



OSLO METROPOLITAN UNIVERSITY
STORBYUNIVERSITETET

OsloMet – storbyuniversitetet

Institutt for Bygg- og energiteknikk – Energi og miljø i bygg
Postadresse: Postboks 4 St. Olavs plass, 0130 Oslo
Besøksadresse: Pilestredet 35, Oslo

KANDIDAT NR.

25

TILGJENGELIGHET

Åpen

Telefon 67 23 50 00

www.oslomet.no

MASTEROPPGAVE

MASTEROPPGAVENS TITTEL	DATO
Reevaluering og videreutvikling av varmepumpemodellen, Gordon-Ng Schild	14. juni 2020
	ANTALL SIDER/ANTALL VEDLEGG
	102/15
FORFATTERE	VEILEDERE
Eivind Enget	Peter G. Schild

SAMMENDRAG

I denne oppgaven er det jobbet med å videreutvikle den dynamiske varmepumpemodellen, Gordon-Ng Schild, i forsøk på å forbedre beregningspresisjonen til modellen. Studien er avgrenset til nominelle laster, og modellene er kalibrert etter filtrerte datasett som sikrer at modellen kalibreres etter faktiske måledata.

Ny validering av den universelle Gordon-Ng Schild -modellen gir et gjennomsnittlig RMS -avvik på 1,78% for luft/luft -varmepumper, 4,3% for luft/vann -varmepumper og 4,03% for væske/vann varmepumper. Dette tilsier at krav til måleusikkerhet for varmekapasitet på 5%, gitt i NS-EN 14511-3 tilfredstilles. Det gjøres oppmerksom på at en av de totalt 32 undersøkte varmepumpene har en RMS -verdi større enn 5%.

Videreutviklet modell, modifisert med variabel indre entropiproduksjon, har et gjennomsnittlig RMS -avvik på 1,43% for luft/luft -varmepumper, 3,26% for luft/vann -varmepumper og 0,61% for væske/vann varmepumper. Dette tilsier at også denne modellen tilfredstiller krav til måleusikkerhet for varmekapasitet på 5%, gitt i NS-EN 14511-3. Tillnærmet samtlige varmepumper har lavere RMS avvik enn 5%, med unntak av varmepumpe nr. 26, som har et RMS -avvik på 5,01%.

3 STIKKORD

Arbeidsmedier

COP

Varmepumpe

Forord

Et givende semester med utarbeidelse av masteroppgave går mot slutten, og jeg ønsker å rette en stor takk til professor, Peter G. Schild som introduserte meg for varmepumpemodellering, og som veileder har bidratt med rådgivning og god hjelp, uten å overta initiativet til utviklingen av oppgaven.

I skrivende stund er masterprosjektet inne i sin femte og siste måned. Arbeidet har vært krevende, tidvis frustrerende og ikke minst svært interessant. Arbeidet med oppgaven har gitt meg mulighet til å tilegne meg mye relevant kunnskap innen varmepumpemodellering og varmepumpeteknologi generelt som jeg håper på å dra nytte av i arbeidslivet.

Masteroppgaven tilsvarer 30 studiepoeng og er skrevet som en intern oppgave ved Oslomet – storbyuniversitetet.

Oslo, 25.mai 2020.

Eivind Enget

Sammendrag

I denne oppgaven beskrives arbeid med å videreutvikle den dynamiske varmpumpemodellen, Gordon-Ng Schild, i forsøk på å forbedre beregningspresisjonen til modellen.

Opgaven er en videreføring av arbeid beskrevet i en tidligere masteroppgave, utarbeidet av Bastian Devold [14]. Arbeidet omfatter utvikling og validering av en universell varmpumpemodell, Gordon-Ng Schild, for beregning av COP. Devold dokumenterte i sitt arbeid at den universelle varmpumpemodellen har svært god presisjon for luft/luft -varmpumper, akseptabel presisjon for luft/vann -varmpumper og svak presisjon for væske/vann -varmpumper. Han observerte også en trend i beregningsresultatene for luft/vann og væske/vann -varmpumpene, som ble antatt å indikere systematiske feil forårsaket av modellen.

I dag er Gordon-Ng Schild modellen implementert i energisimuleringsprogrammet, TEK-sjekk for luft/luft og luft/vann -varmpumper. Som en konsekvens av resultater dokumentert i [14], har TEK-sjekk ikke en dynamisk varmpumpemodell for væske/vann -varmpumper.

I denne oppgaven er potensielle årsaker til modellens svake beregningspresisjon for luft/vann og væske/vann -varmpumper undersøkt og forsøkt utbedret. Dette er gjort ved å analysere datasett benyttet i [14], samt utvikle og validere modifiserte varianter av Gordon-Ng Schild modellen, som tar hensyn til fysiske forhold som er antatt å forbedre presisjonen til beregningsmodellen.

Den praktiske betydningen av oppgaven vil potensielt være at TEK-sjekk får en dynamisk varmpumpemodell også for væske/vann -varmpumper, noe som vil forbedre simuleringsverktøyet. Dette kan være av betydelig samfunnsnytte, mtp. gjennomføring av lønnsomhetsberegninger, optimalisering av energiltak, beregning opp mot krav gitt i forskrifter (TEK17) og standarder, samt energimerking.

Ved nominelle laster ble det observert at Gordon-Ng Schild modellen ga tilstrekkelig god beregningspresisjon ved beregning av COP for luft/luft, luft/vann og væske/vann -varmpumper, med filtrerte datasett, antatt å bestå av faktiske målepunkter. På grunnlag av dette konkluderes det med at modellen ikke genererer systematiske feil, og at den trygt kan benyttes som dynamisk modell for beregning av COP ved nominelle laster, også for væske/vann -varmpumper.

Gitt nominelle laster konkluderes det med at beregningspresisjonen til Gordon-Ng Schild modellen forbedres for samtlige varmpumpekategorier når den interne entropiproduksjonen behandles som en variabel, som øker i størrelsesorden ved økt temperaturdifferanse mellom fordampere og kondensator. Det konkluderes derfor også med at det har lyktes med å finne en forbedret varmpumpemodell for væske/vann varmpumper, som for nominelle laster har dokumentert tilfredsstillende ytelse. Det gjøres oppmerksom på at modellen bør gjennomgå ytterligere testing ved dellast.

Det konkluderes med at både varmpumpemodell beskrevet i SN-NSPEK:3031:2020 og Gordon-Ng Schild modeller med og uten variabel intern entropiproduksjon, alle har beregningspresisjon som tilfredstiller krav til måleusikkerhet for varmekapasitet gitt i NS-EN 14511-3 [35], ved nominelle laster. Det påpekes dog at Gordon-Ng Schild variantenes egenskap til å presist beregne COP med kun ett oppgitt driftspunkt, uten behov for lagring av datatabeller med veiledende ytelser, gjør modellen meget godt egnet for implementering i energisimuleringsverktøy.

Abstract

This master's thesis consists of two parts, with two separate main objectives.

The first part is a comparison of refrigerant approximation models. The objective for this part is to develop an explicit model for approximating refrigerant properties at the saturation line in the Ts - diagram, which also is suited for implementation in energy simulation software.

The second part can be considered to be the main part, and consists of development and verification of dynamic heat pump models. The main objective of the second part is to improve the precision of the dynamic heat pump -model, Gordon-Ng Schild, used in the energy simulation software, TEK-sjekk.

The thesis is based on a previous master's thesis [14], and presents comparison of the original Gordon-Ng Schild -model, as well as modified models and an interpolation -model for approximation of COP, used in SN-NSPEK:3031:2020. In this thesis the verification of the dynamic heat pump models is limited to nominal conditions.

Verification of the original universal Gordon-Ng Schild -model, results in an average RMS -deviation of 1,78 % for air/air -heat pumps, 4,30% for air/water -heat pumps, and 4,03% for water/water -heat pumps.

Verification of the modified Gordon-Ng Schild -model developed in this thesis, results in an average RMS -deviation of 1,43 % for air/air -heat pumps, 3,26% for air/water -heat pumps, and 0,61% for water/water -heat pumps. This satisfies demands given in NS-EN 14511-3:2013.

If average RMS -deviation is accepted, both Gordon-Ng Schild -models satisfy requirements given in NS-EN 14511-3, which states that calculated heat capacity should be within $\pm 5\%$ of measured heat capacity. For the modified model, only one heat pump exceeds the requirement of $\pm 5\%$.

The thesis presents following essential conclusions. The original as well as the modified Gordon-Ng Schild -model has sufficient precision at nominal conditions, which satisfies requirements regarding heat capacity, stated in NS-EN 14511-3:2013. There has not been observed particularly high biases for the two Gordon-Ng Schild models, which indicates that bias observed in [14] probably is caused by poor quality data, and not the Gordon-Ng Schild -model itself. Results from verification of the modified Gordon-Ng Schild variant, 3, indicates that the precision of the original Gordon-Ng Schild -model can be further improved by taking into consideration that the entropy production in the heat pump cycle is variable.

The Gordon-Ng Schild -models has only been tested at nominal conditions in this thesis. Since heat pumps operate at part-load most of the time, it is important to test the model further to make sure the precision is sufficient for all loading conditions.

Innhold

Nomenklatur	viii
Figurer	x
Tabeller	xi
1 Innledning	1
1.1 Bakgrunn for oppgaven	1
1.2 Tidligere arbeid	2
1.3 Overordnet problemstilling	4
1.4 Oppgavens struktur	4
2 Problemstilling	6
2.1 Hypoteser	7
3 Teoretisk bakgrunn	9
3.1 Modeller for beregning av momentan COP	9
3.1.1 Black-box modeller	9
3.1.2 Grey-box modeller	9
3.2 Gordon-Ng modell	10
3.3 Gordon-Ng Schild	11
3.3.1 Praktisk anvendelse av Gordon-Ng Schild i TEK-sjekk	11
4 Sammenligningsstudie, eksplisitte approksimasjonsmodeller for arbeidsmedier	12
4.1 Metoder benyttet i arbeid med arbeidsmediemodeller	12
4.1.1 Litteraturstudie	12
4.1.2 Analyse av modellenes egnethet for implementering i simuleringsverktøy	12
4.1.3 Programvare som er benyttet i arbeid med arbeidsmediemodeller	12
4.2 Arbeidsmediemodeller som er undersøkt	13
4.2.1 Lineær funksjon	13
4.2.2 2. grads polynom	14
4.2.3 3. grads polynom	14
4.2.4 Rasjonal funksjon	14
4.2.5 White modellen	15
4.3 Arbeidsmedier som er implementert	16
4.4 Vurderingskriterier for arbeidsmediemodeller	17
4.4.1 Beregningshastighet	17
4.4.2 Nøyaktighet	17
4.4.3 Minne	17
4.4.4 Fleksibilitet	18
4.5 Resultater fra sammenligning av arbeidsmediemodeller	18
4.6 Resonnement fra sammenligningsstudiet og valg av arbeidsmediemodell	22
5 Videreutvikling av varmpumpemodell	23
5.1 Metoder benyttet i arbeid med varmpumpemodeller	23
5.1.1 Litteraturstudie	23
5.1.2 Utvikling av nye modeller	23
5.1.3 Programvare som er benyttet i arbeid med varmpumpemodeller	23
5.1.4 Anskaffelse og analyse av tekniske produktdata	24

5.1.5	Validering av Gordon-Ng Schild varianter	24
5.2	Geometrisk varmepumpemodell basert på arealberegning i Ts -diagram	25
5.3	Eksisterende varianter av Gordon-Ng modellen	27
5.3.1	Tabelloversikt over eksisterende Gordon-Ng modeller	28
5.3.2	1. Generasjon Gordon-Ng	29
5.3.3	Gordon-Ng universell (GNUi)	29
5.3.4	Modifisert Gordon-Ng universell modell (MGNUo)	29
5.3.5	Gordon-Ng simplified modell (GNS)	29
5.3.6	Lee simplified	29
5.3.7	Adapted Gordon-Ng modell (GNA)	30
5.3.8	Semi-empirisk modell for kjølemaskiner med skruekompressor	30
5.4	Utleddning og beskrivelse av modifiserte modellvarianter utviklet i oppgaven	30
5.4.1	Modifisert Gordon-Ng Schild variant, 1 -Variabel Q_{eqv}^L	30
5.4.2	Modifisert Gordon-Ng Schild variant, 2 -Variabel ΔS , konstant ΔT	31
5.4.3	Modifisert Gordon-Ng Schild variant, 3 -Variabel ΔS	32
6	Validering av Gordon-Ng Schild -modeller	33
6.1	Betingelser og begrensninger for valideringsprosess	33
6.2	Teknisk data benyttet i validering av varmepumpemodeller	33
7	Resultater fra validering av original Gordon-Ng Schild -modell	35
7.1	Luft/luft -varmepumper	35
7.2	Luft/vann -varmepumper	36
7.3	Væske/vann -varmepumper	37
8	Resultater fra validering av modifiserte Gordon-Ng Schild -modeller	38
8.1	Modifisert variant, 1 -Variabel Q_{eqv}^L	38
8.1.1	Luft/luft -varmepumper	38
8.1.2	Luft/vann -varmepumper	39
8.1.3	Væske/vann -varmepumper	40
8.2	Modifisert variant, 2 -Variabel ΔS , konstant ΔT	41
8.2.1	Luft/luft -varmepumper	41
8.2.2	Luft/vann -varmepumper	42
8.2.3	Væske/vann -varmepumper	43
8.3	Modifisert variant, 3 -Variabel ΔS	45
8.3.1	Luft/luft -varmepumper	45
8.3.2	Luft/vann -varmepumper	46
8.3.3	Væske/vann -varmepumper	46
8.4	Gjennomgang av valideringsresultater for modifiserte Gordon-Ng Schild modeller	48
9	Testing av Gordon-Ng Schild -varianter opp mot varmepumpemodell gitt i SN-NSPEK 3031:2020	50
9.1	Kort om varmepumpemodellene beskrevet i SN-NSPEK 3031:2020	50
9.1.1	Anbefalte føringer	51
9.1.2	Modeller for dellast	51
9.1.3	Veiledende varmepumpeytelser	52
9.2	Vurdering av beregningspresisjon for interpolasjonsmodell gitt i SN-NSPEK 3031:2020 og varianter av Gordon-Ng Schild	53
9.2.1	Modeller for luft/luft -varmepumper	53
9.2.2	Modeller for luft/vann -varmepumper	56

9.2.3	Modeller for væske/vann -varmepumper	58
9.3	Oppsummering av resultater fra sammenligning av Gordon-Ng Schild varianter og varmepumpemodell gitt i SN-NSPEK 3031:2020	61
10	Diskusjon	62
10.1	Overordnet gjennomgang av arbeid	62
10.2	Original Gordon-Ng Schild -modell og modifisert variant, 3	63
10.2.1	Beregningspresisjon for luft/luft varmepumper ved nominelle laster	63
10.2.2	Beregningspresisjon for luft/vann varmepumper ved nominelle laster	63
10.2.3	Beregningspresisjon for væske/vann varmepumper ved nominelle laster	64
10.2.4	Drøfting av modellenes koeffisienter og deres fysiske relevans	65
10.3	Gordon-Ng Schild varianter sammenlignet med varmepumpemodell gitt i SN-NSPEK:3031:2020	67
10.3.1	Luft/luft varmepumper	67
10.3.2	Luft/vann varmepumper	68
10.3.3	Væske/vann varmepumper	69
11	Konklusjon	71
12	Videre arbeid	73
	Referanser	74
	Vedlegg	77
A	Teori	77
A.1	COP	77
A.1.1	COP for varmepumpe	77
A.2	Reversible og irreversible prosesser	77
A.3	Irreversibiliteter	77
A.4	Carnot syklus	77
A.4.1	Carnot varmepumpe	78
A.5	Varmepumpeteknisk	78
A.5.1	Sentrale komponenter	78
A.5.2	Typer varmepumper	80
A.5.3	Arbeidsmedier	80
A.6	Avvik	81
A.6.1	MBE - Mean Bias Error	81
A.6.2	Coefficient of determination - R^2	81
A.6.3	RMSE - Root Mean square Error	82
B	Sammenligningsstudie for arbeidsmediemodeller.	83
C	Utleddning av eksisterende Gordon-Ng Schild	84
D	SN-NSPEK 3031:2020 informativ tillegg K: Modeller for varmepumpesystemer	85
E	Varmepumpeoversikt	87
F	Kalibrering av varmepumpemodeller	89
G	Ligninger for beregning av varmepumpeytelser, implementert i TEK-sjekk	90
G.1	Ligning for effektberegning benyttet i TEK-sjekk	90

G.2	Gordon-Ng Schild omskrevet for bruk i simuleringsprogramvare	91
G.3	Pseudokode for beregning av COP i TEK-sjekk	91

Nomenklatur

Suffiks

*	Enhetsløs
<i>g</i>	Gass fase
<i>l</i>	Væske fase

Forkortelser

<i>COP</i>	Effektfaktor (Coefficient of Performance)
<i>SCOP</i>	Effektfaktor (Seasonal Coefficient of Performance)
<i>RMSE</i>	Root Mean Square Error
<i>MBE</i>	Mean Bias Error

Andre symboler

ρ	Densitet	kg/m^3
y_{mi}	Reel verdi fra måledata/tilstandsligning	
y_{ei}	Approksimert verdi fra modell	
ΔS	Indre entropi generasjon	W/K
s	Entropi	J/kgK / $J/molK$
ω	Asentrisk faktor	
$\Delta_v h_r$	Dimensjonsløs molar entalpi til fordampning	
b	Modifisert helning på rettlinjjet diameter	
q	Kvalitet	
T_{crit}	Kritisk temperatur	K
T	Temperatur	K
T_H	Temperatur i omgivelser hvor varme avgis	K
T_L	Temperatur i reservoar hvor varme absorberes	K
T_r	Redusert temperatur	K
T_{ci}	Temperatur på sekundærmediet ved innløp til kondensator	K
T_{co}	Temperatur på sekundærmediet ved utløp fra kondensator	K
T_{ei}	Temperatur på sekundærmediet ved innløp til fordamper	K
T_{eo}	Temperatur på sekundærmediet ved utløp fra fordamper	K
p_σ	Damptrykk	Pa
$W_{net,in}$	Elektrisk tilført effekt til kompressor.	W
Q_e	Avgitt kjøleeffekt fra fordamper	W
Q_c	Avgitt varmeeffekt fra kondensator	W

Q_H	Varmepumpens avgitte varmeeffekt	W
Q_L	Varmeeffekt hentet fra reservoar	W
Q_{cmp}^L	Varmetap/-tilskudd kompressor	W
Q_{eqv}^L	Ekvivalent varmetap/-tilskudd	W
c	Spesifikk varmekapasitet	J/kgK
R	Samlet termisk resistans for varmevekslere	K/W
p	Trykk	
β	Regresjonskoeffisienter	
\dot{m}	Massestrøm	kg/s

Figurer

1	Validering av luft/luft varmepumper, Devold B. [14]	2
2	Validering av luft/vann varmepumper, Devold B. [14]	3
3	Validering av væske/vann varmepumper, Devold B. [14]	3
4	Prinsippskisse av metningskurven til et arbeidsmedie i Ts-diagram. (Tegnet av Eivind Enget)	7
5	Modellenes presisjon for arbeidsmediet R-32, hentet fra kalibreringsvektøy. Temperaturintervall T_{crit} til (-30) °C	19
6	Modellenes presisjon for arbeidsmediet R32, hentet fra kalibreringsvektøy. Temperaturintervall $T_{crit}-T_{min}$	20
7	Modellenes presisjon for arbeidsmediet R32, hentet fra kalibreringsvektøy. Temperaturintervall:((-20)-(+5)) og ((+40)-(+65))	20
8	Modellenes gjennomsnittlige RMS etter kalibrering	21
9	Gjennomsnittlig beregningstid	21
10	Prinsippskisser av en ideell og en mer reell varmepumpesyklus. (Tegnet av Eivind Enget)	27
11	Datsett med reelle og genererte verdier	34
12	Gordon-Ng Schild -modell for luft/luft -varmepumper	35
13	Gordon-Ng Schild -modell for luft/vann -varmepumper	36
14	Gordon-Ng Schild -modell for væske/vann -varmepumper	37
15	Modifisert Gordon-Ng -modell 1 for luft/luft -varmepumper	38
16	Modifisert Gordon-Ng -modell 1 for luft/vann -varmepumper	39
17	Modifisert Gordon-Ng -modell 1 for væske/vann -varmepumper	40
18	Modifisert Gordon-Ng -modell 2 for luft/luft -varmepumper	41
19	Modifisert Gordon-Ng -modell 2 for luft/vann -varmepumper	42
20	Modifisert Gordon-Ng -modell 2 for luft/vann -varmepumper	43
21	Modifisert Gordon-Ng -modell 3 for luft/luft -varmepumper	45
22	Modifisert Gordon-Ng -modell 3 for luft/vann -varmepumper	46
23	Modifisert Gordon-Ng -modell 3 for væske/vann -varmepumper	47
24	Ytelsesmatrise benyttet i SN-TS [31, s. 109]	50
25	Grafisk fremstilling av sammenheng mellom parametre som inngår i beregninger. [31, s. 109]	51
26	Illustrasjon av driftspunkter benyttet ved dellastberegning for inverterstyrte varmepumper [32, s. 105]	52
27	COP for luft/luft varmepumper beregnet med varmepumpemodell gitt i SN-NSPEK 3031:2020.	54
28	COP for luft/luft varmepumper beregnet med orginal Gordon-Ng Schild -modell	55
29	COP for luft/luft varmepumper beregnet med modifisert Gordon-Ng Schild -modell	55
30	COP for luft/vann varmepumper beregnet med varmepumpemodell gitt i SN-NSPEK 3031:2020.	56
31	COP for luft/vann varmepumper beregnet med orginal Gordon-Ng Schild -modell	57
32	COP for luft/vann varmepumper beregnet med modifisert Gordon-Ng Schild -modell	58
33	COP for væske/vann varmepumper beregnet med varmepumpemodell gitt i SN-NSPEK 3031:2020.	59
34	COP for væske/vann varmepumper beregnet med Orginal Gordon-Ng Schild -modell	59
35	COP for væske/vann varmepumper beregnet med modifisert Gordon-Ng Schild -modell	60
36	Illustrativ skisse av Carnot varmepumpesyklus i Ts-diagram. (Tegnet av Eivind Enget)	78
37	Illustrativ skisse av en konvensjonell varmepumpe syklus med sentrale komponenter. (Tegnet av Eivind Enget)	79
38	Koeffisienter til 3. gradspolynom, kalibreringsintervall: $T_{kritisk}-T_{-30}$:	83
39	Gordon-Ng Schild universell	84

40	Veiledende ytelser for luft/luft varmepumper [32, s. 116]	85
41	Veiledende ytelser for luft/vann varmepumper [32, s. 115]	85
42	Veiledende ytelser for væske/vann varmepumper [32, s. 114]	86
43	Gordon-Ng Schild for implementering i programvare	91

Tabeller

1	Oversikt over arbeidsmedier som inngår i sammenligning av arbeidsmediemodeller [1] [2] [5] [3] [6]	17
2	Sentrale resultater fra sammenligningsstudiet	18
3	RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for luft/luft -varmepumper ved nominelle laster	36
4	RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for luft/vann -varmepumper ved nominelle laster	37
5	RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for væske/vann -varmepumper ved nominelle laster	37
6	RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for væske/vann -varmepumper ved nominelle laster	39
7	RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for luft/vann -varmepumper ved nominelle laster	40
8	RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for væske/vann -varmepumper ved nominelle laster	41
9	RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for luft/luft -varmepumper ved nominelle laster	42
10	RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for luft/vann -varmepumper ved nominelle laster	43
11	RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for luft/luft -varmepumper ved nominelle laster	44
12	RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for luft/luft -varmepumper ved nominelle laster	45
13	RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for luft/vann -varmepumper ved nominelle laster	46
14	RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for væske/vann -varmepumper ved nominelle laster	47
15	Anbefalte størrelse på ytelsesmatrise for ulike varmepumpetyper	51
16	Tabelloversikt over resultater fra validering av interpolasjonsmodell gitt i SN-NSPEK, for ett og flere oppgitte driftspunkter	61
17	Tabelloversikt over resultater fra validering av original Gordon-Ng Schild modell, for ett og flere oppgitte driftspunkter	61
18	Tabelloversikt over resultater fra validering av modifisert Gordon-Ng Schild modell, for ett og flere oppgitte driftspunkter	61
19	Oversikt over varmekilder for varmepumper [11]	80
20	Oversikt over samtlige varmepumper som er undersøkt i tidligere arbeid [14]	87
21	Kategorisering av datasett fra de ulike varmepumpeprodusentene som er benyttet i tidligere arbeid.	88
22	Oversikt over varmepumper/datasett som er benyttet under sammenligning av Gordon-Ng Schild varianter og varmepumpemodell gitt i SN-NSPEK 3031:2020.	88
23	Innlagte grenser i problemløser for regresjonskoeffisienter for de ulike varmepumpemodellene som er undersøkt	89
24	Beskrivelse av temperaturer som benyttes til beregning av avgitt varmeeffekt [12].	90

1 Innledning

I senere år har det skjedd drastiske endringer i byggebransjen. Blant annet har krav til materialbruk, energibruk og inneklima blitt vesentlig strengere. [36] Endringene skyldes blant annet arbeidet med å redusere klimagassutslippene i byggesektoren. [22] Nye bygg som oppføres etter Byggteknisk forskrift 17 (TEK17) holder tilnærmet passivhusstandard [29][30], noe som vil si at det stilles store krav til byggets klimaskall og tekniske anlegg når det kommer til energieffektivitet. Dette gjør prosjekteringen av nye bygg vesentlig mer komplisert. Man skal nå prosjektere robuste og driftsikre bygg og anlegg, og dette uten å overskride krav til energieffektivitet gitt i forskriften. Men hvordan kan man regne detaljert på energieffektiviteten til et bygg før det er oppført? Løsningen er gode dynamiske simuleringsprogrammer som kan simulere alt fra byggets klimaskall til tekniske installasjoners ytelse.

1.1 Bakgrunn for oppgaven

Det kan i høyeste grad argumenteres for at behovet for gode simuleringsmodeller stadig blir større. Årsakene er at offentlige krav, samt ønsker fra utbyggere om energieffektive, lønnsomme og miljøvennlige løsninger blir strengere og høyere.

Generelt er bruksområdene for energisimuleringsmodeller mange. De benyttes eksempelvis til lønnsomhetsberegninger, optimalisering av energiltak, beregning opp mot krav gitt i forskrifter (TEK17) og standarder, samt energimerking. Modellene bør være kapable til beregne både effekt og levert energi. Grunnene til dette er flere. Blant annet stilles det i TEK17 §14 krav til at 60% av energiforsyningen skal dekkes av ikke direktevirkende elektrisitet. [7] Dette krever detaljerte beregning av eksempelvis varmepumpens kapasitet som funksjon av utetemperatur eller lignende. Dagens energimerkeordning med tilhørende energikarakter baserer seg også på levert energi, noe som krever gode simuleringsverktøy. Neste versjon av energimerkeordningen vil i tillegg til levert energi også basere seg på levert effekt.

I Byggteknisk forskrift (TEK17), fremgår krav til energieffektivitet for nybygg. Energiforbruket som beregnes for kontroll opp mot krav gitt i TEK17 eventuelt standard for passivhus skal gjøres etter metoder gitt i NS 3031: 2014 *Beregning av bygningers energiytelse - Metode og data*. Standarden er offisielt tilbaketrasket, men skal benyttes frem til ny standard foreligger.

NS 3031 presenterer retningslinjer for blant annet beregning av varmetapstall, levert energibehov og netto energibehov. Tre ulike beregningsmodeller inngår i standarden. En månedsstasjonær modell iht. NS-EN ISO 13790, en forenklet dynamisk modell iht. NS-EN ISO 13790 og en detaljert dynamisk metode validert mot NS-EN 15265.

Ved beregning av levert energi vil resultatet avhenge av hvilken type modell som er brukt for å simulere blant annet tekniske installasjoner. Dette kan enten være en statisk modell, eller en dynamisk modell.

For simulering av ytelsen og forbruket til en varmepumpe vil en statisk modell benytte seg av en satt varmekapasitet, sammen med en teoretisk årsvarmefaktor, sCOP. I NS 3031: 2014, tillegg B er det gitt eksempelverdier for konstant sCOP. [33] Disse verdiene er basert på Oslo-klima og spesifiserer ikke tid hvor den hypotetiske varmepumpen opererer på delast.

En dynamisk modell beregner derimot varmepumpens varmekapasitet og COP med et tidssteg på typisk en time over et helt år. I den tekniske spesifikasjonen SN-NSPEK 3031:2020, tillegg K, presenteres

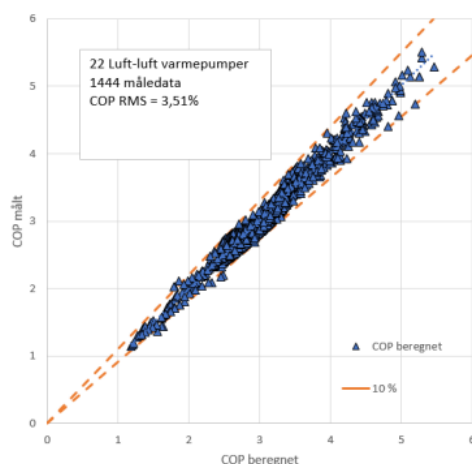
en dynamisk varmepumpemodell. [32] Modellen tar utgangspunkt i å beregne maksimal varmekapasitet og COP ved ulike driftspunkter. Driftspunktene føres opp i en ytelsesmatrise og COP og varmekapasitet ved ønsket driftspunkt kan videre beregnes med interpolasjon. Modellen er nærmere beskrevet i kapittel 9.1. Denne modellen vil trolig implementeres i energisimuleringsprogrammet SIMIEN v7. Energisimuleringsprogrammene TEK-sjekk og IDA-ICE har også dynamiske modeller.

Som nevnt beskriver modellen i SN-NSPEK 3031:2020 [32] driftspunktene ved ytelsesmatriser, og verdier mellom oppgitte driftspunkter beregnes ved interpolasjon. Dette er en utfordring da produsenter sjelden oppgir større mengder måledata i de tekniske spesifikasjonene til et produkt. Det betyr at brukere må beregne driftspunkter ut ifra matrisene med egen programvare, noe som medfører økt usikkerhet til resultatet.

For å unngå nettopp dette er det valgt å implementere en grey-box modell (se kapittel 3.1.2) i TEK-sjekk. Denne modellen gjør det mulig å både beregne alle driftspunkter ved kun en måleverdi for COP ved nominell drift iht. NS EN 14511, samt ved å benytte ekspertverdier tilpasset hvert enkelt produkt.[35] Det er også denne modellen som skal forsøkes å videreutvikle i denne oppgaven. [32] [33] [7]

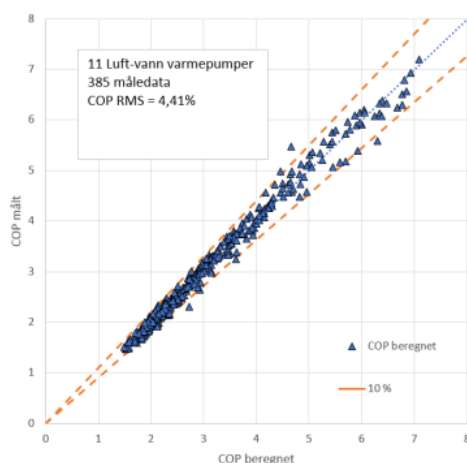
1.2 Tidligere arbeid

I en masteroppgave av Devold, B, fra 2017 ble presisjonen til Gordon-Ng-Schild analysert mot 42 varmepumper, med totalt 3492 målepunkter. Devold fant ut at RMS -verdien, se kapittel A.6, ved nominelle laster for luft/luft varmepumper var 3,5% (figur 1), for luft/vann varmepumper var 4,4% (figur 2) og for væske/vann varmepumper var 5,7% (figur 3). Devold konkluderte med at den gjennomsnittlige presisjonen kunne aksepteres, og at krav til måleusikkerhet i gitt i NS-EN 14511 på $\pm 5\%$ ble tilfredsstillt. Det blir dog påpekt at en del enkeltverdier av beregnet COP ikke tilfredsstiller kravet til måleusikkerhet.



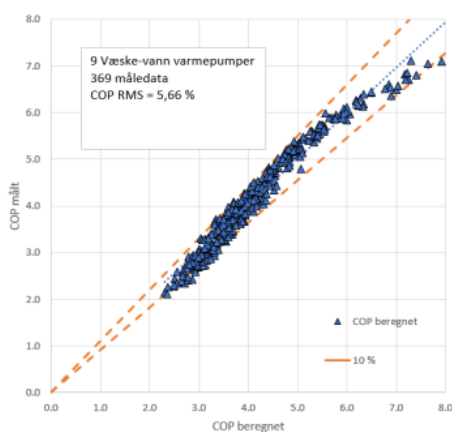
Figur 1: Validering av luft/luft varmepumper, Devold B. [14]

Figur 1 viser at Gordon-Ng Schild modellen har svært god nøyaktighet for varmepumper av type luft/luft.



Figur 2: Validering av luft/vann varmepumper, Devold B. [14]

Figur 2 viser at Gordon-Ng Schild har noe dårligere nøyaktigheten for luft/vann varmepumper. Av figuren kan man også se en trend hvor modellen overestimerer ved beregning av høyere COP verdier.



Figur 3: Validering av væske/vann varmepumper, Devold B. [14]

Figur 3 viser at Gordon-Ng Schild har enda dårligere nøyaktigheten for væske/vann varmepumper, enn for luft/luft og luft/vann varmepumper. Av figuren kan man også se en trend lignende den i figur 2, hvor modellen overestimerer ved beregning av de høyeste COP-verdiene og ved beregning av de laveste COP-verdiene. I intervallet for COP mellom ca. 2-6 kan man se at modellen underestimerer. Devold dokumenterte at hele 59% av de 369 måledataene for væske/vann varmepumper ble underestimert. [14, s. 38]

Som man kan se av figur 2 og figur 3 er trenden i beregningspunktene en type krumming som medfører en økning i avvik. Dette er verdt å merke seg da det kan indikere en systematisk feil. Potensielle årsaker til denne trenden legges frem i kapittel 2.1.

For å holde seg innenfor krav til usikkerhet gitt i NS-EN 14511-3, er Gordon-Ng-Schild modellen kun implementert i TEK-sjekk for luft/luft og luft/vann varmpumper. [14] [35]

1.3 Overordnet problemstilling

Beskrivelse av underliggende årsaker, detaljerte problemstilling, samt motivasjon for å undersøke problemstillingene beskrevet i dette kapittelet, finnes i kapittel 1.2, 2 og 2.1.

Opgaven har i hovedsak følgende problemstillinger

- Legge frem en approksimasjonsmodell for arbeidsmedier som er egnet for implementering i energisimuleringsprogrammet TEK-sjekk.
- Utvikle en universell varmpumpemodell som har bedre nøyaktighet enn den eksisterende varmpumpemodellen som er implementert i TEK-sjekk, eventuelt videreutvikle Gordon-Ng Schild modellen som benyttes i dag.

1.4 Oppgavens struktur

Det gjøres oppmerksom på at oppgaven vil dele seg i to hoveddeler. Den første delen vil omhandle arbeid med å utvikle ulike modeller for approksimering av arbeidsmediers termodynamiske egenskaper langs metningslinjene. Resultater funnet i denne delen vil videre brukes inn i den andre delen, som omhandler utvikling av varmpumpemodeller. En konsis beskrivelse av oppgavens struktur følger:

Kapittel 1 tar for seg den underliggende bakgrunnen og motivasjonen for oppgaven, samt en overordnet beskrivelse av problemstillingene som skal undersøkes i oppgaven. I kapittel 1.2 vil resultater fra tidligere arbeid med den universelle Gordon-Ng Schild -modellen omtales, før en mer detaljert beskrivelse av problemstillinger og hypoteser følger i kapittel 2.

Kapittel 3 tar for seg teori som er essensiell for forståelse av oppgaven. Ytterligere teoretisk underlag finnes i vedlegg A.

I Kapittel 4 undersøkes ulike modeller for approksimering av arbeidsmediers termodynamiske egenskaper langs metningslinjene. Kapittelet inneholder et diskusjonskapittel, kapittel 4.6, hvor modellene vurderes opp mot hverandre og den modellen som best egner seg til implementering i simuleringsverktøy velges.

Grunnet at oppgaven er todelt i form av arbeid med approksimasjonsmodeller for arbeidsmedier og arbeid med videreutvikling av varmpumpemodeller, vil beskrivelse av metodikk struktureres deretter. Kapittel 4.1 beskriver metoder som er benyttet i arbeidet med modeller for approksimering av termodynamiske egenskaper langs arbeidsmediers metningslinjer. I kapittel 5.1 omtales metoder som er benyttet i arbeid med utvikling og validering av varmpumpemodeller. Grunnet den noe komplekse sammensetningen av arbeidet som er gjort, presiseres det nok en gang at de to delene vil ha tilhørende metodebeskrivelse, og at det derfor ikke vil presenteres et samlet metodekapittel.

Kapittel 5 tar for seg eksisterende varianter av Gordon-Ng -modellen, samt hvilke typer modeller som er undersøkt i arbeidet med å finne en forbedret variant av Gordon-Ng Schild -modellen.

I kapittel 6 gjennomgås essensiell informasjon angående validering av varmpumpemodellene som omtales i oppgaven.

Kapittel 7 omhandler validering av den originale Gordon-Ng Schild -modellen, kalibrert mot filtrerte datasett.

Videre i kapittel 8 følger validering av tre utvalgte modifikasjoner av Gordon-Ng Schild -modellen. Kapittel 8 inneholder også et diskusjonskapittel, hvor analyserte resultater fra validering av modifiserte Gordon-Ng Schild -modeller diskuteres. I dette kapittelet vil også den modifiserte modellen med best ytelse velges.

I kapittel 9 vil den originale og modifiserte Gordon-Ng Schild -modellen, valgt i kapittel 8 sammenlignes med, og vurderes opp mot varmpumpemodellen som er beskrevet i SN-NSPEK 3031:2020. Dette kapittelet vil også inneholde et delkapittel som diskuterer de analyserte resultatene.

I kapittel 10 vil resultater fra kapittel 7, 8 og kap 9.2 diskuteres. Avslutningsvis vil det i kapittel 11 presenteres konklusjoner som baserer seg på analyserte resultater og diskusjoner.

Referanseliste og vedlegg er lagt til slutten av oppgaven.

2 Problemstilling

Som omtalt i kapittel 1.2, dokumenterte Devold, i sin masteroppgave at Gordon-Ng modellen har en akseptabel presisjon for varmepumper av typen luft/luft og luft/vann. For væske/vann varmepumper viste det seg derimot at modellen ikke har tilstrekkelig presisjon til å tilfredstille krav til usikkerhet gitt i NS-EN 14511 på $\pm 5\%$ [35] [18] [14].

Devold observerte også en forskjell i modellens presisjon mellom luft/luft og luft/vann. Med andre ord er modellens presisjonen for både væske/vann og luft/vann varmepumper dårligere enn luft/luft varmepumper. Dette er interessant da Gordon-Ng dokumenterte at modellen har god presisjon for kjølemaskiner. [18] [19]. Dette kan indikere at problemet ikke ligger i teknologien luft/vann og væske/vann varmepumper, men heller teknologiens operasjons-temperatur og trykkforhold. Mer om dette i kapittel 2.1 [14].

Det er her problemstillingen til masteroppgaven min har sitt opphav. Den overordnede problemstillingen vil være å utvikle en ny og forbedret, eventuelt videreutvikle varmepumpemodellen som benyttes i TEK-sjekk (Gordon-Ng Schild). I denne konteksten vil dette si å forbedre modellens evne til å beregne varmepumpens effektfaktor, (COP), presist. Ved å analysere avvik mellom målt COP i laboratorier oppgitt i produktdata og COP beregnet ved hjelp av valgt modell for et stort spenn av driftsforhold, kan man fastslå presisjonen til modellen. Testbetingelser vil i denne oppgaven avgrensnes til nominelle laster.

Før man kan tenke på hvordan presisjonen til modellen skal forbedres, må det fastsettes hvilke kriterier som må ligge til grunn for at valgt modell skal være egnet til bruk i et simuleringsprogram som TEK-sjekk.

Først og fremst må modellen kunne benyttes selv ved svært lite teknisk informasjon om varmepumpene som skal simuleres, på samme måte som den nåværende modellen. Aktuelle ønskelige parametre er da avgitt varmeeffekt, samt fordampere og kondensatortemperaturer.

Modellen må være universell. Viktig at modellen kan benyttes for alle typer varmepumper, uavhengig av type kompressor, varmereservoar, energibærer og kapasitet.

Et spørsmål man da må ta stilling til er om man skal konstruere og implementere en helt ny modell, eller om man skal forsøke å videreutvikle den allerede implementerte modellen, Gordon-Ng Schild.

Når det gjelder ønsket om stor presisjon vil det være naturlig å vurdere en såkalt black-box modell. Generelt har disse modellene en ekstremt god presisjon. Se kapittel 3.1.1. [26, s 593] Problemet er at disse modellene ikke har regresjonskoeffisienter med fysisk betydning. Som kriteriene tilsier trengs en universell modell som kan benyttes selv med svært lite teknisk informasjon. En måte å få til det på er nettopp å ha koeffisienter med fysisk betydning. Dette utelukker implementering av black-box modeller i TEK-sjekk.

På grunnlag av dette vil det i hovedsak fokuseres på å videreutvikle den allerede implementerte grey-box modellen, for å øke dens presisjon og dermed også forbedre presisjonen til TEK-sjekk som energisimuleringsverktøy. Det vil også gjøres et forsøk på å konstruere en generisk varmepumpemodell som baserer seg på arealberegning i Ts-diagrammet.

Selv om den eksisterende modellen oppfyller krav til usikkerhet gitt i NS-EN 14511-3 for varmepum-

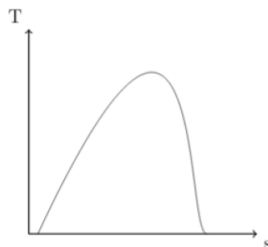
per av typen luft/luft og luft/vann, er det et vesentlig forbedringspotensialet også for varmpumpene som bruker uteluft som varmereservoar. Derfor vil det være aktuelt å implementere en ny modell også for disse hvis et godt resultat oppnås [35].

2.1 Hypoteser

I dette kapittelet vil fokuset rettes mot årsaker til mangler og unøyaktigheter ved eksisterende varmpumpemodell i TEK-sjekk. Potensielle tiltak og modifikasjoner som kan undersøkes for å gi svar på den konkrete problemstillingen vil også legges frem. Nemlig utvikle en forbedret dynamisk varmpumpe-modell til bruk i energisimuleringsverktøyet: TEK-sjekk.

Det finnes relativt mye litteratur som angår modellering av varmpumper/kjølemaskiner, men som nevnt omhandler de fleste kjølemaskiner. Blant publisert forskning innen temaet er Gordon-Ng modellen hyppig benyttet, både til verifisering men også til simulering [4], [26]. Det som er verdt å merke seg er resultatene i disse artikkelene og generelt arbeid som er gjort med Gordon-Ng modellen på kjølemaskiner, er korrelasjonen. Disse publikasjonene viser at modellen har en meget god presisjon når den benyttes på kjølemaskiner [18] [19]. Spørsmålet er da hvorfor korrelasjonen blir dårligere for Gordon-Ng modellen som er designet for beregning av varmpumpers COP, Gordon-Ng Schild [14]. For å få klarhet i dette er det vesentlig å ha oversikt over forskjellen i arbeidsforholdene til en varmpumpe kontra en kjølemaskin.

En årsak til forskjellen i modellens korrelasjonen for varmpumpe og kjølemaskin kan tenkes å være at varmpumper, da spesielt luft/vann og væske/vann varmpumper arbeider under høyere trykk enn det kjølemaskiner gjør. Grunnen til at dette kan være av betydning, er de termodynamiske egenskapene til arbeidsmediene ved ulike trykk. Grunnleggende teori om arbeidsmedier og termodynamiske sykluser finnes i vedlegg A.



Figur 4: Prinsippkisse av metningskurven til et arbeidsmedie i Ts-diagram. (Tegnet av Eivind Enget)

Figur 4 er en prinsipiell skisse som illustrerer de termodynamiske egenskapene til et tenkt arbeidsmedie, plottet langs metningslinjen til fluidet ved ulike driftsforhold (temperaturer og trykk). De konkrete arbeidsmediene har ulike egenskaper selv ved like driftsforhold, men det de har til felles er at geometrien til metningslinjen har noen likhetstrekk. For alle arbeidsmedier vil formen på metningslinjen gradvis bli smalere ved høyere trykk og temperatur.

Hypotese 1 vil være at krummingen som ble observert av Devold [14], har sammenheng med krummingen av metningskurven ved temperaturer nær arbeidsmediets kritiske punkt.

Den eksisterende modellen behandler entropiproduksjon i kompressoren som en konstant. I realiteten vil kompressorens entropiproduksjon øke ved økt effekt, grunnet turtallsstyring av kompressoren.

Hypotese 2 vil derfor være at en kan oppnå økt beregningspresisjon ved at ny evt. videreutviklet modell tar høyde for at entropiproduksjon varierer med eksempelvis temperaturløft mellom fordamper og kondensator. En måte å gjøre dette på kan være å benytte et forholdstall bestående av entropidifferanse mellom duggpunkt og kokepunkt i kondensator og fordamper, beregnet i Ts-diagram.

Om det lykkes med å utvikle en slik egenskap i modellen, vil man fortsatt ha en praktisk utfordring med tanke på hvordan geometrien til aktuelle arbeidsmedier skal utformes og automatisk implementeres ved en valgt varmepumpe i en valgt driftssituasjon. En mulig løsning som vil undersøkes er å benytte generaliserte polynom-modeller til å estimere de termodynamiske egenskapene til arbeidsmediene. Polynom-modellen som skal benyttes må kunne gjelde for alle arbeidsmedier som ønskes implementert i TEK-sjekk, og kan eksempelvis være som funksjon av driftstrykk.

Ved å benytte denne løsningen vil brukeren av programmet kunne legge inn ønsket arbeidsmedie i brukergrensesnittet som inndata.

Muligheten for å implementere denne egenskapen i den nye modellen vil undersøkes nærmere og det vil forsøkes å finne en fornuftig og fysisk troverdig måte å oppnå dette på. Aktuell litteratur å undersøke i detalj angående dette er : *Modeling and optimization for energy efficient large scale cooling operation. 2013*, [4].

Årsaken til at metningslinjen ønskes approksimert i Ts-diagram er antagelsen om at den endelige modellen, i likhet med Gordon-Ng modellen, vil være basert på entropitap. Ts-diagrammet er fundamentalt for beregning av COP til en Carnot-maskin, og som beskrevet i kapittel 3.3 er Gordon-Ng og Gordon-Ng Schild direkte sammenlignbar med uttrykket for Carnot-virkningsgraden.

3 Teoretisk bakgrunn

Dette kapittelet tar for seg teori som er essensiell for arbeidet med og forståelsen av oppgaven. Supplerende teori finnes i vedlegg A

3.1 Modeller for beregning av momentan COP

3.1.1 Black-box modeller

Empiriske, også kalt black-box modeller, består av uavhengige variabler som tilsvarer egenskaper til faktiske kjølemaskiner/varmepumper, og koeffisienter. Disse koeffisientene har ingen relevans til maskinens fysiske egenskaper. Sammenlignet med grey-box modeller, går det raskere og krever mindre arbeid å konstruere disse black-box modellene. Det som dog er begrensingen til disse modellene, er at de er avhengig av et referanse-datasett for å kunne benyttes. Med dette menes at man trenger et datasett med konkrete tekniske data ved gitte driftsforhold fra varme/kjølemaskiner. Det betyr videre at modellene som faller under denne kategorien ikke egner seg spesielt godt til bruk i energisimuleringsprogrammer.

Et eksempel på denne typen modell:

$$COP = \beta_0 + \beta_1 Q_e + \beta_2 T_{ei} + \beta_3 T_{ci} + \beta_4 Q_e^2 + \beta_5 T_{ei}^2 + \beta_6 T_{ci}^2 + \beta_7 Q_e T_{ei} + \beta_8 Q_e T_{ci} + \beta_9 T_{ei} T_{ci} \quad (1)$$

I ligning 1 er T_{ei} vanntemperaturen ved innløp til fordamperen, T_{ci} er vanntemperaturen ved kondensatoren og Q_e er avgitt kjøleeffekt ved fordamper. β_n er koeffisienter uten fysisk betydning. Denne modellen beregner en kjølemaskins COP (Coefficient of performance).[26]

3.1.2 Grey-box modeller

Semi-empiriske, også kalt grey-box modeller, består også av uavhengige variabler og regresjonskoeffisienter. Koeffisientene i grey-box modeller har i motsetning til black-box modeller en direkte relevans til fysiske prinsipper som påvirker kjølemaskinens/varmepumpens egenskaper. Disse koeffisientene kan kalibreres ut ifra et utvalg maskiner og siden de representerer faktiske fysiske egenskaper i en dampkompresjonssyklus kan de benyttes som generelle koeffisienter i simulering av egenskapene til de fleste kommersielle produkter.

Et eksempel på denne typen modell:

$$\frac{T_{ei}}{T_{ci}} \left(1 + \frac{1}{COP}\right) - 1 = \beta_1 \frac{T_{ei}}{Q_e} + \beta_2 \frac{T_{ci} - T_{ei}}{T_{ci} Q_e} + \beta_3 \frac{Q_e}{T_{ci}} \left(1 + \frac{1}{COP}\right) \quad (2)$$

Ligning 2 er en universell grey-box modell for kjølemaskiner utviklet av J.M Gordon og K.C.Ng. Her er T_{ei} vanntemperatur ved innløp til fordamper, T_{ci} vanntemperatur ved innløp til kondensator Q_e avgitt kjøleeffekt ved fordamper. β_n er regresjonskoeffisienter med egenskaper som er relevante for fysiske prinsipper som påvirker ytelsen til kjølemaskinen. Denne modellen vil bli beskrevet i detalj i kapittel 3.2 [26][15].

3.2 Gordon-Ng modell

Gordon-Ngs universell kjølemaskin modell er en grey-box modell, se kapittel 3.1.2, døpt etter sine skapere, J.M. Gordon og K.C Ng. Modellen vil bli beskrevet i detalj siden det er en variant av denne som benyttes som varmpumpemodell for luft/luft og luft/vann -varmepumper i TEK-sjekk. Det er meget sannsynlig at det er en videreutvikling av denne modellen det vil jobbes med i denne masteroppgaven.

Hensikten til Gordon og Ng var å utvikle en modell som kunne beskrive ytelsen til en kjølemaskin ved ulike driftsforhold. De ønsket å oppnå dette uten å måtte ha store datasett med mange driftspunkter for å klare å kalibrere modellen. Dette forsøkte de å løse ved å karakterisere ytelsen til kjølemaskiner ved hjelp av tre parametre, hver med en klar fysisk relevans i form av irreversibiliteter. Siden de fysiske egenskapene som de tre parameterene symboliserer vil være relativt like for de fleste kjølemaskiner, var ideen at det ville holde med et lite datasett med relativt få datapunkter for å kalibrere modellen.

Modellen, som kan ses i ligning 2 er basert på energibevaring og entropi balanse, og er utviklet ved å anvende termodynamikkens 1. og 2. lov på arbeidsmediet. Regresjonskoeffisientene β_1, β_2 og β_3 i ligning 2 har som nevnt direkte relevans til fysiske prinsipper i en dampkompresjonssyklus.

Detaljert beskrivelse av regresjonskoeffisientene:

$$\beta_1 = \Delta S \quad (3)$$

$$\beta_2 = Q_{eqv}^L = Q_e^L + \frac{Q_{cmp}^L T_{ei}}{T_{ci} - T_{ei}} \quad (4)$$

$$\beta_3 = R = \frac{1}{(\dot{m}CE)_e} + \frac{1}{(\dot{m}CE)_c} \quad (5)$$

Den første regresjonskoeffisienten β_1 , se ligning 3, representerer den totale indre entropiproduksjonen i kjølemaskinen. Denne entropiproduksjonen skyldes irreversibiliteter, se vedlegg A.3. I en ideell verden ville man kunne reversert kjølemediets prosess uten noe tap, noe som ville vært en reversibel prosess. En reversibel prosess er dog ikke realistisk.

Den andre regresjonskoeffisienten, β_2 , se ligning 4, representerer systemets ekvivalente varmetap/-tilskudd, til/ fra omgivelsene.

Den siste koeffisienten, β_3 ligning 5, representerer den totale termiske motstanden til varmevekslerne i fordampere og kondensatoren. Videre er \dot{m} sirkulasjonsmediets massestrøm, C er spesifikk varmekapasitet og E er effektiviteten til varmeveksleren. [15][26]

3.3 Gordon-Ng Schild

Ved å benytte avgitt varmeeffekt i stedet for avgitt kjøleeffekt i utledning, får man en variant av Gordon-Ng modellen som kan benyttes for varmepumper:

$$\frac{1}{COP} = 1 - \frac{T_{ei} - \frac{Q_{eqv}^L}{Q_c} (T_{ci} - T_{ei}) - \Delta S \frac{T_{ei} T_{ci}}{Q_c}}{T_{ci} + RQ_c} \quad (6)$$

$$\frac{1}{COP} = 1 - \frac{T_{ei} - (lossfactor1)}{T_{ci} + (lossfactor2)} \quad (7)$$

Modellen kan sammenlignes med uttrykk for Carnot virkningsgrad:

$$\frac{1}{COP_{Carnot}} = 1 - \frac{T_{ei}}{T_{ci}} \quad (8)$$

Gordon-Ng Schild modellen er fleksibel angående hvilke temperaturer som oppgis i tekniske produktdata. Dette er grunnet at det kun er varmepumpens termiske resistans, R , som påvirkes av hvilke temperaturer som oppgis. I praksis betyr dette at man ved å endre temperaturene og koeffisienten som representerer den termiske resistansen. Eksempelvis vil ligningen med oppgitt innløpstemperatur i fordampner og utløpstemperatur ved kondensator ha følgende form, se ligning 9

$$\frac{1}{COP} = 1 - \frac{T_{ei} - \frac{Q_{eqv}^L}{Q_c} (T_{co} - T_{ei}) - \Delta S \frac{T_{ei} T_{co}}{Q_c}}{T_{co} + RQ_c} \quad (9)$$

Verdi av termisk resistans må også endres da utledning med gjeldende temperaturer gir:

$$R = \frac{1}{(\dot{m}CE)_e} + \frac{1 - E_c}{(\dot{m}CE)_c} \quad (10)$$

3.3.1 Praktisk anvendelse av Gordon-Ng Schild i TEK-sjekk

TEK-sjekk har en ligning for beregning av varmepumpens kapasitet, og en for beregning av COP. I praksis vil TEK-sjekk først beregne kapasitet gitt temperatur, deretter beregne COP. Ligning for beregning av avgitt varmeeffekt og omskrevet Gordon-Ng Schild for implementering i simuleringsprogramvare er beskrevet i vedlegg G.2.

Modellen er egnet for beregning med tidssteg på 30 minutter eller lenger. Siden modellen ikke simulerer dynamikken ved start/stopp av varmepumpen eksplisitt, egner den seg ikke spesielt godt til tidssteg på under en halv time. Etter oppstart kan en varmepumpe typisk bruke 10 minutter på å oppnå stasjonær ytelse. På grunnlag av dette kan det være mer passende å beskrive Gordon-Ng Schild som en "kvasi-dynamisk" simuleringsmodell.

4 Sammenligningsstudie, eksplisitte approksimasjonsmodeller for arbeidsmedier

I dette kapittelet skal modeller for approksimasjon av termodynamiske egenskaper til arbeidsmedier som typisk anvendes i varmpumper undersøkes. Hensikten er å finne en modell som er godt egnet for implementering i simuleringsprogrammet TEK-sjekk. Modellenes egnethet vil primært vurderes ut fra beregningshastighet, nøyaktighet og minnebruk, se kapittel 4.4. De mest sentrale resultatene fra sammenligningsstudiet presenteres i tabell 2.

4.1 Metoder benyttet i arbeid med arbeidsmedimodeller

I dette kapittelet vil metoder som er benyttet for å finne og utvikle approksimasjonsmodeller for arbeidsmedier, beskrives.

For å finne en den best egnede arbeidsmediemodellen for implementering i et energisimuleringsprogram, eksempelvis TEK-sjekk, er det valgt å gjennomføre et sammenligningsstudie. Hovedargumentet for å benytte seg av et sammenligningsstudiet hvor modeller vurderes opp mot hverandre på en slik måte, er at det er svært oversiktlig under arbeid med å dokumentere modellenes ytelse, samt at det gjør jobben med å analysere alle resultater enklere. Samlet bidrar dette til å danne et godt grunnlag for å konkludere med hvilken av modellene som best egner seg for implementering i relevant type simuleringsprogram.

4.1.1 Litteraturstudie

Innledningsvis ble det gjennomført et litteraturstudie. Hensikten var å få oversikt over tidligere arbeid innen tematikken, samt finne eksisterende modeller som kunne anses som relevant og egnet for implementering i simuleringsprogramvare. Et grundig litteraturstudie er essensielt for å sikre at videre arbeid har utgangspunkt i et solid og forankret fundament.

4.1.2 Analyse av modellenes egnethet for implementering i simuleringsverktøy

Ved sammenligning av modellene ble, beregningshastighet, presisjon, minnebruk og fleksibilitet satt som vurderingskriterier. Kriteriene ble valgt for gi en helhetlig indikasjon på modellenes å egnethet for implementering i et energisimuleringsprogram. Minnebruk, beregningshastighet og presisjon er kvantitative kriterier, mens fleksibilitet betraktes som et kvalitativt kriterie. Utdypende beskrivelse av vurderingskriteriene finnes i kapittel 4.4.

4.1.3 Programvare som er benyttet i arbeid med arbeidsmediemodeller

For å besvare de kvantitative forsknings spørsmål i arbeidet med approksimasjonsmodellene ble det benyttet følgende utvalg av dataprogrammer.

Eureqa

Eureqa er et åpen kilde program som benytter evolusjonære søksalgoritmer for å finne optimale matematiske løsninger. [39] [38]. Eureqa ble benyttet for å utvikle nye approksimasjonsmodeller, som ikke er funnet omtalt gjennom litteraturstudiet. Hensikten med å benytte seg av denne programvaren var å forsøke å utvikle modeller som kunne være mer egnet enn modeller funnet i litteraturstudiet.

Coolprop

CoolProp er en åpen kilde database som blant annet inneholder termodynamiske egenskaper for et stort utvalg av arbeidsmedier [9]. CoolProp ble implementert i Excel, og brukt som bibliotek for referansedata ved kalibrering av arbeidsmediemodellene. Programmet har dokumentert svær god presisjon, spesielt ved beregning av termodynamiske egenskaper langs metningslinjen [9]. Dette, sammen med den praktiske fordelene, sett opp mot en meget omfattende og utfordrende jobb med å samle inn måledata for ulike arbeidsmediers termodynamiske egenskaper, danner grunnlaget for bruk av CoolProp i oppgaven.

Microsoft Office Excel

Microsoft Office Excel ble benyttet til kalibrering av modellene, presisjonsanalyse av modellene, vurdering av beregningshastigheten til modellene, samt fremstilling av resultater. Excel ble i hovedsak brukt grunnet undertegnede kjennskap til, og kompetanse i programmet. I tillegg til dette har programmet et meget oversiktlig grensesnitt å jobbe i når det arbeides med sammensatte dynamiske verktøy og større mengder data. Eksempelvis arbeidsdokumentet benyttet til kalibrering av arbeidsmediemodellene i denne oppgaven. Det kan også utvikles makroer som kan effektivisere arbeid, samt benyttes til å analysere og besvare spørsmål. Eksempelvis er det i denne oppgaven utviklet makroer for å beregne og vurdere modellenes beregningshastighet.

For kalibrering av modellene er problemløseren, Globalminimize, utviklet av Peter G Schild, benyttet. Problemløseren benytter seg av multi-parameter optimerings algoritmer. Problemløseren er i realiteten en vanlig Excel -arbeidsbok, og ikke en Excel AddIn. Dette betyr at den kan brukes uten noen form for installasjon. I GlobalMinimize kan man velge mellom å bruke to ulike optimeringsalgoritmer på tre ulike måter. Algoritmene vil ikke omtales i videre detalj.

4.2 Arbeidsmediemodeller som er undersøkt

I dette kapittelet fremlegges en kort presentasjon av de fem modellene som skal vurderes i sammenligningsstudiet.

4.2.1 Lineær funksjon

Svært enkel lineær modell som beregner spesifikk entropi ved temperatur T . Ligning for mettet væske og mettet damp har lik oppbygning, men ulike koeffisienter.

$$s = aT + b \quad (11)$$

Hvor:

a og b er regresjonskonstanter

T er absolutt temperatur i Kelvin

Dette vil si at modellen totalt (inkludert T_{crit}) har 5 koeffisienter som må lagres pr. arbeidsmedie.

4.2.2 2. grads polynom

Denne modellen er et 2. grads polynom. Ligning for mettet væske og mettet damp har lik oppbygning, men ulike koeffisienter.

$$s = aT^2 + bT + c \quad (12)$$

Hvor:

a , b og c er regresjonskonstanter

T er absolutt temperatur i Kelvin

Dette vil si at modellen totalt (inkludert T_{crit}) har 7 koeffisienter som må lagres pr. arbeidsmedie.

4.2.3 3. grads polynom

Denne modellen er et 3. grads polynom. Ved bruk av Eureka, ble modellen funnet som den mest nøyaktige polynommodellen i temperaturintervallet $T_{kritisk} - (-30)^\circ\text{C}$ for et utvalg av relevante arbeidsmedier, gitt maksimalt tre koeffisienter pr. ligning. Her har også ligning for mettet væske og mettet damp lik oppbygning, men ulike koeffisienter.

$$s = aT^3 + bT + c \quad (13)$$

Hvor:

a , b og c er regresjonskonstanter

T er absolutt temperatur i Kelvin

Dette vil si at modellen totalt (inkludert T_{crit}) har 7 koeffisienter som må lagres pr. arbeidsmedie.

4.2.4 Rasjonal funksjon

En variant av det rationale polynomet som benyttes til trykk og entalpiberegninger, presentert i [8, s 5], nå forsøkt gjeldende for temperatur og spesifikk entropi.

$$s(T) = \frac{\sum_{i=0}^m a_i T^i}{1 + \sum_{j=1}^n b_j T^j} \quad (14)$$

$$s(T) = \frac{a_0 + a_1 T}{1 + b_1 T + b_2 T^2} \quad (15)$$

Hvor

a_i og b_j er regresjonskonstanter

T^i og T^j er absolutt temperatur i Kelvin

[8]

4.2.5 White modellen

Dette er en tilnærming av metningslinjen til ulike arbeidsmedier i et temperatur, molar entropi diagram. For enkelhets skyld vil modellen i denne oppgaven omtales som White-modellen.

Dimensjonsløs molar entropi langs metningslinjen på dampsiden

$$s_g^*(T_r) = b(1 - T_r) + (1 - q)K(\omega) \frac{(1 - T_r)^{0,38}}{T_r} \quad (16)$$

Dimensjonsløs molar entropi langs metningslinjen på væske -siden

$$s_l^*(T_r) = b(1 - T_r) + qK(\omega) \frac{(1 - T_r)^{0,38}}{T_r} \quad (17)$$

Begge disse parameterene er funksjoner av T_r . For å bestemme s_l^* og s_g^* ser man på to forhold i denne semiempiriske metoden. Det første forholdet:

Forholdet mellom dimensjonsløs molar entalpi til fordampning, og molar entropi til fordampning:

$$\begin{aligned} T_r &= T / T_{crit} \\ \Delta_v h_r &= \frac{\Delta_v h}{RT_c} \\ \Delta_v s^* &= s_g^* - s_l^* \\ \Delta_v h_r &= T_r \Delta_v s^* \end{aligned} \quad (18)$$

For å approksimere dimensjonsløs molar entalpi til fordampning, er Watsons likning benyttet:

$$\Delta_v h_r = K(\omega)(1 - T_r)^{0,38} \quad (19)$$

Hvor:

$$K(\omega) = 7,2729 + 10,4962\omega + 0,6061\omega^2 \quad (20)$$

er en funksjon av den "acentric factor", ω til fluidet. Denne faktoren tar hensyn til avvik mellom fluider med sfærisk molekyler og ikke sfæriske molekyler. Faktoren behandles som en konstant i approksimasjonene i denne oppgaven, men defineres ved:

$$\omega = -1,000 - \log_{10} \frac{P_\sigma}{P_c} \quad (21)$$

Hvor P_σ er er damptrykk ved temperatur T når $T/T_c = 0,7$, og T_c er kritisk temperatur.[40] Det andre forholdet i den semiempiriske metoden er basert på en observasjon av at den konstante kvaliteten, q i tofase-regionen i $T_r - s^*$ diagrammet

$$s_q^*(T_r) = q s_g^*(T_r) + (1 - q) s_l^*(T_r)$$

er tilnærmet lineær i intervallet $0,6 < T_r < 0,99$ for en passende verdi av kvaliteten q. Den optimale verdien for kvaliteten q kan variere noe fra fluid til fluid, men gjennomsnittet for de 121 fluidene som er undersøkt av White J.A og Velasco S [42], er $q_{gjennomsnitt} = 0,385$. På grunnlag av dette kan man si at den er en modifisert rettlinjert diameter for entropiene til mettet væske og damp som:

$$s_q^*(T_r) \approx b(1 - T_r) \quad (0,6 < T_r < 0,99) \quad (22)$$

Hvor $-b$ er helningen til den modifiserte rettlinjede diameteren. Ligning 23 og 24 uttrykker metningsentropien med hjelp av $\Delta_v h_r$ og $s_q^*(T_r)$

$$s_q^*(T_r) = q s_g^*(T_r) + (1 - q) \frac{\Delta_v h_r}{T_r} \quad (23)$$

$$s_l^*(T_r) = q s_g^*(T_r) - q \frac{\Delta_v h_r}{T_r} \quad (24)$$

som er eksakte forhold som er gyldig for alle kvaliteter i intervallet $0 < q < 1$. Ved å substituere approksimasjonene i ligning 19 og 22 med $q = \bar{q} = 0,385$, får man følgende uttrykk for tilnærming av s_g^* og s_l^*

$$s_g^*(T_r) = b(1 - T_r) + (1 - \bar{q})K(\omega) \frac{1 - T_r^{0,38}}{T_r} \quad (25)$$

$$s_l^*(T_r) = b(1 - T_r) - \bar{q}K(\omega) \frac{1 - T_r^{0,38}}{T_r} \quad (26)$$

Disse tilnærmingene (A2) viser seg å gi god nøyaktighet for entropien til mettet væske og damp i intervallet $0,6 < T_r < 0,99$.

[42], [41]

Ettersom et gjennomsnitt er funnet for $q = \bar{q} = 0,385$, vil denne bli behandlet som en konstant for begge ligningene. Dette gjøres for å begrense antall koeffisienter som må lagres. Totalt har modellen da følgende koeffisienter som må lagres: b , $K(\omega)$, \bar{q} og T_{crit} . Siden \bar{q} og T_{crit} er lik for begge ligningene har modellen totalt 6 koeffisienter som må lagres pr. arbeidsmedie. Beregning av T_r gjør at modellene er implisitt.

I sammenligningsstudiet er det ønskelig å oppnå god nøyaktighet uten at det går på bekostning av beregningshastighet og minnebruk. Det er derfor valgt å begrense antall koeffisienter til fire pr. ligning, se ligning 15. Dette vil si at modellen totalt (inkludert T_{crit}) har 9 koeffisienter som må lagres pr. arbeidsmedie.

4.3 Arbeidsmedier som er implementert

En oversikt over arbeidsmediene som inngår i sammenligningsstudiet kan ses i tabell 1. Valg av medier som inngår er basert på bruk i kommersielle produkter, samt planlagt utfasing. Mediene i listen er bekreftet som aktuelle av rådgiver i Norsk varmepumpeforening, Bård Bårnsen.

Tabell 1: Oversikt over arbeidsmedier som inngår i sammenligning av arbeidsmediemodeller
[1] [2] [5] [3] [6]

	Kjemisk navn	Type	ODP	GWP	Utfasing i nye anlegg	Utfasing påfylling
R-134a	1,1,1,2-Tetrafluoroetan	HFC	0	1300	2025	
R-410a	R-32/125 (50+5,-1.5/50+1.5,-5)	HFC blanding	0	2088	2022	
R-600	Butan	HC	0	0		
R-407c	R-32/125/134a (23±2/25±2/52±2)	HFC blanding	0	1774	2022	
R-404a	R-125/143a/134a (44±2/52±1/4±2)	HFC blanding	0	3922	2020	2030
R-32	Difluorometan	HFC	0	677		
R-600a	Isobutan	HC	0	3		
R-1234yf	2,3,3,3-Tetrafluoropropene	HFO	0	4		
R-290	Propan	HC	0	3,3		
R-717	Ammoniakk (NH ₃)	Uorganisk	0	0		
R-744	Karbondioksid (CO ₂)	Uorganisk	0	1		

4.4 Vurderingskriterier for arbeidsmediemodeller

4.4.1 Beregningshastighet

Beregningshastigheten til modellene er av vesentlig betydning, da timesverdier over et helt år ofte beregnes i simuleringsprogrammer. I dette sammenligningsstudiet er det besluttet å vurdere beregningshastigheten ved at den mest komplekse ligningen i hver modell (ligning for mettet damp for alle modeller) beregner et bestemt driftspunkt 40 000 000 ganger. Koden for beregningshastighet er skrevet i VBA, og driftspunktet som er benyttet er spesifikk entropi ved 323 Kelvin. Hver modell er beregnet 6 ganger, og beregningstid modellen vurderes på er gjennomsnittet av disse tidene.

4.4.2 Nøyaktighet

Et verktøy for vurdering av presisjon er utformet i Microsoft Excel. I verktøyet er termodynamiske egenskaper for 11 arbeidsmedier implementert ved hjelp av CoolProp [9]. Aktuelle arbeidsmedie - modeller er også implementert. Verktøyet er utformet slik at man kan kjøre regresjonsanalyse for for samtlige modeller, mot samtlige arbeidsmedier.

I vurdering av nøyaktighet, RMSE (Root Mean Square Error, heretter omtalt som RMS) tas ut for hvert enkelt arbeidsmedie for hver enkelt modell. Dette gir mulighet til å analysere hvilke svakheter modellene eventuelt måtte ha.

Analyse av modellenes nøyaktighet vil gjøres ved to ulike temperaturintervaller. Det første intervallet er hele temperaturspranget fra kritisk temperatur til minimumstemperaturen for hvert enkelt medie. Dette gjøres for å se på modellens totale nøyaktighet. Det andre intervallet er 11 punkter mellom (+40)°C og (+65)°C og 11 punkter mellom (-20)°C og (+5)°C. Dette gjøres for å se på modellens presisjon ved typiske fordampere og kondensator -temperaturer, samt for å kalibrere/optimalisere regresjonskoeffisientene til modellene.

4.4.3 Minne

Minnebruk er et vurderingskriteriet som eksempelvis sier noe om antall linjer kode, eller antall variabler som kreves eller inngår i hver modell. I dette studiet vil det legges vekt på antall variabler og konstanter, da antall linjer kode vil gi relativt små forskjeller.

4.4.4 Fleksibilitet

Fleksibiliteten til modellene vil også vurderes. Det tenkes da først og fremst på hvor lett korrelasjonen lar seg kalibrere og modellens gyldighetsområde.

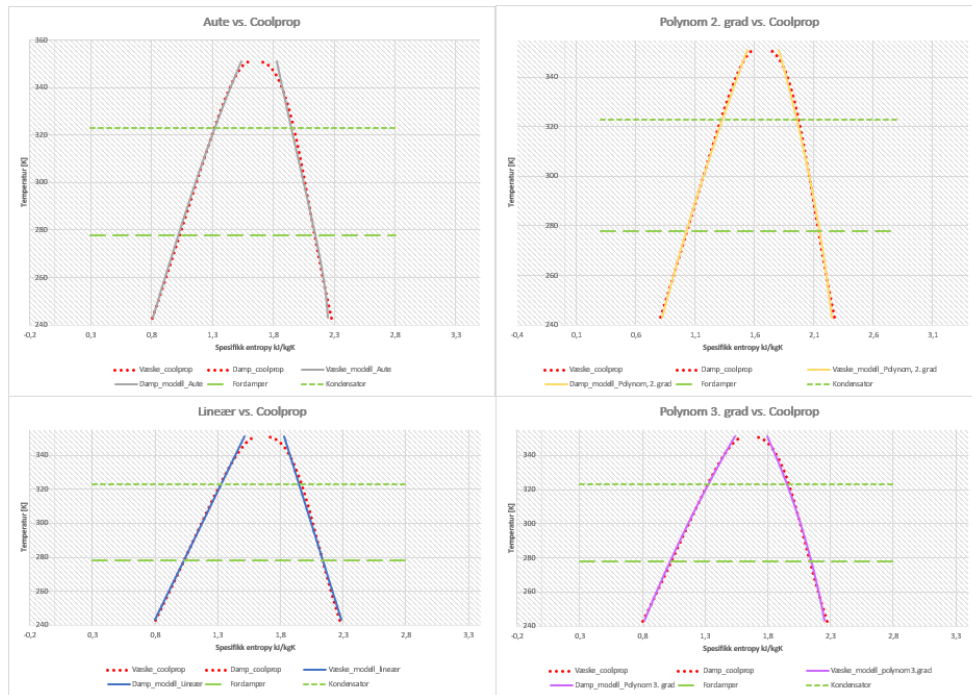
4.5 Resultater fra sammenligning av arbeidsmediemodeller

I dette kapittelet presenteres resultater fra sammenligningsstudiet. Resultatene og vurderinger opp mot vurderingskriterier gitt i kapittel 4.4, ses i tabell 2. Modellenes presisjon og beregningshastighet er også presentert grafisk, se figur 8 og figur 9. For modellene som ble funnet egnet er det også lagt ved eksempler på kurvetilpasninger for arbeidsmediet R32, se figur 5, figur 6 og figur 7.

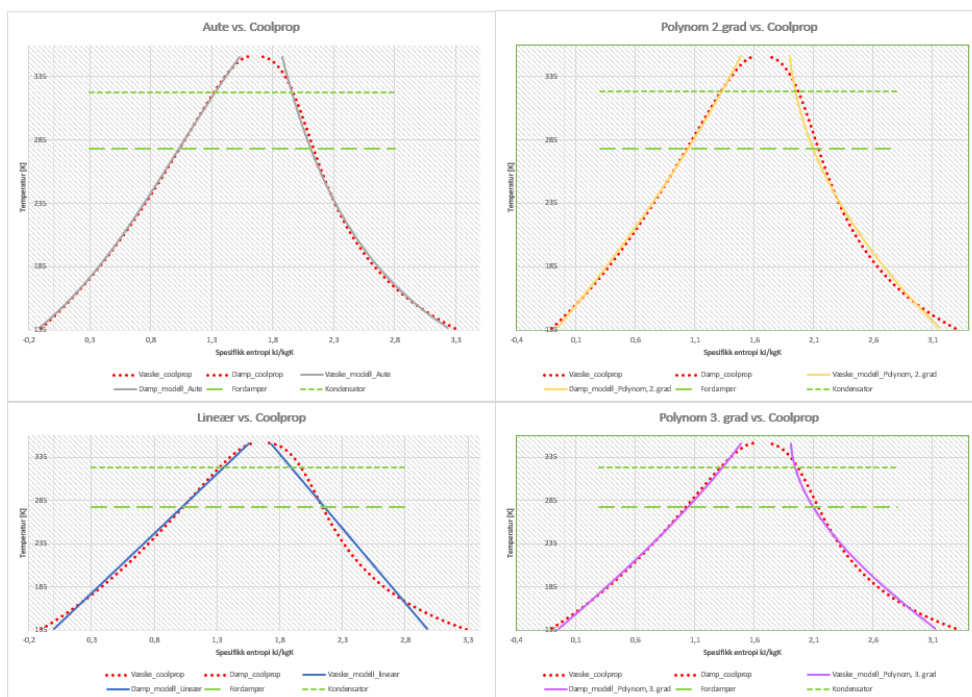
I figur 5 og figur 6 er det lagt inn referanseverdier i form av grønne linjer som representerer typiske fordampere og kondensatorer temperaturer. Hensikten med dette er å synliggjøre presisjonen til modellene ved disse aktuelle temperaturer.

Tabell 2: Sentrale resultater fra sammenligningsstudiet

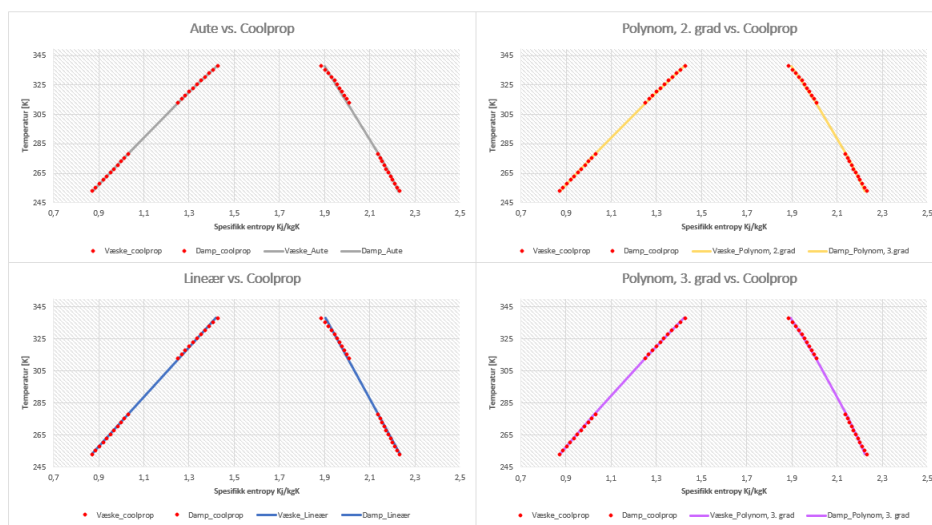
Modell:		White	Aute	lineær	Polynom 2.grad	Polynom 3.grad
Detaljer:	Type:	Implisitt	Eksplisitt	Eksplisitt	Eksplisitt	Eksplisitt
	Antall konstanter pr. medie	6	9	5	7	7
	Antall variabler pr. medie	1	1	1	1	1
	RMS T_{crit} (-30 °C)	0,0149	0,0279	0,0321	0,0258	0,0253
	RMS(-20)-(+5), (+40)-(+65)	0,0056	0,0036	0,0081	0,0039	0,0055
	Beregnings tid [s]	35,8	17	1,8	10,8	10,9
Samlet vurdering:	Fleksibilitet:	Høy	Høy	Høy	Høy	Høy
	Kompleksitet:	Medium	Lav	Lav	Lav	Lav
	Nøyaktighet	Svært god	God	Lav	God	God
	Beregningshastighet	Lav	Medium	Svært høy	Høy	Høy
	Minne:	Medium	Medium	Lav	Medium	Medium
	Totalvurdering:	Uegnet	Egnet	Uegnet	Egnet	Egnet



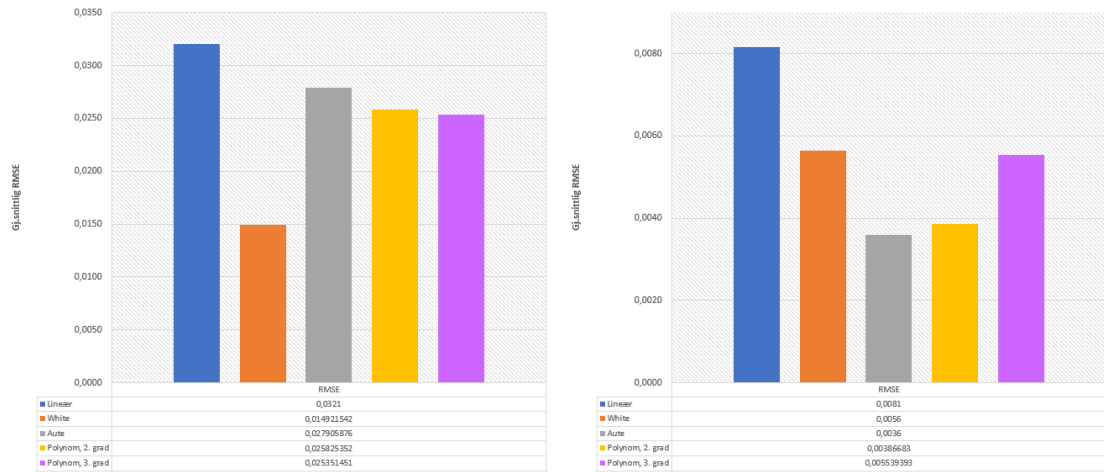
Figur 5: Modellenes presisjon for arbeidsmediet R-32, hentet fra kalibreringsvektøy. Temperaturintervall T_{crit} til $(-30) \text{ } ^\circ\text{C}$



Figur 6: Modellenes presisjon for arbeidsmediet R32, hentet fra kalibreringsvektøy. Temperaturintervall $T_{crit}-T_{min}$



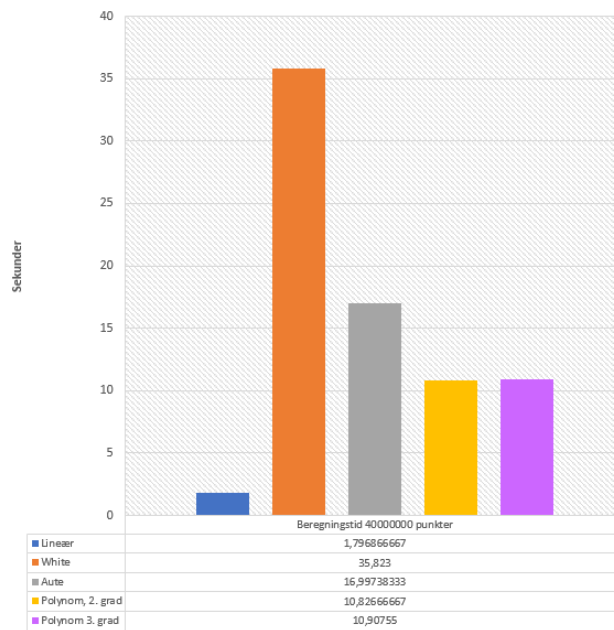
Figur 7: Modellenes presisjon for arbeidsmediet R32, hentet fra kalibreringsvektøy. Temperaturintervall: $(-20)-(+5)$ og $(+40)-(+65)$



(a) Temperaturintervall $T_{crit} - (-30\text{ °C})$

(b) Temperaturintervall $(-20)-(+5)$ og $(+40)-(+65)$

Figur 8: Modellenes gjennomsnittlige RMS etter kalibrering



Figur 9: Gjennomsnittlig beregningstid

4.6 Resonnement fra sammenligningsstudiet og valg av arbeidsmediemodell

Ut ifra den samlede vurderingen som kan ses i tabell 2, vurderes tre av fem modeller som egnet. Dette betyr at i forhold til de kriteriene som er satt er disse tre modellene aktuelle for å benyttes i en varmpumpemodell. Grunnen til at modellen kalt White [42], beskrives som uegnet, er at den er vesentlig mer kompleks en de andre modellene, samt at den er implisitt noe som forårsaker lang beregningstid. Modellen beregner også ut en enhetsløs molar entropi, noe som kan medføre ekstra beregninger om det skulle vise seg at varmpumpemodellen i TEK-sjekk krever at spesifikk entropi beregnes.

Den lineære modellen en meget kort beregningstid, er veldig enkel og har få konstanter som må lagres. Nøyaktigheten er derimot lav. Spesielt lav nøyaktighet har modellen for ligningen som beregner mettet damp. På grunnlag av dette blir også denne modellen bestemt uegnet.

Når det gjelder de tre gjenstående modellene som har blitt vurdert som egnet, er det små forskjeller i nøyaktighet. De tre modellene (Aute, samt polynomene av 2. og 3. grad) har generelt god presisjon i temperaturintervallene som er undersøkt.

Forskjellen mellom Aute og polynommodellene, er til dels nøyaktighet, hvor Aute er noe mindre nøyaktig for hele temperaturintervallet men marginalt mer nøyaktig i det begrensede temperaturintervallet. Aute har to konstanter mer enn 2.grads polynomet pr. arbeidsmedie. Dette tilsier at 2.grads polynomet totalt har 22 konstanter færre som må lagres for de 11 arbeidsmediene.

Dette fører til følgende resonnement. White-modellen er for kompleks og har for lang beregningstid. Den lineære modellen har for svak nøyaktighet, og Aute-modellen har flere koeffisienter enn det som er ønskelig. Da gjenstår polynom modellene av 2. og 3. grad igjen som de mest aktuelle kandidatene. På grunnlag av en marginalt bedre nøyaktighet over hele temperaturintervallet mellom kritisk temperatur og (-30)°C, velges 3. grads polynomet som den best egnede modellen.

5 Videreutvikling av varmepumpemodell

5.1 Metoder benyttet i arbeid med varmepumpemodeller

I dette kapittelet beskrives metoder som er benyttet i arbeidet med utvikling og validering av varmepumpemodeller.

5.1.1 Litteraturstudie

Innledningsvis ble det gjennomført et omfattende litteraturstudie. Hensikten med litteraturstudiet var å tilegne seg kompetanse innenfor varmepumpemodellering, skaffe oversikt over modellkategorier, samt søke etter modeller som potensielt kunne være relevant for arbeidet i denne oppgaven. Ved søk etter potensielt relevante modeller, ble det spesielt lagt vekt på gjennomgang av eksisterende varianter av Gordon-Ng modellen, beskrevet i kapittel 3.2, og alternative grey-box modeller. Årsaken til dette er at det ønskes en eksplisitt modell som kan benyttes, og gi pålitelige resultater selv ved bergrenset tilgjengelig tekniske data. Det understrekes at også komplekse implisitte varmepumpemodeller ble undersøkt, med hensikt om å finne tilnærminger og beregningsprosedyrer som potensielt kunne benyttes inn i arbeid med en ny eller videreutviklet varmepumpemodell.

5.1.2 Utvikling av nye modeller

I kapittel 5.2 beskrives et forsøk på å konstruere en varmepumpemodell som baserer seg på arealbelegning i Ts -diagrammet. I viten om at dette ikke gir eksakt korrekte løsninger, grunnet irreversibiliteter, er utgangspunktet for dette arbeidet å undersøke om det kunne være mulig å benytte en generisk "typisk" ingeniørtilnærming, for å gi gode approksimasjoner av momentan COP.

I arbeidet med å videreutvikle nye Gordon-Ng Schild varianter, er det lagt stor vekt på å bevare modellens fysiske beregningsgrunnlag. Dette er for å sikre at modellen skal kunne beregne momentan COP vha. karakteristiske koeffisienter for samtlige varmepumpekategorier og varmepumpestørrelser, selv utenfor modellens kalibreringsområde. På grunnlag av dette er det i arbeidet med å utvikle nye modeller tatt utgangspunkt i, og jobbet videre ut ifra påstander og argumentasjoner funnet i litteraturen, eksempelvis [19, s. 9-11] [4, s. 11-13].

I arbeidet med å finne den beste Gordon-Ng Schild modifikasjonen, er det i likhet med i kapittel 4, gjennomført et sammenligningsstudie av tre nye varianter av Gordon-Ng Schild -modellen. Hensikten med sammenligningen også her å enkelt kunne analysere egenskapene, styrkene og begrensningene til de tre modellene.

5.1.3 Programvare som er benyttet i arbeid med varmepumpemodeller

For å besvare kvantitative forskningsspørsmål i arbeidet med varmepumpemodellene ble følgende utvalg av dataprogrammer benyttet.

Eureqa

Eureqa er et åpen kilde program som benytter evolusjonære søksalgoritmer for å finne optimale matematiske løsninger. [39] [38]. Eureqa ble benyttet i forsøk på å videreutvikle Gordon-Ng Schild modellen, beskrevet i kapittel 3.3. Hensikten med å benytte seg av denne programvaren var å forsøke å utvikle modeller som kunne være bedre enn modeller som ble utarbeidet manuelt.

Microsoft Office Excel

Microsoft Office Excel ble benyttet til kalibrering og presisjonsanalyse av modellene, samt fremstilling av beregningsresultater.

Som også nevnt i kapittel 4.1, ble Excel i hovedsak brukt grunnet undertegnede kjennskap og kompetanse i programmet. I tillegg til dette har programmet et meget oversiktlig grensesnitt å jobbe i når det arbeides med sammensatte, dynamiske verktøy og større mengder data. Dette er fordelaktig i tilfeller hvor det er ønskelig å ha oversikt over mange datasett, beregningsmodeller og resultater i ett og samme dokument. I denne oppgaven ble det benyttet et slikt type arbeidsdokument som blant annet inneholdt samtlige datasett, kalibreringskoeffisienter og kalkulerte COP -verdier med tilhørende utvalg avvik for hver enkelt varmpumpe.

Det kan også utvikles makroer som kan effektivisere arbeid, noe som ble gjort for både valideringsprosess, samt lagring og fremstillinger av resultater.

For kalibrering av modellene er problemløseren, Globalminimize, utviklet av Peter G. Schild, benyttet. Problemløseren benytter seg av multi-parameter optimeringsalgoritmer. Problemløseren er i realiteten en vanlig Excel -arbeidsbok, og ikke en Excel AddIn. Dette betyr at den kan brukes uten noen form for installasjon. I GlobalMinimize kan man velge mellom å bruke to ulike optimeringsalgoritmer på tre ulike måter. Algoritmene vil ikke omtales i videre detalj.

5.1.4 Anskaffelse og analyse av tekniske produktdata

Det er valgt å kalibrere modellene mot tekniske data fra kommersielle varmpumper. For å muliggjøre sammenligning opp mot tidligere arbeid er det besluttet å benytte samme datasett som Devold B. benyttet i sin masteroppgave [14]. For å øke sannsynligheten for at datapunktene er faktiske måledata, er datasettene kategorisert og filtrert etter oppgitte prøvebetingelser gitt i NS-EN 14511-2:2013 [34]. Dette medfører betydelig redusert mengde referansedata, men det er besluttet at kvaliteten på datapunktene prioriteres, da genererte data vil bidra til å forurense og forstyrre parametertilpassingen som gjøres ved regresjonsanalyse for samtlige varmpumper og varmpumpemodeller undersøkt i oppgaven. Utdypende beskrivelse og rund kategorisering og filtrering av teknisk data benyttet i validering av varmpumpemodellene, finnes i kapittel 6.2.

5.1.5 Validering av Gordon-Ng Schild varianter

Valideringsforhold

I denne oppgaven vil kun varmpumpemodellene vurderes ut ifra ytelse ved varmpumpenes nominelle laster. Dette er grunnet at det arbeides med å videreutvikle en varmpumpemodell. Det kan tenkes at den videreutviklede modellen vil ha behov for ytterligere modifikasjoner for beregning ved dellaster. Det første intuitive steget vil derfor være å videreutvikle en modell som yter godt med nominelle laster, for så videre å arbeide med modellens presisjon ved dellastytelse.

På tross av at kalibreringsarbeid ved nominelle laster i seg selv er tidkrevende har det blitt forsøkt å innhente teknisk data for varmpumper ved dellastytelse av god kvalitet. Dette har vist seg å være utfordrende, og er derfor også en medvirkende grunn til at oppgaven er avgrenset til nominelle laster.

Kalibrering

Kalibreringen av varmpumpemodellene er gjort i et dynamisk Excel dokument. Selve parametertilpassingen er gjennomført ved hjelp av problemløseren, GlobalMinimize, omtalt tidligere i kapitlet. Problemløseren endrer på regresjonskoeffisientene i varmpumpemodellene for å minimere avvik

mellom målt og beregnet COP.

I denne oppgaven beregnes blant annet maksimalt absolutt avvik(MAE), normalisert Mean Bias Error (MBE) og Root Mean Squared Percentage error avvik (RMSPE). RMSPE tilsvare Root Mean Square Error (RMS), men normalisert som en prosentverdi. Avviket omtales i denne oppgaven som RMS -avvik. Avviket benyttes som primærmål på modellenes presisjon, mens de resterende avvikene bidrar til å gi et helhetlig bilde av modellens beregningspresisjon. RMS benyttes som primær avvik grunnet at dette avviket også er benyttet i tidligere arbeid av blant annet Devold [14] og [16], og derfor er gunstig med tanke på sammenligning av resultater. Da avviket uttrykkes i prosent tilsier dette også at det kan brukes til vurdering opp mot krav til måleusikkerhet for varmekapasitet som hyppig uttrykkes som prosent i relevante standarder. For utdypende beskrivelse og omtale av avvik benyttet i oppgaven henvises det til vedlegg A.6.

I arbeidet med å validere Gordon-Ng Schild varianter når kun ett driftspunkt er oppgitt (kapittel 9.2), er modellene omskrevet for å være egnet for implementering i simuleringsprogramvare. Dette er gjort ved å følge samme beregningsprosedyre som er implementert i TEK-sjekk, se vedlegg G. Deretter er det gjennomført regresjonsanalyse for å finne koeffisienter som antas å være karakteristiske for hver enkelt varmpumpekategori (luft/luft, luft/vann, væske/vann). Medianverdier av resultatene fra regresjonsanalysen er benyttet for å sikre at koeffisientene som skal brukes i valideringen med ett oppgitt driftspunkt ikke er forurenset, eller avviker fra det som faktisk er karakteristisk for den den gitte varmpumpetypen. Dette kan betraktes som kalibreringen av de omskrevne modellene.

5.2 Geometrisk varmpumpemodell basert på arealberegning i Ts -diagram

I dette kapittelet gjennomgås arbeid med å utvikle en varmpumpemodell som baserer seg på arealberegning i Ts -diagram. Tatt i betraktning at det ble valgt å gå bort fra denne modellen relativt tidlig i masterprosjektet, vil arbeidet med modellen beskrives kort og konsist.

I og med at COP beregnet ved hjelp av Gordon-Ng -modellen kan betraktes som en glorifisert Carnot -COP, ble en geometrisk modell vurdert som en potensiell løsning.

Teorien gikk ut på at den tenkte geometriske modellen, i liket med Carnot -virkningsgrad skulle baseres på arealberegning i Ts -diagrammet. Approksimasjonsmodellene for metningslinjene til ulike arbeidsmedier omtalt i kapittel 4, ble i utgangspunktet konstruert og kalibrert for dette formålet.

Den største utfordring med en modell som baserer seg på arealberegning, er irreversibilitetene, se kapittel A.3. For en reversibel varmpumpe kan en uproblematisk benytte arealberegning i Ts -diagrammet for å beregne COP, se kapittel A.4. Ved irreversible varmpumpeprosesser ligger utfordringen ligger i at det ikke er mulig å vite de eksakte termodynamiske egenskapene til arbeidsmediet foruten om ved enkelte punkter i syklusen. Med andre ord vil det ikke bli korrekt å beskrive delprosessene ved hjelp av rette linjer, slik det gjøres ved beregning av Carnot -virkningsgrad.

På tross av dette ble det gjort et forsøk på å konstruere en geometrisk modell som baserte seg på arealberegning. Motivasjonen for dette var å kunne bekrefte eller avkrefte mistanken om at en geometrisk tilnærming til beregning av COP for irreversible prosesser, ville være for unøyaktig.

Først ble det forsøkt å approksimere en syklus med isentropisk kompresjon og ekspansjon, se figur 10a. Forenklingen ble valgt for å eliminere antall ukjente beregningspunkter i modellen. De fleste arealene kunne enkelt beregnes ved hjelp av approksimasjonsmodellen valgt i kapittel 4. Utfordringen lå i å finne arbeidsmediets egenskaper ved kompressorens utløp (punkt 2s). Dette ble løst ved å

beregne arbeidsmediets temperatur ved kompressorens utløp og benytte approksimasjonsmodell for beregning av entropi ved mediets duggpunkt i fordampere. Siden syklusen har isentropisk kompresjon kunne punktet 2s nå finnes ved skjæringspunkt mellom T_{2s} og s_1

Ved selve beregning av temperatur ved kompressorens utløp ble følgende korrelasjon benyttet:

$$c_{p,g} = \beta_1 + \beta_2 T_r + \frac{\beta_3}{\beta_4 + T_r} \quad (27)$$

$$T_r = T_c - T_{crit} \quad (28)$$

$$\Delta s = c_{p,g} \ln \frac{T_{2s}}{T_c} \quad (29)$$

Hvor:

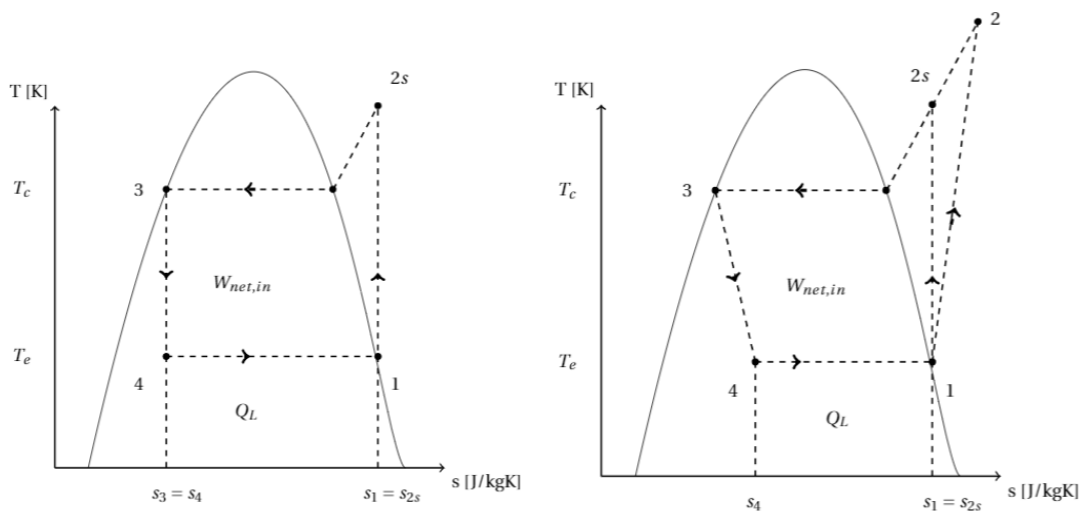
β_x er regresjonskoeffisienter.

Δs er differanse i entropi mellom kompressorutløp og duggpunkt ved T_c ($s_{g,fordamper} - s_{g,kondensator}$)

$c_{p,g}$ er spesifikk varmekapasitet i dampfase beregnet ved T_c . Uttrykket er funnet ved hjelp av Eureka. [39]

Siden syklusen har isentropisk kompresjon ble temperaturen enkelt funnet ved å løse for T_{2s} i ligning 29.

Videre ble det forsøkt med både lineære og ikke-lineære funksjoner for å approksimere egenskaper langs den isobare nedkjølingen fra kompressorens utløp (punkt 2s) til duggpunkt. Med utgangspunkt i en lignende syklus som skissert i figur 10a ble det forsøkt å utvikle et arbeidsverktøy i Microsoft Excel for beregning av COP. Dette ble gjort ved å dele inn syklusen i arealer som representerte tilført arbeid, avgitt varmeeffekt og absorbert varmeeffekt fra varmereservoar. Resultatene viste betydelige avvik fra målte verdier. Avvikene var av en betydelig størrelsesorden og det ble sammen med veileder bestemt at modellen måtte forkastes. Det ble dog bestemt at det skulle gjøres et forsøk på å forbedre modellen ved å gjøre den mer lik en reell varmepumpesyklus, se figur 10b. Dette innebar å fjerne antagelsen om isentropisk kompresjon og ekspansjon.



(a) Illustrasjon av varmepumpecyklus med isentropisk kompresjon og isentropisk ekspansjon

(b) Illustrasjon av irreversibel varmepumpecyklus uten underkjøling eller overheting

Figur 10: Prinsipp-skisser av en ideell og en mer reell varmepumpecyklus. (Tegnet av Eivind Enget)

Ved å gjøre syklusen mer realistisk ble det to nye ukjente punkter som måtte beregnes, punkt 2 og punkt 4. Punkt 2 ble beregnet ved å ekstrapolere samme korrelasjon som ble brukt for å beregne den isobare nedkjølingen fra kompressorens utløp til duggpunkt i den ideelle modellen. Dermed gjensto det å beregne punkt 4.

I realiteten er ekspansjonen gjennom strupeventilen isentalpisk. En forenkling som ble gjort var å uttrykke ekspansjonsprosessen som en lineær funksjon. Videre ble en solver benyttet for å beregne entropidifferanse i fordampere, $\Delta s = s_1 - s_4$, ved parameter fitting. Punkt 4 ville da være skjæringspunkt mellom s_4 og T_e .

Resultatene ved beregning av COP viste en liten forbedring i forhold til en ideelle syklusen. Det var dog fremdeles relativt store avvik fra målte verdier. Et siste forsøk på å bedre presisjonen ble gjort ved å legge til et punkt som tok høyde for underkjøling ved kondensator uten at dette bidro til særlig forbedring av presisjonen.

Prosessen med å konstruere et beregningsverktøy som beregnet COP ved hjelp av arealberegning i Ts-diagrammet var tidkrevende. Arbeidsmengden var betydelig da det krevdes en rekke korrelasjoner i tillegg til de konstruerte approksimasjonsmodellene utarbeidet i kapittel 4 for å kunne anslå arealer.

Det lyktes ikke å oppnå en tilstrekkelig presis beregningsmodell, og det ble derfor bestemt at oppgaven i hovedsak videre ville fokusere på en videreutvikling av den eksisterende Gordon-Ng Schild-modellen.

5.3 Eksisterende varianter av Gordon-Ng modellen

Som tidligere nevnt finnes det mange modeller for approksimering av damp-kompresjonssykluser i litteraturen. Det er verdt å merke seg at en rekke av modellene som har god nøyaktighet ofte trenger detaljerte tekniske data utover det som normalt inngår i produsentenes kataloger. Dette er en utford-

ring da brukere av disse type modeller ofte kun har tilgang til produktkataloger fra produsent. [20] I tillegg til dette kan mange av modellene kun benyttes innfor intervallet til de tekniske dataene som modellene er kalibrert etter. Ved estimering av verdier utenfor kalibreringsområdet øker usikkerheten til estimerte ytelser betraktelig, grunnet at parameterene i modellene ikke har noe fysisk betydning. [21] [20]. Dette er en utfordring da det er ønskelig med en modell som kan kalibreres mot et mindre data-sett, og ekstrapoleres for å estimere driftspunkter som ligger utenfor kalibreringsområdet.

I dette kapittelet gis en oversikt over eksisterende modeller med egenskaper som muliggjør beregning av ytelse ved hjelp av informasjon typisk funnet i produktkataloger. Modellene som presenteres har også parametre som representerer kjølemaskinene/varmepumpenes fysiske egenskaper, noe som gjør det mulig å ekstrapolere for å estimere ytelser utenfor kalibreringsområdet til modellen. Det skilles mellom varianter av Gordon-Ng modellene og andre aktuelle modeller.

Hensikten er å få oversikt over eksisterende modeller som kan være aktuelle å undersøke nærmere. Viktige faktorer å få oversikt over er implementerte parametre, presisjon, applikasjon og kompleksitet. Dette vil være med på å gjøre det videre arbeidet enklere.

5.3.1 Tabelloversikt over eksisterende Gordon-Ng modeller

Forfattere	Modell	Overordnet applikasjon	Tap	Antall Reg. koeff.
Gordon Ng 1994	(1.GNUi) 1. generasjon Gordon Ng	Kjølemaskiner	Samlet effekt av irreversibiliteter	3
Gordon Ng 1996	(GNUi) Gordon Ng Universal model	Kjølemaskiner	-Entropi produksjon -Ekv. varmetap/tilskudd -Vvekslernessamlede termisk resistans	3
Jiang Reddy	(MGNUo)	Kjølemaskiner	Samlet effekt av irreversibiliteter	4
Gordon Ng 2000	(GNS) Gordon Ng simplified model	Kjølemaskiner	Samlet effekt av irreversibiliteter	3
Lee et al. TS 2004	(LS) Lee simplified model	Kjølemaskiner	Irreversibiliteter	3
Lubus et al. 2014	(GNA) Adapted gordon Ng	Kjølemaskiner	Samlet effekt av irreversibiliteter	2
Nelson ar al 2008	Semi-empirisk 2 parametermodel	Kjølemaskiner	Entropi produksjon i syklus samlet i en ΔS som baserer seg på: ΔT_e og $\Delta T_{T(e,c)}$	3
Kriti Kapoor 2013	(MGN1) Modified Gordon Ng	Kjølemaskiner	(1.GNUi) med en modifikasjon: Tap i fordampner og kondensator som funksjon av kjøleeffekt.	4

5.3.2 1. Generasjon Gordon-Ng

$$\frac{1}{COP} = -1 + \frac{T_{ci}}{T_{eo}} + \frac{-\beta_0 + \beta_1 T_{ci} - \beta_2 \frac{T_{ci}}{T_{eo}}}{Q_e} \quad (30)$$

β_i er regresjonskoeffisienter som representerer samlet effekt av irreversibiliteter. [16] [17]

5.3.3 Gordon-Ng universell (GNUi)

$$\frac{T_{ei}}{T_{ci}} \left(1 + \frac{1}{COP}\right) - 1 = \Delta S \frac{T_{ei}}{Q_e} + Q_{eqv}^L \frac{T_{ci} - T_{ei}}{T_{ci} Q_e} + R \frac{Q_e}{T_{ci}} \left(1 + \frac{1}{COP}\right) \quad (31)$$

$$Q_{eqv}^L = Q_e^L + \frac{Q_{cmp}^L T_{ei}}{T_{ci} - T_{ei}}$$

$$R = \frac{1}{(\dot{m}CE)_e} + \frac{1}{(\dot{m}CE)_c}$$

I GNUi er ΔS total indre entropi produksjon forårsaket av irreversibiliteter. Q_{eqv}^L er kjølemaskinens totale varmetap-/tilskudd, og R er Den samlede termiske resistansen til varmevekslerene i kjølemaskinen. [28]

5.3.4 Modifisert Gordon-Ng universell modell (MGNUo)

I et arbeid av Jiang og Reddy [19] er det utviklet en variant av GNUi, med en modifikasjon som gjør at den tar hensyn til at arbeidsmediets massestrøm påvirker entropi produksjonen i kjølemaskinens kompressor. Det antas at entropi produksjonen tar form som en lineær funksjon med variablene $\left(\frac{Q_e}{Q_{e(max)}}\right)$.

$$\frac{T_{eo}}{T_{ci}} \left(1 + \frac{1}{COP}\right) - 1 = (\beta_1 + \beta_2 \frac{Q_e}{Q_{e(max)}}) \frac{T_{eo}}{Q_e} + \beta_3 \frac{T_{ci} - T_{eo}}{T_{ci} Q_e} + \beta_4 \frac{Q_e}{T_{ci}} \left(1 + \frac{1}{COP}\right) \quad (32)$$

β_i er regresjonskoeffisienter.

[19]

5.3.5 Gordon-Ng simplified modell (GNS)

Forenklet variant av GNUi modellen.

β_i er regresjonskoeffisienter.

$$\frac{1}{COP} = -1 + \frac{T_{ci}}{T_{eo}} + \frac{1}{Q_e} (-\beta_1 + \beta_2 T_{ci} - \beta_3 \frac{T_{ci}}{T_{eo}}) \quad (33)$$

β_i er regresjonskoeffisienter. [26]

5.3.6 Lee simplified

$$\frac{1}{COP} = -1 + \frac{T_{ci}}{T_{ei}} + \frac{1}{Q_e} (-\beta_1 + \beta_2 T_{ci} - \beta_3 \frac{T_{ci}}{T_{ei}}) \quad (34)$$

β_i er regresjonskoeffisienter.

[25]

5.3.7 Adapted Gordon-Ng modell (GNA)

$$\frac{1}{COP} = \left(\frac{T_{ci} - T_{eo}}{T_{eo}}\right) \left(\frac{T_{gi}}{T_{gi} - T_{ci}}\right) + \frac{1}{Q_e} \left(\frac{T_{gi}}{T_{gi} - T_{ci}}\right) (\beta_1 - \beta_2 \frac{T_{ci}}{T_{gi}}) \quad (35)$$

Hvor β_1 og β_2 er regresjonskoeffisienter som representerer entropiproduksjonen til kjølemaskinen. [23], [24]

5.3.8 Semi-empirisk modell for kjølemaskiner med skruekompressor

Denne modellen er en modifikasjon av GNUi-modellen. Irreversibilitetene er i denne modellen er samlet og avhenger av temperaturdifferanse mellom arbeidsmediet i kondensator og fordampner, samt temperaturdifferansen mellom vanntemperaturen ved innløp og utløp av fordampneren.

Temperaturdifferansen til arbeidsmediet har som hensikt å evaluere entropiproduksjon forårsaket av trykktap over kompressoren. Temperaturdifferansen til vannet over fordampneren blir brukt til å evaluere entropiproduksjon i varmevekslerene.

$$\frac{1}{COP} = -1 + \frac{T_c^r}{T_e^r} + T_c^r \Delta S \quad (36)$$

$$\Delta S = \frac{W}{T_c^r} + (\dot{m}c_p)_e(T_{ei} - T_{eo}) - \frac{(\dot{m}c_p)_e(T_{ei} - T_{eo})T_c^r}{T_e^r}$$

Ved regresjonsanalyse mot tekniske data fra produsent kan ΔS kan uttrykkes ved:

$$\Delta S = \beta_1(T_e^r - T_c^r) + \beta_2(T_{eo} - T_{ei}) + \beta_3 \quad (37)$$

[27]

5.4 Utledning og beskrivelse av modifiserte modellvarianter utviklet i oppgaven

I arbeidet med å utarbeide en modifisert beregningsmodell er det valgt å undersøke tre modeller som er funnet spesielt interessant. Modellene vil tilpasses data fra kommersielle produkter ved regresjonsanalyse, og ytelsen til hver av modellene vil analyseres og vurderes opp mot hverandre og original Gordon-Ng Schild -modell. Detaljert beskrivelse av tekniske data som benyttes i valideringen finnes i kapittel 6.2. Hver av modellene tar utgangspunkt i hypoteser som angår beregningspresisjon til den opprinnelige modellen.

5.4.1 Modifisert Gordon-Ng Schild variant, 1 -Variabel Q_{eqv}^L

I samtlige Gordon-Ng modeller funnet omtalt i litteraturen, behandles det ekvivalente varmetapet til en gitt varmepumpe som en konstant.

Denne modellen baserer seg på en antakelse hvor det ekvivalente varmetapet, Q_{eqv} , avhenger av type arbeidsmedie og tilhørende temperaturforhold. Modellen vil ha samme form som Gordon-Ng Schild modellen, se ligning 38, men med variabel Q_{eqv} .

Utrykket i ligning 39 tar utgangspunkt i en konstant omgivelsestemperatur, og medfører en økning

i Q_{eqv} ved økt kondensatortemperatur. Dette betraktes som en intuitiv modifikasjon som kan argumenteres for gjennom grunnleggende termodynamikk. Det er dog relativt stor usikkerhet knyttet til denne parameteren, da den er dårlig identifisert [19], samt at store forskjeller i eksempelvis isolasjonsmengde fra varmpumpe til varmpumpe kan påvirke beregningsresultatene.

Hensikten med konstanten F_2 er at denne skal korrigere s_f for å approksimere forholdet mellom gjennomsnittlig temperatur på arbeidsmediet i kondensatoren og ved omgivelsestemperatur.

I modell 1 vil det ekvivalente tapet uttrykkes som:

$$\frac{1}{COP} = 1 - \frac{T_{ei} - \frac{Q_{eqv}^L}{Q_c} (T_{ci} - T_{ei}) - \Delta S \frac{T_{ei} T_{ci}}{Q_c}}{T_{ci} + R Q_c} \quad (38)$$

$$Q_{eqv}^L = \frac{F_1}{s_f F_2} \quad (39)$$

$$s_f = \frac{\Delta S_{kondensator}}{\Delta S_{T_\infty}} \quad (40)$$

Hvor:

T_∞ er omgivelsestemperatur

Δs er differanse i spesifikk entropi mellom metningslinjene til arbeidsmediet. [J/kgK]

F_1 er en konstant som løses ved regresjon. [W]

F_2 er en konstant som løses ved regresjon. [-]

R er konstant som løses ved regresjon. [K/W]

ΔS er indre entropiproduksjon, løses ved regresjon. [W/K]

s_f er entropiforholdet til arbeidsmediet. [-]

5.4.2 Modifisert Gordon-Ng Schild variant, 2-Variabel ΔS , konstant ΔT

$$\frac{1}{COP} = \left(1 - \frac{T_e}{T_c}\right) + \frac{\Delta S * T_e + Q_{eqv}^L}{Q_c} \quad (41)$$

Denne modellen tar utgangspunkt i en antagelse om at entropiproduksjonen øker lineært ved økt kondensatortemperatur, søm følge av økt kompressorarbeid. I ligning 41 uttrykkes entropiproduksjonen ved hjelp av den spesifikke entropi differansen mellom arbeidsmediets metningslinjer ved beregnet kondensatortemperatur. Se ligning 42.

$$\Delta S = \frac{F_1 + F_2 * \frac{Q_c}{Q_{c,max}}}{(s_g - s_l) T_c} \quad (42)$$

Modellen er forenklet ved at temperaturdifferansen mellom arbeidsmediet og sekundærmediet i fordampner er av samme størrelse som tilsvarende temperaturdifferanse i kondensatoren. Dette medfører nødvendigvis at fordampneren har en noe lavere kapasitetsstrøm (C_e) enn kondensatoren har. Se ligning 43.

$$R = \frac{1}{C_c} \approx \frac{1 - \frac{W_{cmp}}{Q_c}}{C_e} \quad (43)$$

Som man kan se av ligning 41 benyttes temperaturene til arbeidsmediet fremfor temperaturene til sekundærmediet. Middelttemperaturen til arbeidsmediet i hhv. kondensator og fordampner uttrykkes

ved ligning 44 og 45:

$$T_c = T_{ci} + Q_c R \quad (44)$$

$$T_e = T_{ei} - Q_c R \quad (45)$$

Modellen har følgende 5 konstanter som løses ved regresjonsanalyse:

- F_1 og F_2 [(j/kgK)²]

-R [K/W]

- $Q_{c,max}$ [W]

- Q_{eqv}^L [W]

5.4.3 Modifisert Gordon-Ng Schild variant, 3 -Variabel ΔS

Modell 3 er på samme form som den originale Gordon-Ng Schild modellen, se ligning 46. I likhet med modell 2, ligger modifikasjonen i at entropiproduksjonen ikke behandles som en konstant. Den indre entropiproduksjonen vokser i størrelsesorden ved økt temperaturdifferanse mellom arbeidsmediet i kondensator og fordampner. Uttrykk for indre entropiproduksjon kan ses i ligning 47.

Man ønsker å approksimere forhold mellom entropidifferanse ved gjennomsnittlig arbeidsmedietemperatur i kondensator og fordampner. s_f alene, approksimerer forhold mellom entropidifferanser ved sekundærmediets oppgitte temperaturer, og må derfor korrigeres.

Hensikten med konstanten F_2 er at denne skal korrigere s_f for å approksimere forholdet mellom entropidifferanse ved gjennomsnittlig temperatur på arbeidsmediet i kondensatoren og fordampner.

Det understrekes at formålet med formuleringen, kun er en potensiell tilnærming for å uttrykke økt indre entropiproduksjon som følge av økt temperaturdifferanse mellom fordampner og kondensator, basert på varmepumpens arbeidsmedie. Formuleringen representerer ikke delprosesser i varmepumpesyklusen.

$$\frac{1}{COP} = 1 - \frac{T_{ei} - \frac{Q_{eqv}^L}{Q_c} (T_{ci} - T_{ei}) - \Delta S \frac{T_{ei} T_{ci}}{Q_c}}{T_{ci} + R Q_c} \quad (46)$$

$$\Delta S = \frac{F_1}{s_f^{F_2}} \quad (47)$$

$$s_f = \frac{\Delta s_{kondensator}}{\Delta s_{fordampner}} \quad (48)$$

Modellene har følgende 4 konstanter som løses ved regresjonanalyse:

- F_1 [W/K]

- F_2 [-]

-R [K/W]

- Q_{eqv}^L [W]

- s_f [-]

6 Validering av Gordon-Ng Schild -modeller

Dette kapittelet vil opplyse om forutsetninger, betingelser og begrensninger som angår arbeidet med valideringen av Gordon-Ng Schild -modellene.

6.1 Betingelser og begrensninger for valideringsprosess

Det gjøres igjen oppmerksom på at validering av samtlige varmepumpemodeller i denne oppgaven avgrenses til nominelle laster. Kategorisering og filtrering av tekniske data som benyttes i valideringsprosessene beskrives i kapittel 6.2.

Ved kalibrering av modeller er problemløseren som benyttes underlagt færrest mulig begrensninger for å unngå manipulering av koeffisientverdier som igjen vil gi "kunstige" beregningsresultater. Begrensninger lagt inn i problemløseren kan ses i tabell 23. Ytterligere beskrivelse av betingelser for valideringsprosessen finnes i kapittel 5.1.

6.2 Teknisk data benyttet i validering av varmepumpemodeller

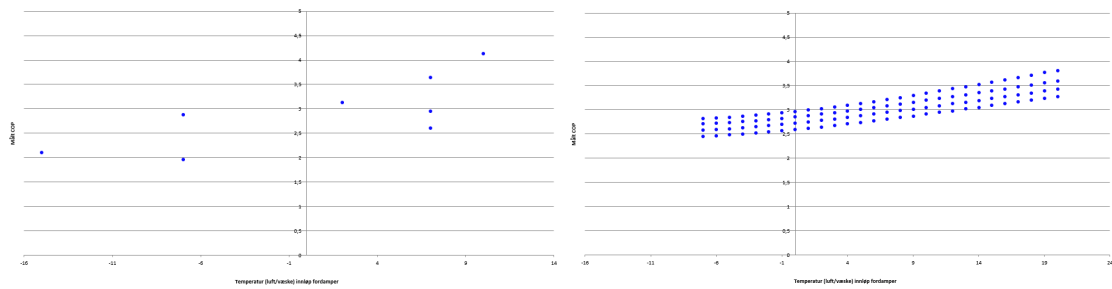
Når modellen skal valideres mot kommersielle varmepumper er det et par faktorer som er avgjørende for kvalitetene på, og troverdigheten til resultatene.

Først og fremst er det essensielt at de tekniske dataene som benyttes er faktiske måleverdier, gjort i laboratorier. Tekniske data hvor produsent har generert mye data ved hjelp av interpolasjon/ekstrapolasjon ut fra få reelle målepunkter, eller kun benytter beregnede verdier, er uheldig da det medfører økt usikkerhet til valideringsresultatene. Dette er spesielt med tanke på at man ikke vet presisjonen til modellene som er brukt til å beregne datapunktene. Det er derfor ønskelig å benytte et utvalg av teknisk data som består av mest mulig målte data.

På grunnlag av dette er det i denne oppgaven valgt å inndele datasettene i tre kategorier. I den første kategorien plasseres datasett hvor det mistenkes at alle datapunktene er beregnet. I kategori 2 plasseres datasett hvor det mistenkes at noen av datapunktene er målepunkter, og resterende datapunkter er beregnet vha. interpolasjon eller ekstrapolasjon. I den tredje og siste kategorien plasseres datasett som antas å bestå av kun målepunkter. Se vedlegg E for kategorisering av datasettene.

Arbeid med å kategorisere og filtrere datasettene er omfattende og tidkrevende, og kriteriene for kategoriseringen er til en viss grad subjektive. Da modellen anses å være følsom for hvilke datasett som benyttes, vurderes det likevel som hensiktsmessig å bruke tid på dette for å øke integriteten til valideringsresultatene.

I prosessen med å kategorisere varmepumpene, er datasettene først plottet mot fordampertemperaturen til sekundærmediet. Deretter er de analysert grafisk. Datasett som hovedsaklig består av målte data, gjenkjennes typisk ved at de har relativt få datapunkter og tydelig støy. Datasett som hovedsaklig består av genererte data vil typisk inneholde et stort antall datapunkter, og ingen markant støy. Eksempler på datasett med og uten støy kan ses i figur 11



(a) Datasett som inneholder reelle måleverdier

(b) Datasett med genererte verdier

Figur 11: Datasett med reelle og genererte verdier

I tillegg til visuell analyse av målt COP plottet mot sekundærmediets fordampertemperatur, er også sekundærmediets temperaturdifferanse mellom kondensator og fordamper undersøkt. I tilfeller hvor temperaturdifferansene oppfattes som fysisk lite troverdige, antas disse datapunktene å være ekstrapolerte verdier. Dette observeres særlig ved svært høye verdier av COP.

For å sikre at resultatene er av god kvalitet vil valideringen gjennomføres med følgende korrigeringer. Datasett i kategori 1 ekskluderes, og vil ikke inngå i valideringen. Datasett i kategori 2 vil filtreres ved å kun benytte data fra målepunkter som er iht. NS-EN14511-2:2013 [34]. Datasett i kategori 3 vil ikke filtreres, da det antas at dataene er av god kvalitet. Se vedlegg E for kategorisering av datasettene.

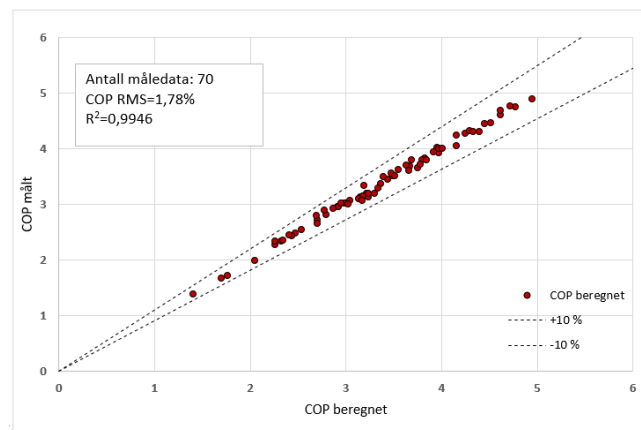
Etter datasettene er filtrert vil det utføres validering både av den originale Gordon-Ng Schild -modellen, samt modifikasjoner av modellen.

7 Resultater fra validering av original Gordon-Ng Schild -modell

I dette kapitlet presenteres resultatene fra valideringen av den originale Gordon-Ng Schild -modellen. Som tidligere omtalt er denne modellen validert av Devold B. i [14]. Årsaken til at modellen valideres på nytt i denne oppgaven er at det benyttes filtrerte datasett som potensielt vil gi resultater som kan belyse problemer observert i [14]. Detaljert analyse av resultatene vil ikke presenteres i dette kapitlet, da de viser seg å være tilnærmet lik resultatene til den modifiserte modellen omtalt i kapittel 5.4.1 (variant 1). Analyse av resultatene kan derfor leses i kapittel 8. Se kapittel 8.1 for utdypende forklaring.

Som omtalt i kapittel 6.2 er datasettene benyttet i valideringen kategorisert og filtrert for å sikre at modellen kalibreres etter faktiske måledata og ikke genererte datapunkter. Kategoriseringen av datasettene finnes i vedlegg E.

7.1 Luft/luft -varmepumper

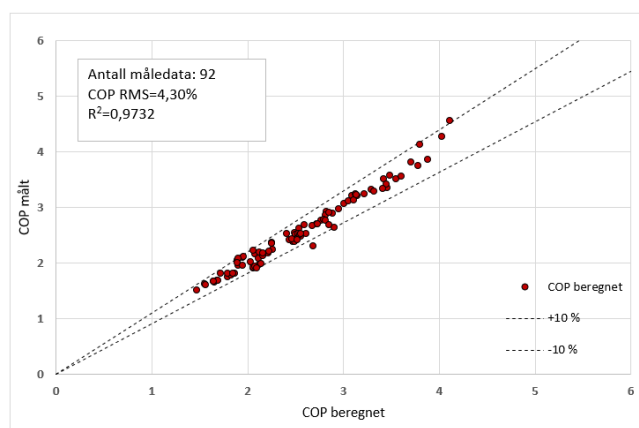


Figur 12: Gordon-Ng Schild -modell for luft/luft -varmepumper

Tabell 3: RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for luft/luft -varmepumper ved nominelle laster

Nr.	Produsent	Q_{nom} [kW]	Antall data	Q_{eqv} [kW]	ΔS [W/K]	R [K/W]	COP RMS %
8	Allied	90	5	0,175268541	10,32722631	0,001113796	0,37
9	Allied	120	5	0,16064705	15,48269172	0,000629926	0,45
10	Allied	90	5	-31,43455695	39,50269036	6,37723E-05	1,24
12	Toshiba	4	5	-2,273804443	2,26872605	0,003158969	1,67
14	Daikin	16	5	13,9525	0	0,004128023	0,71
16	Daikin	3,52	5	1,970607399	0	0,015592221	1,35
17	Daikin	5,28	5	2,634393652	0,512557872	0,010794522	1,58
18	Daikin	7,44	5	4,433450072	1,234298033	0,009480362	1,93
19	Daikin	2,93	5	1,595734309	0,501863432	0,023175385	1,93
20	Daikin	3,37	5	2,080352192	0,437205085	0,020181101	1,73
21	Hitachi	3,5	5	4,252065587	0	0,018946708	2,47
22	Hitachi	6,5	5	10,61652533	1,40122E-14	0,014373683	1,88
23	Hitachi	3,4	5	3,354829815	0	0,015549288	3,02
24	Hitachi	6,3	5	7,994249805	0	0,011049685	2,40

7.2 Luft/vann -varmepumper

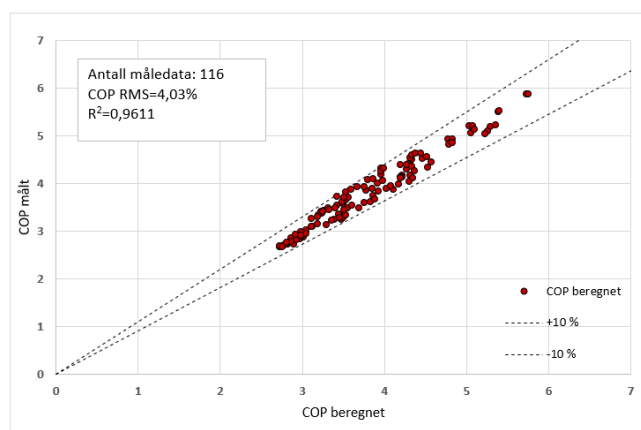


Figur 13: Gordon-Ng Schild -modell for luft/vann -varmepumper

Tabell 4: RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for luft/vann -varmepumper ved nominelle laster

Nr.	Produsent	Q_{nom} [kW]	Antall data	Q_{eqv} [kW]	ΔS [W/K]	R [K/W]	COP RMS %
26	Daikin	16,2	8	31,85298978	1,52911E-14	0,00000001	3,72
28	Daikin	20,3	8	35,10713988	0	0,000705212	4,00
29	Daikin	24,6	8	40,83424068	0,0	0,000890442	4,19
30	Daikin	30,7	8	57,34832805	0,430274612	0,00000001	2,33
32	Daikin	40,6	8	70,00579703	0	0,000311936	4,16
33	Daikin	49	8	81,23849697	0,00	0,000402906	4,38
34	Daikin	61,5	8	112,7940051	0	0,00000001	2,39
36	Panasonic	9	12	10,62934902	0	0,003031682	6,69
37	Panasonic	14	12	9,027469944	4,688078969	0,00000001	4,93
38	Panasonic	16	12	10,35648879	4,291144047	0,000598336	3,04

7.3 Væske/vann -varmepumper



Figur 14: Gordon-Ng Schild -modell for væske/vann -varmepumper

Tabell 5: RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for væske/vann -varmepumper ved nominelle laster

Nr.	Produsent	Q_{nom} [kW]	Antall data	Q_{eqv} [kW]	ΔS [W/K]	R [K/W]	COP RMS %
39	Daikin	16,7	9	16,46884785	7,28447E-18	0,001229075	3,50
40	Daikin	55	9	54,90040829	0	0,000356955	4,90
41	Daikin	127	9	120,5359045	0	0,000172012	4,62
42	Daikin	249	9	225,8294853	0	9,26828E-05	4,96
45	Bosch	9	20	6,549024111	0	0,003283333	4,12
46	Bosch	12,6	20	8,924408987	0	0,002825393	4,16
47	Bosch	21,8	20	11,36082141	0	0,001811539	3,74
48	Bosch	25,4	20	16,59240194	0	0,001431277	2,99

8 Resultater fra validering av modifiserte Gordon-Ng Schild -modeller

I kapittel 8 vil resultater fra validering av modifiserte Gordon-Ng Schild -modeller presenteres. Resultatene vil analyseres grafisk og numerisk ved hjelp av avvik i form av RMS, MAE (mean absolute error) og maksimalt avvik, se kapittel A.6. Avvikene som benyttes er valgt for å gi en helhetlig beskrivelse av resultatene, samt for å enklere kunne sammenligne resultatene med tidligere arbeid.

8.1 Modifisert variant, 1 -Variabel Q_{eqv}^L

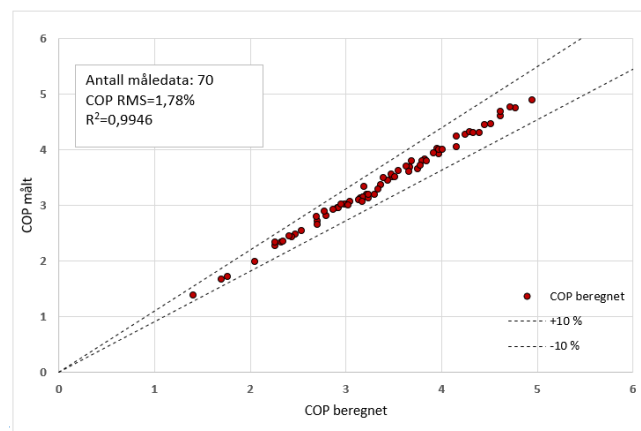
Filtrering av datasett beskrevet i kap 6.2 medfører at resultatene til denne modellen vil være tilnærmet lik resultatene til den originale Gordon-Ng Schild modellen validert i kapittel 7. Dette er grunnet at Q_{eqv}^L relativt sett gir et lite bidrag til beregnet COP i modellen. I kombinasjon med et redusert utvalg temperaturvariasjoner medfører dette marginale utslag mellom den originale Gordon-Ng Schild modellen, og modifisert modell 1 med variabel Q_{eqv}^L .

Beskrivelse av modell 1, finnes i kapittel 5.4.1.

8.1.1 Luft/luft -varmepumper

Beregnet ved nominelle laster har modellen en RMS -verdi på 1,78% noe som tilfredsstillt krav gitt i NS-EN 14511:2013, som for varmekapasitet er 5%. Videre har modellen et maksimalt avvik på 0,15 og en MAE på 0,04. Tabell 6 gir en oversikt over hvilke luft/luft -varmepumper som inngår i valideringen, sammen med tilhørende regresjonskoeffisienter og beregnede RMS -verdier.

Av figur 15 kan man se at beregnede datapunkter er av lineær karakter med en naturlig spredning som kan forventes med tanke på støy som inngår i måleverdiene til datasettene som er benyttet.



Figur 15: Modifisert Gordon-Ng -modell 1 for luft/luft -varmepumper

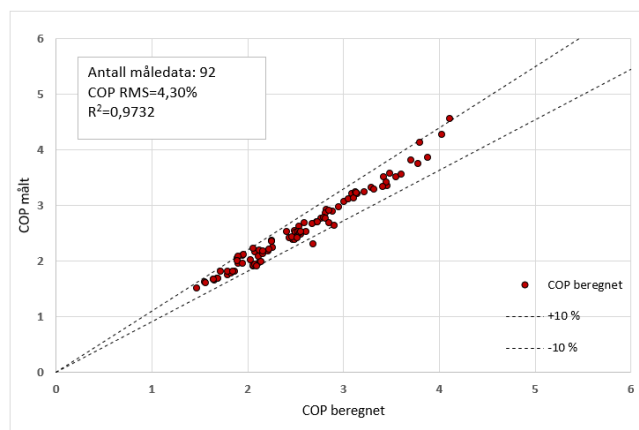
Tabell 6: RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for væske/vann -varmepumper ved nominelle laster

Nr.	Produsent	Q_{nom} [kW]	Antall data	ΔS [W/K]	R [K/W]	F_1 [W]	F_2 [-]	COP RMS %
8	Allied	90	5	10,32724342	0,001113794	148,4435285	3,369212214	0,37
9	Allied	120	5	15,48269088	0,000629926	108,6848842	7,931299168	0,45
10	Allied	90	5	39,50269053	6,37723E-05	-21086,3441	8,104117977	1,24
12	Toshiba	4	5	2,268726064	0,003158969	-2013,16381	3,420837396	1,67
14	Daikin	16	5	0	0,004128023	13025,53369	1,9	0,71
16	Daikin	3,52	5	0	0,01559222	1605,163001	4,2	1,35
17	Daikin	5,28	5	0,512557454	0,010794523	2043,036149	5,2	1,58
18	Daikin	7,44	5	1,222013445	0,009429353	2793,216882	1,5	1,89
19	Daikin	2,93	5	0,501863241	0,023175387	1514,889433	1,1	1,93
20	Daikin	3,37	5	0,43720503	0,020181102	1827,506001	2,6	1,73
21	Hitachi	3,5	5	0	0,018946724	3528,030198	5,2	2,47
22	Hitachi	6,5	5	0	0,014373683	9634,220273	2,7	1,88
23	Hitachi	3,4	5	0	0,015549288	3210,183926	1,2	3,02
24	Hitachi	6,3	5	4,31895E-16	0,011049685	6483,698805	5,9	2,40

8.1.2 Luft/vann -varmepumper

Beregnet ved nominelle laster har modellen en RMS -verdi på 4,30% noe som tilfredsstillt krav gitt i NS-EN 14511:2013, som for varmekapasitet er 5%. Videre har modellen et maksimalt avvik på 0,45 og en MAE på 0,08. Tabell 7 gir en oversikt over hvilke luft/vann -varmepumper som inngår i valideringen, sammen med tilhørende regresjonskoeffisienter og beregnede RMS -verdier.

Av figur 16 kan en se at det er en noe spredning i beregnet COP i form av avvik fra målte COP -verdier. Det observeres at modellen overestimerer for målte COP-verdier større enn 4. Etter undersøkelse av datasettene går det frem at disse målepunktene stammer fra samme produsent, Panasonic. Som man kan se av tabell 7 er det varmepumper (nr. 36 og 37) fra denne produsenten som har de største RMS -verdiene. Med unntak av de nevnte datapunktene kan en se at beregningspunktene opptrer som en rett linje, noe som indikerer at det ikke er grunn til å mistenke systematiske feil i modell.



Figur 16: Modifisert Gordon-Ng -modell 1 for luft/vann -varmepumper

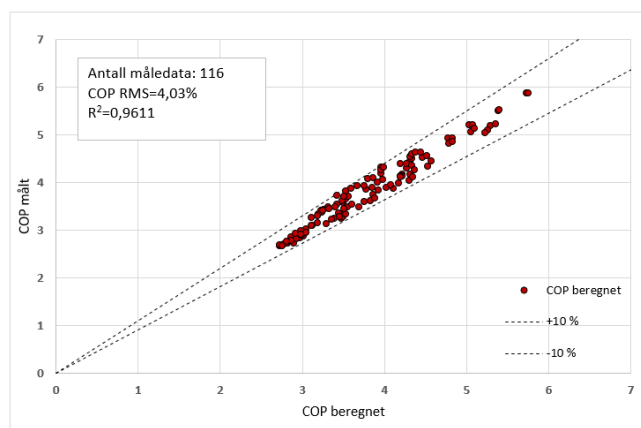
Tabell 7: RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for luft/vann -varmepumper ved nominelle laster

Nr.	Produsent	Q_{nom} [kW]	Antall data	ΔS [W/K]	R [K/W]	F_1 [W]	F_2 [-]	COP RMS %
26	Daikin	16,2	8	0	1E-11	14673,67698	3,127891233	3,72
28	Daikin	20,3	8	0	0,000705212	6748,781419	6,654854624	4,00
29	Daikin	24,6	8	0,0	0,000890442	4753,565006	8,679038551	4,19
30	Daikin	30,7	8	0,43037974	1E-11	13176,49423	5,935169325	2,33
32	Daikin	40,6	8	0	0,000311948	10189,77494	7,777336086	4,16
33	Daikin	49	8	0,00	0,000402906	9428,12064	8,691412897	4,38
34	Daikin	61,5	8	0	1E-11	85566,31762	1,114937836	2,39
36	Panasonic	9	12	0	0,003027831	6810,613306	1,797696795	6,69
37	Panasonic	14	12	4,688105141	1E-11	6917,397901	1,074390415	4,93
38	Panasonic	16	12	4,291144951	0,000598336	8064,036836	1,00969925	3,04

8.1.3 Væske/vann -varmepumper

Beregnet ved nominelle laster har modellen en RMS -verdi på 4,03% noe som ligger godt innenfor krav gitt i NS-EN 14511:2013, som for varmekapasitet er 5% [35]. Videre har modellen et maksimalt avvik på 0,35 og en MAE på 0,13. Tabell 8 gir en oversikt over hvilke væske/vann -varmepumper som inngår i valideringen, sammen med tilhørende regresjonskoeffisienter og beregnede RMS -verdier.

Som man kan se av figur 17 er det noe spredning mellom målepunktene og de beregnede punktene. Beregningslinjen har ingen krumming eller fremtredende trend som indikerer systematiske feil i modellen.



Figur 17: Modifisert Gordon-Ng -modell 1 for væske/vann -varmepumper

Tabell 8: RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for væske/vann -varmepumper ved nominelle laster

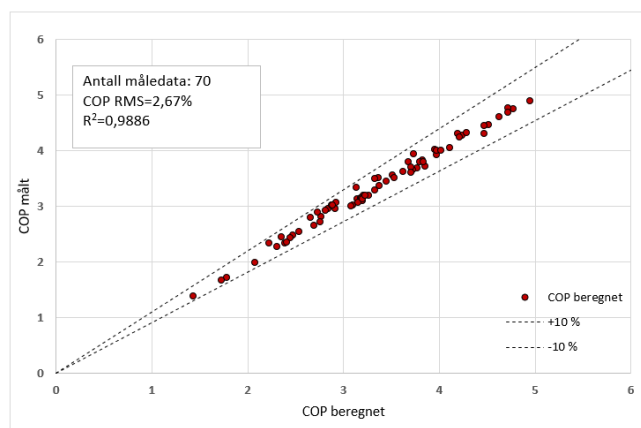
Nr.	Produsent	Q_{nom} [kW]	Antall data	ΔS [W/K]	R [K/W]	F_1 [W]	F_2 [-]	COP RMS %
39	Daikin	16,7	9	0	0,001229075	3716,759375	7,661915088	3,50
40	Daikin	55	9	0	0,000356955	10867,33114	8,336898668	4,90
41	Daikin	127	9	1,8703E-14	0,000172012	55989,38919	3,946642921	4,62
42	Daikin	249	9	0	9,26828E-05	107005,7566	3,844279839	4,96
45	Bosch	9	20	0	0,003283333	1067,77653	6,148358144	4,12
46	Bosch	12,6	20	0	0,002825393	834,5829795	8,032711743	4,16
47	Bosch	21,8	20	0	0,001811539	8419,760241	1,01557292	3,74
48	Bosch	25,4	20	0	0,001431277	1524,786194	8,091958378	2,99

8.2 Modifisert variant, 2 -Variabel ΔS , konstant ΔT

8.2.1 Luft/luft -varmepumper

Ved nominelle laster har variant 2 en beregnet RMS -verdi på 2,67% for luft/luft -varmepumper. Dette tilfredsstillter krav til måleusikkerhet for varmekapasitet gitt i NS-EN14511:2013. Modellens maksimale avvik er 0,21 og MAE er 0,07. Tabell 9 gir en oversikt over hvilke luft/luft -varmepumper som inngår i valideringen, sammen med tilhørende regresjonskoeffisienter og beregnede RMS -verdier.

Figur 18 viser beregnet COP mot målte COP -verdier. Ut ifra figuren ser man at beregningslinjen har en marginal ikke-lineær trend for målt COP lavere enn 2. Dette tilsier noe overestimering av målt COP. Videre kan en se at modellen ikke har særlig spredning for luft/luft varmepumper.



Figur 18: Modifisert Gordon-Ng -modell 2 for luft/luft -varmepumper

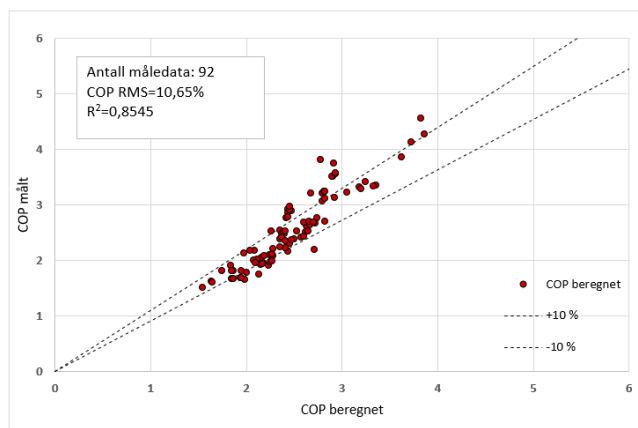
Tabell 9: RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for luft/luft -varmepumper ved nominelle laster

Nr.	Produsent	Q_{nom} [kW]	Antall data	Q_{equiv}^L [kW]	R [K/W]	Q_{max} [kW]	F_1 [(j/kgK) ²]	F_2 [(j/kgK) ²]	COP RMS %
8	Allied	90	5	1,7638E+00	4,9736E-04	1,0000E-01	2,0086E+03	1,5341E-14	0,38
9	Allied	120	5	2,2781E+00	2,8697E-04	1,0000E+04	3,9652E+03	0,0000E+00	0,47
10	Allied	90	5	-3,1188E+01	1,5674E-05	1,0000E-01	9,5702E+04	0,0000E+00	1,27
12	Toshiba	4	5	-2,0774E+00	9,2067E-04	9,2753E+03	6,1274E+03	1,2859E-10	1,80
14	Daikin	16	5	2,4873E+00	5,0157E-04	5,9946E+03	2,6342E-11	0,0000E+00	2,32
16	Daikin	3,52	5	1,7576E-01	2,0000E-03	5,2977E+03	1,6147E-12	9,0173E+05	2,76
17	Daikin	5,28	5	3,7514E-01	2,0000E-03	9,2663E+03	7,7739E-14	1,1584E+06	2,21
18	Daikin	7,44	5	7,6020E-01	2,0000E-03	9,7626E+03	0,0000E+00	9,5732E+05	2,30
19	Daikin	2,93	5	2,1944E-01	2,0000E-03	7,5262E+03	0,0000E+00	2,1115E+06	2,53
20	Daikin	3,37	5	2,6410E-01	2,0000E-03	5,7090E+03	0,0000E+00	1,3942E+06	2,56
21	Hitachi	3,5	5	-2,8215E-02	2,0000E-03	7,6147E+03	1,3926E+03	0,0000E+00	3,96
22	Hitachi	6,5	5	1,0931E+00	2,0000E-03	6,4525E+03	3,9286E+02	2,0609E-12	3,25
23	Hitachi	3,4	5	7,6053E-02	2,0000E-03	9,9998E+03	8,5802E+02	1,6268E-09	4,37
24	Hitachi	6,3	5	9,5308E-01	1,8328E-03	3,4860E+02	0,0000E+00	0,0000E+00	3,67

8.2.2 Luft/vann -varmepumper

Ved nominelle laster har modell 2 en beregnet RMS -verdi på 10,65% for luft/vann -varmepumper. Dette tilfredsstillende på langt nær krav til måleusikkerhet for varmekapasitet gitt i NS-EN14511:2013. Modellens maksimale avvik er 1,03 og MAE er 0,23. Tabell 10 gir en oversikt over hvilke luft/vann -varmepumper som inngår i valideringen, sammen med tilhørende regresjonskoeffisienter og beregnede RMS -verdier.

Fra figur 19 ses stor spredning i beregningspunkter. Modellen har store RMS -avvik for de fleste varmepumpene se tabell 10.



Figur 19: Modifisert Gordon-Ng -modell 2 for luft/vann -varmepumper

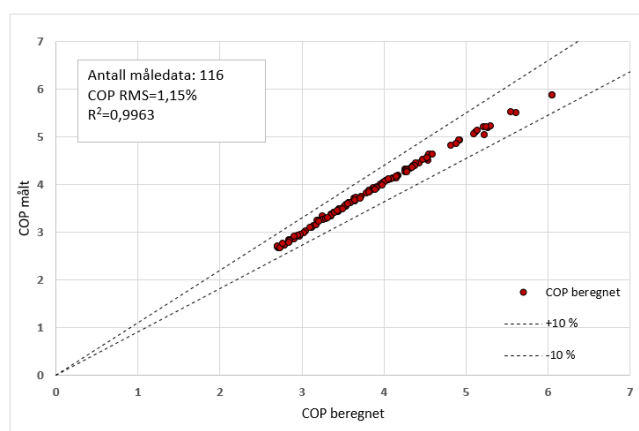
Tabell 10: RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for luft/vann -varmepumper ved nominelle laster

Nr.	Produsent	Q_{nom} [kW]	Antall data	Q_{eqv}^L [kW]	R [K/W]	Q_{max} [kW]	F_1 [(j/kgK) ²]	F_2 [(j/kgK) ²]	COP RMS %
26	Daikin	16,2	8	2,575E+00	1,000E-08	3,706E+03	3,441E+03	0,000E+00	16,52
28	Daikin	20,3	8	1,483E+00	1,000E-08	9,545E+03	7,083E+03	0,000E+00	12,38
29	Daikin	24,6	8	1,495E+00	1,000E-08	1,977E+03	9,203E+03	0,000E+00	10,55
30	Daikin	30,7	8	2,804E+00	1,000E-08	1,000E+04	9,512E+03	0,000E+00	14,24
32	Daikin	40,6	8	2,788E+00	1,000E-08	9,321E+03	1,424E+04	3,142E-15	12,68
33	Daikin	49	8	2,476E+00	1,000E-08	7,680E+03	1,892E+04	0,000E+00	10,85
34	Daikin	61,5	8	3,047E+01	2,000E-03	1,797E+03	1,048E-10	9,758E+06	12,52
36	Panasonic	9	12	2,292E-01	1,000E-08	6,908E+03	2,641E+03	0,000E+00	5,88
37	Panasonic	14	12	1,167E+00	1,000E-08	9,276E+03	2,362E+03	0,000E+00	5,70
38	Panasonic	16	12	1,651E+00	1,000E-08	1,000E+04	2,003E+03	1,395E-11	4,26

8.2.3 Væske/vann -varmepumper

Ved nominelle laster har modell 2 en beregnet RMS -verdi på 1,15% for væske/vann -varmepumper. Dette tilfredsstillende krav til måleusikkerhet for varmekapasitet gitt i NS-EN14511:2013, med god margin. Modellens maksimale avvik er 0,19 og MAE er 0,03. Tabell 11 gir en oversikt over hvilke væske/vann -varmepumper som inngår i valideringen, sammen med tilhørende regresjonskoeffisienter og beregnede RMS -verdier.

Fra figur 20 kan det ses at modellen oppnår en meget samlet beregningslinje med minimalt med spredning. Det er verdt å merke seg at modell 2 har en en svak ikke -lineær trend ved målte COP -verdier større enn 5, som tilsier lav overestimering. Dette underbygges og bekreftes etter inspeksjon av beregnede COP-verdier.



Figur 20: Modifisert Gordon-Ng -modell 2 for luft/vann -varmepumper

Tabell 11: RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for luft/luft -varmepumper ved nominelle laster

Nr.	Prod.	Q_{nom} [kW]	Antall data	Q_{eqv}^L [kW]	R [K/W]	Q_{max} [kW]	F_1 [(j/kgK) ²]	F_2 [(j/kgK) ²]	COP RMS %
39	Daikin	16,7	9	-0,588231924	0,000112551	7,9258E+03	5,2040E+03	9,3554E-13	1,05
40	Daikin	55	9	-3,303750392	3,99867E-05	7,6370E+03	1,8967E+04	0,0000E+00	1,27
41	Daikin	127	9	-12,933124706	0,000154141	3,1835E-03	6,4122E+04	-1,0000E+00	0,40
42	Daikin	249	9	-10,905495469	5,43864E-08	1,0000E+04	6,6704E+04	7,8442E+05	1,98
45	Bosch	9	20	-0,080877837	0,00017772	3,5720E+03	1,8126E+03	-1,0000E+03	1,39
46	Bosch	12,6	20	-0,103190764	0,000514041	2,7188E-06	2,7187E+03	-1,7992E-04	1,09
47	Bosch	21,8	20	-0,002757586	0,000144061	3,8572E+03	2,8939E+03	-1,0000E+03	1,20
48	Bosch	25,4	20	-0,141058775	0,000538382	7,1031E+00	5,3773E+03	-1,0000E+03	0,36

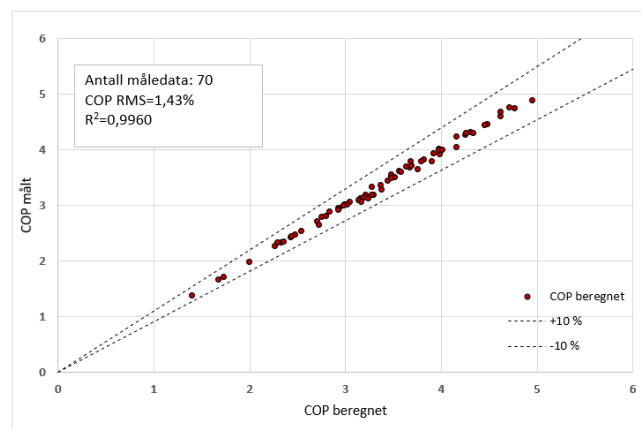
8.3 Modifisert variant, 3 -Variabel ΔS

Beskrivelse av modell 3, finnes i kapittel 5.4.3

8.3.1 Luft/luft -varmepumper

Ved nominelle laster har modell 3 en beregnet RMS -verdi på 1,43% for luft/luft -varmepumper. Dette tilfredsstiller krav til måleusikkerhet for varmekapasitet på 5% gitt i NS-EN14511:2013. Modellen har et maksimalt avvik på 0,13 og en MAE på 0,04. Tabell 12 gir en oversikt over hvilke luft/luft -varmepumper som inngår i valideringen, sammen med tilhørende regresjonskoeffisienter og beregnede RMS -verdier.

Ved visuell analyse av beregningslinje i figur 21, kan man se at den er av lineær karakter med meget god samling av beregningspunkter. Dette underbygges også av den høye R^2 -verdien og det lave maksimale avviket.



Figur 21: Modifisert Gordon-Ng -modell 3 for luft/luft -varmepumper

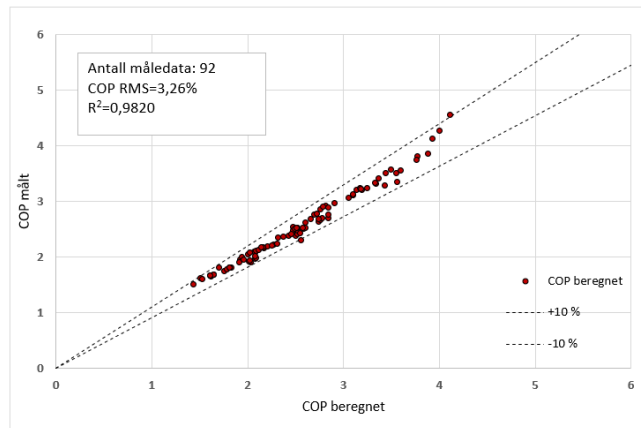
Tabell 12: RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for luft/luft -varmepumper ved nominelle laster

Nr.	Produsent	Q_{nom} [kW]	Antall data	Q_{eqv} [kW]	R [K/W]	F_1 [W/K]	F_2 [-]	COP RMS %
8	Allied	90	5	-52,4504216	0,000921922	12,73310934	3,033722315	0,31
9	Allied	120	5	-117,2648731	0,000225215	23,76588659	3,279731114	0,36
10	Allied	90	5	-208,4262818	1E-11	44,11632753	3,056913896	0,99
12	Toshiba	4	5	-3,708661782	0,003610587	2,109253583	1	1,87
14	Daikin	16	5	13,95253516	0,00412802	2,01497E-16	3,3	0,71
16	Daikin	3,52	5	1,970607401	0,01559222	0	2,8	1,35
17	Daikin	5,28	5	1,938063345	0,01074156	0,512685363	1,5	1,54
18	Daikin	7,44	5	2,793216882	0,009429353	1,222013445	1,5	1,89
19	Daikin	2,93	5	0,938500168	0,02307558	0,493302704	1,5	1,89
20	Daikin	3,37	5	1,488223745	0,020071607	0,436262753	1,5	1,69
21	Hitachi	3,5	5	-6,909954214	0,016807529	1,034101926	5,0	1,52
22	Hitachi	6,5	5	-6,293963602	0,013370836	1,564727025	5,0	1,44
23	Hitachi	3,4	5	-8,47188996	0,013227745	1,096289463	5,0	1,62
24	Hitachi	6,3	5	-11,84518718	0,009866805	1,8377308	5,0	1,53

8.3.2 Luft/vann -varmepumper

Ved nominelle laster har modellen en beregnet RMS -verdi på 3,26% for luft/vann -varmepumper. Dette tilfredsstillt krav gitt i NS-EN14511:2013. Modellen har et maksimalt avvik på 0,45 og en MAE på 0,06. Tabell 13 gir en oversikt over hvilke luft/vann -varmepumper som inngår i valideringen, sammen med tilhørende regresjonskoeffisienter og beregnede RMS -verdier.

Figur 22 viser en beregningslinje som har god samling av beregningspunkter. Modellen underestimerer for et lite utvalg målepunkter, noe som kan observeres som en lett krumming av beregningskurven for målte COP-verdier større enn 4. Ved analyse av datasettene ble det observert at disse målepunktene stammer fra samme produsent. Det legges også merke til at kun en av luft/vann -varmepumpene som inngår i valideringen av modellen overskrider krav til måleusikkerhet for varmekapasitet (5%) gitt i NS-EN14511:2013



Figur 22: Modifisert Gordon-Ng -modell 3 for luft/vann -varmepumper

Tabell 13: RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for luft/vann -varmepumper ved nominelle laster

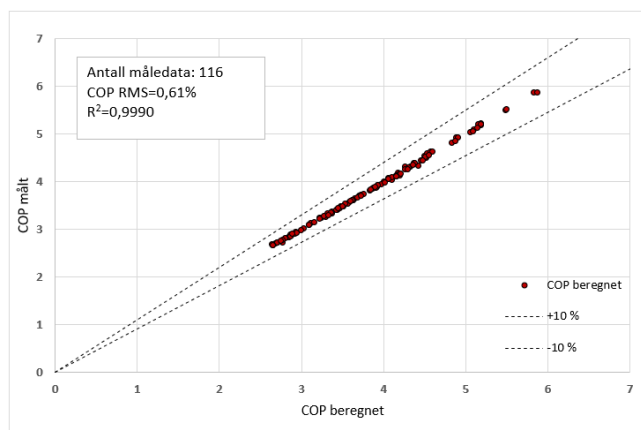
Nr.	Produsent	Q_{nom} [kW]	Antall data	Q_{eqv} [kW]	R [K/W]	F_1 [W/K]	F_2 [-]	COP RMS %
26	Daikin	16,2	8	30,08223261	1E-11	0,056157892	5,000000	5,01
28	Daikin	20,3	8	25,5595694	0,001285207	0,196054206	5,000000	4,12
29	Daikin	24,6	8	27,72235423	0,0	0,722555686	3,662043	3,68
30	Daikin	30,7	8	45,77602645	0,000368345	0,231454449	5,000000	4,05
32	Daikin	40,6	8	50,58604543	0,000606225	0,397920086	5,000000	4,20
33	Daikin	49	8	53,80762763	0,00	1,543019125	3,633577	3,85
34	Daikin	61,5	8	90,78442821	0,000137442	0,449557267	5,000000	3,91
36	Panasonic	9	12	2,379878411	0,001029855	2,573618782	1,077070	4,90
37	Panasonic	14	12	8,077438636	0,001074542	2,210794856	1,000000	4,68
38	Panasonic	16	12	11,18642195	0,001494328	1,504851235	1,000000	3,05

8.3.3 Væske/vann -varmepumper

Ved nominelle laster har modellen en beregnet RMS -verdi på 0,61% for væske/vann -varmepumper, noe som tilsier at krav gitt i NS-EN14511:2013 tilfredssettes. Modellen har et beregnet maksimalt avvik

på 0,07 og en beregnet MAE på 0,02. Tabell 14 gir en oversikt over hvilke væske/vann -varmepumper som inngår i valideringen, sammen med tilhørende regresjonskoeffisienter og beregnede RMS -verdier.

Av figur 23 kan man se at modellen gir ekstremt god samling, samt en tilnærmet lineær beregningslinje. Dette underbygges også av modellens høye R^2 -verdi og lave RMS -verdier.



Figur 23: Modifisert Gordon-Ng -modell 3 for væske/vann -varmepumper

Tabell 14: RMS -avvik samt regresjonskoeffisienter for væske/vann -varmepumper ved nominelle laster

Nr.	Produsent	Q_{nom} [kW]	Antall data	Q_{eqv} [kW]	R [K/W]	F_1 [W/K]	F_2 [-]	COP RMS %
39	Daikin	16,7	9	-1,094216	0,001086977	3,208127	1,980277862	0,35
40	Daikin	55	9	-31,372732	0,000234414	17,704990	1,793489793	1,08
41	Daikin	127	9	-37,090161	0,000166255	25,842249	2,143948466	0,51
42	Daikin	249	9	-30,805906	0,000118339	26,383010	2,851139909	0,75
45	Bosch	9	20	-1,638189	0,002119937	1,614283	1,589851627	0,81
46	Bosch	12,6	20	-4,368382	0,001497216	2,955465	1,436590811	0,51
47	Bosch	21,8	20	-4,895621	0,000943071	3,747746	1,375148186	0,38
48	Bosch	25,4	20	-5,699713	0,000764957	5,708684	1,235963194	0,40

8.4 Gjennomgang av valideringsresultater for modifiserte Gordon-Ng Schild modeller

I dette kapitlet drøftes de tre Gordon-Ng Schild -modifikasjonene konsist. Hensikten er å belyse modellenes egenskaper og gjennom drøfting av analyserte resultater komme frem til hvilken av de tre modellene som har best presisjon og størst troverdighet med mtp. den fysiske relevansen til koeffisientene i modellene. Modellen som blir funnet best vil videre sammenlignes mot original Gordon-Ng Schild -modell, og varmpumpemodell gitt i SN-NSPEK:3031:2020 [32] i kapittel 9.2.

I kapittel 10 vil resultatene fra validering av original og beste modifiserte Gordon-Ng Schild modell diskuteres mer detaljert opp mot teori og hypoteser.

For luft/luft -varmpumper tilfredsstillende alle tre modellene krav til måleusikkerhet for varmekapasitet på 5%, gitt i NS-EN 14511-3:2013 [35]. Modifisert modell 2 har en marginal tendens til overestimering ved lavere COP verdier. Dette observeres både grafisk som svak krumming i beregningslinje, men også numerisk eksempelvis ved at modellen har betydelig lavere R^2 -verdi enn modifisert variant 1 og 3. Videre virker variant 3 å gi bedre samling av beregningspunkter enn variant 1 og 2. Dette kommer til uttrykk ved at modell 3 har en mer komprimert beregningslinje. Modell 3 viser seg også å ha best presisjon av de tre modellene, med en gjennomsnittlig RMS -verdi på 1,43%.

Modellene som inngår i valideringen viser seg å ha dårligst presisjon ved beregning av luft/vann -varmpumper. Av de tre modellene har modifisert modell 2 den serdeles svakeste presisjonen med en gjennomsnittlig RMS på 10,65%. Modell 1 og modell 3 tilfredsstillende krav til måleusikkerhet for varmekapasitet på 5%, gitt i NS-EN 14511-3:2013 [35], gitt at gjennomsnittlig RMS -verdi aksepteres. Det observeres at både modell 1 og 3 underestimerer beregnet COP ved målt COP større en 4. Det gjøres oppmerksom på at disse datapunktene stammer fra samme varmpumpeprodusent, Panasonic, og at trenden gjelder for alle tre modellene samt den originale Gordon-Ng Schild -modellen. Oppsummert har modell 3 den beste presisjonen med en gjennomsnittlig RMS -verdi på 3,26%.

For væske/vann -varmpumper tilfredsstillende alle tre modellene krav til måleusikkerhet for varmekapasitet gitt i NS-EN 14511-3:2013. Modell 1 har noe spredning, men en rett beregningslinje uten markante trender som kan indikere systematiske feil. Modell 2 har meget god samling, men det observeres en marginal trend som indikerer at modellen overestimerer beregnet COP for målte COP -verdier større enn 5. Modell 3 viser seg å ha den beste presisjonen også for væske/-vann varmpumper med et gjennomsnittlig RMS -avvik på 0,61% og R^2 -verdi på 0,9990, for alle væske/vann -varmpumper.

Alle modellene virker å ha realistiske verdier for beregnet entropiproduksjon ΔS og termisk resistans R . Det viser seg imidlertid at det for alle modellene er svært stor spredning i beregnet ekvivalent varmetap/tilskudd. Verdiene er også tidvis urealistiske, noe som kan medføre at parameterens fysiske signifikans kan trekkes i tvil. Dette ble også observert og omtalt av Devold B. [14] I litteraturen er parameteren som representerer det ekvivalente varmetape/tilskuddet, Q_{eq}^L , omtalt som den mest usikre og dårligst identifiserte parameteren av de tre som inngår i den universelle Gordon-Ng -modellen for kjølemaskiner. [19, s. 11] [18] Parameteren er også den som påvirker beregnet COP i minst grad. På grunnlag av dette kan stor spredning, samt mangel på underliggende systematisk mønster for parameteren vurderes som akseptabelt. Denne observasjonen, sammen med ytterligere observasjoner angående Gordon-Ng Schild -koeffisientenes fysiske signifikans vil diskuteres nærmere i kapittel 10.2.4.

Ved analyse av de tre modellene som er validert i kapittel 8, fremgår modell 3 som den absolutt beste modifikasjonen av den universelle Gordon-Ng Schild -modellen. Modellen tilfredsstillende krav gitt i NS-

EN 14511-3:2013, gitt at gjennomsnittlig RMS-avvik for samtlige varmepumper innad i hver varmepumpekategori aksepteres. Individuelt overskrider modellen kun kravet til måleusikkerhet på 5% for en varmepumpe, og denne overskridelsen er av marginal størrelse. Beregningslinjen gitt av modellen er av lineær karakter for samtlige varmepumpetyper. Foruten Q_{eqv}^L , kan det ut ifra størrelsesordenen og mønsterene, argumenteres for at koeffisientene som inngår i ligningen, se kapittel 5.4.3, til en viss grad beskriver varmepumpens fysiske egenskaper.

Gordon-Ng Schild modifikasjon, 3 velges som beste variant av den universelle Gordon-Ng Schild modellen, og vil videre benyttes ved sammenligning opp mot varmepumpemodellen som er beskrevet i SN-NSPEK 3031:2020 [32] i kapittel 9.2.

9 Testing av Gordon-Ng Schild -varianter opp mot varmepumpe-modell gitt i SN-NSPEK 3031:2020

Som nevnt i innledningen har den tekniske veiledningen SN-NSPEK 3031:2020 et informativt vedlegg som omhandler modeller for varmepumpesystemer. I dette kapittelet vil det innledningsvis bli gitt en introduksjon til modellene i SN-NSPEK vedlegg K. Deretter vil presisjonen til modellen testes opp mot den modifiserte Gordon-Ng modellen, og modifisert modell 3, beskrevet i kapittel 5.4.3.

Valideringen av den originale Gordon-Ng Schild modellen, kapittel 7, indikerer at modellen har bedre presisjon enn det som ble dokumentert av Devold [14]. Resultatene fra valideringen tilsier at modellen tilfredsstiller krav til måleusikkerhet for varmekapasitet på 5%, gitt i NS-EN 14511:2013. [35]. På grunnlag av dette er det valgt å også sammenligne ytelsen til den originale Gordon-Ng Schild -modellen opp mot varmepumpe-modellen gitt i SN-NSPEK 3031:2020.

Motivasjonen for sammenligningen er å kartlegge og synliggjøre styrker og svakheter ved modellene.

9.1 Kort om varmepumpemodellene beskrevet i SN-NSPEK 3031:2020

Vedlegg K beskriver modeller for varmepumper av typen luft/luft, luft/vann, væske/vann, avtrekk og avkast. I dette kapittelet vil kun modeller for de tre første omtales. I tillegg vil det beskrives på hvilken måte modellen tar hensyn til dellast.

Generelt tar SN-NSPEK -modellen utgangspunkt i beregning av maksimal varmekapasitet og COP ved et utvalg driftspunkter.

Driftspunktene beskrives ved hjelp av matriser, hvor datapunktene som inngår er, temperaturen til kilden (T_s) varmepumpen benytter seg av, temperaturen ved kondensatorens utløp (T_{em}), avgitt varme-effekt og COP. Eksempel på en ytelsesmatrise ses i figur 24

[31, s. 109]

Kildetemperatur, T_s	T_{s1}		T_{s2}		-		T_{sn}	
Avgivelsestemperatur, T_{em}	P_{HP}	COP	P_{HP}	COP	P_{HP}	COP	P_{HP}	COP
T_{em1}	$P_{HP,11}$	COP_{11}	$P_{HP,12}$	COP_{12}	-	-	$P_{HP,1n}$	COP_{1n}
T_{em2}	$P_{HP,21}$	COP_{21}	$P_{HP,22}$	COP_{22}	-	-	$P_{HP,2n}$	COP_{2n}
-	-	-	-	-	-	-	-	-
T_{emi}	$P_{HP,i1}$	COP_{i1}	$P_{HP,i2}$	COP_{i2}	-	-	$P_{HP,in}$	COP_{in}

Figur 24: Ytelsesmatrise benyttet i SN-TS [31, s. 109]

I figur 25 kan man se driftspunktene uttrykt grafisk. Beskrivelse av beregningsmetodikken følger.

Gitt at varmepumpen opererer i intervallet mellom to driftspunkter uttrykt i ytelsesmatrise, skal COP og P_{HP} finnes ved lineær interpolasjon. Gitt at både temperatur på kilde og temperatur ut fra kondensator varierer, skal todimensjonal interpolering benyttes.

I tilfeller hvor temperaturen på kilden er høyere en høyeste kildetemperatur oppgitt i ytelsesmatrise, skal COP og P_{HP} settes lik COP og P_{HP} ved høyeste kildetemperatur gitt i matrisen. Dette er også illustrert i figur 25

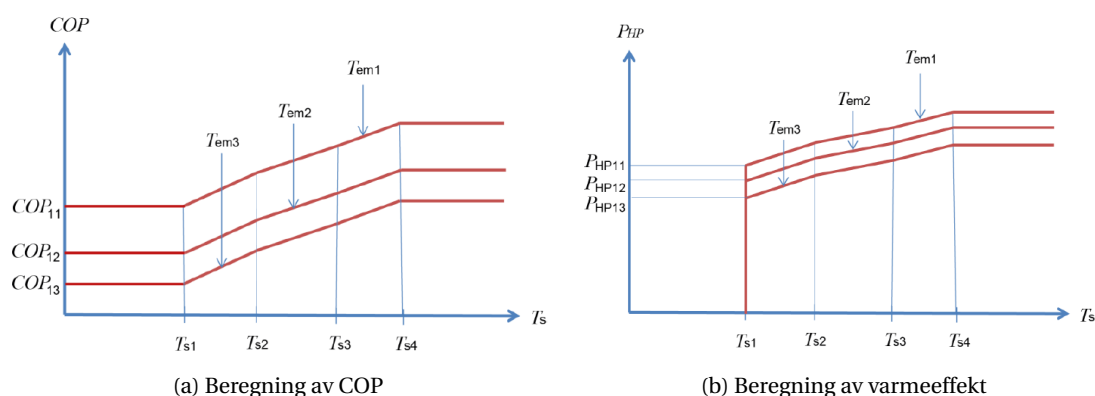
I tilfeller hvor temperaturen til kilden er lavere enn den laveste kildetemperaturen i ytelsesmatrisen, skal P_{HP} settes lik null og COP settes lik COP ved laveste kildetemperatur gitt i matrisen.

I tilfeller hvor utløpstemperatur fra kondensator er lavere enn laveste utløpstemperatur gitt i ytelsesmatrise, skal verdier for COP og P_{HP} benyttes ved laveste oppgitte utløpstemperatur i matrise.

I tilfeller hvor utløpstemperatur er høyere enn høyeste oppgitte utløpstemperatur gitt i ytelsesmatrisen, skal P_{HP} settes lik null og COP settes lik verdi ved høyeste oppgitte utløpstemperatur.

Merknadene som er beskrevet over, kommer tydelig illustrert i figur 25.

[31, s. 110]



Figur 25: Grafisk fremstilling av sammenheng mellom parametre som inngår i beregninger. [31, s. 109]

9.1.1 Anbefalte føringer

Verdiene presentert i tabell 15 er anbefalte minsteverdier for å kunne beregne ytelsen til varmepumpen med tilstrekkelig presisjon. Den tekniske veiledningen spesifiserer at dette er veiledende minsteverdier og at det kan være nødvendig med flere driftspunkter for å oppnå tilfredsstillende presisjon på resultatene.

Tabell 15: Anbefalte størrelse på ytelsesmatrise for ulike varmepumpe typer

Type varmepumpe	Min. antall T_s	Min. antall T_{em}	Min. antall driftspunkter
Luft/Luft	3	1	3
Luft/vann	3	2	6
Væske/vann	2	2	4

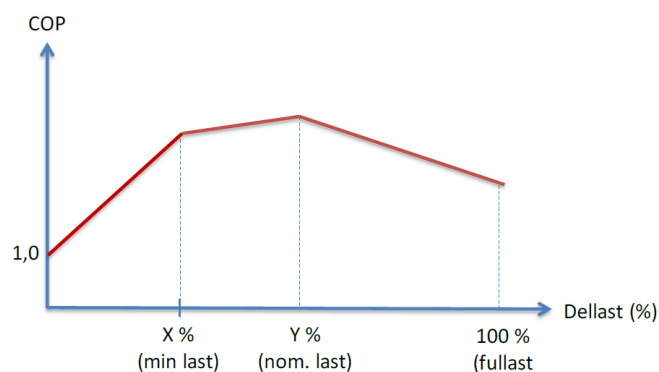
9.1.2 Modeller for delast

Vedlegg K.3 beskriver en forenklet metode for delastytelser.

For varmepumper med inverter styring benytter modellen seg av følgende tre driftspunkter.

-Full last

- Nominell last ved varmepumpens maksimale kapasitet
- Minimum last



Figur 26: Illustrasjon av driftspunkter benyttet ved dellastberegning for inverterstyrte varmepumper [32, s. 105]

Vedlegg K omtaler også en modell for varmepumper uten inverter styring (på/av), men den vil ikke bli omtalt i detalj her.

9.1.3 Veiledende varmepumpeytelser

I tilfeller hvor få driftspunkter er kjent, eksempelvis tidligfase, kan veiledende verdier fra vedlegg K.10 benyttes for å estimere ytelsen til varmepumpen. Tabeller med veiledende ytelser fra vedlegg K.10 i SN-NSPEK 3031:2020 for væske/vann luft/vann og luft/luft kan ses i vedlegg D.

9.2 Vurdering av beregningspresisjon for interpolasjonsmodell gitt i SN-NSPEK 3031:2020 og varianter av Gordon-Ng Schild

I dette kapittelet sammenlignes presisjonen til varmpumpemodell gitt i SN-NSPEK 3031:2020, mot to varianter av Gordon-Ng Schild modellen. Resultatene vil presenteres grafisk, samt oppsummeres i tabell 16 Oversikt over hvilke varmpumper som inngår i sammenligningen kan ses i tabell 22, vedlegg D. Modellenes presisjon analyseres ved følgende to scenarier:

-Beregning av ytelser (COP) ved tilgang på større mengde tekniske data.

For varmpumpemodell gitt i SN-NSPEK 3031:2020 vil dette bety beregning med ytelsesmatriser som overholder føringer gitt i tabell 15. For Gordon-Ng Schild variantene betyr dette at det gjøres parametertilpassing til hver enkelt varmpumpe.

-Beregning av ytelse (COP) ved kun ett tilgjengelig driftspunkt.

For varmpumpemodell gitt i SN-NSPEK 3031:2020 vil dette bety beregning vha. ytelsesmatriser med veiledende ytelser gitt i vedlegg K.10 i SN-NSPEK 3031:2020 [32, s. 114-116]. For Gordon-Ng Schild varianter innebærer dette at ett oppgitt driftspunkt benyttes til å beregne varmekapasitet som en lineær funksjon av kilde og avgivelsestemperaturer, før denne videre benyttes til å beregne momentan COP. Beregningsprosedyrer og ligninger for beregning med Gordon-Ng varianter finnes i vedlegg G

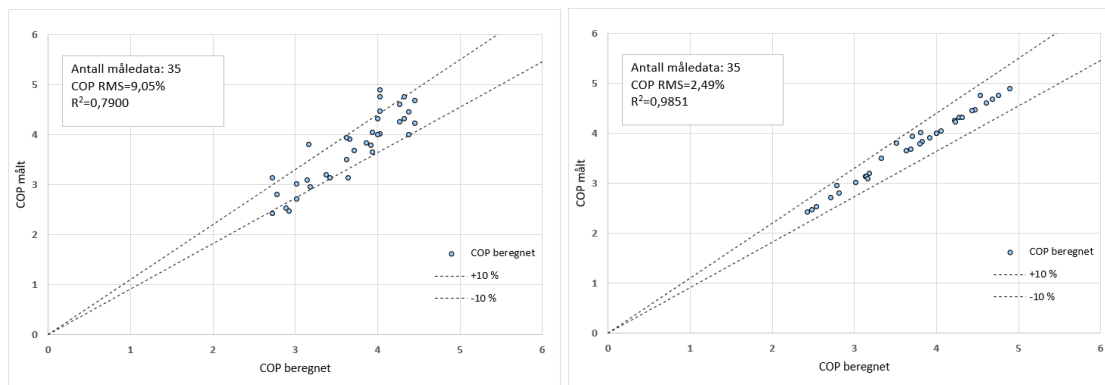
Det understrekes at test-forholdene som undersøkes i sammenligningen er ved varmpumpenes nominelle laster.

9.2.1 Modeller for luft/luft -varmpumper

Interpolasjonsmodell (SN-NSPEK 3031:2020)

I vedlegg K.10.3 tas det utgangspunkt i at driftspunktet som oppgis er ved fullast og høyeste kildetemperatur. For luft/luft varmpumper er dette satt til 7 °C i SN-NSPEK:3031:2020 [32, s. 108]. Avgivelsestemperatur er satt til 20 °C. Videre er det oppgitt korreksjonsfaktorer for kildetemperaturer på 2 °C og -15 °C ved full, nominell og laveste last. Tabell for veiledende ytelser for luft/luft varmpumper kan ses i vedlegg D

Resultat fra beregning av COP for luft/luft -varmpumper er gitt i figur 27.



(a) Beregnet COP vha. ett driftspunkt

(b) Beregnet COP ved minimum 1x3 ytelsesmatrise

Figur 27: COP for luft/luft varmepumper beregnet med varmepumpemodell gitt i SN-NSPEK 3031:2020.

I figur 27b er COP beregnet vha. et antall driftspunkter som er tilstrekkelig i hht. føringer gitt i tabell 15. Som man kan se av figuren er beregningspresisjonen svært god. Beregningslinjen viser naturligvis ingen ikke-lineære trender, og samlet RMS er på 2,49%. Modellen tilfredstiller med god margin krav til måleusikkerhet for varmekapasitet på 5% gitt i NS-EN 14511:2013

I figur 27a vises resultater beregnet vha. veiledende ytelses, se vedlegg D, figur 40. Måledata som er benyttet for å beregne de veiledende ytelsene i figur 40 er gjort med maksimal viftehastighet på varmepumpens innedel. På grunn av at luftmengden over kondensatoren normalt er noe lavere er det valgt å benytte en reduksjon på 10 % fra maksimal, til normal luftmengde. Dette kommer til uttrykk i korreksjonsfaktorene i tabell K.10 i SN-NSPEK3031:2020, se figur 40. [32, s. 116]

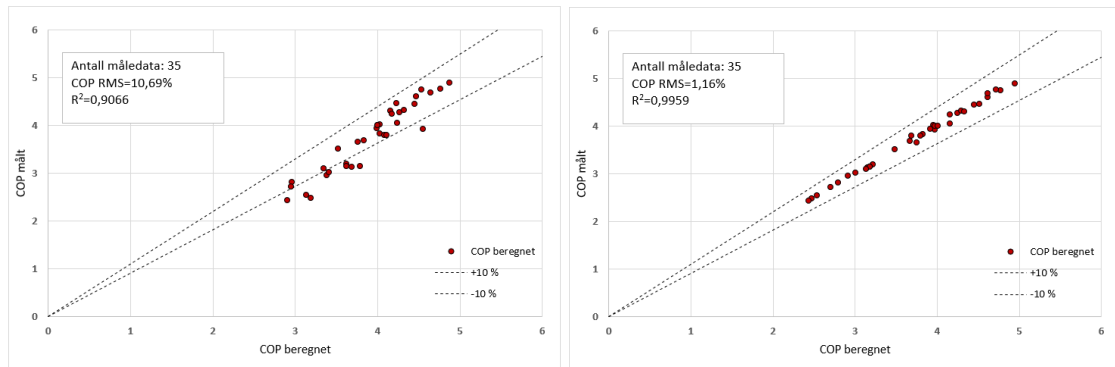
For å kunne sammenligne modellen mot Gordon-Ng Schild modellen med like forutsetninger, er det valgt å multiplisere alle korreksjonsfaktorer i figur 40 med $\frac{1}{0,9}$.

Resultatene fra beregning vha. veiledende ytelses viser at modellen yter relativt god presisjon selv med kun ett oppgitt driftspunkt. Totalt har modellen en RMS verdi på 9,05 % for de 7 varmepumpene som er undersøkt. Det er ingen markant skjevfordeling av over/-underestimering, noe som også underbygges av en normert MBE verdi på -0,1%.

Det gjøres oppmerksom på at majoriteten av datapunktene som er benyttet til beregning av COP er såkalte "mellomliggende" datapunkter. Med "mellomliggende" menes driftspunkter med tilhørende temperaturer som ligger innenfor laveste kildetemperatur og høyeste avgivelsestemperatur. Dette er av betydning da det er observert at presisjonen til modellen synker betraktelig for datapunkter som faller utenfor temperaturintervaller som definerer benyttet ytelsesmatrise.

Orginal Gordon-Ng Schild

Under presenteres og analyseres resultater fra beregning av COP for luft/luft varmepumper ved bruk av den originale, universelle Gordon-Ng Schild modellen.



(a) Beregnet COP vha. ett driftspunkt

(b) Modell kalibrert for hver enkelt varmepumpe

Figur 28: COP for luft/luft varmepumper beregnet med original Gordon-Ng Schild -modell

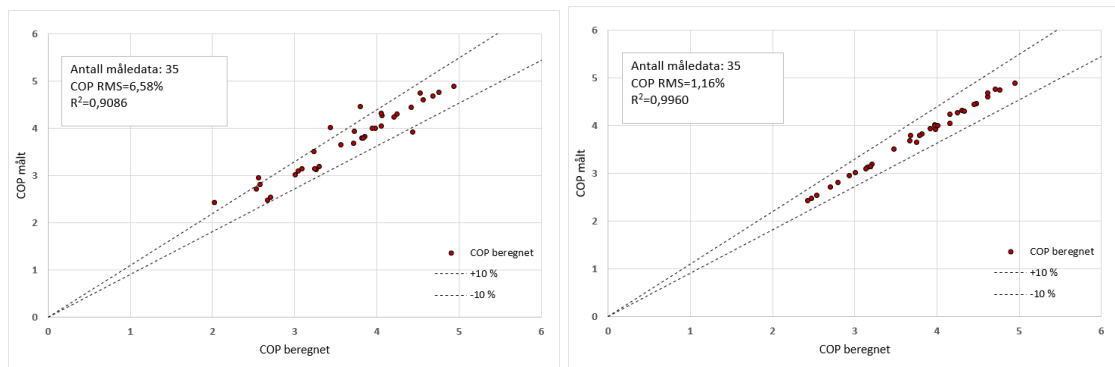
I figur 28b vises resultater hvor modell er kalibrert for hver enkelt varmepumpe. Validering av kalibrert modell er omtalt i detalj i kapittel 8.1 og 8, og vil derfor kun omtales konsist i dette kapittelet.

Figuren viser en komprimert beregningslinje med svært lite spredning. Det er ingen tydelig trend som indikerer over, eller underestimering, noe som underbygges av en MBE verdi på 0,03%, se tabell 17.

Ved ett oppgitt driftspunkt viser figur 28a at modellen gir relativt bra presisjon for luft/luft -varmepumper, med en RMS verdi på 10,49%. Det legges dog merke til at modellen virker å ha en bias som forårsaker en lineær trend som medfører en systematisk feil i form av overestimering. Dette underbygges også av en normalisert MBE -verdi på -6,28%.

Modifisert Gordon-Ng Schild

Under presenteres og analyseres resultater fra beregning av COP for luft/luft varmepumper ved bruk av den modifiserte Gordon-Ng Schild modellen, beskrevet i kapittel 5.4.3.



(a) Beregnet COP vha. ett driftspunkt

(b) Modell kalibrert for hver enkelt varmepumpe

Figur 29: COP for luft/luft varmepumper beregnet med modifisert Gordon-Ng Schild -modell

Figur 29b viser resultater fra beregning med kalibrert modell. Resultater fra validering av kalibrert modell omtales i detalj i kapittel 8.3, og vil derfor ikke omtales detaljert i dette kapittelet. Konsist analysert

kan det ut fra figur 29b sies at modellen har meget god presisjon for utvalget av varmepumper som er undersøkt. Modellen gir en MBE -verdi på 0,01% som er neglisjerbart.

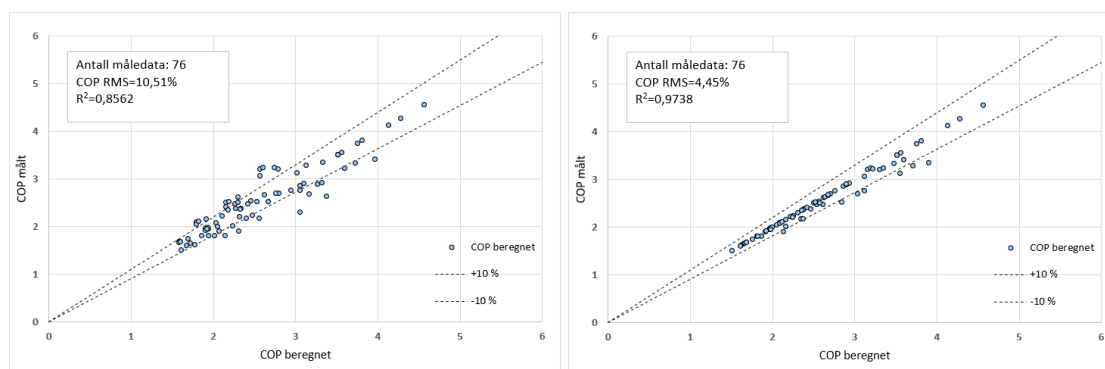
Figur 29a viser resultater hvor kun et driftspunkt er benyttet til å beregne varmeeffekt og COP. Majoriteten av beregningspunktene ligger innenfor avvik på $\pm 10\%$ av målt COP. Det observeres at modellen forårsaker enkelte avvikere fra den generelle trenden. Flesteparten av disse avvikerene er underestimerer, noe som gjør at modellen totalt sett underestimerer noe. En MBE på 2,14 % støtter også denne observasjonen. Modellen gir et totalt RMS -avvik på 6,58 %, noe som må kunne sies å være relativt god presisjon.

9.2.2 Modeller for luft/vann -varmepumper

Interpolasjonsmodell (SN-NSPEK 3031:2020)

For luft/vann -varmepumper tas det i vedlegg K.10.2 utgangspunkt i at driftspunkt ved full last er oppgitt ved laveste avgivelsestemperatur fra kondensator og høyeste kildetemperatur. Dette tilsvarer det mest optimale driftspunktet til varmepumpen, og er i SN-NSPEK 3031:2020 satt til hhv. 35 °C og 7 °C. [32, s. 115]

Vedlegget oppgir videre korreksjonsfaktorer for kildetemperaturer på 2°C og -15 °C og avgivelsestemperatur på 55 °C, ved full last, nominell last og minimumslast. Tabell for veiledende ytelser for luft/vann -varmepumper kan ses i vedlegg D. [32, s. 115]



(a) Beregnet COP vha. ett driftspunkt

(b) Beregnet COP ved minimum 1x3 ytelsesmatrise

Figur 30: COP for luft/vann varmepumper beregnet med varmepumpemodell gitt i SN-NSPEK 3031:2020.

Resultater fra beregning vha. ytelsesmatrise iht. tabell 15, ses i figur 30b. Som man kan se av figuren har modellene god presisjon for luft/vann -varmepumper. Med en RMS -verdi på 4,45% tilfredstilles krav til måleusikkerhet for varmekapasitet på 5% gitt i NS-EN14511:2013. En svakt tendens til overestimering vises i form av noen avvik fra den ellers meget rette og komprimerte beregningslinjen. Dette underbygges også av en MBE -verdi på -1,98%, se tabell 17.

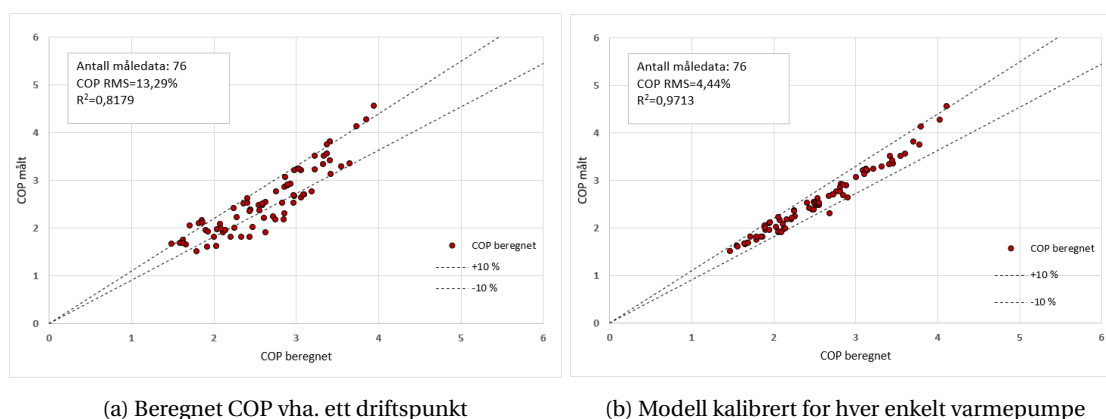
Beregning ved bruk av ett driftspunkt er presentert i figur 30a. Figuren viser at modellen gir god presisjon for luft/vann varmepumper, også ved bruk av veiledende ytelser. Det observeres ingen markant systematisk feil, noe som også underbygges av et marginalt MBE -avvik på -0,79%. Modellen gir en samlet RMS på 10,51 for de 8 varmepumpene som er undersøkt.

I likhet med luft/luft -varmepumper, gjøres det også her oppmerksom på at majoriteten av datapunk-

tene som er benyttet til beregning av COP er såkalte "mellomliggende datapunkter.

Original Gordon-Ng Schild

Som nevnt tidligere i kapittelet er resultater fra validering av kalibrert modell omtalt i detalj i kapittel 8.1 og 8, og vil derfor kun omtales konsist i dette kapittelet.



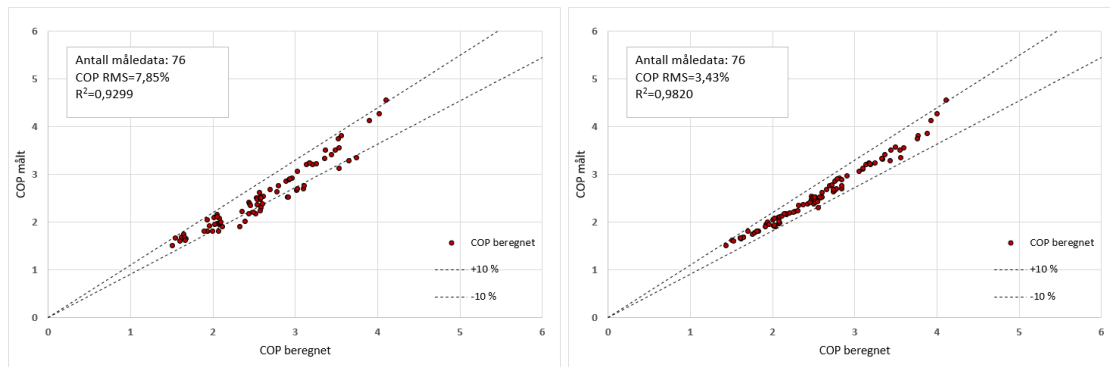
Figur 31: COP for luft/vann varmepumper beregnet med original Gordon-Ng Schild -modell

Figur 31b viser at den kalibrerte modellen har en presisjon som tilfredsstillende krav til måleusikkerhet for varmekapasitet på 5% gitt i NS-EN14511:2013. Modellen har en relativt samlet beregningslinje med unntak av noen få punkter. Det legges merke til at modellen har en ikke-lineær trend for målte COP-verdier større enn 4. Trenden resulterer i underestimering. Den kalibrerte modellen har en MBE-verdi på 0,2 % noe som videre underbygger mistanken om en bias som medfører underestimering.

Figur 31a viser resultater fra beregning med ett driftspunkt. Total RMS-verdi er på 13,29%, noe som tilsier at modellen har relativt god beregningspresisjon også ved kun ett oppgitt driftspunkt. Beregningslinjen har noe spredning, men er fremdeles av lineær karakter. Det observeres at de tre datapunktene for målt COP større enn 4, fremdeles underestimeres. Med unntak av disse punktene observeres det at modellen overestimerer en større del av beregningspunktene. Dette kommer også til uttrykk ved en normalisert MBE-verdi på -4,51%.

Modifisert Gordon-Ng Schild

Under presenteres og analyseres resultater fra beregning av COP for luft/vann varmepumper ved bruk av den modifiserte Gordon-Ng Schild modellen, beskrevet i kapittel 5.4.3.



(a) Beregnet COP vha. ett driftspunkt

(b) Modell kalibrert for hver enkelt varmepumpe

Figur 32: COP for luft/vann varmepumper beregnet med modifisert Gordon-Ng Schild -modell

Resultat fra kalibrert modell er omtalt i kapittel 8.3, og vil derfor ikke omtales i detalj i dette kapittelet. Beregning med ett oppgitt driftspunkt vises i figur 32a. Visuelt kan det observeres at modellen gir en relativt komprimert og lineær beregningslinje. Modellen underestimerer noe ved høyere COP -verdier. Disse avvikene virker å være tilnærmet identisk som for den kalibrerte modellen.

En trend som legges merke til er at beregningslinjen ligger noe lavt i $\pm 10\%$ -intervallet, noe som indikerer at modellen overestimerer. Beregnet, normalisert MBE på $-3,59\%$ underbygger denne observasjonen. Modellen gir et RMS -avvik på $7,85\%$.

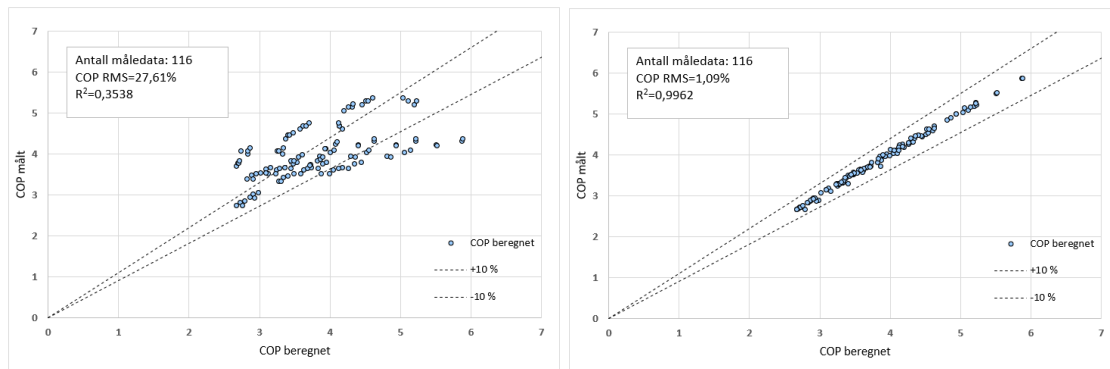
9.2.3 Modeller for væske/vann -varmepumper

Interpolasjonsmodell (SN-NSPEK 3031:2020)

For væske/vann tas det i vedlegg K10.1 utgangspunkt i at avgitt varmeeffekt og COP ved maksimal last er gitt ved middels temperatur på kilde og laveste avgitte temperatur fra kondensator. I SN-NSPEK er disse verdiene satt til hhv. $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ og $35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Vedlegg K.10.1 har tabell med korreksjonsfaktorer. For fulllast er det oppgitt korreksjonsfaktorer for kildetemperaturer på $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ og $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, ved fulllast, samt for avgivelsestemperatur på $55\text{ }^{\circ}\text{C}$. Tabellen oppgir også korreksjonsfaktorer for ulike avgivelsestemperaturer ved nominelle laster og minstelaster. Fullstendig tabell med veiledende ytelse for væske/vann varmepumper kan ses i vedlegg D. [32, s. 114]

Oversikt over væske/vann -varmepumper som inngår i sammenligningen kan ses i vedlegg D, tabell 22. Begrunnelsen for valg av inkluderte datasett er at de har datapunkter som fremstår som realistiske måleverdier, samt at datasettene muliggjør bruk av interpolasjonsmodellen i SN-NSPEK 3031:2020 [32]. Med dette menes først og fremst at datasettene har oppgitte driftspunkter som er egnet for å beregne ytelse ut fra veiledende ytelse gitt i vedlegg K.10 i SN-NSPEK 3031:2020. [32] I tillegg til dette muliggjør datasettene beregning av ytelse vha. matriser hvor de aller fleste målepunktene ligger innenfor ytelsene satt opp i beregningsmatrisene.

Samlet gjør dette det mulig å sammenligne interpolasjonsmodellen i SN-NSPEK 3031:2020 sine egenskaper til å beregne varmepumpeytelser opp mot varianter av Gordon-Ng Schild modellen, ved ulik tilgang til teknisk produktdata.



(a) Beregnet COP vha. ett driftspunkt

(b) Beregnet COP ved 3x3 ytelsesmatrise

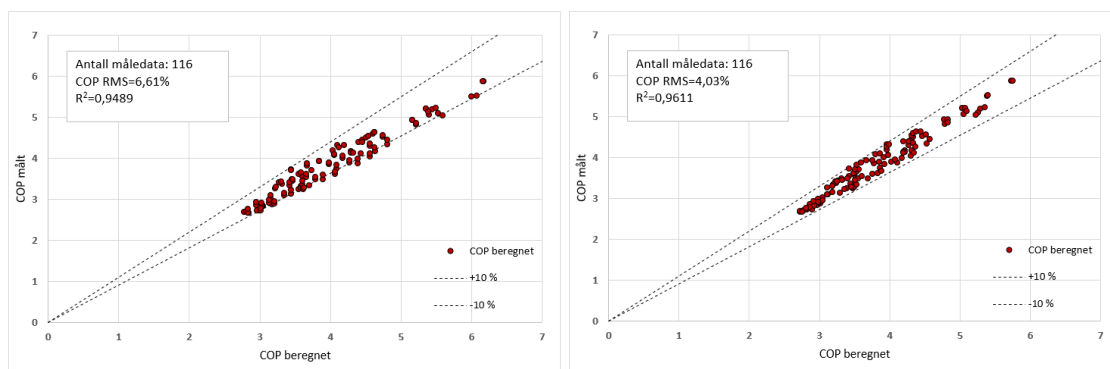
Figur 33: COP for væske/vann varmepumper beregnet med varmepumpemodell gitt i SN-NSPEK 3031:2020.

Figur 33b viser beregningsresultater ved benyttet ytelsesmatrise i hht. tabell 15. Modellen har en samlet RMS -verdi på 1,09%, noe som med god margin tilfredsstillter krav til måleusikkerhet for varmekapasitet på 5% gitt i NS-EN14511:2013. Med en normaliser MBE -verdi på -0,79%, virker modellen å overestimere marginalt for de unnersøkte varmepumpene. Dette er sannsynligvis ikke en bias, men heller en begrensning som følge av modellens generiske beregningsmetodikk.

I figur 33a presenteres resultater som er beregnet vha. veiledende ytelser. Som man kan se av figuren er det stor spredning i beregningspunkter. Samlet RMS -verdi er på 27,61 %, og beregningspunktene danner ikke en form av linær karakter. Beregnet normalisert MBE -verdi på -6,82 % indikerer kraftig overestimering.

Original Gordon-Ng Schild

Under presenteres og analyseres resultater fra beregning av COP for væske/vann varmepumper ved bruk av den originale, universelle Gordon-Ng Schild modellen. Som nevnt tidligere i kapittelet er resultater fra validering av kalibrert modell omtalt i detalj i kapittel 8.1 og 8, og vil derfor kun omtales konsist i dette kapittelet.



(a) Beregnet COP vha. ett driftspunkt

(b) Modell kalibrert for hver enkelt varmepumpe

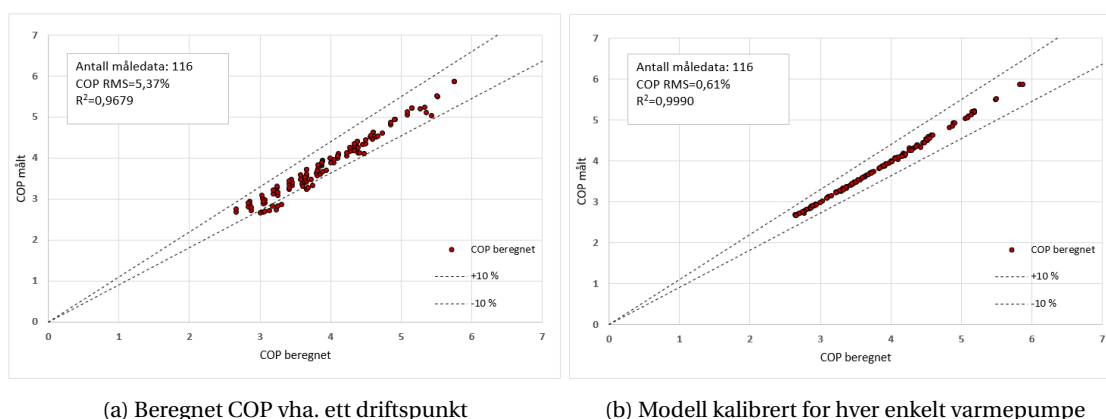
Figur 34: COP for væske/vann varmepumper beregnet med Original Gordon-Ng Schild -modell

Den kalibrerte modellen, figur 34b, viser at modellen yter god presisjon for væske/vann -varmepumper. Samlet har den kalibrerte modellen en RMS -verdi på 4,03 % og MBE -verdi på 0,1%.

Figur 34a, viser modellens presisjon med kun ett oppgitt driftspunkt. Som man kan se av figuren overestimerer modellen noe for majoriteten av beregningspunktene. Dette underbygges videre av beregnet MBE på -4,48%. På tross av dette danner beregningspunktene en rett og relativt komprimert beregningslinje, noe som indikerer god presisjon. Dette bekreftes av en lav RMS -verdi på 6,61%.

Modifisert Gordon-Ng Schild

Under presenteres og analyseres resultater fra beregning av COP for væske/vann varmepumper ved bruk av den modifiserte Gordon-Ng Schild modellen, beskrevet i kapittel 5.4.3.



Figur 35: COP for væske/vann varmepumper beregnet med modifisert Gordon-Ng Schild -modell

Resultater fra validering av kalibrert modell er omtalt i kapittel 8.3, og vil derfor ikke omtales detaljert her. Det kan kort sies at modellen med et RMS -avvik på 0,61% gir utmerket presisjon for utvalget av væske/vann -varmepumper som er undersøkt.

Figur 35a viser resultater fra beregning med ett oppgitt driftspunkt. Det oppserves at modellen gir god samling og ingen markante avvikere i beregningslinjen. Beregningslinjen ligger noe lavt i avviksintervallet på $\pm 10\%$, noe som igjen indikerer en lett overestimering, noe som støttes av en MBE verdi på -3,03%. Modellen har totalt sett en meget bra presisjon med et RMS -avvik på 5,37%.

9.3 Oppsummering av resultater fra sammenligning av Gordon-Ng Schild varianter og varmpumpemodell gitt i SN-NSPEK 3031:2020

Tabell 16: Tabelloversikt over resultater fra validering av interpolasjonsmodell gitt i SN-NSPEK, for ett og flere oppgitte driftspunkter

Interpolasjonsmodell gitt i SN-NSPEK 2020	Modell for type varmpumpe	Benyttet matrise	Antall varmpumper	Antall måledata	R ²	MBE %	RMS %
Ett oppgitt driftspunkt	Luft/luft	-	7	35	0,7900	-0,1	9,05
	Luft/vann	-	8	76	0,8562	-0,79	10,51
	Væske/vann	-	8	116	0,3538	-6,82	27,61
Flere oppgitte driftspunkter	Luft/luft	1x3	7	35	0,9851	1,04	2,49
	Luft/vann	3x3	8	76	0,9738	-1,98	4,54
	Væske/vann	3x3	8	116	0,9962	-0,79	1,09

Tabell 17: Tabelloversikt over resultater fra validering av original Gordon-Ng Schild modell, for ett og flere oppgitte driftspunkter

Original universell Gordon-Ng Schild modell	Modell for type varmpumpe	Antall varmpumper	Antall måledata	R ²	MBE %	RMS %
Ett oppgitt driftspunkt	Luft/luft	7	35	0,9066	-6,28	10,69
	Luft/vann	8	76	0,8179	-4,51	13,29
	Væske/vann	8	116	0,9489	-4,48	6,61
Flere oppgitte driftspunkter (Modell kalibrert for hver varmpumpe)	Luft/luft	7	35	0,9959	0,03	1,16
	Luft/vann	8	76	0,9713	0,20	4,44
	Væske/vann	8	116	0,9611	0,10	4,03

Tabell 18: Tabelloversikt over resultater fra validering av modifisert Gordon-Ng Schild modell, for ett og flere oppgitte driftspunkter

Modifisert Gordon-Ng Schild -modell, variabel ΔS	Modell for type varmpumpe	Antall varmpumper	Antall måledata	R ²	MBE %	RMS %
Ett oppgitt driftspunkt	Luft/luft	7	35	0,9086	2,14	6,58
	Luft/vann	8	76	0,9299	-3,59	7,85
	Væske/vann	8	116	0,9679	-3,03	5,37
Flere oppgitte driftspunkter (Modell kalibrert for hver varmpumpe)	Luft/luft	7	35	0,9960	0,01	1,16
	Luft/vann	8	76	0,9820	0,07	3,43
	Væske/vann	8	116	0,9990	0,00	0,61

10 Diskusjon

10.1 Overordnet gjennomgang av arbeid

I de første ukene av masterprosjektet ble det arbeidet med å utvikle en geometrisk varmpumpemodell. Ideen var at modellen skulle basere seg på geometrien til arbeidsmediers metningslinjer i T_s -diagrammet. I arbeidet med den geometriske modellen ble det også analysert og kalibrert et utvalg arbeidsmediemodeller for approksimering av termodynamiske egenskaper langs metningslinjen. Disse modellene var planlagt å benytte inn i den geometriske varmpumpemodellen.

Det lyktes ikke med å utvikle en geometrisk modell, og det ble derfor fastslått at det i stedet skulle gjøres et forsøk på å videreutvikle Gordon-Ng Schild modellen, som allerede er implementert i TEK-sjekk for luft/luft og luft/vann-varmpumper.

Bakgrunnen for oppgaven er blant annet resultater observert i en masteroppgave av Devold B. [14], hvor Gordon-Ng Schild modellen virket å ha systematiske feil som forårsaket ikke-lineære trender i form av krumninger i beregningslinjene til luft/vann og væske/vann-varmpumper. En hypotese ble satt hvor det ble antatt at dette hadde en sammenheng med metningslinjens geometri i form av at den er bred ved lavere temperaturer og smalner til ved høyere temperaturer. I tillegg til dette ble det satt en hypotese som tilsa at entropiproduksjonen, som i Gordon-Ng Schild behandles som konstant, i realiteten burde være variabel, og at beregningspresisjonen kunne forbedres ved å ta høyde for dette.

Før arbeidet med en nye varianter av Gordon-Ng Schild modellen, ble det bestemt å gå igjennom datasettene som ble benyttet i oppgaven til Devold B [14]. Ved observasjon ble det funnet at flere av datasettene som var benyttet mest sannsynlig ikke besto av bare måledata, men delvis eller fullstendig genererte datapunkter. Som følge av dette funnet ble det tatt en beslutning om å kategorisere og filtrere datasettene etter føringer for temperaturforhold gitt i [34]. På denne måten ble mengden data man hadde i utgangspunktet ofret til fordel for kvaliteten på datasettene. Med kvalitet siktes det til reelle måleverdier.

I lys av funnene beskrevet i forrige avsnitt ble det bestemt at også den originale Gordon-Ng Schild modellen skulle valideres på nytt med filtrerte datasett. Motivasjonen til en ny validering, lå i å finne ut av om modellen fremdeles ville gi systematiske feil ved beregning av COP, noe den ikke gjorde. Med filtrerte datasett fikk man en betydelig forbedring i beregningsresultater. Dette taler på en side mot hypotese 1, omtalt i kapittel 2.1, om at krumningen har sammenheng med metningskurvens geometri nær kritisk temperatur. På en annen side kan det argumenteres for at det er for liten mengde data, fra for få produsenter til å hevde at krumningen ikke henger sammen med metningskurvens geometri. Dette vil diskuteres videre i kapittel 10.2

Videre ble det videreutviklet og validert tre varianter av Gordon-Ng Schild-modellen. Den første tar hensyn til at det ekvivalente varmetapet fra varmpumpen blir større ved økt kondensatortemperatur. De to andre variantene tar hensyn til at entropiproduksjon ikke er konstant. De to sistnevnte uttrykker den indre entropiproduksjonen ulikt.

I kapittel 10 vil kun resultatene fra den originale Gordon-Ng Schild-modellen, og den modifiserte modellen beskrevet i kapittel 5.4.3 omtales, da disse er de mest aktuelle å jobbe videre med, eventuelt implementere i TEK-sjekk. Resultatene fra validering diskuteres i kapittel 10.2

Etter validering av modifiserte Gordon-Ng Schild varianter, viste det seg at modellen med variabel

entropiproduksjon, beskrevet i kapittel 5.4.3 og validert i kapittel 8.3 ga de beste resultatene. Modifisert Gordon-Ng Schild variant, 3, kapittel 5.4.3, ble derfor valgt til å sammenlignes med den originale Gordon-Ng Schild -modellen og interpolasjonsmodellen gitt i SN-NSPEK:3031:2020 [32], i kapittel 9.2. Resultatene fra sammenligningen diskuteres i kapittel 10.3

10.2 Original Gordon-Ng Schild -modell og modifisert variant, 3

I dette kapittelet vil resultater diskuteres opp imot teori og hypoteser omtalt i oppgaven. Videre vil presisjonen til den originale Gordon-Ng Schild modellen og modifisert modell beskrevet i kapittel 5.4.3, diskuteres for alle tre varmepumpe typer. Til forskjell fra gjennomgang av ytelsen til samtlige modifiserte Gordon-Ng Schild modeller gitt i kapittel 8.4, vil den originale og modifiserte modellen her diskuteres opp mot teori og hypoteser i større grad enn det som ble gjort i kapittel 8.4. Deretter vil den fysiske signifikansen til Gordon-Ng Schild -variantenes koeffisienter diskuteres opp mot teori og observasjoner fra tidligere arbeid i kapittel 10.2.4.

10.2.1 Beregningspresisjon for luft/luft varmepumper ved nominelle laster

Etter filtrering av datasett er det luft/luft -varmepumper som har færrest målepunkter benyttet til validering. Totalt er det benyttet 70 datapunkter fra 14 varmepumper, noe som er en drastisk nedgang fra de totalt 1444 datapunktene fra 22 varmepumper, benyttet av Devold i sin masteroppgave [14, s. 26].

Begge modellene yter meget godt for luft/luft -varmepumper ved nominelle laster. Ingen av de 14 varmepumpene som inngår i valideringen overskrider krav til måleusikkerhet for varmekapasitet gitt i NS-EN 14511-3 [35], (se tabell 3 og 12). Totalt har den originale og modifiserte modellen gjennomsnittlige RMS -avvik på hhv. 1,78% og 1,43%.

Den originale modellen viser seg å underestimere totalt 53% av datapunktene. Det påpekes at avvikene er av liten størrelsesorden, noe som underbygges av beregnet MBE på 0,046%, som tilsier en marginal total underestimering. Den modifiserte varianten underestimerte for 60% av datapunktene. Igjen indikerer dog en MBE -verdi på 0,014% av den totale underestimeringen er svært liten.

Som omtalt i kapittel 7 og 8.3 har både den originale og modifiserte modellen god samling i beregningslinjene uten avvikere, noe som også kommer til uttrykk gjennom absolutte maksimale avvik på hhv. 0,15 og 0,13.

Totalt sett observeres det at det er liten forskjell i beregningspresisjon for de to modellene for luft/luft -varmepumper. Dette kan på en side tale mot hypotese 2, satt i kapittel 2.1, som sier at beregningspresisjon kan forbedres ved å ta hensyn til at entropiproduksjon varierer med kompressorarbeid. På en annen side gjøres det oppmerksom på at datasettene som er benyttet til validering av luft/luft varmepumper har relativt relativt liten differanse mellom fordamper og kondensatortemperaturer i forhold til eksempelvis luft/vann -varmepumper. Noe som ytterligere underbygger plausibiliteten til hypotese 2, er teori gitt i vedlegg A.2 og A.4.

10.2.2 Beregningspresisjon for luft/vann varmepumper ved nominelle laster

For luft/vann -varmepumper inngår 9 varmepumper med tilhørende 92 datapunkter i valideringen av de to Gordon-Ng Schild -variantene ved nominale laster. I likhet med for luft/luft -varmepumper er også dette en vesentlig mindre datamengde enn de 385 datapunktene for 11 varmepumper benyttet av Devold [14, s. 28-29]. For luft/vann har både den originale og modifiserte varianten av Gordon-Ng Schild -modellen relativt god presisjon med gjennomsnittlig RMS avvik på hhv. 4,3% og 3,26%. For

begge modellene er det kun en varmepumpe som overskrider RMS -avvik på 5%. For den originale modellen er dette varmepumpe nr. 36, og for den modifiserte er det varmepumpe nr. 26. Det observeres at varmepumpe nr.26, marginalt overskrider et RMS -avvik på 5% for den modifiserte modellen.

Som beskrevet i kapittel 8.3 observeres en ikke-lineær trend i beregningslinjen for luft/vann -varmepumper, ved målt COP større enn 4. Denne trenden som indikerer underestimering, er observert for samtlige Gordon-Ng Schild -modeller validert i denne oppgaven. Ved analyse av resultater fra validering er det funnet ut at disse punktene stammer fra samme produsent.

Den originale Gordon-Ng Schild modellen underestimerer 50% av datapunktene. Med unntak av avvikene omtalt i forrige avsnitt, observeres ikke underestimeringen som en markant trend grafisk, men støttes av en beregnet MBE på 0,185%. Dette er vel og merke en relativt lett underestimering. Modellen har dog enkelte avvikere også ved lavere målte COP -verdier, som observeres grafisk. Modellen har for luft/vann -varmepumper et absolutt maksimalt avvik på 0,45. Dette er vesentlig større enn maksimalt avvik for luft/luft -varmepumper, og skyldes de omtalte enkelte avvikene som også kan observeres grafisk.

Den modifiserte modellen underestimerer også over halvparten av datapunktene, totalt 55,4%. Også for denne modellen er avvikene relativt små, noe som underbygges av en normalisert MBE -verdi på 0,06%. Modellen har ingen tydelige avvikere som kan observeres grafisk, foruten om underestimertene for målt COP større enn 4. Modellens absolutte avvik er i likhet med den originale modellen på 0,45.

Det observeres at den modifiserte modellen har en noe bedre beregningspresisjon enn originalen vurdert ut fra individuelle og gjennomsnittlige RMS -avvik. Dette underbygger hypotese 2, beskrevet i kapittel 2.1. Det observeres også av resultatene at krummingen av beregningslinje, observert av Devold [14, s. 38], ikke er tilstede for verken den originale eller den modifiserte modellen. Dette vil si at modellene ikke gir denne typen systematiske avvik ved bruk av filtrerte datasett. Denne observasjonen støtter ikke den hypotese 1, satt i kapittel 2.1, som hevder at omtalt krumming har sammenheng med geometrien til metningslinjen til arbeidsmediet.

Den lette ikke-lineære trenden som indikerer underestimering ved høyere og lavere COP er dog tilstede for begge modellene. Det påpekes at de fremtredende datapunktene i denne trenden stammer fra samme produsent, og observeres for samtlige validerte modeller i denne oppgaven. Dette kan tolkes som at problemet ligger i datasettet. Noe som kan tenkes å være en potensiell kilde til trenden er frostsikring av varmepumpene. I valideringen er det ikke tatt hensyn til at varmepumpene som er undersøkt kan ha punkter i datasettene hvor frostsikring er aktiv, noe som påvirke COP -verdien negativt. Sett fra et annet perspektiv kan det argumenteres for at det kan være en systematisk feil i modellen som medfører underestimeringen.

10.2.3 Beregningspresisjon for væske/vann varmepumper ved nominelle laster

Ved validering av original Gordon-Ng Schild modell og modifisert modell for væske/vann varmepumper ved nominelle laster, inngår 116 datapunkter fra totalt 8 varmepumper. Som for luft/luft og luft/vann -varmepumper er også mengden data mindre enn i masteroppgaven til Devold [14], hvor det ble brukt 369 datapunkter fra 9 varmepumper.

I tidligere arbeid [14], er det dokumentert at den originale Gordon-Ng Schild modellen har svakest presisjon for væske/vann -varmepumper undersøkt ved nominelle laster. Som følge av filtrering av datasett, observeres det i denne oppgaven at original Gordon-Ng Schild ved nominelle laster yter mar-

kant bedre presisjon enn det som er dokumentert i [14].

Den originale modellen har et gjennomsnittlig RMS-avvik på 4,03%, noe som tilfredstiller krav til måleusikkerhet for varmekapasitet gitt i NS-EN 14511:2013 på 5% [35]. Det observeres også at beregningsresultater for samtlige væske/vann varmpumper tilfredstiller dette kravet, individuelt. Modellen gir en lett spredning av beregningspunkter, men visuelt er det vanskelig å si noe om over eller underestimerende trender. Numerisk så observeres det dog at modellen underestimerer for 49,15% av datapunktene. Dette tilsier en tilnærmet identisk fordeling av overestimerte og underestimerte datapunkter, og at det derfor ikke finnes grunnlag for å hevde at modellen har systematiske feil som forårsaker overestimerende eller underestimerende trender i særlig grad. Denne påstanden underbygges også av en beregnet MBE -verdi på 0,1%, som sammen med absolutt maksimalt avvik på 0,35, tilsier en total lett underestimering uten avvik av betydelig størrelsesorden.

Når det gjelder den modifiserte modellen, observeres en utmerket god presisjon for utvalget av væske/vann varmpumper som inngår i valideringen. Samlet gir modellen et RMS -avvik på 0,61%. Ved analyse av beregningsplott sammen med gitt samlet RMS -avvik går det frem som intuitivt at samtlige varmpumper også her tilfredstiller krav gitt i NS-EN 14511:2013-3 [35].

Ut ifra analyse av beregningsplott er det ikke mulig å observere markante over eller underestimerende trender. Totalt underestimerer modellen for 45,7% av datapunktene. Med et absolutt maksimalt avvik på 0,07 og en beregnet MBE -verdi på -0,001% tilsier dette at modellen har en marginal og neglisjerbar overestimerende trend.

Gjeldende for både den originale Gordon-Ng Schild modellen, og den modifiserte modellen beskrevet i kapittel 5.4.3, er at ikke-lineære trender i beregningslinje observert i tidligere arbeid [14], ikke er tilstede i beregningsresultatene. Dette taler mot hypotese 1, satt i kapittel 2.1, som hevder at det er korellasjon mellom krummingen observert i plott av beregningsresultater, og geometrien til metningslinjen til arbeidsmedier.

Angående presisjonen til de to modellene er det tydelig at den modifiserte Gordon-Ng Schild varianten gir betydelig bedre presisjon ved beregning av COP ved nominelle laster. Dette støtter hypotese 2, omtalt i kapittel 2.1, som hevder at beregningspresisjonen til modellen kan forbedres ved å ta hensyn til varierende entropiproduksjon.

10.2.4 Drøfting av modellenes koeffisienter og deres fysiske relevans

Hva angår koeffisientene som inngår i modellene vil disse gjennomgås for hver modell. Først vil koeffisienter relevant for den originale Gordon-Ng modellen drøftes opp mot teori og tidligere arbeid. Deretter vil den modifiserte varianten av Gordon-Ng Schild, beskrevet i kapittel 5.4.3, drøftes på tilsvarende måte.

Devold observerte i sin masteroppgave [14], at beregningsresultatene for en rekke varmpumper ble best når den interne entropiproduksjonen, ΔS , var svært lav. For en del av varmpumpenedokumenterte han at beregnet ΔS lik null, og for enkelte varmpumper hevdet Devold også at beregningspresisjonen ble best for negative verdier av ΔS . Negative verdier av ΔS er ikke fysisk oppnåelig grunnet irreversibiliteter, se vedlegg A.3 for utdypende teori angående denne tematikken.

I denne oppgaven er beregnede verdier av ΔS for den originale modellen sammenlignbare med resultatene dokumentert av Devold. Spesielt for luft/vann og væske/vann -varmpumper beregner Gordon-

Ng Schild svært lave verdier av ΔS . I denne oppgaven er ΔS begrenset til positive verdier i regresjonsanalysen. Dette medfører for en stor del av varmpumpene, spesielt luft/vann og væske/vann at de får verdier av ΔS som er lik null. Dette kan argumenteres for at dette svekker troverdigheten til koeffisientens fysiske signifikans. En annen mulighet er at verdiene av koeffisientene skjefordeles grunnet at ΔS i realiteten varierer med mengden tilført kompressorarbeid.

Q_{eqv}^L omtales blant annet av Reddy og Jiang [19, s. 11] [18], som den mest usikre og dårligst identifiserte parameteren i modellen. Devold observerte i sin masteroppgave [14], svært stor spredning i forhold mellom varmpumpenes nominelle varmekapasitet og Q_{eqv}^L . For enkelte varmpumper ble det funnet at Q_{eqv}^L var større enn varmpumpens nominelle varmekapasitet, noe som igjen ikke er oppnåelig sett fra et fysisk perspektiv. Tilsvarende spredning og tidvise urealistiske verdier ble også observert i denne oppgaven. Leddet som inneholder Q_{eqv}^L i Gordon-Ng Schild-modeller gir i utgangspunktet et relativt lite bidrag til den totale beregnede COP-verdien. Det kan tenkes at størrelsesordenen av Q_{eqv}^L derfor varierer mye for å eventuelt kompensere for en underestimert av ΔS . I denne oppgaven er det dog ikke funnet konkrete resultater som kan underbygger denne påstanden. R representerer varmevekslerenes samlede termiske resistans. Det er gjennomgående moderat til mindre spredning av denne koeffisienten, selv om det også for denne er markante variasjoner.

Videre i kapittelet vil beregnede verdier av koeffisientene som benyttes i den modifiserte varianten av Gordon-Ng Schild diskuteres.

For å fortsette med den termiske resistansen, R , skal denne i utgangspunktet ikke avvike vesentlig fra resultater oppnådd med den originale Gordon-Ng Schild modellen. Ut ifra analyse av resultater gitt i kapittel 7 og 8.3 kan det bekreftes at det ikke er variasjoner av særlig størrelse for verdier av den termiske resistansen. At R beregnes til relativt like verdier for begge modellene kan betraktes som en observasjon som øker den modifiserte modellens troverdighet, da det indikerer at modifiseringene gjort i den nye modellen ikke påvirker beregningen av termisk resistans i særlig grad.

Når det gjelder den interne entropiproduksjonen, beregnes ikke den som en konstant i Gordon-Ng Schild modifikasjon, 3 (kapittel 5.4.3). På grunnlag av dette kan entropiproduksjonen til de to modellene kun sammenlignes overordnet eller gjennomsnittlig. Som omtalt tidligere i kapittelet, beregnet den originale modellen ΔS til tilnærmet lik null for majoriteten av luft/vann og væske/vann-varmpumpene. Til sammenligning beregnet den modifiserte modellen kun ΔS til null for en varmpumpe. Dette var varmpumpe nr. 16, se tabell 12.

Ved regresjonsanalyse gjennomført i valideringsprosessen ble koeffisient F_1 begrenset til verdier større eller lik null. Grunnen til denne begrensningen var å sikre at modellen ikke beregnet negative verdier for ΔS . Dette betyr at modellen hadde mulighet til å beregne ΔS til null på samme måte som for den originale modellen. Det påpekes at denne koeffisienten påvirkes av hvilke entropidifferanser som benyttes til å beregne s_f i ligning 48, og at s_f benyttet i modifisert variant 3 potensielt bør justeres for å videre styrke den fysiske relevansen til beregnet ΔS .

Den gjenværende koeffisienten som benyttes til å beregne entropiproduksjonen er da F_2 . Da denne representerer eksponenten av forholdet av entropidifferansen til arbeidsmediet mellom metningslinjene i fordampere og kondensator, ble enkelte begrensninger lagt inn. Intervallet til F_2 ble begrenset slik at forholdet ikke kunne overskride forhold i differanse mellom kondensatortemperatur lik kritisk temperatur, og typisk fordampertemperatur for typen varmpumpe. Fra valideringsresultatene, kapittel 8.3, ble det observert at maksimumene for denne koeffisienten kun ble nådd for enkelte varmpumper. Dette kan tenkes å underbygge troverdigheten til beregningsmetodikken til entropiproduksjoen.

Det påpekes at intervallet for F_2 kan være satt noe konservativt. Dette kan ha påvirket beregningsresultatene, og også beregnet verdi for enkelte av koeffisientene i modellen.

I den modifiserte modellen, observeres det også store variasjoner og tidvis urealistiske verdier av varmepumpens ekvivalente varmetap, Q_{eqv}^L . I valideringsprosessen er det ikke lagt inn begrensninger på Q_{eqv}^L . Resultater fra validering gitt i kapittel 8.3 viser at Q_{eqv}^L beregnes til negativ verdier for de fleste luft/luft og væske/vann -varmepumpene. For de fleste luft/vann -varmepumpene er Q_{eqv}^L større enn varmepumpenes nominelle varmekapasitet. Dette er ikke fysisk oppnåelig, og er sammenlignbart med resultater observert av Devold [14]. Resultatene svekker naturligvis troverdigheten til koeffisienten med tanke på dens fysiske signifikans. Potensielt burde Q_{eqv}^L avgrensnes til positive verdier i valideringsarbeidet. Det er mulig at dette også ville gitt mer troverdige verdier for de resterende koeffisientene med tanke på deres fysiske signifikans.

I utgangspunktet skal Gordon-Ng modellen (for kjølmaskiner) kunne brukes til feilsøking av kjølemaskiner ved hjelp av koeffisientene med fysisk relevans. Dette bør da også være direkte overførbart til Gordon-Ng Schild (for varmepumper). Ut ifra resultatene som presenteres i denne oppgaven, samt tidligere arbeid [14], er det opplagt at det kan stilles spørsmål rundt troverdigheten til koeffisientenes fysiske signifikans. Dette gjelder både den for originale Gordon-Ng Schild modellen, og den modifiserte modellen med variabel indre entropiproduksjon. På en annen side er det viktig å påpeke en mistanke som angår modellenes følsomhet til data som benyttes til kalibrering av modellen. For å få tydeligere klarhet i dette bør modellen kalibreres mot datasett som utelukkende består av måledata, med tilstrekkelig utvalg av målepunkter. En delkonklusjon som er klar er at modellene, kalibrert med datasett benyttet i denne oppgaven, ikke kan benyttes til å feilsøke varmepumper ved analyse av modellenes regresjonskoeffisienter. At modellene er egnet for approksimasjon av COP med beregnede koeffisienter er fremdeles plausibelt, og diskuteres videre i kapittel 10.3.

10.3 Gordon-Ng Schild varianter sammenlignet med varmepumpemodell gitt i SN-NSPEK:3031:2020

I dette kapittelet vil resultatene fra sammenligning av original Gordon-Ng Schild, modifisert Gordon-Ng Schild variant, 3, og varmepumpemodell beskrevet i SN-NSPEK:3031:2020 diskuteres opp mot hverandre, teori og hypoteser. I diskusjonen vil det særlig legges vekt på modellenes evne til å beregne COP ved ett oppgitt driftspunkt, da dette er av størst interesse og at det sannsynligvis er der de største forskjellene vil observeres.

10.3.1 Luft/luft varmepumper

Resultatene presentert i kapittel 9.2.1, omhandler de tre modellenes presisjon for luft/luft -varmepumper med ett og flere oppgitte driftspunkter.

For flere oppgitte driftspunkter yter de tre modellene meget godt og samtlige har et gjennomsnittlig RMS -avvik mindre en 2,5%. Ved kun ett oppgitt driftspunkt observeres det noe mer variasjon i beregningsresultatene. Den originale Gordon-Ng Schild modellen har dårligst presisjon med en gjennomsnittlig RMS -verdi på 10,49%. Analyse av resultatene viser også at modellen har en gjennomgående tendens til å overestimere for lavere verdier av målt COP. På tross av tidvis urealistiske koeffisienter, diskutert i kapittel 10.2.4, gir modellen relativt gode beregningsresultater selv ved kun ett oppgitt driftspunkt. Ut ifra dette kan det argumenteres for at modellens koeffisienter er karakteristisk for hver enkelt varmepumpekategori, og at Gordon-Ng Schild modellens trygt kan benyttes til å beregne varmeeffekt og COP ved nominelle laster, i og utenfor kalibreringsområdet.

Interpolasjonsmodellen har noe bedre presisjon med en gjennomsnittlig RMS -verdi på 9,05 %. Ved analyse av resultatene er det ikke funnet grunn til å hevde at modellen har noen form for bias avdekket ved underestimering, eller overestimering. Det henvises dog til sentrale faktorer som omtales i slutten av dette kapittelet, da disse kan være av stor betydning for modellens beregningspresisjon.

Ved kun ett oppgitt driftspunkt har den modifiserte Gordon-Ng Schild varianten den beste presisjonen av de tre modellene. For nominelle laster har modellen et gjennomsnittlig RMS -avvik på 6,58 %, noe som er betydelig lavere enn for de to andre modellene. I likhet med for den originale Gordon-Ng modellen, kan det også her argumenteres for at modellen trygt kan benytte seg av koeffisienter som er karakteristisk for varmpumpekategorien, til å beregne avgitt varmeeffekt og COP ved nominelle laster. Det at denne modellen gir vesentlig mer presise beregningsresultater enn den originale, underbygger hypotese 2, beskrevet i kapittel 2.1. For å gjengi hypotesen, hevder den at beregningspresisjonen kan forbedres ved å ta hensyn til variabel entropiproduksjon.

Det gjøres oppmerksom på at datasettene til hver enkelt luft/luft -varmpumpe inneholder relativt få datapunkter etter filtrering. Ettersom SN-NSPEK:3031:2020 oppgir føringer angående minste anbefalte størrelser på ytelsesmatriser, medfører dette at færre av punktene beregnes, men derimot legges inn i ytelsesmatrisene. Det kan argumenteres for at man optimalt burde benytte datasett med større mengder data, for å belyse SN-NSPEK modellens beregningspresisjon ved flere oppgitte driftspunkter. Dette kan betraktes som en svakhet i oppgaven.

Det påpekes også at datapunktene som er benyttet for luft/luft varmpumper, er driftspunkter som ligger innenfor høyeste og laveste kilde og avgivelstemperaturer i ytelsesmatrisene som er SN-NSPEK modellen benytter til å beregne COP. Dette er viktig å være klar over da det er observert at modellens beregningspresisjon synker betraktelig hvis datasett inneholder driftspunkter som faller utenfor temperaturintervallene som defineres av ytelsesmatrisene.

10.3.2 Luft/vann varmpumper

Resultatene presentert i kapittel 9.2.2, omhandler de tre modellenes presisjon for luft/vann -varmpumper med ett og med flere oppgitte driftspunkter, ved nominelle laster.

Ved flere oppgitte driftspunkter yter alle tre modellene godt, og samtlige har et gjennomsnittlig RMS -avvik mindre en 4,5%. Interpolasjonsmodellen har enkelte avvikere som stammer fra et lite utvalg av driftspunkter som faller utenfor temperaturintervallet som defineres av valgte ytelsesmatriser. Hvilke driftspunkter man legger inn i ytelsesmatrisene dikterer i stor grad beregningspresisjonen til modellen. Det argumenteres derfor for viktigheten av å vurdere og velge fornuftige driftspunkter som skal benyttes i matrisene.

Årsaken til at enkelt av driftsforholdene faller utenfor ytelsesmatrisen i denne oppgaven, er at samme datasett skal benyttes ved beregning av COP ved kun ett oppgitt driftspunkt. I tilfeller med kun ett oppgitt driftspunkt benytter interpolasjonsmodellen seg av veiledende ytelser ved fastsatte driftspunkter og ytelsesmatriser. Datasettene som inngår i valideringen ble derfor valgt ut ifra hvilke som var best egnet for beregning med veiledende ytelser. Dette kan ses på en begrensning ved oppgaven. På en annen side kan det også argumenteres for at det er en svakhet ved modellen i form av begrenset fleksibilitet.

For de kalibrerte Gordon-Ng Schild variantene er det observert en underestimerende trend for luft/vann

-varmepumper. Trenden er omtalt i detalj i kapittel 8 og 10.2, og vil derfor ikke diskuteres videre her.

Ved ett oppgitt driftspunkt gir den originale Gordon-Ng Schild modellen den dårligste presisjonen, med et gjennomsnittlig RMS -avvik på 13,29%. Modellen gir betydelig spredning, samt en tydelig trend som dokumenterer at modellen overestimerer. Selv om modellen har dårligst presisjon av de tre undersøkte modellene, må det kunne sies at presisjonen er akseptabel tatt i betraktning at resultatene beregnes ut ifra svært lite teknisk data. Dette kan igjen underbygge påstanden om at Gordon-Ng Schild kan benyttes til å beregne avgitt varmeeffekt og COP ved bruk av koeffisienter som er karakteristiske for hver enkelt varmepumpekategori.

Interpolasjonsmodellen gitt i SN-NSPEK:3031:2020 gir et samlet RMS -avvik på 10,51% for luft/vann varmepumper ved nominelle laster. Modellen gir noe spredning i beregningsresultater, samt en trend som tilsier svak overestimering. Som omtalt i kapittel 10.3.1 er det en sterk korrelasjon mellom valgt inndata i ytelsesmatrise og beregningsresultater. Dette tilsier at modellen er følsom for små avvik i eksempelvis kildetemperatur eller avgivelsestemperatur i datasett ved beregning som benytter seg av veiledende ytelser. Dette kan igjen ses på som en begrensning i oppgaven, men også som en svakhet med den generiske beregningsmetodikken til interpolasjonsmodellen.

Den modifiserte modellen viser seg å ha best presisjon av de tre modellene, ved beregning av COP for luft/vann -varmepumper ved nominelle laster. Modellen gir et samlet RMS -avvik på 7,85%. I likhet med den originale Gordon-Ng Schild modellen og varmepumpemodellen gitt i SN-NSPEK:3031:2020, har også denne modellen en trend som tilsier en gjennomgående overestimering. Størrelsene på avvikene er dog betydelig mindre enn for den originale Gordon-Ng Schild modellen.

Som også observert for luft/luft -varmepumper, yter den modifiserte Gordon-Ng Schild modellen betydelig bedre presisjon enn den originale modellen. Dette øker troverdigheten til de karakteristiske koeffisientene som benyttes, til tross for tidvis urealistiske verdier, omtalt i kapittel 10.2.4. Man kan ut ifra dette hevde at koeffisienter som er karakteristisk for kategorier av varmepumper, gir pålitelige beregningsresultater for COP ved nominelle laster, selv utenfor kalibreringsområdet til modellen. Med andre ord indikerer resultatene at modellen gir trygt kan benyttes som approksimasjonsmodell for COP ved nominelle laster. Resultatene underbygger hypotese 2, omtalt i kapittel 2.1, som hevder at beregningspresisjonen kan forbedres ved å ta hensyn til variabel entropiproduksjon.

10.3.3 Væske/vann varmepumper

Resultatene presentert i kapittel 9.2.3, omhandler de tre modellenes presisjon for væske/vann -varmepumper med ett og med flere oppgitte driftspunkter, ved nominelle laster.

Ved flere oppgitte driftspunkter gir alle tre modellen meget gode beregningsresultater. Spesielt god presisjon observeres hos modifisert Gordon-Ng Schild -modell og interpolasjonsmodellen. Det gjøres oppmerksom på at alle datapunktene i datasettene som er undersøkt ligger innenfor temperaturintervallene som defineres av benyttet ytelsesmatrise.

Ved beregning av COP ved nominelle laster, og kun ett oppgitt driftspunkt, har interpolasjonens dårligst presisjon, med et samlet RMS -avvik på 27,61%. Det er her viktig å påpeke at enkelte av data-settene som er benyttet har små avvik i avgivelsestemperaturer og kildetemperaturer, i forhold til temperaturende som er fastsatt i ytelsesmatrisene for veiledende ytelser i SN-NSPEK:3031:2020. På grunn av dette observeres avvik av kunstig stor størrelsesorden for beregning av COP for væske/vann -varmepumper ved nominelle laster. På en side kan det argumenteres for at temperaturintervallene

som benyttes ved beregning av veiledene ytelser bør være tilstrekkelig, da dette også er driftspunkter som skal være dokumentert i hht. NS-EN 14511-2:2013 [34]. På en annen side kan det også betraktes som en begrensning å benytte seg av matriser med korrigeringsfaktorer ved fastsatte kilde og avgivelsestemperaturer, da det begrenser modellens fleksibilitet.

Den originale Gordon-Ng Schild modellen ga meget god presisjon med et RMS -avvik på 6,61%. Til tross for relativt lave avvik, viser modellen en overestimerende trend for majoriteten av beregningspunktene. De gode beregningsresultatene underbygger at koeffisientene i modellen er karakteristiske for hver enkelt varmpumpekategori, noe som øker plausibiliteten for at Gordon-Ng Schild modellen er egnet som approksimasjonsmodell for beregning av COP. Det understrekes at resultater i denne oppgaven kun støtter modellens evne til å beregne COP ved nominelle forhold, da delast-ytelser ikke er undersøkt i denne oppgaven.

Den modifiserte Gordon-Ng Schild -modellen med variabel ΔS har best presisjon av de tre modellene, med et samlet RMS -avvik på 5,37 %. I likhet med den originale modellen, har også den modifiserte varianten en overestimerende trend. Denne er dog mindre fremtreden enn for den originale modellen. De gode beregningsresultatene er positive med tanke på at koeffisientene som benyttes er karakteristiske for den enkelte varmpumpekategorien. Dette øker troverdigheten til modellen som approksimasjonsmodell for momentan COP ved nominelle laster. Det at den modifiserte modellen igjen har bedre presisjon enn den originale modellen, støtter hypotese 2, omtalt i kapittel 2.1.

11 Konklusjon

I denne masteroppgaven er det jobbet med å videreutvikle den dynamiske varmepumpemodellen, Gordon-Ng Schild, som benyttes for luft/luft og luft/vann -varmepumper i TEK-sjekk. Hensikten med arbeidet har vært å forbedre modellens presisjon ved beregning av COP. På grunnlag av satte hypoteser, er det utviklet en eksplisitt approksimasjonsmodell for beregning av termodynamiske egenskaper langs metningslinjen til et utvalg av arbeidsmedier. For to av de totalt tre modifiserte variantene av Gordon-Ng Schild modellen utviklet i denne oppgaven, benyttes denne arbeidsmediemodellen til å beregne entropiproduksjon ved gitt driftspunkt. Gordon-Ng Schild modellen, samt modifiserte varianter av denne er kalibrert mot tekniske data fra kommersielle varmepumper i arbeidet med å validere modellene. I oppgaven er testforhold avgrenset til varmepumpenes ytelse ved nominelle laster.

I oppgaven er også presisjonen til Gordon-Ng Schild -modellen, samt modifisert modell med best presisjon sammenlignet med beregningspresisjonen til varmepumpemodellen gitt i SN-NSPEK:3031:2020. Motivasjonen for sammenligningen av de tre varmepumpemodellene, er primært å undersøke modellenes evne til å approksimere COP når kun ett driftspunkt er tilgjengelig. Det er av stor interesse å analysere denne egenskapen da mengden teknisk data oppgitt i produktblader ofte er begrenset.

Ut ifra resultater analysert i kapittel 7, og diskusjon ført i kapittel 10.2, konkluderes det med at hypotese 1, satt i kapittel 2.1 avkreftes. Hypotesen hevder at krummingen observert i [14] har sammenheng med krummingen av metningskurven ved temperaturer nær arbeidsmediets kritiske punkt. Det er dokumentert at ikke-lineære trender i beregningsplot forsvinner når modellen kalibreres med filtrerte datasett. Basert på resultater fra arbeidet i denne oppgaven konkluderes det også med at den originale Gordon-Ng Schild modellen trygt kan benyttes som dynamisk simuleringsmodell for luft/luft, luft/vann og væske vann varmepumper ved nominelle laster. Det understrekes at modellens approksimasjonsevner ved delaster ikke er undersøkt.

På grunnlag av resultater analysert i kapittel 7, 8, 9.2 og diskusjon ført i kapittel 10.2 og 10.3 konkluderes det med at hypotese 2, beskrevet i kapittel 2.1 bekreftes for nominelle laster. Hypotesen hevder at Gordon-Ng Schild modellens beregningspresisjon kan forbedres ved å ta hensyn til variabel entropiproduksjon. Den modifiserte Gordon-Ng Schild modellen beskrevet i kapittel 5.4.3, benytter et forholdstall for entropidifferanse mellom kokepunkt og duggpunkt ved arbeidsmediets gjennomsnittlige kondensator og fordampertemperatur til å beregne entropiproduksjon. På denne måten øker beregnet entropiproduksjon i takt med økt temperaturløft fra fordamper til kondensator.

Det gjøres spesielt oppmerksom på at denne eksakte tilnærmingen til beregning av entropiproduksjon ikke nødvendigvis er den mest optimale, men at den tydelig dokumenterer at det er hensiktsmessig å ta hensyn til at entropiproduksjonen vokser i størrelsesorden ved økt temperaturdifferanse mellom fordamper og kondensator.

Angående Gordon-Ng Schild modellens koeffisienter med påstått fysisk signifikans, er det tidvis observert at disse har urealistiske verdier. Dette gjelder også de modifiserte modellene som er undersøkt. Basert på resultatene fra kalibrering av modellene gjennomført i kapittel 7, 8 betraktes det derfor som meget risikofylt å benytte modellene til feilsøking av varmepumper. Basert på resultater presentert i kapittel 9.2 konkluderes det derimot med at koeffisientene er karakteristiske for hver enkelt varmepumpekategori, og at Gordon-Ng Schild variantene dermed trygt kan benyttes til beregning av COP ved nominelle laster, selv med kun ett oppgitt driftspunkt.

Ut ifra resultater analysert i kapittel 9.2 og diskusjon ført i kapittel 10.3 er det funnet at både de to

Gordon-Ng Schild variantene og interpolasjonsmodellen gitt i SN-NSPEK:3031:2020 yter tilfredsstillende god presisjon ved beregning av COP ved nominelle laster. Det er dog vurdert som fordelaktig at beregningsmetodikken i Gordon-Ng Schild modellene ikke krever lagring av datatabeller med korrigeringsfaktorer for veiledende ytelse, samt at modellen er noe mer fleksibel i så måte at den kan benyttes utenfor kalibreringsområdet uten at dette påvirker presisjonen i like stor grad som for interpolasjonsmodellen beskrevet i SN-NSPEK:3031:2020.

12 Videre arbeid

Grunnet utfordringer med å anskaffe gode data for dellastytelser, er denne oppgaven avgrenset til analyse av modellenes presisjon ved nominelle laster. Da varmpumper store deler av tiden går på dellast, er det svært viktig at de dynamiske modellene som benyttes i energisimuleringsprogrammer har godt dokumentert ytelse, og god beregningspresisjon også ved dellast. Det bør derfor arbeides med å dokumentere ytelsen til den originale og modifiserte varianten av Gordon-Ng Schild -modellen ved dellast.

Det anses også som hensiktsmessig å arbeide videre med hvilket oppsett som benyttes for beregning av den variable entropiproduksjonen. En beregningstilnærming som fremgår som universell for alle varmpumpetyper vil sammen med innsamling av reelle måledata for mer presis og fysisk korrekt kalibrering av modeller kunne styrke modellens presisjon, og regresjonskoeffisientenes fysiske signifikans.

Referanser

- [1] Chemours company refrigerants. [Online],url=https://www.opteon.com/en/products/refrigerants.
- [2] Honeywell refrigerants. [Online],url=https://www.honeywell-refrigerants.com/europe/product/tag/all-refrigerants/.
- [3] List of refrigerants. [Online],url=https://en.wikipedia.org/wiki/List_of_refrigerants.
- [4] *Modeling and optimization for energy efficient large scale cooling operation*. PhD thesis, University of Texas at Austin, 2013.
- [5] Uoffisiel oversettelse, regulation (eu) no 517/2014 of the european parliament and of the council of 16 april 2014. [Online],url=https://lovdata.no/static/NLX3/32014r0517.pdf, 2014.
- [6] F-gas directive. [Online],url=https://ec.europa.eu/clima/policies/f-gas/legislation_en, 2015.
- [7] Byggteknisk forskrift 17. Technical report, Direktoratet for byggkvalitet, 2017.
- [8] Vikrant Aute and Reinhard Radermacher. Standardized polynomials for fast evaluation of refrigerant thermophysical properties. 2014.
- [9] Ian H. Bell, Jorrit Wronski, Sylvain Quoilin, and Vincent Lemort. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library cool-prop. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 53(6):2498–2508, 2014. doi: 10.1021/ie4033999. URL <http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ie4033999>.
- [10] Tianfeng Chai and Roland R Draxler. Root mean square error (rmse) or mean absolute error (mae)?—arguments against avoiding rmse in the literature. *Geoscientific model development*, 7(3): 1247–1250, 2014.
- [11] SINTEF Community. 552.403 varmpumper i bygninger. funksjonsbeskrivelse. 2009.
- [12] SINTEF Community. 472.212 bruksanvisning for energiberegningsprogrammet tek-sjekk energi. 2016.
- [13] Zijdemands D. *Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer*. Skarland Press AS, Oslo, 2014.
- [14] Bastian Devold. Utvikling av universell varmpumpemodell. Master's thesis, Høgskolen i Oslo og Akershus, Norge, 2017.
- [15] J Mal Gordon, KC Ng, and HT Chua. Optimizing chiller operation based on finite-time thermodynamics: universal modeling and experimental confirmation. *International Journal of Refrigeration*, 20(3):191–200, 1997.
- [16] JM Gordon and Kim Choon Ng. Thermodynamic modeling of reciprocating chillers. *Journal of Applied Physics*, 75(6):2769–2774, 1994.
- [17] JM Gordon and Kim Choon Ng. Predictive and diagnostic aspects of a universal thermodynamic model for chillers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 38(5):807–818, 1995.
- [18] JM Gordon, KC Ng, HT Chua, and CK Lim. How varying condenser coolant flow rate affects chiller performance: thermodynamic modeling and experimental confirmation. *Applied Thermal Engineering*, 20(13):1149–1159, 2000.
- [19] Wei Jiang and T Agami Reddy. Reevaluation of the gordon-ng performance models for water-cooled chillers. *ASHRAE transactions*, 109:272, 2003.

- [20] Hui Jin and Jeffrey D Spitler. A parameter estimation based model of water-to-water heat pumps for use in energy calculation programs. *ASHRAE transactions*, 108, 2002.
- [21] Srinivas Katipamula and Michael R Brambley. Methods for fault detection, diagnostics, and prognostics for building systems—a review, part i. *Hvac&R Research*, 11(1):3–25, 2005.
- [22] Ann Kristin Kvellheim and Anne Gunnarshaug Lien. Virkemidler som virker. innovasjon, markedsendring og grønt skifte. *SINTEF Fag*, 2018.
- [23] Jerko Labus, Joan Carles Bruno, and Alberto Coronas. Performance analysis of small capacity absorption chillers by using different modeling methods. *Applied Thermal Engineering*, 58(1-2): 305–313, 2013.
- [24] Jerko Labus et al. *Modelling of small capacity absorption chillers driven by solar thermal energy or waste heat*. PhD thesis, Universitat Rovira i Virgili, 2011.
- [25] Tzong-Shing Lee. Thermodynamic modeling and experimental validation of screw liquid chillers. *Ashrae Transactions*, 110(1), 2004.
- [26] Tzong-Shing Lee, Ke-Yang Liao, and Wan-Chen Lu. Evaluation of the suitability of empirically-based models for predicting energy performance of centrifugal water chillers with variable chilled water flow. *Applied energy*, 93:583–595, 2012.
- [27] IC Nelson, C Culp, and RD Graves. Semi-empirical screw compressor chiller model. 2008.
- [28] KC Ng, HT Chua, W Ong, SS Lee, and JM Gordon. Diagnostics and optimization of reciprocating chillers: theory and experiment. *Applied thermal engineering*, 17(3):263–276, 1997.
- [29] Standard Norge. Ns 3700:2013: Kriterier for passivhus og lavenergibygninger - boligbygninger. 2012.
- [30] Standard Norge. Ns 3701:2012: Kriterier for passivhus og lavenergibygninger - yrkesbygninger. 2012.
- [31] Standard Norge. SN/TS 3031:2016: Bygningers energiytelse - beregning av energibehov og energiforsyning. 2016.
- [32] Standard Norge. SN-NSPEK 3031:2020: Bygningers energiytelse - beregning av energibehov og energiforsyning. 2020.
- [33] NS 3031. Beregning av bygningers energiytelse - metode og data. Standard, Standard Norge, 2014.
- [34] NS-EN 14511-2. Klimaaggregater, væskekjøleaggregater og varmepumper med elektrisk drevne kompressorer for oppvarming og avkjøling av rom - del 2: Prøvebetingelser. Standard, Standard Norge, 2013.
- [35] NS-EN 14511-3. Klimaaggregater, væskekjøleaggregater og varmepumper med elektrisk drevne kompressorer for oppvarming og avkjøling av rom - del 3: Prøvetoder. Standard, Standard Norge, 2013.
- [36] KOMMUNAL-OG REGIONALDEPARTEMENTET. Byggteknisk forskrift (tek17). *LOVDATA, JUN*, 2017.
- [37] Germán Ramos Ruiz and Carlos Fernández Bandera. Validation of calibrated energy models: Common errors. *Energies*, 10(10):1587, 2017.

- [38] Michael Schmidt and Hod Lipson. Distilling free-form natural laws from experimental data. *science*, 324(5923):81–85, 2009.
- [39] Schmidt, Michael and Lipson, Hod. Eureka. URL <http://nutonian.com/products/eureka/>.
- [40] K_M Watson. Prediction of critical temperatures and heats of vaporization. *Industrial & Engineering Chemistry*, 23(4):360–364, 1931.
- [41] Juan A White and Santiago Velasco. A simple semiempirical method for predicting the temperature–entropy saturation curve of pure fluids. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 58(2):1038–1043, 2018.
- [42] Juan A White and Santiago Velasco. Approximating the temperature–entropy saturation curve of orc working fluids from the ideal gas isobaric heat capacity. *Energies*, 12(17):3266, 2019.
- [43] M.A. Boles Y. A. Cengel. *Thermodynamics: An Engineerinng Approachs*. McGraw-Hill Education, New York, 2015.

A Teori

A.1 COP

A.1.1 COP for varmepumpe

Dette kapittelet vil gi en kort forklaring på hva COP er. COP, effektfaktor *Coefficient of Performance*, kan defineres ved:

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_H}{W_{net,in}} \quad (49)$$

[43, s. 284-285]

\dot{Q}_H er varmepumpens avgitte varmeeffekt og $W_{net,in}$ er tilført elektrisk effekt til kompressor. Enkelt forklart er effektfaktoren (COP), et mål på hvor mye varmeeffekt du får ut i forhold til hvor mye elektrisk effekt som må puttes inn i varmepumpen. Eksempelvis vil da en COP=3 tilsvare at man tilfører en del elektrisk effekt og får ut tre deler varmeeffekt.

A.2 Reversible og irreversible prosesser

Reversibel prosess

En reversibel prosess kan beskrives som en prosess som kan reverseres uten å sette spor på omgivelsene, og er på sett og vis idealisering av reelle prosesser. Med det menes det at både systemet og omgivelsene går tilbake til sin opprinnelige tilstand etter at prosessen er reversert. For at dette skal kunne være mulig må avgitt og tilført arbeid og varme mellom system og omgivelser være lik null etter fullført og reversert prosess.

[43, s. 292-293]

Irreversibel prosess Intuitivt er da en irreversibel prosess en prosess som ikke er reversible. Irreversible prosesser kan gjenoppnå sin opprinnelige tilstand, men i motsetning til reversible prosesser, kan de ikke oppnå dette uten at typisk omgivelsene utfører et arbeid på systemet. Resultatet er at systemet, men ikke omgivelsene gjenoppnår sin opprinnelige tilstand.

Alle prosesser som opptrer i naturen er irreversible. [43, s. 292-293]

A.3 Irreversibiliteter

Som omtalt i kapittel A.2 er alle prosesser som opptrer i naturen irreversible. Faktorene som gjør en prosess irreversibel kalles irreversibiliteter. Irreversibiliteter er eksempelvis friksjon, blanding av to fluider, varmetransport over endelige temperaturforskjeller og elektrisk resistans. [43, s. 293-294]

A.4 Carnot syklus

Grunnet irreversibilitetene nevnt i kapittel A.3, er det ikke mulig å oppnå reversible prosesser i praksis. På tross av dette fungerer de som modeller for optimale modeller som kan brukes som sammenligningsgrunnlag for reelle varme og kjølemaskiner.

Den kanskje mest kjente reversible syklusen er Carnot syklusen. Dette er en damp-kompresjonssyklus som består av fire reversible prosesser. To isoterme og to adiabatisk prosesser. Den teoretiske varmekraftmaskinen som opererer etter Carnot syklusen kalles en Carnot varmekraftmaskin

Reversible prosesser som inngår i en Carnot syklus:

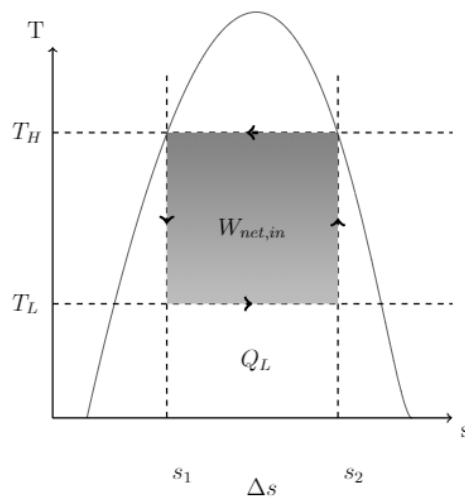
1-2: Isoterm utvidelse
 2-3: Adiabatisk utvidelse
 3-4: Isoterm kompresjon
 4-1: Adiabatisk kompresjon
 [43, s. 295-296]

A.4.1 Carnot varmpumpe

Om man reversere syklusen beskrevet i kapittel A.4, får man en Carnot kulde syklus, hvor retning på all varmestrøm og utført arbeid er reversert. Effektfaktoren til en Carnot varmpumpe kan uttrykkes ved ligning 50.

[43, s. 304-305]

$$COP_h = \frac{Q_H}{W_{net,in}} = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad (50)$$



Figur 36: Illustrativ skisse av Carnot varmpumpesyklus i Ts-diagram. (Tegnet av Eivind Enget)

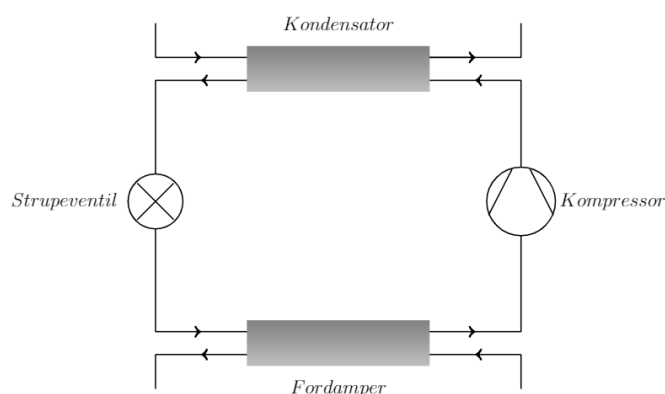
A.5 Varmepumpeteknisk

Dette kapitlet gir vil gi en rask innføring i teoretisk underlag for konvensjonelle varmpumpeprosesser.

A.5.1 Sentrale komponenter

Overordnet består en konvensjonell varmpumpe av fire sentrale komponenter som knyttes sammen av tette rør. Sammen danner disse komponentene grunnlaget for en lukket damp kompresjonssyklus.

Figur 37 illustrerer plassering av sentrale komponenter i en konvensjonell varmepumpe syklus.



Figur 37: Illustrativ skisse av en konvensjonell varmepumpe syklus med sentrale komponenter. (Tegnet av Eivind Enget)

Fordamper

Denne varmeveksleren sørger for varmeoverføring fra varmereservoaret til arbeidsmediet som sirkulerer i damp-kompresjonssyklusen. Trykket inne i komponenten er tilstrekkelig lavt for å sikre varmeavgivelse ved kondensator, samt sikre at varmen som tas opp fra varmereservoaret medfører koking av arbeidsmediet. Dette medfører at arbeidsmediet ved innløp til fordamperen er en blanding av væske og gass, mens den ved utløpet, ideelt er i gassfase. [11].

Kompressor

Kompressoren er plassert mellom fordamperen og kondensatoren. Kompressoren sørger for å holde lavt trykk i fordamper ved å suge ut arbeidsmediet som da er i gassform, og løfte trykket slik at tilstrekkelig temperatur oppnås i kondensatoren. Resultatet er en trykkforskjell mellom fordamper og kondensator som muliggjør ønsket varmeoverføring. [11]

Kondensator

I likhet med fordamperen er også kondensatoren en varmeveksler. Forskjellen ligger i at arbeidsmediet vil gi fra seg varme når det passerer gjennom kondensatoren. Dette skjer da arbeidsmediet i gassform under høyt trykk kjøles ned av mediet som skal varmes opp. Etterhvert som arbeidsmediet avkjøles når det metningspunktet hvor det endrer fase fra gass til væske (kondenserer). Grunnet det høye trykket forårsaket av kompressoren vil nå metningspunktet være ved en høyere temperatur enn det var i fordamperen. Etter å ha passert gjennom kondensatoren den spesifikke entalpien til arbeidsmediet ha blitt redusert. [11].

Strupeventil

Strupeventilen er plassert etter kondensatoren, og før fordamperen i damp-kompresjons syklusen. I motsetning til kompressoren er strupeventilens hensikt å senke trykket i syklusen. Som nevnt avgir arbeidsmediet varme i kondensatoren under høyt trykk, mens mediet tar til seg varme i fordamperen under lavt trykk. For at dette skal være mulig må trykket reduseres mellom kondensatoren og fordamperen.

A.5.2 Typer varmepumper

Luft/luft -varmepumper

Uteluft benyttes som vannreservoar og inneluft varmes opp direkte. Effektiviteten til luft/luft varmepumper blir dårligere ved lave utetemperaturer. Dette er ikke ideelt da oppvarmingsbehovet øker ved synkende utetemperatur. Dette medfører at denne typen varmepumpe egner seg best i mildere klima. Varmepumpen benyttes til romoppvarming og kjøling.

[13, s. 65]

Luft/vann -varmepumper

I likhet med luft/luft varmepumper benytter også luft/vann varmepumper uteluft som varmereservoar, noe som medfører at også denne typen yter best ved mildere klima. Varmepumpen benyttes til romoppvarming og forvarming/varming av tappevann.

[13, s. 65]

Væske/vann -varmepumper

Væske/vann varmepumper benytter en frostfri væske som varmebærer. Denne væsken sirkulerer i en lukket krets mellom varmereservoaret og varmepumpen. Ulike varmereservoarer kan benyttes, eksempelvis grunnvarme fra energibrønner.

Varmereservoarene som benyttes til væske/vann varmepumper har svært stabile temperaturer gjennom hele året. Temperaturen i en energibrønn avhenger av grunnforhold og lagringen av termisk energi, men kan typisk variere mellom -3 til 8 °C

Dette sikrer at varmepumpen yter svært godt gjennom hele året, uavhengig av hva utetemperaturen er. Varmen avgis ved sirkulerende vann og kan benyttes til romoppvarming eller oppvarming av tappevann.

[13, s. 65, 94-95]

Tabell 19 viser typiske temperaturvariasjoner ved et utvalg av varmereservoarer som benyttes for varmepumpeinstallasjoner i Norge.

Tabell 19: Oversikt over varmekilder for varmepumper [11]

Varmekilde	Temperaturvariasjon		Tilgjengelighet
Uteluft	-25	30	Ubegrenset
Sjøvann	+2	15	God
Innsjøvann	+1	20	Begrenset
Grunnvann	+2	8	Begrenset
Berg	-3	8	God
Jord	-5	10	Begrenset
Ventilasjonsluft	+5	25	God
Gråvann	20	30	God
Kloakk	+2	15	Begrenset
Prosessvann		>10	Begrenset

A.5.3 Arbeidsmedier

Arbeidsmediet i en varmepumpe, er et fluid som sirkulerer i en lukket damp-kompresjons syklus. Enkelte av egenskapene til arbeidsmediet er avhengig av trykk. Eksempelvis er metningstemperaturen til arbeidsmediet lavere ved lavere trykk og motsatt. Det er disse egenskapene som nyttegjøres i en varmepumpe. Man fordamper mediet ved lavere trykk, benytter en kompressor til å heve trykket, for

deretter å kjøle ned arbeidsmediet til den nye metningstemperaturen som etter kompresjon er vesentlig høyere. Når mediet når metningstemperatur, kondenserer det og avgir varme via en varmeveksler. [11]

For bruk i varmepumper skilles det mellom *syntetiske* og *naturlige* arbeidsmedier. De syntetiske mediene er hydrofluorkarboner (HFK), og er miljøskadelige. Naturlige medier er ikke miljøskadelig, men må behandles med varsomhet grunnet at enkelte naturlige medier er svært brennbare og giftige. Naturlige medier som CO₂ opererer under høyt trykk, noe som også medfører sikkerhetsmessige utfordringer.

[11]

A.6 Avvik

A.6.1 MBE - Mean Bias Error

$$MBE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_{mi} - y_{ei}) \quad (51)$$

I oppgaven er MBE normalisert som en prosent(MBPE). Dette uttrykkes ved:

$$MBPE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{(y_{mi} - y_{ei})}{y_{mi}} \quad (52)$$

Hvor:

y_{mi} er reell målt verdi

y_{ei} er beregnet verdi fra modell

n er antall datapunkter

[37, s. 2]

I oppgaven vil MBPE omtales som MBE.

A.6.2 Coefficient of determination - R²

$$R^2 = \left(\frac{n \sum_{i=1}^n (y_{mi} y_{ei}) - \sum_{i=1}^n y_{mi} \sum_{i=1}^n y_{ei}}{\sqrt{(n \sum_{i=1}^n y_{mi}^2 - (\sum_{i=1}^n y_{mi})^2)(n \sum_{i=1}^n y_{ei}^2 - (\sum_{i=1}^n y_{ei})^2)}} \right)^2 \quad (53)$$

Hvor:

y_{mi} er reell målt verdi

y_{ei} er beregnet verdi fra modell

n er antall datapunkter

[37, s. 3]

A.6.3 RMSE - Root Mean square Error

Modellene som undersøkes vil kalibreres vha. RMSPE (root mean percentage error). Årsaken til dette er at det gjør det enklere å sammenligne resultater med resultater oppnådd i tidligere arbeid, samt analysere resultater opp mot krav gitt standarder som gis i prosent [35]. For enkelhets skyld vil RMSPE uttrykkes som RMS i oppgaven.

$$RMSPPE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{y_{mi} - y_{ei}}{y_{mi}} \right)^2} \quad (54)$$

Hvor:

y_{mi} er reell målt verdi

y_{ei} er beregnet verdi fra modell

n er antall datapunkter

[10]

B Sammenligningsstudie for arbeidsmediemodeller.

Arb.medie:	R134a	R1234yf	R32	Ammonia	Isobutane	Propane	Butane	CO2	R410a	R404a	R407c
a_{liquid}	2,6303E-09	2,9779E-09	1,201E-08	6,2104E-09	2,732E-09	9,9269E-09	1,3538E-09	5,7172E-08	1,0768E-08	7,1993E-09	6,0893E-09
b_{liquid}	0,00413716	0,00391144	0,00345015	0,01431766	0,00739161	0,00654549	0,00775577	-0,00361994	0,00297717	0,00334359	0,00362114
c_{liquid}	-0,18687688	-0,13151154	-0,19325827	-2,57774191	-1,07819977	-0,99628339	-1,14909101	0,81982011	-0,03742569	-0,06359301	-0,11744595
a_{vapor}	-5,9888E-09	-6,5109E-09	-1,8925E-08	-1,0344E-08	-1,8148E-09	-1,2017E-08	-8,3455E-10	-9,2494E-08	-1,7172E-08	-1,3319E-08	-8,9751E-09
b_{vapor}	0,0010466	0,001804	0,00083791	-0,00881096	0,00112555	0,00205464	0,00092235	0,01419545	0,00202425	0,00260605	0,00098697
c_{vapor}	1,5687853	1,2425235	2,32118616	8,7348766	2,03398478	2,06659281	2,18197042	-0,14160076	1,61509357	1,17309068	1,69575411

Figur 38: Koeffisienter til 3. gradspolynom, kalibreringsintervall: $T_{kritisk}-T_{-30}$:

C Utledning av eksisterende Gordon-Ng Schild

$\Sigma E = Q_c + Q_c^l + Q_{cmp}^l - Q_o - Q_o^l - W_{cmp} = 0$	1
$\Sigma S = \frac{Q_c + Q_c^l}{T_c} - \frac{Q_o + Q_o^l}{T_o} - \Delta S = 0$	2
$\Rightarrow -Q_o - Q_o^l = \Delta S \cdot T_o - (Q_c + Q_c^l) \frac{T_o}{T_c}$	1&2
$\Rightarrow W_{cmp} = (Q_c + Q_c^l) \left(1 - \frac{T_o}{T_c}\right) + \Delta S \cdot T_o + Q_{cmp}^l$	3
$\Rightarrow W_{cmp} T_c = (Q_c + Q_c^l)(T_c - T_o) + \Delta S \cdot T_c T_o + Q_{cmp}^l T_c$	4
$Q_c = \dot{m}_c c_{p,c} E_c (T_c - T_{cl}) = C_c (T_c - T_{cl})$ where $C_c = \dot{m}_c c_{p,c} E_c$	7
$\Rightarrow T_c = T_{cl} + \frac{Q_c}{C_c}$	6
$Q_o = \dot{m}_o c_{p,o} E_o (T_{ol} - T_o) = C_o (T_{ol} - T_o)$ where $C_o = \dot{m}_o c_{p,o} E_o$	5
$\Sigma E \approx Q_c - Q_o - W_{cmp} = 0 \Rightarrow Q_o \approx Q_c - W_{cmp}$	8
$\Rightarrow T_o = T_{ol} - \frac{Q_o}{C_o} \approx T_{ol} + \frac{W_{cmp} - Q_c}{C_o}$	9
$\Rightarrow W_{cmp} \left(T_{cl} + \frac{Q_c}{C_c}\right) = (Q_c + Q_c^l) \left(T_{cl} + \frac{Q_c}{C_c} - T_{ol} + \frac{Q_c - W_{cmp}}{C_o}\right) + \Delta S \left(T_{ol} + \frac{W_{cmp} - Q_c}{C_o}\right) \left(T_{cl} + \frac{Q_c}{C_c}\right) + Q_{cmp}^l \left(T_{cl} + \frac{Q_c}{C_c}\right)$	4&5&9
$\Rightarrow W_{cmp} \left(T_{cl} + \frac{Q_c}{C_c} + \frac{Q_c + Q_c^l}{C_o} - \frac{\Delta S}{C_c} \left(T_{cl} + \frac{Q_c}{C_c}\right)\right) = (Q_c + Q_c^l) \left(T_{cl} - T_{ol} + \frac{Q_c}{C_c} + \frac{Q_c}{C_o}\right) + \Delta S \left(T_{ol} - \frac{Q_c}{C_o}\right) \left(T_{cl} + \frac{Q_c}{C_c}\right) + Q_{cmp}^l \left(T_{cl} + \frac{Q_c}{C_c}\right)$	
$\Rightarrow \frac{W_{cmp}}{Q_c} \left(T_{cl} + \frac{Q_c}{C_c} + \frac{Q_c + Q_c^l}{C_o} - \frac{\Delta S}{C_c} \left(T_{cl} + \frac{Q_c}{C_c}\right)\right) = (Q_c + Q_c^l) \left(\frac{T_{cl} - T_{ol}}{Q_c} + \frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_o}\right) + \Delta S \left(\frac{T_{ol}}{Q_c} - \frac{1}{C_o}\right) \left(T_{cl} + \frac{Q_c}{C_c}\right) + Q_{cmp}^l \left(\frac{T_{cl}}{Q_c} + \frac{1}{C_c}\right)$	
$COP_{htg} \equiv \frac{Q_c}{W_{cmp}}$	
$\Rightarrow \frac{1}{COP_{htg}} = \frac{\left[T_{cl} + \frac{Q_c}{C_c} + \frac{Q_c + Q_c^l}{C_o} - \frac{\Delta S}{C_c} \left(T_{cl} + \frac{Q_c}{C_c}\right)\right] - T_{ol} + Q_{cmp}^l \frac{T_{cl} - T_{ol}}{Q_c} + \frac{Q_c}{C_c} + \Delta S \frac{T_{ol}}{Q_c} \left(T_{cl} + \frac{Q_c}{C_c}\right) + Q_{cmp}^l \left(\frac{T_{cl}}{Q_c} + \frac{1}{C_c}\right)}{T_{cl} + \frac{Q_c}{C_c} + \frac{Q_c + Q_c^l}{C_o} - \frac{\Delta S}{C_c} \left(T_{cl} + \frac{Q_c}{C_c}\right)}$	
$\Rightarrow \frac{1}{COP_{htg}} = 1 - \frac{T_{ol} - Q_{cmp}^l \frac{T_{cl} - T_{ol}}{Q_c} - \frac{Q_c^l}{C_c} - \Delta S \frac{T_{ol}}{Q_c} \left(T_{cl} + \frac{Q_c}{C_c}\right) - Q_{cmp}^l \left(\frac{T_{cl}}{Q_c} + \frac{1}{C_c}\right)}{T_{cl} + \frac{Q_c}{C_c} + \frac{Q_c + Q_c^l}{C_o} - \frac{\Delta S}{C_c} \left(T_{cl} + \frac{Q_c}{C_c}\right)}$	
$\frac{Q_c^l}{C_c} \approx 0; \frac{Q_c^l}{C_o} \approx 0; \frac{\Delta S}{C_c} \approx 0; \frac{\Delta S}{C_o} \approx 0; \frac{Q_{cmp}^l}{C_c} \approx 0$	
$\Rightarrow \frac{1}{COP_{htg}} \cong 1 - \frac{T_{ol} - Q_{cmp}^l \frac{T_{cl} - T_{ol}}{Q_c} - \Delta S \frac{T_{ol}}{Q_c} \left(T_{cl} + \frac{Q_c}{C_c}\right) - Q_{cmp}^l \frac{T_{cl}}{Q_c}}{T_{cl} + Q_c \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_o}\right)}$	
$\Rightarrow \frac{1}{COP_{htg}} \cong 1 - \frac{T_{ol} - \frac{Q_{cmp}^l}{Q_c} (T_{cl} - T_{ol}) - \Delta S \frac{T_{ol}}{Q_c} T_{cl}}{T_{cl} + R \cdot Q_c}$	
where: $R = \frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_o}$; $Q_{eqv}^l = Q_c^l + Q_{cmp}^l \frac{T_{cl}}{T_{cl} - T_{ol}}$; $\Delta S = \Delta S_1 + \Delta S_2 \frac{Q_c}{Q_{max}^l}$	
has the form: $\frac{1}{COP_{htg}} = 1 - \frac{T_{ol} - [loss]}{T_{cl} + [loss]}$; compare: $\frac{1}{COP_{htg, Carnot}} = 1 - \frac{T_{ol}}{T_{cl}}$	

Figur 39: Gordon-Ng Schild universell

D SN-NSPEK 3031:2020 informativ tillegg K: Modeller for varme-pumpesystemer

Kildetemperatur, T_s	$T_{s1} = -15\text{ °C}$		$T_{s2} = 2\text{ °C}$		$T_{s3} = 7\text{ °C}$	
Avgivelsestemperatur, T_{em}	P_{HP}	COP	P_{HP}	COP	P_{HP}	COP
$T_{em1} = 20\text{ °C}$, fullast (100 %)	0,46× $P_{HP,13F}$	0,44× COP_{13N}	0,72× $P_{HP,13F}$	0,53× COP_{13N}	$P_{HP,13F}$	0,64× COP_{13N}
$T_{em1} = 20\text{ °C}$, nominell last (50 %)	0,23× $P_{HP,13F}$	0,61× COP_{13N}	0,36× $P_{HP,13F}$	0,82× COP_{13N}	0,50× $P_{HP,13F}$	0,90× COP_{13N}
$T_{em1} = 20\text{ °C}$, minste last (20 %)	0,09× $P_{HP,13F}$	0,55× COP_{13N}	0,14× $P_{HP,13F}$	0,68× COP_{13N}	0,20× $P_{HP,13F}$	0,82× COP_{13N}

Figur 40: Veiledende ytelser for luft/luft varmepumper [32, s. 116]

Kildetemperatur, T_s	$T_{s1} = -15\text{ °C}$		$T_{s2} = 2\text{ °C}$		$T_{s3} = 7\text{ °C}$		$T_{s4} = 15\text{ °C}$	
Avgivelsestemperatur, T_{em}	P_{HP}	COP	P_{HP}	COP	P_{HP}	COP	P_{HP}	COP
$T_{em1} = 35\text{ °C}$, fullast (100 %)	0,48 x $P_{HP,13F}$	0,50 x COP_{33N}	0,76 x $P_{HP,13F}$	0,69 x COP_{33N}	$P_{HP,13F}$	0,99 x COP_{33N}	1,25 x $P_{HP,13F}$	1,19 x COP_{33N}
$T_{em2} = 55\text{ °C}$, fullast (100 %)	0,43 x $P_{HP,13F}$	0,37 x COP_{33N}	0,61 x $P_{HP,13F}$	0,50 x COP_{33N}	0,92 x $P_{HP,13F}$	0,66 x COP_{33}	1,16 x $P_{HP,13F}$	0,77 x COP_{33N}
$T_{em1} = 35\text{ °C}$, nominell last (50 %)	0,24 x $P_{HP,13F}$	0,51 x COP_{33N}	0,38 x $P_{HP,13F}$	0,73 x COP_{33N}	0,50 x $P_{HP,13F}$	COP_{33N}	0,62 x $P_{HP,13F}$	1,24 x COP_{33N}
$T_{em2} = 55\text{ °C}$, nominell last (50 %)	0,22 x $P_{HP,13F}$	0,39 x COP_{33N}	0,31 x $P_{HP,13F}$	0,56 x COP_{33N}	0,46 x $P_{HP,13F}$	0,74 x COP_{33}	0,58 x $P_{HP,13F}$	0,88 x COP_{33N}
$T_{em1} = 35\text{ °C}$, minste last (20 %)	0,12 x $P_{HP,13F}$	0,45 x COP_{33N}	0,19 x $P_{HP,13F}$	0,65 x COP_{33N}	0,25 x $P_{HP,13F}$	0,93 x COP_{33}	0,31 x $P_{HP,13F}$	1,13 x COP_{33N}
$T_{em2} = 55\text{ °C}$, minste last (20 %)	0,11 x $P_{HP,13F}$	0,35 x COP_{33N}	0,15 x $P_{HP,13F}$	0,45 x COP_{33N}	0,23 x $P_{HP,13F}$	0,63 x COP_{33}	0,29 x $P_{HP,13F}$	0,75 x COP_{33N}

Figur 41: Veiledende ytelser for luft/vann varmepumper [32, s. 115]

Kildetemperatur, T_s	$T_{s1} = -15\text{ °C}$		$T_{s2} = 2\text{ °C}$		$T_{s3} = 7\text{ °C}$		$T_{s4} = 15\text{ °C}$	
Avgivelsestemperatur, T_{em}	P_{HP}	COP	P_{HP}	COP	P_{HP}	COP	P_{HP}	COP
$T_{em1} = 35\text{ °C}$, fullast (100 %)	0,48 x $P_{HP,13F}$	0,50 x COP_{33N}	0,76 x $P_{HP,13F}$	0,69 x COP_{33N}	$P_{HP,13F}$	0,99 x COP_{33N}	1,25 x $P_{HP,13F}$	1,19 x COP_{33N}
$T_{em2} = 55\text{ °C}$, fullast (100 %)	0,43 x $P_{HP,13F}$	0,37 x COP_{33N}	0,61 x $P_{HP,13F}$	0,50 x COP_{33N}	0,92 x $P_{HP,13F}$	0,66 x $COP_{,33}$	1,16 x $P_{HP,13F}$	0,77 x COP_{33N}
$T_{em1} = 35\text{ °C}$, nominell last (50 %)	0,24 x $P_{HP,13F}$	0,51 x COP_{33N}	0,38 x $P_{HP,13F}$	0,73 x COP_{33N}	0,50 x $P_{HP,13F}$	COP_{33N}	0,62 x $P_{HP,13F}$	1,24 x COP_{33N}
$T_{em2} = 55\text{ °C}$, nominell last (50 %)	0,22 x $P_{HP,13F}$	0,39 x COP_{33N}	0,31 x $P_{HP,13F}$	0,56 x COP_{33N}	0,46 x $P_{HP,13F}$	0,74 x $COP_{,33}$	0,58 x $P_{HP,13F}$	0,88 x COP_{33N}
$T_{em1} = 35\text{ °C}$, minste last (20 %)	0,12 x $P_{HP,13F}$	0,45 x COP_{33N}	0,19 x $P_{HP,13F}$	0,65 x COP_{33N}	0,25 x $P_{HP,13F}$	0,93 x $COP_{,33}$	0,31 x $P_{HP,13F}$	1,13 x COP_{33N}
$T_{em2} = 55\text{ °C}$, minste last (20 %)	0,11 x $P_{HP,13F}$	0,35 x COP_{33N}	0,15 x $P_{HP,13F}$	0,45 x COP_{33N}	0,23 x $P_{HP,13F}$	0,63 x $COP_{,33}$	0,29 x $P_{HP,13F}$	0,75 x COP_{33N}

Figur 42: Veiledende ytelser for væske/vann varmepumper [32, s. 114]

E Varmepumpeoversikt

Tabell 20: Oversikt over samtlige varmpumper som er undersøkt i tidligere arbeid [14]

Nr.	Produsent	Modell	Qnom (kW)	Kilde	Avgivelse	Antall datapunkter	Arb.medie
1	Airwell	RTCH 100	97,4	Luft	Luft	112	R410A
2	Airwell	RTCH 120	114,6	Luft	Luft	112	R410A
3	Airwell	RTCH 140	134,7	Luft	Luft	112	R410A
4	Airwell	RTCH 160	155,3	Luft	Luft	112	R410A
5	Airwell	RTCH 180	175,2	Luft	Luft	124	R410A
6	Airwell	RTCH 200	197,5	Luft	Luft	124	R410A
7	Airwell	RTCH 220	220	Luft	Luft	124	R410A
8	Allied	TPA090S4SN + TAA090S4D	90	Luft	Luft	35	R410A
9	Allied	TPA120S4SN + TAA120S4D	120	Luft	Luft	35	R410A
10	Allied	TPA090S4SN (2) + TAA240S4D	90	Luft	Luft	35	R410A
11	Carrier	25HBB518(A,W)30 + FX4CNF018	17,8	Luft	Luft	72	R410A
12	Toshiba (100% last)	Super Daiseikai, RAS-13PKVP-ND + RAS-13PAVP-ND	4	Luft	Luft	11	R410A
13	Toshiba (10-100% last)	Super Daiseikai, RAS-13PKVP-ND + RAS-13PAVP-ND	4	Luft	Luft	110	R410A
14	Daikin (100% last)	RXYQ5P9	16	Luft	Luft	96	R410A
15	Daikin (50-130% last)	RXYQ5P9	16	Luft	Luft	864	R410A
16	Daikin	FTXS09LVJU + RXS09LVJU	3,52	Luft	Luft	36	R410A
17	Daikin	FTXS15LVJU + RXS15LVJU	5,28	Luft	Luft	36	R410A
18	Daikin	FTXS24LVJU + RXS24LVJU	7,44	Luft	Luft	36	R410A
19	Daikin	FDXS09LVJU + RXS09LVJU	2,93	Luft	Luft	36	R410A
20	Daikin	FDXS12LVJU + RXS12LVJU	3,37	Luft	Luft	36	R410A
21	Hitachi	RAI-25RPA/RAC-25NPA	3,5	Luft	Luft	40	R407C
22	Hitachi	RAI-50RPA/RAC-50NPA	6,5	Luft	Luft	40	R407C
23	Hitachi	RAK-25PXA/RAC-25WXA	3,4	Luft	Luft	40	R407C
24	Hitachi	RAK-50PXA/RAC-50WXA	6,3	Luft	Luft	40	R407C
25	Carrier	GT-PX (50YD)	26	Luft	Vann	50	R410A
26	Daikin	EWYQ016-BAWN	16,2	Luft	Vann	35	R410A
27	Daikin (Dellast)	EWYQ016-BAWN	16,2	Luft	Vann	41	R410A
28	Daikin	EWYQ021-BAWN	20,3	Luft	Vann	35	R410A
29	Daikin	EWYQ025-BAWN	24,6	Luft	Vann	35	R410A
30	Daikin	EWYQ032-BAWN	30,7	Luft	Vann	35	R410A
31	Daikin (Dellast)	EWYQ032-BAWN	30,7	Luft	Vann	41	R410A
32	Daikin	EWYQ040-BAWN	40,6	Luft	Vann	35	R410A
33	Daikin	EWYQ050-BAWN	49	Luft	Vann	35	R410A
34	Daikin	EWYQ064-BAWN	61,5	Luft	Vann	35	R410A
35	Daikin (Dellast)	EWYQ064-BAWN	61,5	Luft	Vann	41	R410A
36	Panasonic	WH-SDC09F3E5	9	Luft	Vann	30	R410A
37	Panasonic	WH-SDC12F9E8	14	Luft	Vann	30	R410A
38	Panasonic	WH-SDC16F9E8	16	Luft	Vann	30	R410A
39	Daikin	EWWP014-KBW1N	16,7	Vann	Vann	69	R407C
40	Daikin	EWWP045-KBW1N	55	Vann	Vann	69	R407C
41	Daikin	EWWP100-KBW1N	127	Vann	Vann	69	R407C
42	Daikin	EWWP195-KBW1N	249	Vann	Vann	69	R407C
43	Carrier	GW024	9	Vann	Vann	37	R410A
44	Carrier (100% last)	GW024	9	Vann	Vann	13	R410A
45	Bosch	TW025	9	Vann	Vann	20	R410A
46	Bosch	TW035	12,6	Vann	Vann	20	R410A
47	Bosch	TW061	21,8	Vann	Vann	20	R410A
48	Bosch	TW071	25,4	Vann	Vann	20	R410A
49	Bosch (Dellast)	TW025	9	Vann	Vann	40	R410A
50	Bosch (Dellast)	TW035	12,6	Vann	Vann	40	R410A
51	Bosch (Dellast)	TW061	21,8	Vann	Vann	40	R410A
52	Bosch (Dellast)	TW071	25,4	Vann	Vann	40	R410A

Tabell 21: Kategorisering av datasett fra de ulike varmpumpeprodusentene som er benyttet i tidligere arbeid.

Kategori	Produsent (nr.)
1: Datasett som er ekskludert fra valideringsprosess	-Airwell (1,2,3,4,5,6,7) -Carrier (25, 44)
2: Datasett som er filtrert i hht. NS-EN 14511-2:2013	-Allied (8,9,10) -Toshiba (12) -Daikin (14,16,17,18,19,20) -Hitachi(21,22,23,24) -Daikin(26,28,29,30,32,34) -Panasonic(36,37,38) -Daikin(39,40,41,42)
3: Datasett som antas å kun bestå av måledata	-Bosch (45,46,47,48)

Tabell 22: Oversikt over varmpumper/datasett som er benyttet under sammenligning av Gordon-Ng Schild varianter og varmpumpemodell gitt i SN-NSPEK 3031:2020.

Type varmpumpe	Nr.	Antall varmpumper	Antall data
Luft/luft	8,9,10,12,14,16,17	7	35
Luft/vann	26,28,29,30,32,36,37,37	8	76
Væske/vann	39,40,41,42,,45,46,47,48	8	116

F Kalibrering av varmpumpemodeller

Tabell 23: Innlagte grenser i problemløser for regresjonskoeffisienter for de ulike varmpumpemodellene som er undersøkt

	Gordon-Ng Schild	Modifisert Gordon-Ng Schild, 1	Modifisert Gordon-Ng Schild, 2	Modifisert Gordon-Ng Schild, 3
ΔS	≥ 0	≥ 0	≥ 1	[-]
R	≥ 0	≥ 0	[-]	≥ 2
Q_{equiv}^L	Ingen	[-]	Ingen	Ingen
$Q_{c,max}$	[-]	[-]	≥ 0	[-]
F_1	[-]	≥ 0	[-]	≥ 0
F_2	[-]	Begrensning satt for hver enkelt arb.medie	[-]	Begrensning satt for hver enkelt arb.medie

G Ligninger for beregning av varmepumpeytelser, implementert i TEK-sjekk

G.1 Ligning for effektberegning benyttet i TEK-sjekk

$$Q_c \approx Q_{c,max} \left(\frac{T_c - T_{c,0}}{T_{c,max} - T_{c,0}} \right) \left(\frac{T_{h,0} - T_h}{T_{h,0} - T_{h,max}} \right) \quad (55)$$

Tabell 24: Beskrivelse av temperaturer som benyttes til beregning av avgitt varmeeffekt [12].

Temperaturer	Beskrivelse
$T_{c,max}$	Temperatur på uteluft ved maksimal kapasitet. Typisk 7 °C
$T_{h,max}$	Temperatur på vann/luft i rom ved maksimal kapasitet. Typisk 30/20 °C
$T_{c,0}$	Kildetemperatur ekstrapolert ned til kapasitet lik null
$T_{h,0}$	Temperatur på vann/luft i rom ekstrapolert til kapasitet lik null. Typisk 1000 °C
T_c	Kildetemperatur ved aktuelt driftspunkt.
T_h	Avgivelsestemperatur ved aktuelt driftspunkt.

Ligning 55 benyttes for å beregne avgitt varmeeffekt i TEK-sjekk. Denne ligningen ble sammen med ligninger beskrevet i figur 43 også benyttet for å beregne COP ved kun ett oppgitt driftspunkt. Det gjøres oppmerksom på at figur 43 beskriver ligningene benyttet i den originale Gordon-Ng Schild modellen, mens den modifiserte varianten beregner den interne entropiproduksjonen på en litt annen måte.

G.2 Gordon-Ng Schild omskrevet for bruk i simuleringsprogramvare

$\frac{1}{COP_{hta}} \cong 1 - \frac{T_{ei} - \frac{Q_{eqv}^L}{Q_c} (T_{ci} - T_{ei}) - \Delta S \frac{T_{ei} T_{ci}}{Q_c}}{T_{ci} + R \cdot Q_c}$	
hvor: $R = \frac{\Delta T}{Q_c^{max}} \quad [W/K]$	
$Q_{eqv}^L = f_L \cdot Q_c^{max} \quad [W]$	
$\Delta S = f_s \cdot \left[\frac{Q_c}{T_{ei} T_{ci}} \right]_{max} \quad [W/K]$	
hvor ΔT [K], f_L [-] og f_s [-] er konstanter med fysisk betydning som karakteriserer en gitt varmepumpe, uavhengig av varmepumpestørrelse. .	
ΔT [K] sum temperaturdifferanse over de to varmevekslerne. Begrenset til verdier større eller lik null.	
f_L [-] varmetap (konveksjon og stråling) til omgivelser, som en brøk av temperaturløft fra kilde til avgivelsesomgivelser. Kan i prinsippet være negative og positive, men begrenses her til positive verdier.	
f_s [-] Intern entropiproduksjon. Avgrenset til verdier større eller lik null.	
$\Delta S = Q_c^* \cdot MAX \left\{ 0, \frac{T_{ei}^* - f_L \cdot (T_{ci}^* - T_{ei}^*) - \left(1 - \frac{1}{COP_{htg}^*}\right) \cdot (T_{ci}^* + \Delta T)}{T_{ci}^* T_{ei}^*} \right\} \quad [W/K]$	(a)
$Q_{eqv}^L = Q_c^* \cdot MIN \left\{ f_L, \frac{T_{ei}^* - \left(1 - \frac{1}{COP_{htg}^*}\right) \cdot (T_{ci}^* + \Delta T)}{T_{ci}^* - T_{ei}^*} \right\} \quad [W]$	(b)
$R = \frac{\Delta T}{Q_c^*} \quad \left[\frac{W}{K} \right]$	(c)
Input I modellen: T_{ei}^* , T_{ci}^* , Q_c^* , COP^* , dT , and f_L . Hvis (a)=0 and (b)=0 så reduserer dT .	
$R = \frac{T_{ei}^* \cdot \frac{COP_{htg}^*}{COP_{htg}^* - 1} - T_{ci}^*}{Q_c^*} \quad \left[\frac{W}{K} \right]$	(d)

Figur 43: Gordon-Ng Schild for implementering i programvare

G.3 Pseudokode for beregning av COP i TEK-sjekk

$R = \Delta T / Q$ fra ligning (c), figur 43

Kalkuler ΔS fra ligning (a), figur 43

IF $\Delta S > 0$ then $Q_{eqv}^L = Q_c \cdot f_L$

ELSE

$\Delta S = 0$

$Q_{eqv}^L =$ ligning (b), figur 43

IF $Q_{eqv}^L < 0$ Then

$Q_{eqv}^L = 0$

$R =$ ligning (d), figur 43

ENDIF

ENDIF

$\Delta S > 0, Q_{eqv}^L > 0$