

# **Fysikalisk modellering av klimat i entreprenadmaskin**

**Examensarbete  
utfört i Fordonssystem**

av  
**Sebastian Nilsson**

Reg nr: LITH-ISY-EX-05/3631-SE

27 januari 2005



# **Fysikalisk modellering av klimat i entreprenadmaskin**

**Examensarbete**

utfört i **Fordonssystem,**  
**Institutionen för systemteknik**  
vid **Linköpings universitet**

Utfört vid **Volvo Technology AB**  
vid gruppen för **Control and Simulation**  
av **Sebastian Nilsson**

Reg nr: LITH-ISY-EX-05/3631-SE

Handledare: **Ylva Nilsson**  
Linköpings Universitet  
**Björn Mårdberg**  
Volvo Technology  
**Magnus Svensson**  
Volvo Technology

Examinator: **Jan Åslund**  
Linköpings Universitet

Linköping, 27 januari 2005





**Avdelning, Institution**  
Division, Department  
  
Vehicular Systems,  
Dept. of Electrical Engineering  
581 83 Linköping

**Datum**  
Date  
  
27 januari 2005

**Språk**

Language

Svenska/Swedish

Engelska/English

\_\_\_\_\_

**Rapporttyp**

Report category

Licentiatavhandling

Examensarbete

C-uppsats

D-uppsats

Övrig rapport

\_\_\_\_\_

**ISBN**

—

**ISRN**

LITH-ISY-EX-05/3631-SE

**Serietitel och serienummer**

Title of series, numbering

**ISSN**

—

**URL för elektronisk version**

<http://www.vehicular.isy.liu.se>

<http://www.ep.liu.se/exjobb/isy/2005/3631/>

**Titel** Fysikalisk modellering av klimat i entreprenadmaskin

**Title** Physical Modeling of Climate in Construction Vehicles

**Författare** Sebastian Nilsson  
**Author**

**Sammanfattning**

Abstract

This masters thesis concerns a modeling project performed at Volvo Technology in Gothenburg, Sweden. The main purpose of the project has been to develop a physical model of the climate in construction vehicles that later on can be used in the development of an electronic climate controller. The focus of the work has been on one type of wheel loader and one type of excavator. The temperature inside the compartment has been set equal to the notion climate.

With physical theories about air flow and heat transfer in respect, relations between the components in the climate unit and the compartment has been calculated. Parameters that has had unknown values has been estimated. The relations have then been implemented in the modeling tool Simulink.

The validation of the model has been carried out by comparison between measured data and modeled values by calculation of Root Mean Square and correlation. Varying the estimated parameters and identifying the change in the output signal, i.e the temperature of the compartment, have performed a sensitivity analysis.

The result of the validation has shown that the factor with the greatest influence on the temperature in the vehicle is the airflow through the climate unit and the outlets. Minor changes of airflow have resulted in major changes in temperature. The validation principally shows that the model gives a good estimation of the temperature in the compartment. The static values of the model differs from the values of the measured data but is regarded being as within an acceptable margin of error. The weakness of the model is mainly its predictions of the dynamics, which does not correlate satisfyingly with the data.

**Nyckelord**  
**Keywords**

Physical modeling, wheel loader, excavator, parameter estimation, sensitivity analysis, Volvo



## Abstract

This masters thesis concerns a modeling project performed at Volvo Technology in Gothenburg, Sweden. The main purpose of the project has been to develop a physical model of the climate in construction vehicles that later on can be used in the development of an electronic climate controller. The focus of the work has been on one type of wheel loader and one type of excavator. The temperature inside the compartment has been set equal to the notion climate.

With physical theories about air flow and heat transfer in respect, relations between the components in the climate unit and the compartment has been calculated. Parameters that has had unknown values has been estimated. The relations have then been implemented in the modeling tool Simulink.

The validation of the model has been carried out by comparison between measured data and modeled values by calculation of Root Mean Square and correlation. Varying the estimated parameters and identifying the change in the output signal, i.e the temperature of the compartment, have performed a sensitivity analysis.

The result of the validation has shown that the factor with the greatest influence on the temperature in the vehicle is the airflow through the climate unit and the outlets. Minor changes of airflow have resulted in major changes in temperature. The validation principally shows that the model gives a good estimation of the temperature in the compartment. The static values of the model differs from the values of the measured data but is regarded being as within an acceptable margin of error. The weakness of the model is mainly its predictions of the dynamics, which does not correlate satisfyingly with the data.

**Keywords:** Physical modeling, wheel loader, excavator, parameter estimation, sensitivity analysis, Volvo





# Sammanfattning

Denna rapport avhandlar ett examensarbete utfört som ett modelleringsprojekt vid Volvo Technology i Göteborg. Syftet med arbetet har varit att ta fram en modell för klimatet i entreprenadmaskiner som sedan ska användas för utvecklandet av klimatregulatorer för dessa. Fokusering för modelleringen har legat på en typ av hjullastare och en typ grävmaskin, där temperaturen i hytten varit likställt med begreppet klimat.

Utifrån fysikaliska relationer inom flödesläran och olika typer av värmeöverföring har fysikaliska samband för klimatenheternas och hytternas delkomponenter tagits fram. Utifrån datamängder har sedan parameterskattningar gjorts för de fysikaliska konstanterna som varit okända. Modelleringen har sedan utförts genom implementering av dessa samband i modelleringsverktyget Simulink.

Validering av modellen har utförts genom testning av värden på Root Mean Square och korrelationskoefficienter mellan modellerade hyttemperaturer och uppmätta sådana. Vidare har en känslighetsanalys utförts där de skattade parametrarna varierats och förändringen på utsignalen identifierats.

Resultatet av valideringen har visat att temperaturer i hytterna har varit starkt beroende av vilket luftflödet genom klimatenheten och ut ur utblåsen varit. Små förändringar av dessa har medfört stora förändringar i hyttemperatur. I huvudsak visar valideringen att modell ger en god bild av ett verkligt förlopp. Stationärvärden skiljer sig något åt mellan modellerade värden och uppmätta värden, men differensen får anses ligga inom en rimlig felmarginal. Modellens brister ligger primärt i dess dynamik som inte stämmer fullt så bra med uppmätta data.

**Nyckelord:** Fysikalisk modellering, hjullastare, grävmaskin, parameterskattning, känslighetsanalys, Volvo



## Förord

Detta examensarbete utfördes under hösten 2004 och under en månad in i 2005. De erfarenheter jag skaffat mig under arbetets gång är för mig ovärderliga och jag har flera att tacka för sina bidrag till denna rapport och till mitt arbete som helhet.

Ett tack vill jag först och främst rikta till min handledare vid LiTH, Ylva Nilsson, som genom ett stort engagemang och brett kunnande varit till stor hjälp i mitt arbete. Tack också till mina handledare vid Volvo Technology i Göteborg, Björn Mårdberg och Magnus Svensson, för det goda bemötande jag fått och för den positiva attityd som ni genomsyrat min tid vid Volvo med. Att ni alltid tagit er tid och svarat på mina mer eller mindre knepiga frågor har betytt mycket. Tack också till övriga vid Reglering och Simulering som mottagit mig väl och bistått med hjälp när jag behövt.

Tack till Ali Amin-Javahery, examensarbetare från Uppsala Universitet, för alla givande diskussioner vi haft under vår gemensamma tid vid VTEC. Tack Pekka Ollila, Mikael Willix, John Bertling och alla andra vid VCE i Eskilstuna för den hjälp ni bistod med när jag och Ali besökte er och gjorde mätningar sent in på kvällarna.

Tack också till min familj för det stöd ni alltid innebär. Slutligen vill jag rikta ett särskilt tack till Karin för att du alltid stöttar.



# Innehåll

<b>Abstract</b>	<b>v</b>
<b>Sammanfattning</b>	<b>vii</b>
<b>Förord</b>	<b>ix</b>
<b>1 Inledning</b>	<b>2</b>
1.1 Syfte . . . . .	3
1.2 Målgrupp . . . . .	3
1.3 Disposition . . . . .	3
<b>2 Metod</b>	<b>6</b>
2.1 Val av metod . . . . .	6
2.1.1 Fysikaliskt modellbygge . . . . .	6
2.1.2 Parameterskattning . . . . .	7
2.1.3 Modellförenklingar . . . . .	7
2.1.4 Validering . . . . .	8
2.2 Insamling av data . . . . .	9
2.2.1 Hjullastare . . . . .	9
2.2.2 Grävmaskin . . . . .	9
2.3 Metodkritik . . . . .	9
2.3.1 Fysikalisk modellering . . . . .	10
2.3.2 Insamling av data . . . . .	10
<b>3 Systembeskrivningar</b>	<b>11</b>
3.1 Klimatenhet . . . . .	11
3.2 Regulator . . . . .	13
3.3 Utblås . . . . .	13
3.3.1 Hjullastare . . . . .	13
3.3.2 Grävmaskin . . . . .	15
3.4 Simulink . . . . .	15
3.5 Avgränsningar och fokuseringar . . . . .	16
3.5.1 Generellt . . . . .	16

3.5.2	Omgivning . . . . .	16
3.5.3	Förare . . . . .	16
3.5.4	Hytt . . . . .	16
<b>4</b>	<b>Fysikaliska samband</b>	<b>17</b>
4.1	Termodynamik . . . . .	17
4.1.1	Termodynamikens första huvudsats . . . . .	17
4.1.2	Värmetransport . . . . .	18
4.1.3	Värmeväxlare . . . . .	18
4.1.4	Kylprocessen . . . . .	19
4.1.5	Luftblandning . . . . .	21
4.2	Flödeslära . . . . .	22
<b>5</b>	<b>Modellbeskrivning</b>	<b>23</b>
5.1	Recirkulation . . . . .	23
5.2	Fläkt . . . . .	24
5.3	Evaporator . . . . .	24
5.4	Värmeväxlarspjäll . . . . .	26
5.5	Värmeväxlare . . . . .	26
5.5.1	Vid fläkt . . . . .	26
5.5.2	Utan fläkt . . . . .	28
5.6	Fördelningsluckor till utblås . . . . .	28
5.6.1	Grävmaskin . . . . .	28
5.6.2	Hjullastare . . . . .	30
5.7	Externa luftkanaler . . . . .	30
5.8	Hytt . . . . .	31
5.8.1	Förare . . . . .	31
5.8.2	Interiör . . . . .	31
5.8.3	Utblås . . . . .	32
5.8.4	Utetemperatur . . . . .	33
5.8.5	Sammanfattning . . . . .	33
5.9	Parametrar att skatta . . . . .	34
<b>6</b>	<b>Parameterskattningar</b>	<b>35</b>
6.1	Fläkt . . . . .	35
6.1.1	Hjullastare . . . . .	35
6.1.2	Grävmaskin . . . . .	35
6.2	Evaporator . . . . .	36
6.2.1	Hjullastare . . . . .	36
6.2.2	Grävmaskin . . . . .	38
6.3	Värmeväxlare . . . . .	38
6.3.1	Vid fläkt . . . . .	38
6.3.2	Utan fläkt . . . . .	39
6.4	Externa luftkanaler . . . . .	41
6.4.1	Hjullastare . . . . .	41

6.4.2	Grävmaskin . . . . .	41
6.5	Utblås . . . . .	42
6.5.1	Vid fläkt . . . . .	42
6.5.2	Utan fläkt . . . . .	43
6.6	Hytt . . . . .	44
6.6.1	Hjullastare . . . . .	44
6.6.2	Grävmaskin . . . . .	45
<b>7</b>	<b>Validering</b>	<b>48</b>
7.1	Hjullastare . . . . .	48
7.2	Grävmaskin . . . . .	51
7.3	Känslighetsanalys . . . . .	54
<b>8</b>	<b>Diskussion</b>	<b>59</b>
8.1	Hjullastare . . . . .	59
8.2	Grävmaskin . . . . .	59
8.3	Generellt . . . . .	60
8.4	Vidare arbete . . . . .	60
	<b>Litteraturförteckning</b>	<b>61</b>
	<b>Notation</b>	<b>62</b>
<b>A</b>	<b>Mätserier</b>	<b>65</b>
A.1	Mätserier för hjullastare . . . . .	65
A.1.1	Utetemperatur -10 °C . . . . .	65
A.1.2	Utetemperatur +10 °C . . . . .	66
A.1.3	Utetemperatur +20 °C . . . . .	67
A.1.4	Utetemperatur +30 °C . . . . .	67
A.1.5	Flöden vvx1 på . . . . .	69
A.1.6	Flöden vvx1 av . . . . .	69
A.2	Mätserier för grävmaskin . . . . .	70
A.2.1	Utetemperatur -10 °C . . . . .	70
A.2.2	Utetemperatur +35 °C . . . . .	70
A.2.3	Utetemperatur +42 °C . . . . .	71





# Tabeller

6.1	Värmekonstanter för utblås i hjullastare . . . . .	41
6.2	Värmekonstanter för utblås i hjullastare . . . . .	41
6.3	Värmekonstanter för utblås i grävmaskin . . . . .	41
6.4	Flödeskonstanter för utblås i hjullastare . . . . .	42
6.5	Flödeskonstanter för utblås i hjullastare . . . . .	43
7.1	Sammanfattning hjullastare . . . . .	48
7.2	Sammanfattning grävmaskin . . . . .	51
7.3	Fläktens konstant . . . . .	55
7.4	Evaporatorns konstant . . . . .	55
7.5	Köldmediets temperatur . . . . .	55
7.6	Värmeväxlarens konstant . . . . .	55
7.7	Specifika värmekapaciteten för kylvattnet . . . . .	55
7.8	Proportionalitetskonstant för vvxl . . . . .	56
7.9	Tidskonstanten för vvxl . . . . .	56
7.10	Värmekonstant för kanal 4 . . . . .	56
7.11	Värmekonstant för kanal 10 . . . . .	56
7.12	Flödeskonstant för utblås 10 . . . . .	56
7.13	Konstanten för utblås 10 . . . . .	57
7.14	Tidskonstanten för utblås 10 . . . . .	57
7.15	Interiörens massa och specifika värmekapacitet . . . . .	57
7.16	Hyttens värmegenomgångstal . . . . .	57
7.17	Hyttens absorptionskoefficient . . . . .	57
A.1	Mätserie 1 för hjullastare . . . . .	65
A.2	Mätserie 2 för hjullastare . . . . .	66
A.3	Mätserie 3 för hjullastare . . . . .	67
A.4	Mätserie 4 för hjullastare . . . . .	67
A.5	Flöden ( $m^3/s$ ) värmeväxlare på . . . . .	69
A.6	Flöden ( $m^3/s$ ) värmeväxlare av . . . . .	69
A.7	Mätserie 1 för grävmaskin . . . . .	70
A.8	Mätserie 2 för grävmaskin . . . . .	70
A.9	Mätserie 3 för grävmaskin . . . . .	71

# Figurer

1.1	Hjullastare . . . . .	4
1.2	Grävmaskin . . . . .	4
3.1	Klimatenheten i en grävmaskin. . . . .	11
3.2	Utblås 1 till 4 i hjullastaren. . . . .	14
3.3	Utblås 5 till 12 i hjullastaren. . . . .	14
3.4	Utblås i grävmaskinen. . . . .	15
4.1	Vägg med två olika lager. . . . .	19
4.2	Värmeväxlare. . . . .	20
4.3	Kylpumpänläggning . . . . .	20
4.4	p-i-diagram . . . . .	21
5.1	Simulinkmodell av evaporator. . . . .	25
5.2	Simulinkmodell av värmeväxlare. . . . .	27
5.3	Simulinkmodellen för interiören. . . . .	32
6.1	Luftflöden för olika fläktspänningar i WLO. . . . .	36
6.2	Tryck innan kompressor vid utetemperatur +30°C. . . . .	37
6.3	Tryck innan kompressor vid utetemperatur +20°C. . . . .	37
6.4	Temperatur vid bakre defrosterutblås för uppvärmning . . . . .	39
6.5	Utblåsttemperatur och hyttemperatur utan fläkt . . . . .	40
6.6	Skattad temperatur vid utblås och verklig temperatur. . . . .	40
6.7	Flöden ut bakre defrosterutblås . . . . .	42
6.8	Utblåsttemperatur och hyttemperatur utan fläkt. . . . .	43
6.9	Simulerad och verklig temperatur vid utblås. . . . .	44
6.10	Simulerad och verklig sensorsignal vid -10°C . . . . .	46
6.11	Simulerad och verklig temperatur vid ansikte vid -10°C. . . . .	46
6.12	Temperaturer vid sensor vid +35°C och -10°C. . . . .	47
6.13	Temperaturer vid ansiktet vid +35°C och -10°C. . . . .	47
7.1	Verklig och modellerad temperatur vid sensor vid -10 °C. . . . .	49
7.2	Verklig och modellerad temperatur vid sensor vid +10 °C. . . . .	49
7.3	Verklig och modellerad temperatur vid sensor vid +20 °C. . . . .	50

---

7.4	Verklig och modellerad temperatur vid sensor vid +30 °C. . .	50
7.5	Verklig och modellerad temperatur vid sensor vid -10 °C. . .	52
7.6	Verklig och modellerad temperatur vid sensor vid +35 °C. . .	52
7.7	Verklig och modellerad temperatur vid sensor vid +42 °C. . .	53
A.1	Sensortemperatur för mätning på hjullastare i -10°C . . . . .	66
A.2	Sensortemperatur för mätning på hjullastare i +10°C . . . . .	67
A.3	Sensortemperatur för mätning på hjullastare i +20°C . . . . .	68
A.4	Sensortemperatur för mätning på hjullastare i +30°C . . . . .	68
A.5	Sensortemperatur för mätning på grävmaskin i -10°C . . . . .	70
A.6	Sensortemperatur för mätning på grävmaskin i +35°C . . . . .	71
A.7	Sensortemperatur för mätning på grävmaskin i +42°C . . . . .	72

# Kapitel 1

## Inledning

Vikten av att tillse att klimatet i ett fordon upprätthåller en god och önskad nivå är stor, speciellt då fordonet är förarens arbetsplats. I processen med att ta fram den regulator som ska tillse att föraren kan arbeta i önskad miljö, ingår att undersöka hur den beter sig i det fordon som den sedan ska sitta i. Att utföra dessa kontinuerliga kontroller är krävande, både vad gäller tidsaspekter och penningaspekter. En användbar metod för att undkomma delar av problemen är att istället testa regulatorn i en fiktiv miljö. Vilken metod som är bäst för att utforma denna miljö är inte entydigt, utan kan bero på faktorer som exempelvis projektets tidshorisont, nödvändigt validitet för modellen eller möjligheter till generalisering mellan olika fordon.

I samtliga fall är det dock av vikt att modellen tar hänsyn till så många olika faktorer som det är möjligt för att på så sätt återge en rättvisande bild av verkliga körfall. Hänsyn kan tas till faktorer såsom typ av klimatenhet, hyttstruktur, omgivningstemperatur, omgivningstryck, luftfuktighet, fordonshastighet och solintensitet. Dock måste viss distans hållas när det kommer till valet av vilka faktorer som ska spela in. Allt för många ingående variabler kan lätt göra modellen allt för komplex och tidskrävande att simulera. Då modellen ska vara anpassad till verkliga körfall måste den, i kombination med den processor den arbetar med, klara av att simulera i realtid. På Volvo Technology i Göteborg arbetar man bland annat med just modellering av klimatsystem och framtagande av regulatorer för dessa.

Inom Volvogruppern finns ett antal företag som arbetar med olika produkter. För utvecklingen av entreprenadmaskiner står Volvo Construction Equipment (VCE) som har en mängd olika produkter i sitt utbud. Bland dessa maskiner finns hjullastare och grävmaskiner, kring vilka detta examensarbete koncentrerar sig. Hjullastarnas funktion är att frakta olika stora mängder materiel vid anläggningar. Grävmaskinens primära funktion är, som namnet skvallrar om, att utföra anläggningsarbeten av grävande slag. Beroende på vilka syften som finns med arbetet vid anläggningen, används entreprenadmaskiner av olika storlekar och olika prestanda. Figur 1.1 och Figur 1.2 visar exempel på hur

dessa bägge entreprenadmaskiner kan se ut i sina fysiska utföranden.

## 1.1 Syfte

Syftet med detta examensarbete är att fysikaliskt ta fram en modell som ska vara generaliserbar mellan grävmaskiner och hjullastare och som ska tjäna som hjälp för framtagande av regulator för klimatet i ovan nämnda entreprenadmaskiner.

## 1.2 Målgrupp

Denna rapport riktar sig till de personer som är intresserade av att veta mer om hur klimatet ett i fordon kan modelleras. Rapporten riktar sig även till personer med ett intresse av teorier kring termodynamik och hur dessa kan kopplas till ett modelleringsprojekt inom fordonsindustrin. Vidare kan rapporten även vara intresse för den som har insikt i modellering av klimat i personbilar och som vill få insikt i hur detta kan fungera för entreprenadmaskiner.

## 1.3 Disposition

### *Kapitel 2 Metod*

I kapitlet redovisas valen av metoder och vad dessa val kommer an på. Vidare ges också en beskrivning av vilka brister och förtjänster de valda metoderna har.

### *Kapitel 3 Systembeskrivningar*

I kapitlet ges läsaren en möjlighet att bekanta sig med de fysiska system som ingår i arbetet. För ökad förståelse beskrivs modellen av en klimatenhet med dess ingående del. Även hytterna och simuleringsverktyg beskrivs.

### *Kapitel 4 Fysikaliska samband*

Kapitlet redovisar de teorier som ligger till grund för arbetet. Här avhandlas teorier inom termodynamik och flödeslära.

### *Kapitel 5 Modellbeskrivning*

Här fogas de teoretiska resonemangen kring fysikaliska samband samman med den fysiska klimatenheten, hytten samt omgivningen. Tankegångar beskrivs och approximationer och antaganden motiveras.

### *Kapitel 6 Parameterskattningar*

Kapitel 5 lämnar vissa parametrar obestämda. I detta kapitel redovisas hur okända parametrar skattats utifrån metoder angivna i teorikapitlet.



Figur 1.1: Hjullastare



Figur 1.2: Grävmaskin

*Kapitel 7 Validering*

Utifrån metoder angivna i teorikapitlet redovisas här arbetsgång och resultat från de olika valideringstester som gjorts. Kring resultaten hålls också diskussioner.

*Kapitel 8 Diskussion*

I kapitlet förs en generell diskussion kring de resultat valideringen gett. Modellens begränsningar utvärderas och förslag till vidare arbete redovisas.

# Kapitel 2

## Metod

*Detta kapitel syftar till att ge läsaren en inblick i de metoder som ligger till grund för arbetet samt vilka för- och nackdelar som kan tänkas kopplas till metoderna. För modelleringen har data insamlats och de metoder som använts för detta beskrivs och motiveras.*

### 2.1 Val av metod

De metoder som väljs för modellbygge och datainsamling ska vara anpassade för de syften som finns med arbetet och ska väljas utifrån de resurser som står till förfogande.

#### 2.1.1 Fysikaliskt modellbygge

För detta arbete används fysikaliskt modellbygge. Valet av fysikaliskt modellbygge som metod kommer av Volvo Technologys önskan att få fram en modell som är relativt enkel att anpassa till olika typer av entreprenadmaskiner. Vidare ger en fysikalisk modell en bra förståelse för vilka ingående faktorer som på något sätt har verkan på fordonets hyttklimat. Flexibiliteten hos en fysikalisk modell tillhör också fördelarna, då det går att byta komponenter och på så sätt förändra delmodeller.

Det fysikaliska modellbygget i denna rapport kan delas in i fyra faser:

- Problemstrukturering
- Uppställning av basekvationer
- Parameteridentifiering
- Validering



I problemstruktureringsfasen delas målsystemet upp i olika delsystem, där orsakssamband mellan dessa kartläggs. Här analyseras vilka externa signaler som finns och vilka utsignalerna är. Vidare bestäms i denna fas även vilka huvudsakliga approximationer man ska tillåta i modellen.

Vid uppställning av basekvationer söker man finna de fysikaliska samband som bäst beskriver det verkliga systemet. Även här är det lämpligt att söka efter möjliga approximationer att göra. Detta för att hålla komplexiteten på modellen nere.[8]

Då ekvationerna är uppställda identifieras de parametrar som ingår. Identifiering görs antingen genom fysikaliska samband och tabellslagning alternativt genom parameterskattningar.

Valideringen syftar till att utvärdera kvaliteten på modellen och utförs fördelaktligen genom tester mot datamängder som inte använts vid parameterskattningarna.

### 2.1.2 Parameterskattning

För att anpassa modellen till data kan principen att *minimera prediktionsfelet* användas. Prediktionsfelet kan skrivas som

$$\epsilon(t, \theta) = y(t) - \hat{y}(t|\theta) \quad (2.1)$$

där  $\hat{y}(t|\theta)$  är modellens predikterade värde av den verkliga signalen  $y(t)$ . Om det finns data över insignal och utsignal över en period  $=1..N$  kan nedanstående mått bildas

$$V_N(\theta) = \frac{1}{N} \sum_{t=1}^N \epsilon^2(t, \theta) \quad (2.2)$$

Det värde på  $\theta$  som minimerar (2.2) ger naturligt modellen den bästa validiteten. [8]

### 2.1.3 Modellförenklingar

Vid modellbygget är det nödvändigt att göra förenklingar av olika slag. Tre olika slag av förenklingar kan diskuteras [8]

- Försumma små effekter och approximera samband
- Identifiera relevanta tidkonstanter
- Aggregera tillstånd

I detta arbete har alla samtliga angivna förenklingsvarianter använts på ett eller annat sätt. Väderförhållanden som ansetts ha låg verkan på klimatet i hytten har försumrats medan sådan dynamik som inte ansetts vara relevant för modelleringen har approximerats med stationära samband. Aggregering

av tillstånd innebär att man slår samman variabler av samma karaktär och detta har bland annat blivit aktuellt vid modelleringen av hytten, där klimatet har ansetts vara beroende av ett fåtal värmeöverföringskonstanter medan det i verkligheten snarare handlar om större antal. Vinsten med förenklingar är att modelleringen blir mindre komplex och den slutgiltiga modellen blir snabbare och effektivare att simulera.

### 2.1.4 Validering

Då modellen är färdigställd är det av vikt att dess kvalitet utvärderas. För detta ändamål finns olika valideringsmetoder. Nedan redovisas de som är aktuella för detta arbete.

#### RMS

RMS står för Root-Mean-Square och är ett mått på standaravvikelsen mellan två olika signaler. RMS beräknas enligt

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (y_v(i) - y_s(i))^2} \quad (2.3)$$

där  $y_v$  avser den verkliga (uppmätta) signalen och  $y_s$  avser den simulerade signalen.[7] För att uppnå hög validitet i modellen ska RMS hållas så låg som möjligt.

#### Korrelationskoefficienter

Korrelationskoefficienten mellan två serier av data säger vilken samvariation som finns mellan de bägge serierna. Korrelationskoefficienten kan variera mellan -1 och 1 och större avvikelse från noll indikerar större korrelation. Korrelationskoefficienten beräknas enligt

$$\rho = \frac{N \sum x_i \cdot y_i - \sum x_i \cdot \sum y_i}{(N \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2)(N \sum y_i^2 - (\sum y_i)^2)} \quad (2.4)$$

där  $x_i$  och  $y_i$  är punkter i respektive datamängd och  $N$  är antalet punkter som jämförs. [6]

#### Känslighetsanalys

För att få en bild av hur mycket de framskattade parametrarna och deras eventuella fel påverkar modellen, utförs en känslighetsanalys. Utgående från en och samma mätserie varieras varje enskild parameter individuellt och resultatet i form av avvikelse från RMS och korrelationen  $\rho$  registreras.

## 2.2 Insamling av data

Vid modelleringen identifieras parametrarna till största delen genom skattningar. Till grund för dessa parameterskattningar och valideringar ligger olika datamängder, uppmätta på fordonen.

### 2.2.1 Hjullastare

För hjullastaren har experiment i kallt klimat utförts på en hjullastarhytt och nödvändig data har insamlats från dessa. Hytten har varit fristående och har varit placerat i ett kylrum i vilket omgivningstemperaturen har varit möjlig att reglera. I och med att hytten varit frikopplad från själva entreprenadmaskinen har evaporator och värmeväxlare inte fungerat i enlighet med verkliga körfall. Vad gäller evaporatorn har den ej varit i drift, medan värmeväxlaren arbetat med kylvatten från en extern värmepanna. Vid försöken har temperaturer loggats för omgivning, utblås, hyttsensor samt ansiktsposition. Mätningens utförande och dess resultat finns angivna i Bilagor A.1.1 och A.1.2.

Mätdata från hjullastare i varmt klimat har inte varit möjliga att ta fram för den aktuella entreprenadmaskinen. Data har dock funnits tillgängliga för tidigare modeller av hjullastare och dessa har istället fått tjäna som hjälp vid skattning och validering. Dessa mätningar har gjorts under tidigare projekt vid Volvo Construction Equipment i Eskilstuna och då på komplett maskin. De ingående signalerna och resultaten för dessa datamängder finns angivna i bilagor A.1.3 och A.1.4.

Förutom de mätningar som gjorts på olika temperaturer har även flödesmätningar på utblåsen i hjullastarhytten gjorts. Resultaten av dessa mätningar finns angivna i Bilagor A.1.5 och A.1.6.

### 2.2.2 Grävmaskin

När det gäller grävmaskinen har det inte funnit möjlighet till egna tester på maskin och inte någon annan data för den relevanta maskinen. Dock har det funnit datamängder för tidigare modeller av grävmaskinen. Dessa mätningar har gjorts under tidigare projekt vid Volvo Construction Equipment i Korea och då på komplett maskin. De ingående signalerna för dessa datamängder och resultaten av mätningarna står angivna i Bilagor A.2.1, A.2.2 och A.2.3.

## 2.3 Metodkritik

Med olika metoder följer olika typer av nackdelar, vilka är viktiga att ha i åtanke vid utvärdering av arbetet.

### 2.3.1 Fysikalisk modellering

Det som den fysikaliska modelleringen kan komma att brista i är dess exakthet. Då en bra fysikalisk beskrivning innebär många ingående parametrar och komplexa ekvationer, måste flertalet approximationer och förenklingar enligt ovan göras. Därav modellens möjligen mindre exakta resultat.

Då en klimatenhet innefattar många olika delsystem, kräver ett bra resultat att varje del modelleras noggrant. Erfarenheter vid Volvo Technology visar på att fysikaliska modellbyggen kan vara tidskrävande vilket får betydelse då detta arbete är tidsbegränsat. Därav måste avvägningar göras för hur mycket arbete som ska läggas ned på varje del och hur stora felmarginaler som kan tolereras.

### 2.3.2 Insamling av data

Då det kommer till hjullastaren ligger den största bristen i insamlingen av data i att de egenhändigt utförda experimenten inte alltid återspeglar verkligheten. Då värmeväxlaren inte fungerat på samma sätt som den skulle ha gjort i komplett maskin blir dynamiken för uppvärmningarna något missvisande. Vid ett verkligt körfall, så som vid en kallstart, kan man inte anta att det tillflödande kylvattnet har samma höga temperatur som är fallet när vattnet kommer från en värmepanna. Vidare innebär en fristående hytt att läckage inte uppför sig i enlighet med vad som hade varit fallet vid komplett maskin.

Att använda data från äldre maskiner, vilket varit fallit för ett flertal datamängder, är heller ej att betrakta som optimalt. För hjullastaren är största skillnaderna att den äldre hytten är något annorlunda samt att utblåsen sitter något annorlunda. För grävmaskinen är den största skillnaden placeringen av utblåsen. Dessa skillnader ses i detta arbete som av mindre betydelse för klimatet i hytten. Datamängderna har ansetts vara goda fingervisningar om hur temperaturen i de modellerade hytterna ska se ut och skillnaderna har inte ansetts varit betydande när det kommer till temperaturskillnader.

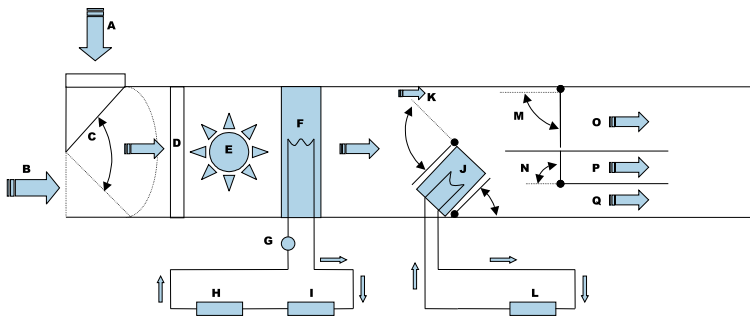
# Kapitel 3

## Systembeskrivningar

I detta kapitel beskrivs klimatsystemet, hytterna och Simulink, vilket använts som modelleringsverktyg. Med dessa beskrivningar som bakgrund redovisas sedan de avgränsningar och fokuseringar som gjorts.

### 3.1 Klimatenhet

Nedan i Figur 3.1 ges en schematisk bild över klimatanläggningen i en grävmaskin av den typ som ska modelleras. För hjullastaren råder samma principer men hårdvaran skiljer sig något från systemet för grävmaskinen. Dessa skillnader återges nedan. Viktigt att påpeka är att bilden inte syftar till att redogöra för enhetens fysiska form, utan endast till att ge en inblick i hur de olika delsystemen hänger samman.



Figur 3.1: Klimatenheten i en grävmaskin.

- A. Luft från omgivningen sugns in genom ett filter.
- B. Luft från hytten sugns in i klimatenheten.

- C. Luft från hytt och uteluft blandas. Mängden av respektive luft i blandningen bestäms av öppningsgraden på recirkulationsluckan.
- D. Ytterligare ett filter för rening av luft.
- E. En fläkt suger in luft och har direkt påverkan på det i klimatenheten resulterande luftflödet.
- F. I evaporatorn kyls och torkas luften. Köldmediet förångas.
- G. En ventil innan evaporatorn syftar till att reglera massflödet av köldmediet.
- H. I kondensorn kondenseras köldmediet.
- I. Det förångade köldmediet från evaporatorn passerar kompressorn och utsätts för en tryckökning.
- J. Luft passerar genom en värmeväxlare. Mängden luft bestäms av öppningsgraden hos de bägge luckorna, belägna framför och bakom värmeväxlaren. Dessa båda luckor är kontinuerligt styrbara och är fullt öppna eller fullt stängda samtidigt. Dessa luckor drivs av en gemensam motor.
- K. Vid fullt öppna luckor tillåts alltid en mindre mängd luft att passera värmeväxlaren.
- L. Motorn är integrerad med en väskpump som driver kylvätskan i värmeväxlaren.
- M. En luckas öppningsgrad bestämmer mängden av den luft som ska flöda mot ansiktet.
- N. En luckas öppningsgrad bestämmer mängden av den luft som ska flöda mot respektive fot.
- O. Luft som flödar mot ansiktet.
- P. Luft som flödar mot fötter.
- Q. En viss mängd luft tillåts alltid flöda mot defrosterutblåsen.

Klimatenheten ovan är valid för en grävmaskin men inte för en hjullastare. Skillnaderna är för ögat inte stora men ändå viktiga för modelleringen. Följande huvudsakliga skillnader från ritningen ovan gäller

- I hjullastaren sitter fläkten (E) mellan evaporator (F) och värmeväxlare (J).
- Värmeväxlaren (J) i hjullastaren låter ingen luft passera förbi utan värmer all luft. Några värmeväxlarspjäll finns inte heller. Istället bestäms graden av uppvärmningskapacitet av kylvattnets flöde som styrs kontinuerligt via en vattenventil.

- Någon distribution (M,N) av luften ut i olika kanaler finns inte. Efter värmeväxlaren (J) flödar istället all luft ut i en och samma kanal som sedan försörjer samtliga utblås i hytten.

En komponent som fungerar lite speciellt i entreprenadmaskinerna är evaporatorn. Under en nedkylningsprocess tillåts inte evaporatorn att kyla kontinuerligt, utan stängs av med jämna mellanrum. Detta innebär att kompressorn stängs av när luften efter evaporatorn är under  $+1^{\circ}\text{C}$  och slås sedan på när temperaturen nått upp till en bestämd temperatur. Denna temperatur kan variera men ligger någonstans över  $+6^{\circ}\text{C}$ . Denna funktion är inbyggd för att undvika isbildning efter evaporatorn, då luften utsöndrar vatten vid nedkylning.

## 3.2 Regulator

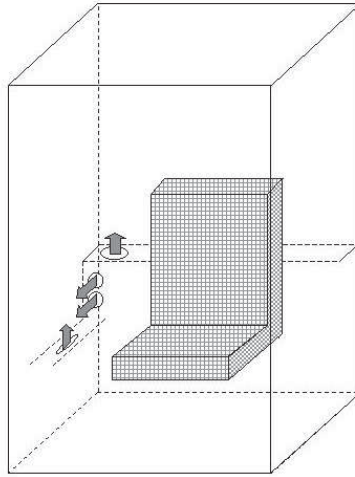
De insignaler till modellen som regulatorn styr är recirkulationsgrad, fläktspänning, kompressorn av eller på, värmeväxlarens kylvattenflöde, värmeväxlarspjäll och luftdistributionsluckor. Modellen beräknar temperaturer vid ansikte och vid hyttsensor, men av dessa är endast sensortemperaturen insignal till regulatorn. Även temperaturen efter evaporatorn tas som insignal för att kunna reglera cyklingen. För hjullastaren tar regulatorn även temperaturen efter värmeväxlaren som insignal. Regulatorns uppgift är att utifrån dessa signaler reglera så att den upplevda temperaturen är den önskade. Av denna anledning modelleras ansiktstemperaturen som referens.

## 3.3 Utblås

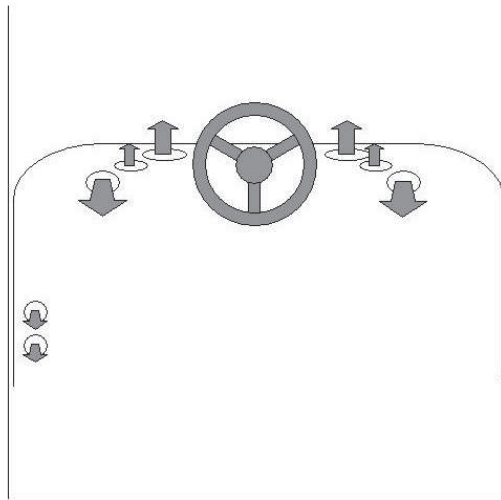
De bägge hytterna i hjullastaren och i grävmaskinen skiljer sig åt på flera plan. En av de viktigaste skillnaderna ligger i utblåsens placering i hytterna. För de modellerade hytterna har det inte gått att få fram exakta positioner för utblåsen varför modelleringen i mångt och mycket har utgått från placeringar i äldre hytter. Nedan följer beskrivningar över hur dessa placeringar sett ut för de bägge entreprenadmaskiner som modellerats.

### 3.3.1 Hjullastare

Hjullastaren har sammanlagt tolv stycken utblås i hytten. Dessa är placerade runt om föraren enligt Figur 3.2 och Figur 3.3. I rapporten diskuteras dessa i utblås i termer av siffror där utblåsen är numrerade från 1 till 12, där 1 är det från föraren sätt bakre defrosterutblåset och övriga räknade motsols därifrån.

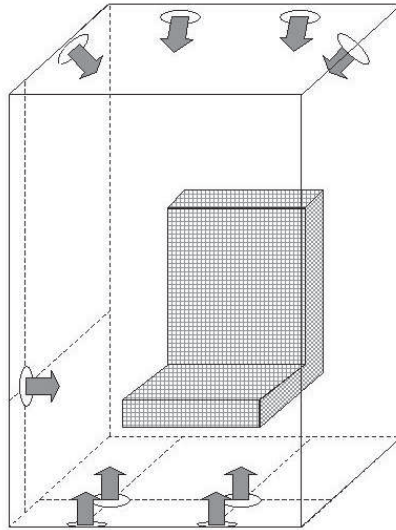


Figur 3.2: Utblås 1 till 4 i hjullastaren.



Figur 3.3: Utblås 5 till 12 i hjullastaren.





Figur 3.4: Utblås i grävmaskinen.

### 3.3.2 Grävmaskin

Figur 3.4 visar utblåsens placering för den grävmaskinshytt som stått till grund för modelleringen. I den modellerade hytten finns inte de bägge främre defrosterutblåsen, varför dessa försumrats vid modelleringen.

Namnen för utblåsen i taket är indexerade med *rear* och *side* kombinerat med *l* och *r*, vilka utgår från föraren och anger om utblåset sitter bakom eller vid sidan och om det är på vänster eller höger sida. Fotutblåsen är indexerade med *foot* kombinerat med *r* och *l*. Utblåset från förarens högra sida är indexerat med *def*.

## 3.4 Simulink

Simulink är ett verktyg integrerat i Matlab och som används främst för modellbygge och simulering av dynamiska system. Simulinks grafiska gränssnitt består av blockscheman, vilka kopplas samman och simuleras. Vid sidan av Simulink finns även andra verktyg med liknande funktion, men valet av Simulink som modelleringsverktyg i detta arbete grundas i författarens praktiska erfarenhet av verktyget samt täcker det behov som finns med arbetet.

## 3.5 Avgränsningar och fokuseringar

Klimatet i hytten på en entreprenadmaskin är beroende av en mängd olika faktorer som står att finna både i fordonets externa och i dess interna miljö. Vid en fysikalisk modellering öppnar detta, i praktiken, för ekvationer med oöverskådlig komplexitet, varför ett antal avgränsningar måste göras.

### 3.5.1 Generellt

I denna rapport likställs begreppet *klimat* med *temperatur*. Med andra ord kommer inte några andra egenskaper än temperaturen i hytten att modelleras.

### 3.5.2 Omgivning

Fordonets omgivning får anses vara relativt deterministisk till sin karaktär. Väderegenskaper som fokuseras och som finns med i beräkningarna är temperatur och solintensitet. Övrigt, såsom fordonets hastighet, vindförhållanden, eventuell nederbörd, luftfuktighet etc. försummas, då dessa faktorer inte varit möjliga att få uppgifter om vid mätningarna. Vidare kommer modellen ej att tas hänsyn till uppstarter i extrema temperaturer så som mycket kallt eller mycket varmt, då de data som uppmätts inte ger bra grund för att modellera detta.

### 3.5.3 Förare

Temperaturen i hytten beror av en mängd värmestrålning som föraren utstrålar. Inga passagerare och deras påverkan modelleras.

### 3.5.4 Hytt

För hytten antas att alla fönster och dörrar är stängda. Samtliga utblås i hytten antas vara fullt öppna för samtliga körfall.

Luftfuktighetens påverkan på temperaturen tillåts inte få betydelse annat än i beräkningsgångar som behandlar luftblandningen efter recirkulationen, där den endast används som viktande funktion.

De temperaturer som beräknas är den vid hyttens temperatursensor och en för föraren representativ temperatur. Den sistnämnda temperaturen ansätts vara den vid ansiktet.

# Kapitel 4

## Fysikaliska samband

Detta kapitel ger en teoretisk bakgrund till det arbete som utförts. I huvudsak avhandlas termodynamiska samband men även en kortare diskussion om flödeslära förs.

### 4.1 Termodynamik

För detta arbete ligger ett antal fysikaliska samband till grund för modelleringen. Till största delen härör dessa samband ur termodynamiska teorier.

#### 4.1.1 Termodynamikens första huvudsats

Mellan två system av olika temperatur kan en värmeöverföring ske. Detta sker genom att det varmare systemet avger värmeenergi till det kallare systemet. Tillförd energi betecknas som positiv medan det motsatta ses som negativ. *Termodynamikens första huvudsats* lyder enligt följande

$$Q_{12} = (U_2 - U_1) + W_{12} \quad (4.1)$$

där  $Q_{12}$  är den värmemängd som tillförs systemet,  $U_2 - U_1$  är systemets inre energiändring och  $W_{12}$  är systemets volymändringsarbete.<sup>1</sup> Ändringen i inre energi för massan  $m$  beräknas enligt

$$U_2 - U_1 = m \cdot \int_1^2 c_v \cdot dT \quad (4.2)$$

där  $T$  är temperatur. *Specifika värmekapaciteten*  $c_v$  är beroende av temperaturen men approximeras med ett konstant värde. Den värmemängdsändring som sker hos en massa  $m$  kan då betecknas som

---

<sup>1</sup>Termen  $W_{12}$  kan försummas i de fall det inte utförs något volymändringsarbete. I förekommande fall i rapporten motiveras detta.

$$Q_{12} = m \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1) \quad (4.3)$$

där  $c_v$  är ämnets specifika värmekapacitet. För att kunna räkna på energiförändringen per tidsenhet kan ekvationen skrivas om till

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1) \quad (4.4)$$

där  $\dot{m}$  betecknar massflödet till systemet. [1]

### 4.1.2 Värmetransport

Värmetransport kan ske antingen genom *ledning*, *konvektion* eller *strålning*. Ledning sker genom fasta eller stillastående medium, konvektion sker vid omblandning av medieelement i en vätska eller gas och strålning sker genom elektromagnetisk vågrörelse mellan två kroppar.

Det värmeutbyte  $\dot{Q}$  som sker mellan två system på var sida om en vägg och som endast tar konvektion och ledning i beräkning, är proportionellt mot *temperaturdifferensen*  $\Delta T$  och ytan  $A$  mellan de bägge systemen och kan skrivas som

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T \quad (4.5)$$

där  $k$  är *värmegenomgångstalet*. Denna konstant påverkas av olika egenskaper hos den avskiljande väggen (eller ytan) och dess påverkan på mediet. Dessa egenskaper innefattar värmeövergången till ytan, värmegenomgången i väggen och värmeövergången till mediet på andra sidan väggen. Proportionalityskonstanten för värmeövergång kallas *värmegenomgångstalet* och betecknas med  $\alpha$  medan genomgångens karaktär påverkas av *värmeledningstalet*  $\lambda$ . Som ytterligare inverkan är väggens tjocklek  $\delta$ . I Figur 4.1 åskådliggörs sambanden grafiskt. Väggen i exemplet har två olika lager med olika egenskaper. Här sker värmegenomgången från vänster till höger, där temperaturen är högre på den vänstra sidan.

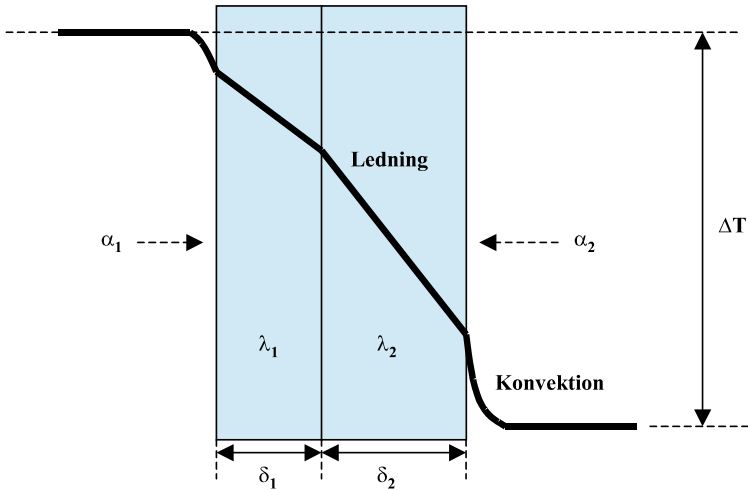
Sambandet mellan  $k$  och nämnda konstanter kan uttryckas som

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (4.6)$$

Som synes krävs vetskap om ett flertal egenskaper hos den avskiljande väggen för att kunna beräkna det resulterande värmegenomgångstalet. [4]

### 4.1.3 Värmeväxlare

Värmeväxlare används i syfte att värma upp eller att kyla ned ett medie. Detta åstadkommes genom att låta värmeenergi flöda mellan olika medier i värmeväxlaren. Storleken på överförd värmeeffekt kan beräknas enligt



Figur 4.1: Väg med två olika lager.

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (4.7)$$

där  $k$  är *värmeledningstalet*,  $A$  är *värmeöverföringsarean* och  $\Delta T_m$  är den så kallade *medeltemperaturdiffensen*.  $\Delta T_m$  beräknas enligt

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.8)$$

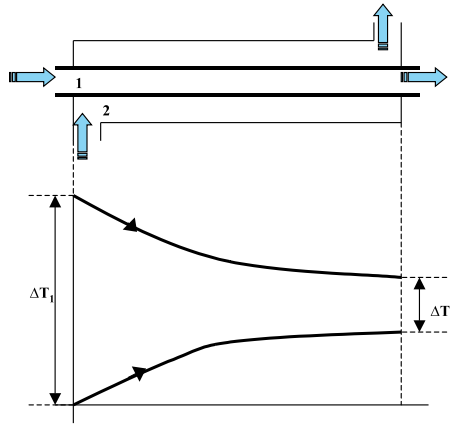
där  $\Delta T_1$  och  $\Delta T_2$  avser temperaturdifferenserna mellan värmväxlarens bägge anslutningssidor. Med anslutningssidor avses i detta fall den sida där kylvatten och luft tillströmmar och den sida där dessa medier strömmar ut. Dessa storheter åskådliggörs i Figur 4.2

Figur 4.2 illustrerar en värmväxlare av typen *medströmsvärmväxlare*. Om flöden i ledning 1 och ledning 2 istället hade strömmat mot varandra hade det kallats för en *motströmsvärmväxlare*. För bägge fallen gäller dock (4.8). [4]

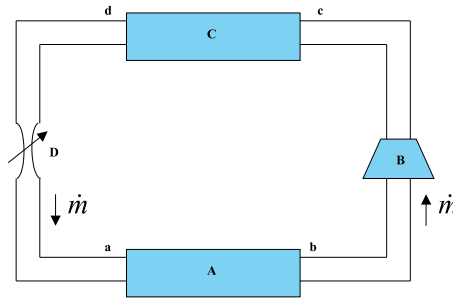
## 4.1.4 Kylprocessen

### Kylanläggning

En kylanläggning har som syfte att ta värmeenergi från sin omgivning (ett kylrum) och på så sätt kyla ner denna. Omgivningen kan exempelvis vara luft som passerar genom en evaporator. Figur 4.3 visar en kylanläggning som arbetar enligt den så kallade *förångningsprocessen*. [2]



Figur 4.2: Värmeväxlare.



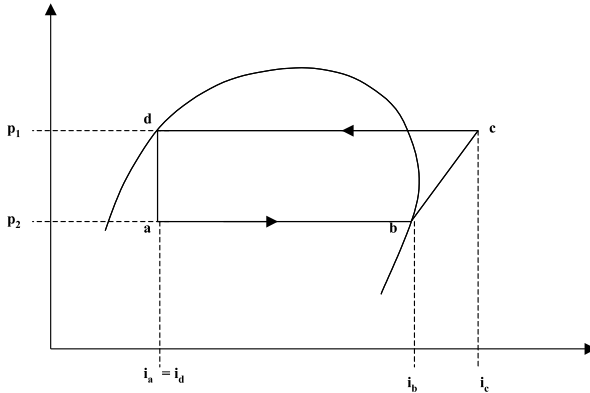
Figur 4.3: Kylpumpansläggning arbetande enligt förångningsprocessen.

- A.** I förångaren förångas köldmediet som flödar genom anläggningen. För att åstadkomma denna förångning tar köldmediet upp en värmeenergi  $\dot{Q}$  från omgivningen som kan vara ett kylrum. Köldmediet hålls vid en låg temperatur. Massflödet är anpassat så att trycket i förångaren ger en önskad kokningstemperatur.
- B.** Kompressorn transporterar köldmediet med ett flöde  $\dot{m}$ , runt i systemet. Det massflöde som råder genom kompressorn anpassas så att trycket i förångaren (A) motsvarar den lägre förångningstemperaturen. Temperaturdifferensen och tryckdifferensen är nödvändiga för att möjliggöra värmetransporten från köldmediet.
- C.** I kondensorn är köldmediets tryck högt på grund av det höga massflödet. Köldmediet kyls och kondenseras fullt. Denna kondensering sker vid en högre temperatur än förångningen, då trycket i kondensorn är högre.

D. Strypporganets funktion är att reglera  $\dot{m}$  och på så sätt upprätthålla en tryckdifferens mellan förångare och kondensor. Detta för att förångningen ska ske vid en lägre temperatur än för kondenseringen.

### Kylecykel

Figur 4.4 nedan visar ett så kallat *p-i-diagram* för en kylanläggning. Diagrammet visar efter vilken cykel köldmediet arbetar. Notationerna utefter cykeln motsvarar faserna i Figur 4.3 [2]



Figur 4.4: p-i-diagram

Figur 4.4 visar en ideal cykel för ett köldmedie, där tryck och entalpi ställs i relation till varandra. Som synes är trycket in i förångaren det samma som ut. Detta innebär att detsamma gäller för temperaturen. I det verkliga fallet stämmer detta inte till fullo. Det uppstår en viss temperaturökning då köldmediet förångas. Temperaturen för köldmediet är idealt densamma vid a som vid b. Den bågformade kurvan är den så kallade mättningskurvan, vilken beskriver tillståndet hos köldmediet. På vänster sida om kurvan är köldmediet fullt mättad vätska och på höger sida fullt mättad ånga. Tillstånden för arean däremellan består av olika blandningar av dessa bägge. [5]

### 4.1.5 Luftblandning

Vid blandning av två olika luftmängder med två olika blandningsinnehåll kan blandningens resulterande vatteninnehåll skrivas som

$$x_m = \frac{m_{L_1} \cdot x_1 + m_{L_2} \cdot x_2}{m_{L_1} + m_{L_2}} \quad (4.9)$$

där  $x$  avser de olika luftmängdernas relativa luftfuktighet och  $m$  avser deras massa.

Ekvation (4.9) ger då resulterande samband för temperaturen hos den blandade luften [1], [5].

$$T_m = \frac{m_{L_1} \cdot T_1 + m_{L_2} \cdot T_2}{m_{L_1} + m_{L_2}} \quad (4.10)$$

## 4.2 Flödeslära

Inom flödesläran finns en mängd teorier som behandlar olika typer av strömningar i olika typer av rör och hur dessa strömningar varierar beroende på utomstående faktorer såsom exempelvis tryckskillnader. I detta arbete skulle dessa teorier kunna vara av värde för ökad förståelse för hur strömmar uppkommer och hur de påverkas av entreprenadmaskinens utförande. Dock ger mätdata och produktspecifikationer goda fingervisningar om hur luftflöden i maskinen varierar beroende på ingående parametrars variationer, varför någon mer omfattande teoretisk inte ges. En kortare teoretisk beskrivning av flöden kring förgreningar ges nedan. Flödet genom en viss tvärsnittsarea kan skrivas som

$$\dot{m} = \rho \cdot c \cdot A \quad (4.11)$$

där  $\rho$  är det flödande materiats *densitet*,  $c$  är dess *hastighet* och  $A$  är dess *tvärsnittsarea*. För endimensionell och stationär strömning gäller att *flödet till en kontrollvolym, per tidsenhet är detsamma som flödet ut*. För en förgrening med två inflöden och tre utflöden råder då följande ekvation

$$\sum_{i=1}^2 c_i \cdot \rho_i \cdot A_i = \sum_{i=3}^5 c_i \cdot \rho_i \cdot A_i \quad (4.12)$$

För en inkompressibel fluid kan alla densiteter i ekvationen sättas lika. [1]



# Kapitel 5

## Modellbeskrivning

I detta kapitel kommer varje del i modellen att avhandlas var för sig. För varje del presenteras de för modellen relevanta fysikaliska ekvationerna. I den mån det är möjligt tas värden på parametrar fram.

### 5.1 Recirkulation

För luftblandningen efter recirkulationen kommer att antas full blandning mellan de bägge luftflödena. Temperaturer hos uteluften och recirkulerad luft representeras av  $T_{amb}$  respektive  $T_{comp}$ , där index *comp* avser *compartment*. Analogt representeras luftmängderna från de bägge systemen av  $m_{amb}$  respektive  $m_{comp}$ . Temperaturen för den blandade luften blir då i enlighet med (4.10)

$$T_{rec} = \frac{m_{amb} \cdot T_{amb} + m_{comp} \cdot T_{comp}}{m_{amb} + m_{comp}} \quad (5.1)$$

Dynamiken för temperaturförändringen efter recirkulationen anser vara relativt låg i förhållande till övrig dynamik, varför den luftens temperatur kan viktas direkt mot flöden. Detta resonemang ger följande samband

$$T_{rec} = \frac{\dot{m}_{amb} \cdot T_{amb} + \dot{m}_{comp} \cdot T_{comp}}{\dot{m}_{amb} + \dot{m}_{comp}} \quad (5.2)$$

De bägge luftflödena  $\dot{m}_{amb}$  och  $\dot{m}_{comp}$  är beroende av insugsareor och det luftflöde fläkten avger. Luftflödet från fläkten kan uttryckas som en funktion

$$\dot{m}_{fan} = f(u_{fan}) \quad (5.3)$$

där  $u_{fan}$  avser den spänning som tillförts fläkten. Om insugsareorna för uteluft och recirkulerad luft betecknas som  $A_{amb}$  respektive  $A_{comp}$  kan de bägge luftflödena beräknas enligt

$$\dot{m}_{amb} = \dot{m}_{fan} \cdot \frac{A_{amb}}{A_{amb} + A_{comp}} \quad (5.4)$$

samt

$$\dot{m}_{comp} = \dot{m}_{fan} \cdot \frac{A_{comp}}{A_{amb} + A_{comp}} \quad (5.5)$$

De bägge insugsareornas respektive storlek påverkas av den vinkel i vilken recirkulationsspjället står. Recirkulationsspjället anses vara idealt i den bemärkelsen att en insignal som avser en öppningsgrad på exempelvis 90 % medför den andelen recirkulerad luft. Inga läckage modelleras alltså. Vidare ansätts den luft som kommer från hytten ha samma temperatur som den i hytten. Med andra ord modelleras inget temperaturfall mellan hytt och recirkulationslucka.

## 5.2 Fläkt

Fläktens alstrade flöde modelleras enligt

$$\dot{m}_{fan} = f(u_{fan}) = k_{fan} \cdot u_{fan} \quad (5.6)$$

där  $u_{fan}$  är spänningen till fläkten och  $k_{fan}$  är en konstant för den specifika fläkten. Flödet ansätts alltså vara direkt proportionellt mot fläktspänningen. Denna approximation kan för ögat tolkas som grov, men skattningen visar på en bra överensstämmelse. Det luftflöde som alstras antas vidare vara oförändrat genom modellen. Några flödesförluster antas ej förkomma. Skattningen av  $k_{fan}$  står beskriven i Kapitel 6.1.

## 5.3 Evaporator

Genom evaporatorn strömmar den luft som passerat genom fläkten. Luften till evaporatorn har då temperaturen  $T_{evap,in}$  och flödet  $\dot{m}_{fan}$ . Den värmeenergi som luften avger under transporten genom evaporatorn kan uttryckas som  $\dot{Q}_{air,evap}$  varvid följande samband för  $T_{evap,in}$  och  $T_{evap}$  kan uttryckas

$$\dot{m}_{fan} \cdot c_{pa} \cdot T_{evap,in} + \dot{Q}_{air,evap} = \dot{m}_{fan} \cdot c_{pa} \cdot T_{evap} \quad (5.7)$$

där  $c_{pa}$  är luftens specifika värmekapacitet. I (5.7) har inget volymändringsarbete beräknats, då luften ej anses utföra något sådant då det flödar genom evaporatorn.

Den värmeenergi som evaporatorn avger till den genomströmmande luften kan utifrån (4.8) skrivas som

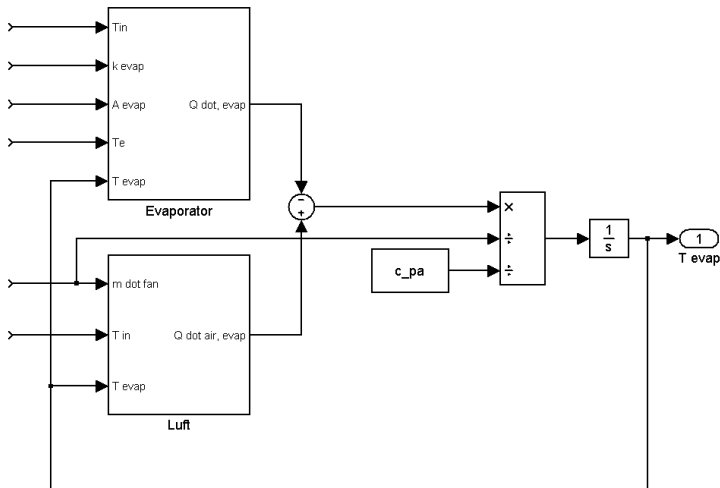
$$\begin{aligned}\dot{Q}_{evap} &= k \cdot A \cdot \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \\ &= k_{evap} \cdot A_{evap} \cdot \frac{T_{evap,in} - T_e - (T_{evap} - T_e)}{\ln \frac{T_{evap,in} - T_e}{T_{evap} - T_e}}\end{aligned}\quad (5.8)$$

där  $k_{evap}$  avser en värmeöverföringskonstant för evaporatorn,  $A_{evap}$  är värmeöverföringsarean i evaporatorn och  $T_e$  är in- och uttemperaturen för köldmediet. Enligt den ideala kylcykeln är intemperaturen densamma som uttemperaturen. Rent praktiskt ökar temperaturen för köldmediet, då det tar upp värmeenergi, men antas arbeta enligt den ideala cykeln. För evaporatorn görs en skattning av  $k_{evap}$  och  $A_{evap}$  gemensamt samt  $T_e$  och dessa skattningar står beskrivna i Kapitel 6.2.

Den värmeenergi som överförs från luften efter evaporatorn kan nu skrivas som

$$\dot{Q}_{tot,evap} = \dot{Q}_{air,evap} - \dot{Q}_{evap} \quad (5.9)$$

Figur 5.1 visar ett blockdiagram över evaporatorns implementering i Simulink.



Figur 5.1: Simulinkmodell av evaporator.

## 5.4 Värmeväxlarspjäll

Av det luftflöde som kommer in till värmeväxlaren kommer det för grävmaskinen gälla att en del av flödet passerar genom värmeväxlaren, medan resterande del passerar förbi. Denna fördelnings proportioner är beroende av i vilket läge värmeväxlarens spjäll står.

Flöden för förbipasserad luft samt genompasserad luft kan uttryckas som

$$\dot{m}_{pass} = \dot{m}_{fan} \cdot \frac{A_{pass}}{A_{pass} + A_{through}} \quad (5.10)$$

samt

$$\dot{m}_{through} = \dot{m}_{fan} \cdot \frac{A_{through}}{A_{pass} + A_{through}} \quad (5.11)$$

där  $A_{pass}$  är förbiloppsarean och  $A_{through}$  är genomloppsarean.

## 5.5 Värmeväxlare

Då ingen luft flödar genom värmeväxlaren tillförs ingen energi till luften efter värmeväxlaren, varför modelleringen delas i upp två delar.

### 5.5.1 Vid fläkt

För värmeväxlaren råder i mångt och mycket samma samband som för evaporatorn, sånär som på ett par detaljer.

Analogt med diskussion i Kapitel 5.3 kan ekvationer för luftens upptagna värmeenergi och kylvätskan avgivna värmeenergi skrivas som

$$\dot{m}_{heater} \cdot c_{pa} \cdot T_{heater,in} = \dot{m}_{heater} \cdot c_{pa} \cdot T_{heater} + \dot{Q}_{air,heater} \quad (5.12)$$

samt

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{heater} &= k \cdot A \cdot \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \\ &= k_{heater} \cdot A_{heater} \cdot \frac{T_{l,in} - T_{heater,in} - (T_{l,out} - T_{heater})}{\ln \frac{T_{l,in} - T_{heater,in}}{T_{l,out} - T_{heater}}} \end{aligned} \quad (5.13)$$

där  $T_{l,in}$  är kylvätskans intemperatur och  $T_{l,out}$  dess uttemperatur. För värmeväxlaren görs en skattning av  $k_{heater}$  och  $A_{heater}$  gemensamt och denna skattning står beskriven i Kapitel 6.3.

Likt för (5.7) utför luften inget volymändringsarbete då det flödar genom värmeväxlaren, varför någon sådan term inte behöver beaktas.

Till skillnad från evaporatorn har mediet som strömmar genom rören i värmeväxlaren olika in- och uttemperatur. Denna temperaturförändring beräknas i analogi med resonemanget för luftens uppvärmning

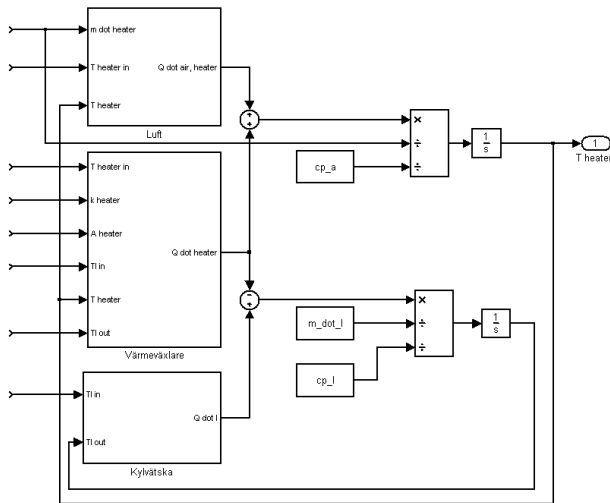
$$\dot{m}_l \cdot c_{pl} \cdot T_{l,in} + \dot{Q}_l = \dot{m}_l \cdot c_{pl} \cdot T_{l,out} \quad (5.14)$$

Även för (5.14) kan termen för volymändringsarbetet försummas. Kylvattnet genom värmeväxlaren tappar temperatur men ändrar inte i volym. Den specifika värmekapaciteten  $c_{pl}$  för kylvattnet har ett konstant och bestämt värde. För att få temperaturförändringen för kylvattnet att återspegla verkligheten kommer denna konstant dock att skattas. Denna parameterskattning finns redovisad i Kapitel 6.3.

Utifrån (5.10) beräknas  $T_{l,out}$  och den värmeenergi som överförs till luften efter värmeväxlare kan nu skrivas som

$$\dot{Q}_{tot,heater} = \dot{Q}_{heater} + \dot{Q}_{air,heater} \quad (5.15)$$

Figur 5.2 visar ett blockschema över värmeväxlarens implementering i Simulink.



Figur 5.2: Simulinkmodell av värmeväxlare.

### 5.5.2 Utan fläkt

Då ingen spänning ligger över fläkten alstras heller inget flöde genom klimatsystemet. I detta fall går det inte att beräkna någon temperatur efter värmeväxlaren genom att använda sig utav de fysikaliska samband som råder för värmeväxlaren. Istället antas luften svalna av proportionellt mot temperaturen i hytten enligt

$$\dot{Q}_{tot,heater} = k_{tot,heater} \cdot (T_{comp} - T_{heater}) \quad (5.16)$$

Detta är ett första ordningens system och relationen mellan  $T_{comp}$  och  $T_{heater}$  kan, med  $Q_{tot,heater} = m_{tot,heater} \cdot c_{pa} \cdot T_{heater}$  skrivas på formen

$$T_{heater} = \frac{K_{heater}}{\tau_{heater} \cdot s + 1} T_{comp} \quad (5.17)$$

där  $\tau_{heater} = \frac{m_{tot,heater} \cdot c_{pa}}{k_{tot,heater}}$  och  $K_{heater}$  är en proportionalitetskonstant. Skattningen av  $K_{heater}$  och  $\tau_{heater}$  redovisas i Kapitel 6.3.

## 5.6 Fördelningsluckor till utblås

Hjullastaren och grävmaskinen skiljer sig åt då det handlar om värmeväxlaren och hur stor mängd luft som värms. Detta innebär två olika modelleringar.

### 5.6.1 Grävmaskin

Denna del i HVAC-systemet är för grävmaskinen ganska komplex. De bägge luftflödena efter värmeväxlaren kan inte antas som blandade innan de fördelas då sträckan mellan fördelningsluckor och värmeväxlare är mycket liten. Då den verkliga temperaturen är mycket svår att identifiera kommer enklare approximationer att göras. Till att börja med identifieras storleken på de luftflöden varje kanal ska ha. Dessa storlekar antas vara direkt beroende av proportionerna på de olika inloppsareorna. Inloppsareornas storlekar påverkas av i vilket läge luftspjällen i klimatenheten står. Enligt specifikation för klimatenheten garanteras följande lägsta luftflöden för en specifik fläktspänning

$$\begin{aligned} \dot{m}_{face} &> 600 \quad m^3/h \\ \dot{m}_{foot} &> 400 \quad m^3/h \\ \dot{m}_{def} &> 240 \quad m^3/h \end{aligned} \quad (5.18)$$

Dessa proportioner för luftflödesfördelningen antas råda om alla utblås är fullt öppna och oavsett vilken spänning som ligger över fläkten. Utifrån dessa proportioner beräknas sedan nya fördelningar av luftflödet beroende på hur luftspjällen för utblåsen från klimatenheten står och vilka areor dessa inställningar medför. En spjällställning som exempelvis minskar inloppsaren för ansiktet med hälften medför att proportionalitetskonstanten för  $\dot{m}_{face}$  blir 300 och de övriga konstanterna blir oförändrade.

De olika massflödena kan nu skrivas som

$$\dot{m}_{face} = \dot{m}_{fan} \cdot \frac{A_{face}}{A_{face} + A_{foot} + A_{def}} \quad (5.19)$$

$$\dot{m}_{foot} = \dot{m}_{fan} \cdot \frac{A_{foot}}{A_{face} + A_{foot} + A_{def}} \quad (5.20)$$

$$\dot{m}_{def} = \dot{m}_{fan} \cdot \frac{A_{def}}{A_{face} + A_{foot} + A_{def}} \quad (5.21)$$

För varje luftflöde måste sedan en division göras med summan av antalet utblås i hytten som varje kanal försörjer. Detta medför följande relationer

$$\dot{m}_{rear,l} = \dot{m}_{rear,r} = \dot{m}_{side,l} = \dot{m}_{side,r} = \frac{1}{4} \dot{m}_{face} \quad (5.22)$$

$$\dot{m}_{foot,l} = \dot{m}_{foot,r} = \frac{1}{2} \dot{m}_{foot} \quad (5.23)$$

$$\dot{m}_{def} = \dot{m}_{def} \quad (5.24)$$

Den intemperatur som varje enskilt luftflöde har i rören kommer att sättas till desamma som för de luftflöden från vilka ovanstående divisioner i (5.19), (5.20) och (5.21) gjordes.

Då dessa temperaturer enligt resonemang ovan är svåra att identifiera kommer en temperatur för inblås mot ansikte och en temperatur för inblås mot fötter och defroster att beräknas. Grundtanken är att ansiktinblåsets luftflöde först och främst har samma temperatur som den för värmexväxlaren förbipasserade luften. I det fall att den bredvidpasserade luftmängden är mindre än den luftmängd som ska flöda in i ansiktinblåsen kommer den återstående mängden att tas från den luft som passerat genom värmexväxlaren och blandas med den kallare luften. Samma diskussion kan föras för inblås mot fötter och defroster som först och främst tar luft som passerat genom värmexväxlaren.

Om  $T_{face,mix}$  skrivs som

$$T_{face,mix} = \frac{\dot{m}_{pass} \cdot T_{pass} + (\dot{m}_{face} - \dot{m}_{pass}) \cdot T_{through}}{\dot{m}_{pass} + (\dot{m}_{face} - \dot{m}_{pass})}$$

och  $T_{foot/def,mix}$  skrivs som

$$T_{foot/def} = \frac{\dot{m}_{through} \cdot T_{through} + (\dot{m}_{foot} + \dot{m}_{def} - \dot{m}_{through}) \cdot T_{pass}}{\dot{m}_{through} + (\dot{m}_{foot} + \dot{m}_{def} - \dot{m}_{through})}$$

kan följande samband uttryckas

$$T_{face} = \begin{cases} T_{face,mix} & \dot{m}_{face} \geq \dot{m}_{pass} \\ T_{pass} & \dot{m}_{face} < \dot{m}_{pass} \end{cases} \quad (5.25)$$

$$T_{foot/def} = \begin{cases} T_{foot/def,mix} & \dot{m}_{foot} + \dot{m}_{def} \geq \dot{m}_{through} \\ T_{through} & \dot{m}_{foot} + \dot{m}_{def} < \dot{m}_{through} \end{cases} \quad (5.26)$$

## 5.6.2 Hjullastare

I hjullastaren finns inga fördelningsluckor utan all luft genom klimatenheten distribueras ut i hytten via en och samma kanal. Andelen av det totala luftflödet som flödar genom respektive utblås skattas utifrån empiriska data. Den temperatur som kommer att sättas som intemperatur till kanalen är temperaturen efter värmeväxlaren. Flödet ut ur ett specifik utblås kommer att ansättas som

$$\dot{m}_{outlet} = \dot{m}_{fan} \cdot k_{outlet} \quad (5.27)$$

## 5.7 Externa luftkanaler

För den luft som flödar genom de kanaler som försörjer hytten med luft kommer ett värmeenergiutbyte ske med kanalernas omgivning. Initialt kan man tänka sig att detta förlopp går att likställa med det för en värmeväxlare ((4.7) och (4.8)). Dock innebär en implementering av dessa ekvationer för varje kanal att simuleringarna i simulink blir mycket tidskrävande. Detta kommer av att ekvationen innehåller den naturliga logaritmen, vilken kräver relativt omfattande beräkningar. Därav måste ett annat samband tas fram för värmeenergiutbytet för kanalerna. Här ansätts en enklare ekvation [5]

$$\dot{Q}_{ch} = k_{ch} \cdot A_{ch} \cdot (T_{outside} - \frac{T_{ch,in} + T_{ch,out}}{2}) \quad (5.28)$$

där  $k_{ch}$  är en värmegenomgångskonstant för kanalen,  $A_{ch}$  är värmeöverföringsarean för kanalen,  $T_{outside}$  är temperaturen utanför kanalen och  $\frac{T_{ch,in} + T_{ch,out}}{2}$  är medeltemperaturen mellan inblåst luft och utblåst luft. För luftkanalerna görs skattningar av  $k_{ch}$  och  $A_{ch}$  gemensamt och denna skattning står beskriven i Kapitel 6.4.

För värmeenergin som luften genom kanalen tar upp gäller

$$\dot{m}_{ch} \cdot c_{pa} \cdot T_{ch,in} + \dot{Q}_{air,ch} = \dot{m}_{ch} \cdot c_{pa} \cdot T_{ch,out} \quad (5.29)$$

I (5.29) har volymändringsarbetet försumrats, då kanalerna ansätts vara homogena och inte ansätts innehålla några strypningar. Den värmeenergi som tillförs luften kan nu skrivas som

$$\dot{Q}_{tot,ch} = \dot{Q}_{air,ch} + \dot{Q}_{ch} \quad (5.30)$$

För hjullastaren som endast har en kanal görs samma beräkningar för varje utblås. Här antas varje utblås ha en egen kanal som förser detta med luft.



## 5.8 Hytt

De olika temperaturerna i hytterna är direkt beroende av ett antal värmeflöden som strömmar in till hytten. Modelleringen av hytten delas därför in i ett antal undergrupper.

### 5.8.1 Förare

I modellen tillåsts föraren ha inverkan på den resulterande temperaturen i hytten. Den värmeenergi som föraren antas utstråla sätts till

$$\dot{Q}_{driver} = 115W \quad (5.31)$$

Effekten 115 W anses vara den mängd värmeenergi som en typisk människa med typisk storlek och vikt utstrålar.[3] Denna effekt får antas påverka medeltemperaturen i hytten, men är svår att härleda till de båda punkttemperaturer som modelleras. Detta ska tas i beaktning då modellen antar att föraren påverkar bägge punkterna med sin fulla effekt. Vid valideringen av modellen har dock föraren inte tagits med som påverkande, då någon sådan inte funnits med vid mätningarna.

### 5.8.2 Interiör

För hyttens nedkylningsdynamik och för dess uppvärmningsdynamik spelar temperaturen på hyttens interiör in. Beroende på vilken interiör som avses bibehåller den temperatur på ett annat sätt än vad luften gör. Nedan ekvation ställs i enlighet med (4.5) upp för energiutbytet med interiören.

$$\dot{Q}_{int} = \alpha_i \cdot A_i \cdot \Delta T \quad (5.32)$$

Skattning av  $\alpha_i \cdot A_i$  görs gemensamt och redovisas i Kapitel 6.6.

Temperaturförändringen för interiören ställs upp i enlighet med (4.3).

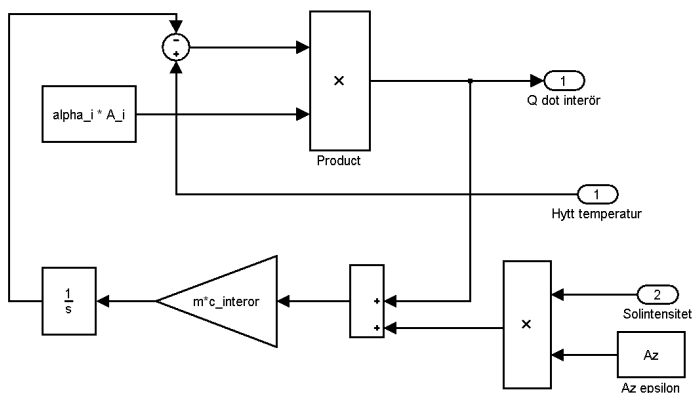
$$Q_{int} = m_{int} \cdot c_{int} \cdot (T_2 - T_1) \quad (5.33)$$

Konstanterna  $m_{int}$  och  $c_{int}$  skattas gemensamt och denna skattning redovisas i Kapitel 6.6. I delmodellen för interiören tas även solintensitetens verkan på hyttklimatet in. Solen antas träffa interiören och värmer upp denna genom strålningsintensitet. Interiören värmer sedan upp luften genom konvektion. Solintensitetens påverkan kan skrivas som

$$\dot{Q}_{sun} = I_{sun} \cdot A_z \cdot \epsilon_z \quad (5.34)$$

där  $I_{sun}$  är solens intensitet,  $A_z$  är arean hos den zon som bestrålas och  $\epsilon_z$  är absorptionskoefficienten för den zonen. Skattningar av  $A_z \cdot \epsilon_z$  finns beskrivet i Kapitel 6.6.

Figur 5.3 visar hur Simulinkmodellen tar hänsyn till interiören och solintensiteten.



Figur 5.3: Simulinkmodellen för interiören.

### 5.8.3 Utblås

Likt för värmeväxlaren delas modelleringen av utblåsen in i två delmodelleringar. En för de fall då fläkten är och en för de fall då den är avstängd.

#### Med fläkt

Till hytten tillförs värmeenergi enligt (5.34), (5.38), (5.31), (5.32) samt från utblåsen. Den värmeenergi som ett utblås tillför kan utifrån (4.4) skrivas som

$$\dot{Q}_{outlet} = \dot{m}_{outlet} \cdot c_{pa}(T_{outlet} - T_{comp}) \quad (5.35)$$

Då flödet i (5.35) ansätts som konstant antas inget volymändringsarbete.

Storleken på  $\dot{m}_{outlet}$  ansätts vara direkt proportionellt mot det totala flödet enligt

$$\dot{m}_{outlet} = k_{outlet} \cdot \dot{m}_{fan} \quad (5.36)$$

Konstanten  $k_{outlet}$  för respektive utblås skattas utifrån data och står beskriven i Kapitel 6.5.

#### Utan fläkt

För avsvälningen för utblåsen råder samma förhållanden som för avsvälningen för värmeväxlaren. Även här följer avsvälningen ett första ordningens system och kan skrivas som

$$T_{outlet} = \frac{K_{outlet}}{\tau_{outlet}s + 1} T_{comp} \quad (5.37)$$

Skattningar av  $K_{outlet}$  och  $\tau_{outlet}$  för utblåsen redovisas i Kapitel 6.5.

### 5.8.4 Utetemperatur

Utetemperaturen har vidare betydelse för värmeenergiutbytet med hytten. Det samband som kommer att användas här är

$$\dot{Q}_{wall} = (T_{amb} - T_{comp}) \cdot A_{wall} \cdot k_{wall} \quad (5.38)$$

där  $T_{amb}$  är utomhustemperaturen,  $T_{comp}$  är temperaturen i hytten,  $A_{wall}$  är arean på den del av hytten som värmeöverföringen sker och  $k_{wall}$  är en värmeöverföringskonstant för den delen. Skattningarna av de bägge parametrarna görs gemensamt och kommer att ansättas till en enda konstant. Vidare görs inte heller någon uppdelning mellan olika typer av väggar utan skattningen av  $A_{wall} \cdot k_{wall}$  ansätts vara generell för hela hytten. Skattningar av  $A_{wall} \cdot k_{wall}$  finns beskrivna i Kapitel 6.6.

### 5.8.5 Sammanfattning

Sammantaget kan då värmeenergiekvationen för hytten nu skrivas som

$$\dot{Q}_{comp} = \dot{Q}_{driver} + \dot{Q}_{wall} + \sum \dot{Q}_{outlet} + \dot{Q}_{int} \quad (5.39)$$

## 5.9 Parametrar att skatta

Nedan följer en sammanställning över de parametrar som skattats. Dessa skattningar står motiverade i kapitel 6.

Parameter	Kapitel
$k_{fan}$	6.1
$k_{evap} \cdot A_{evap}$	6.2
$T_e$	6.2
$k_{heater} \cdot A_{heater}$	6.3
$c_{pl}$	6.3
$K_{heater}$	6.3
$T_{heater}$	6.3
$k_{ch} \cdot A_{ch}$	6.4
$\alpha_i \cdot A_i$	6.6
$m_{int} \cdot c_{int}$	6.6
$A_z \cdot \epsilon_z$	6.6
$k_{outlet}$	6.5
$K_{outlet}$	6.5
$T_{outlet}$	6.5
$A_{wall} \cdot k_{wall}$	6.6

# Kapitel 6

## Parameterskattningar

*I detta kapitel redovisas skattningarna för de återstående parametrarna. De mätserier som använts vid skattningarna finns att studera i Bilaga A.*

### 6.1 Fläkt

För fläktarna i respektive entreprenadmaskin har data mätts för de alstrade luftflödena och parameterskattningar för fläktkonstanten görs nedan. För klimatsystemen går att se att flödet förändras beroende på om värmväxlaren är på eller inte. Då denna skillnad endast rör sig om cirka 7 % mellan max värme och noll värme tas ett medelvärde för dessa fram. Detta medelvärde får sedan representera ett generellt flöde. De flöden som legat till grund för antagandena är totalflöden för 28V i Bilagor A.1.5 och A.1.6.

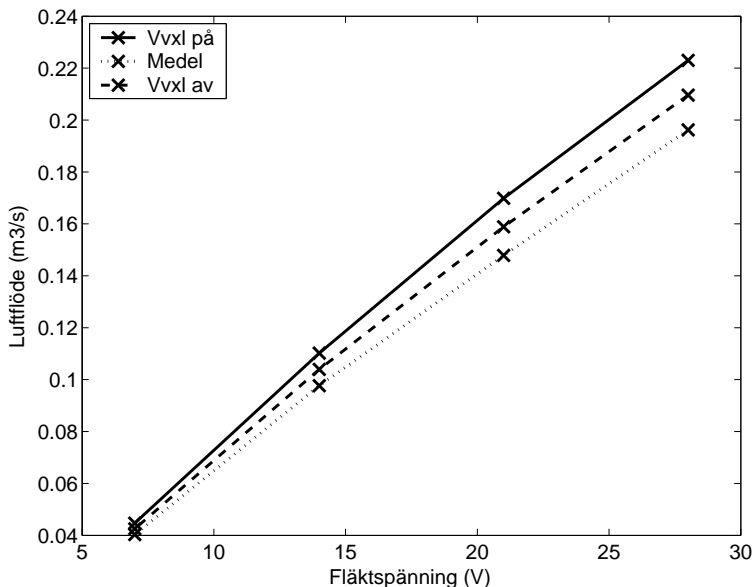
#### 6.1.1 Hjullastare

För hjullastaren ser de totala flödena för olika fläktspänningarna och olika värmväxlarinställningar samt deras medelvärde, ut enligt Figur 6.1.

De spänningar som uppmätts är 7V, 14V, 21V och 28V. I grafen kan skönjas en linjäritet varför en proportionalitetskonstant kan räknas ut. Minimering av prediktionsfelet enligt (2.2) och (5.6) ger för hjullastaren att  $k_{fan} = 0.0075 \text{ kg/Vs}$ . De datamängder som använts är totalflödena för mätdata i Bilagor A.1.5 och A.1.6.

#### 6.1.2 Grävmaskin

För grävmaskinen saknas data av samma kvalitet som för hjullastaren varför en specifikation för klimatenheten får ligga till grund för bestämningen av  $k_{fan}$ . Enligt specifikationen utlovas ett minsta sammanlagt flöde på  $1240 \text{ m}^3$ . Detta värde är betydligt större än det som uppmätts för hjullastarens maxflöde



Figur 6.1: Luftflöden för olika fläktspänningar i WLO.

samtidigt som mätningar på en fristående klimatenhet för grävmaskin visar på ett mycket lägre flöde. Av denna anledning ansätts fläkten i grävmaskinen ha samma egenskaper som den hos hjullastaren och detta medför att  $k_{fan} = 0.0075 \text{ kg/Vs}$ .

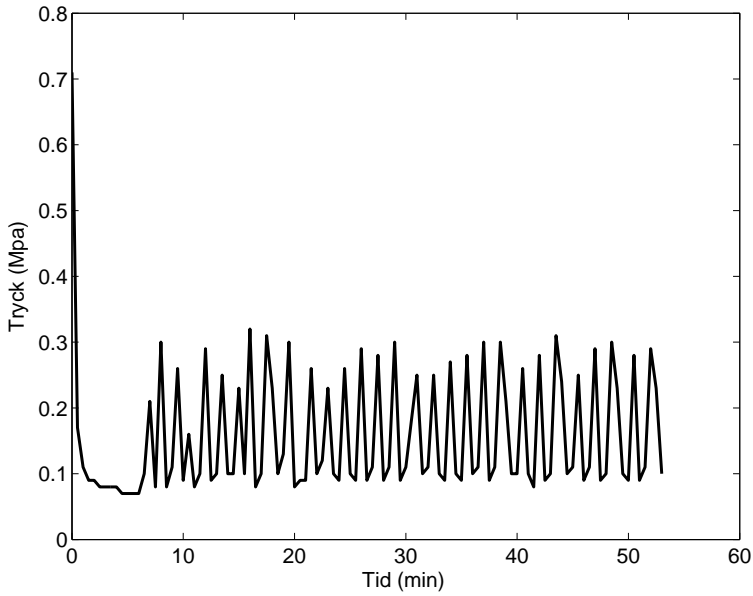
## 6.2 Evaporator

Varken för grävmaskinen eller för hjullastaren finns några data som visar hur temperaturen efter evaporatorn förändras med tiden. Dock finns det andra data för bägge maskiner som ger indikationer på hur deras respektive kylcykler ser ut. Ur dessa går det att idealt bestämma deras respektive  $T_e$  i (5.8).

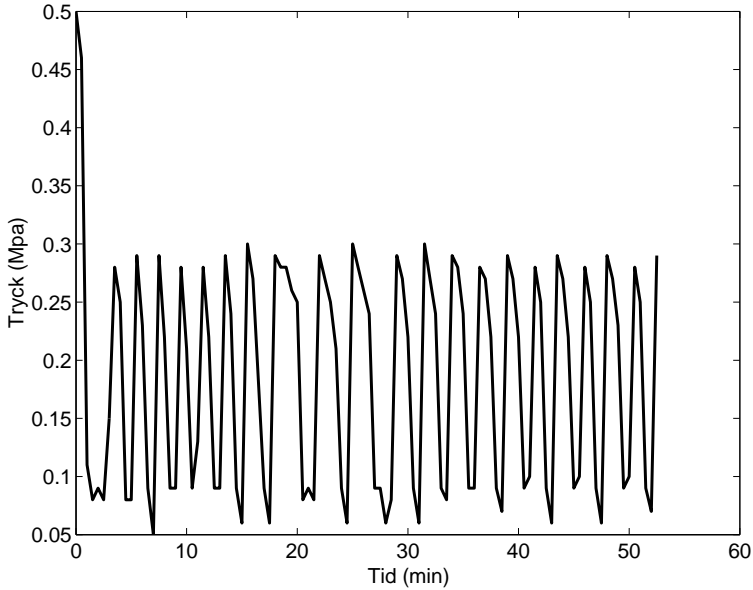
### 6.2.1 Hjullastare

I Figur 6.2 och Figur 6.3 visas trycket innan kompressorn i hjullastaren.

För bägge körfallen kan vi identifiera cyklade processer där lägsta snittrycket för kompressorn i bägge fall är ungefär 0.07 Mpa. Utifrån en identifiering av kylcykeln för köldmediet går det då att identifiera ett  $T_e \approx -33^\circ\text{C}$  som motsvarar trycket. För bägge tryckkurvor går det att se att trycket och därmed också  $T_e$  förändras mycket fort i början av körningen, varför modellen inte tar hänsyn till någon dynamik utan sätter  $T_e$  till sin arbetstemperatur direkt vid start av evaporator.



Figur 6.2: Tryck innan kompressor för nedkylning vid utetemperatur +30°C.



Figur 6.3: Tryck innan kompressor för nedkylning vid utetemperatur +20°C.

Den dynamik för evaporatorn som är absolut viktigast att ta hänsyn till är den för tiden det tar innan evaporatorn börjar cykla. Ur de två graferna går att utläsa att denna dynamik skiljer sig mycket åt. Anledningen till skillnaden ligger i de olika utetemperaturerna. För lägre utomhustemperatur tar det kortare tid att kyla ned luften. Med dessa förutsättningar går det att skatta  $k_{evap} \cdot A_{evap}$  i (5.8). Då det inte finns några data för själva temperaturen efter evaporatorn utan endast tider för när evaporatorn börjar cykla kan skattningen för  $k_{evap} \cdot A_{evap}$  endast göras utifrån dessa uppgifter. Vetskapen om att luften efter evaporatorn ligger kring  $+1^\circ\text{C}$  när det börjar cykla möjliggör en god parameterskattning. Utifrån befintlig modell för evaporatorn och med kravet att den ska hinna kyla luften på cirka 7 minuter respektive 1 minut görs denna parameterskattning rent visuellt. Detta ger ett  $k_{evap} \cdot A_{evap} = 6600 \text{ W/K}$ .

## 6.2.2 Grävmaskin

För grävmaskinen finns inga data andra än sådana som kan ge en indikation på vilket  $T_e$  som gäller. Tryckdata för kompressorn ger ett tryck som ligger på 1.4 Mpa och identifiering i den ideala kylcykeln ger  $T_e = -20^\circ\text{C}$ .

## 6.3 Värmeväxlare

Skattningar för värmeväxlare delas, i enlighet med resonemang i Kapitel 5, in i två delmodeller.

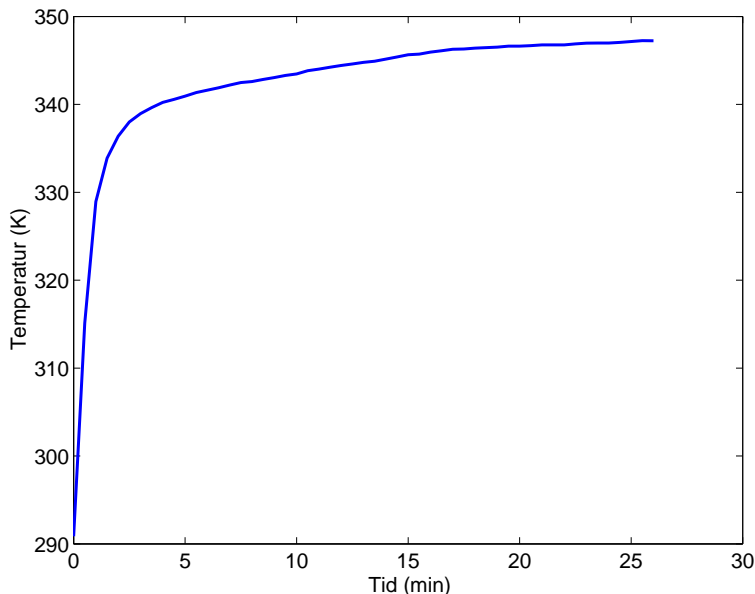
### 6.3.1 Vid fläkt

De data som funnits att tillgå och som varit lämpliga för att skatta parametrarna i en värmeväxlare har varit inhämtade från hjullastaren. För grävmaskinen har ej sådan data funnits utan denna värmeväxlaren har antagits ha i stort sätt samma karaktär som hjullastarens så när som på att den omsluts av värmespjäll. Vid uppmätning av värmeväxlartemperatur hos hjullastaren fanns ingen sensor i anslutning till värmeväxlaren. Den temperatur som istället får tjäna som denna temperatur blir den som mätts upp vid det bakre defrosterutblåset. Denna temperatur skiljer sig inte nämnvärt från den efter värmeväxlaren då fläkten har hög spänningsmatning och dess dynamik är mycket lik. Av denna anledning görs skattning utifrån data för utblåset vid högsta fläktläge.

I Figur 6.4 visas denna temperaturs utveckling för start från  $+10^\circ\text{C}$ . I detta fall är fläktspänningen 28V. Den datamängd som använts finns i Bilaga A.1.2, tiden mellan 82 och 108 minuter. Anledningen till att endast denna datamängd använts för skattningen beror på att den är ensam om att ge en rättvis värmeväxlartemperatur. En förutsättning är att fläktspänning är så hög som möjligt samtidigt som data ska ha nått så nära stationärvärde som möjligt.

Utifrån (5.12), (5.13), (5.14) samt minimering av (2.2) ger detta  $k_{heater} \cdot A_{heater} = 34905 \text{ W/K}$ .





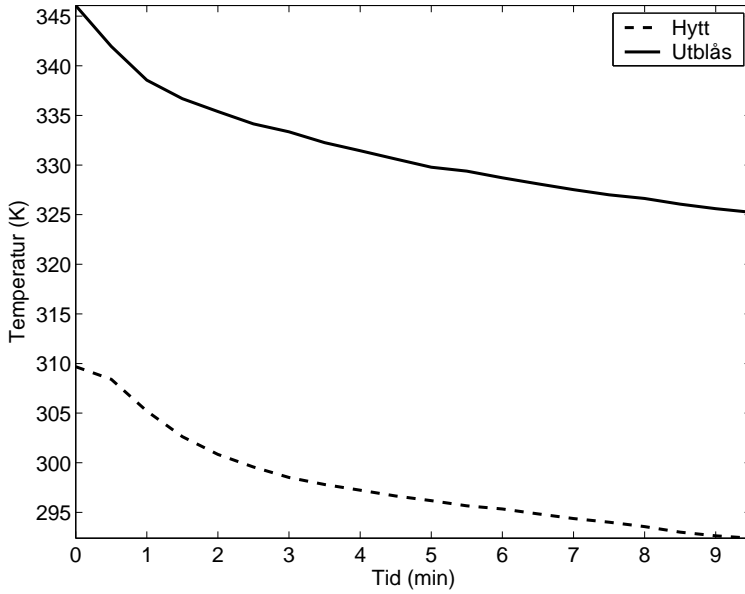
Figur 6.4: Temperatur vid bakre defrosterutblås för uppvärmning från  $+10^{\circ}\text{C}$  med fläktspänning 28V.

Skattningen av  $c_{pl}$  i (5.14) utgår ifrån skattningen för  $k_{heater} \cdot A_{heater}$ . Då denna skattning utgått från kända in- och uttemperaturer för kylvattnet, blir  $\dot{Q}_{heater}$  för denna mätserie känd. Med denna kända parameter, kända temperaturer för kylvattnet och dess flöde kan  $c_{pl}$  skattas fram. Minimering av (2.2) ger  $c_{pl} = 13560 \text{ J/kgK}$ . Denna siffra är något hög då det för kylvatten enligt tabell bör ligga någonstans mellan 2430 och 4190 J/kgK. Anledningen till att detta värde ligger högt kan bero på möjliga mätfel för kylvattenflödet i värmeväxlaren.

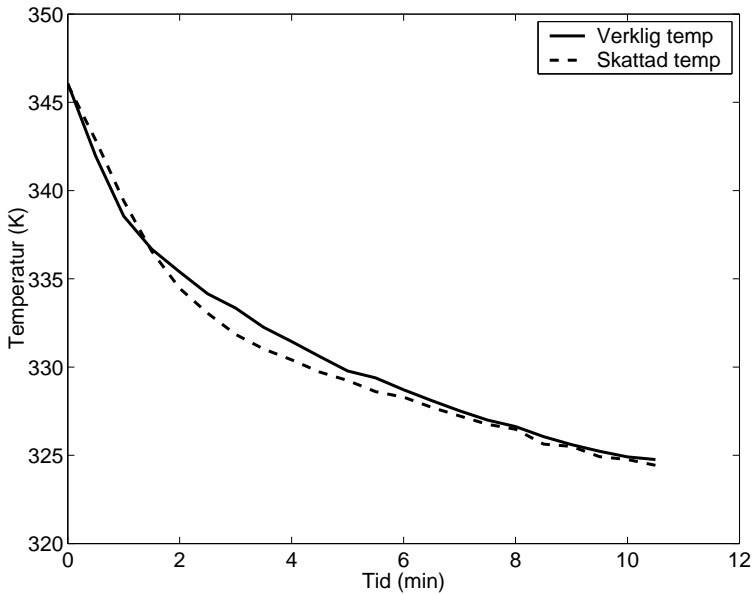
### 6.3.2 Utan fläkt

Skattningar av  $K_{heater}$  och  $\tau_{heater}$  görs utifrån data för det bakre defrosterutblåset i hjullastarhytten. Figur 6.5 visar uppmätta temperaturer vid ett utblås och i hytten då noll spänning ligger över fläkten.

Minimering av (2.2) ger  $K_{heater}=1.11$  och  $\tau_{heater}=2.64 \text{ s}$ . Figur 6.6 visar hur denna approximation ser ut jämfört med verklig temperatur för utblåset.



Figur 6.5: Uppmätt utblåsttemperatur och hytttemperatur vid noll spänning över fläkten.



Figur 6.6: Skattad temperatur vid utblås och verklig temperatur.

## 6.4 Externa luftkanaler

Nedan följer skattningar för  $k_{ch} \cdot A_{ch}$  för respektive utblås. Varje utblås antas ha en kanal ansluten.

### 6.4.1 Hjullastare

Utblåsen i hjullastaren är anslutna till ett och samma rör, men antas i likhet med grävmaskinen ha olika kanaler anslutna till rören. Parameterskattningarna är gjorda utifrån (5.28), (5.29) samt minimering av (2.2). Då ingen temperatur efter värmeväxlaren uppmätts, används här modellen som är framtagen ovan för att få fram värden att använda vid skattningen. Vidare är skattningar gjorda utifrån mätdata där någon spänning legat över fläkten. Detta då modellen förutsätter ett flöde för att ett energiutbyte ska uppstå. Vid parameterskattningen har sådan mätdata valts ut som beskrivit de stationära egenskaperna bra. Detta då dessa egenskaper anses vara viktigare för arbetets syfte än de dynamiska. Nedan följer en sammanställning av resultatet av respektive parameterskattning.

Utblås	1	2	3	4	5	6
$k_{ch} \cdot A_{ch}$ [W/K]	96	50	30	3	310	170

Tabell 6.1: Värmekonstanter för utblås i hjullastare

Utblås	7	8	9	10	11	12
$k_{ch} \cdot A_{ch}$ [W/K]	170	300	280	570	100	100

Tabell 6.2: Värmekonstanter för utblås i hjullastare

### 6.4.2 Grävmaskin

För grävmaskinen har mängden data varit något mindre varför denna skattning inte blir lika god. Samma förfarande som för hjullastaren har dock använts även om skattningen endast utgår från en enda nedkylning. Sammanställning av skattning för respektive utblås följer nedan.

Utblås	1	2	3	4	5	6	7
$k_{ch} \cdot A_{ch}$ [W/K]	300	60	326	210	4000	4100	600

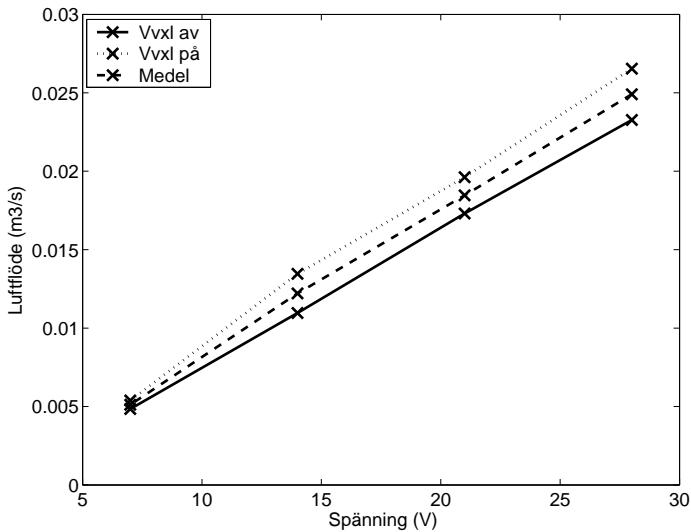
Tabell 6.3: Värmekonstanter för utblås i grävmaskin

## 6.5 Utblås

Likt för värmeväxlaren delas modellering av utblåsen in i två delmodelleringar. En delmodell för fläkten påslagen och för fläkten avstängd.

### 6.5.1 Vid fläkt

För hjullastaren skattas den resulterande flödesmängden ur utblåsen utifrån data. Figur 6.7 visar flöden ur ett bakre defrosterutblås. Flöden som redovisas är med värmeväxlare fullt på, värmeväxlare av samt ett medelvärde av dessa bägge. De spänningar som flödet uppmätts för är likt ovan 7V, 14V, 21V och 28V. De datamängder som använts finns angivna i Bilagor A.1.5 och A.1.6.



Figur 6.7: Flöden ut bakre defrosterutblås

Utifrån (5.36) samt minimering av (2.2) fås  $k_{outlet} = 0.1180$ . I tabeller nedan visas de resulterande  $k_{outlet}$  för respektive utblås i hjullastaren.

Utblås	1	2	3	4	5	6
$k_{outlet}$	0.118	0.098	0.068	0.008	0.154	0.091

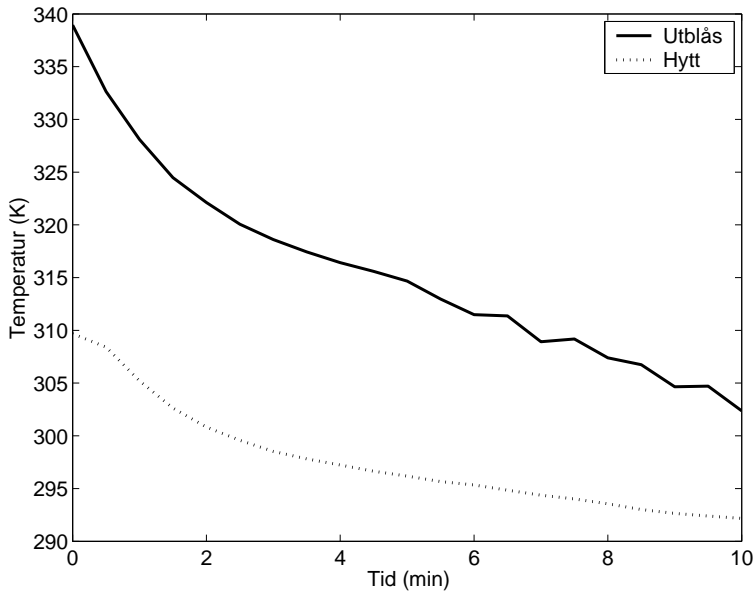
Tabell 6.4: Flödeskonstanter för utblås i hjullastare

Utblås	7	8	9	10	11	12
$k_{outlet}$	0.090	0.079	0.076	0.158	0.029	0.031

Tabell 6.5: Flödeskonstanter för utblås i hjullastare

## 6.5.2 Utan fläkt

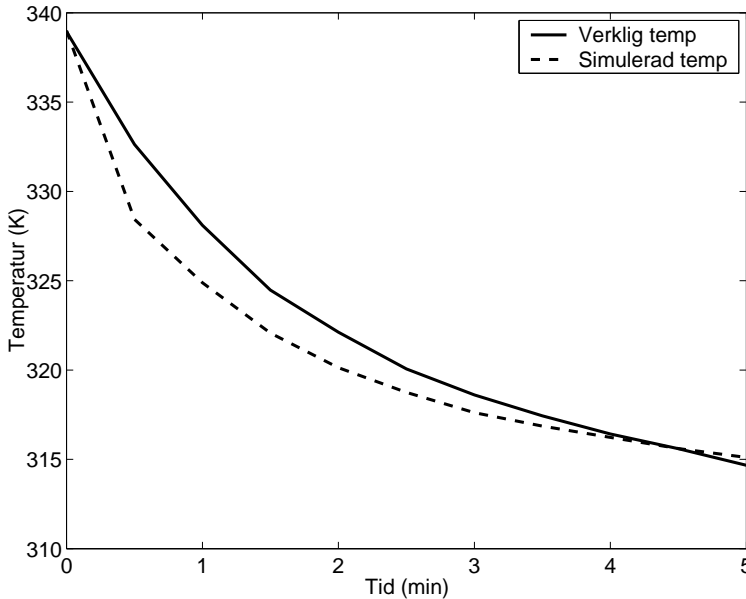
Skattningar av  $K_{outlet}$  och  $\tau_{outlet}$  för utblåsen görs på samma sätt som skattningar för avsvälning för värmeväxlaren. Då avsvälningen för det bakre defrosterutblåset är skattat i och med skattningen för värmeväxlaren återstår temperaturerna för det högra och det vänstra defrosterutblåset. I Figur 6.8 visas temperaturen vid det högra defrosterutblåset och hyttemperaturen vid en avsvälning. De yttre förutsättningar för denna mätning finns angivna i Bilaga A.1.2, tiden mellan 169 och 179 minuter.



Figur 6.8: Utblåstempertur och hytttempertur vid noll spänning över fläkten.

Minimering av (2.2) ger  $K_{outlet} = 1.06$  och  $\tau_{outlet} = 0.72$  s. Figur 6.9 visar hur denna approximation ser ut jämfört med verklig tempertur för utblåset.

Analogt skattas  $K_{outlet}$  och  $\tau_{outlet}$  för det vänstra defrosterutblåset. Denna parameterskattning ger  $K_{outlet} = 1.06$  och  $\tau_{outlet} = 1.2$  s.



Figur 6.9: Simulerad och verklig temperatur vid utblås.

## 6.6 Hytt

Hyttens delmodeller utvecklas var för sig och sätts sedan samman till en totalmodell för hytten, där varje delmodells påverkan på de olika temperaturerna tas i beaktning.

### 6.6.1 Hjullastare

Då det varit svårt att få data eller specifikationer som var tillräckligt goda för att individuellt skatta värmegenomgångstalet för hytten, värmeövergångstalet för interiören samt  $m \cdot c$  för interiören skattas dessa på ett speciellt sätt.

De data som funnits att tillgå har givit temperaturer och luftflöden vid utblås, samt olika temperaturer i hytten. Metoden som använts har gått ut på att använda uppmätt data för utblåsen som insignal till hytten och sedan variera ovan nämnda konstanter till dess att RMS mellan simulerade temperaturer vid ratt och ansikte och dess reala temperaturer blivit så låg som möjligt. De data som använts finns angivna i Bilaga A.1.1. Detta gav följande värden för rattens mittpunkt.

$$\begin{aligned} m_{int} \cdot c_{int} &= 89460 \text{ J/K} \\ A_{int} \cdot k_{int} &= 24960 \text{ W/K} \\ A_{wall} \cdot k_{wall} &= 4740 \text{ W/K} \end{aligned}$$

RMS för denna kombination blir 3.86. Resultatet ses i Figur 6.10 nedan.  
För temperaturen vid ansiktet skattades nedan värden fram

$$\begin{aligned}m_{int} \cdot c_{int} &= 69360 \text{ J/K} \\A_{int} \cdot k_{int} &= 14000 \text{ W/K} \\A_{wall} \cdot k_{wall} &= 3680 \text{ W/K}\end{aligned}$$

RMS för denna kombination blir 3.37. Resultatet ses i Figur 6.11 nedan.

## 6.6.2 Grävmaskin

Parametrarna för grävmaskinens hytt skattas i analogi med skattningen av hjullastarens hyttparametrar. Till skillnad från hjullastarfallet finns det för grävmaskinen data över vilken solintensitet som påverkat vid mätningen. Detta innebär att det för denna parameterskattning kommer in en extra parameter. Denna parameter är  $A_z \cdot \epsilon_z$ . De data som finns att tillgå visar uppvärmning för en hytt där ingen solintensitet legat på samt en nedkylning där solintensitet legat på. För dessa bägge datamängder har inställningar på luftspjällen i klimatenheten varit olika. Av denna anledning måste bägge datamängderna användas, för att på så sätt få alla utblås verkan på temperaturerna i hytten. Dessa datamängder finns angivna i Bilagor A.2.1 och A.2.2.

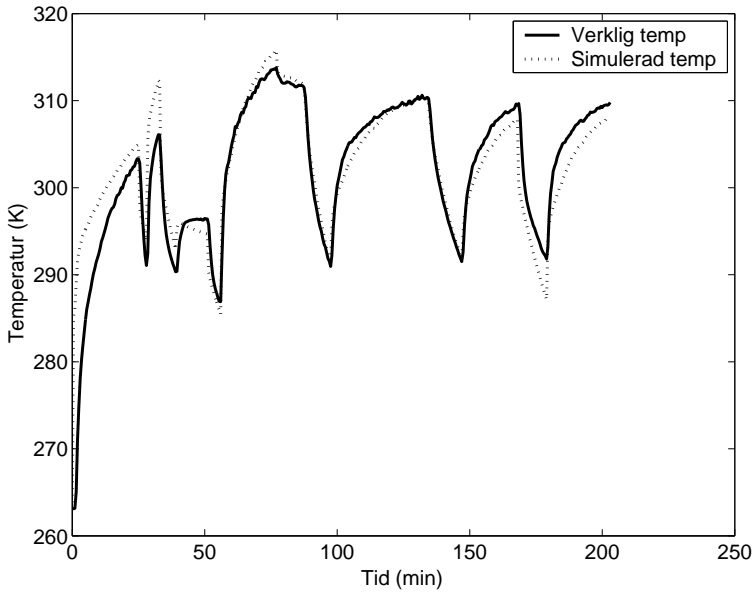
För temperaturen vid sensorn blev följande värden framskattade

$$\begin{aligned}m_{int} \cdot c_{int} &= 25100 \text{ J/K} \\A_{int} \cdot k_{int} &= 17200 \text{ W/K} \\A_{wall} \cdot k_{wall} &= 8170 \text{ W/K} \\A_z \cdot \epsilon_z &= 1.1 \text{ m}^2\end{aligned}$$

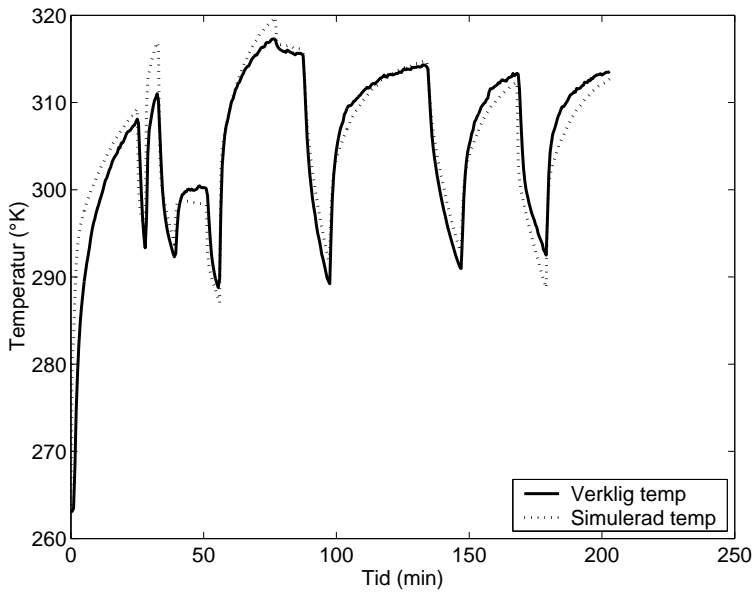
RMS för denna kombination blev 2.89. Resultatet ses i Figur 6.12.  
För temperaturen vid ansiktet blev följande värden framskattade

$$\begin{aligned}m_{int} \cdot c_{int} &= 17100 \text{ J/K} \\A_{int} \cdot k_{int} &= 12800 \text{ W/K} \\A_{wall} \cdot k_{wall} &= 2640 \text{ W/K} \\A_z \cdot \epsilon_z &= 2.4 \text{ m}^2\end{aligned}$$

RMS för denna kombination blev 1.21. Resultatet ses i Figur 6.13.

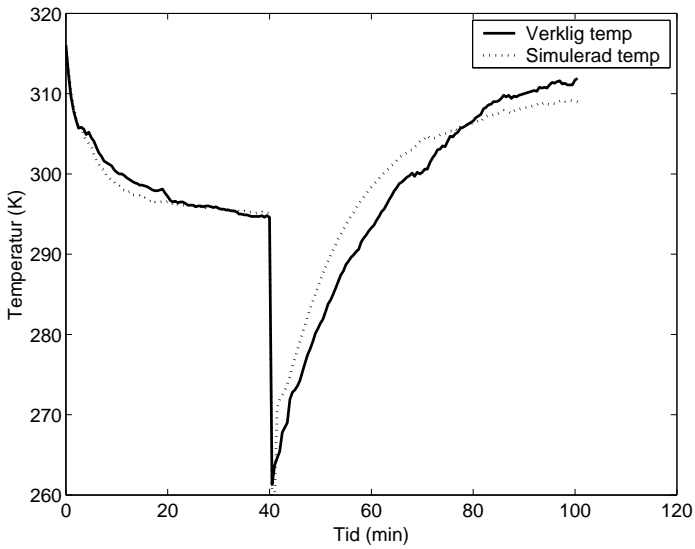


Figur 6.10: Simulerad och verklig sensorsignal vid utetemperatur  $-10^{\circ}\text{C}$

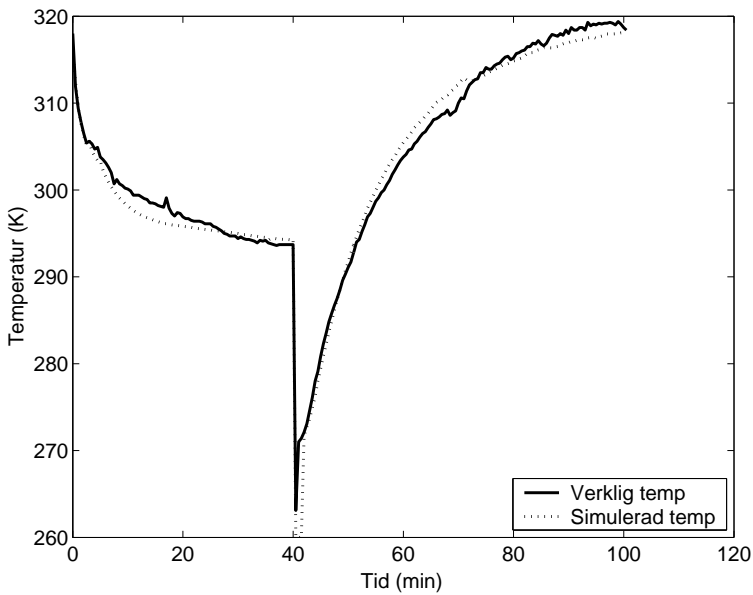


Figur 6.11: Simulerad och verklig temperatur vid ansikte vid utetemperatur  $-10^{\circ}\text{C}$ .





Figur 6.12: Simulerad och verklig temperatur vid sensor vid utetemperatur +35°C och -10°C.



Figur 6.13: Simulerad och verklig temperatur vid ansiktet vid utetemperatur +35°C och -10°C.

# Kapitel 7

## Validering

I detta kapitel valideras den totala modellen utifrån de metoder som återges i teorikapitlet. De valideringar som görs handlar endast om den totala modellens validitet. Delmodellernas påverkan på klimatet analyseras genom en känslighetsanalys. De mätserier som använts vid valideringarna finns att studera i Bilaga A.

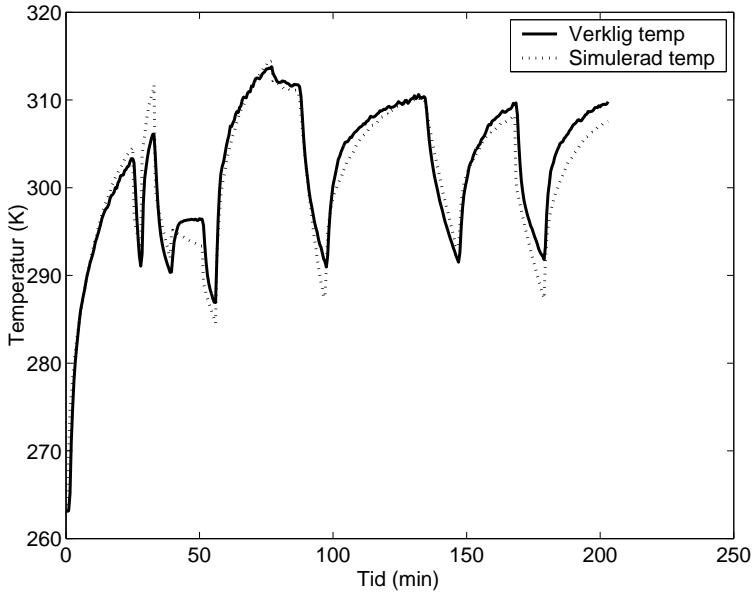
### 7.1 Hjullastare

Nedan redovisas de valideringar som gjorts med hjälp av de mätdata som varit tillgängliga. I fallet med hjullastaren finns fyra mätserier att validera emot. Dessa behandlar två omgivningar med låg temperatur och två omgivningar med högre temperatur. Figurer 7.1, 7.2, 7.3 och 7.4 nedan visar graferna för verklig och modellerad temperatur vid sensor för ett mättingsförlopp vid olika utetemperaturer. För valideringarna har RMS och  $\rho$  beräknats mellan den uppmätta och den simulerade signalen. Även en sammanställning över de resultat detta har givit redovisas.

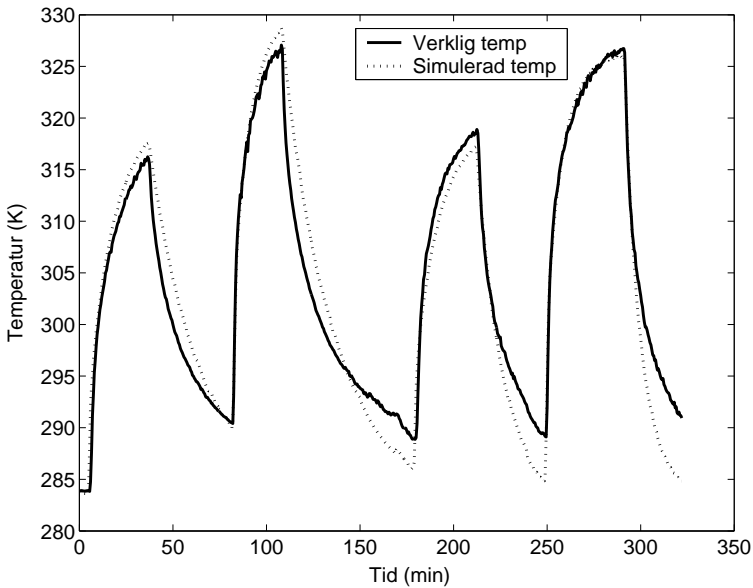
Nedan följer en sammanställning av de siffror som är gällande för den validering som är gjord för hjullastaren enligt ovan.

Utetemperatur	Sensor		Ansikte	
	RMS [K]	$\rho$	RMS [K]	$\rho$
-10°C	2,25	0,97	2,39	0,97
+10°C	3,16	0,97	3,24	0,98
+20°C	2,06	0,98	1,96	0,98
+30°C	3,00	0,94	3,08	0,94

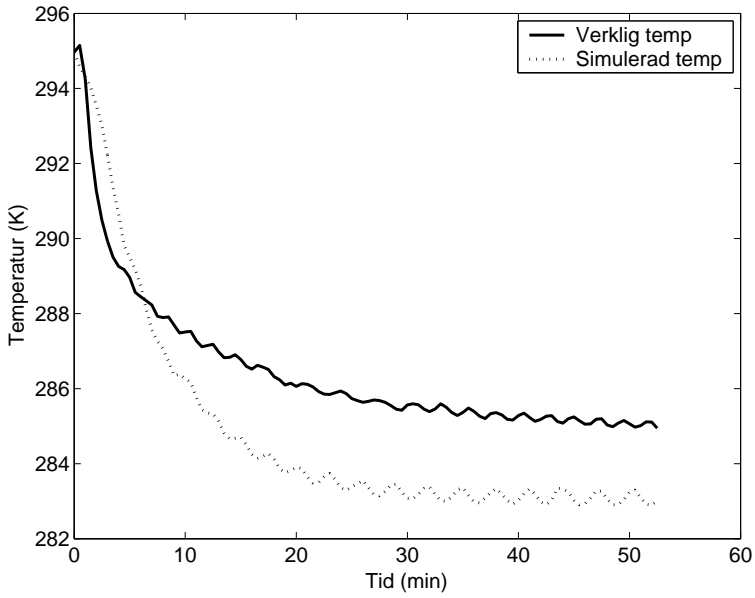
Tabell 7.1: Sammanfattning hjullastare



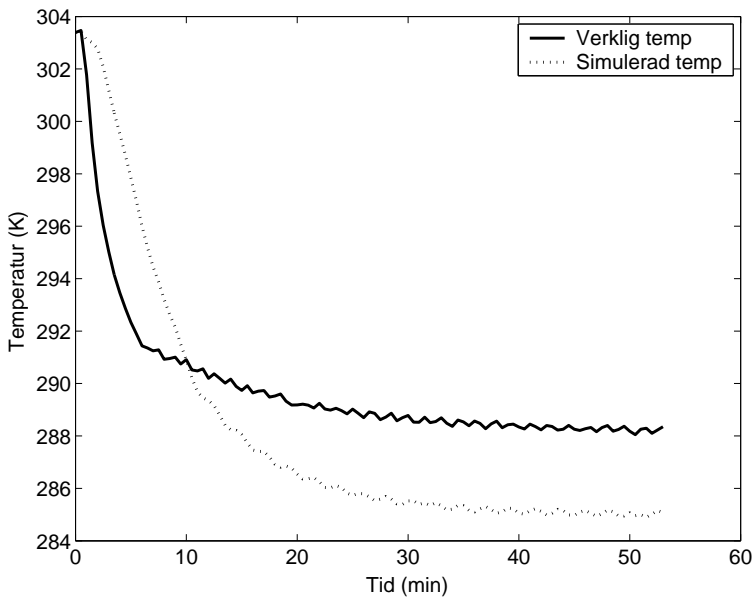
Figur 7.1: Verklig och modellerad temperatur vid sensor vid utetemperatur  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .



Figur 7.2: Verklig och modellerad temperatur vid sensor vid utetemperatur  $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .



Figur 7.3: Verklig och modellerad temperatur vid sensor vid utetemperatur +20 °C.



Figur 7.4: Verklig och modellerad temperatur vid sensor vid utetemperatur +30 °C.

Resultaten för hjullastaren indikerar på en relativt god överensstämmelse för samtliga valideringar. En tendens som går att skönja är att modellen vid nerkylningsförlopp och avsvlningsförlopp går mot lägre stationärvärden än vad datamängderna gör. Detta skulle bland annat kunna bero på att den fläktkonstant  $k_{fan}$  som framskattats har ett värde som genererar ett högre flöde än vad som är fallet då värmeväxlaren är avstängd. Ett test med att sätta  $k_{fan} = 0.007$ , vilket skulle vara värdet vid avstängd värmeväxlare, ger att RMS för temperaturer vid sensorn för utetemperaturer  $+20\text{ °C}$  och  $+30\text{ °C}$  minskar till 1.82 respektive 2.61. Vidare minskar stationärfelen från cirka 2.5 till 1.9 respektive 3 till 2.7. Skillnaderna är med andra ord ganska stora. En ytterligare anledning till att modellen inte stämmer överens med mätdata för nedkylningarna kan vara att dessa mätningar gjorts på maskiner med annorlunda hytter.

En ytterligare tendens är att modellen, för utetemperaturer  $-10\text{ °C}$  och  $+10\text{ °C}$  är något snabb och strävar mot högre stationärvärden i inledningen av mätningarna. Detta innebär att modellen har något sämre validitet för kallstarter. Dock ska inte allt för stor vikt läggas vid att modellen inte stämmer överens med just dessa två datamängder då kallstarterna inte kan anses vara representativa för en komplett maskin.

Ett värde på RMS som ska tolkas något kritiskt är det för utetemperaturen  $-10\text{ °C}$ . Värdet är bra men det är viktigt att komma ihåg att flera av parameterskattningarna utgått från denna mätserie och resultaten vid valideringen följaktligen blir bättre. Korrelationen har inte stått till grund för några parameterskattningar men har ändå bifogats valideringen. Det som går att tolka in i de värden som kommit fram vid valideringen är att korrelationen får anses vara god för samtliga valideringar. För varje validering har koefficienten legat högt i värde.

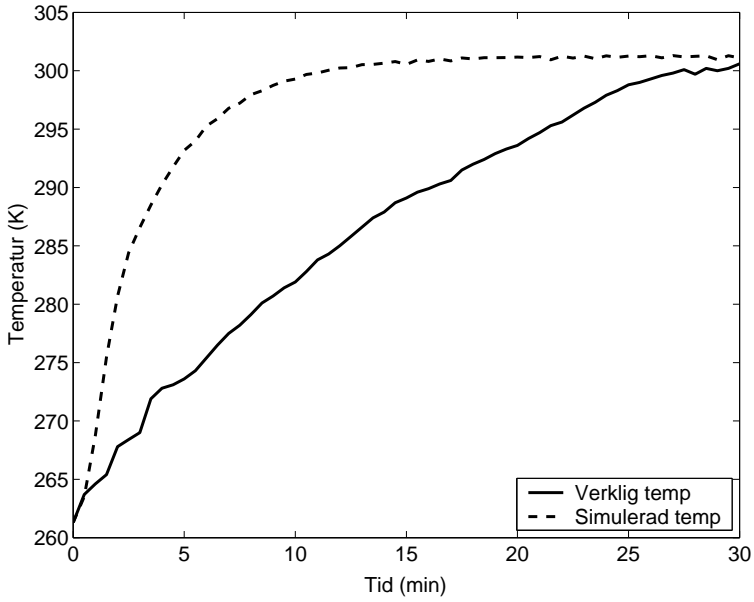
## 7.2 Grävmaskin

Nedan visas de valideringar som gjorts avseende grävmaskinen. Valideringarna avhandlar en uppvärmning och två nedkylningar. För uppvärmningen analyseras inte RMS och korrelation utan endast stationärvärdena. Detta då datamängden avser en kallstart, vilket modellen inte tar någon hänsyn till.

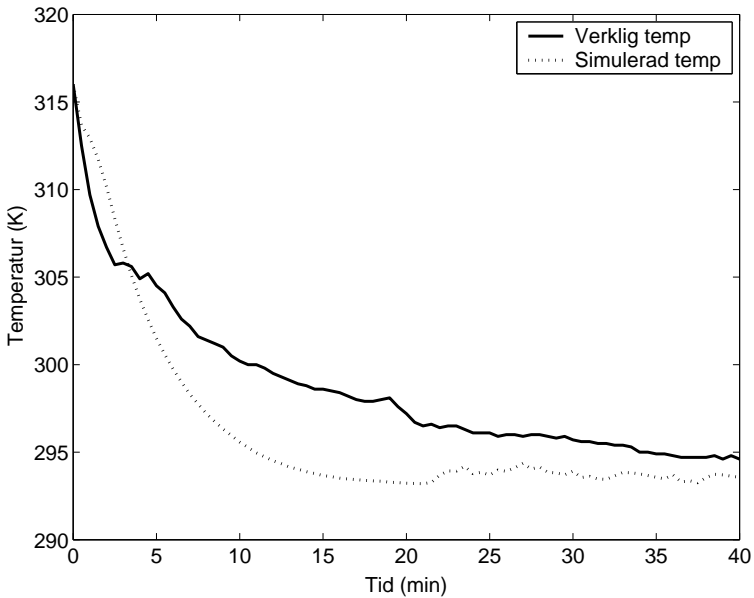
Nedan följer en sammanställning av de siffror som är gällande för den validering som är gjord för grävmaskinen enligt ovan.

	Sensor		Ansikte	
	RMS	$\rho$	RMS	$\rho$
$+35\text{ °C}$	3,48	0,94	3,85	0,93
$+42\text{ °C}$	1,62	0,97	1,87	0,96

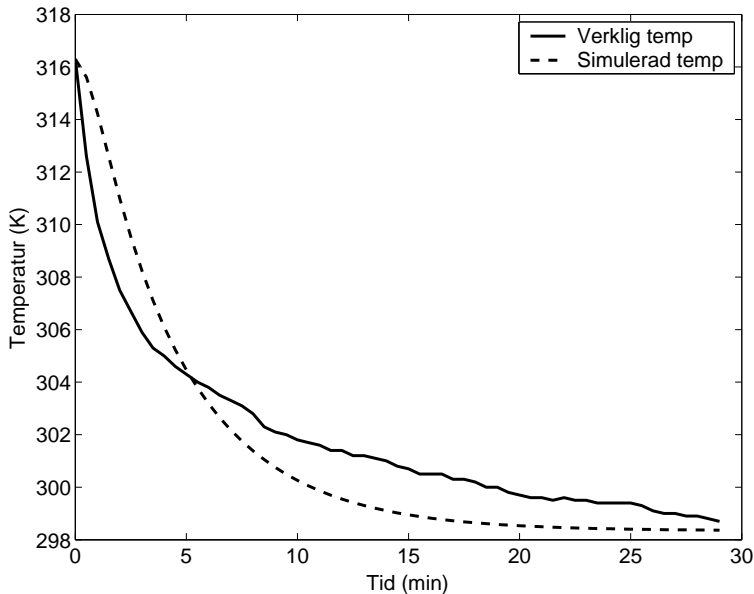
Tabell 7.2: Sammanfattning grävmaskin



Figur 7.5: Verklig och modellerad temperatur vid sensor vid utetemperatur  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .



Figur 7.6: Verklig och modellerad temperatur vid sensor vid utetemperatur  $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$ .



Figur 7.7: Verklig och modellerad temperatur vid sensor vid utetemperatur +42 °C.

De tolkningar som går att göra utifrån RMS och korrelation är utifrån de nedkylningar som simulerats. I bägge fallen har modellen skattat en lägre stationär temperatur än vad data anger. För utetemperaturer +35 °C och +42 °C har de stationära felen legat på 1.2 respektive 0.4 vilket är betydligt lägre än för hjullastaren. En förändring av fläktkonstanten ger att dessa minskar till 0.9 respektive 0.2 medan RMS minskar till 3.32 respektive 1.51. Likt för hjullastaren kan man se att förändringen får en positiv inverkan på resultatet, men inte i samma utsträckning som för hjullastaren. Detta skulle kunna bero på att skattningen för hytten i grävmaskinen inkluderat en mätserie över ett nedkylningsförlopp.

Storleken på RMS för de bägge datamängderna är något höga. Speciellt då det gäller utetemperatur +35 °C. För denna validering ser man även att ett stort fel i dynamiken fel föranleder en stor temperaturdifferens kring tiden 15 minuter. Det som går att skönja är att modellen snarare följer en dynamik som är mer lik nedkylningen för utetemperatur +42 °C. Uppenbart är att modellen inte klarar klart av att lika bra modellera den mer varierande signalen. Korrelationskoefficienterna ligger för bägge datamängderna högt, vilket är positivt.

För uppvärmningsvalidering går det endast att dra slutsatser kring det stationärvärde som modellen strävar emot. Från den validering som gjorts är detta dock svårt, då datamängden inte visar något stationärvärde. Dock går det utifrån utseendet på kurvan att sätta om detta stationärvärde bör vara något

högre än det som modellen beräknar. Anledningen till att denna validering endast görs på en del av den datamängd som finns för uppvärmningen är att det för den uteslutna delen inte gått att få information om alla inställningar i klimatenheten.

### 7.3 Känslighetsanalys

Känslighetsanalysen utförs i enlighet med beskrivningen i kapitel 4. Varje enskild parameter varieras  $\pm 10\%$  och  $\pm 5\%$  och den procentuella variationen för RMS och  $\rho$  registreras. Valet av storleksordningen på variation för varje enskild parameter kommer an på vilka randvärden som råder för den parameter som skiftat mest vid skattningen. Vid skattningen av  $k_{fan}$  låg extremvärden på 0.007 och 0.008 för konstanten, vilket är en variation på cirka 7% från skattat  $k_{fan}$ . Detta var den största variation som gick att skönja och för att testa en bit utanför detta intervall valet siffran 10% som gräns. För att få ytterligare information kompletterades denna siffra med 5%. I de fall där skattningen av en specifik parameter haft fler datamängder att utgå ifrån ersätts variationen med 5% med de extremvärden som gäller.

Den mätserie som får stå till grund för analysen är i de flesta fall sensortemperaturen för hjullastaren där utetemperaturen varit  $-10\text{ }^\circ\text{C}$ . Valet av denna mätserie grundas i att den spänner över relativt lång tid samtidigt som den är påverkad ett flertal olika insignaler och deras respektive variationer. Då evaporatorns konstanter valideras testas dessa mot mätserien för hjullastare i  $+30\text{ }^\circ\text{C}$ , då evaporatorn inte är i drift för  $-10\text{ }^\circ\text{C}$ . För att vidare bestämma solintensitetens inverkan genom storleken på  $A_z \cdot \epsilon_z$  används en mätserie för grävmaskinen, då någon solintensitet inte finns att validera emot i hjullastarfallet. Att i övrigt endast utföra denna validering på data som härrör från hjullastaren får anses räcka, då samtliga skattade parametrar har samma funktion i respektive entreprenadmaskins modell. Det viktigaste med denna känslighetsanalys är inte att exakt bestämma variationen hos RMS och  $\rho$  utan snarare att se vilka parametrar som har störst verkan. De RMS och  $\rho$  som analyseras är de för temperaturen vid sensorn.

Nedan följer en sammanställning av de resultat som variationen av varje enskild parameter givit.

Flera av konstanterna för externa luftkanaler har samma karaktär varför alla inte behöver valideras. De kanaler som väljs ut för detta blir de bägge med störst respektive lägst värde på sin respektive konstant. I detta fall handlar det om kanal 4 och kanal 10.

Att validera alla  $k_{outlet}$  är inte nödvändigt då flera av dem har samma karaktär. Istället valideras den konstant som genererar störst flöde och påverkar temperaturen mest. I detta fall handlar det om utblås 10.



Variation	$k_{fan}$	RMS		$\rho$	
- 10%	0.0067	3.72	+65 %	0.97	0 %
- 6.7%	0.0070	3.00	+33 %	0.97	0 %
0	0.0075	2.25	0	0.97	0
+ 6.7%	0.0080	2.19	-3 %	0.97	0 %
+ 10%	0.0083	2.47	+10 %	0.97	0 %

Tabell 7.3: Fläktens konstant

Variation	$k_{evap} \cdot A_{evap}$	RMS		$\rho$	
- 10%	5940	3.20	+7 %	0.93	-1 %
- 5%	6270	3.10	+3 %	0.94	0 %
0	6600	3.00	0	0.94	0
+ 5%	6930	2.91	-3 %	0.95	+1 %
+ 10%	7260	2.84	-5 %	0.95	+1 %

Tabell 7.4: Evaporatorns konstant

Variation	$T_e$	RMS		$\rho$	
- 10%	216	2.60	-13 %	0.96	+2 %
- 5%	228	2.68	-11 %	0.96	+2 %
0	240	3.0	0	0.94	0
+ 5%	252	3.92	+30 %	0.90	-4 %
+ 10%	264	2.77	-8 %	0.88	-6 %

Tabell 7.5: Köldmediets temperatur

Variation	$k_{heater} \cdot A_{heater}$	RMS		$\rho$	
- 10%	31415	2.32	+3 %	0.97	0 %
- 5%	33160	2.27	+1 %	0.97	0%
0	34905	2.25	0	0.97	0
+ 5%	36650	2.22	-1 %	0.97	0 %
+ 10%	38395	2.21	-2 %	0.97	0 %

Tabell 7.6: Värmeväxlarens konstant

Variation	$c_{pl}$	RMS		$\rho$	
- 10%	12204	2.30	+2 %	0.97	0 %
- 5%	12882	2.28	+1 %	0.97	0 %
0	13560	2.25	0	0.97	0
+ 5%	14238	2.22	-1 %	0.97	0 %
+ 10%	14916	2.20	-2 %	0.97	0 %

Tabell 7.7: Specifika värmekapaciteten för kylvattnet

Variation	$K_{heater}$	RMS		$\rho$	
- 10%	1.0	2.25	0 %	0.97	0 %
- 5%	1.05	2.25	0 %	0.97	0 %
0	1.11	2.25	0	0.97	0
+ 5%	1.17	2.25	0 %	0.97	0 %
+ 10%	1.22	2.25	0 %	0.97	0 %

Tabell 7.8: Proportionalitetskonstant för vvxl

Variation	$\tau_{heater}$	RMS		$\rho$	
- 10%	0.040	2.25	0 %	0.97	0 %
- 5%	0.042	2.25	0 %	0.97	0 %
0	0.044	2.25	0	0.97	0
+ 5%	0.046	2.25	0 %	0.97	0 %
+ 10%	0.048	2.25	0 %	0.97	0 %

Tabell 7.9: Tidskonstanter för vvxl

Variation	$k_{ch} \cdot A_{ch}$	RMS		$\rho$	
- 10%	2.7	2.24	-0.4 %	0.97	0 %
- 5%	2.85	2.25	0 %	0.97	0 %
0	3	2.25	0	0.97	0
+ 5%	3.15	2.25	0 %	0.97	0 %
+ 10%	3.3	2.25	0 %	0.97	0 %

Tabell 7.10: Värmekonstant för kanal 4

Variation	$k_{ch} \cdot A_{ch}$	RMS		$\rho$	
- 10%	513	2.22	-1 %	0.97	0 %
- 5%	542	2.22	-1 %	0.97	0 %
0	570	2.25	0	0.97	0
+ 5%	599	2.26	+0,4 %	0.97	0 %
+ 10%	627	2.29	+2 %	0.97	0 %

Tabell 7.11: Värmekonstant för kanal 10

Variation	$k_{outlet}$	RMS		$\rho$	
- 10%	0.142	4.91	+118 %	0.97	0 %
- 3,8%	0.152	3.06	+36 %	0.97	0 %
0	0.158	2.25	0	0.97	0
+ 3,8%	0.166	2.40	+7 %	0.97	0 %
+ 10%	0.174	3.60	+60 %	0.96	-1 %

Tabell 7.12: Flödeskonstant för utblås 10

Variation	$K_{outlet}$	RMS		$\rho$	
- 10%	0.95	2.25	0 %	0.97	0 %
- 5%	1.0	2.25	0 %	0.97	0 %
0	1.06	2.25	0	0.97	0
+ 5%	1.11	2.25	0 %	0.97	0 %
+ 10%	1.17	2.25	0 %	0.97	0 %

Tabell 7.13: Konstanten för utblås 10

Variation	$K_{outlet}$	RMS		$\rho$	
- 10%	0.018	2.25	0 %	0.97	0 %
- 5%	0.019	2.25	0 %	0.97	0 %
0	0.02	2.25	0	0.97	0
+ 5%	0.021	2.25	0 %	0.97	0 %
+ 10%	0.022	2.25	0 %	0.97	0 %

Tabell 7.14: Tidskonstanten för utblås 10

Variation	$m_{int} \cdot c_{int}$	RMS		$\rho$	
- 10%	80514	2.40	+7 %	0.96	-1 %
- 5%	84987	2.28	+1 %	0.97	0 %
0	89460	2.25	0	0.97	0
+ 5%	93933	2.18	-3 %	0.97	0 %
+ 10%	98406	2.14	-5 %	0.97	0 %

Tabell 7.15: Interiörens massa och specifika värmekapacitet

Variation	$A_{wall} \cdot k_{wall}$	RMS		$\rho$	
- 10%	4266	2.27	+1 %	0.96	-0.27 %
- 5%	4503	2.06	-8 %	0.97	-0.27 %
0	4740	2.25	0	0.97	0
+ 5%	4977	2.73	+20 %	0.97	-0.27 %
+ 10%	5214	3.32	+48%	0.96	-0.03 %

Tabell 7.16: Hyttens värmegenomgångstal

Variation	$A_z \cdot \epsilon_z$	RMS		$\rho$	
- 10%	0.99	3.80	+9 %	0.94	0 %
- 5%	1.05	3.64	+5 %	0.94	0 %
0	1.1	3.48	0	0.94	0
+ 5%	1.16	3.32	-5 %	0.94	0 %
+ 10%	1.21	3.20	-8 %	0.94	0 %

Tabell 7.17: Hyttens absorptionskoefficient

Känslighetsanalyserna ger goda fingervisningar om vilka parametrar som har störst betydelse för de resulterande temperaturerna i hytterna. Det som ger absolut mest utslag på RMS är variationen av  $k_{outlet}$  för utblåsningsnummer 10. Att RMS mer än fördubblats visar att utblåsen som distribuerar mest luft har stor betydelse på den resulterande temperaturen i hytten. Anmärkningsvärt är att denna variation har större betydelse än variationen på  $k_{fan}$  för fläkten, vilken också är mycket känslig för förändring. En anledning till detta kan vara att en förändring av en enskild  $k_{outlet}$  resulterar i ett totalflöde in i hytten som inte överensstämmer med det totalflöde som fläkten alstrar. Sammantaget går att säga att de parametrar som påverkar flödena är de som är mest känsliga för den resulterande temperaturen.

Övriga parametrar skiljer sig inte nämnvärt åt vad gäller variation i RMS, utan får anses vara mindre känsliga för felskattningar. För ett antal variationer går att se att RMS blir bättre. En naturlig slutsats skulle kunna vara att parametern är felskattad och skulle justeras tills det bästa RMS:et erhöles. Det är dock inte helt säkert att nyttan med detta skulle vara speciellt stor. Det bättre resultatet gäller den aktuella datamängden, men säger inget om hur det skulle se ut om känslighetsanalysen gjorts för en annan datamängd. Om en parameter skulle förändras endast utgående från känslighetsanalysen skulle detta kunna innebära att modellen blir sämre för en annan datamängd. Detta fenomen går främst att skönja i evaporatorn, där i stort sätt vilken variation som helst verkar ge ett bättre RMS.

De parametrar som inte förändrar resultatet alls är  $K_{heater}$ ,  $\tau_{heater}$ ,  $K_{outlet}$  och  $\tau_{outlet}$ . Detta resultat är inte överraskande, då dessa parametrar endast påverkar avsvälning, vilka inte har någon påverkan på hytttemperaturerna.

Av de parametrar som skattats fram för hytten är det  $A_{wall} \cdot k_{wall}$  som är mest känslig för förändring. Detta resultat är bra då det innebär att modellen tar stor hänsyn till utetemperaturerna och dess inverkan på hyttklimatet, vilket är fallet i praktiken och då speciellt vid avsvälning.

# Kapitel 8

## Diskussion

*I detta kapitel förs en diskussion kring de resultat som framkommit vid valideringen. Kapitlet avslutas med en redogörelse kring vad som kan tänkas ligga närmast till hands att utveckla med detta arbete som grund.*

### 8.1 Hjullastare

Relativt den data som funnits att tillgå för grävmaskinen, har data för hjullastaren varit bättre, både till kvalitet och kvantitet. Vid valideringen av modellen för hjullastaren har ett högsta RMS på 3.24 uppmätts vilket får anses som bra utgående från tidigare modeller vid Volvo Technology. De stationärfel som modellen uppvisar ligger inom gränser som också får ses som tillåtna. En skillnad i temperatur på ungefär 3 °C är inte kritiskt för hur föraren utav entreprenadmaskinen ska känna sig. Dock kan det tyckas att de maximala temperaturdifferenserna för validering vid några tillfällen är något höga. Dessa hade varit önskvärt att få ner i värde. Till stor del beror dessa differenser på att dynamiken i modellen inte stämmer helt överens med uppmätt data.

Då det kommer till de fel som uppträder i dynamiken vid kallstarter av hjullastare, ska ingen större vikt läggas vid de direkta storlekarna hos RMS. De kallstarter som gjordes vid datainsamlingen uppvisade ingen verklig dynamik, varför det är svårt att dra några slutsatser om den modellerade dynamiken.

### 8.2 Grävmaskin

För grävmaskinen har det varit något svårt att göra bra valideringar, då datamängden varit liten, vilket inneburit att stora delar av den data som använts vid valideringen också använts vid parameterskattningen. Dock har valideringen för utetemperatur +42 °C, vilken inte har använts vid skattningen, visat

på att modellen kan ge goda resultat. Stationärfelen som modellen simulerar är inte av någon större magnitud att det skulle ha stor betydelse för hur föraren upplever klimatet. Dock är de maximala felen något stora för utetemperatur +35 °C, vilket är negativt.

### 8.3 Generellt

Vid känslighetsanalysen framkom att förändringar av fläktkonstanten, beroende på värmeväxlaren, innebar att resultatet av simuleringen blev bättre. Detta öppnar för funderingar kring om fläktkonstanten borde göras variabel med hänsyn till värmeväxlaren. I detta arbete har så ej gjorts då det inte funnits datamängder som kunnat ge information om detta. De data som funnits har tagit hänsyn till om värmeväxlaren varit på eller om den varit av. Då värmeväxlaren kan inta lägen där emellan och inga data fanns för dessa, blev ett medelvärde på konstanten den smidigaste lösningen.

### 8.4 Vidare arbete

Den fysikaliska modellen är uppbyggd av små delmodeller som skattats individuellt. I den mån det har varit möjligt har skattningarna utgått från verklig data, men har i något fall använts sig av modellerade signaler. Att primärt använda verkliga signaler får som följd att felen i den totala modellen riskerar att bli något större. Dock blir varje delmodell en bättre återspeglings av verkligheten. Detta öppnar för att framtida förbättringar av respektive delmodell torde innebära även förbättring av den totala modellen.

Att förbättra modellen med hänsyn till fläktkonstantens variation ligger nära till hands. Ett sådant arbete skulle kunna ta sin början i en uppmappning av flöden där kylvattenflödet genom värmeväxlaren varierar kontinuerligt från noll till maxflöde. Utifrån resultatet av detta skulle man kunna bestämma hur interpolationen mellan randvärdena för fläktkonstanten skulle se ut.

En delmodell som skulle behöva bättre validering är den för värmeväxlaren i grävmaskinen. Den data som varit tillgänglig har inte gett svar på hur olika spjällinställningar påverkat den resulterande temperaturen i hytten. Det samma gäller för spjällen i klimatenheten som reglerar luftflöden mot ansikte och mot respektive fot.

För samtliga valideringar har det gått att se att dynamiken i modellen inte stämmer till fullo. Om mer mätdata blir tillgängliga är detta också ett område som borde förbättras.

# Litteraturförteckning

- [1] H. Alvarez. *Energiteknik del 1*, volume 2. Studentlitteratur, Lund, Sverige, 2003.
- [2] H. Alvarez. *Energiteknik del 2*, volume 2. Studentlitteratur, Lund, Sverige, 2003.
- [3] D.X. Viegas M.C.G. Silva, J.C.S. André. A computational model to simulate the thermal behaviour of the passengers compartment of vehicles. Technical report, International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, 1999.
- [4] Ingvar Ekroth och Eric Granryd. *Tillämpad termodynamik*, volume 3. Institutionen för energiteknik, KTH, Stockholm, Sverige, 1994.
- [5] I. Lumpus och H. Storm. A physical model of the climate in a car equipped with a climate system. Examensarbete ISSN 0280-08927, Department of control theory, Chalmers, Göteborg, Sverige, 1995.
- [6] C. Nordling och J. Österman. *Physics Handbook*. Studentlitteratur, Lund, Sverige, 1996.
- [7] H. Hammarlund och O. Nordmark. Modellering av klimat i volvo s80. Examensarbete LiTH-ISY-EX-3149, Reglerteknik, Tekniska Högskolan i Linköping, Linköping, Sverige, Mars 2001.
- [8] L. Ljung och T. Glad. *Modellbygge och simulering*. Studentlitteratur, Lund, Sverige, 1991.

# Notation

## Beteckningar använda i rapporten

### Areor

$A_{amb}$	Insugsarea för luft utifrån
$A_{ch}$	Värmeöverföringsarea för externa luftkanaler
$A_{comp}$	Insugsarea för luft från hytt
$A_{def}$	Genomflödesarea för luft mot defroster
$A_{evap}$	Värmeöverföringsarea i evaporator
$A_{face}$	Genomflödesarea för luft mot ansikte
$A_{foot}$	Genomflödesarea för luft mot fötter
$A_{heater}$	Värmeöverföringsarea i värmeväxlare
$A_i$	Värmeöverföringsarea för interiör
$A_{pass}$	Genomflödesarea förbi värmeväxlare
$A_{through}$	Genomflödesarea genom värmeväxlare
$A_{wall}$	Area av hyttväggar
$A_z$	Av solen bestrålad area

### Konstanter

$\alpha_i$	Värmeövergångstal för interiören
$\epsilon_z$	Absorptionskoefficient för viss zon
$K_{heater}$	Proportionalitetskonstant för luft efter värmeväxlare
$K_{outlet}$	Proportionalitetskonstant för luft efter utblås
$k_{ch}$	Värmekonstant för extern luftkanal
$k_{evap}$	Värmeöverföringskonstant i evaporator
$k_{fan}$	Konstant för fläkt
$k_{heater}$	Värmeöverföringskonstant i värmeväxlare
$k_{outlet}$	Flödeskonstant för ett utblås
$k_{tot,heater}$	Värmeöverföringskonstant mellan värmeväxlare och hytt
$k_{wall}$	Värmegenomgångstal för vägg
$T_{heater}$	Tidskonstant för avsvaning av luft efter värmeväxlare
$\tau_{outlet}$	Tidskonstant för avsvaning av luft efter utblås



## Massflöden

$\dot{m}_{amb}$	Massflöde för luft från utanför hytt
$\dot{m}_{ch}$	Massflöde för luft genom en extern luftkanal
$\dot{m}_{comp}$	Massflöde för luft från hytt
$\dot{m}_{def}$	Massflöde för luft mot defrosterutblås
$\dot{m}_{face}$	Massflöde för luft mot ansiktsutblås
$\dot{m}_{fan}$	Massflöde för luft alstrat av fläkt
$\dot{m}_{foot}$	Massflöde för luft mot fotutblås
$\dot{m}_{foot,l}$	Massflöde för luft mot vänster fots utblås
$\dot{m}_{foot,r}$	Massflöde för luft mot höger fots utblås
$\dot{m}_{heater}$	Massflöde för luft som passerar genom värmeväxlare
$\dot{m}_l$	Massflöde för kylvattnet
$\dot{m}_{outlet}$	Massflöde för luft ur ett utblås
$\dot{m}_{pass}$	Massflöde för luft som passerar förbi värmeväxlare
$\dot{m}_{rear,l}$	Massflöde för luft mot bakre vänster utblås
$\dot{m}_{rear,r}$	Massflöde för luft mot bakre höger utblås
$\dot{m}_{side,l}$	Massflöde för luft mot vänster sidas utblås
$\dot{m}_{side,r}$	Massflöde för luft mot höger sidas utblås
$\dot{m}_{through}$	Massflöde för luft som passerar genom värmeväxlare

## Massor

$m_{amb}$	Massa för luft från utanför hytt
$m_{comp}$	Massa för luft från hytt
$m_{int}$	Massa för interiören
$m_{tot,heater}$	Massa för luft efter värmeväxlare

## Specifika värmekapaciteter

$c_{int}$	Interiörens specifika värmekapacitet
$c_{pa}$	Luftens specifika värmekapacitet
$c_{pl}$	Kylvattnets specifika värmekapacitet

## Temperaturer

$T_{amb}$	Utomhustemperatur
$T_{ch,in}$	Temperatur för luft in i en extern luftkanal
$T_{ch,out}$	Temperatur för luft ut ur en extern luftkanal
$T_{comp}$	Hytttemperatur
$T_e$	Temperatur för köldmedie i evaporator
$T_{evap}$	Temperatur för luft efter evaporator
$T_{evap,in}$	Temperatur för luft in i evaporator
$T_{heater}$	Temperatur för luft efter värmeväxlare
$T_{face,mix}$	Temperatur för luft flödande mot ansiktsinblås
$T_{foot/def,mix}$	Temperatur för luft mot inblås för fötter och defroster
$T_{heater,in}$	Temperatur för luft in i värmeväxlare
$T_{l,in}$	Temperatur för kylvatten in i värmeväxlare
$T_{l,out}$	Temperatur för kylvatten ut ur värmeväxlare
$T_{outlet}$	Temperatur för luft ut ur en extern luftkanal
$T_{outside}$	Temperatur för luft utanför en extern luftkanal
$T_{pass}$	Temperatur för luft som passerat bredvid värmeväxlare
$T_{rec}$	Temperatur för luftblandning efter recirkulation
$T_{through}$	Temperatur för luft som passerat genom värmeväxlare

## Värmeflöden och värmeeffekter

$\dot{Q}_{air,ch}$	Värmeeffekt upptagen luften i extern luftkanal
$\dot{Q}_{air,evap}$	Värmeeffekt avgiven luften i evaporator
$\dot{Q}_{air,heater}$	Värmeeffekt upptagen luften i värmeväxlare
$\dot{Q}_{ch}$	Värmeeffekt avgiven luft utanför externa luftkanaler
$\dot{Q}_{driver}$	Värmeeffekt avgiven förare
$\dot{Q}_{evap}$	Värmeeffekt upptagen i evaporator
$\dot{Q}_{heater}$	Värmeeffekt avgiven i värmeväxlare
$\dot{Q}_{int}$	Värmeeffekt avgiven interiören
$\dot{Q}_l$	Värmeeffekt avgiven kylvatten
$\dot{Q}_{outlet}$	Värmefflödet från ett utblås
$\dot{Q}_{sun}$	Solens värmeeffekt
$\dot{Q}_{tot,ch}$	Värmeeffekt upptagen luft efter extern luftkanal
$\dot{Q}_{tot,evap}$	Värmeeffekt avgiven luft efter evaporator
$\dot{Q}_{tot,heater}$	Värmeeffekt upptagen luft efter värmeväxlare
$\dot{Q}_{wall}$	Värmefflöde genom hyttväggar

## Övriga

$I_{sun}$	Värmeeffekt från solen
$Q_{int}$	Värmemängdsändring för interiören
$u_{fan}$	Spänning till fläkten

# Bilaga A

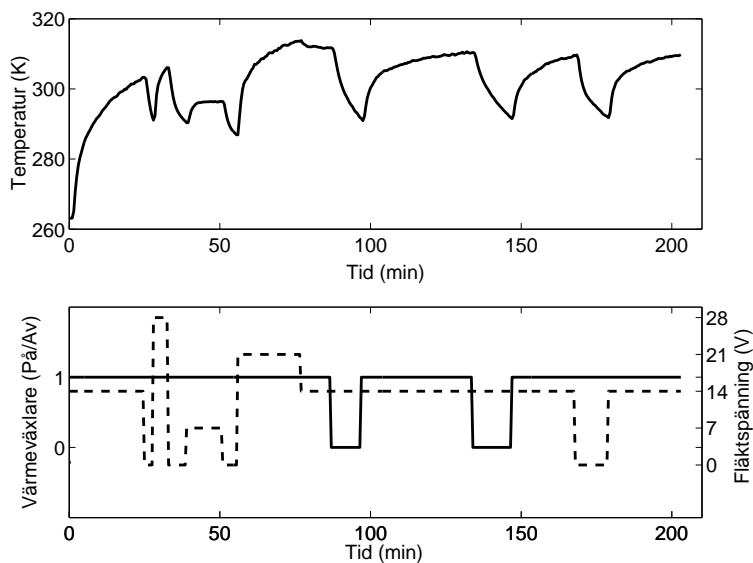
## Mätserier

### A.1 Mätserier för hjullastare

#### A.1.1 Utetemperatur -10 °C

Starttid [min]	Utetemp. [K]	Värme [På/Av]	Fläkt [V]	Rec [%]
0	263	På	14	10
25	263	På	0	10
28	263	På	28	10
33	263	På	0	10
39	263	På	7	10
51	263	På	0	10
56	263	På	21	10
77	263	På	14	10
87	263	Av	14	10
97	263	På	14	10
105	263	På	14	90
134	263	Av	14	90
147	263	På	14	90
158	263	På	14	10
168	263	På	0	10
179	263	På	14	10

Tabell A.1: Mätserie 1 för hjullastare

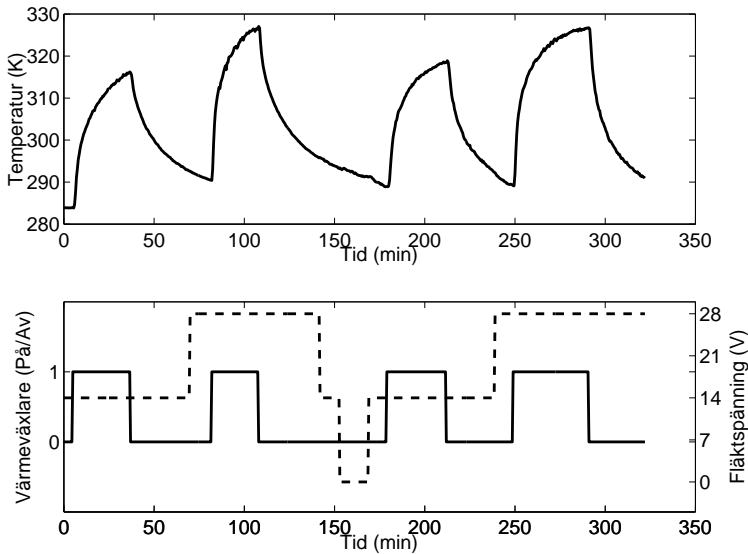


Figur A.1: Sensortemperatur för mätning på hjullastare i  $-10^{\circ}\text{C}$

### A.1.2 Utetemperatur $+10^{\circ}\text{C}$

Starttid [min]	Utetemp. [K]	Värme [På/Av]	Fläkt [V]	Rec [%]
0	283	Av	14	90
5	283	På	14	90
37	283	Av	14	90
70	283	Av	28	90
82	283	På	28	90
108	283	Av	28	90
142	283	Av	14	90
153	283	Av	0	90
169	283	Av	14	10
179	283	På	14	10
212	283	Av	14	10
239	283	Av	28	10
249	283	På	28	10
291	283	Av	28	10

Tabell A.2: Mätserie 2 för hjullastare



Figur A.2: Sensortemperatur för mätning på hjullastare i  $+10^{\circ}\text{C}$

### A.1.3 Utetemperatur $+20^{\circ}\text{C}$

Dessa data har ej uppmätts för denna modellerings syfte.

Starttid [min]	Uttemp. [K]	Evap [På/Av]	Fläkt [V]	Rec [%]
0	293	På	28	90

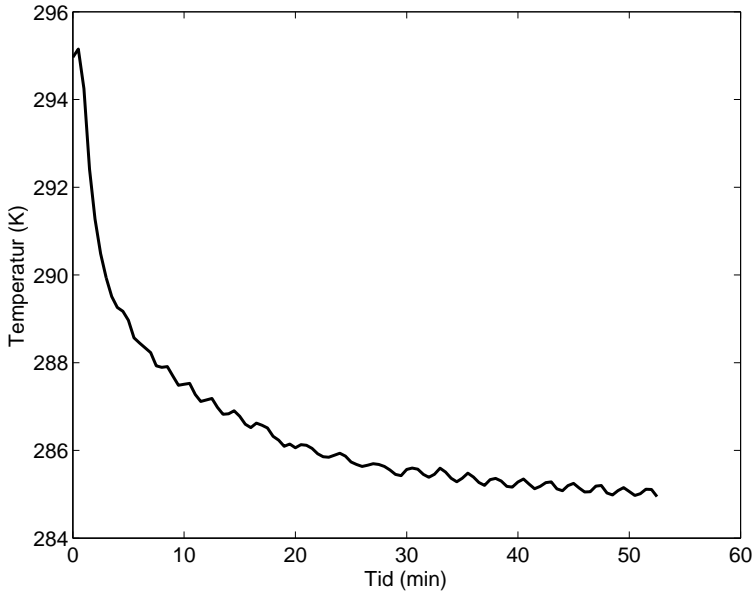
Tabell A.3: Mätserie 3 för hjullastare

### A.1.4 Utetemperatur $+30^{\circ}\text{C}$

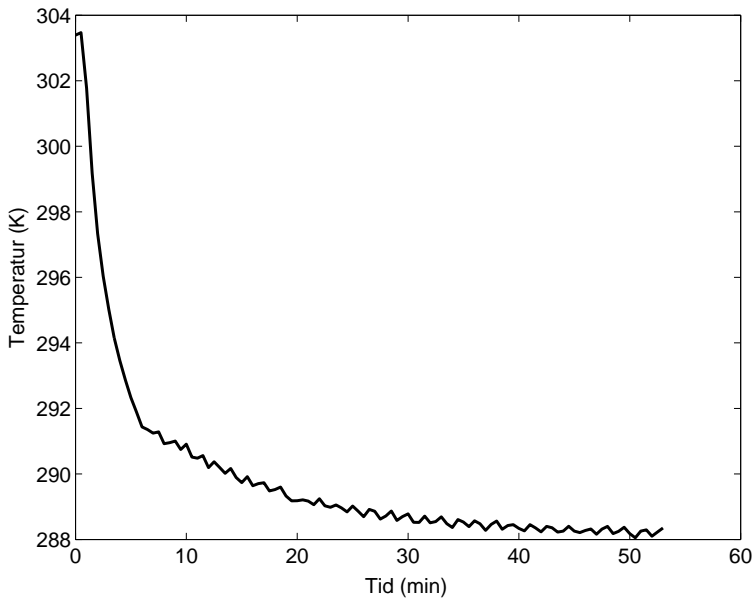
Dessa data har ej uppmätts för denna modellerings syfte.

Starttid [min]	Uttemp. [K]	Evap [På/Av]	Fläkt [V]	Rec [%]
0	303	På	28	90

Tabell A.4: Mätserie 4 för hjullastare



Figur A.3: Sensortemperatur för mätning på hjullastare i +20°C



Figur A.4: Sensortemperatur för mätning på hjullastare i +30°C

### A.1.5 Flöden vvxl på

		Fläktspänning (V)			
		28	21	14	7
Utblås	1	0.027	0.020	0.013	0.005
	2	0.023	0.017	0.011	0.005
	3	0.017	0.012	0.007	0.003
	4	0.002	0.001	0.001	0.0004
	5	0.034	0.026	0.017	0.007
	6	0.020	0.016	0.010	0.004
	7	0.020	0.016	0.010	0.004
	8	0.018	0.013	0.009	0.003
	9	0.016	0.013	0.009	0.004
	10	0.034	0.026	0.018	0.007
	11	0.007	0.005	0.003	0.001
	12	0.007	0.005	0.003	0.001

Tabell A.5: Flöden ( $m^3/s$ ) värmeväxlare på

### A.1.6 Flöden vvxl av

		Fläktspänning (V)			
		28	21	14	7
Utblås	1	0.023	0.017	0.011	0.005
	2	0.018	0.015	0.009	0.004
	3	0.012	0.009	0.007	0.003
	4	0.002	0.001	0.001	0.0003
	5	0.031	0.023	0.015	0.006
	6	0.019	0.013	0.009	0.004
	7	0.017	0.013	0.009	0.004
	8	0.015	0.012	0.008	0.003
	9	0.016	0.012	0.008	0.003
	10	0.033	0.023	0.016	0.007
	11	0.006	0.004	0.003	0.001
	12	0.006	0.005	0.003	0.001

Tabell A.6: Flöden ( $m^3/s$ ) värmeväxlare av

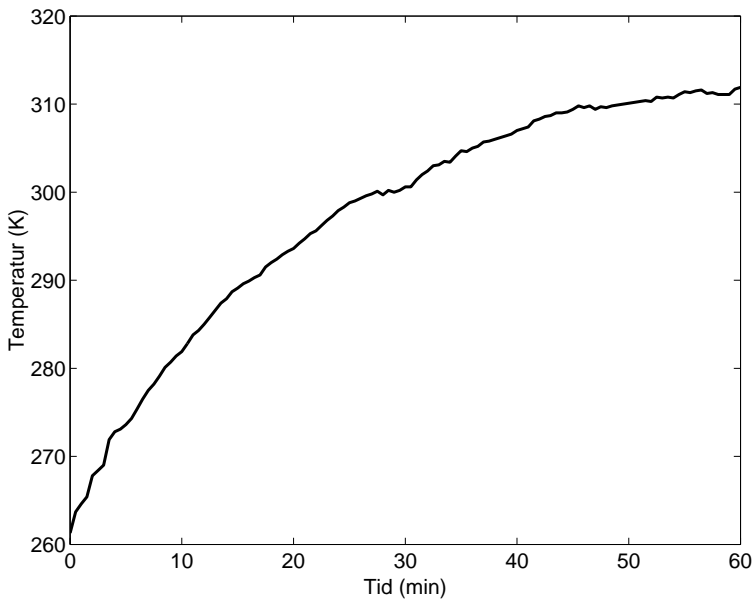
## A.2 Mätserier för grävmaskin

Dessa data har ej uppmätts för denna modellerings syfte.

### A.2.1 Utetemperatur -10 °C

Starttid [min]	Utetemp. [K]	Värme [På/Av]	Fläkt [V]	Rec [%]
0	263	Öppen	26	50

Tabell A.7: Mätserie 1 för grävmaskin



Figur A.5: Sensortemperatur för mätning på grävmaskin i -10°C

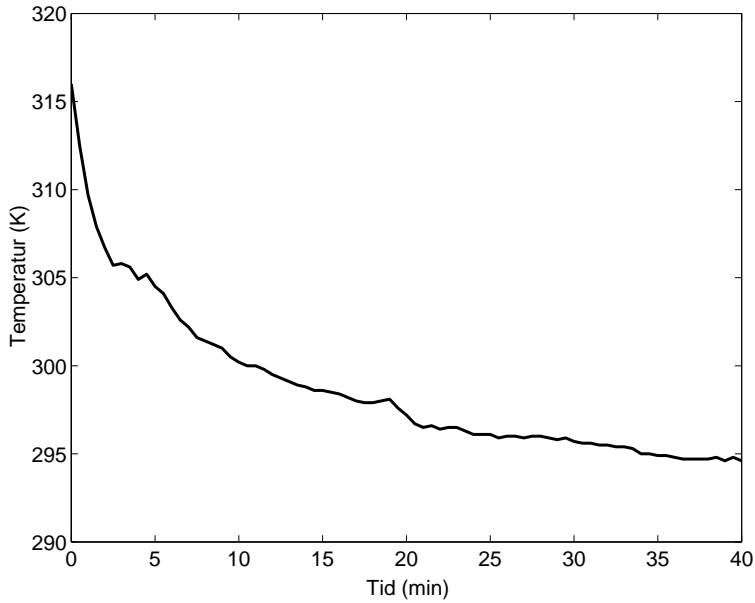
### A.2.2 Utetemperatur +35 °C

Dessa data har ej uppmätts för denna modellerings syfte.

Starttid [min]	Utetemp. [K]	Evap [På/Av]	Fläkt [V]	Rec [%]
0	308	På	26	90

Tabell A.8: Mätserie 2 för grävmaskin





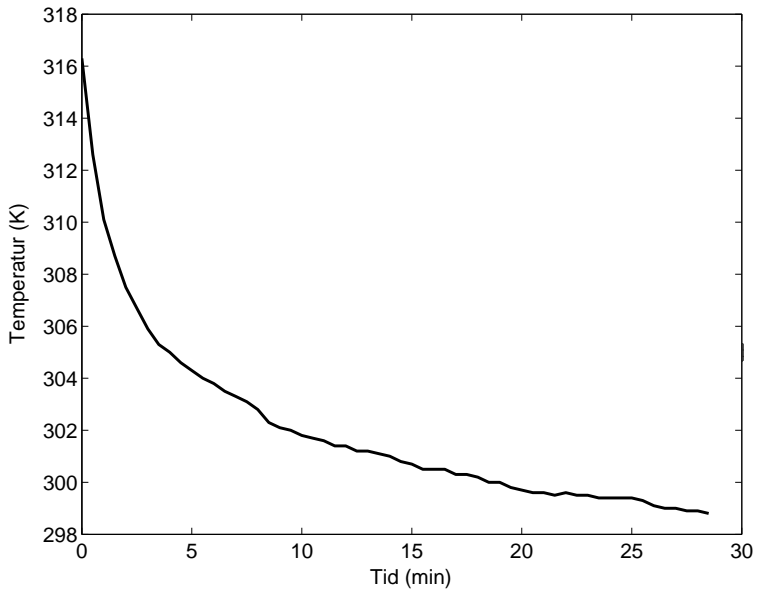
Figur A.6: Sensortemperatur för mätning på grävmaskin i +35°C

### A.2.3 Utetemperatur +42 °C

Dessa data har ej uppmätts för denna modellerings syfte.

Starttid [min]	Utetemp. [K]	Evap [På/Av]	Fläkt [V]	Rec [%]
0	315	På	26	90

Tabell A.9: Mätserie 3 för grävmaskin



Figur A.7: Sensortemperatur för mätning på grävmaskin i +42°C

## Copyright

### Svenska

Detta dokument hålls tillgängligt på Internet - eller dess framtida ersättare - under en längre tid från publiceringsdatum under förutsättning att inga extraordinära omständigheter uppstår.

Tillgång till dokumentet innebär tillstånd för var och en att läsa, ladda ner, skriva ut enstaka kopior för enskilt bruk och att använda det oförändrat för ickekommersiell forskning och för undervisning. Överföring av upphovsrätten vid en senare tidpunkt kan inte upphäva detta tillstånd. All annan användning av dokumentet kräver upphovsmannens medgivande. För att garantera äktheten, säkerheten och tillgängligheten finns det lösningar av teknisk och administrativ art.

Upphovsmannens ideella rätt innefattar rätt att bli nämnd som upphovsman i den omfattning som god sed kräver vid användning av dokumentet på ovan beskrivna sätt samt skydd mot att dokumentet ändras eller presenteras i sådan form eller i sådant sammanhang som är kränkande för upphovsmannens litterära eller konstnärliga anseende eller egenart.

För ytterligare information om Linköping University Electronic Press se förlagets hemsida: <http://www.ep.liu.se/>

### English

The publishers will keep this document online on the Internet - or its possible replacement - for a considerable time from the date of publication barring exceptional circumstances.

The online availability of the document implies a permanent permission for anyone to read, to download, to print out single copies for your own use and to use it unchanged for any non-commercial research and educational purpose. Subsequent transfers of copyright cannot revoke this permission. All other uses of the document are conditional on the consent of the copyright owner. The publisher has taken technical and administrative measures to assure authenticity, security and accessibility.

According to intellectual property law the author has the right to be mentioned when his/her work is accessed as described above and to be protected against infringement.

For additional information about the Linköping University Electronic Press and its procedures for publication and for assurance of document integrity, please refer to its WWW home page: <http://www.ep.liu.se/>