

Analyse af CO₂-varmepumpedrift i et fjernvarmesystem ved varierende elpriser

Amanda Harboe Friis Nørtoft

Energi, diplombachelor





AALBORG UNIVERSITET

STUDENTERRAPPORT

AAU Energi

Aalborg Universitet
<http://www.aau.dk>

Titel:

Analyse af CO₂-varmepumpedrift i et fjernvarmesystem ved varierende elpriser

Projektperiode:

Efterårssemestret 2025

Projektgruppe:

Dimplombachelor

Deltagere:

Amanda Harboe Friis Nørtoft

Vejledere:

Kim Sørensen

Oplagstal: 1

Sidetal: 60

Antal bilag: 0

Afleveringsdato:

16. januar 2026

Synopsis:

I dette projekt undersøges, hvordan driftsstrategier baseret på en akkumuleringsstank med midterdyse kan udnytte variationer i elpriser til at forbedre den økonomiske drift af en CO₂-varmepumpe i et fjernvarmesystem. Der er opstillet en matematisk model af systemet bestående af en CO₂-varmepumpe, en elkedel og en akkumuleringsstank med midterdyse, hvor varmepumpemodellen er valideret mod producentdata og udviser små afvigelser ved leveringstemperaturer over 75 °C. Elprisernes døgnvariation er analyseret, og der er identificeret karakteristiske elpristendenser for sommer- og vinterdrift, hvorefter tre forskellige elprisvariationer er undersøgt. En referencebaseret styringsstrategi for traditionel drift er modelleret, ligesom en strategi, hvor varmepumpen skiftevis leverer temperaturer over og under fremløbstemperaturen. Denne strategi forbedrer ikke den samlede systemeffektivitet, men medfører en økonomisk besparelse på 5 kr./MWh. Endvidere er en styringsstrategi analyseret, hvor en elkedel anvendes som supplement til varmepumpen. Denne forbedrer heller ikke systemets samlede effektivitet, men giver om vinteren en besparelse på 81 kr./MWh ved en stor akkumuleringsstank og 46 kr./MWh ved en mindre tank, mens der om sommeren ikke opnås besparelser.

Abstract

In this project, two operational strategies based on a thermal storage tank with a mid-level inlet are investigated to assess how variations in electricity prices can be utilized to improve the economic operation of a CO₂ heat pump in a district heating system. A mathematical model of a district heating system consisting of a CO₂ heat pump, an electric boiler, and a thermal storage tank with a mid-level inlet has been developed. The heat pump model is validated against data provided by a heat pump manufacturer and exhibits deviations at supply temperatures above 75 °C.

The daily variation of electricity prices is analyzed, and characteristic price trends for summer and winter operation are identified. Three different electricity price variations are investigated. A control strategy representing conventional heat pump operation is modeled and used as a reference. In addition, a control strategy in which the heat pump alternates between supply temperatures above and below the district heating supply temperature is modeled and analyzed. This strategy does not improve the overall system efficiency but results in an economic saving of 5 DKK/MWh. Furthermore, a control strategy in which an electric boiler is used as a supplement to the heat pump is modeled and analyzed. This strategy also does not improve the overall system efficiency but results in a wintertime economic saving of 81 DKK/MWh for a large thermal storage tank and 46 DKK/MWh for a smaller tank, while no savings are achieved during summer operation.

Forord

Denne rapport er udarbejdet som et bachelorprojekt på diplomingeniøruddannelsen ved Institut for Energi, Aalborg Universitet, og har et omfang svarende til 15 ECTS. Projektet omhandler modellering og analyse af driftstrategier for et fjernvarmesystem bestående af en CO₂-varmepumpe, en elkedel samt en akkumuleringsstank med midterdyse.

Forfatteren ønsker at takke FENAGY for at dele deres viden om CO₂-varmepumper samt for at stille et modelgrundlag til rådighed, som har dannet basis for validering af projektets varmepumpemodel.

I projektet er Microsoft Excel anvendt som modelleringsværktøj, hvor kodning er udført i Visual Basic for Applications (VBA). Overleaf med LaTeX er anvendt til udarbejdelse af rapporten. Derudover er ChatGPT benyttet som et støtteværktøj til vejledning i programmeringssproget VBA samt til sproglig finskrivning af den studerendes egne tekster.

I rapporten henvises der til kilder ved anvendelse af Vancouver-referencemetoden. Figurer og tabeller henvises ligeledes ved hjælp af nummerering. Projektet indeholder ingen bilag.

Aalborg Universitet, 16. januar 2026

Indhold

Abstract	iv
Forord	v
Symbolliste	viii
1 Indledning	1
2 Problemanalyse	2
3 Problemformulering	8
3.1 Underpunkter	8
3.2 Udvalgte driftsstrategier	8
3.3 Afgrænsninger	9
4 Modelopbygning	10
4.1 Systembeskrivelse	10
4.2 Akkumuleringstank	12
4.3 Varmepumpe	13
4.3.1 Lavtryksside: fordamper og punkt 1	15
4.3.2 Højtryksside: kompression og gas cooler	16
4.3.3 Iterativ løsning og segmenteret gas cooler	16
4.3.4 Lukning af kredsproces og samlet overblik	19
4.3.5 Validering af varmepumpemodel	20
5 Drift uden elpriser	24
5.1 Styringsstrategier	24
5.1.1 Reference	25
5.1.2 LT/HT-varmepumpe	25

5.1.3	Varmepumpe + elkedel	27
5.2	Opsætning af simulering	29
5.3	Resultater - Vinter	30
5.4	Resultater - Sommer	34
6	Drift med elpriser	36
6.1	Opsætning af simulering	36
6.2	Styringsstrategier	39
6.2.1	LT/HT varmpumpe-styring	39
6.2.2	Varmepumpe + elkedel- styring	40
6.3	Resultater - Vinter	41
6.4	Resultater - Sommer	47
7	Diskussion	51
8	Konklusion	55
9	Perspektivering	58
	Litteraturliste	60

Symbolliste

Q	Varmeenergi	[Wh]
ΔT	Temperaturdifferent	[°C]
$\dot{m}$	Massestrøm	[kg/s]
$\dot{Q}$	Varmeeffekt	[W]
$\dot{W}$	Elektrisk effekt	[W]
η	Virkningsgrad	[—]
COP	Coefficient of Performance	[—]
h	Specifik entalpi	[kJ/kg]
m	masse	[kg]
P	Tryk	[Pa]
T	Temperatur	[°C]
UA	Samlet varmeovergangstal	[kW/K]
V	Volumen	[m ³]
W	Elektrisk energi	[Wh]
x	Kvalitet	[—]

1 | Indledning

Den grønne omstilling er fortsat et centralt fokusområde i Danmark, hvor elektrificeringen af varmeforsyningen betragtes som et væsentligt skridt mod opfyldelsen af landets klimamål. Varmeforsyningen har historisk været baseret på fossile brændsler som kul og olie, men er i dag i gang med en omfattende udfasning af disse energikilder. Elektrificeringen af sektoren er derfor i fuld gang, og der investeres i stigende grad i elbaserede løsninger som elkedler og varmepumper. Disse elforbrugende teknologier bidrager samtidig til at regulere de store udsving, der opstår som følge af den varierende elproduktion fra sol- og vindenergi. [1]

Ifølge Energistyrelsens energistatistik for 2024 steg produktionen af varme fra store varmepumper og elkedler i fjernvarmesystemet med 17 % fra 2023 til 2024. Denne udvikling forventes at fortsætte, idet Energistyrelsens klimastatus- og fremskrivning for 2025 viser, at knap halvdelen af varmeproduktionen i 2035 forventes at blive leveret af varmepumper, mens omkring en syvendedel vil komme fra elkedler.

Siden 2022 har CO_2 -varmepumper vundet øget udbredelse i de danske fjernvarmesystemer [2]. CO_2 som kølemiddel er særligt velegnet til opvarmning af vand ved store temperaturløft og er derfor særligt egnet til fjernvarmedrift [3].

Som fremskrivningerne indikerer, forventes varmepumper at få en stadig større rolle i varmeforsyningen i fremtiden. Samtidig anvender størstedelen af de storskala varmepumper, der i dag etableres i fjernvarmesektoren, CO_2 som kølemiddel [4]. Omdrejningspunktet for denne rapport er derfor en CO_2 -varmepumpe integreret i et fjernvarmesystem.

2 | Problemanalyse

Effektiviteten af en varmepumpe beskrives ved dens *Coefficient of Performance* (COP), som angiver forholdet mellem den leverede varmeeffekt og det nødvendige elektriske arbejde [5]

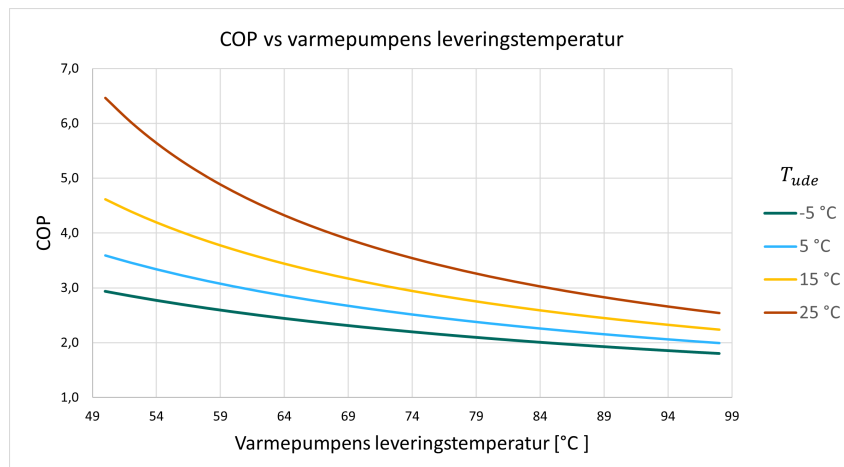
$$COP = \frac{\dot{Q}_{VP}}{\dot{W}_{in}} \quad (2.1)$$

I praksis er der flere faktorer der kan påvirke en varmepumpes COP. Den teoretisk maksimale COP for en varmepumpe er udelukkende bestemt af temperaturen på det kolde reservoir T_L og det varme reservoir T_H og kan udtrykkes ved Carnot-COP'en [5]

$$COP_{Carnot} = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad (2.2)$$

I et fjernvarmesystem udgør det kolde reservoir varmepumpens varmekilde, mens det varme reservoir svarer til fjernvarmevandet efter opvarmning i varmepumpen. I Danmark anvendes forskellige typer varmekilder til store varmepumper, herunder luft, overskudsvarme, spildevand og havvand [3]. Valget af varmekilde fastlægges ved etablering af anlægget og kan ikke ændres efterfølgende. Temperaturen på varmekilden er derfor typisk ikke aktivt styrbar, men afhænger af omgivelserne eller den tilknyttede proces.

Derimod kan den temperatur, som varmepumpen leverer til fjernvarmesystemet, reguleres løbende gennem styringen af anlægget. I praksis driftes de fleste anlæg med en konstant leveringstemperatur, der ligger lidt over den ønskede fremløbstemperatur, så varmen kan anvendes direkte i fremløbet efter shunting [4]. I Figur 2.1 ses den teoretiske maksimale COP som funktion af varmepumpens leveringstemperatur ved forskellige konstante udetemperaturer.

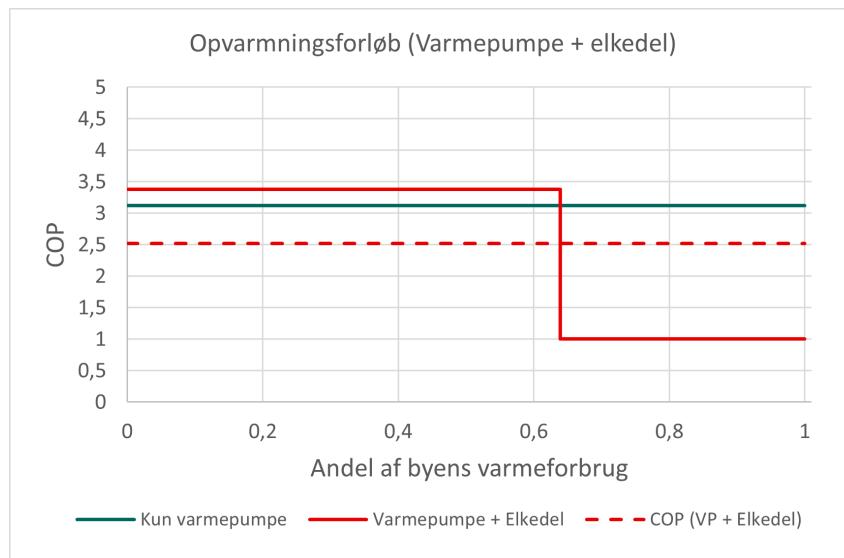


Figur 2.1: Carnot-COP som funktion af varmepumpens leveringstemperatur

For alle viste udetemperaturer ses den samme overordnede tendens: COP'en stiger, jo lavere varmepumpens leveringstemperatur T_{VP} er. Samtidig er sammenhængen ikke lineær, idet COP-forbedringen er størst ved lave leveringstemperaturer. En reduktion af varmepumpens leveringstemperatur har derfor et betydeligt potentiale for at forbedre varmepumpens effektivitet og reducere det nødvendige kompressorarbejde.

Hvis varmepumpens leveringstemperatur sænkes til under fremløbstemperaturen, kan fjernvarmens temperaturkrav ikke længere opfyldes ved direkte levering fra varmepumpen. Det er derfor nødvendigt at indføre et driftsmæssigt tiltag, som sikrer, at den ønskede fremløbstemperatur i fjernvarmenettet fortsat opnås på anden vis. Dette kan eksempelvis ske ved at lade en elkedel levere det sidste temperaturløft op til fremløbstemperaturen. Elkedler omdanner næsten al tilført elektrisk energi direkte til varme, hvilket betyder, at deres effektivitet i praksis er konstant og svarer til en COP på omtrent 1 [6].

Ved en sådan konfiguration opstår et opvarmningsforløb, hvor vandet først opvarmes til en valgt temperatur af varmepumpen, hvorefter den resterende temperaturstigning leveres af elkedlen. Den samlede effektivitet bliver dermed en vægtet COP for hele opvarmningsforløbet. Dette er illustreret i Figur 2.2 for et eksempel med $T_{frem} = 70^\circ\text{C}$, $T_{VP} = 65^\circ\text{C}$ og en varmepumpevirkningsgrad på $\eta_{VP} = 0,5$ relativt til Carnot-COP.



Figur 2.2: Opvarmningsforløb ved brug af både varmepumpe og elkedel

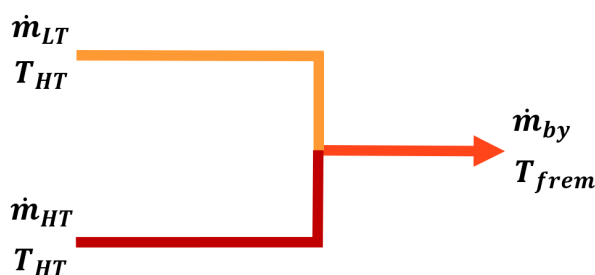
Den grønne kurve viser opvarmningsforløbet, hvor varmepumpen alene leverer fremløbstemperaturen. Den røde kurve illustrerer forløbet, hvor varmepumpen står for den første del af temperaturstigningen, mens elkedlen leverer det sidste temperaturløft. Den stiplede røde linje angiver den samlede COP for dette kombinerede opvarmningsforløb med varmepumpe og elkedel.

Figuren viser, at den samlede COP for systemet reduceres, når en del af temperaturstigningen varetages af en elkedel. Dette medfører nemlig et øget samlet elektrisk energiforbrug og udgør dermed ikke en energioptimering af systemet. Den samme overordnede tendens gør sig gældende for andre temperaturkombinationer, dog med varierende omfang af det ekstra energiforbrug.

Elmarkedet er karakteriseret ved betydelige prisvariationer, og for at minimere driftsomkostningerne er det afgørende, hvornår det elektriske arbejde udføres. Elkedler har her den fordel, at de er meget fleksible i drift, både hvad angår opstartstid og effektvariation [4]. Dette giver mulighed for at udnytte korte perioder med lav elpris.

Hvis elkedlen anvendes strategisk til at levere eller lagre varme i perioder med lav elpris, kan det samtidig give mulighed for, at varmepumpen kan operere med lavere leveringstemperatur i perioder med høj elpris og dermed reducere kompressorarbejdet i disse perioder. En sådan strategi forudsætter mulighed for at lagre varme ved forskellige temperaturniveauer, hvilket kræver en akkumuleringskøleapparat udstyret med en midterdyse.

Alternativt kan den ønskede fremløbstemperatur opnås ved at blande vand med temperaturer under og over fremløbstemperaturen. Dette princip er illustreret i Figur 2.3, hvor lav- og højtemperaturvand blandes til det ønskede fremløb.



Figur 2.3: Fremløbstemperatur opnås ved blanding af lav- og højtemperaturvand

Fordelingen mellem masseflowene kan bestemmes ved masse- og energibalancer

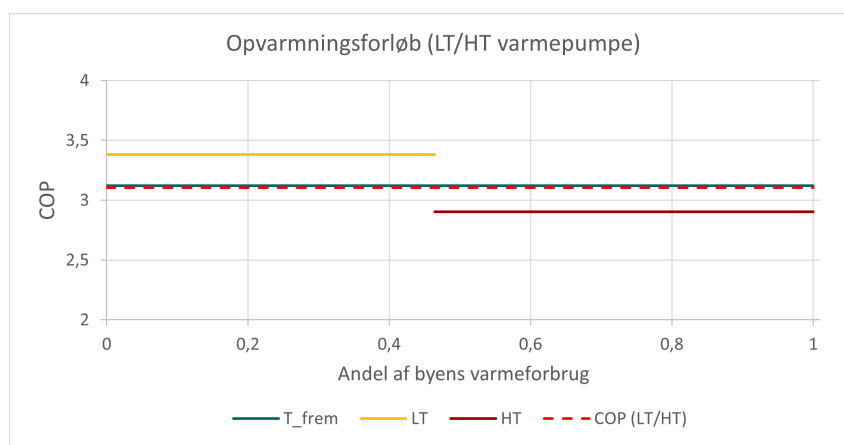
$$\dot{Q}_{by} = \dot{Q}_{LT} + \dot{Q}_{HT} \quad (2.3)$$

$$\dot{m}_{by} h_{T_{frem}} = \dot{m}_{LT} h_{T_{LT}} + \dot{m}_{HT} h_{T_{HT}} \quad (2.4)$$

$$\dot{m}_{by} = \dot{m}_{LT} + \dot{m}_{HT} \quad (2.5)$$

Hvis varmepumpen skiftevis leverer varme ved en temperatur under og over fremløbstemperaturen (LT/HT-drift), kan varmepumpen alene producere de to temperaturniveauer, der kræves for at opnå det ønskede fremløb, og en elkedel er dermed ikke nødvendig. Da varmepumpen kun kan producere ét temperaturniveau ad gangen, er det nødvendigt at kunne lagre det ene niveau, mens det andet produceres. Dette stiller dermed også krav om en akkumuleringsstank med midterdyse, som muliggør samtidig lagring og tapning af to temperaturzoner.

Opvarmningsforløbet i Figur 2.4 illustrerer, hvor stor en andel af byens varmekonsum der leveres ved hvilke temperaturer og tilhørende COP, når der køres med henholdsvis LT/HT-drift og normal drift. Det viste scenarie er baseret på $T_{frem} = 70^\circ\text{C}$, $T_{LT} = 65^\circ\text{C}$, $T_{HT} = 75^\circ\text{C}$, samt en varmepumpeeffektivitet i forhold til den teoretiske maksimale på $\eta_{VP} = 0,5$.



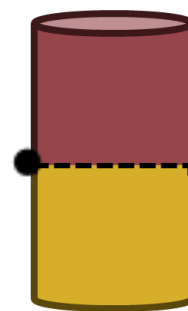
Figur 2.4: Sammenligning af opvarmningsforløb mellem normal drift og LT/HT-drift.

Af opvarmningsforløbet fremgår det, at den samlede COP er omtrent den samme som ved

normal drift, og at begge styringsstrategier derfor medfører et tilsvarende samlet kompressorarbejde. Forskellen består i, at normal drift resulterer i et konstant kompressorarbejde, mens LT/HT-drift medfører et varierende kompressorarbejde over tid. Denne variation i kompressorarbejde åbner mulighed for at tilpasse varmepumpens drift til fluktuerende elpriser. Det er således ikke nødvendigvis den samlede mængde elektrisk arbejde, men tidspunktet for dets udførelse, der er afgørende for driftsomkostningerne. En forudsætning for, at denne styringsstrategi kan realiseres, er dog anvendelsen af en akkumuleringskank med midterdyse, således at de to forskellige temperaturniveauer kan lagres samtidig.

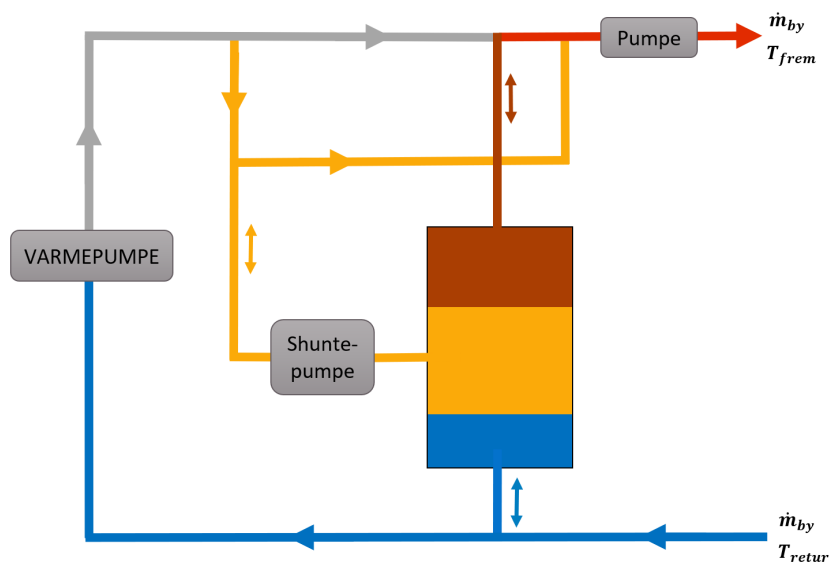
Styringsstrategi ved akkumuleringskank med midterdyse

Når en akkumuleringskank er udstyret med en midterdyse, kan tanken fyldes med højtemperaturvand (HT), indtil grænsefladen når ned til midterdysen. Midterdysen må ikke oversvømmes, da dette vil blokere adgangen til lavtemperaturlageret (LT). Tilsvarende kan der kun tappes lavtemperaturvand fra tanken, indtil det kolde vand når op til midterdysen. Tanken opdeles dermed i et højtemperaturlager svarende til volumen over midterdysen og et lavtemperaturlager svarende til volumen under midterdysen, som illustreret i figuren. Disse lagringskapaciteter bestemmes derfor direkte af midterdysens placering.



For højtemperaturvand gælder det, at det udelukkende kan befinde sig i den øverste del af tanken. Lavtemperaturvand er derimod ikke knyttet til en fast placering i tanken, men vil befinde sig i laget mellem det kolde vand i bunden og det varme vand i toppen.

Samspillet mellem varmepumpen og akkumuleringskanken med midterdyse i forhold til at opnå den ønskede fremløbstemperatur er illustreret i Figur 2.5.



Figur 2.5: System med varmepumpe og akkumuleringskank med midterdyse.

I praksis sikres det nødvendige masseflow til byen af en pumpe, som skaber et undertryk på sugesiden, der er direkte forbundet til tankens top. Masseflowet ud af toppen reguleres derfor passivt som følge af trykbalancen i systemet. Hvis det samlede masseflow fra varmepumpen og midterdysens udløb er mindre end byens behov, tappes der automatisk fra tankens top. Omvendt vil et overskydende masseflow blive lagret i tanken.

For at sikre, at denne passive regulering resulterer i den ønskede fremløbstemperatur, skal det masseflow, der sendes til fremløbet, indeholde den nødvendige andel lavtemperaturvand. Dette styres aktivt af en shuntepumpe, som regulerer masseflowet ind og ud gennem midterdysen. Shuntepumpen beregner det nødvendige flow ud fra energibalancer som beskrevet i Ligning 2.5, hvor varmepumpens masseflow og leveringstemperatur indgår som styrende parametre. Masseflowet ved bunddysen reguleres passivt, idet det reagerer på trykændringer i tanken og bidrager til at opretholde den samlede massebalance.

Implementeringen af midterdyser og storskala varmepumper er en udvikling, der er blevet markant udbredt de seneste år. De to teknologier anvendes dog i praksis ofte uafhængigt af hinanden i driften af fjernvarmeværker [4]. Midterdysen udgør et stærkt værktøj i systemet, idet den muliggør drift med flere samtidige temperaturniveauer. Dette kan introducere en ekstra frihedsgrad i styringen af varmepumpen, hvor kompressorarbejdet kan reguleres gennem valg af leveringstemperatur, uden at den leverede varmepumpeeffekt ændres. Herved kan varmepumpens COP tilpasses bestemte tidsperioder.

Samtidig med den stigende elektrificering af varmeproduktionen spiller variationer i elpriser en stadig større rolle for den økonomiske drift af fjernvarmesystemer. Muligheden for at tilpasse varmepumpens drift i tid vurderes derfor at være særligt relevant i et system, hvor elforbruget kan forskydes til perioder med lave elpriser.

I kombination med en elkedel kan det sidste temperaturtrin i varmeproduktionen desuden løftes elektrisk, hvilket muliggør, at varmepumpen kan drives ved lavere temperaturer og dermed højere effektivitet i dele af driften. Samspillet mellem midterdyse, varmepumpe og elkedel vurderes derfor at være særligt relevant at undersøge nærmere og udgør omdrejningspunktet for dette projekt.

3 | Problemformulering

Formålet med projektet er at opstille en matematisk model af et fjernvarmesystem bestående af en CO₂-varmepumpe, en elkedel og en akkumuleringstank med midterdyse. Ved hjælp af modellen vil forskellige driftstrategier af systemet simuleres og sammenlignes med henblik på at vurdere, hvordan systemets elforbrug kan tilpasses variationer i elpriser og dermed påvirke de samlede driftsomkostninger. Herunder præsenteres problemformuleringen efterfulgt af de tilhørende underpunkter og afgrænsninger:

"Hvordan kan driftstrategier med en akkumuleringstank med midterdyse udnytte variationer i elpriser til at forbedre den økonomiske drift af en CO₂-varmepumpe i et fjernvarmesystem? "

3.1 Underpunkter

For at besvare problemformuleringen omfatter projektet følgende:

- Opstilling af en matematisk model i programmet Excel, der beskriver et fjernvarmesystem bestående af en CO₂-varmepumpe, en elkedel og en akkumuleringstank med midterdyse.
- Implementering af forskellige driftstrategier i den matematiske model.
- Anvendelse af modellen til at simulere og sammenligne de udvalgte driftstrategier med henblik på at identificere den økonomisk mest fordelagtige drift.

3.2 Udvalgte driftsstrategier

Følgende driftsstrategier undersøges i projektet:

- **Reference:** Varmepumpen leverer varme direkte til fjernvarmens fremløb via shunting, således at den ønskede fremløbstemperatur opretholdes kontinuerligt uden anvendelse af lagring eller alternative temperaturniveauer
- **LT/HT-drift:** Varmepumpens leveringstemperatur varieres mellem lavtemperaturdrift (LT) og højtemperaturdrift (HT). I kombination med en akkumuleringstank med midterdyse muliggør dette lagring og anvendelse af varme på flere temperaturniveauer, hvilket giver fleksibilitet i placeringen af kompressorarbejdet over tid.

- **Varmepumpe + elkedel:** Varmepumpens leveringstemperatur sænkes, og det resterende temperaturtrin frem til den ønskede fremløbstemperatur dækkes af en elkedel. Herved kan varmepumpen drives ved lavere temperaturer.

3.3 Afgrænsninger

Projektet afgrænses som følger:

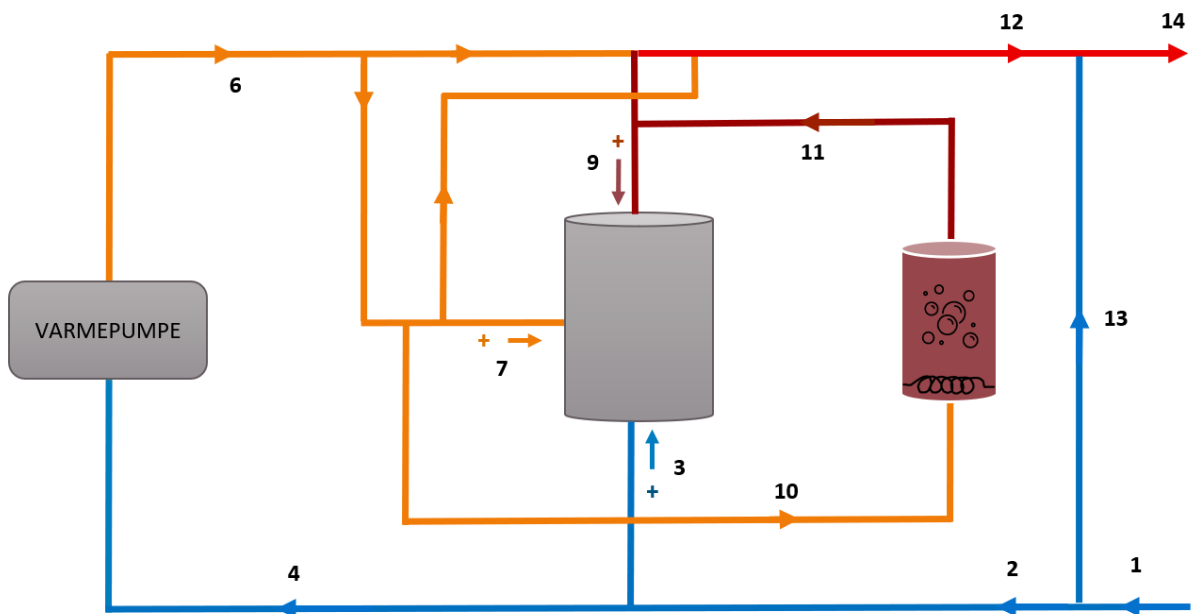
- Der opstilles en forsimplet matematisk model af fjernvarmesystemet.
- Modellen tager ikke højde for isdannelse på fordamperen, variationer i luftfugtighed eller afrimningsstrategier.
- Varmetab fra rør, akkumuleringstank og øvrige komponenter negligeres og indgår ikke i modellen.
- Styringsstrategierne analyseres udelukkende ud fra teknisk og økonomisk drift og der indgår ikke investerings- eller vedligeholdelsesomkostninger i vurderingen.
- Anlægskomponenterne er ikke dimensioneret i modellen.

4 | Modelopbygning

I dette kapitel gennemgås modellens opbygning. Først beskrives samspillet i det samlede system, hvorefter de enkelte komponenter gennemgås mere detaljeret. Modellen er implementeret i Microsoft Excel ved anvendelse af programmeringssproget Visual Basic for Applications (VBA). Til beregning af termodynamiske egenskaber benyttes CoolProp, som er et tilføjesprogram til Excel.

4.1 Systembeskrivelse

Systemet består af en varmepumpe, som fungerer som den primære energikilde, en akkumuleringskank med både top- og midterdyse til energilagring samt en elkedel, der anvendes som supplerende enhed. I dette projekt anvendes elkedlen ikke på traditionel vis til opvarmning af returvand, men benyttes i stedet til at hæve temperaturen af mellemtemperaturvandet. Det samlede system er illustreret i Figur 4.1.



Figur 4.1: Det samlede system bestående af en CO₂-varmepumpe, en akkumuleringskank med midterdyse og en elkedel.

For at sikre forsyningssikkerhed leveres der til enhver tid den temperatur og effekt, som byen kræver, i punkt 14. For at kunne regulere temperaturen er systemet udstyret med en kold shunt (13), hvor koldt returvand iblandes for at reducere temperaturen fra punkt 12 til den

ønskede fremløbstemperatur. Denne funktion gør det lettere at ramme fremløbstemperaturen præcist. Effekten i punkt 12 svarer således til byens effektbehov, mens temperaturen i punkt 12 er højere end fremløbstemperaturen og kan beskrives ved

$$T_{12} = T_{\text{frem}} + \Delta T_{\text{koldShunt}} \quad (4.1)$$

Akkumuleringstanken er forsynet med tre tilslutninger, som muliggør lagring ved tre forskellige temperaturniveauer. I toppen af tanken (9) lagres vand ved en temperatur over T_{12} , i midten (7) lagres vand ved en mellemliggende temperatur under T_{12} , og i bunden (3) lagres koldt vand svarende til returløbstemperaturen. Et positivt flow indikerer lagring i tanken, mens et negativt flow svarer til aftapning. For at bevare temperaturlagene i tanken er det vigtigt, at de enkelte flows tilføres de niveauer, der svarer til deres temperatur. Dette sikres ved styring af ventiler og pumper.

Modellens overordnede systemprincip er, at den ønskede temperatur T_{12} og effekt $\dot{Q}_{12}$ realiseres ved en blanding af flow fra varmepumpen ($\dot{m}_6$), akkumuleringstankens top ($\dot{m}_9$) og midte ($\dot{m}_7$) samt suppleringsenheden ($\dot{m}_{11}$). Fordelingen mellem disse flows bestemmes ved hjælp af masse- og energibalancer, som her opstilles for punkt 12:

$$\dot{Q}_{12} = \dot{Q}_6 - \dot{Q}_7 - \dot{Q}_9 + \dot{Q}_{11} \quad (4.2)$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_6 - \dot{m}_7 - \dot{m}_9 + \dot{m}_{11} \quad (4.3)$$

I hele modellen udføres energiberegningerne på baggrund af entalpier, hvilket giver følgende energibalance:

$$\dot{m}_{12} \cdot h_{12} = \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{m}_{11} \cdot h_{11} \quad (4.4)$$

Varmepumpen leverer en given effekt ved en bestemt leveringstemperatur, som kan styres via reguleringen. Varmepumpen kan enten indstilles til at levere direkte til fremløbet eller til at producere enten mere eller mindre end det aktuelle behov, hvorefter akkumuleringstanken og eventuelt elkedlen inddrages. Hvis varmepumpens leveringstemperatur er lavere end T_{12} , er det nødvendigt at blande vand med højere temperatur for at opnå den ønskede fremløbstemperatur. Dette højtemperaturvand tages fra toppen af akkumuleringstanken, hvor det er lagret.

Størrelsen af flowet fra henholdsvis varmepumpen og toppen af tanken bestemmes ved hjælp af masse- og energibalancerne i ligning 4.3 og 4.4. Hvis varmepumpens flow overstiger det nødvendige, lagres overskydende energi via midterdysen (7). Omvendt tages der fra midterdysen, hvis varmepumpens flow er mindre end det nødvendige.

Elkedlen antages at have en virkningsgrad på 100 %, hvilket betyder, at den elektriske effekt, der tilføres elkedlen, svarer direkte til den varmeenergi, som elkedlen skal tilføre fjernvarmevandet for at opfylde byens krav.

Varmepumpen kan reguleres på flere måder, hvilket har væsentlig indflydelse på systemets samlede drift. Valget af regulering bestemmer, hvordan de enkelte teknologier inddrages, og medfører dermed forskellige flowfordelinger i systemet for at opnå de ønskede værdier af T_{12} og $\dot{Q}_{12}$. Undersøgelsen af disse reguleringsstrategier udgør en central del af projektet og behandles i forbindelse med simuleringerne i kapitel 5 og kapitel 6, hvor de implementerede styringsprincipper gennemgås og sammenlignes.

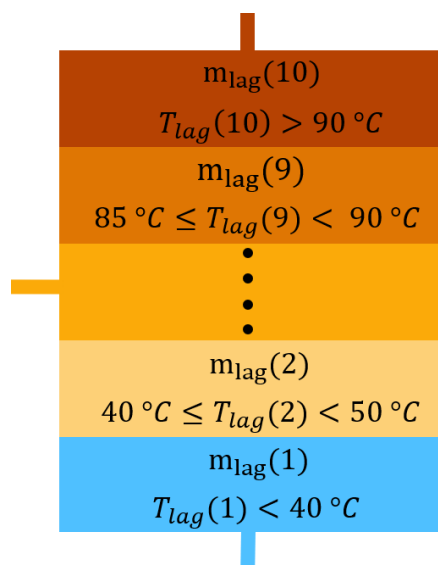
4.2 Akkumuleringstank

Akkumuleringstanken er et centralt element i systemet og er afgørende for at opnå fleksibilitet i driften. Lagringskapaciteten gør det muligt at optimere driften af varmemaskinerne, idet disse ikke behøver at være direkte koblet til fremløbet på ethvert tidspunkt. Tanken spiller dermed også en væsentlig rolle i forhold til at sikre en stabil varmemforsyning til byen.

Fjernvarmesystemet betragtes som et lukket system, og da vand i væskeform kan antages at være inkompressibelt, vil et indløb af vand i tanken altid modsvares af et tilsvarende udløb [5]. Akkumuleringstanken indeholder derfor til enhver tid den samme vandmængde, og energilagringen afhænger udelukkende af vandets temperatur. Dette medfører, at massebalancen for tanken altid skal opfylde

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_7 + \dot{m}_9 = 0 \quad (4.5)$$

Akkumuleringstanken udgør kernen i simuleringen af systemets drift over tid, idet tankens tilstand har direkte indflydelse på hele systemets drift. For at kunne repræsentere temperaturfordelingen i tanken er den i modellen opdelt i 10 lag, som er defineret ud fra følgende temperaturintervaller: $< 40^\circ\text{C}$, $40\text{--}50^\circ\text{C}$, $50\text{--}60^\circ\text{C}$, $60\text{--}65^\circ\text{C}$, $65\text{--}70^\circ\text{C}$, $75\text{--}80^\circ\text{C}$, $80\text{--}85^\circ\text{C}$, $85\text{--}90^\circ\text{C}$ og $> 90^\circ\text{C}$. For hvert lag tilknyttes en masse og en temperatur, som illustreret i Figur 4.2.



Figur 4.2: Lagopdeling af akkumuleringstanken

Temperaturen for hvert lag repræsenterer gennemsnitstemperaturen af de flow, der er blevet blandet inden for det pågældende temperaturinterval. Tankens lag bliver initialiseret i modellens inputark, og top, midte og bundtemperatur defineres, så de kan anvendes i flowberegningerne.

Som beskrevet i sektion 4.1 sikrer modellen til enhver tid, at byens energibehov dækkes, og alle flows bestemmes ved hjælp af masse- og energibalancer. De tre flows $\dot{m}_3$, $\dot{m}_7$ og $\dot{m}_9$ med tilhørende temperaturer T_3 , T_7 og T_9 udgør input til den modeldel, der repræsenterer akkumulerings tanken.

Opdateringen af tankens lag foretages i to trin. Først fjernes de flows, der er negative, fra tanken. I flowberegningerne anvendes de tilgængelige temperaturer for top-, midte- og bundlag, og der foretages en kontrol af, om det pågældende lag indeholder tilstrækkelig masse. For hvert negativt flow identificeres det lag, hvis temperaturinterval svarer til flowets temperatur. Når laget er fundet, opdateres massen i laget ved at fratrække masseflowet multipliceret med tidssteppet på én time, hvor i angiver et af de 10 lag:

$$m_{\text{lag}}(i) = m_{\text{lag}}(i) - |\dot{m}| \cdot 3600 \text{ s} \quad (4.6)$$

Lagets temperatur forbliver uændret i dette trin.

Herefter tilføjes de positive flows til tanken. De 10 lag gennemses igen for at identificere det lag, hvis temperaturinterval matcher temperaturen på det flow, der skal tilføjes. Når dette lag er identificeret, beregnes en ny gennemsnitstemperatur for laget, og massen opdateres ved at tillægge masseflowet multipliceret med tidssteppet ($\dot{m}$ og T refererer her til det tilførte flow):

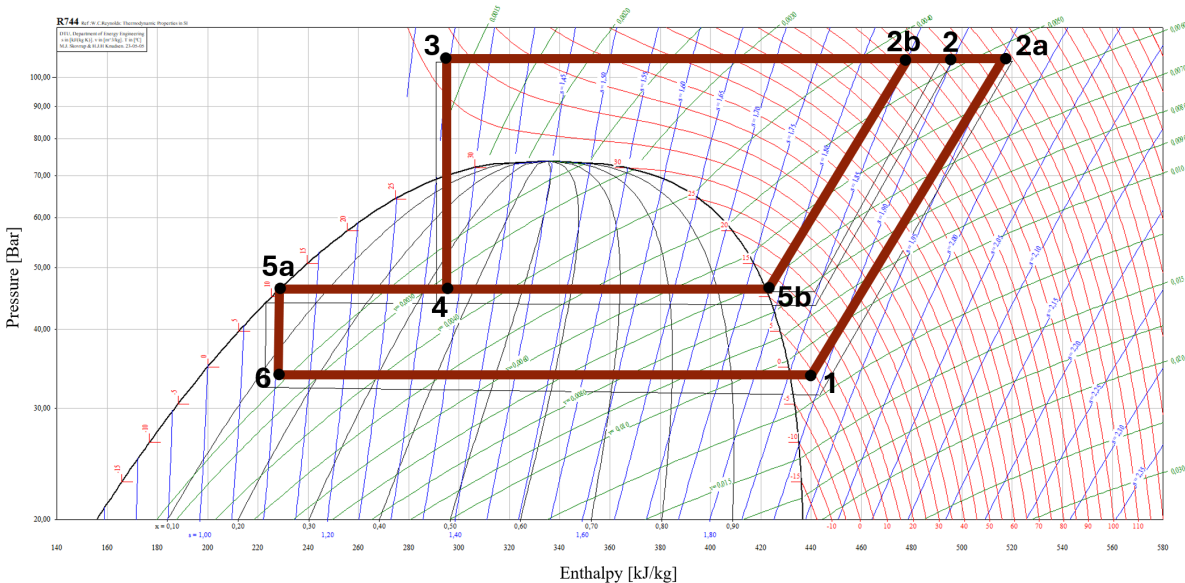
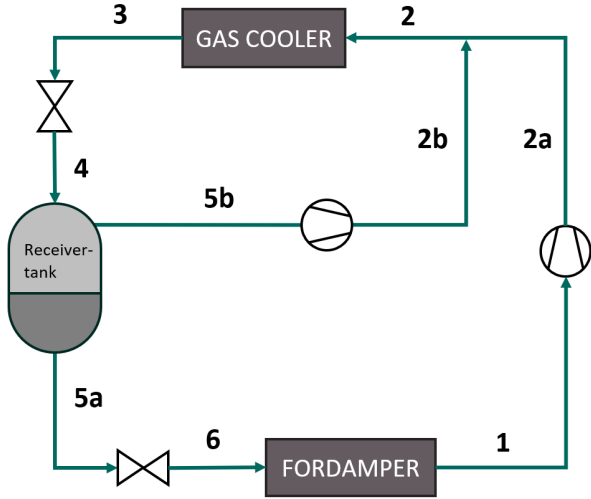
$$T_{\text{lag}}(i) = \frac{T_{\text{lag}}(i) \cdot m_{\text{lag}}(i) + T \cdot \dot{m} \cdot 3600 \text{ s}}{m_{\text{lag}}(i) + \dot{m} \cdot 3600 \text{ s}} \quad (4.7)$$

$$m_{\text{lag}}(i) = m_{\text{lag}}(i) + \dot{m} \cdot 3600 \text{ s} \quad (4.8)$$

Herefter er tankens lagtilstand fastlagt for det pågældende tidsstep, og temperaturerne ved top-, midte- og bunddyserne beregnes til brug i flowberegningerne for det næste tidsstep.

4.3 Varmepumpe

Reguleringen af varmepumpen fastlægger både den leverede varmeeffekt og den tilhørende leveringstemperatur. Varmepumpeeffekten ($\dot{Q}_{VP}$) og leveringstemperaturen (T_{VP}) udgør derfor centrale input i varmepumpemodellen. Herudover indgår udetemperatur, vandets indløbstemperatur til varmepumpen samt vandets tryk i systemet som givne input. Formålet med varmepumpemodellen er at beregne kompressorarbejdet og varmepumpens COP ved disse givne input. For at kunne bestemme disse størrelser er det nødvendigt at modellere varmepumpens kredsproces.



temperatur for CO_2 er $T_{\text{crit}} = 31^\circ\text{C}$, hvilket medfører en temperaturmæssig begrænsning på varmekilden, da fordampning kun kan finde sted ved temperaturer under den kritiske temperatur.

Efter gas cooleren i punkt 3 ekspanderes CO_2 'en første gang ned til receivertrykket i punkt 4. Herved bringes kølemidlet ind i tofaseområdet. Receiveren fungerer som en faseadskiller, hvor den øverste udløbsstrøm består af mættet damp (punkt 5b), mens den nederste udløbsstrøm består af mættet væske (punkt 5a). Delstrømmen bestående af mættet damp komprimeres direkte til højtrykniveauet i punkt 2. Den mættede væske ekspanderes derimod endnu en gang, nu ned til lavtrykket i punkt 6.

Denne ekstra ekspansion medfører, at CO_2 'en efter ekspansionen har en lavere kvalitet end ved et enkelt ekspansionsstep uden receiver. Den lavere kvalitet betyder, at en større del af varmeoptagelsen i fordamperen anvendes til fordampning, hvilket resulterer i en større stigning i den specifikke entalpi gennem fordamperen. CO_2 'en forlader herefter fordamperen som overophedet damp i punkt 1 og komprimeres efterfølgende igen op til højtrykket i punkt 2.

Varmepumpen modelleres ved at beregne CO_2 'ens termodynamiske tilstand i hvert punkt i kredsprocessen. Ifølge tilstandspostulatet er tilstanden for et simpelt kompressibelt system fuldstændigt bestemt af to uafhængige, intensive tilstandsvariable [5]. Tilgangen i modelleringen er derfor at identificere to uafhængige tilstandsvariable, som fastlægger systemets tilstand. I det følgende gennemgås beregningen af de enkelte punkter i kredsprocessen samt fastlæggelsen af de nødvendige egenskaber.

4.3.1 Lavtryksside: fordamper og punkt 1

Punkt 1 repræsenterer fordamperens udløb. I fordamperen sker først et faseskift, efterfulgt af en overophedning, idet varme optages fra omgivelserne. For at sikre varmeoverførsel skal der overholdes en minimum temperaturdifferens ΔT_{ford} mellem CO_2 'en og udeluften. Da den højeste temperatur i fordamperen forekommer ved udløbet, bestemmes udløbstemperaturen som

$$T_1 = T_{ude} - \Delta T_{ford} \quad (4.9)$$

Selve fordampningen foregår ved en lavere temperatur end udløbstemperaturen, idet der efterfølgende sker en overophedning ΔT_{SH} . Fordampningstemperaturen kan derfor skrives som

$$T_{ford} = T_1 - \Delta T_{SH} \quad (4.10)$$

For at faseskiftet kan finde sted ved denne temperatur, fastsættes trykket til det tilhørende mætningstryk:

$$P_1 = P_{sat}(T_{ford}) \quad (4.11)$$

Temperatur og tryk udgør dermed de to nødvendige intensive egenskaber til at fastlægge

tilstanden i punkt 1.

4.3.2 Højtryksside: kompression og gas cooler

Punkt 2 er tilstanden efter kompression til højtrykket. Da varmeafgivelsen foregår i en gas cooler og ikke i en kondensator, findes der ikke ét entydigt højtryk, der opfylder den ønskede varmeeffekt Q_{VP} og leveringstemperatur T_{VP} . Flere højtryk kan opfylde disse krav, og målet er derfor at identificere den løsning, der resulterer i det lavest mulige samlede kompressorarbejde.

Kompressorarbejdet beregnes som summen af arbejdet i de to kompressorer, vægtet med kvaliteten efter den første ekspansion:

$$\dot{W}_{comp} = (1 - x_4) \dot{m}_{CO_2} (h_{2a} - h_1) + x_4 \dot{m}_{CO_2} (h_{2b} - h_{5b}) \quad (4.12)$$

Ved variation af højtrykket P_2 forbliver entalpien i punkt 1 konstant, ligesom tilstanden i punkt 5b er fastlagt som mættet damp ved receivertrykket. De øvrige størrelser i Ligning 4.12 afhænger derimod af højtrykket. Højtrykket varieres derfor trinvist inden for et givent interval, og for hvert tryktrin gennemføres beregninger af kvaliteten x_4 , masseflowet $\dot{m}_{CO_2}$ og entalpierne (h_{2a} og h_{2b}) med henblik på at bestemme kompressorarbejdet.

Virkningsgraden for delstrøm a bestemmes ud fra forholdet mellem den reelle og den isentropiske kompression:

$$\eta_{comp,a} = \frac{h_{2a} - h_1}{h_{2a,s} - h_1} \quad (4.13)$$

Ved isentropisk kompression er entropien konstant, hvilket sammen med højtrykket giver tilstrækkelige intensive egenskaber til at bestemme $h_{2a,s}$. Da virkningsgraden er kendt, kan den reelle udgangsenthalpi h_{2a} beregnes. Samme fremgangsmåde anvendes for delstrøm b.

4.3.3 Iterativ løsning og segmenteret gas cooler

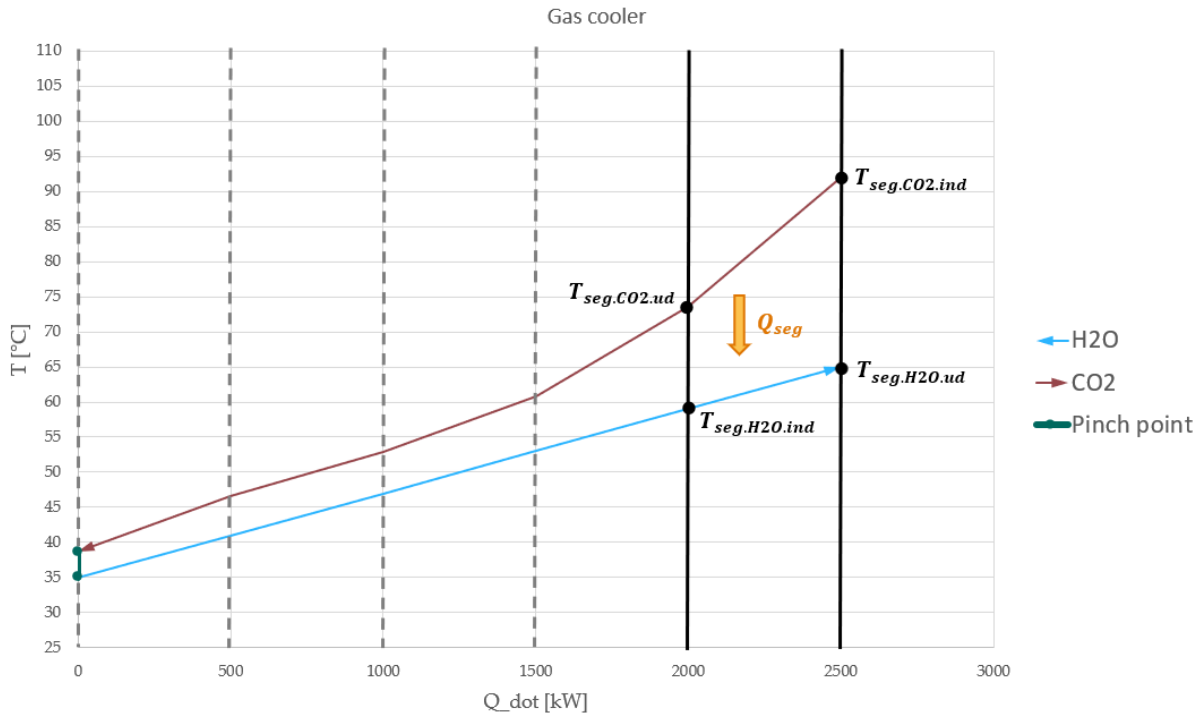
Kvaliteten efter den første ekspansion afhænger af tilstanden i punkt 3, som igen afhænger af varmeafgivelsen i gas cooleren. Varmeafgivelsen bestemmes blandt andet af indløbstemperaturen til gas cooleren T_2 , som afhænger af entalpien i punkt 2. Da punkt 2 er et blandingspunkt, afhænger denne entalpi igen af kvaliteten x_4 . Der opstår dermed et implicit koblet ligningssystem, som ikke kan løses direkte.

Problemet løses derfor ved en iterativ beregning. Temperaturen i punkt 2 har stor betydning for forløbet i gas cooleren og vælges derfor som iterationsvariabel. Den iterative beregning initialiseres med et startgæt for T_2 , typisk omkring 20 °C over leveringstemperaturen T_{VP} . Samtidig vælges et startgæt for CO_2 -masseflowet baseret på et ønske om at køle CO_2 'en fra T_2 ned til

$$T_3 = T_{retur} + \Delta T_{min}, \quad (4.14)$$

hvor ΔT_{min} er den minimale temperaturdifferens i gas cooleren.

Når T_2 og P_2 er kendt, kan forløbet i gas cooleren beregnes. Da CO_2 'ens varmekapacitet varierer kraftigt med temperaturen, modelleres gas cooleren segmentvist. Et eksempel på et segmenteret forløb er vist i figur Figur 4.5.



Figur 4.5: Segmenteret forløb i gas cooler

Gas cooleren modelleres segmentvist ved at opdele vandets samlede temperaturstigning i et antal lige store segmenter, her valgt til fem. Herved er vandets temperatur i hvert segment kendt. Sammen med et givet vandtryk $P_{\text{H}_2\text{O}}$ giver dette tilstrækkelige intensive egenskaber til at bestemme vandets entalpi i både ind- og udløbet af hvert segment. For det første segment, som i figuren er placeret yderst til højre, er CO_2 'ens indløbstemperatur kendt og givet ved:

$$T_{\text{seg},\text{CO}_2,\text{ind}} = T_2 \quad (4.15)$$

Først beregnes vandets masseflow gennem gas cooleren ud fra den ønskede varmeeffekt:

$$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\dot{Q}_{VP}}{h_{T_{VP}} - h_{\text{retur}}} \quad (4.16)$$

Herefter beregnes den varmeeffekt, som vandet optager i det enkelte segment, som

$$\dot{Q}_{\text{seg}} = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} (h_{\text{seg},\text{H}_2\text{O},\text{ud}} - h_{\text{seg},\text{H}_2\text{O},\text{ind}}) \quad (4.17)$$

Under antagelse af ingen varmetab skal CO_2 'en afgive samme mængde varmeenergi i segmentet. Entalpien ved CO_2 'ens segmentudløb kan derfor bestemmes som

$$h_{seg,\text{CO}_2,ud} = h_{seg,\text{CO}_2,ind} - \frac{\dot{Q}_{seg}}{\dot{m}_{\text{CO}_2}}, \quad (4.18)$$

hvor $\dot{m}_{\text{CO}_2}$ er CO_2 -masseflowet gennem gas cooleren.

For hvert segment kontrolleres herefter, om minimum temperaturdifferensen overholdes. Hvis

$$T_{seg,\text{CO}_2,ud} < T_{seg,\text{H}_2\text{O},ind} + \Delta T_{min}, \quad (4.19)$$

brydes pinch-kravet, og varmeoverførslen kan ikke finde sted med det aktuelle masseflow. I dette tilfælde øges CO_2 -masseflowet, og gas cooler-beregningen gentages, indtil pinch-kravet er opfyldt i alle segmenter.

Ud over kravet til temperaturdrivkraften stilles der også et krav til varmevekslerens størrelse. Den nødvendige varmeovergangskoefficient for hvert segment beregnes derfor som i Ligning 4.20.

$$UA_{n\ddot{o}dvendig} = \frac{\dot{Q}_{seg}}{LMTD} \quad (4.20)$$

Den samlede nødvendige varmeovergangskoefficient for hele varmeveksleren bestemmes herefter som summen af de bidrag, der beregnes for de enkelte segmenter.

Den beregnede udløbstemperatur for CO_2 i ét segment anvendes herefter som indløbstemperatur i det efterfølgende segment. Denne procedure gentages, indtil alle segmenter er gennemløbet. For det sidste segment gælder dermed

$$T_3 = T_{seg,\text{CO}_2,ud} \quad (4.21)$$

Da gas cooleren arbejder ved konstant tryk, gælder desuden $P_3 = P_2$, hvilket sammen med temperaturen er tilstrækkeligt til at bestemme den termodynamiske tilstand i punkt 3.

Efter gas cooleren ekspanderes CO_2 isentaltisk til receivertrykket, som i modellen er fastlagt som et konstant tryk, hvorved de to nødvendige egenskaber bestemmes:

$$h_4 = h_3, \quad (4.22)$$

$$P_4 = P_{receiver} \quad (4.23)$$

Kvaliteten i punkt 4 kan herefter bestemmes, og entalpien i punkt 2 beregnes som

$$h_2 = (1 - x_4)h_{2a} + x_4h_{2b} \quad (4.24)$$

Temperaturen T_2 beregnes nu ud fra h_2 og P_2 , hvorefter CO_2 -masseflowet opdateres:

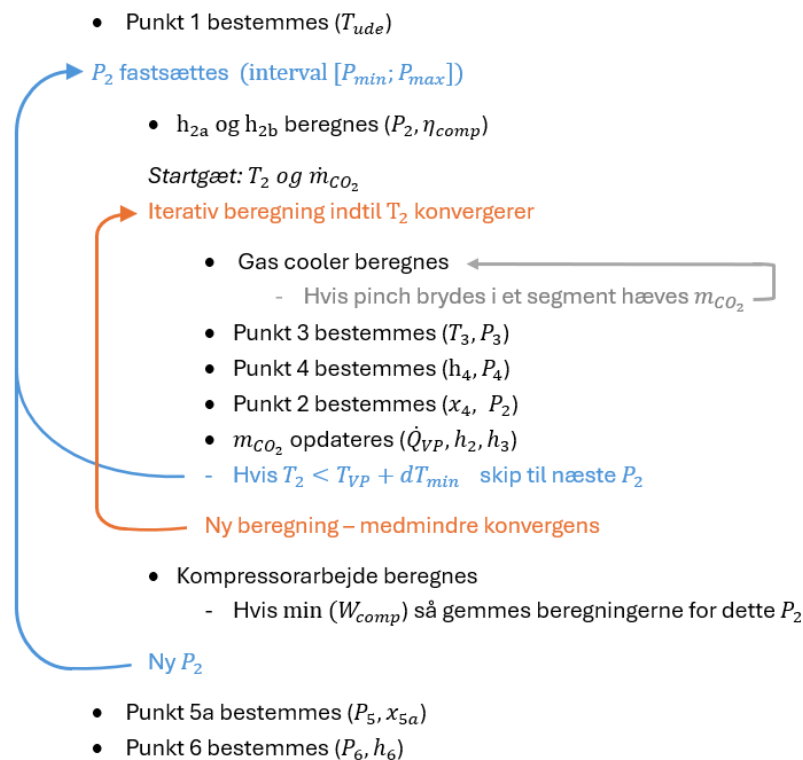
$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = \frac{\dot{Q}_{VP}}{h_2 - h_3} \quad (4.25)$$

Hvis det for den beregnede temperatur gælder, at $T_2 < T_{VP} + \Delta T_{\min}$, kan der ikke overføres varme i gas cooleren, og det pågældende tryktrin forkastes, og næste tryktrin beregnes. Når T_2 er konvergeret, beregnes kompressorarbejdet jævnfør Ligning 4.12. Hvis dette er det hidtil mindste, gemmes alle beregninger for dette tryktrin.

4.3.4 Lukning af kredsproces og samlet overblik

Efter den optimale løsning er identificeret, beregnes de resterende punkter for at lukke kredsprocessen. I punkt 5a er kvaliteten $x_{5a} = 0$, hvilket gør det muligt at bestemme alle tilstandsstørrelser. Herefter ekspanderes CO_2 'en isentalpisk til lavtrykket $P_6 = P_1$, hvorved kredsprocessen fuldendes.

Alle punkterne i kredsprocessen er herefter beregnet. I Figur 4.6 vises et samlet overblik over varmepumpemodellen. De gentagne beregninger er markeret med farver, og parenteserne angiver, hvilke kendte intensive egenskaber der er anvendt til at bestemme de resterende tilstandsstørrelser i de enkelte punkter.



Figur 4.6: Overblik over modelleringen af varmepumpen

4.3.5 Validering af varmepumpemodel

Simuleringsresultaterne i dette projekt afhænger i høj grad af varmepumpens opførsel. Det er derfor væsentligt at vurdere troværdigheden af den anvendte varmepumpemodel. I dette afsnit sammenlignes projektets varmepumpemodel med et beregningsværktøj FENAGY selv har udviklet. De har udviklet en detaljeret intern varmepumpemodel som danner grundlag for værktøjet. I dette værktøj angives driftsbetingelserne: last, udetemperatur, relativ luftfugtighed (RH), varmepumpens leveringstemperatur T_{VP} samt vandets indløbstemperatur T_{ind} . De nominelle driftsbetingelser er oplyst til en udetemperatur på 5 °C og en relativ luftfugtighed på 85 %. Værktøjet kan anvendes inden for følgende intervaller:

$$T_{ude} = -10\text{--}20\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad RH = 60\text{--}95\text{ } \%, \quad T_{VP} = 60\text{--}80\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad T_{ind} = 30\text{--}45\text{ }^{\circ}\text{C}$$

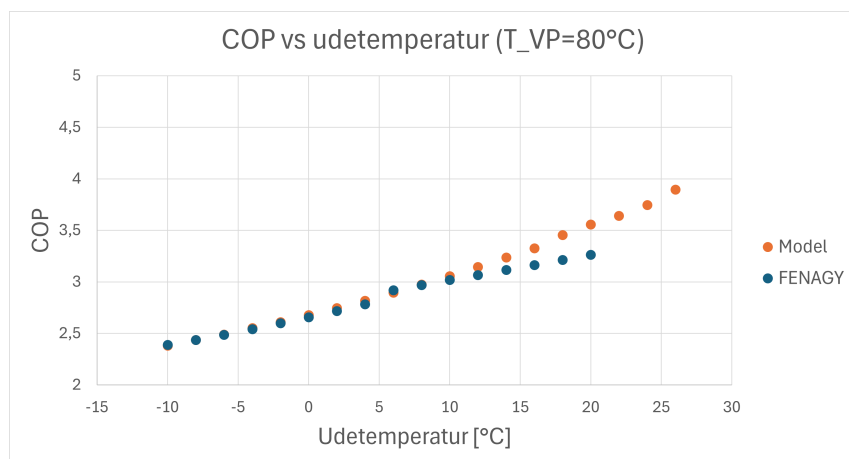
I alle FENAGYs simuleringer er der kørt med fuld last samt konstante værdier for $RH = 85\text{ } \%$ og $T_{ind} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Projektets varmepumpemodel er tilsvarende kørt med faste inputparametre, som er valgt inden for de typiske driftsområder for varmepumpen ifølge FENAGY [7]. Disse faste input er opsummeret i tabel Tabel 4.1.

Parameter	Værdi	Beskrivelse
T_{retur}	35 °C	Returtemperatur fra fjernvarmenettet
P_{H_2O}	3 bar	Vandtryk i fjernvarmekredsen
ΔT_{ford}	3 °C	Temperaturdifferens over fordamperen
ΔT_{min}	3 °C	Minimum tilladt temperaturdifferens i gas cooler
ΔT_{SP}	5 °C	Overophedning (superheat) ved kompressorens indløb
T_{max}	200 °C	Maksimal tilladt temperatur i CO ₂ -kredsen
P_{min}	90 bar	Nedre grænse for højtryksområdet i CO ₂ -kredsen
P_{max}	140 bar	Øvre grænse for højtryksområdet i CO ₂ -kredsen
P_{step}	0,5 bar	Trykstep anvendt ved iteration fra P_{min} til P_{max}
$P_{receiver}$	50 bar	Receivertryk (mellemptryk) i CO ₂ -kredsen
η_{comp}	0,65	Isentropisk virkningsgrad for kompressoren

Tabel 4.1: Faste inputparametre anvendt i varmepumpemodellen

Først sammenlignes de to modeller med hensyn til, hvordan udetemperaturen påvirker COP. I Figur 4.7 vises COP som funktion af udetemperaturen ved en konstant leveringstemperatur på 80 °C for begge modeller.

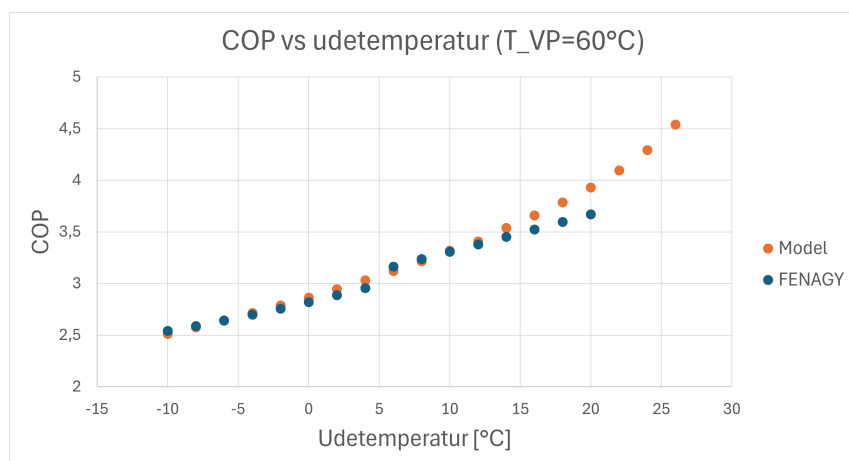


Figur 4.7: COP som funktion af udetemperaturen ved konstant leveringstemperatur på 80 °C

I FENAGYS model ses en lineær sammenhæng mellem COP og udetemperatur, dog med et spring omkring 5 °C. Dette skyldes sandsynligvis, at modellen inkluderer afrimningsprocedurer ved udetemperaturer under 5 °C. Projektets varmepumpemodell udviser derimod en kraftigere stigning i COP ved højere udetemperaturer. Årsagen til denne forskel er vanskelig at fastslå, da der ikke har været adgang til FENAGYS bagvedliggende model. En mulig forklaring er, at deres model er kalibreret omkring nominelle driftsbetingelser, mens projektets model ikke indeholder et tilsvarende referencepunkt og derfor behandler alle driftsbetingelser ens.

Overordnet følger projektets model dog FENAGYs tendens rimeligt godt frem til udetemperaturer på omkring 10 °C.

I Figur 4.8 gentages sammenligningen for en lavere leveringstemperatur på 60 °C.



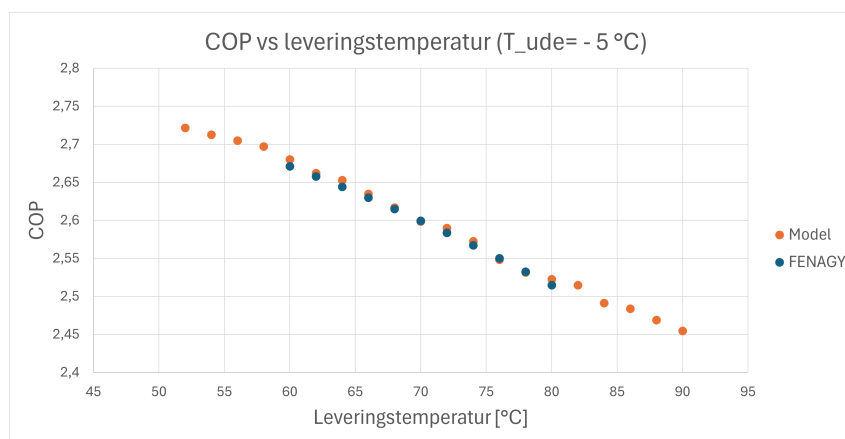
Figur 4.8: COP som funktion af udetemperaturen ved konstant leveringstemperatur på 60 °C

Generelt ses for begge modeller, at COP forbedres ved lavere leveringstemperaturer. Afvigelserne mellem modellerne er sammenlignelige med dem, der observeres ved 80 °C, hvilket

indikerer, at påvirkningen fra leveringstemperaturen er modelleret på nogenlunde samme måde i begge modeller.

Herefter analyseres COP som funktion af varmepumpens leveringstemperatur. FENAGYs model er begrænset til leveringstemperaturer mellem 60 og 80 °C, mens den faktiske varmepumpe kan operere uden for dette interval. Projektets varmepumpemodel evalueres derfor også uden for dette interval for at vurdere modellens opførsel ved temperaturer, der kan blive relevante i de efterfølgende simuleringer.

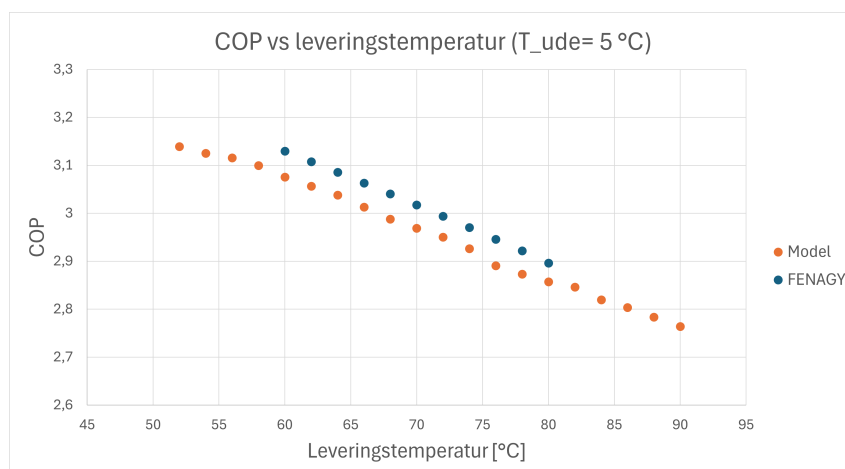
I Figur 4.9 vises COP som funktion af leveringstemperaturen ved en konstant udetemperatur på -5 °C .



Figur 4.9: COP som funktion af leveringstemperaturen ved konstant udetemperatur på -5 °C .

Her ligger de to modeller næsten sammenfaldende og udviser derfor samme respons på ændringer i leveringstemperaturen. Derudover fortsætter denne tendens i projektets varmepumpemodel også for temperaturer uden for FENAGYs værktøjs angivne driftsinterval.

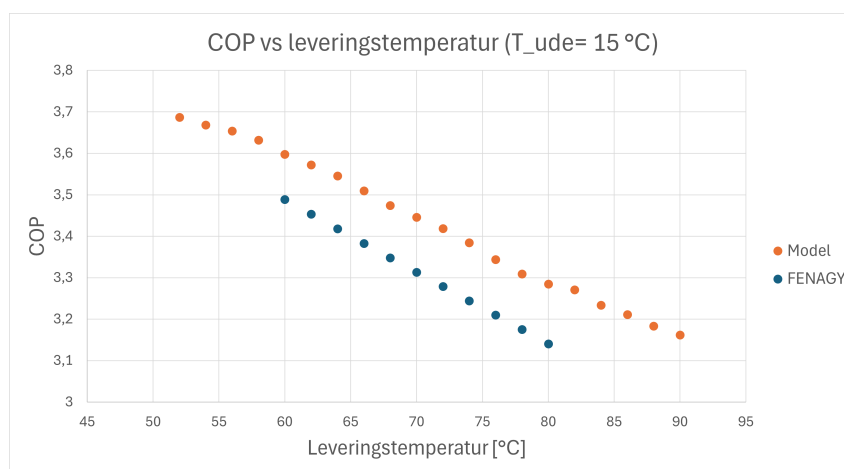
I Figur 4.10 ses samme sammenligning ved en udetemperatur på 5 °C .



Figur 4.10: COP som funktion af leveringstemperaturen ved konstant udetemperatur på 5 °C .

Ved denne udetemperatur opnår FENAGYs model generelt en højere COP end projektets varmepumpemodell. Dette er i overensstemmelse med observationerne fra analysen med varierende udetemperatur, hvor FENAGYs COP lige efter afrimningsprocessen ved 5 °C lå en smule over projektets model. Projektets varmepumpemodell udviser derfor her en lavere absolut COP, men kurvernes hældning er stort set ens. Dette indikerer, at ændringer i leverings-temperaturen påvirker COP på samme måde i begge modeller. Der observeres dog et mindre skift omkring 75 °C, hvor den ellers lineære tendens afviger en smule, og faldet i COP som følge af stigende leveringstemperatur bliver mindre markant.

Til sidst vises COP som funktion af leveringstemperaturen ved en udetemperatur på 15 °C i Figur 4.11.



Figur 4.11: COP som funktion af leveringstemperaturen ved konstant udetemperatur på 15 °C.

Her opnår projektets model en højere COP end FENAGYs, hvilket er konsistent med, at projektets model generelt har en bedre effektivitet ved højere udetemperaturer. Afhængigt af udetemperaturen vil projektets varmepumpemodell således både kunne være bedre, tilsvarende eller dårligere end FENAGYs i absolutte værdier.

Fælles for alle udetemperaturer er, at projektets varmepumpemodell følger samme overordnede tendens som FENAGYs, når det gælder ændringer i leveringstemperaturen. Da varmepumpemodellen i dette projekt primært anvendes til at analysere effekten af varierende leveringstemperatur, er det netop denne relative ændring i COP, der er afgørende. Det er derfor mindre væsentligt, om den absolutte COP-værdi matcher FENAGYs præcist, så længe ændringer i COP som følge af variationer i leveringstemperaturen følger samme tendens.

På denne baggrund vurderes projektets varmepumpemodell at være tilstrækkeligt troværdig til analyse af varmepumpens effektivitet ved varierende leveringstemperaturer. Da modellen uden for FENAGYs værktøjs driftsinterval fortsætter med at udvise samme overordnede tendens i COP som inden for intervallet, vurderes det endvidere rimeligt at anvende modellen i disse områder i de efterfølgende simuleringer. Det kan dog give små afvigelser ved temperaturer over 75 °C.

5 | Drift uden elpriser

Elpriser har stor betydning for de samlede omkostninger i et elektrificeret fjernvarmesystem som det, der analyseres i dette projekt. Omkostningerne er tilknyttet det tilførte elektriske arbejde, og det er derfor centralt at forstå, hvilke faktorer der påvirker dette. I dette kapitel ses der bort fra elpriserne, og fokus rettes i stedet mod, hvordan de forskellige styringsstrategier påvirker det nødvendige elektriske effektforbrug. Kapitlet indledes med en gennemgang af de valgte styringsstrategier. Herefter beskrives opbygningen af simuleringerne, og afslutningsvis præsenteres og analyseres resultaterne.

5.1 Styringsstrategier

Styringens overordnede opgave er at sende signaler til de aktive komponenter i systemet med henblik på at opfylde byens varmebehov.

For varmepumpen består styringssignalet i en ønsket varmeeffekt $\dot{Q}_{VP}$ samt en leverings-temperatur T_{VP} . På baggrund af disse input beregner varmepumpemodellen det nødvendige kompressorarbejde. Styringen sender desuden signaler til shuntepumpen, som angiver hvilket masseflow $\dot{m}_7$ der skal tappes fra eller lagres i midterdysen i akkumuleringstanken. Endvidere fastlægges det masseflow $\dot{m}_{11}$, der eventuelt sendes til elkedlen, samt den temperatur T_{11} , som dette masseflow opvarmes til.

Disse signaler vil i et reelt anlæg være tilstrækkelige til at styre systemet. I praksis reguleres masseflows til toppen ($\dot{m}_9$) og bunden ($\dot{m}_3$) af akkumuleringstanken ikke aktivt, men opstår som en konsekvens af systemets øvrige styring, ligesom tankens tilstand i et reelt anlæg vil være kendt via temperaturfølere. Men for at kunne simulere driften over en periode er det nødvendigt også at beregne disse masseflows i modellen, således at temperatur- og volumenlagene i tanken kan opdateres matematisk.

Styringsoutputtene kan dermed sammenfattes som:

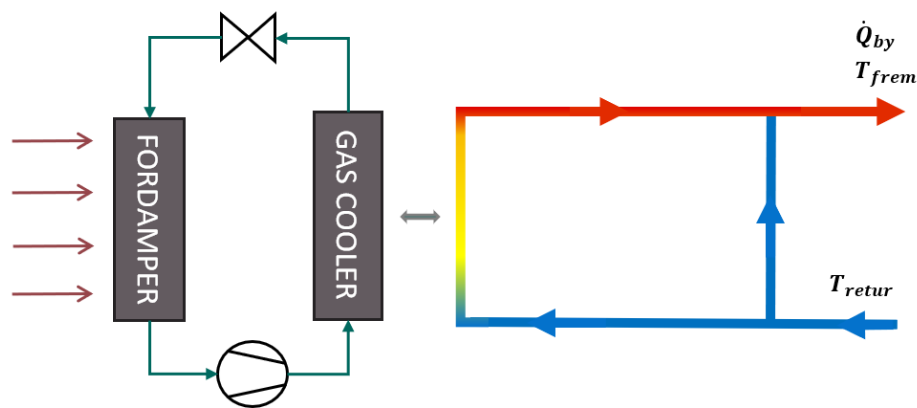
$$\begin{aligned}\text{Varmepumpe: } & \dot{Q}_{VP}, T_{VP} \\ \text{Elkedel: } & \dot{m}_{11}, T_{11} \\ \text{Akkumuleringstank: } & \dot{m}_3, \dot{m}_7, \dot{m}_9\end{aligned}$$

I dag anvendes varmepumper på fjernvarmeværker primært med en leveringstemperatur, der passer direkte til fremløbet [4]. Dette kan blandt andet skyldes, at hvis akkumuleringstanken ikke er udstyret med en midterdyse, kan varmepumpen derfor kun driftes med temperaturer,

der svarer til eller ligger over fremløbstemperaturen. Dette styringsprincip, hvor varmepumpen leverer direkte til fremløbet, anvendes som reference og sammenlignes i det følgende med to alternative styringsstrategier. Begge alternative styringer tager udgangspunkt i at sænke varmepumpens leveringstemperatur og forudsætter derfor en akkumuleringstank med midterdyse.

5.1.1 Reference

I referencestrategien drives varmepumpen med en høj leveringstemperatur, der til enhver tid er tilpasset fremløbstemperaturen. Varmepumpen leverer samtidig en varmeeffekt svarende til byens aktuelle energibehov. Der er således hverken behov for anvendelse af elkedel eller akkumuleringstank. De teknologier, som indgår i styringsstrategien, er illustreret i Figur 5.1.



Figur 5.1: Reference-styring, hvor varmepumpen leverer hele byens varmebehov direkte

Styringen giver dermed følgende outputs:

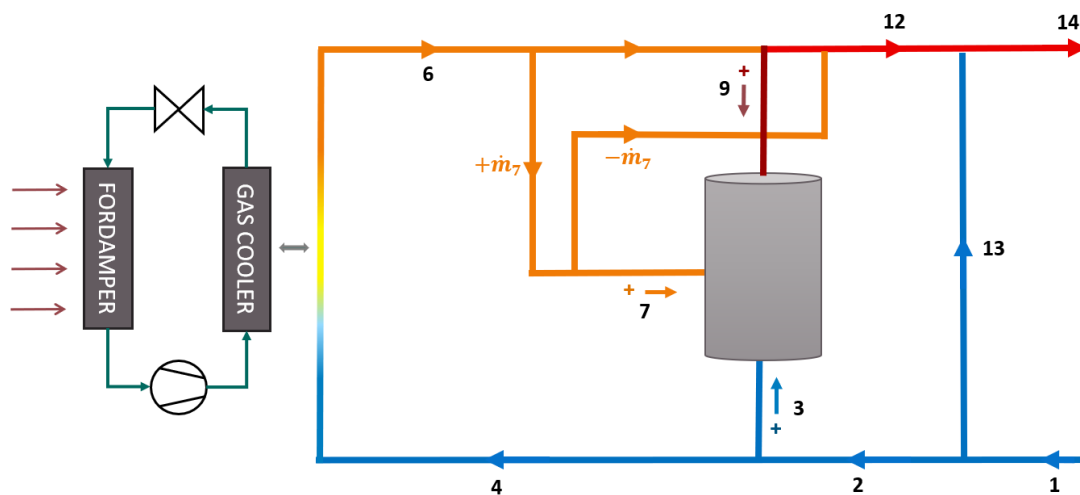
$$\begin{aligned}\dot{Q}_{VP} &= \dot{Q}_{by} \\ T_{VP} &= T_{frem} + \Delta T_{koldShunt} \\ \dot{m}_3 &= 0 \\ \dot{m}_7 &= 0 \\ \dot{m}_9 &= 0 \\ \dot{m}_{11} &= 0 \\ T_{11} &= 0\end{aligned}$$

5.1.2 LT/HT-varmepumpe

I denne styring veksler varmepumpen mellem at levere varme ved en lav temperatur T_{LT} og en høj temperatur T_{HT} . Valget af leveringstemperatur påvirker kompressorarbejdet for

varmepumpen, som vist i varmepumpemodellens validering i under-sektion 4.3.5. Fremløbstemperaturen og det tilhørende masseflow til byen opnås ved at blande masseflows ved de to temperaturer.

For at dette kan lade sig gøre, skal varmepumpen levere et større masseflow ved den aktuelle driftstemperatur end det, der umiddelbart er behov for i fremløbet, således at overskydende energi kan lagres i akkumuleringsstanken til senere brug. Styringen kræver derfor en akkumuleringsstank med både top- og midterdyse, men der er ikke behov for en elkedel. De teknologier, som indgår i styringsstrategien, er illustreret i Figur 5.2.



Figur 5.2: LT/HT-styring med akkumuleringsstank

Da der er placeret en kold shunt inden fremløbet, skal blandingen af de to masseflows resultere i tilstanden i punkt 12. Når varmepumpens to mulige leveringstemperaturer er valgt, kan de nødvendige masseflows bestemmes ved energibalancer:

$$\dot{m}_{LT} = \dot{m}_{12} \cdot \frac{h_{12} - h_{HT}}{h_{LT} - h_{HT}}$$

$$\dot{m}_{HT} = \dot{m}_{12} - \dot{m}_{LT}$$

Systemet skal til enhver tid levere den nødvendige effekt til byen. Da varmepumpen er den eneste varmekilde i denne styring, leverer den altid $\dot{Q}_{by}$. Det nødvendige masseflow afhænger derfor af varmepumpens leveringstemperatur:

$$\dot{m}_{VP} = \frac{\dot{Q}_{by}}{h_{T_{VP}} - h_{retur}} \quad (5.1)$$

Styringen opstilles således, at varmepumpen som udgangspunkt drives ved T_{LT} . Det nødvendige højtemperatur-masseflow ($\dot{m}_{HT}$) tages fra tankens top og blandes med det nødvendige lavtemperatur-masseflowet ($\dot{m}_{LT}$). Eventuelt overskydende lavtemperatur-masseflow lag-

res i tankens midte. Hvis der ikke er tilstrækkeligt højtemperaturvand lagret i tanken, skifter varmepumpen til HT-drift. I dette tilfælde tappes lavtemperaturvand fra midterdysen, mens overskydende højtemperaturvand lagres i tankens top.

Denne styring resulterer i følgende outputs:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{VP} &= \dot{Q}_{by} \\ \dot{m}_{11} &= 0 \\ T_{11} &= 0 \\ \dot{m}_3 &= -\dot{m}_7 - \dot{m}_9\end{aligned}$$

LT-drift:

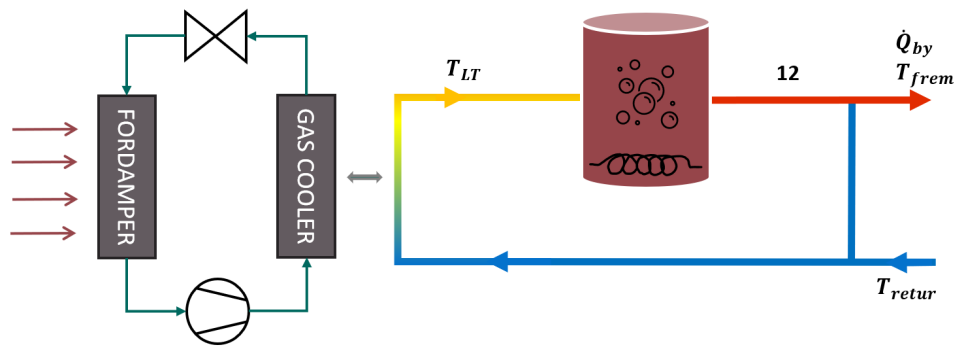
$$\begin{aligned}T_{VP} &= T_{LT} \\ \dot{m}_7 &= \dot{m}_{VP} - \dot{m}_{LT} \\ \dot{m}_9 &= -\dot{m}_{HT}\end{aligned}$$

HT-drift (hvis $V_{lag,HT}$ er utilstrækkeligt):

$$\begin{aligned}T_{VP} &= T_{HT} \\ \dot{m}_7 &= -\dot{m}_{LT} \\ \dot{m}_9 &= \dot{m}_{VP} - \dot{m}_{HT}\end{aligned}$$

5.1.3 Varmepumpe + elkedel

I denne styringsstrategi sænkes varmepumpens leveringstemperatur med henblik på at reducere kompressorarbejdet, hvorefter det resterende temperaturløft op til fremløbstemperaturen leveres af en elkedel. Denne driftsform adskiller sig dermed fra den traditionelle drift, hvor varmepumpe og elkedel typisk opererer parallelt. Pointen med denne styring er, at elkedlens effektivitet er uafhængig af det temperaturinterval, hvori temperaturløftet foretages, og alene afhænger af størrelsen af selve temperaturløftet. Varmepumpens effektivitet reduceres derimod, når temperaturløftet skal ske ved højere temperaturer. I denne styring leveres varmen direkte til fremløbet, og der er derfor ikke behov for en akkumuleringsstank, så længe elprisen ikke indgår som styrende parameter. De teknologier, som indgår i styringsstrategien, er illustreret i Figur 5.3.



Figur 5.3: Styring med varmepumpe og elkedel

Styringen sikrer, at byens efterspørgsel altid opfyldes. Varmepumpen leverer den første temperaturstigning for det nødvendige masseflow til punkt 12, hvor varmepumpeeffekten afhænger af den valgte leveringstemperatur (T_{LT}):

$$\dot{Q}_{VP} = \dot{m}_{12} (h_{T_{LT}} - h_{retur}) \quad (5.2)$$

Herefter opvarmes masseflowet yderligere i elkedlen til den nødvendige temperatur i punkt 12. Den resterende nødvendige varmeeffekt leveres således af elkedlen:

$$\dot{Q}_{elkedel} = \dot{Q}_{by} - \dot{Q}_{VP} \quad (5.3)$$

Den varmeenergi, som elkedlen tilfører systemet, afhænger dermed direkte af varmepumpens valgte leveringstemperatur og dermed af, hvor stor en andel af varmebehovet varmepumpen dækker.

Styringen sikrer, at byens efterspørgsel altid opfyldes. Varmepumpen leverer den første temperaturstigning for det nødvendige masseflow, der skal anvendes i punkt 12 i figuren. Varmepumpeeffekten afhænger dermed direkte af den valgte leveringstemperatur:

$$\dot{Q}_{VP} = \dot{m}_{12} \cdot (h_{T_{LT}} - h_{retur}) \quad (5.4)$$

Masseflowet fra varmepumpen opvarmes herefter yderligere i elkedlen til den nødvendige temperatur i punkt 12. Styringen giver dermed følgende outputs, som kan anvendes direkte

som styresignaler i modellen:

$$\begin{aligned}T_{VP} &= T_{LT} \\ \dot{Q}_{VP} &= \dot{m}_{12} \cdot (h_{T_{LT}} - h_{retur}) \\ \dot{m}_3 &= 0 \\ \dot{m}_7 &= 0 \\ \dot{m}_9 &= 0 \\ \dot{m}_{11} &= \dot{m}_{12} \\ T_{11} &= T_{frem} + \Delta T_{koldShunt}\end{aligned}$$

Med disse signaler sendt, vil elkedlen levere den resterende nødvendige varmeeffekt til at opfylde byens efterspørgsel, og den er:

$$\dot{Q}_{elkedel} = \dot{Q}_{by} - \dot{Q}_{VP} \quad (5.5)$$

Når disse styresignaler er fastlagt, vil elkedlen levere den resterende nødvendige varmeeffekt for at opfylde byens efterspørgsel. Den leverede varmeeffekt kan også udtrykkes som

$$\dot{Q}_{elkedel} = \dot{Q}_{by} - \dot{Q}_{VP} \quad (5.6)$$

Den varmeenergi, som elkedlen tilfører systemet, afhænger dermed direkte af den valgte leveringstemperatur fra varmepumpen, idet denne bestemmer, hvor stor en andel af byens varmebehov der dækkes af varmepumpen.

5.2 Opsætning af simulering

Inden simuleringen kan gennemføres, skal modellen opstilles med en række faste inputparametre, som definerer systemets fysiske og driftsmæssige rammer. Selve varmepumpemodellen anvender de samme faste input som i valideringen af modellen, og disse værdier fremgår af Tabel 4.1. Øvrige systemparametre, som holdes konstante i alle simuleringer, er angivet i Tabel 5.1.

Parameter	Værdi	Beskrivelse
P_{H_2O}	3 bar	Vandtryk i systemet
$\Delta T_{koldShunt}$	1 K	Temperaturforskel over kold shunt
T_{retur}	35 °C	Returtemperatur fra fjernvarmenettet

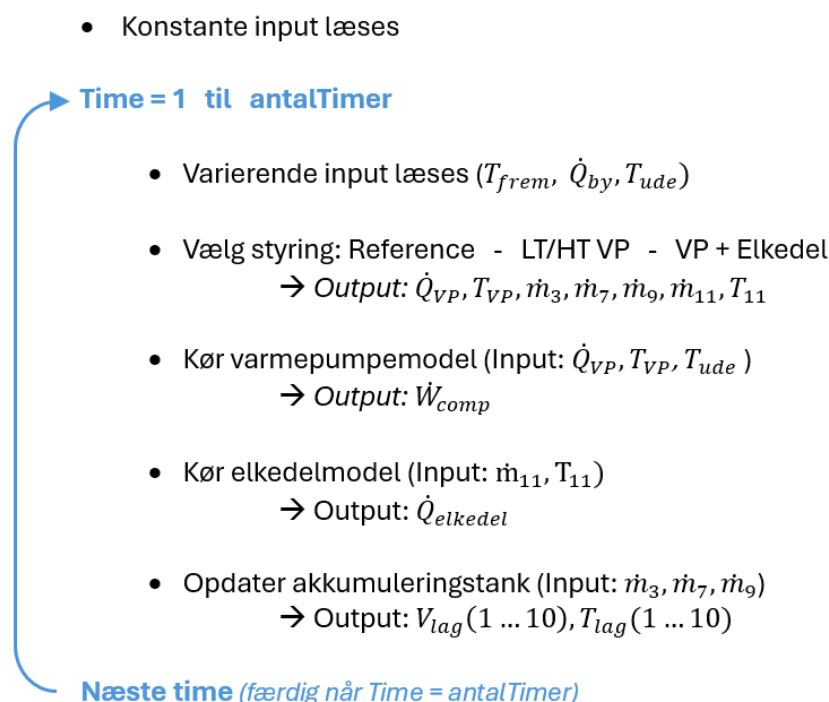
Tabel 5.1: Konstante inputparametre anvendt i alle simuleringer

Herudover er midterdysen placeret i midten af akkumuleringstankens højde, således at høj-

og lavtemperaturlageret har samme volumen til rådighed.

Både modelopbygningen og de beskrevne styringsstrategier er baseret på steady state-beregninger, hvor systemets tilstand bestemmes for et givent tidspunkt. Simuleringen kan derfor betragtes som en sekvens af øjebliksbilleder, hvor systemet beregnes gentagne gange med opdaterede input. Der anvendes et tidsdiskret simuleringstrin på én time.

Simuleringen er opbygget således, at de konstante input indlæses én gang, hvorefter de varierende input opdateres for hvert tidsstep. For hvert tidsstep vælges den ønskede styring, hvorefter varmepumpemodellen, elkedelmodellen og akkumuleringstankmodellen afvikles. Den overordnede struktur af simuleringen er illustreret i Figur 5.4, hvor det samtidig fremgår, at styringsstrategierne nemt kan udskiftes uden at ændre den øvrige simuleringsstruktur.



Figur 5.4: Simuleringens overordnede struktur

I alle simuleringer er der valgt at simulere et døgn, svarende til $antalTimer = 24$. Systemets krav i form af byens varmekonsum og nødvendige fremløbstemperatur varierer med årstiden, ligesom varmepumpens ydeevne i høj grad afhænger af udetemperaturen. For at belyse disse forskelle gennemføres simuleringerne derfor for både et vinterdøgn og et sommerdøgn.

5.3 Resultater - Vinter

Byens varmekonsum og fremløbstemperatur er højest i vinterperioden. For en mindre by ligger varmekonsumet i vintermånederne typisk mellem 5 og 9 MW, med en gennemsnitlig fremløbstemperatur på omkring 77 °C [4]. På baggrund af dette er der valgt et varmekonsum

på 7 MW samt en fremløbstemperatur på 77 °C som input til simuleringen af et vinterdøgn. Udetemperaturen er sat til 5 °C, og alle tre input holdes konstante over hele døgnet.

Når reference-styringen anvendes til at styre systemet, opfører systemet sig som vist i Tabel 5.2

Reference				
UA-krav [kW/K]	Gns. COP	$Q_{\text{varmepumpe}}$ [MWh]	W_{comp} [MWh]	Q_{elkedel} [MWh]
1013	2,88	168	58,4	0

Tabel 5.2: Reference-styring (vinter, uden elpriser)

Her leverer varmepumpen alene hele varmebehovet i løbet af døgnet, svarende til 168 MWh. Dette opnås med en gennemsnitlig COP på 2,88 under forudsætning af, at gas cooleren har en UA-værdi på mindst 1013 kW/K. Elkedlen er ikke i drift i denne styring

Herefter påføres LT/HT-varmepumpestyringen, hvor varmepumpen fortsat dækker hele varmemeforbruget, men med skiftende leveringstemperatur. Der undersøges forskellige kombinationer af T_{LT} og T_{HT} , og for hver kombination bestemmes både, hvor stor en andel af varmeenergien der leveres ved henholdsvis lav og høj temperatur, samt hvilket krav dette stiller til gas coolerens nødvendige UA-værdi for, at den simulerede drift kan realiseres. Resultaterne sammenlignes direkte med reference-styringen, hvor den procentvise ændring i det samlede kompressorarbejde anvendes som sammenligningsgrundlag. Resultaterne fremgår af Tabel 5.3.

LT/HT varmepumpe-styring							
T _{HT} [°C]	UA-krav [kW/K]	Gns. COP	Q _{varmepumpe} [MWh]		W _{comp} [MWh]	Q _{elkedel} [MWh]	W _{in} Besparelse [%]
T _{LT} = 73°C							
83	1055	2,88	74	94	58,3	0	0,2
88	1050	2,87	98	70	58,5	0	-0,1
93	1056	2,87	111	57	58,6	0	-0,3
T _{LT} = 68°C							
83	1055	2,87	43	125	58,5	0	-0,1
88	1048	2,86	64	104	58,8	0	-0,6
93	1056	2,85	77	91	59,0	0	-1,0
T _{LT} = 63°C							
83	1066	2,87	27	141	58,6	0	-0,3
88	1066	2,85	44	124	59,0	0	-1,0
93	1066	2,83	55	113	59,4	0	-1,7
T _{LT} = 58°C							
83	1117	2,86	18	150	58,7	0	-0,5
88	1117	2,84	30	138	59,3	0	-1,4
93	1117	2,81	39	129	59,8	0	-2,3

Tabel 5.3: Resultater for LT/HT varmepumpe-styring ved varierende T_{LT} og T_{HT} (vinter)

Ud fra tabellen fremgår en tendens, idet det samlede kompressorarbejde øges, når lavtemperaturen sænkes. Tilsvarende ses, at en forhøjelse af højtemperaturen også medfører et øget kompressorarbejde. Resultaterne indikerer således, at valget af både T_{LT} og T_{HT} har betydning for den samlede systemydelse.

Dette kan relateres til, hvordan varmeenergien fordeles mellem lav- og højtemperaturbidragene. Når lavtemperaturen sænkes, reduceres den andel af varmeenergien, der produceres ved lav temperatur. Den forbedrede COP ved lavere temperatur udnyttes dermed kun i begrænset omfang, hvilket kan reducere potentialet for at spare kompressorarbejde. Samtidig leveres en større andel af varmeenergien ved høj temperatur, hvor varmepumpen har en lavere COP.

Ved variation af T_{HT} ses tilsvarende, at lavere værdier af T_{HT} generelt medfører et lavere samlet kompressorarbejde. Tabel 5.3 viser at en højere T_{HT} faktisk betyder at den større halvdel af den samlede varmeenergi produceres ved lavtemperatur, hvor en lavere T_{HT} betyder at den større halvdel af den samlede varmeenergi produceres ved højtemperatur. Resultaterne indikerer således, at det er mere fordelagtigt at anvende en lavere højtemperatur med bedre COP og dermed producere en større mængde varmeenergi, end at producere en mindre mængde varme ved en højere højtemperatur med dårligere COP.

Dette peger på, at systemets samlede effektivitet forbedres, jo tættere begge leveringstempe-

raturer ligger på den ønskede blandingstemperatur.

For at opnå en nettoreduktion i det samlede kompressorarbejde skal forbedringen i varmepumpens COP ved at sænke temperaturen fra blandingstemperaturen og ned overstige den forringelse i COP, der opstår, når temperaturen hæves over blandingstemperaturen. Den kombination, der resulterer i det laveste samlede kompressorarbejde i disse simuleringer, er $T_{LT} = 73\text{ °C}$ og $T_{HT} = 83\text{ °C}$, hvilket er den kombination, der ligger tættest på fremløbstemperaturen.

Den opnåede besparelse er dog begrænset. En måned med vinterdøgn af denne type svarer til en samlet besparelse på cirka 3,6 MWh. Hvorvidt dette resultat skyldes faktiske systemegenskaber eller usikkerheder i modellen, undersøges nærmere i diskussionen i kapitel 7.

Dernæst analyseres systemets respons ved anvendelse af styringen med varmepumpe og elkedel. I denne styring opvarmer elkedlen masseflowet fra varmepumpen til fremløbstemperaturen, og systemets ydeevne for forskellige lavtemperaturer fremgår af Tabel 5.4

Varmepumpe + Elkedel-styring							
T_{HT} [°C]	UA-krav [kW/K]	Gns. COP	$Q_{\text{varmepumpe}}$ [MWh]		W_{comp} [MWh]	Q_{elkedel} [MWh]	W_{in} Besparelse [%]
			LT-drift	HT-drift			
$T_{LT} = 73\text{ °C}$							
78	927	2,12	148	0	51	20	-20,0
$T_{LT} = 68\text{ °C}$							
78	796	1,57	129	0	43	39	-40,8
$T_{LT} = 63\text{ °C}$							
78	694	1,16	109	0	36	59	-61,9
$T_{LT} = 58\text{ °C}$							
78	597	0,84	90	0	29	78	-83,4

Tabel 5.4: Resultater for VP + Elkedel-styring ved varierende T_{LT} (vinter)

Som forventet ses det, at jo lavere leveringstemperatur varmepumpen anvender, desto mindre varmeenergi leveres af varmepumpen, og desto større energimængde skal tilføres systemet via elkedlen. Da elkedlens COP er tæt på 1, sammenlignet med reference-styringens gennemsnitlige COP på 2,88, medfører en stigende andel elkedelproduktion en markant forøgelse af det samlede elektriske energiforbrug. Det kompressorarbejde, der spares ved at sænke varmepumpens leveringstemperatur, opvejes således ikke af den ekstra elektriske energi, som elkedlen tilfører systemet

Det skal dog bemærkes, at varmepumpen ikke har samme fleksibilitet i effektvariation som elkedlen. Varmepumpen opererer over et mere begrænset effektområde, mens elkedlen relativt hurtigt kan øge eller reducere sin produktion. I perioder med lav elpris kan elkedlen

derfor udnyttes til at producere store mængder varme, hvilket kan muliggøre en reduktion af varmepumpens leveringstemperatur i perioder med høj elpris. Hvorvidt dette samlet set kan være fordelagtigt, undersøges nærmere i kapitel 6. Ses der udelukkende på minimering af det samlede tilførte elektriske arbejde, er en varmepumpe, der leverer direkte til fremløbet, mere fordelagtig end en kombination af varmepumpe og elkedel

5.4 Resultater - Sommer

For samme by ligger varmemeforbruget i sommermånederne typisk mellem 1 og 2 MW, med en gennemsnitlig fremløbstemperatur på omkring 68 °C [4]. På baggrund af dette er der valgt et varmemeforbrug på 2 MW samt en fremløbstemperatur på 68 °C som input til simuleringen af et sommerdøgn. Udetemperaturen er sat til 15 °C, og alle tre input holdes konstante over hele døgnet

Systemets drift for et sommerdøgn med reference-styring fremgår af Tabel 5.5

Reference				
UA-krav [kW/K]	Gns. COP	$Q_{\text{varmepumpe}}$ [MWh]	W_{comp} [MWh]	Q_{elkedel} [MWh]
393	3,46	48	13,9	0

Tabel 5.5: Reference-styring (sommer, uden elpriser)

Det ses tydeligt, at den højere udetemperatur i sommerperioden medfører en forbedret system-COP sammenlignet med vinterdøgnet. Samtidig betyder det lavere varmemeforbrug, at den samlede elektriske energi, der tilføres systemet, er omtrent en fjerdedel af, hvad der kræves for et tilsvarende vinterdøgn

Resultaterne for LT/HT-varmepumpestyringen for et sommerdøgn fremgår af Tabel 5.6

LT/HT varmepumpe-styring							
T_{HT} [°C]	UA-krav [kW/K]	Gns. COP	$Q_{\text{varmepumpe}}$ [MWh]		W_{comp} [MWh]	Q_{elkedel} [MWh]	W_{in} Besparelse [%]
$T_{LT} = 64^{\circ}\text{C}$							
74	400	3,45	20	28	13,9	0	-0,4
79	414	3,44	27	21	14,0	0	-0,7
84	420	3,43	31	18	14,0	0	-1,0
89	451	3,42	33	15	14,0	0	-1,4
$T_{LT} = 59^{\circ}\text{C}$							
74	400	3,43	11	37	14,0	0	-1,1
79	414	3,40	17	31	14,1	0	-1,9
84	420	3,37	20	28	14,2	0	-2,8
89	451	3,35	23	25	14,3	0	-3,4
$T_{LT} = 54^{\circ}\text{C}$							
74	400	3,42	7	41	14,0	0	-1,2
79	414	3,38	11	37	14,2	0	-2,4
84	420	3,35	13	35	14,4	0	-3,6
89	451	3,32	15	33	14,5	0	-4,8

Tabel 5.6: Resultater for LT/HT varmepumpe-styring ved varierende T_{LT} og T_{HT} (sommer)

Der observeres samme overordnede tendens som for vinterdøgnet, men i sommerperioden giver ingen af de undersøgte kombinationer en reduktion i det samlede kompressorarbejde. Dette indikerer, at systemet om sommeren ikke opererer i et temperaturinterval, hvor forbedringen i COP ved at sænke temperaturen fra blandingstemperaturen og ned overstiger den tilsvarende forringelse af COP, når temperaturen hæves over blandingstemperaturen. Det samlede kompressorarbejde er således større for alle undersøgte kombinationer end for reference-styringen.

Som det også blev observeret for vinterperioden, er det udelukkende lavtemperaturen T_{LT} , der påvirker systemets samlede elektriske arbejde ved styringen med varmepumpe og elkedel. Jo lavere T_{LT} vælges, desto større bliver det samlede elektriske arbejde, der skal tilføres systemet. Denne tendens gør sig tilsvarende gældende for sommerdrift.

6 | Drift med elpriser

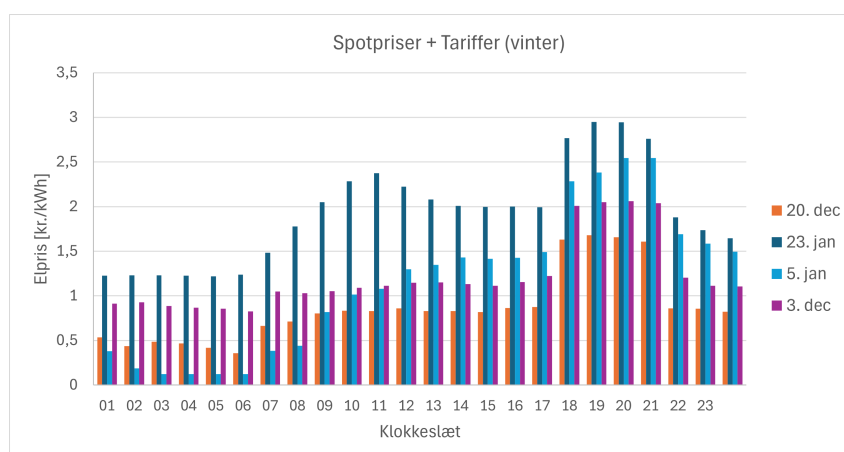
I dette kapitel inddrages elprisen som en aktiv faktor i styringen af systemet. Simuleringerne følger samme grundlæggende struktur som i kapitel 5, men styringsstrategierne modificeres, således at systemets drift kan tilpasses variationer i elprisen. Indledningsvist gennemgås opsætningen af simuleringen og modelleringen af elprisen, da dette danner grundlag for forståelsen af de efterfølgende styringsstrategier.

6.1 Opsætning af simulering

De konstante inputparametre samt den overordnede struktur af simuleringen følger opsætningen beskrevet i kapitel 5.

Elmarkedet er karakteriseret ved betydelige variationer, idet elprisen bestemmes af samspillet mellem udbud og efterspørgsel. Elproduktionen udgør udbuddet og er i høj grad afhængig af vejrforholdene, da omkring halvdelen af det danske elforbrug dækkes af vedvarende energikilder [8]. Efterspørgslen afhænger tilsvarende af forbrugsmønstre. Elpriserne varierer både fra dag til dag og fra år til år. På trods af denne variation kan der dog identificeres generelle døgn- og sæsonmæssige tendenser i elpriserne.

I Figur 6.1 ses elpriser for udvalgte vinterdage i 2023. Priserne er sammensat af spotpriser kombineret med tariffer, svarende til de gældende tariffer for 2026 [9]. Spotpriserne stammer fra Energi Data Service [10].

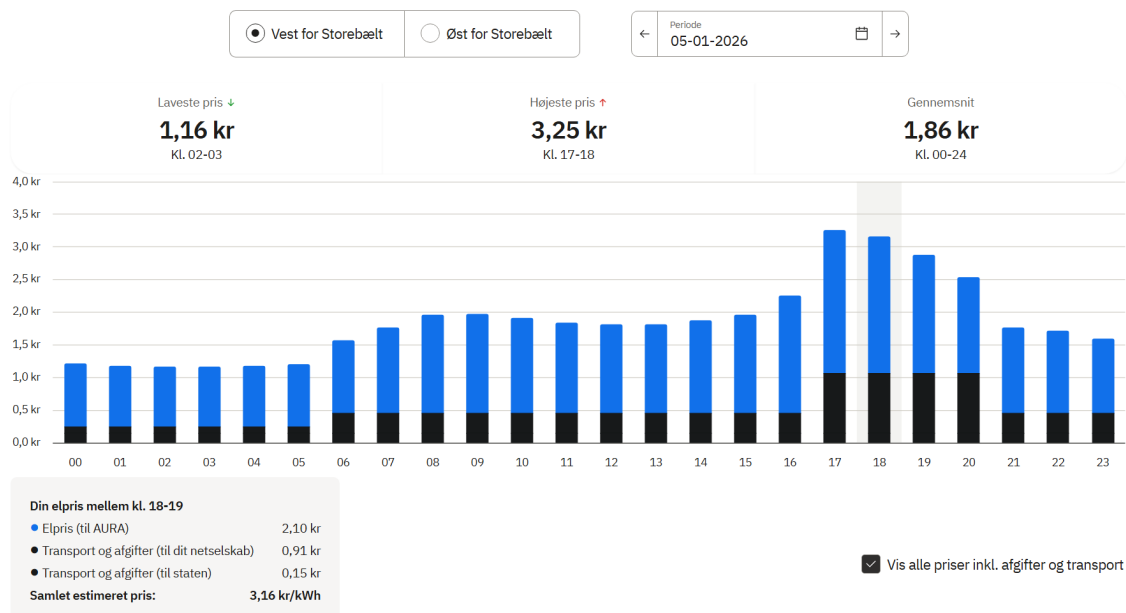


Figur 6.1: Spotpriser lagt sammen med tariffer for vinterdage

I vinterhalvåret bidrager solenergi i begrænset omfang til elproduktionen, og variationerne

i elproduktionen over døgnet er derfor relativt små. Døgnvariationerne i elprisen er i stedet primært drevet af efterspørgslen. Elprisen er typisk lavest i nattetimerne fra omkring midnat til tidlig morgen, hvor elforbruget er lavest, og højest i tidsrummet fra cirka kl. 17 til 21, hvor forbruget topper. Hertil kommer netselskabernes tidsdifferentierede tariffer, hvor den højeste tarif er placeret i spidslastperioden, hvilket yderligere forstærker elprisen i disse timer [8].

I Figur 6.2 ses et eksempel på elpriser for d. 5. januar 2026 hos elhandelsvirksomheden Aura, hvor det tydeligt fremgår, i hvilke tidsrum de forskellige tariffer anvendes [11].



Figur 6.2: Skærbillede af Auras „se elpriser“-værktøj

Netselskabet opererer med tre forskellige tarifniveauer i løbet af døgnet, som hver er knyttet til faste tidsperioder. Disse perioder er fastlagt på baggrund af typiske forbrugsmønstre og har til formål at motivere forbrugerne til at reducere forbruget i spidslastperioder og dermed bidrage til en mere stabil drift af elnettet. Med udgangspunkt i disse tariffer samt de generelle døgnvariationer i elprisen opstilles følgende døgnmønstre for et vinterdøgn i simuleringen:

00–06 : lav elpris

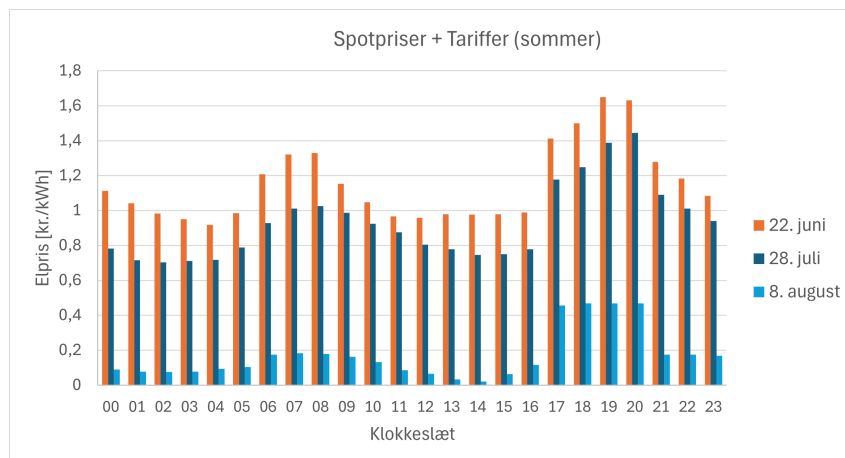
06–17 : middel elpris

17–20 : høj elpris

20–00 : middel elpris

Dette mønster gentages for hvert døgn i simuleringen. De konkrete værdier for lav, middel og høj elpris anvendes som input til modellen, hvilket giver mulighed for at undersøge, hvordan forskellige prisvariationer påvirker systemets drift og rentabilitet.

Elpriser for udvalgte sommerdage i 2023 ses i Figur 6.3.



Figur 6.3: Spotpriser lagt sammen med tariffer for sommerdage

I sommerhalvåret er den samlede efterspørgsel på elektricitet generelt lavere, blandt andet fordi behovet for belysning og opvarmning reduceres. Elpriserne er derfor typisk lavere end om vinteren. Døgnmønstret i forbruget følger dog samme overordnede tendens, hvor forbruget er lavest om natten og højest i aften timerne. Samtidig bidrager solceller markant til elproduktionen midt på dagen, hvilket øger udbuddet og medfører lavere elpriser i dette tidsrum, som det ses i Figur 6.3.

På trods af forskelle mellem de enkelte sommerdage følger elpriserne således et gennemgående mønster. Med udgangspunkt heri opstilles følgende døgnmønster for sommerdrift i simuleringen:

00–06 : lav elpris
 06–11 : middel elpris
 11–17 : lav elpris
 17–21 : høj elpris
 21–00 : middel elpris

I Tabel 6.1 fremgår de tre forskellige sæt elprisvariationer, som anvendes som input i simuleringen.

Elprisniveau	Stor 1	Stor 2	Lille
Lav elpris	0,5	0,5	1,0
Middel elpris	1,0	2,0	1,3
Høj elpris	3,0	3,0	1,6

Tabel 6.1: Anvendte variationer i elprisniveauer [kr./kWh]

Variationerne *Stor 1* og *Stor 2* repræsenterer døgn med markante prisforskelle, hvor der i begge tilfælde er en faktor 6 mellem lav og høj elpris. Forskellen mellem de to ligger i niveauet for middel elpris, som er højere i *Stor 2*. Varianten *Lille* repræsenterer et døgn med mere begrænsede prisudsving, hvor forskellen mellem lav og høj elpris er en faktor 1,6.

6.2 Styringsstrategier

I dette afsnit gennemgås de modificeringer, der indføres i styringsstrategierne, når elprisen inddrages som en aktiv faktor i systemets drift.

Reference-styringen er uændret i sin driftslogik: varmepumpen leverer direkte til fremløbet, og den tidsvarierende elpris anvendes alene til at beregne de tilhørende elomkostninger ved kompressorarbejdet.

6.2.1 LT/HT varmepumpe-styring

En akkumuleringstank muliggør lagring, og dermed at varmepumpens drift kan tilpasses elprisperioderne ved at variere lasten, hvilket også er velkendt i systemer med en simpel akkumuleringstank uden midterdyse. En tilsvarende laststyring kunne derfor være indført i reference-styringen. Men fokus i denne analyse er ikke den absolutte besparelse, som kan opnås ved lastforskydning som følge af elpriser, men derimod forskellen i driftsomkostninger mellem reference-styringen og alternative driftstrategier.

Den valgte lastprofil i reference-styringen er derfor i sig selv underordnet, idet LT/HT varmepumpe-styringen blot skal følge samme lastprofil for at sikre en retvisende sammenligning af, hvad ændringer i varmepumpens leveringstemperatur betyder. Herved undgås, at resultaterne domineres af *hvornår* varmeenergien produceres, og analysen kan i stedet fokusere på *ved hvilken temperatur* varmeenergien produceres.

På denne baggrund fastlægges det, at varmepumpen i LT/HT-styringen til enhver tid leverer varme identisk med reference-styringen, som er fastlagt til at dække byens varmebehov.

Derudover stilles der krav om at tankens tilstand ved døgnets slutning skal svare til tilstanden ved døgnets start. Herved undgås, at der i simuleringen produceres højtemperaturvand, som først ville komme til gavn i et efterfølgende døgn, hvilket ikke kan ses i en døgnsimulering.

Modificeringen i LT/HT-styringen består dermed i, at elprisen nu bestemmer, *hvornår* der køres lav- og højtemperaturdrift. For hver elprisperiode gælder følgende driftslogik:

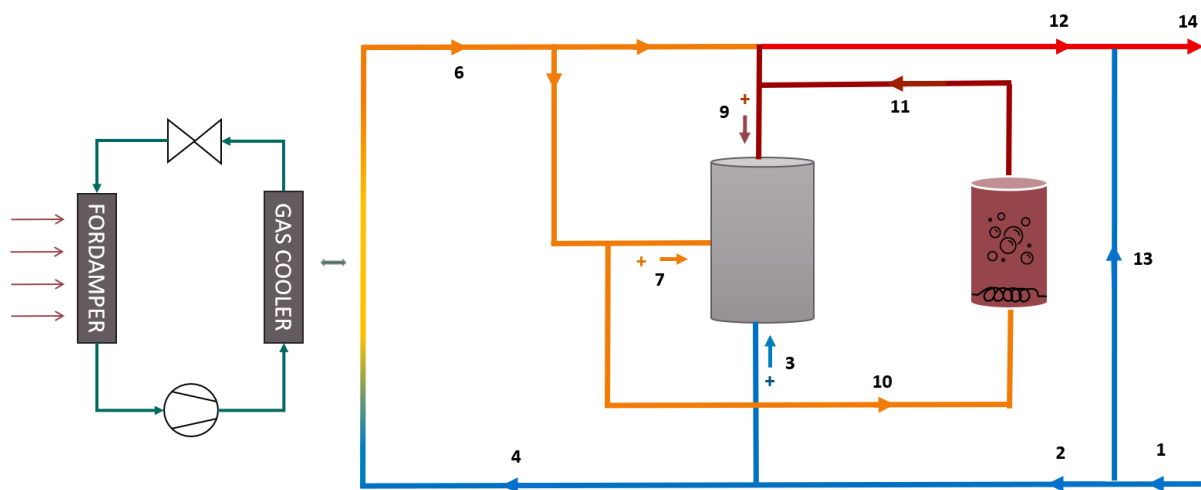
Lav elpris : $T_{VP} = T_{HT}$ (skift dog til LT-drift, hvis HT-lageret er fuldt)

Middel elpris : $T_{VP} = T_{HT}$ (så længe der er tilstrækkeligt HT til højprisperioden, ellers LT-drift)

Høj elpris : $T_{VP} = T_{LT}$ (skift kun til HT-drift, hvis HT-lageret er tomt)

6.2.2 Varmepumpe + elkedel- styring

Grundideen i varmepumpe + elkedel-styringen er den samme som i kapitlet uden elpriser: varmepumpen leverer ved en fast, lav leveringstemperatur, og elkedlen leverer det resterende temperaturløft til fremløbstemperaturen. Modificeringen ved inddragelse af elprisen er, at der tilføjes en akkumuleringskank med midterdyse, således at elkedlens temperaturløft kan flyttes i tid og udnytte perioder med lav elpris. Alle teknologierne i systemet indgår i denne styringsstrategi, og systemet illustreres i Figur 6.4.



Figur 6.4: VP + Elkedel-styring når elpris er en faktor

Elkedlen kan i praksis anvendes på to måder:

- Elkedlen kan hæve temperaturen til fremløbstemperaturen og lagre det opvarmede vand i akkumuleringskanken. I dette tilfælde føres varmepumpens masseflow gennem tanken, og fremløbet forsynes ved at tappe fra tankens top.
- Elkedlen kan alternativt hæve temperaturen til en højere temperatur T_{HT} . Herved kan en delstrøm af varmepumpens masseflow ledes uden om fremløbet, således at den højere temperatur fra tankens top efterfølgende kan shuntes ned til den ønskede fremløbstemperatur.

I denne styring fastholdes det, at varmepumpen altid leverer ved T_{LT} , mens elkedlens drift bestemmes af elprisperiode og tankens aktuelle lagerstatus. For at gøre styringslogikken mere overskuelig er den sammenfattet periodevist nedenfor.

Driftslogik pr. elprisperiode

Lav elpris: Elkedlen udnyttes til at opbygge højtemperaturlager i tanken. Hvis der er tilstrækkelig plads, produceres der så meget HT-lager, at de efterfølgende perioder (middel og høj elpris) kan dækkes, således at elkedlen kan undgås i dyrere timer. Hvis tanken fyldes, stoppes oplagringen, når maksimal lagervolumen er nået.

Middel elpris: Hvis det nødvendige HT-lager er etableret i lavprisperioden, er det som udgangspunkt kun varmepumpen, der drifter. Hvis HT-lageret derimod ikke er tilstrækkeligt, benyttes tankens HT-lager først, så længe der fortsat er nok tilbage til at dække højprisperioden. Når tankens HT-lager er reduceret til det niveau, der er reserveret til højprisperioden, producerer elkedlen kun det nødvendige temperaturløft til at opnå fremløbstemperaturen.

Høj elpris: I højprisperioden tilstræbes det, at kun varmepumpen drifter. Elkedlen aktiveres kun, hvis der ikke længere er tilstrækkeligt højtemperaturlager til rådighed, og i så fald producerer elkedlen udelukkende det nødvendige temperaturløft for at opfylde byens krav.

6.3 Resultater - Vinter

Der anvendes samme systeminput som i simuleringen af vinterdrift uden elpriser. Referencestyringen giver derfor identiske driftsparametre, men i denne simulering opgøres det elektriske arbejde nu også fordelt på de forskellige elprisperioder. Dette muliggør en beregning af de samlede driftsomkostninger for hver af de tre elprisvariationer. Kompressorarbejde og omkostninger for referencestyringen fremgår af Tabel 6.2.

UA-krav [kW/K]	Gns. COP	Reference			Omkostninger [kr.]		
		W_{comp} [MWh]			Stor1	Stor2	Lille
		Lav elpris	Middel elpris	Høj elpris			
1013	2,88	14,6	34,1	9,7	70 606	104 692	74 502

Tabel 6.2: Reference-styring (vinter, med elpriser).

De absolutte omkostninger i tabellen afspejler udelukkende størrelsen på elpriserne og er i sig selv ikke afgørende. De bliver først interessante, når de sammenlignes med omkostningerne ved alternative styringsstrategier.

LT/HT-varmepumpestyringen er herefter simuleret for varierende lav- og højtemperaturer. I Tabel 6.3 vises, hvordan disse temperaturvalg påvirker fordelingen af kompressorarbejdet mellem elprisperioderne samt den procentvise omkostningsbesparelse for hver elprisvariation sammenlignet med referencestyringen.

LT/HT varmepumpe-styring								
T _{HT} [°C]	UA-krav [kW/K]	Gns. COP	W _{comp} [MWh]			Besparelse [%]		
			Lav elpris	Middel elpris	Høj elpris	Stor1	Stor2	Lille
T _{LT} = 73°C								
83	1055	2,88	14,8	34,0	9,5	0,9	0,7	0,3
88	1050	2,87	15,1	33,9	9,5	0,9	0,8	0,2
93	1056	2,87	15,4	33,7	9,5	0,9	0,9	0,1
T _{LT} = 68°C								
83	1055	2,87	14,8	34,3	9,4	1,1	0,6	0,2
88	1048	2,86	15,1	34,3	9,4	0,9	0,4	-0,2
93	1056	2,85	15,4	34,3	9,4	0,7	0,3	-0,6
T _{LT} = 63°C								
83	1066	2,87	14,8	34,5	9,3	1,2	0,4	0,0
88	1066	2,85	15,1	34,7	9,2	1,1	0,1	-0,6
93	1066	2,83	15,4	34,8	9,2	0,7	-0,3	-1,2
T _{LT} = 58°C								
83	1117	2,86	14,8	34,5	9,4	0,7	0,1	-0,3
88	1117	2,84	15,1	35,1	9,1	1,0	-0,3	-1,0
93	1117	2,81	15,4	35,4	9,0	0,6	-0,8	-1,8

Tabel 6.3: Resultater for LT/HT varmepumpe-styring ved varierende T_{LT} ved $V_{tank} = 5027 \text{ m}^3$ (vinter).

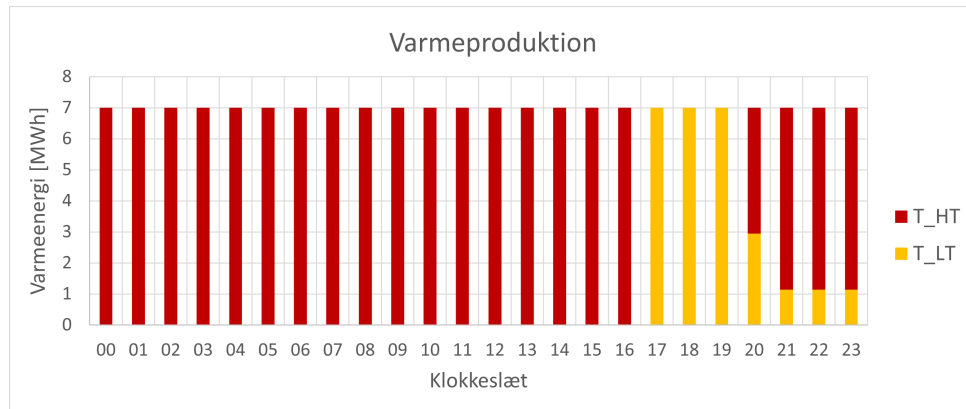
Størstedelen af temperatur- og elpriskombinationerne resulterer i en positiv besparelse. Som også observeret i simuleringerne uden elpriser opnås den højeste samlede COP, når både T_{LT} og T_{HT} ligger tæt på den ønskede fremløbstemperatur, hvilket reducerer det samlede kompressorarbejde. Når elpriserne medtages, bliver det afgørende, i hvilke perioder dette kompressorarbejde afvikles, og i hvilken grad arbejde kan flyttes væk fra højprisperioderne.

Resultaterne viser, at et lavere T_{LT} generelt medfører, at en større andel af kompressorarbejdet flyttes væk fra højprisperioden. Dette skyldes, at COP ved LT-drift forbedres ved lavere temperaturer, og at LT-drift primært anvendes under høj elpris. Samtidig medfører et lavere T_{LT} dog også et øget samlet kompressorarbejde. Der opstår derfor et kompromis mellem at reducere arbejde i højprisperioden og at undgå en for stor forøgelse af det samlede energiforbrug.

For elprisvariationen *Lille* er prisforskellene så begrænsede, at den samlede mængde kompressorarbejde er den dominerende faktor. Her opnås den største besparelse derfor ved $T_{LT} = 73^{\circ}\text{C}$.

For *Stor2* er prisforskellene større, hvilket gør det muligt for flere lavtemperaturer at give en besparelse. De laveste T_{LT} viser dog ikke samme fordel, da en større del af kompressorarbejdet her flyttes fra højpris- til middelpriperioden, hvor elprisen i denne variation ligger relativt tæt på højprisen. Også her opnås den største besparelse ved $T_{LT} = 73^{\circ}\text{C}$.

For elprisvariationen *Stor1* ses optimum ved $T_{LT} = 63\text{ }^{\circ}\text{C}$, som giver den største procentvise besparelse blandt alle undersøgte kombinationer. Varmeproduktionen for denne drift er illustreret i Figur 6.5.



Figur 6.5: Varmeproduktionen for vinterdøgn med $T_{LT} = 63\text{ }^{\circ}\text{C}$ og $T_{HT} = 83\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Som det fremgår af figuren, kører varmepumpen i HT-drift frem til den høje elprisperiode indtræffer kl. 17. Herefter skiftes til LT-drift, indtil HT-lageret er opbrugt. Da der ikke skal lagres varme til en efterfølgende højprisperiode, vil varmepumpen efterfølgende skifte mellem LT- og HT-drift inden for samme time for at opretholde den ønskede fremløbstemperatur. Denne strategi medfører, at ca. 0,4 MWh kompressorarbejde flyttes væk fra højprisperioden. Det samlede kompressorarbejde øges dog en smule som følge af en mindre reduktion i systemets samlede effektivitet. På dagsbasis svarer dette til en besparelse på ca. 5 kr. pr. MWh produceret varme, hvilket for den betragtede by giver en månedlig besparelse på omkring 26.265 kr. Dette forudsætter, at gas coolerens UA-værdi mindst er 1066 kW/K.

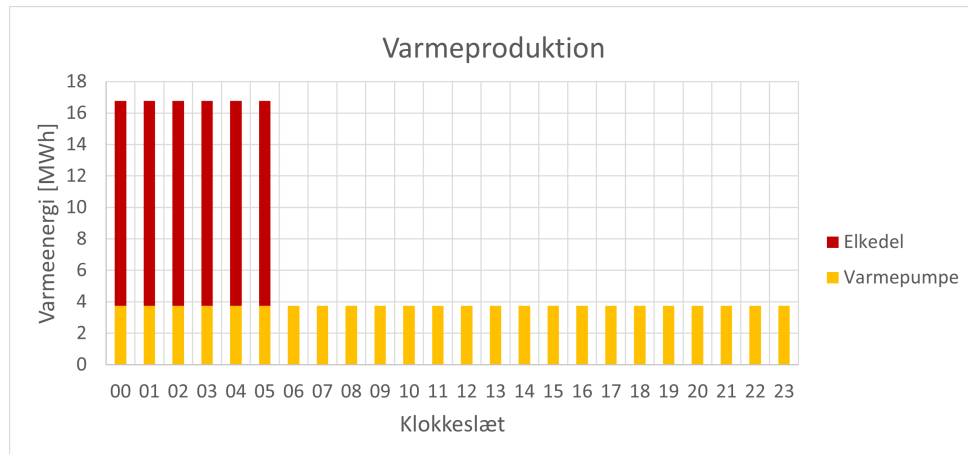
Styringen med kombineret varmepumpe og elkedel påføres herefter systemet, og vinterdøgnet simuleres. Resultaterne fremgår af Tabel 6.4.

Varmepumpe + Elkedel-styring								
T _{HT} [°C]	UA-krav [kW/K]	Gns. COP	W _{in} [MWh]			Besparelse [%]		
			Lav elpris	Middel elpris	Høj elpris	Stor1	Stor2	Lille
T _{LT} = 73°C								
78	927	2,12	32,0	29,7	8,4	-0,5	3,8	-12,8
83	927	2,12	32,2	29,5	8,4	-0,3	4,2	-12,7
88	927	2,12	32,2	29,5	8,4	-0,3	4,2	-12,7
93	927	2,12	32,2	29,5	8,4	-0,3	4,2	-12,7
T _{LT} = 68°C								
78	796	1,57	49,4	25,7	7,2	-1,9	6,8	-26,5
83	796	1,57	49,9	25,2	7,2	-1,5	7,5	-26,3
88	796	1,57	49,9	25,2	7,2	-1,5	7,5	-26,3
93	796	1,57	49,9	25,2	7,2	-1,5	7,5	-26,3
T _{LT} = 63°C								
78	694	1,16	66,9	21,7	6,0	-3,5	9,5	-40,5
83	694	1,16	67,7	20,9	6,0	-3,0	10,5	-40,2
88	694	1,16	67,7	20,9	6,0	-3,0	10,5	-40,2
93	694	1,16	67,7	20,9	6,0	-3,0	10,5	-40,2
T _{LT} = 58°C								
78	597	0,84	84,5	17,9	4,8	-5,7	11,7	-55,0
83	597	0,84	85,5	16,9	4,8	-5,0	13,1	-54,6
88	597	0,84	85,5	16,9	4,8	-5,0	13,1	-54,6
93	597	0,84	85,5	16,9	4,8	-5,0	13,1	-54,6

Tabel 6.4: Resultater for VP + Elkedel-styring ved varierende T_{LT} ved $V_{tank} = 5027 \text{ m}^3$ (vinter).

Resultaterne viser, at *Stor2* er den eneste elprisvariation, der giver en samlet besparelse. Som også observeret i kapitel 5 medfører et lavere T_{LT} , at en mindre andel af varmen produceres af varmepumpen, mens en større andel produceres af elkedlen. Da elkedlen primært aktiveres i lavprisperioden, flyttes en større del af varmeproduktionen hertil ved lavere T_{LT} . Dette øger det samlede elektriske energiforbrug, idet elkedlen har en lavere effektivitet end varmepumpen. En besparelse opnås derfor kun, hvis reduktionen i omkostninger i middel- og højprisperioderne overstiger omkostningerne ved det større forbrug i lavprisperioden.

For *Lille* er prisvariationerne for små til, at dette kan opveje den øgede elkedelproduktion. For *Stor1* er forskellen mellem lav- og middelprijs ligeledes utilstrækkelig. For *Stor2* er prisforskellene derimod store nok til, at den samlede økonomi forbedres, og den største besparelse opnås ved $T_{LT} = 58^{\circ}\text{C}$. Varmeproduktionen for denne drift er vist i Figur 6.6.



Figur 6.6: Varmeproduktion for VP + Elkedel-styring med elpris som faktor ved $V_{tank} = 5027 \text{ m}^3$.

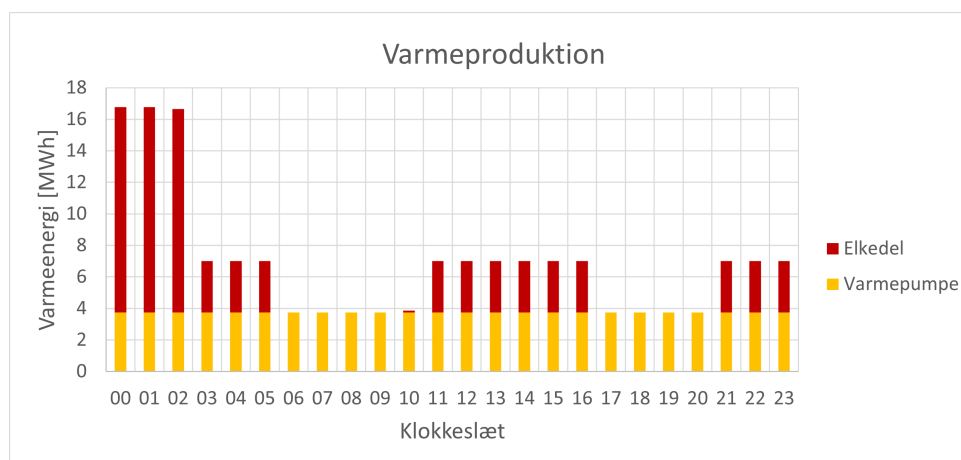
Her ses, at varmepumpen i disse perioder leverer omkring 4 MW af byens samlede varmebehov på 7 MW. Den højeste effekt forekommer i lavprisperioden, hvor elkedlen kører med cirka 13 MW. I løbet af disse seks timer oplagres der omkring 60 MWh varme, hvilket er muligt på grund af den store akkumuleringskøle på 5027 m^3 , svarende til en højde på 25 m høj og en diameter på 16 m. Denne drift medfører en besparelse på cirka 81 kr. pr. MWh produceret varme, svarende til omtrent 13.714 kr. pr. dag og 425.154 kr. pr. måned. Dette forudsætter, at gas coolerens UA-værdi mindst er 597 kW/K.

Da ikke alle systemer råder over en så stor tank, gentages simuleringen med et reduceret tankvolumen på 2036 m^3 , svarende til en højde på 18 m og en diameter på 12 m. Resultaterne fremgår af Tabel 6.5.

Varmepumpe + Elkedel-styring								
T _{HT} [°C]	UA-krav [kW/K]	Gns. COP	W _{in} [MWh]			Besparelse [%]		
			Lav elpris	Middel elpris	Høj elpris	Stor1	Stor2	Lille
T _{LT} = 73°C								
78	927	2,12	23,4	38,3	8,4	-6,6	-8,5	-16,3
83	927	2,12	29,2	32,5	8,4	-2,4	-0,1	-13,9
88	927	2,12	32,2	29,5	8,4	-0,3	4,2	-12,7
93	927	2,12	32,2	29,5	8,4	-0,3	4,2	-12,7
T _{LT} = 68°C								
78	796	1,57	32,3	42,8	7,2	-14,0	-17,8	-33,5
83	796	1,57	38,1	37,0	7,2	-9,9	-9,4	-31,1
88	796	1,57	44,0	31,1	7,2	-5,7	-1,0	-28,7
93	796	1,57	49,8	25,3	7,2	-1,6	7,4	-26,4
T _{LT} = 63°C								
78	694	1,16	41,2	47,4	6,0	-21,8	-27,4	-50,9
83	694	1,16	47,0	41,6	6,0	-17,6	-19,0	-48,5
88	694	1,16	52,9	35,7	6,0	-13,5	-10,7	-46,2
93	694	1,16	58,7	29,9	6,0	-9,3	-2,3	-43,8
T _{LT} = 58°C								
78	597	0,84	50,2	52,2	4,8	-30,0	-37,5	-68,8
83	597	0,84	56,0	46,4	4,8	-25,8	-29,1	-66,4
88	597	0,84	61,9	40,5	4,8	-21,7	-20,7	-64,1
93	597	0,84	67,7	34,6	4,8	-17,5	-12,3	-61,7

Tabel 6.5: Resultater for VP + Elkedel-styring ved varierende T_{LT} og T_{HT} ved $V_{tank} = 2036 \text{ m}^3$ (vinter).

Med den mindre tank opnås der kun besparelser for få kombinationer. Varmeproduktionen for kombinationen $T_{LT} = 58^{\circ}\text{C}$ og $T_{HT} = 83^{\circ}\text{C}$ er vist i Figur 6.7.



Figur 6.7: Varmeproduktion for $T_{LT} = 58^{\circ}\text{C}$ og $T_{HT} = 83^{\circ}\text{C}$ ved $V_{tank} = 2036 \text{ m}^3$.

Elkedlen starter lavprisperioden med høj effekt, men efter cirka tre timer er tanken fyldt, hvorefter elkedlen må nøjes med at levere den varme, der kræves for at opretholde fremløbskravet. Den mængde, der når at blive lagret, gemmes til højprisperioden.

Det er her tydeligt at se, at når tankvolumen sætter en begrænsning, får T_{HT} en betydning. Resultaterne indikerer, at en højere T_{HT} reducerer driftsomkostningerne, hvilket kan forklares ved, at en højere lagringstemperatur øger den lagrede energimængde pr. volumen og dermed udnytter den begrænsede tankkapacitet bedre. For denne tank fremstår den mest fordelagtige kombination som $T_{LT} = 68\text{ °C}$ og $T_{HT} = 93\text{ °C}$, hvilket giver en besparelse på 62 kr. pr. MWh produceret varme. Dette svarer til en daglig besparelse på 10.411 kr. og en månedlig besparelse på 322.747 kr.

6.4 Resultater - Sommer

Der anvendes de samme inputværdier for systemet som i simuleringen af sommerdrift uden elpriser. Resultaterne for reference-styringen om sommeren, når elpriser indgår som faktor, fremgår af Tabel 6.6.

Reference							
UA-krav [kW/K]	Gns. COP	W_{comp} [MWh]			Omkostninger [kr.]		
		Lav elpris	Middel elpris	Høj elpris	Stor1	Stor2	Lille
393	3,46	6,93	4,63	2,31	15 010	19 629	16 627

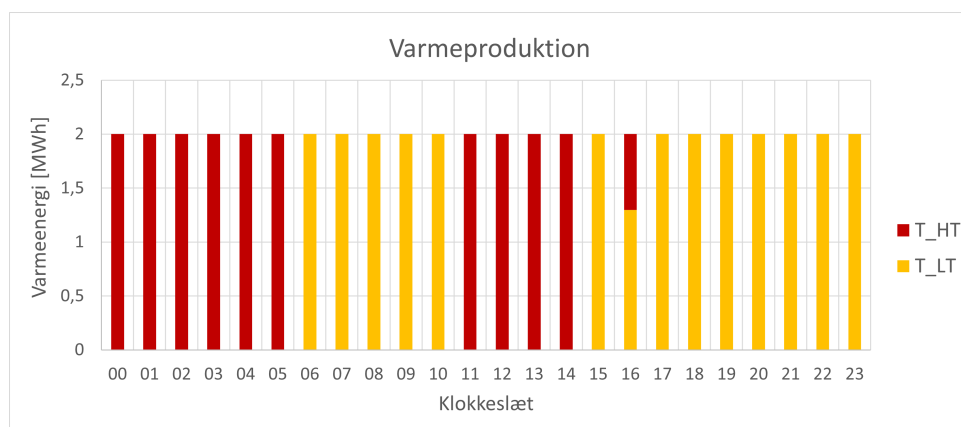
Tabel 6.6: Reference-styring (sommer, elpriser).

For sommerdrift sænkes fremløbstemperaturen til 68 °C . I forhold til vinterdriften medfører dette, at der i stedet arbejdes med tre forskellige lavtemperaturer og fire forskellige højtemperaturer. Resultaterne for LT/HT-varmepumpestyringen ved sommerdrift fremgår af Tabel 6.7.

LT/HT varmepumpe-styring								
T_{HT} [°C]	UA-krav [kW/K]	Gns. COP	W_{comp} [MWh]			Besparelse [%]		
			Lav elpris	Middel elpris	Høj elpris	Stor1	Stor2	Lille
$T_{LT} = 64^{\circ}\text{C}$								
74	400	3,45	7,09	4,56	2,26	0,9	1,0	0,0
79	414	3,44	7,18	4,51	2,26	0,9	1,2	-0,2
84	421	3,43	7,24	4,51	2,26	0,7	1,1	-0,5
89	451	3,42	7,27	4,51	2,26	0,6	1,0	-0,7
$T_{LT} = 59^{\circ}\text{C}$								
74	400	3,43	7,09	4,68	2,24	0,5	0,1	-0,9
79	414	3,40	7,25	4,64	2,24	0,2	0,1	-1,4
84	421	3,37	7,42	4,59	2,24	0,0	0,2	-2,0
89	451	3,35	7,56	4,53	2,24	-0,1	0,4	-2,5
$T_{LT} = 54^{\circ}\text{C}$								
74	400	3,58	7,09	4,71	2,23	0,5	-0,1	-0,9
79	414	3,40	7,25	4,75	2,18	0,6	-0,2	-1,8
84	421	3,34	7,42	4,75	2,18	0,1	-0,6	-2,8
89	451	3,32	7,56	4,73	2,18	-0,3	-0,8	-3,5

Tabel 6.7: Resultater for LT/HT varmepumpe-styring ved varierende T_{LT} og T_{HT} (sommer).

Ved sommerdrift arbejdes der generelt med lavere lavtemperaturer, da fremløbstemperaturen er reduceret. Den største besparelse opnås dog i samme temperaturområde som ved vinterdrift og har samme størrelse på 1,2 %. Forskellen er, at besparelsen om vinteren opnås i *Stor1*-elprisvariationen, mens den om sommeren opnås i *Stor2*-variationen. Varmeproduktionen for sommerens bedste kombination med $T_{LT} = 64^{\circ}\text{C}$ og $T_{HT} = 79^{\circ}\text{C}$ er vist i Figur 6.8.



Figur 6.8: Varmeproduktion for $T_{LT} = 64^{\circ}\text{C}$ og $T_{HT} = 79^{\circ}\text{C}$

Sommeren har to lavprisperioder, som tilsammen udgør halvdelen af døgnet. I den første lavprisperiode (00–06) kører varmepumpen i HT-drift, hvilket opbygger et tilstrækkeligt HT-lager

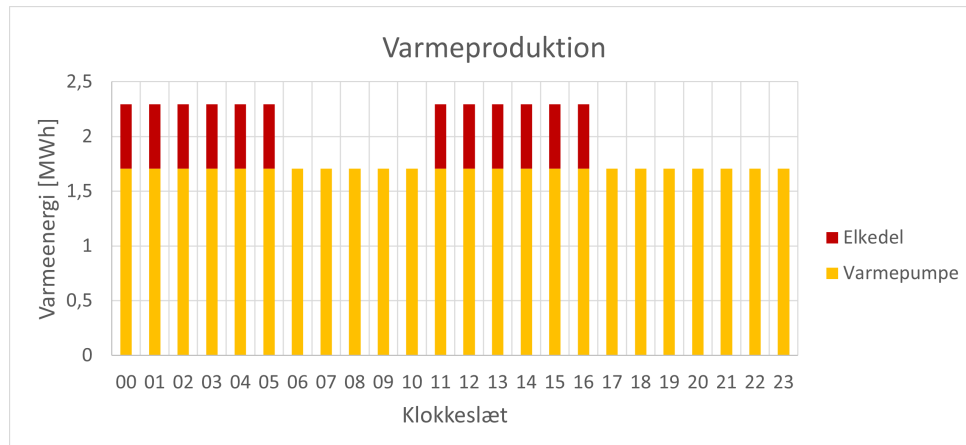
til, at den efterfølgende middelpriperiode kan dækkes ved LT-drift. I den næste lavprisperiode (11–17) køres der igen HT-drift, indtil der er lagret tilstrækkeligt til resten af dagen. Denne drift reducerer dermed det elektriske arbejde i middelpriperioden, hvilket forklarer, at *Stor2*-elprisvariationen giver den største besparelse. Da halvdelen af døgnet dog allerede er karakteriseret ved lave elpriser, er perioden med egentligt besparelsespotentiale begrænset.

Styringen med varmepumpe og elkedel anvendes ligeledes for sommerdrift, og resultaterne fremgår af Tabel 6.8.

Varmepumpe + Elkedel-styring								
T_{HT} [°C]	UA-krav [kW/K]	Gns. COP	W_{comp} [MWh]			Besparelse [%]		
			Lav elpris	Middel elpris	Høj elpris	Stor1	Stor2	Lille
$T_{LT} = 64^{\circ}\text{C}$								
69	335	2,20	12,8	3,8	1,9	-6,9	-1,3	-25,8
74	335	2,20	12,8	3,8	1,9	-6,9	-1,3	-25,8
79	335	2,20	12,8	3,8	1,9	-6,9	-1,3	-25,8
84	335	2,20	12,8	3,8	1,9	-6,9	-1,3	-25,8
89	335	2,20	12,8	3,8	1,9	-6,9	-1,3	-25,8
$T_{LT} = 59^{\circ}\text{C}$								
69	226	1,43	18,9	3,2	1,6	-15,5	-4,4	-53,4
74	226	1,43	18,9	3,2	1,6	-15,5	-4,4	-53,4
79	226	1,43	18,9	3,2	1,6	-15,5	-4,4	-53,4
84	226	1,43	18,9	3,2	1,6	-15,5	-4,4	-53,4
89	226	1,43	18,9	3,2	1,6	-15,5	-4,4	-53,4
$T_{LT} = 54^{\circ}\text{C}$								
69	205	0,94	24,8	2,4	1,2	-23,3	-6,7	-80,2
74	205	0,94	24,8	2,4	1,2	-23,3	-6,7	-80,2
79	205	0,94	24,8	2,4	1,2	-23,3	-6,7	-80,2
84	205	0,94	24,8	2,4	1,2	-23,3	-6,7	-80,2
89	205	0,94	24,8	2,4	1,2	-23,3	-6,7	-80,2

Tabel 6.8: Resultater for VP + Elkedel-styring ved varierende T_{LT} og T_{HT} ved $V_{tank} = 2036 \text{ m}^3$ (sommer)

For sommerdrift giver anvendelsen af elkedel ingen besparelser. Tendensen er modsat vinterdriften, hvor lave lavtemperaturer gav de største besparelser. Om sommeren opnås de laveste driftsomkostninger derimod ved de højeste lavtemperaturer, hvor varmepumpen producerer mest varmeenergi. Den bedste kombination forekommer ved $T_{LT} = 64^{\circ}\text{C}$ og varmeproduktionen med den mindre tank til rådighed er illustreret i Figur 6.9.



Figur 6.9: Varmeproduktion for $T_{LT} = 64\text{ }^{\circ}\text{C}$ og $T_{HT} = 79\text{ }^{\circ}\text{C}$ ved $V_{tank} = 2036\text{ m}^3$.

Som det fremgår, er der tilstrækkelig kapacitet i den mindre akkumuleringsstank til at udnytte begge lavprisperioder. I praksis er der kun behov for en elkedel med en effekt på omkring 0,5 MW. Når elprisen er lav i halvdelen af døgnet, reduceres elkedlens fordel, idet der ikke længere er behov for at producere store mængder varme på kort tid. Perioden, hvor systemet kan opveje elkedlens negative indflydelse på den samlede effektivitet, bliver derfor kortere om sommeren. Samlet set giver denne styringsstrategi således ingen fordel i sommerdrift, hvor driftsomkostningerne i forvejen er lavere som følge af at elprisen typisk er lav i en større andel af døgnet.

7 | Diskussion

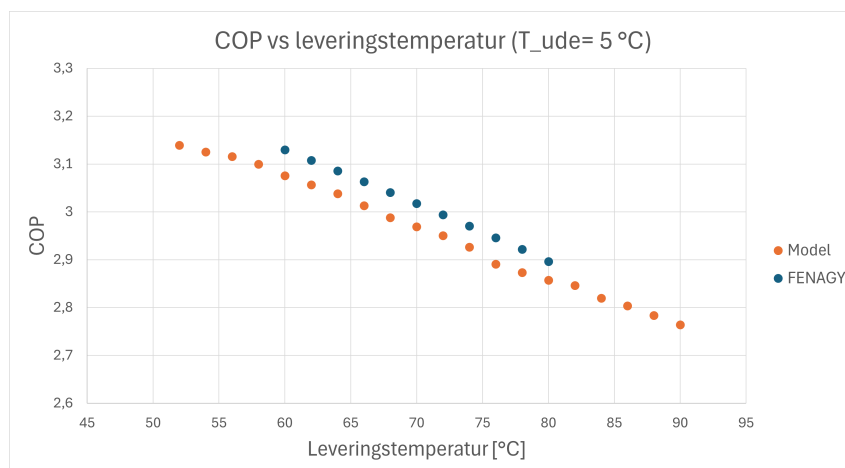
Det overordnede formål med dette projekt har været at undersøge, om fleksible driftsstrategier baseret på en akkumuleringstank med midterdyse kan udnytte variationer i elpriser til at forbedre den økonomiske drift af en CO₂-varmepumpe i et fjernvarmesystem. For at undersøge dette er der modelleret et fjernvarmesystem bestående af en CO₂-varmepumpe, en elkedel samt en akkumuleringstank med midterdyse. Hertil er der opstillet og analyseret én reference-styringsstrategi samt to alternative styringsstrategier, som kan implementeres i systemet. Formålet hermed har været at isolere og vurdere, hvilken betydning styringen har sammenlignet med den traditionelle drift af et sådant system. I dette kapitel diskuteres udvalgte resultater fra analyserne.

Varmepumpemodel

Modelleringen af varmepumpen er afgørende for, hvorvidt de opnåede resultater kan betragtes som realistiske. Dette skyldes, at styringsstrategierne aktivt baserer sig på regulering af udvalgte varmepumpeparametre, hvorefter konsekvenserne for varmepumpens performance analyseres.

I modellen er der ikke inkluderet varme- eller tryktab, hvilket medfører, at varmepumpens ydeevne fremstår bedre end i et reelt anlæg. Ligeledes er der ikke indført begrænsninger på varmevekslere eller kompressorer, hvilket kan have betydning for de mulige driftsløsninger, der beregnes i modellen.

I kapitel 2 blev det fremhævet, at det generelt er vanskeligt at opnå en forbedret COP ved en LT/HT-styring. Der blev dog observeret et resultat for et vinterdøgn, som indikerede det modsatte, idet der blev opnået en reduktion i kompressorarbejdet på 0,2 % ved en lavtemperatur på $T_{LT} = 73$ °C og en højtemperatur på $T_{HT} = 83$ °C. Dette resultat undersøges nærmere ved at genbesøge, hvordan varierende leveringstemperaturer påvirker COP i modellen, hvilket også blev behandlet i varmepumpevalideringen i under-sektion 4.3.5. COP som funktion af varierende leveringstemperatur ved en konstant udetemperatur på 5 °C fremgår af Figur 7.1.



Figur 7.1: COP som funktion af leveringstemperaturen ved konstant udetemperatur på 5 °C.

Som det fremgår af figuren, ses der omkring 75 °C et mindre skift i COP-forløbet, hvor hældningen begynder at flade ud ved faldende leveringstemperatur. Dette ses ikke i FENAGYs model, hvor COP-forløbet udviser en tilnærmelsesvis konstant hældning ved ændringer i leveringstemperaturen. Hvis simuleringen for vinterdøgnet i stedet gennemføres med FENAGYs COP-værdier for henholdsvis 73 °C og 83 °C, resulterer dette i en ændring i kompressorarbejdet på $-0,004$ i forhold til reference-styringen. Dette indikerer, at det observerede skift i COP-forløbet i projektets varmepumpemodel medfører, at COP ved 83 °C fremstår en smule bedre, end den ville have været, hvis den konstante hældning var blevet opretholdt.

Dette vil tilsvarende reducere de beregnede omkostningsbesparelser, men der forekommer fortsat mindre besparelser. Afvigelsen er i sig selv begrænset, men da analysen sammenligner to systemer med næsten identisk performance og som giver en samlet besparelse på 5 kr./MWh, får selv små afvigelser stor relativ betydning. Det bemærkes dog, at 83 °C ligger uden for FENAGYs validerede inputinterval, og det kan derfor ikke med sikkerhed fastlægges, hvordan COP-forløbet reelt vil opføre sig i dette temperaturområde. Hertil oplyser FENAGY også, at afvigelser på $\pm 3\%$ er forventelige for deres model. Teoretisk er COP-udviklingen tilstrækkeligt lineær i forhold til ændringer i leveringstemperaturen til, at LT/HT-drift generelt ikke forventes at være fordelagtig. Besparelspotentialet afhænger derfor i høj grad af den specifikke varmepumpes reelle performance, herunder eventuelle afvigelser fra det teoretiske forløb som følge af de konkrete komponenter i kredsløbet. Sådanne afvigelser kan resultere i et COP-forløb, der ikke falder med konstant hældning, hvilket potentielt kan være fordelagtigt for både besparelse og performance ved LT/HT-drift.

Styringen, hvor både varmepumpe og elkedel indgår, opererer udelukkende med leveringstemperaturer under fremløbstemperaturen. Resultaterne for denne styring ligger derfor inden for det temperaturinterval, hvor COP-forløbet udviser en konstant hældning, og disse resultater vurderes dermed at være mindre behæftet med usikkerhed.

Elpriser og simulering

Elpriserne er i modellen repræsenteret på en stærkt forsimplet måde sammenlignet med det faktiske elmarked. Resultaterne er afhængige af elpriserne og deres variationer over døgnet, hvor der i modellen er anvendt faste elpriseniveauer. Dette medfører, at resultaterne afviger fra virkeligheden, hvor elpriserne varierer kontinuerligt i løbet af dagen. Det er vanskeligt at fastlægge, hvordan disse afvigelser konkret påvirker resultaterne, da det er udfordrende at identificere entydige tendenser i udbud og efterspørgsel over et døgn, ud over den inddeling der allerede er anvendt i projektet.

Analysen fokuserer udelukkende på elprisvariationer inden for et enkelt døgn, idet simuleringsperioden er begrænset til 24 timer. Dermed indgår variationer i elpriser mellem døgn ikke i analysen. Selvom elpristendenserne i løbet af dagen kan være ensartede, kan prisniveauerne variere betydeligt fra dag til dag, således at en høj elpris én dag kan være lavere end en middel elpris en anden dag. En periode med generelt lave elpriser kan således give anledning til, at varmepumpen kører en større del af døgnet i HT-drift, hvorved varme kan akkumuleres og anvendes på dage med markant højere elpriser. En simulering over en længere tidsperiode ville kunne belyse, i hvilket omfang højtemperaturvand produceret på ét døgn kan lagres og anvendes på et andet. En sådan analyse vil dog være stærkt afhængig af et specifikt elprismønster, som ikke nødvendigvis forekommer hyppigt i praksis. Det kan derfor ikke udelukkes, at LT/HT-drift har et større besparelspotentiale, end det der fremgår af resultaterne i dette projekt. Dette vil dog forudsætte en mere kompleks styring, hvor elpriserne analyseres og inddrages mere detaljeret.

Styringsstrategier

De anvendte styringsstrategier i dette projekt er relativt simple at implementere i et eksisterende system, idet de primært baserer sig på simple energibalanceberegninger, som genererer styresignaler til varmepumpen og elkedlen. Dette forudsætter dog, at systemet er udstyret med en akkumuleringstank med midterdyse samt en tilhørende shuntpumpe. Elkedlen anvendes allerede i dag som en supplerende teknologi, der kan levere høj effekt i korte perioder. For varmepumpen er det relevant at undersøge, hvordan dens performance påvirkes af hyppige ændringer i leveringstemperaturen, inden en sådan styring implementeres i praksis. I modellen er der eksempelvis ikke taget højde for den tid, det kan tage for varmepumpen at opnå stabil drift og optimal performance efter ændringer i driftsbetingelserne, hvilket i praksis kan have en negativ indvirkning på resultaterne.

For styringen med både varmepumpe og elkedel holdes varmepumpens leveringstemperatur konstant og relativt lav, og problematikken vedrørende opstart og stabilisering efter ændrede driftsbetingelser vurderes derfor at være mindre væsentlig. Resultaterne for denne styring indikerer et betydeligt besparelspotentiale i systemet. Dette skyldes dog også, at styringen sammenlignes med en reference, hvor varmepumpen altid leverer byens fulde effekt, mens systemet med denne styring reducerer varmeproduktionen i perioder med høje elpriser. Dermed er lasten i de to styringer ikke ens, hvilket afspejles i resultaterne. En mere retvisende sammenligning kunne være foretaget mod en reference, hvor varmepumpen ligeledes kan

varierte sin effekt, således at de to styringer altid leverer samme effekt. Dette ville give et bedre grundlag for at vurdere betydningen af forskellige leveringstemperaturer. En sådan sammenligning forudsætter dog, at varmepumpen er dimensioneret til at kunne dække byens spidslast, hvilket vil resultere i en overdimensioneret varmepumpe i forhold til normale dimensioneringskrav og dermed medføre betydelige investeringsomkostninger. Af denne årsag er en supplerende teknologi som elkedel udbredt i danske fjernvarmeværker [4].

En mere hensigtsmæssig sammenligning kunne derfor have været mellem en traditionel driftsopsætning, hvor en varmepumpe er tilpasset fremløbstemperaturen og suppleres af en elkedel, der opvarmer returvand, og et system hvor varmepumpen drives ved lave leveringstemperaturer, mens elkedlen leverer det resterende temperaturløft. En sådan sammenligning ville i højere grad belyse, hvilken betydning ændringer i varmepumpens leveringstemperatur har i et system, hvor en elkedel allerede er til rådighed. Dette er vanskeligt at konkludere entydigt ud fra de resultater, der er opnået i dette projekt, idet de sammenlignede systemer ikke er identiske, og indflydelsen af styringsstrategien derfor i nogen grad overdøves af forskelle i systemopbygningen.

8 | Konklusion

Formålet med denne rapport har været at undersøge, hvordan driftstrategier baseret på en akkumuleringstank med midterdyse kan udnytte variationer i elpriser til at forbedre den økonomiske drift af en CO₂-varmepumpe i et fjernvarmesystem. Midterdysen muliggør lagring af varme ved temperaturer under fremløbstemperaturen og giver dermed mulighed for at drive varmepumpen ved leveringstemperaturer lavere end fremløbstemperaturen.

Til undersøgelsen er der opstillet en matematisk model af et fjernvarmesystem bestående af en CO₂-varmepumpe, en elkedel og en akkumuleringstank med midterdyse. En referencestyring, der repræsenterer konventionel drift i fjernvarmeværker, er anvendt som sammenligningsgrundlag for to alternative styringsstrategier:

- **Reference:** Varmepumpen leverer til enhver tid byens varmebehov med en leveringstemperatur svarende til fremløbstemperaturen.
- **LT/HT-varmepumpe-styring:** Varmepumpen dækker varmebehovet alene ved skiftende leveringstemperaturer over og under fremløbstemperaturen, hvor LT-drift anvendes ved høje elpriser og HT-drift ved lave elpriser.
- **Varmepumpe + elkedel-styring:** Varmepumpens leveringstemperatur sænkes, og det resterende temperaturløft leveres af en elkedel, som aktiveres ved lave elpriser.

Varmepumpemodellen er valideret mod FENAGYs egen modelleret varmepumpe, men udviser afvigelser i COP-forløbet ved leveringstemperaturer over 75 °C. Resultater for styringer, der anvender temperaturer over dette niveau, er derfor behæftet med en usikkerhed.

Elprisernes døgnvariation er analyseret og viser tydelige årstidsbestemte tendenser, som er sammenfattet nedenfor:

Vinter	Sommer
00–06 : lav elpris	00–06 : lav elpris
06–17 : middel elpris	06–11 : middel elpris
17–20 : høj elpris	11–17 : lav elpris
20–00 : middel elpris	17–21 : høj elpris
	21–00 : middel elpris

Følgende tre elprisvariationer er undersøgt:

Elprisniveau	Stor 1	Stor 2	Lille
Lav elpris	0,5	0,5	1,0
Middel elpris	1,0	2,0	1,3
Høj elpris	3,0	3,0	1,6

Tabel 8.1: Anvendte variationer i elprisniveauer [kr./kWh]

Hver styringsstrategi er simuleret over et døgn for både vinter- og sommerdrift med udgangspunkt i en mindre by. De anvendte inputværdier fremgår af Tabel 8.2

Sæson	T_{frem} [°C]	$\dot{Q}_{\text{by}}$ [MW]	T_{ude} [°C]
Vinter	77	7	5
Sommer	68	2	15

Tabel 8.2: Anvendte inputværdier for vinter- og sommerdrift

For hver styring er der analyseret én variant uden elpris som styrende parameter, hvor fokus er minimering af tilført elektrisk arbejde, samt én variant hvor elprisen er styrende, og hvor fokus er økonomiske besparelser.

LT/HT-varmepumpe-styring

Når elprisen ikke er en styrende faktor, viser resultaterne, at kompressorarbejdet er mindst, når både T_{LT} og T_{HT} ligger tæt på fremløbstemperaturen. For hverken vinter- eller sommerdrift opnås der derfor en reduktion i kompressorarbejdet sammenlignet med referencestyringen.

Når elprisen er styrende, opnås der om vinteren en omkostningsbesparelse på 1,2 % ved $T_{LT} = 63$ °C, $T_{HT} = 83$ °C og elprisvariation *Stor 1*, forudsat at gascoolerens UA-værdi er 10 % større end den nødvendige UA-værdi for referencestyringen. Dette svarer til en besparelse på 5 kr./MWh, hvilket giver en årlig besparelse på cirka 90 kr. for en typisk husstand med et varmeforbrug på 18 MWh.

Om sommeren opnås ligeledes en besparelse på 1,2 % ved $T_{LT} = 64$ °C, $T_{HT} = 79$ °C og elprisvariation *Stor 2*, under forudsætning af en gas cooler med 15 % større UA-værdi end referencestyringen. Da de samlede driftsomkostninger er lavere om sommeren, er den absolutte besparelse dog mindre end om vinteren. Resultaterne er forbundet med usikkerhed, da varmepumpen drives ved leveringstemperaturer over 75 °C.

Varmpumpe + elkedel-styring

Når elprisen ikke er styrende, opnås der ingen reduktion i det samlede elektriske energiforbrug, idet besparelsen i varmepumpens kompressorarbejde ved lavere leveringstemperatur ikke opvejer det ekstra elektriske arbejde, som elkedlen kræver. Det konkluderes derfor, at temperaturløftet til fremløbstemperaturen energimæssigt er mest optimalt, når det udeluk-

kende leveres af varmepumpen.

Når elprisen er styrende, opnås der om vinteren betydelige besparelser, dog kun i elprisvariationen *Stor 2* og forudsat en stor akkumuleringstank er til rådighed. For en tank med en højde på 25 m og en diameter på 16 m opnås den største besparelse ved $T_{LT} = 58\text{ }^{\circ}\text{C}$, hvor besparelsen udgør 13,1 %, svarende til 81 kr./MWh. Dette giver en årlig besparelse på cirka 1458 kr. for en typisk husstand. Reduceres tankens størrelse til en højde på 18 m og en diameter på 12 m, begrænses lagringskapaciteten, og den maksimale besparelse reduceres til 7,4 % ved samme T_{LT} , svarende til 46 kr./MWh. Implementeringen af denne styring forudsætter således en stor akkumuleringstank.

Om sommeren opnås der ingen besparelser ved denne styring, idet lave elpriser forekommer i en stor del af døgnet. Elkedlens fordel ved at producere store mængder varme over korte perioder reduceres derfor, og det tidsrum, hvor besparelser kan opveje elkedlens negative indvirkning på den samlede systemeffektivitet, bliver for kort.

Samlet set kan det konkluderes, at en CO₂-varmepumpe, der alene leverer varme til fremløbet og udnytter lagringen via en akkumuleringstank med midterdyse, kun opnår begrænsede økonomiske besparelser, da COP-forløbet som funktion af leveringstemperaturen er tilnærmelsesvis lineært. For at opnå en reel økonomisk forbedring ved lavere leveringstemperaturer kræves samspil med en supplerende teknologi, der kan levere det nødvendige temperaturløft.

9 | Perspektivering

I dette projekt er der opstillet en matematisk model af et fjernvarmesystem bestående af en CO₂-varmepumpe, en elkedel og en akkumuleringstank med midterdyse. Hertil er der modelleret og analyseret forskellige styringsstrategier med henblik på at vurdere deres betydning for systemets økonomiske drift.

Modellen rummer en række forenklinger, som med fordel kan udbedres for at opnå en mere retvisende beskrivelse af systemet. Først og fremmest kan varmepumpemodellen udbygges, eksempelvis ved at modellere fordampereens varmeveksler mere detaljeret på samme niveau som gascooleren. Hertil kan afrimningsprocesser inkluderes, og kompressorernes virkningsgrad kan gøres mere dynamisk ved at lade den afhænge af de aktuelle driftsbetingelser. Yderligere kan konkrete komponentbegrænsninger indarbejdes i modellen, således at analysen tager udgangspunkt i et mere specifikt system. Dette kan omfatte varmevekslernes UA-værdier, kompressorernes maksimale og minimale volumenstrømme samt nominelle driftsbetingelser, hvor afvigelser fra nominelle forhold også påvirker performance. Endvidere kan akkumuleringstanken modelleres mere realistisk ved at inkludere varmetab samt varmeledning mellem de enkelte temperaturlag.

I projektet undersøges to forskellige styringsstrategier, og simuleringen er opbygget således, at styringen påføres systemet som et selvstændigt lag. Systemets komponenter er dermed modelleret uafhængigt af styringen og modtager udelukkende input fra den påførte styringsstrategi. Implementeringen af nye styringsstrategier er derfor relativt enkel, hvilket åbner mulighed for at udvikle og analysere yderligere strategier med henblik på økonomiske besparelser. I diskussionen fremgår det, at sammenligningsgrundlaget for styringen med varmepumpe og elkedel ikke entydigt belyser, hvorvidt den økonomiske gevinst skyldes ændringer i varmepumpens leveringstemperatur. Udviklingen af en ny styringsstrategi med et mere retvisende sammenligningsgrundlag fremstår derfor som et oplagt fokusområde for videre arbejde.

Derudover kan systemet udvides til at omfatte flere teknologier. Nutidens fjernvarmeværker kombinerer ofte flere produktionsenheder for at opnå fleksibilitet, bæredygtighed og økonomisk robusthed [4]. Det vil derfor være relevant at udvide styringsstrategierne til sådanne systemer, idet samspillet mellem flere teknologier kan skabe yderligere muligheder for drift ved lavere temperaturniveauer, som kan lagres via akkumuleringstankens midterdyse.

Endelig kan der gennemføres en mere detaljeret analyse af elmarkedet, hvor også mindre variationer i elprisen inden for døgnet inddrages. Ligeledes kan modellen simuleres over længere tidsperioder, således at variationer mellem døgn også kan udnyttes. Hertil kan der udvik-

les kombinerede styringsstrategier, hvor det under simuleringen er muligt at skifte mellem forskellige styringer afhængigt af eksempelvis elpriser og systemtilstand.

Litteraturliste

- [1] Dansk Fjernvarme. *Danskernes fjernvarme produceres på el*. Downloadet: 10-01-2026. <https://danskfjernvarme.dk/aktuelt/nyheder/2025/danskernes-fjernvarme-produceres-paa-el>, 2025.
- [2] DBDH. *Large-scale heat pumps*. Downloadet: 10-01-2026. <https://dbdh.org/all-about-district-energy/technology/heat-production-2/large-scale-heat-pumps/>, 2025.
- [3] Grøn Energi. *Inspirationskatalog for store varmepumper*. Tekn. rapp. 2022.
- [4] Fagperosnale i Artelias fjernvarmeafdeling. Personlig kommunikation.
- [5] Yunus A. Cengel, John M. Cimbala og Robert H. Turner. *Fundamentals of Thermal-Fluid science, Fifth edition*. ISBN: 978-0-07-802768-0. McGraw-Hill Education, 2017.
- [6] Grøn Energi. *Dregebog - Elkedel*. Tekn. rapp. 2017.
- [7] Ebbe Nørgaard (FENAGY). Personlig kommunikation.
- [8] E-go Energi. *El-priser*. Downloadet: 08-01-2016. <https://e-go.dk/el-aftale/timepriser-billig-el/>, 2026.
- [9] Elberegner.dk. *Sommertariffer - billigere strøm på vej hjem til dig*. Downloadet: 16-12-2025. <https://elberegner.dk/guides/sommertariffer/>, 2025.
- [10] Energi Data Service. *Day-Ahead Prices*. Downloadet: 12-12-2025. <https://www.energidataservice.dk/tso-electricity/DayAheadPrices>, 2025.
- [11] Aura. *Se elpriser time for time*. Downloadet: 08-01-2016. <https://www.aura.dk/el/elpriser/>, 2026.