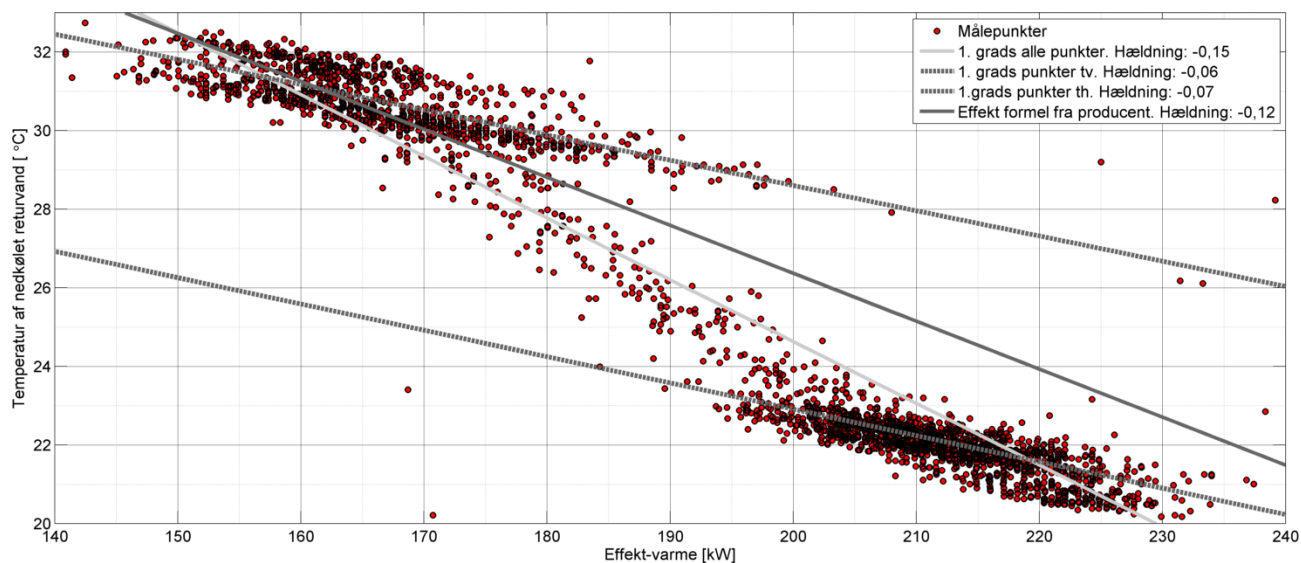
Der konkluderes, at med varmepumpen i drift er der en reducere af temperaturen af returvandet. Det skal dog noteres, at denne temperaturdifferens kan variere alt efter driften af værket. Hvis varmebehovet fra byen er større, medfører det en stigning i flow, hvilket påvirker temperaturen af returvandet. Men da den illustrerede periode viser drift for henholdsvis 11 timer og 6 timer, er en del af fluktueringen i drift medtaget. Reducering i temperaturen af vandet medfører, at LT-veksleren kan overføre en større varmemængde. Garantien fra leverandøren er 0,122 °C/kW (8,19 kW/°C). I det følgende afsnit udregnes den praktiske varmeoverførsel afhængig af temperaturændring og sammenlignes med den teoretiske garanterede effekt.

LT effekt data

I forbindelse med drift af værket bliver de garanterede værdier for LT-veksleren anvendt til at have et optimalt arbejdsområde. Ud fra de angivne værdier vides der, at mængden af overført varme fra røggas til returvand aftager, når returvandet er koldere end 18°C eller varmere end 36°C. Det betyder, at det ikke

længere er attraktivt at anvende varmepumpen til at sænke temperaturen af returvandet, når temperaturen er 18°C.

Efter at varmepumperne er installeret og sat i drift, er der foretaget målinger af temperaturen ind i LT-veksleren. De bruges til at udregne den overførte varme. Herefter kan den garanterede effekt sammenlignes med den virkelige effekt, som er bestemt ud fra måledata. Det kan ses på Figur 7.4, hvor temperaturen af det nedkølede returvand til LT-varmeveksleren er angivet på y-aksen. På x-aksen er den overførte effekt angivet. Målepunkterne er angivet med røde punkter, hvor den garanterede effekt er vist med den sorte linje. Den grå linje viser den gennemsnitlige hældning lavet ud fra alle punkter, hvor de stiplede linjer til højre og venstre viser hældningen for punkterne placeret i de to grupper.



Figur 7.4 - Varmeeffekt i LT-veksleren

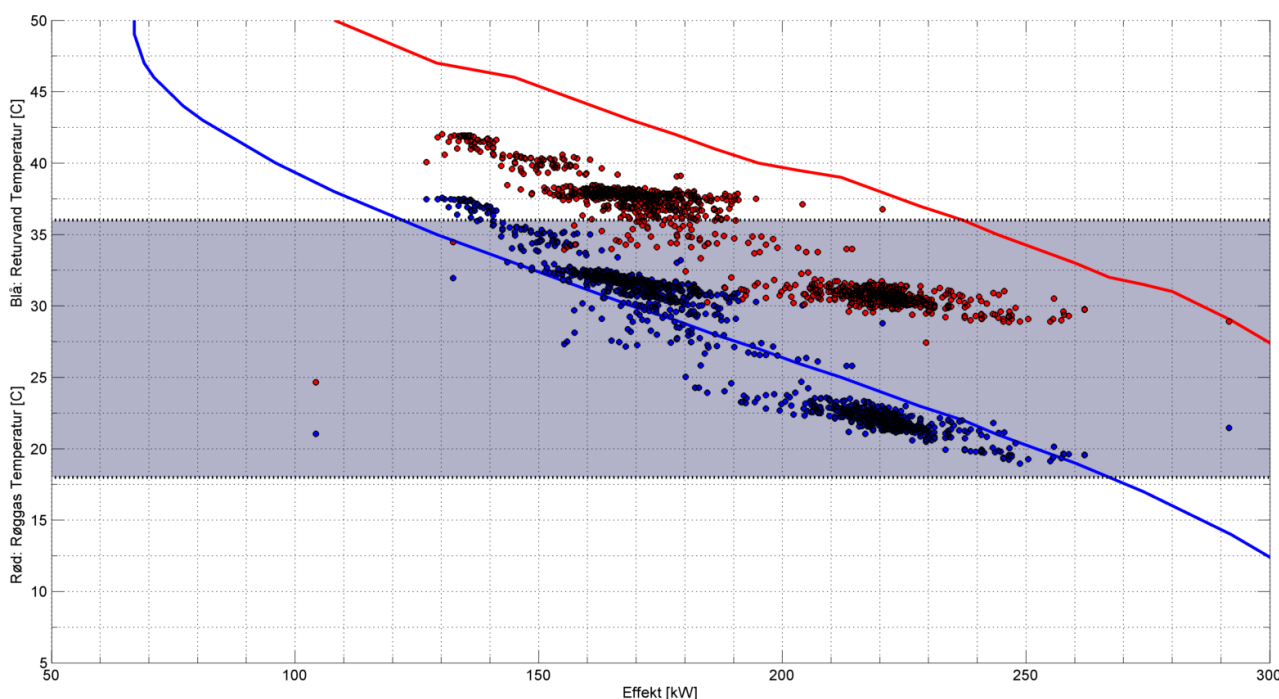
Den totale hældning af alle punkter er 0,15 °C/kW (6,66 kW/°C), hvilket vil sige, at for at overføre 10 kW ekstra, skal temperaturen af returvandet sænkes med 1,5 °C. Det er mere end garantien fra producenten. Samtidig observeres der, at hældningen i de to grupperinger er forskellige. I den venstre er den gennemsnitlige hældning 0,06 °C/kW (16,7 kW/°C), og i den højre er den 0,07 °C/kW (14,3 kW/°C), hvilket begge er bedre end den garanterede værdi fra producenten. Det vil sige, at for at overføre 10 kW ekstra skal temperaturen sænkes henholdsvis 0,6 °C og 0,7 °C. Hvis garantien fra leverandøren anvendes skal temperaturen sænkes 1,2 °C for at overføre 10 kW ekstra. Det vil sige, at der i praksis overføres større mængde varme pr. grads reducere af returvandet, end forventet ud fra garantien, hvis måledata i de to grupperinger analyseres.

Grunden til de to grupperinger af måledata skyldes, at der kun er måledata, når motoren er i drift, da der kun er flow gennem LT-veksleren i dette tilfælde. De to grupper af måledata repræsenterer derfor to driftssituationer, hvor returvandets flow gennem motoren og LT-veksleren er forskellige. Det forskellige flow gennem motoren og varmeveksleren medfører en ændring i indgangstemperaturen af returvandet. Når volumenflowet stiger, stiger indgangstemperaturen også, da varmepumpen ikke kan nedkøle returvandet i samme mængde på grund af forøgelsen af volumenflow. Derfor illustrerer de to grupper varmeoverførsel ved to forskellige volumenflow i LT-veksleren, som er henholdsvis cirka 15,3 m³/t og cirka 13,6 m³/t.

Det vil sige, at hældningen for de to grupper er mindre end den garanterede effekt fra leverandøren, som er 0,122 °C/kW (8,19 kW/°C). Temperaturen af returvandet skal derfor køles mindre for, at opnå samme varmeoverførsel. Dog er den gennemsnitlige hældning, hvis alle punkter medtages, større end den garanterede værdi.

Grunden til at varmeoverførslen varierer fra den garanterede, kan blandt andet skyldes røggassens temperatur. Derfor undersøges der, hvordan den målte røggastemperatur varierer i forhold til røggastemperaturen, der er angivet i forbindelse med garantien. Det ses på Figur 7.5, hvor x-aksen angiver overført varme og y-aksen er temperatur. Den blå og røde linje angiver henholdsvis overført varmeeffekt og røggastemperatur i forbindelse med garantien. Det farvede område angiver intervallet fra 18°C til 36°C, hvor varmeoverførselen fra producenten bør falde 0,122 °C/kW (8,19 kW/°C).

De røde og blå punkter angiver det samme som linjerne men er blot driftsdata i stedet for, hvor linjerne er de teoretiske værdier. Der ses, at den målte røggastemperatur er lavere end den teoretiske, mens den målte overførte effekt også varierer fra den garanterede effekt, som tidligere erfaret.



Figur 7.5 – Sammenligning af garanti og driftsdata

På figuren kan der observeres, at i intervallet 200 kW til 240 kW, er den målte returtemperatur mindre end den teoretiske. Det vil sige, at returvandet i det tilfælde skal køles mere end i forhold til garantien. Mens i intervallet 150 kW til 180 kW, er den målte returtemperatur større end den garanterede. Derved er det ikke nødvendig at køle temperaturen i samme grad, som der er angivet i garantien for at opnå den samme varmeoverførsel. Ud fra dette kan der konkluderes, at der er større gevinst ved at køle returvandet fra 38 °C til 27°C end at køle det fra 27°C til 18°C, selvom dette område kan antages lineært.

7.2.1 Varmepumpe COP

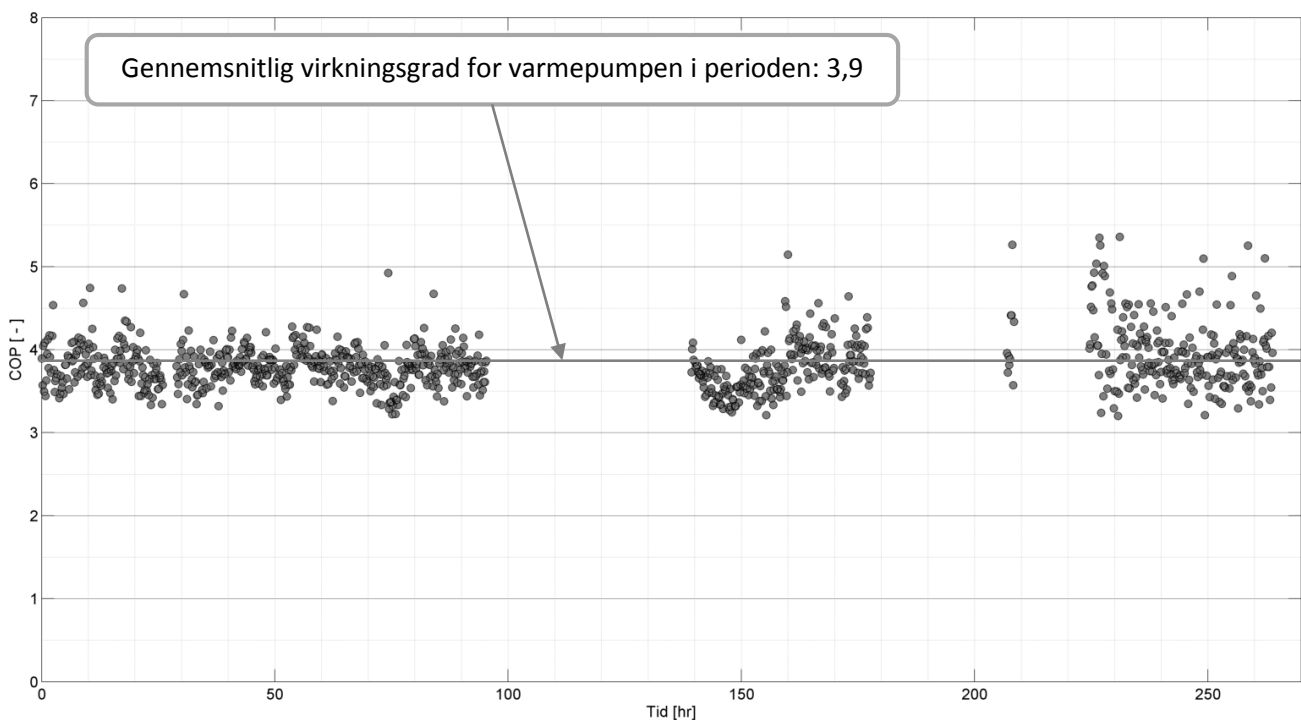
Varmepumpen har en angivet *COP*, som er bestemt af producenten ved bestemte temperaturer på henholdsvis varm og kold side. De forskellige værdier af *COP* ved forskellige temperaturer er gennemgået i afsnittet *COP - Coefficient Of Performance*. Den installerede varmepumpe er dog indstillet ved andre temperaturer end angivet fra producenten, hvilket er grunden til, at driftsdata for varmepumpen skal analyseres for at bestemme den virkelige *COP*.

De indstillede temperaturer er B20/W50, hvilket vil sige en indgangstemperatur på den kolde side på 20 °C og en udgang på den varmeside på cirka 50°C. Den temperaturforskel forventes at medføre en *COP* på cirka 4 begrundet ud fra en analyse af angivne værdier fra producenten. Desuden er to identiske varmepumper installeret parallelt. Derfor er *COP* udregnet en samlet *COP* for begge varmepumper.

Varmepumpens COP kan bestemmes ud fra den udregnede tilførte effekt på den kolde side samt på den varme side. Varmeeffekten udregnes ud fra målte temperaturer og volumenflow. COP udregnes med følgende formel:

$$COP = \frac{P_{Varm}}{P_{Tilført}} = \frac{P_{Varm}}{P_{Varm} - P_{Kold}}$$

COP for måleperioden kan ses på Figur 7.6, hvor COP værdien er bestemt i de timer, hvor varmepumpen er i drift. Y-aksen angiver COP -værdien, og på x-aksen er tiden angivet i timer.



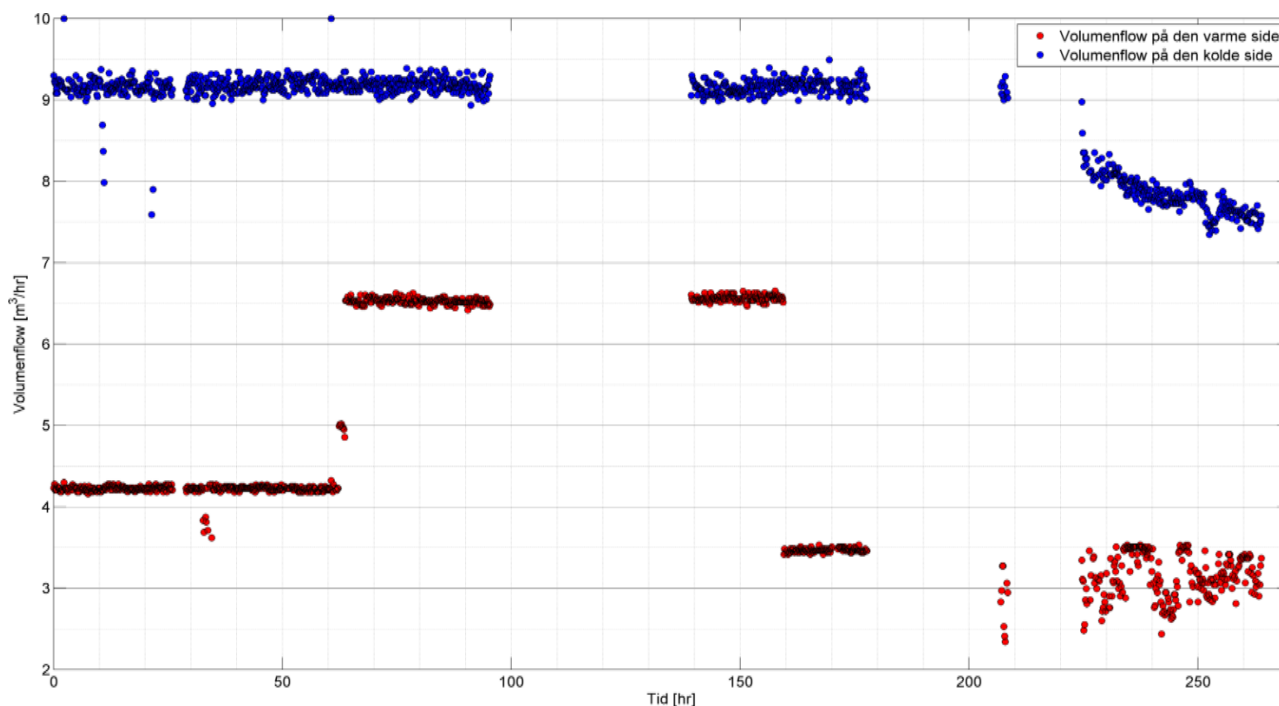
Figur 7.6 – Udregnet COP i måleperioden

COP værdien er bestemt ud fra den overførte varmeeffekt på henholdsvis den varme og kolde side. Middelværdien for COP i perioden, med indstillingen B20/W50 er udregnet til 3,9.

De variable værdier i systemet, som er mulige at indstille for brugeren, er volumenflowet på den varme og kolde side af varmepumpen. Derfor undersøges sammenhængen mellem COP og volumenflow på henholdsvis varm og kold side af varmepumpen.

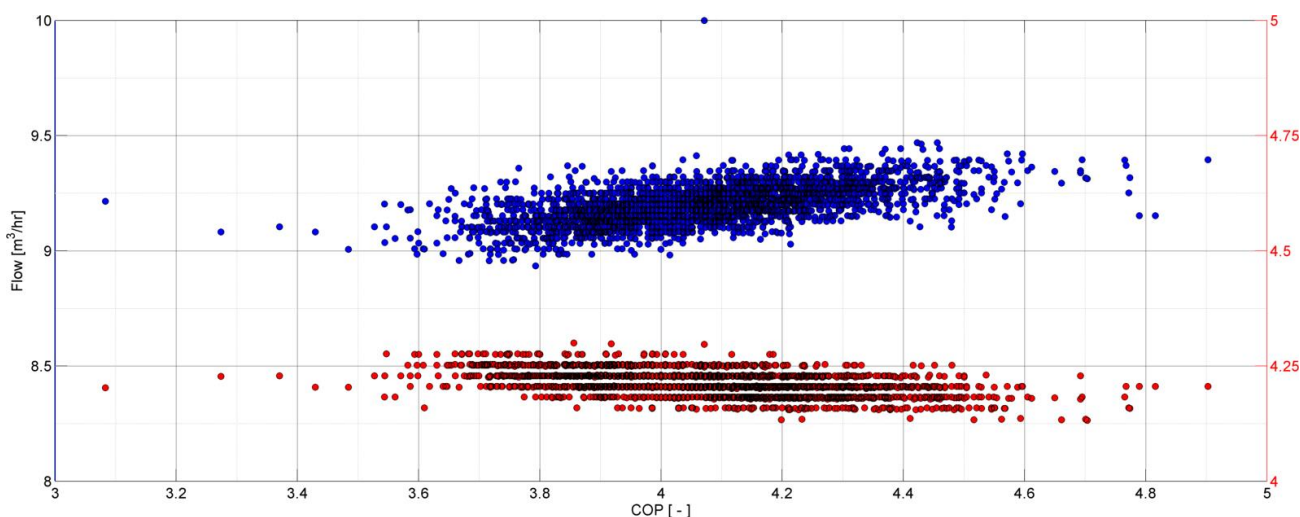
Volumenflow

På Figur 7.6 ses en stigning i COP omkring time 150 til time 170. For at undersøge hvad stigningen i COP kan skyldes, observeres volumenflowet på varmepumpens kolde og varme side. Dette kan ses på Figur 7.7. Her er samme periode som på Figur 7.6 angivet på x-aksen og volumenflowet er angivet på y-aksen. De blå målepunkter angiver volumenflowet på den kolde side, og de røde punkter angiver volumenflow på den varme side.



Figur 7.7 - Volumenflow på kold og varm side af varmepumpen i måleperioden

Der observeres på Figur 7.7, at i perioden fra time 150 til 170, hvor der er en stigning i COP , også er en markant ændring i volumenflow på den varme side. Denne ændres fra cirka $6,5 \text{ m}^3/\text{t}$ til $3,5 \text{ m}^3/\text{t}$. Det vil sige, at redueringen af volumenflowet på den varme side er delvis med til at opnå en stigning i COP . På baggrund af denne observering laves et plot, hvor henholdsvis volumenflow på varm og kold side af varmepumpen plottes i forhold til COP værdien. Det kan ses på Figur 7.8, hvor COP værdien ses på x-aksen. Volumenflow på den kolde side ses på den venstre y-akse, og volumenflow på den varme side ses på den højre y-akse.



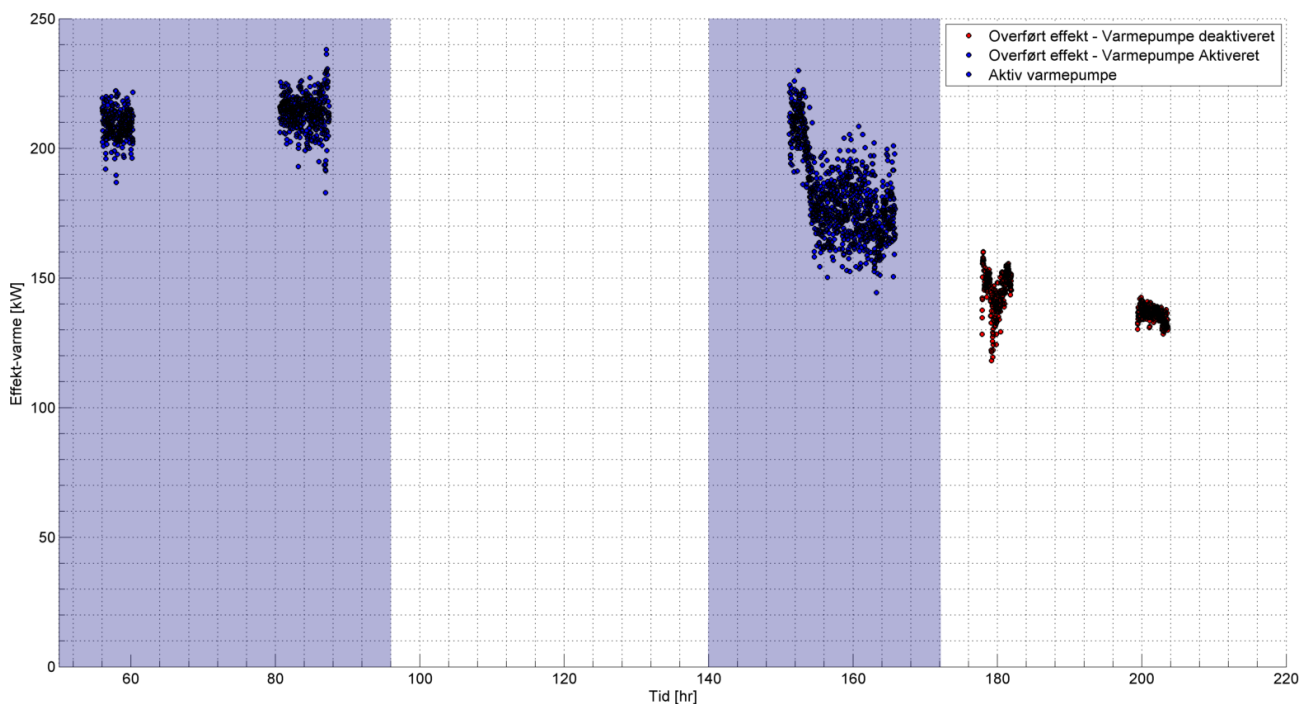
Figur 7.8 - Volumenflow til de forskellige COP værdier

De blå målepunkter angiver volumenflow på den kolde side af varmepumpen, og de røde angiver den varme side. Der gøres opmærksom på, at de to y-akser ikke har samme værdier, da den venstre er i intervallet $8 \text{ m}^3/\text{t}$ til $10 \text{ m}^3/\text{t}$ og den højre er $4 \text{ m}^3/\text{t}$ til $5 \text{ m}^3/\text{t}$. På figuren ses en tendens til, at COP værdien stiger, når volumenflow på den kolde side af varmepumpen øges, samt at volumenflow på den varme side reduceres. Som gennemgået tidligere kan varmepumpen medføre større varmeeffekt overført i LT veksleren. Næste afsnit omhandler den konkrete forbedring i forhold til tilført arbejde, hvilket er angivet system COP .

7.2.2 System COP

For at bestemme system *COP* analyseres de loggede driftsdata for at identificere perioderne, hvor varmepumperne er og ikke er i drift. Det bestemmes, hvor meget ekstra varmeeffekt, der overføres afhængig af, om varmepumperne er i drift eller ikke er i drift. På Figur 7.9 ses tid på x-aksen, og på y-aksen ses varmeeffekten overført i LT-veksleren.

Det farvede areal angiver, at varmepumpen er i drift. Der ses, at målepunkterne for varmen overført i LT-veksleren er større, når varmepumpen er i drift, sammenlignet med når den ikke er i drift.



Figur 7.9 - Varmeroverførsel med og uden varmepumpe

Det vides, at varmepumpen sænker temperaturen af returvandet. Det er også grunden til, at en større varmeeffekt kan tilføres det køligere vand, hvilket kan ses ud fra målepunkterne. Hvis gennemsnittet af alle de målepunkter, hvor varmepumpen ikke er i drift udregnes, giver det en værdi på 140,5 kW. Det samme foretages for målepunkter, hvor varmepumpen er i drift. Her er gennemsnittet 201,5 kW.

Når varmeoverførslen er bestemt med og uden varmepumpen i drift, kan den gennemsnitlige værdi for system *COP* udregnes ud fra teorien gennemgået i afsnittet *System COP*. Det gøres ved at bestemme den ekstra mængde varme, der overføres i LT-veksleren i forhold til arbejdet, der skal tilføres varmepumpen.

$$COP_{system-koncept A} = \frac{\Delta P_{varme}}{\Delta P_{Tilført}} = \frac{\Delta P_{LT} + P_{Tilført}}{\Delta P_{Tilført}}$$

$$COP_{system-koncept A} = \frac{201,5kW - 140,5kW + 31kW}{31kW} = 2,96$$

Det vil sige, at for den energimængde der tilføres varmepumpen, leveres der 3 gange større energimængde i varme fra LT-veksleren. Denne værdi har en forskel på 0,15 fra det teoretisk udregnede systemet *COP*, hvilket var 3,11.

Forbedring af systemet

Installationen af varmepumpen, har det medført en forbedring af udnyttelsen af energien, der tilføres systemet, ved at en større mængde varme i røggassen udnyttes. I de nedenstående udregninger, analyseres der, hvor meget driftstiden af motoren kan reduceres i forbindelse med varmepumpens forbedring af den totale virkningsgrad af systemet.

Ud fra nøgletallene som er præsenteret i *Appendiks A - Nøgletal* i Tabel A.2, er produktionen i maj måned for et normalt år 221 MWh. Med udgangspunkt i driftsdata fra denne måned, kan det sammenlignes, hvor mange timer motorens drift kan reduceres ved at installere varmepumper.

Først laves udregninger for varmeproduktionen, hvor både motoren og varmepumpen er i drift. Den gennemsnitlige varmeeffekt fra motoren i perioden er:

$$P_{motor\ m.\ VP} = 1169kW$$

Herefter udregnes der, hvor lang tid motoren er i drift på 11 dage. Denne værdi skaleres op svarende til en måned i stedet for 11 dage.

$$Tid_{motor} = 8,4\ dage = 202,5\ timer$$

Herefter kan produktionen i maj måned udregnes:

$$Produktion_{maj} = P_{motor} \cdot Tid_{motor} = 236,7MWh$$

Denne værdi graddag korrigeres ud fra den tilsvarende maj måned og i forhold til et normalt år, så værdien kan sammenlignes:

$$Produktion_{maj} = \frac{236,7MWh}{Graddage_{DMI}} \cdot Graddage_{normalt\bar{a}r} = \frac{236,7MWh}{148,7} \cdot 138 = 219,7MWh$$

For at bestemme hvor mange timer motoren skulle have været i drift for at producere samme mængde varme, undersøges der, hvad produktionen af motoren er, når varmepumpen ikke er i drift. Det er ud fra driftsdata bestemt til:

$$P_{motor\ u.\ VP} = 1108kW$$

For at have samme varmeproduktion, hvis varmepumpen ikke anvendes, skal motoren være i drift i:

$$Motor_{drift,\ u.\ VP} = \frac{Produktion_{maj}}{P_{motor\ u.\ VP}} = \frac{233MWh}{1108kW} = 8,9dage = 213,7\ timer$$

Det vil sige, at ved at installere varmepumpen er driftstiden i maj måned reduceret med cirka 11,2 timer.

Ovenstående omfatter analysen af systemet, hvor varmepumpen køler returvandet for at forbedre systemet ved at opnå større varmeoverførsel i LT-veksleren. I den teoretiske analyse var det muligt at opnå en højere virkningsgrad af systemet, når varmepumpen udnytter udeluften og motorkølingen i stedet for at køle returvandet. Derfor analyseres driftsdata af systemet, hvor en varmeveksler er blevet installeret til at overføre varme fra udeluften. Dette gennemgås i det følgende afsnit.

7.3 VP system 1.1 & 1.2

I *VP system 1.1* og *1.2* anvendes en varmeveksleren til at hente varme fra udeluften. Derved forlænges driftsperioden af systemet, og en større del af den årlige varmeproduktion kan erstattes af varmepumpen. I det følgende vil en analyse af systemet foretages for at udregne, hvor meget varme der kan hentes fra udeluften, samt hvor meget varmepumpen stadig sænker temperaturen af returvandet.

Forskellen mellem *VP system 1* og *VP system 1.1 og 1.2* er, at hovedparten af den ekstra energi, der tilføres systemet, ikke længere er røggassen men i stedet udeluften. Det medfører, at der altid kan tilføres varme til systemet, da motoren ikke behøver at være i drift. Systemet er i stedet begrænset af temperaturen af udeluften. I *VP system 1* blev system *COP* bestemt til 3, hvor den ekstra energi, der tilføres er fra røggassen. Ved at anvende varmepumpen til at producere varme med udeluften som reservoir er det varmepumpens *COP*, der angiver system *COP*. Varmepumpens *COP* i driftssituationen B0/W50 er af producenten angivet til 3,3, hvilket vil sige, at det teoretisk er muligt at opnå højere system *COP* ved at anvende *VP system 1.1* og *1.2*.

7.3.1 System COP

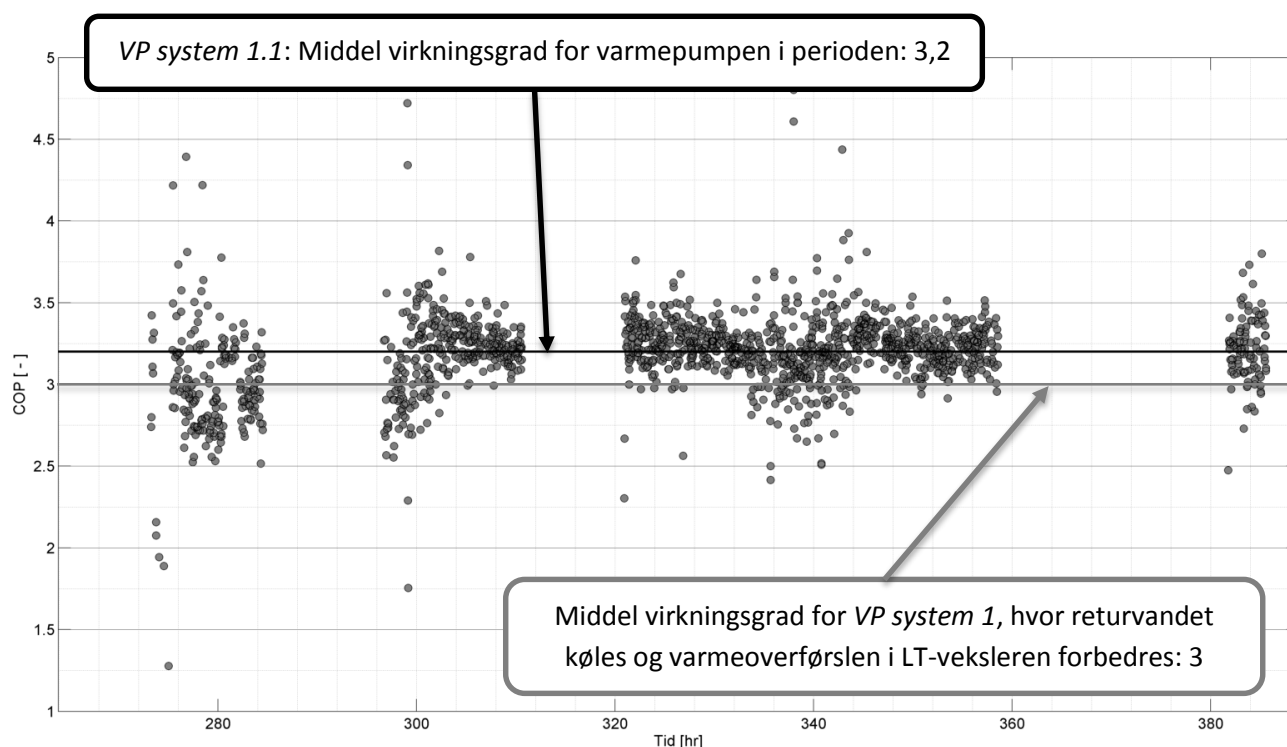
I *VP system 1.1* og *1.2* skal system *COP* i begge tilfælde bestemmes, da den afhænger af to forskellige driftssituationer. Der blev erfaret, at i visse perioder er varmeveksleren ikke i stand til at tilføre nok varme til varmepumpen fra udeluften. Det medfører, at varmepumpen anvender returvandet. I denne situation er varmen, der produceres af varmepumpen ikke kun baseret på energi, der tilføres systemet i form af udeluften. Det medfører, at varmemængden, som varmepumpen udnytter fra returvandet, skal modregnes når system *COP* bestemmes. Det medfører at system *COP* skal bestemmes på to forskellige måder.

VP system 1.1: Varmeveksleren tilfører den nødvendige mængde varme til varmepumpens kolde side. Her er system *COP* det samme som varmepumpens *COP*.

VP system 1.2: Varmepumpen fjerner mere varme, end der kan tilføres fra udeluften, hvilket medfører, at den køler returvandet. Her skal system *COP* udregnes som den mængde varme, der leveres med udeluften som kilde sammen med den ekstra varme, der overføres i LT-veksleren. Det vil sige, at varmen, der leveres af varmepumpen med returvandet som kilde, ikke skal medtages, når system *COP* udregnes, da det ikke er ekstra energi, der tilføres systemet.

Varmepumpe

Varmepumpen i *VP system 1.1 og 1.2* anvendes til at køle væsken på den kolde side af varmepumpen ned til en lavere temperatur end tidligere, for at kunne overføre varme fra udeluften. Det medfører, at varmepumpens *COP* bliver mindre. For at bestemme varmepumpens *COP* i tilfældet, hvor den kun anvender udeluften, analyseres målte driftsdata. Her er den udregnede *COP* det samme som system *COP*. Det kan ses på Figur 7.10, hvor x-aksen angiver en måleperiode, og y-aksen angiver *COP*. Målepunkterne er punktværdier, mens linjen er den gennemsnitlige virkningsgrad for varmepumpen.



Figur 7.10 - COP for varmepumpen ved VP system 1.1, sammenlignes med system COP for VP system 1.

Den gennemsnitlige COP for VP system 1.1 er 3,2, hvilket vil sige, at det er mere fordelagtigt at anvende udeluften til at producere varme, end i VP system 1, hvor system COP var 3.

I VP system 1.2 køler varmepumpen mere, end det varme varmeveksleren kan levere. Det medfører, at varmepumpen i visse situationer samtidig køler returvandet, hvilket vil sige, at varmepumpens COP ikke kun er bestemt ud fra energi, som er tilført systemet, men også energi som allerede er i systemet i form af returvandet. Derfor skal den mængde varme, der udnyttes fra returvandet modregnes, hvorefter varmen der leveres fra varmepumpen bestemmes. Her leverer varmepumpen gennemsnitlig 95 kW, mens mængden den køler på returvandet gennemsnitlig er 39 kW. Det svarer til at varmepumpen køler returvandet cirka 4°C. Hvilket skal modregnes, når system COP udregnes. Til gengæld skal den ekstra varme der overføres i LT-veksleren medregnes.

Varme overført i LT

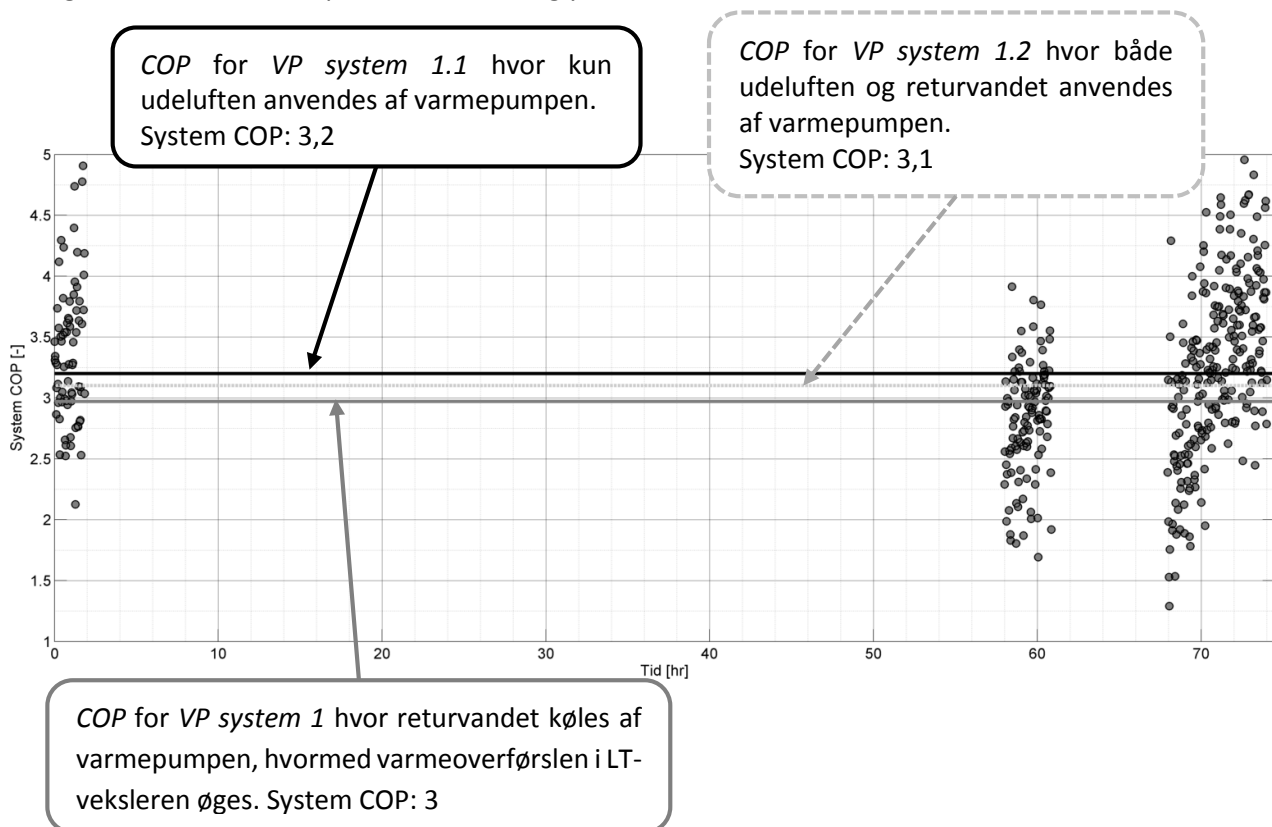
Analysen af driftsdata i LT-veksleren er som foretaget ved VP system 1. Det vil sige, at det beregnes, hvor meget varmepumpen sænker temperaturen af returvandet samt hvor meget ekstra varme, der overføres i LT-veksleren. I dette tilfælde sænkes temperaturen af returvandet gennemsnitlig 4°C, fra 38 °C til 34 °C, hvilket medfører, at der gennemsnitlig overføres 40 kW mere i LT veksleren.

Efter at have bestemt varmemængden der tilføres systemet fra udeluften, samt den ekstra varme der overføres fra røggassen, kan system COP af VP system 1.2 bestemmes.

$$COP_{\text{Koncept B2}} = \frac{\Delta P_{\text{varme}}}{\Delta P_{\text{Tilført}}} = \frac{\Delta P_{\text{LT}} + \Delta P_{\text{varmepumpe}} - \Delta P_{\text{køling returvand}}}{\Delta P_{\text{Tilført}}}$$

Dette er gjort for flere måleperioder for at bestemme den gennemsnitlige virkningsgrad for systemet, hvor der både hentes varme fra udeluften med en varmeveksler samt køles på returvandet. Den gennemsnitlige system COP er beregnet til 3,1.

Punktværdierne for den udregnede system *COP* kan ses på Figur 7.11, hvor den gennemsnitlige værdi også er angivet. X-aksen er måleperioden i timer, og y-aksen er *COP* værdien.



Figur 7.11 - System *COP* for VP system 1.2

Den gennemsnitlige system *COP* for VP system 1.1 er 3,1. Den er markeret på figuren med den stiplede lysegrå linje. System *COP* for det første system, VP system 1, har en gennemsnitlige virkningsgrad på 3. Det er angivet med den mørkegrå linje. Den gennemsnitlige virkningsgrad for System *COP* for VP system 1.2 er 3,2, hvilket kan ses med den sorte linje.

7.4 Sammenligning af systemer

De to konceptsystemer, som repræsenterer to driftssituationer af Lading-Fajstrup kraftvarmeværk, har forskellige funktioner og er til dels afhængige af årstiden. Derfor klarlægges hver af driftssituationerne samt fordelene og ulemperne derved.

7.4.1 VP system 1

Ved VP system 1 anvendes varmepumpen til at køle returvandet og derved øge effektiviteten af LT-veksleren. Ulempen er, at der kun opnås gevinst af varmepumpens arbejde, når motoren er i drift, da der kun sker varmeoverførsel i LT-veksleren i den situation. Dog kan varmepumpen stadig være i drift, selv om motoren ikke er. Herved anvender den akkumuleringsstanken til det nedkølede vand. Men det er vigtigt at understrege, at gevinsten af varmepumpens arbejde kun sker, når motoren er i drift, da det er her effektiviteten af LT-veksleren øges. Det er også grunden til, at VP system 1 og driftssituationen hertil er bedst, når der er flest driftstimer af motoren, hvilket vil sige i perioder, hvor udetemperaturen er lav og varmebehovet er stort.

7.4.2 VP system 1.1 og 1.2

Her anvendes en varmeveksler til at overføre varme fra udeluften til varmepumpen. Herved produceres varme, baseret på udeluften. Det er grunden til, at systemet har to driftssituationer, kaldet *VP system 1.1* og *VP system 1.2*, alt afhængig af udetemperaturen.

I *VP system 1.1* kan varmeveksleren overføre den nødvendige mængde varme fra udeluften til varmeveksleren, hvilket vil sige, at varmepumpens varmeproduktion kun er baseret på energi, der tilføres systemet i form af udeluften.

I *VP system 1.2* kan varmeveksleren ikke overføre den nødvendige mængde varme fra udeluften. Herved køler varmepumpen returvandet, hvorved den nødvendige mængde varme leveres til varmepumpen. Det vil sige, at ved den situation tilføjes der mindre energi fra udeluften, men til gengæld overføres der også en mængde varme fra røggassen, da varmepumpen køler returvandet.

De to driftssituationer ved *VP system 1.1* og *1.2* afhænger af udetemperaturen, som gerne skal være minimum cirka 13°C. Hvis gennemsnitlig udetemperatur for årets 12 måneder observeres i Tabel A.2, kan der ses, at det er tilfældet i fire af årets måneder. Fordelen ved at varmepumpen anvendes til at producere varme med ved at udnytte udeluften i den periode er, at der er færre driftstimer på motoren i den periode.

7.4.3 Samlet

Den optimale løsning vil derfor være, at *VP system 1* anvendes i vinter-, forårs og efterårs perioder, hvor udeluften er kold, og der er flest driftstimer med motoren. Modsat anvendes *VP system 1.1* og *VP system 1.2* i sommerperioden, hvor den nødvendige mængde varme kan tilføres fra udeluften.

De gennemsnitlige virkningsgrader for de forskellige systemer og driften herved, kan ses i Tabel 7.2.

Tabel 7.2 - Gennemsnitlige virkningsgrader for de forskellige systemer.

System	System COP
VP system 1	3
VP system 1.1	3,2
VP system 1.2	3,1

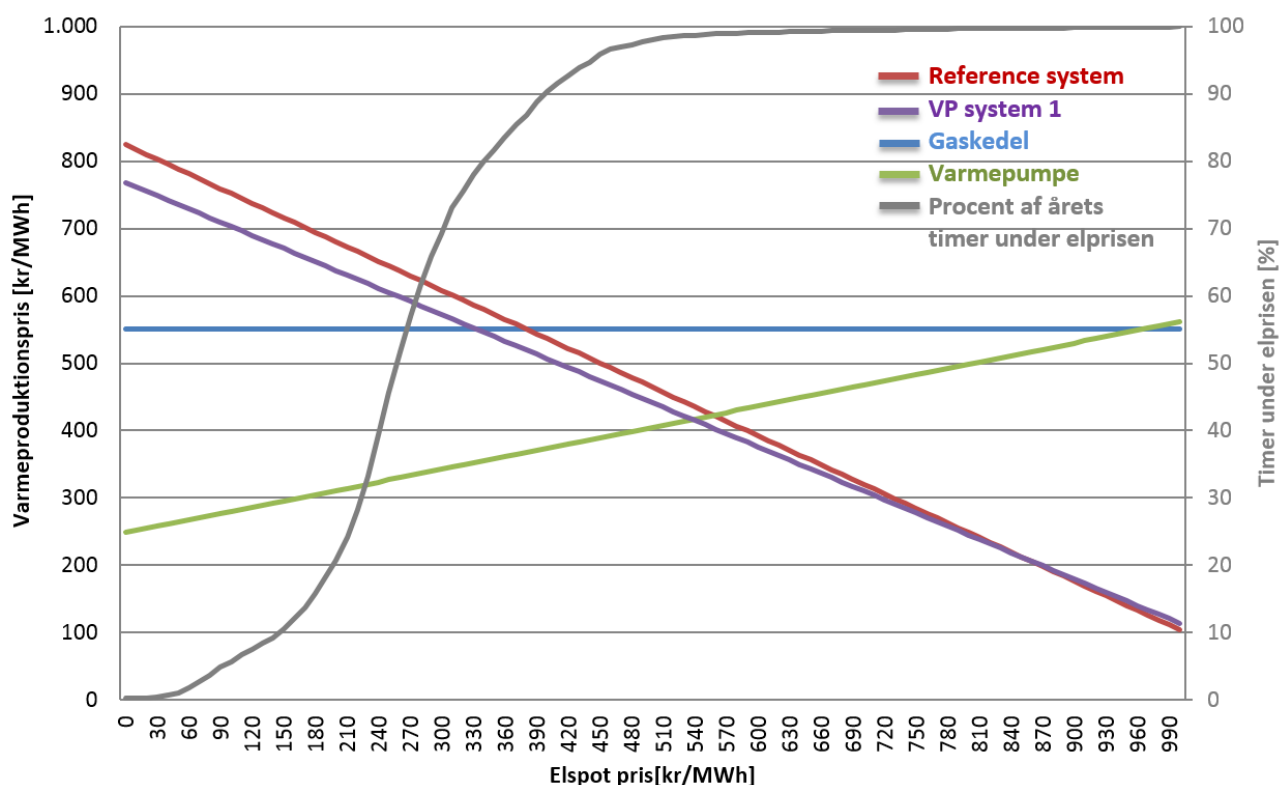
I tabellen angiver *VP system 1.1*, når der kan tilføres tilstrækkelig varme fra udeluften til varmepumpen. *VP system 1.2*, er når der tilføres varme til varmepumpen fra både udeluften og returvandet.

8. Elprisens betydning

Med varmepumperne installeret, forbedres virkningsgraden af kraftvarmeværket, alt efter hvilken drift af varmepumperne der anvendes. Varmepumperne kan anvendes til at forbedre varmeoverførslen i LT-veksleren eller til at producere varme, ved at anvende udeluften. Derfor skal varmeproduktionsprisen for de forskellige anvendelser bestemmes som en funktion af elprisen. Det gøres i forhold til elprisen, da denne afgør om det er attraktivt at anvende el til varmeproduktion eller ej. Samtidig har elprisen også indflydelse på motorens varmeproduktionspris, da en lav elpris medfører mindre værdifuld produktion af motorens drift, på grund af mindre el-salg. Gaskedlens produktionspris er konstant, da den ikke er afhængig af elprisen.

At kraftvarmeværket består af enheder som kan anvende og producere elektricitet, giver mulighed for at systemet kan udnytte varierende elpriser. Det betyder, at systemet kan producere elektricitet med motorerne, når elprisen er høj og anvende varmepumperne som varmeproduktionskilde, når elprisen er lav.

Formålet med dette afsnit er at bestemme, hvornår og hvor ofte det er attraktivt at benytte varmepumpen, både som varmeproduktionskilde og til køling af returvand. Derfor bestemmes varmeproduktionspris for de forskellige enheder, hvilke er kedlen, varmepumpen, motor og motoren med varmepumpe til køling af returvand. Hertil anvendes priser for de forskellige drivenergier samt afgifter, tilskud og virkningsgrader for de forskellige komponenter. Varmeproduktionsprisen kan ses på Figur 8.1, hvor x-aksen angiver elprisen, og y-aksen angiver varmeproduktionsprisen. Den røde graf angiver produktionsprisen for referencesystemet, som er motoren uden varmepumpe. Den lilla graf angiver produktionsprisen for motoren, når varmepumpen anvendes til at kølereturvand, og derved øger virkningsgraden. Den grønne graf angiver varmeproduktionsprisen for varmepumpen, når udeluften anvendes, da det kun er i det tilfælde varmepumpen anvendes som varmeproduktionsenhed. Her er varmepumpens COP 3,2. Den blå graf angiver kedlen. På figuren er det angivet hvor mange timer om året de forskellige varmeproduktionsenheder er de billigste. Det kan ses ved den grå graf og værdien hertil på den højre y-akse.

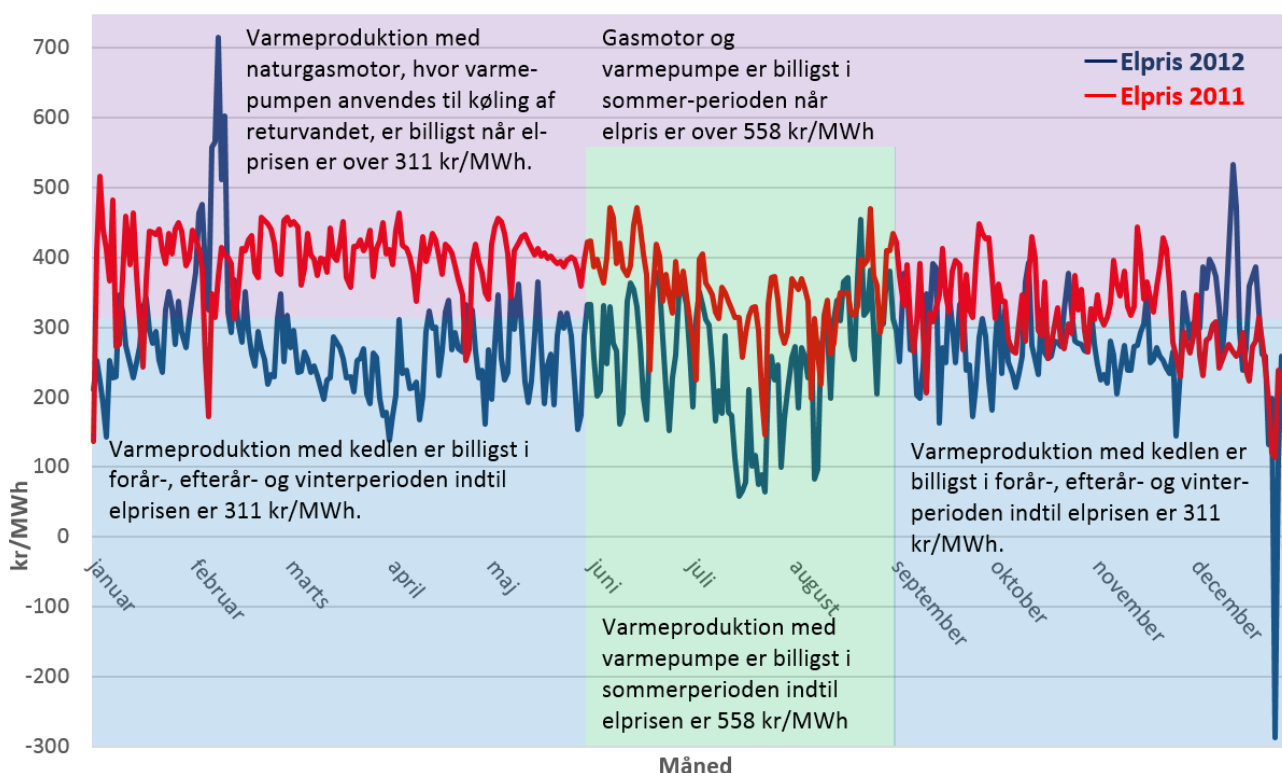


Figur 8.1 - Varmeproduktionsprisen afhængig af elprisen

Når elprisen stiger, stiger varmeproduktionsprisen for varmepumpen, da varmepumpen anvender el som drivenergi. Dog ses der at elprisen skal være 975 kr/MWh, for at det er billigere at anvende kedlen end varmepumpen til varmeproduktion. Værdien på den højre y-akse med den grå graf, er hertil 99,9 %, hvilket vil sige at det næsten altid er billigere at anvende varmepumpen end kedlen. Elprisen skal være 586 kr/MWh eller derunder for at varmepumpen har billigere varmeproduktion end reference systemet. Dette er 99 % af året.

Da varmepumpen både kan anvendes til at producere varme og kølereturvandet, kan der ud fra figuren konkluderes hvornår det er fordelagtig at anvende *VP system 1*, eller *VP system 1.1*. Der ses at når elprisen er over 538 kr/MWh, er det billigere at anvende varmepumpen til at køle returvandet end til produktion af varme.

Ud fra analysen, er varmepumpen den billigste varmeproduktionskilde størstedelen af året. Dog er det system begrænset af udetemperaturen. Derfor kan varmepumpen kun anvendes til produktion af varme i sommerperioden. Derfor undersøges elprisen i henholdsvis juni, juli og august. Det er grønne farvede område på Figur 8.2. På figuren er et år angivet på x-aksen og elprisen er angivet på y-aksen. Den blå graf angiver elprisen i 2012 og den røde angiver 2011. Det grønne farvede område, angiver perioden og til hvilken elpris den billigste varmeproduktion opnås, ved at anvende varmepumpen i forbindelse med udeluften. Det lilla område angiver til hvilken elpris, gasmotoren og varmepumpen medfører den billigste varmeproduktion. Det blå område angiver til hvilken elpris gaskedlen er den billigste varmeproduktionskilde.



Figur 8.2 - Elpris for 2011 og 2012

På figuren ses der at elprisen i 2012 ikke overstiger 450 kr/MWh fra 1. maj til 1 september, hvilket vil sige at varmepumpen, med udeluften som varmekilde, er den billigste varmeproduktion i hele sommerperioden. I 2011 er elprisen dog højere, men overstiger ikke 500 kr/MWh, hvilket vil sige at varmepumpen også her er den billigste varmeproduktionskilde. Det ses også ved at elprisen ikke overstiger det grønne farvede område. Dog kan varmepumpen ikke dække hele varmebehovet, grundet varmepumpekapaciteten. Derfor skal den anden billigste varmeproduktionskilde også anvendes. Motorens varmeproduktionspris, hvor varmepumpen

ikke anvendes til køling af returvandet, er billigere end kedlen, når elprisen er 368 kr/MWh eller derover. I forår-, efterår- og vinterperioden, hvor varmepumpen anvendes til at køle returvandet og dermed forbedre effektiviteten af LT-veksleren, er motoren det billigste alternativ til produktion af varme, når elprisen er over 311 kr/MWh.

9. Konklusion

F&U projektets formål at undersøge, om seriefremstillede varmepumper kan anvendes effektivt til at øge varmeoverførslen lavtemperatur røggasveksleren på decentrale kraftvarmeværker, ved at anvende varmepumperne til at køle returvandet. Det kaldes *VP SYSTEM 1*. Hertil blev projektet videreudviklet og et alternativt system blev analyseret, hvor varmepumperne udnytter udeluften til produktion af varme i sommerperioden, kaldt *VP system 1.1*.

Ud fra analyse af *VP system 1* blev der konkluderet, at der er teoretisk potentiale for, at den totale virkningsgrad af systemet kunne forbedres med 3,3 procentpoint. Ved *VP system 1.1*, er der potentiale for at forbedre den totale virkningsgrad med 5,1 procentpoint.

På baggrund af den teoretiske analyse, blev to seriefremstillede varmepumper med en samlet kapacitet på 128 kW installeret. Driftsdata for *VP system 1* blev logget over en periode på 4 måneder, fra maj til august. Analyse af driftsdata gav følgende resultater:

- Varmepumperne reducerer temperaturen af returvandet til LT-veksleren gennemsnitligt 6,8 °C ud fra en driftssituationen ud fra en driftsperiode på 240 timer i juli måned. Det medfører, at gennemsnitlig 61 kW ekstra varme overføres i LT-veksleren, når motoren er i drift. Temperaturen, som returvandet nedkøles til, varierer alt efter driftssituationen. Hvis varmepumpen er i drift i en periode, inden motoren sættes i drift, er indløbstemperaturen af returvandet til LT-veksleren lavere, end hvis varmepumpen og motoren sættes i drift på samme tidspunkt. Det skyldes, at varmepumpen har haft en periode til at køle den nødvendige mængde returvand, som tilføres LT-veksleren. Uafhængig drift af varmepumpen og motor er mulig, fordi de er installeret parallelt. Dog opnås gevinsten af varmepumpens arbejde kun, når motoren er i drift.
- Den gennemsnitlige værdi for System *COP* af *VP system 1* blev udregnet til 3.
- Den ekstra varmeeffekt der overføres i LT-veksleren medfører, at driftstiden af motoren i maj måned kan reduceres med 11,2 timer, hvormed den nødvendige månedlige varmeproduktion stadig opnås.

Driftsresultater for *VP system 1.1* blev logget fra slutningen af juni måned og gav følgende resultater:

- Ved at installere en varmeveksler til at udnytte udeluften samt køling af motoren, er varmepumpen i stand til at producere varme ved at udnytte udeluften som varmekilde. Herved har varmepumpen ikke længere til funktion at køle returvandet. I det tilfælde behøver motoren ikke at være i drift, for at kunne levere varme.
- Driften af systemet er begrænset af udetemperaturen, hvilket er grunden til at systemet kun anvendes i sommerperioden.
- Det er varmepumpens *COP*, der udgør system *COP*. Den gennemsnitlige værdi for varmepumpens *COP* i *VP system 1* er 3,2.
- Hvis varmeveksleren ikke kan overføre nok varme fra udeluften til varmepumpen, køler varmepumpen samtidig returvandet. Hermed overføres ekstra varme i LT-veksleren, mens varmepumpen anvendes til at producere varme med udeluften som kilde. Der overføres gennemsnitlig 40 kW ekstra i LT-veksleren, mens varmepumpen leverer 95 kW ved at udnytte udeluften og ved køle returvandet 39 kW. Det medfører, at system *COP* er 3,1.

Hermed kan varmepumperne anvendes til to driftssituationer alt efter årstiden for at sikre den bedste anvendelse og derved opnå den bedste virkningsgrad af systemet.

Om vinteren, hvor driftsperioden af motorerne er længst og udetemperaturen er lav, kan varmepumperne anvendes til at køle returvandet. Hermed øges varmeoverførselen i lavtemperaturveksleren. Om sommeren er driftstiden af motorerne kortere, og temperaturen af udeluften er højere. I denne situation kan varmepumperne anvendes til at producere varme ved at udnytte udeluften. Hvis varmepumperne køler mere, end det er muligt at hente fra udeluften, kan returvandet stadig anvendes. Ved at skifte mellem de to driftssituationer, kan den mest attraktive drift af systemet med varmepumperne sikres.

Det kan hermed konkluderes, at seriefremstillede varmepumper kan anvendes til at øge effektiviteten af den kondenserende kedel ved at sænke temperaturen af returvandet. Hvor meget varmeoverførslen kan forbedres afhænger af driftssituationen. Desuden konkluderes det, at varmepumperne kan anvendes til produktion af varme i sommerperioden, hvor udeluften og køling af motoren udnyttes af varmepumpen. Ved at anvende denne driftsmetodik, kan den største forbedring af systemets energieffektivisering sikres afhængig af tidspunktet på året og driften af kraftvarmeværket.

Appendiks A Nøgletal

Alle specifikationer for værket er angivet i Tabel A.1, hvor den totale virkningsgrad for henholdsvis motor 1 og 2 er angivet. Der er angivet en total virkningsgrad for begge, da motor 1 kun bruges til at køre reguleringskraft, når det kan betale sig. Specifikationerne angivet ved 35°C indløbstemperatur i LT-veksleren.

Tabel A.1 - Specifikationer for værket

Motorer: 2 x Jenbacher J316	
El-effekt	2 x 736 kW
Varme-effekt Motor 1	1 x 894 kW
Varme-effekt Motor 2 + LT-veksler	1 x 894 kW + 129 kW
El-virkningsgrad	36,7 %
Varme-virkningsgrad motor 1	44,2 %
Varme-virkningsgrad motor 2 + LT	51,1 %
Total virkningsgrad motor 1	80,9 %
Total virkningsgrad motor 2	87,8 %
Reservekedel effekt	2,5 MW
Antal forbrugere	208
Varmeproduktion, ca.	5600 MWh
Varmesalg	3270 MWh
Varmetab	2330 MWh
Tab	41,6 %

I Tabel A.1 er værkets varmeproduktion og salg angivet. Grunden til forskellen mellem salg og produktion skyldes varmetabet, hvilket blandt andet er ledningstab. Det er samtidig grunden til, at den største produktion er i december måned. Produktionen for hver måned kan ses i Tabel A.2.

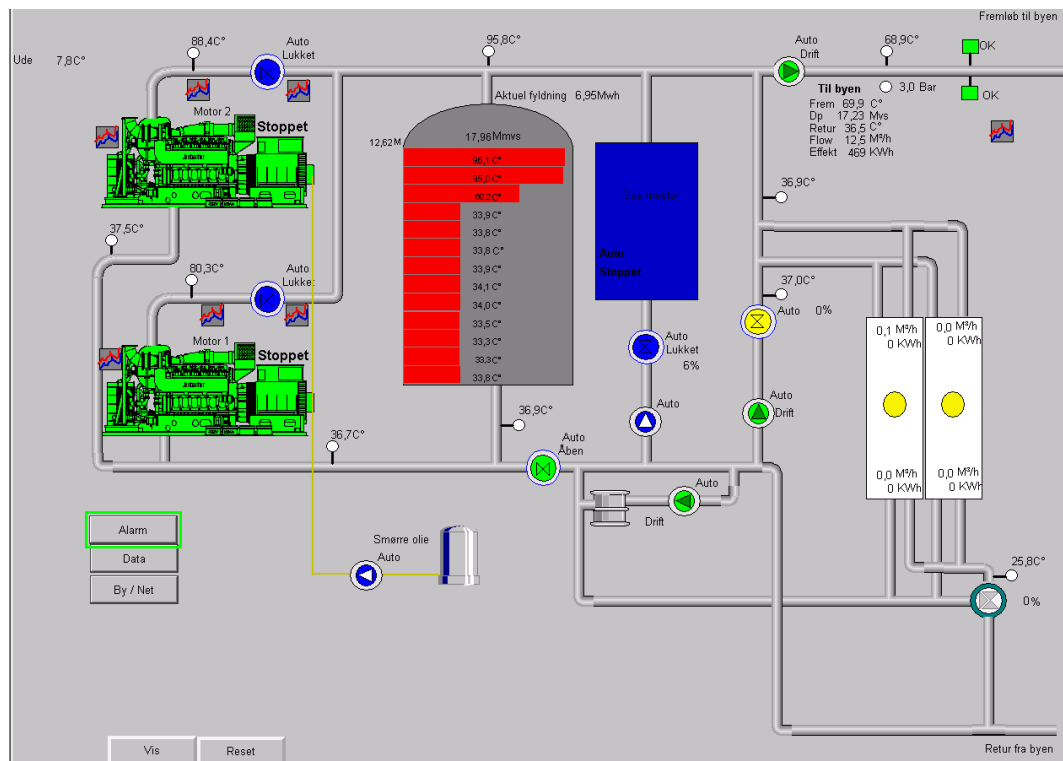
Tabel A.2 - Nøgletal for drift af værket

Måned	Graddage normalår	Gns. udetemp. [°C]	T-Frem gns. [°C]	T-Frem max. [°C]	T-Retur gns. [°C]	Ab. værk normalår [MWh]	Ab. værk Peak [kW]
Jun	61	15	66	70	38	177	457
Jul	21	16	66	70	40	172	349
Aug	25	16	66	72	40	261	348
Sep	97	14	66	73	38	402	528
Okt	207	10	67	77	36	565	781
Nov	347	5	69	79	35	711	880
Dec	445	3	71	83	35	782	1.188
Jan	502	1	71	84	35	754	1.259
Feb	463	0	71	83	34	690	1.205
Mar	435	3	70	85	35	529	1.300
Apr	296	7	69	82	34	337	981
Maj	138	13	67	77	37	221	637
År	3.037	9	68	85	36	5.600	1.300

Værkets produktion afhænger af antal graddage, da større mængde varme kræves. Desuden skal fremløbstemperaturen også øges for at kompensere for det øgede varmetab, hvilket kan ses i kolonne 4.

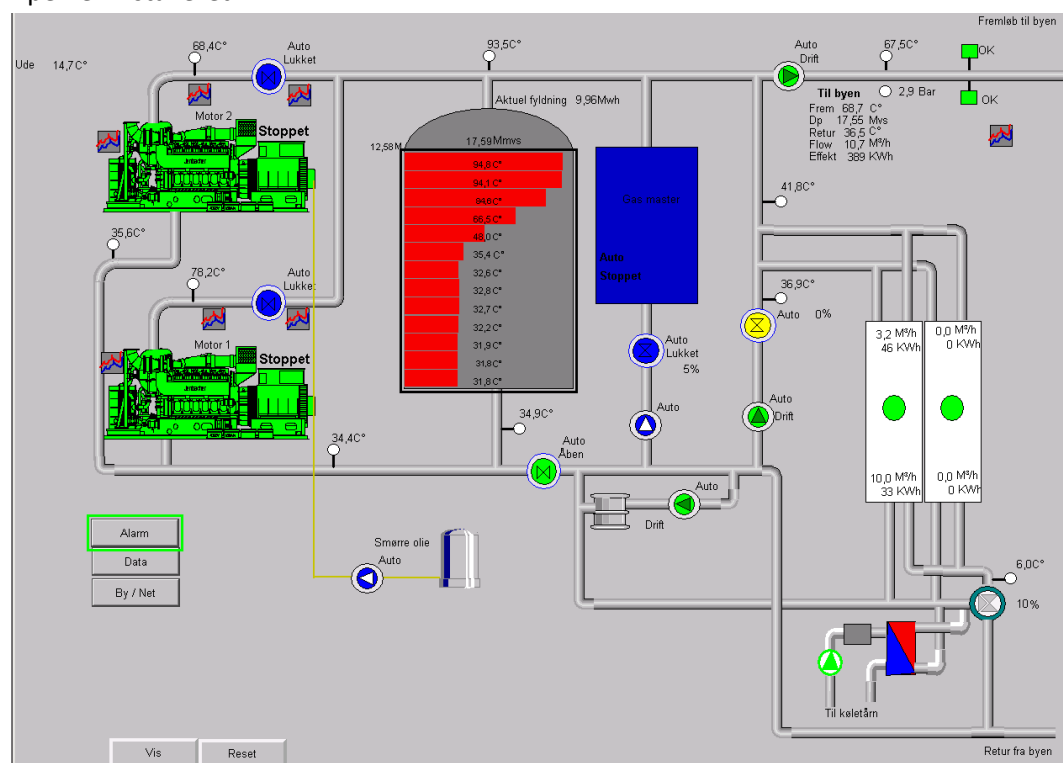
Appendiks B SRO Anlæg

På Figur B.1 ses et skærbillede af anlægsoversigten fra SRO-anlægget, hvilket viser de forskellige komponenter, heriblandt også varmepumperne.



Figur B.1 – System med varmepumpe installeret

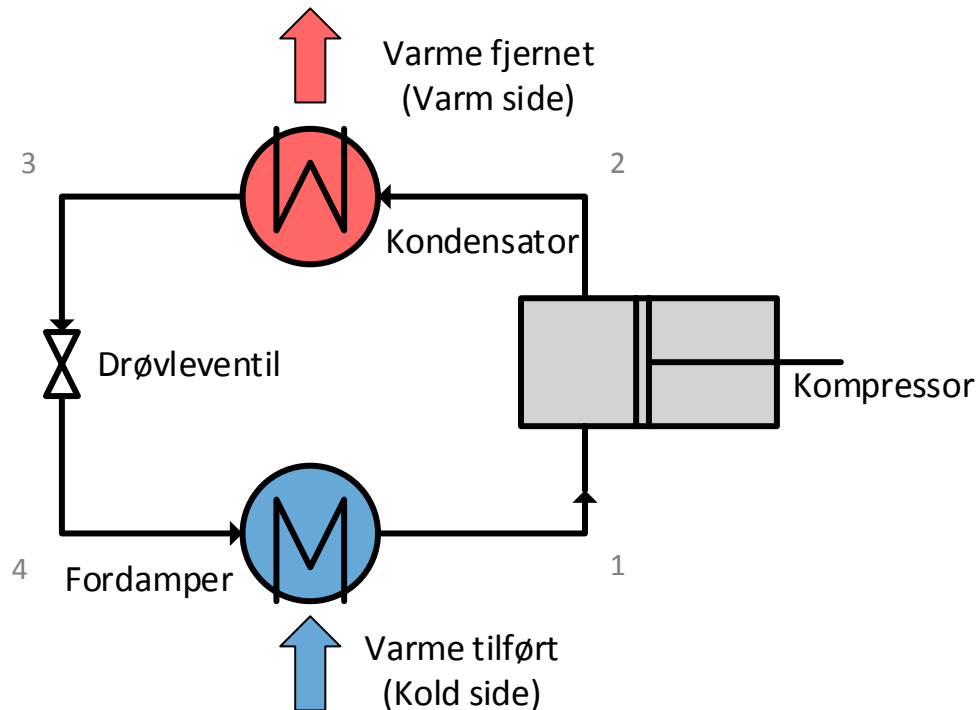
På Figur B.2 ses et skærbillede af anlægsoversigten fra SRO-anlægget, hvor varmeveksleren og varmepumpen er installeret.



Figur B.2 – System med varmepumpe og varmeveksler installeret

Appendiks C Varmepumpens virkemåde

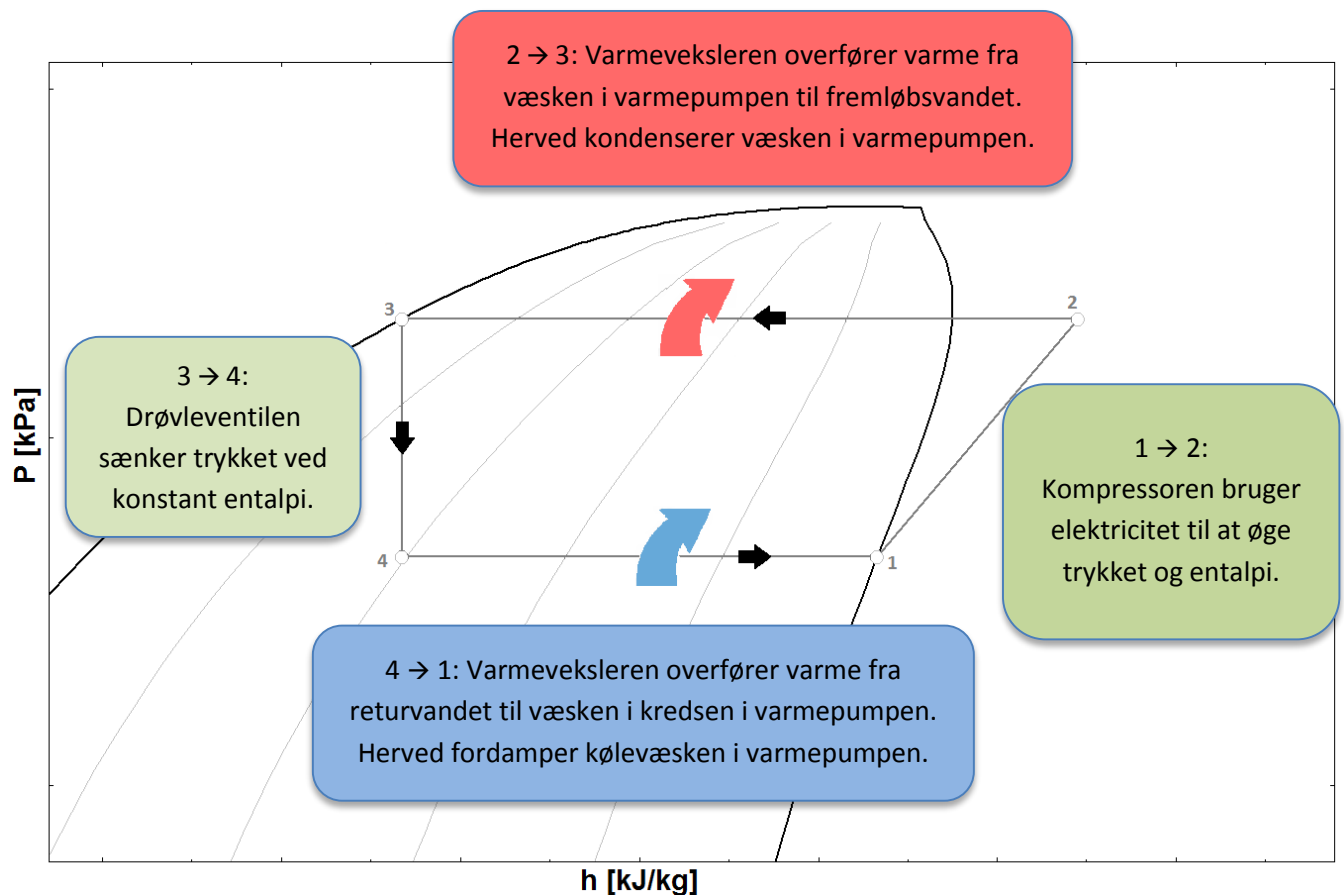
Varmepumpen har til formål at "flytte" varme fra et reservoir til et andet. Det gøres ved at anvende varmevekslere, kompressorer og ventiler. Sammensætningen af komponenterne kan ses på Figur C.1. Her er det kolde område returvandt fra byen, og det varme er fremløbet mod byen. På den kolde side tilføres der varme til kølevæsken, og på den varme side fjernes der varme fra kølevæsken.



Figur C.1 - Komponenterne i varmepumpen

Fordamperen er en varmeveksler, som udnytter den resterende varme i returvandet til fordampning i den lukkede kreds i varmepumpen. Det sker ved, at væsken i varmepumpen har en lavere temperatur end vandet, der løber ind i varmepumpen, da varmeenergien altid vil blive ført fra et varmt element til det koldere, når de er i kontakt.

Efter fordamperen øges trykket med en kompressor, hvormed væskens entalpi også øges. Herefter har kølemidlet opnået en højere temperatur ved et højere tryk. Efter kompressoren føres væsken igen gennem en varmeveksler, kaldet kondensatoren, hvor varmen afgives fra kølemidlets lukkede kreds til fjernvarmevandet. Herefter sænkes trykket ved konstant entalpi med en drøvleventil, hvorefter processen startes forfra. Denne proces kan beskrives som på Figur C.2, hvor x-aksen angiver entalpi, hvilket er væskens indre energi. Y-aksen angiver trykket i kølekredsen.



Figur C.2 - Kølekreds på P-h diagram

De angivne numre på Figur C.2 svarer til numrene på Figur C.1, og områderne mellem punkterne angiver den følgende komponent.

COP - Coefficient Of Performance

Coefficient of Performance, som oftest er angivet *COP*, angiver hvor god en varmepumpe er til at udnytte og producere varme i forhold til den energi, der bliver tilført som drivenergi. F.eks. betyder en *COP* på 3, at varmepumpen leverer 3 gange så meget varmeenergi, som der bliver tilført som drivenergi.

Den leverede varmemængde afhænger af køleeffekten og den tilførte effekt fra kompressoren. Udtrykket for den leverede varmemængden regnes derfor på følgende måde:

$$P_V = P_K + P_{Tilført}$$

Og da *COP* er forholdet mellem tilført drivenergi ($P_{Tilført}$) og varme der kan leveres (P_V), kan *COP* kan udregnes på følgende måde:

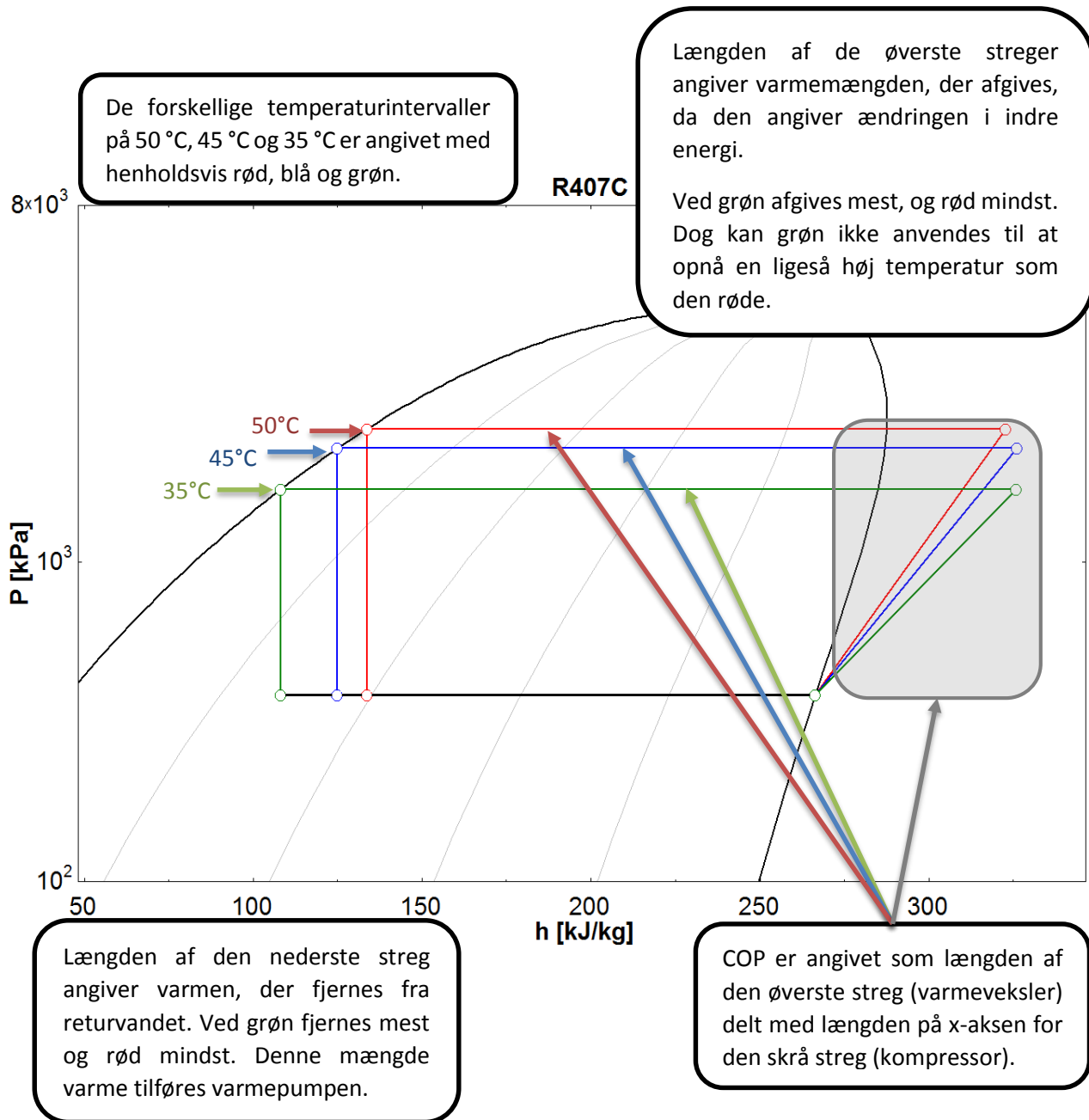
$$COP = \frac{P_V}{P_{Tilført}} = \frac{P_V}{P_V - P_K}$$

Det vil sige, at hvis der tilføres 100 kW elektricitet og varmepumpen har en *COP* på 3, kan varmepumpen levere 300 kW varme, hvis der er mulighed for at fjerne 200 kW fra et reservoir på den kolde side.

COP for varmepumpen kommer an på driftssituationen og den angivne værdi fra producenten. Derfor er det nødvendigt at uddybe, hvilken varmepumpe der er anvendt til projektet, og hvordan *COP* er ved forskellige situationer.

Appendiks D Mætningskurve for R407C

Et $\log P-h$ diagram for R407C ses på Figur D.1. Her angiver x-aksen entalpi, som er et udtryk for væskens indre energi, og y-aksen angiver tryk.



Figur D.1 – $\log P-h$ diagram for R407C

Her udtrykker de øverste linjer mængden af varme afgivet fra kølekredsen til fremløbsvandet samt temperaturen af væsken i kølekredsen. De tre linjer angiver driftssituationen ved en temperatur på henholdsvis 35°C , 45°C og 50°C som markeret på figuren. Den nederste linje, angivet med blå, indikerer temperaturen på den kolde side. Som der ses, er linjen der er ved en temperatur på 35°C længere, hvilket vil sige en større mængde varme afgivet. Varmemængden kan udtrykkes med følgende formel:

$$P_{\text{varme}} = \dot{m} \cdot \Delta h$$

Hvor $\dot{m}$ er masseflowet og Δh er forskellen i entalpi, hvilket er illustreret med linjerne i x-aksens retning på Figur D.1. På samme måde illustrerer figuren også, at en temperatur på 35 °C medfører, at en større mængde varme kan optages på den kolde side på grund af kurvens hældning på den venstre side. Det kan ses ved, at varmeoverførselen fra returvandet til kølekredsen ved B0/W35 er angivet ved den blå linje plus de to lysere linjer af farven blå, hvor varmeoverførselen ved B0/W50 kun er den mørkeblå linje.