

ENERGIMODELLERING AV VÄXTHUS

Del 3 av 4. Rapportserie från projektet AKTIV

Mats Borg, Ray Pörn & Johan Westö





ENERGIMODELLERING AV VÄXTHUS

DEL 3 AV 4. RAPPORTSERIE FRÅN PROJEKTET AKTIV

Mats Borg, Ray Pörn & Johan Westö

2013-11-06



Närings-, trafik- och
miljöcentralen



Europeiska jordbruksfonden för
landsbygdsutveckling:
Europa investerar i landsbygdsområden

FINANSIERING

Projektet ”Avfuktungs- och kylteknik för växthus” (AKTIV) har finansierats av NTM-centralen med medel från Europeiska jordbruksfonden för landsbygdsutveckling. Övriga finansiärer är Österbottens svenska producentförbund, Närpes trädgårdsproducenter samt Stiftelsen Svenska Småbruk och Egna Hems undervisningsfond.

Innehållsförteckning

1	INLEDNING	1
2	ALLMÄNT OM MODELLERING AV VÄXTHUS	2
3	TEORI	4
3.1	ENERGIBALANSEN I ETT VÄXTHUS	4
3.2	KONVEKTION.....	5
3.3	VENTILATION OCH LÄCKAGE	9
3.4	FUKTBALANSEN I ETT VÄXTHUS.....	10
3.5	TRANSPIRATION.....	11
3.6	KONDENSATION.....	12
3.6.1	ALLMÄNT OM KONDENSATION	12
3.6.2	KONDENSATION TILL DROPPRIDÅ.....	14
3.6.3	KONDENSATION TILL HÖLJET	16
3.6.4	AVFUKTNINGSEFFEKTIVITET	16
4	ANALYS AV UPPMÄTTA VÄRMEFLÖDEN	19
4.1	VÄRMEFLÖDET TILL TAKET	19
4.2	VÄRMEFLÖDET TILL MARKEN	23
5	MODELLERING AV ENERGIBALANSEN I VÄXTHUSET NORRÅS	25
5.1	ANVÄNDA DATA	25
5.2	DATAÖVERSIKT OCH METOD	28
5.3	ENERGIMODELLERING UTAN LUCKÖPPNING	29
5.4	ENERGIMODELLERING MED LUCKÖPPNING	33
5.5	TOLKNING AV MODELLPARAMETRARNA.....	36
5.6	SAMMANFATTNING.....	37
6	LITTERATURFÖRTECKNING	38

1 INLEDNING

I projektet AKTIV har målsättningen varit att kartlägga alternativa lösningar, ta fram data för kyl- och avfuktningens behov i ett växthus, beräkna de energimässiga konsekvenserna av alternativa lösningar och göra en totalekonomisk bedömning av lönsamheten för de alternativa lösningarna. För att få underlag för en sådan analys inhyrdes och användes en kyl- och avfuktningssystem i ett växthus i Övermark under två års tid, 2010 – 2012. Under denna tid gjordes mätningar kring denna anläggnings funktion och mer generellt av de centrala storheterna som behövs för att analysera växthusklimat och energiflöden. Den inhyrda anläggningen levererades av Novarbo (www.novarbo.fi).

Resultatet redovisas i serie bestående av fyra rapporter, vilka kommer att publiceras i Novias publikationsserie år 2015. I den första rapporten ges en översikt av tillgängliga metoder och tekniska lösningar för kylning och avfuktning. I den andra rapporten utvärderas den undersökta kyl- och avfuktningssystemet. I den tredje rapporten beskrivs modellering av växthus. I den fjärde rapporten presenteras en lönsamhetskalkyl för olika kyl- och avfuktningssystem.

I denna rapport, den tredje i serien, ges först en generell översikt över modelleringssystem för växthus. Därefter redovisas teori för fysikalisk modellering, med en särskild tonvikt på fuktmodellering. Sedan presenteras uppmätta data gällande värme- och fuktflöden i det undersökta växthuset, benämnt Norrás. Dessa data jämförs också med teorin. Slutligen presenteras en empirisk modellering av energiflödena i växthuset. Den framtagna modellen används sedan som grund för lönsamhetskalkylen i den fjärde rapporten i serien.

2 ALLMÄNT OM MODELLERING AV VÄXTHUS

Modellering av växthus kan göras på flera nivåer av omfattning och med flera metoder. Nedan beskrivs kort de huvudsakliga alternativen.

I en modellering måste man bestämma vilka objekt och faktorer som skall ingå i modelleringen. För modelleringar som görs i växthussammanhang finns några naturliga val. Den enklaste varianten (som ändå uppvisar alldeles tillräckligt av komplexitet) innefattar bara växthusets fysiska komponenter och flöden av energi och massa. Växtligheten betraktas då som en fuktkälla utan inre struktur. Ett betydande steg uppåt i komplexitet tas om man beaktar växtlighetens växelverkan med klimatfaktorerna. Man måste då modellera strålningsabsorption, bladtemperatur, transpirationshastighet m.m. Växelverkan går åt båda hållen, klimatfaktorerna påverkar växtligheten och vice versa. Ett ytterligare steg är att även inkludera fotosynteshastigheten. Då har man inkluderat inte bara fysikaliska faktorer utan även biologiska. Den högsta graden av komplexitet är att även modellera plantutvecklingen inkluderande skördeproduktionen. Redan en modellering av fotosynteshastigheten kan ge en indikation om möjlig skördeproduktion, men det finns många ytterligare faktorer som påverkar det faktiska utfallet.

Man måste förutom omfattningen i modellen även välja modelleringsmetod. Här kan man skilja mellan två huvudlinjer. I en fysikalisk modellering bygger man modellen enligt kännedom om de ingående processerna. Man känner ekvationerna som styr förloppen och kombinerar dessa ekvationer för att få en modell av helheten. Det andra alternativet är en rent empirisk modellering. Man försöker då hitta ett matematiskt samband mellan observerade variabler utan kännedom om de bakomliggande processerna. I verkligheten är modellering sällan en renodlad variant av dessa. De fysikaliska processerna i växthus är inte alltid väldefinierade och välundersökta. Även i en i grunden fysikalisk modellering måste alltså ett visst mått av empirisk modellering på processnivå till. I en empirisk modellering, å andra sidan, väljer man ofta typer av samband enligt en viss fysikalisk kännedom om vad som kan förväntas. Det handlar alltså om kvalificerade gissningar snarare än ren försök-och-misstag-metodik.

I en fysikalisk modellering måste man också välja i hur många dimensioner modellen görs. I en nolldimensionell modell betraktas växthusluften, växtligheten, taket o.s.v. som homogena objekt, vars temperatur kan beskrivas med ett enda värde. I en endimensionell modell beaktas variationer i djupled, men inte i sidled. Merparten av modelleringen i litteraturen är noll- eller endimensionell. I synnerhet i blockväxthus är det naturligt att ignorera väggarnas inverkan. Det är närmast i CFD-modellering av luftflödena i ett växthus som man använder två eller tre dimensioner.

Det finns inte någon allmänt tillgänglig växthusmodell i form av programvara. Vid Wageningen-universitetet i Holland har man under en lång tid använt modellen KASPRO. Den baserar sig på de Zwarts arbete från 1996 och har vidareutvecklats och verifierats i många studier. Många vetenskapliga rapporter från den holländska forskargruppen kring Wageningen inkluderar simuleringar med denna modell. Agrotech i Danmark har utvecklat en liknande modell, också denna har sin grund i de Zwarts arbete. Modellen har utvecklats enligt forskningsresultat om växtrespons av Körner (Körner, 2003). Dessa båda modeller är endimensionella fysikaliska modeller som inkluderar växtligheten. Åtminstone i Agrotechs modell ingår även fotosyntes.

I utvecklingen av förståelsen av de fysikaliska och biologiska processerna och modelleringen av växthus kan nämnas några centrala, ofta citerade verk, de flesta doktorsavhandlingar vid Wageningen-universitetet:

- Farquhar m.fl. modellerade fotosyntes (Farquhar, von Caemmerer, & Berry, 1980)
- Bot gjorde en omfattande fysikalisk modellering (Bot, 1983)
- Stanghellini skapade modeller för växternas transpiration (Stanghellini, 1987)
- de Jong skapade modeller för ventilationsflöden (de Jong, 1990)
- Heuvelink undersökte klimatfaktorernas inverkan på tomatplantan (Heuvelink, 1996)
- de Zwart utvecklade de Bots arbete och skapade en fysikalisk modell som sedan använts i många efterföljande verk (de Zwart, 1996) och utgör grunden för simuleringsmodellen KASPRO

Mer omfattande beskrivningar av växthusmodellering finns i (Bakker, Bot, Challa, & Van de Braak, 1995) och (van Ooteghem, 2007).

3 TEORI

3.1 ENERGIBALANSEN I ETT VÄXTHUS

Systemgränsen för ett växthus går naturligt vid höljet. Eftersom den termiska kontakten mellan hölje och uteluft är starkare än mellan hölje och inneluft väljs systemgränserna för växthuset lämpligen så att höljet inte innefattas i systemet (systemgränsen går vid inre glasytan). Likaså innefattas marken inte i systemet (systemgränsen går vid markytan). Energiflödena till/från växthuset är då primärt

- instrålad solenergi
- tillförd värmeenergi via uppvärmningssystemet
- tillförd energi i form av belysning
- konvektiv värmetransport via höljet (tak och väggar)
- advektion genom avsiktlig ventilation (takluckor eller ventilationsaggregat)
- advektion genom oavsiktlig ventilation (läckage genom otätheter i höljet)

I det växthus som studerats i detta projekt tillkommer värmetransport via kyl/avfuktningssystemet. Av mindre betydelse är värmetransport via marken, energitillförsel i form av bevattningsvattnets termiska energi, energibortförsel i form av termisk energi hos vatten som avlägsnas via dräneringen samt energibortförsel i form av skörd och växtrester.

I ett stationärt tillstånd är nettoenergiflödet noll, dvs. summan av tillförd effekt är lika stor som summan av bortförd effekt. Man kan då för energiflödena (effekterna P) ställa upp ekvationen

$$3.1 \quad P_{sol} + P_{belysning} + P_{uppvärmning} + P_{hölje} + P_{ventilation} + P_{kylning} = 0$$

I ett icke-stationärt tillstånd, dvs. när temperaturen eller luftfuktigheten i växthuset ändras, är nettoenergiflödet till växthuset under en viss tid, Δt , lika stort som förändringen hos den i växthuset lagrade energimängden, ΔE . Då gäller ekvationen

$$3.2 \quad P_{sol} + P_{belysning} + P_{uppvärmning} + P_{hölje} + P_{ventilation} + P_{kylning} = \frac{\Delta E}{\Delta t}$$

Energi kan lagras i luften, i växthusstrukturen, i odlingsbäddarna och i plantorna. Växthusets termiska lagringsförmåga är dess värmekapacitet.

Energi kan också lagras i latent form, ångbildningsvärmets hos fukten i luften. Luftens vatteninnehåll beror av temperaturen och relativa fuktigheten, som båda kan variera. På dygnsnivå har temperaturvariationen större inverkan än fuktighetsvariationen. Temperaturen kan variera med cirka 10 grader mellan natt och dag. Vid en konstant relativ fuktighet om 80 % samt nattemperaturen 15 °C och dagtemperaturen 25 °C innebär detta en skillnad i latent energi om 19,2 kJ/kg, vilket kan jämföras med motsvarande skillnad i sensibel energi 10,1 kJ/kg. För relativa fuktighetens del innebär en variation om 10 %, vid dagstemperaturen 25 °C, en skillnad i latent energi om ungefär 5 kJ/kg.

Relativa luftfuktigheten är i allmänhet högre nattetid än dagtid och den minskning i latent energi som härrör från temperatursänkningen kompenseras därför delvis av ökningen i relativ fuktighet.

Förändringen i växthusets termiska energi kan beräknas som

$$3.3 \quad \Delta E = C_p \Delta T + m_{\text{luft}} \Delta h_{\text{luft}}$$

C_p fasta och vätskeformiga komponenternas sammanlagda värmekapacitet

h_{luft} luftens specifika entalpi

Vid modellering kompliceras situationen av att temperaturen inte är homogen i växthuset. Saken kompliceras ytterligare av att luftens och odlingssäckarnas responstid skiljer sig åt kraftigt. De senare har en fördröjning på flera timmar, medan metallstrukturerna och plantmassan reagerar snabbare på temperaturförändringar.

3.2 KONVEKTION

Det konvektiva värmeflödet via höljet bestäms primärt av innetemperaturen och utetemperaturen samt värmeövergångstalen på inre sidan av glaset (eller plasten) och yttre sidan av glaset. Därtill har strålningen en inverkan. Värme strålar från växthusets inre till höljets inre yta. De strålade ytorna har i stort sett samma temperatur som inneluften och bidraget från denna strålning kan uttryckas som ett strålningsvärmeövergångstal som adderas till det konvektiva värmeövergångstalet. Från glasets yttre yta strålar värme mot himlen. Detta strålningsutbyte kan modelleras som en strålning till en oändlig svart yta med homogen temperatur, den s.k. ekvivalenta himmelstemperaturen. Utgående från med en pyrgeometer uppmätta data om strålningsutbytet mot himlen kan denna ekvivalenta himmelstemperatur fastställas. Vid mulet väder är den ungefär samma som uteluftens temperatur, men vid klart väder är skillnaden flera tiotal grader och den måste därför beräknas med en separat strålningsterm.

Vid stationärt tillstånd är energiflödet från växthusets inre regioner till glasets inneryta lika stort som energiflödet från yttre glasytan till omgivningen och även lika stort som flödet mellan inre och yttre ytan av glaset.

Man får de tre ekvationerna

$$3.4 \quad \Phi / A = (k\alpha_{\text{konv},i} + \alpha_{\text{strål},i})(T_{\text{inne}} - T_{\text{glas},i})$$

$$3.5 \quad \Phi / A = \alpha_{\text{konv},y}(T_{\text{glas},y} - T_{\text{ute}}) + \sigma \epsilon f (T_{\text{glas},y}^4 - T_{\text{himmel}}^4)$$

$$3.6 \quad \Phi / A = \frac{\lambda}{d}(T_{\text{glas},i} - T_{\text{glas},y})$$

$\alpha_{\text{konv},i}$ konvektiva värmeövergångstalet vid den inre glasytan

$\alpha_{\text{strål},i}$ ekvivalenta värmeövergångstalet p.g.a. strålning mellan växthus och glas

$\alpha_{\text{konv},y}$ konvektiva värmeövergångstalet vid den yttre glasytan

σ Stefan-Boltzmanns konstant, $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$

ϵ emissiviteten för glasytan, 0,90–0,95 enligt (Cengel & Boles, 2007, s. 865)

f vinkelkoefficienten som beaktar att glasytan p.g.a. sin lutning inte "ser" bara himmel

λ värmekonduktiviteten för glas, $0,93 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ enligt (Alvarez, 2006, s. 362)

d glasets tjocklek

k korrigeringsfaktor som beaktar att eventuell kondensation eller avdunstning påverkar effektiva värmeövergångstalet

Utgående från ekvationerna ovan kan man, om man känner till de olika koefficienterna samt innetemperatur, utetemperatur och himmelstemperatur, beräkna värmeflödet och de båda glastemperaturerna. Beräkningen är emellertid inte helt enkel eftersom koefficienterna i sin tur beror av glastemperaturerna på ett icke linjärt sätt enligt vad som beskrivs nedan. Beräkningen måste därför i praktiken göras iterativt.

Om kondensation mot glaset (eller avdunstning från glaset) inträffar multipliceras konvektiva värmeövergångstalet $\alpha_{konv,i}$ med en faktor k (se avsnitt 3.6.1). Värdet på faktorn k beräknas med ekvationen

$$3.7 \quad k = \frac{h_{inne} - h_{glas,i}}{c_p (t_{inne} - t_{glas,i})}$$

h_{inne} entalpiteten för inneluft av given temperatur och relativ fuktighet

c_p luftens specifika värmekapacitet, 1,01 kJ/kgK

$h_{glas,i}$ entalpiteten för mättad luft med inre glasytans temperatur

Om ingen kondensation (eller avdunstning) inträffar har k värdet 1.

Vinkelkoefficienten kan beräknas med ekvationen

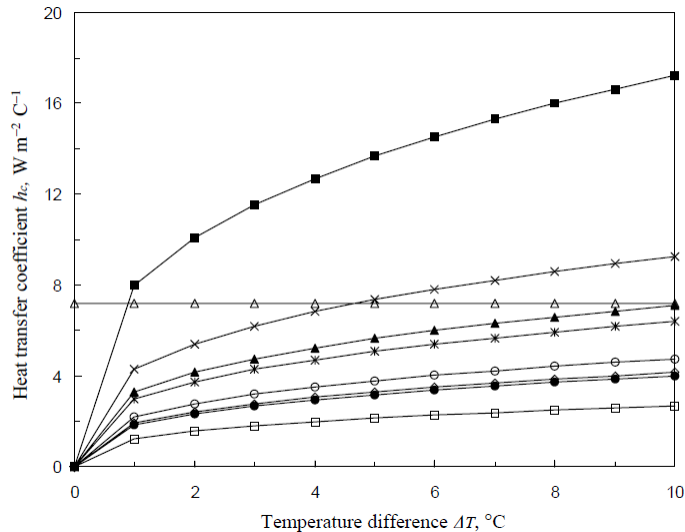
$$3.8 \quad f = (1 + \cos \beta) / 2$$

β takvinkeln

Konvektiva värmeövergångstalet vid den inre glasytan kan enligt (de Zwart, 1996, s. 176) beräknas med ekvationen

$$3.9 \quad \alpha_{konv,i} = 1,70 \cdot (\cos \beta)^{0,33} \cdot (T_{inne} - T_{glas,i})^{0,33}$$

Ekvationen för konvektiva värmeövergångstalet vid inre ytan av höljet varierar mellan i olika studier. Roy m.fl. (2002) gör en genomgång av tidigare studier av värmeövergångstalet för växthus med olika geometri och täckmaterial. Resultatet av jämförelsen visas i Figur 1. De flesta ekvationer är av samma form, proportionalitet mot temperaturdifferensen upphöjt till 0,33, men har olika koefficient.



Figur 1 Det konvektiva värmeövergångstalet mellan luft och inre glasyta som funktion av temperaturskillnaden mellan luft och glas. Kurvorna anger resultatet enligt olika studier med varierande geometri och täckmaterial. Källa: (Roy, Boulard, Kittas, & Wang, 2002)

Radiativa ekvivalenta värmeövergångstalet är egentligen inte ett värmeövergångstal utan ett sätt att förenklat beskriva det sammanlagda radiativa värmeutbytet mellan glaset och alla strålande ytor som glaset "ser" inåt växthuset. Det är svårberäknat eftersom glasytan "ser" inte bara växthuset inre, främst plantorna, med en temperatur som är ungefär samma som inneluftens, utan även andra kalla glasytor, samt i viss mån värmerör. Som första approximation kan man anta att glaset bara ser en oändlig horisontell växtmassa med en temperatur som är samma som inneluftens. Den resulterande ekvivalenta värmeövergångskoefficienten blir då

$$3.10 \quad \alpha_{rad,i} \approx 4f\epsilon_g \epsilon_{växt} \sigma T_m^3$$

T_m medeltalet av inneluftens och inre glasytans temperaturer [K]

$\epsilon_{växt}$ växtmassans emissivitet, cirka 0,97

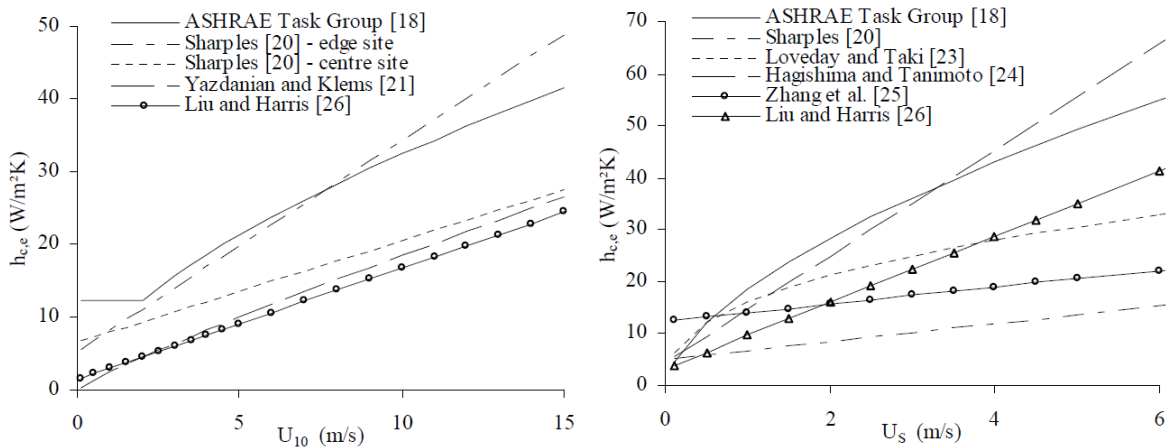
Det radiativa värmeutbytet är av ungefär samma storlek som det konvektiva. Exempelvis blir $\alpha_{rad,i} = 4,54 \text{ W/m}^2\text{K}$ för ett temperaturmedeltal om 288 K (15 °C) och takvinkeln 29 grader medan man för en temperaturskillnad om 10 °C får $\alpha_{konv,i} = 3,56 \text{ W/m}^2\text{K}$. Beroende på om kondensation förekommer eller inte och hur hög luftfuktigheten och växthustemperaturen är varierar faktorn k mellan 1 och cirka 2 och det sammanlagda värmeövergångstalet blir då 8–12 W/m²K.

När det är mulet är himlens ekvivalenta temperatur ungefär samma som uteluftens. Strålningen kan då uttryckas med ett ekvivalent värmeövergångstal som beräknas på motsvarande sätt som för insidan. För en medeltemperatur av 273 K blir värdet 4,2 W/m²K.

Värmeövergångstalet vid glasets yttre yta är beroende av vindhastigheten w . (Aronsson, 2006) uppger sambandet

$$3.11 \quad \alpha_{conv,y} = \begin{cases} 6 + 4w & w < 5 \text{ m/s} \\ 7,41 \cdot w^{0,78} & w > 5 \text{ m/s} \end{cases}$$

Uppdelningen i ett linjärt och ett exponentiellt område är en vanlig lösning vid studiet att konvektion från byggnaders yta ända sedan Jürges arbete från 1924 (Defraeye, Blocken, & Carmeliet, 2010). Defraeye m.fl. (2010) gör en genomgång av ett antal samband från olika undersökningar och konstaterar en betydande variation. Några exempel återges i Figur 2. De samband som används är vanligen antingen linjära med ett intercept som återspeglar termiskt driven konvektion, eller potensfunktioner, för att modellera tvungen konvektion. Exponenten som används i det senare fallet är ofta ungefär 0,8. Detta värde motsvarar värdet för exponenten i det välundersökta fallet tvungen konvektion från en platt yta. Som orsaker till den stora variationen uppges problemet med att definiera var den ostörda vindhastigheten skall mätas samt att det finns betydande variationer beroende på byggnadens form och omgivningen samt mellan olika punkter på byggnaden. Framför allt finns det en betydande variation mellan vindsida och läsida. Ur energieffektivitetssynpunkt räcker det dock ofta med ett medeltal för byggnaden.



Figur 2 Värmeövergångstalet som funktion av vindhastigheten på 10 m höjd (vänster) respektive nära ytan (höger). Källa: (Defraeye, Blocken, & Carmeliet, 2010).

Som ett sammanfattande mått på värmetransporten mellan inneluft och den yttre omgivningen anges ofta U-värdet i ekvationen

$$3.12 \quad \Phi / A = U(T_{inne} - T_{ute})$$

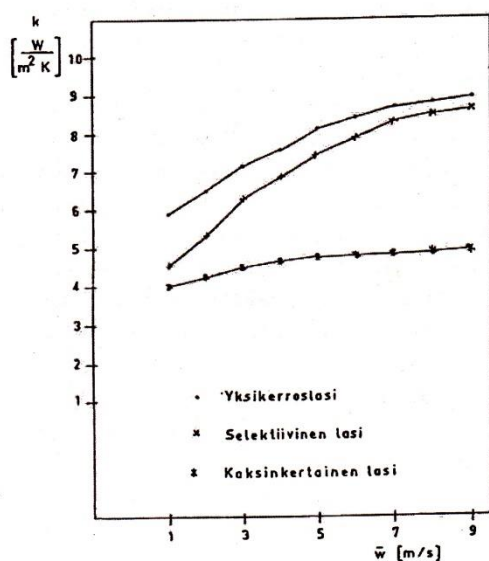
Strikt taget är detta U-värde alltså inte en konstant utan beror av vindhastighet, himmelstemperatur och, ifall kondensation sker, även av inneluftens fuktighet.

U-värdet kan, om strålningen mot atmosfären försummas, beräknas utgående från totala värmeövergångstalet α_i på den inre sidan av glaset och värmeövergångstalet α_y på yttre sidan av glaset samt glaset värmekonduktivitet λ och tjocklek d enligt ekvationen

$$3.13 \quad U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_y}}$$

Värmeövergångstalet på insidan kan, trots ett visst temperaturberoende, förväntas vara någorlunda konstant, medan värmeövergångstalet på utsidan, som ovan framgick, i hög grad beror av vindhastigheten. Termen d/λ kan försummas (se nedan) och vid mycket höga vindhastigheter blir α_y mycket stor och $U \approx \alpha_i$. Sambandet mellan U-värdet och vindhastigheten kan alltså antas växa mot värdet α_i . Nurminen (1982) ger ett samband mellan U-värde och vindhastighet enligt Figur 3. Sambandet stämmer väl med det ovan sagda.

Med ett U-värde om $6 \text{ W/m}^2\text{K}$ och glastjockleken 4 mm utgör temperaturdifferensen mellan inre och yttre glasytan endast $2,6 \%$ av totala temperaturskillnaden mellan inneluft och uteluft. Vintertid betyder det här ungefär en grad skillnad mellan inre och yttre glasytan. Vid högre U-värden blir skillnaden ännu mindre. Glastjocklekens inverkan på U-värdet är alltså i de flesta fall försumbart.



Figur 3 Samband mellan U-värde (i figuren benämmt k-värde) och vindhastighet för olika täckmaterial. Översta kurvan avser enkelglas av standardtyp. Källa: (Nurminen, 1982)

Som redan framgått kan man utgående från en tillräckligt god kännedom om koefficienterna som bestämmer värmeflödena beräkna glasytans temperatur. Det ger då också en möjlighet att beräkna kondensationshastigheten. Här bör man emellertid påpeka att ekvationerna (3.20) – (3.22) inte beaktar den värmande effekt som solstrålningen har på glaset.

3.3 VENTILATION OCH LÄCKAGE

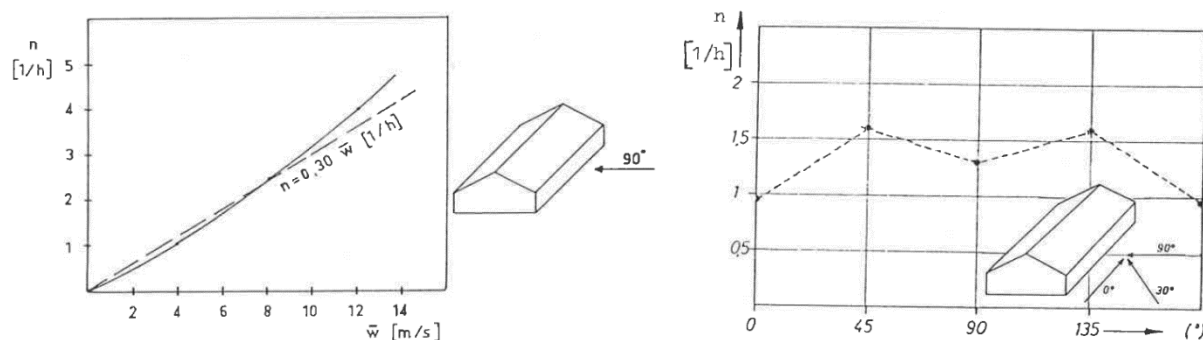
Luftflödet mellan utsida och insida genom takluckorna kan förväntas bero av vindriktning, vindhastighet, temperaturskillnad och lucköppning. I litteraturen finns ett antal studier kring inverkan av dessa variabler. Studierna har gjorts både med CFD och spårgasmätningar. Den slutsats man kan dra av dessa studier är att det är svårt att skapa en generell modell som gäller för olika geometrier.

Oberoende av geometri verkar, enligt litteraturen, för en given vindriktning och lucköppning volymflödet vara ungefär proportionellt mot vindhastigheten redan vid måttligt höga hastigheter ($>2 \text{ m/s}$) med en proportionalitetskonstant som är beroende av geometrin. Detta resultat är i överensstämmelse med generell strömningslära. Luftväxlingen drivs dock inte bara av vindens inverkan utan också av temperaturdifferensen och därmed densitetsskillnaden mellan inneluft och uteluft. Vid låga vindhastigheter utgör denna en väsentlig faktor.

Vindriktningens inverkan är den minst undersökta. Det är ändå väldokumenterat att det finns en väsentlig skillnad mellan om luckorna befinner sig på vindsidan eller läsidan.

Läckage genom otätheter i höljet kan ses som en oavsiktlig ventilation och drivs av samma fysikaliska variabler som avsiktlig ventilation genom luckor. Till den del läckaget drivs av tryckskillnader mellan olika delar p.g.a. vindens verkan kan läckaget förväntas vara direkt proportionellt mot vindhastigheten. Läckaget drivs också av de tryckskillnader mellan utsida och insida som uppstår p.g.a. luftens olika temperatur och därmed olika densitet. Dessa tryckskillnader tenderar att trycka in luft genom otätheter lågt nere och ut genom otätheter högt uppe. Tryckskillnaderna är proportionella mot medeltemperaturskillnaden mellan insida och utsida. Flödet genom det strömningsmotstånd som en liten otäthet utgör är proportionellt mot kvadratroten av tryckskillnaden över strömningsmotståndet, varför man kan utgå från att det av temperaturskillnader drivna läckaget är proportionellt mot kvadratroten av skillnaden mellan medeltemperatur inne och ute.

Nurminen (1982) anger för läckaget ett samband mellan luftomsättningstal och vindhastighet och ett riktningensberoende enligt Figur 4. Koefficienten i den linjära approximationen för vindhastighetsberoendet är beroende av graden av täthet och måste anpassas till det enskilda växthuset.



Figur 4 Luftomsättningshastighet som funktion av vindhastigheten (vänstra figuren) och vindriktning (högra figuren). Källa: (Nurminen, 1982, s. 34)

3.4 FUKTBALANSEN I ETT VÄXTHUS

Den primära fuktkällan är transpiration från växterna. Odlingsbäddarna kan också i någon mån avge fukt, men mängden torde vara försumbar jämfört med växternas transpiration. Ett visst fuktutbyte med marken förekommer också, främst så att fukt kondenserar mot marken, men när temperaturen sänks till natterperatur kan transporten också gå åt andra hållet.

De tre huvudsakliga sätten som fukt avlägsnas är kondensation på höljet, läckage och ventilation. Den kondenserade fukten rinner, när skiktet blir tillräckligt tjockt, bort till dräneringen. En del faller som droppar och en del blir kvar på ytan och avdunstar när glastemperaturen stiger. Till den delen kan glasytan tidvis vara en fuktkälla.

När ventilationsluckorna är stängda stiger luftfuktigheten tills den når ett jämviktsläge där tillfört fuktflöde är lika stort som avlägsnat fuktflöde. Ökad luftfuktighet ökar bortflödet via läckage och om kondensation förekommer ökar även hastigheten hos denna med luftfuktigheten. Plantornas respons på ökad luftfuktighet är mer komplicerad och beror av flera faktorer (se avsnitt 3.4). Generellt minskar dock transpirationen då luftfuktigheten ökar.

Sammantaget innebär detta att det finns ett jämviktstillstånd för luftfuktigheten. Detta jämviktstillstånd är dock ofta sådant att luftfuktigheten är för hög för plantornas långsiktiga välmående. Den primära metoden att förändra jämviktstillståndet är då att öka ventilationen.

3.5 TRANSPIRATION

Transpirationen utgörs av vatten som växterna tagit upp via marken och sedan avger till den omgivande luften. Detta vatten avges i huvudsak från klyvöppningar i bladen men en mindre del avges även från epidermis (bladets hud).

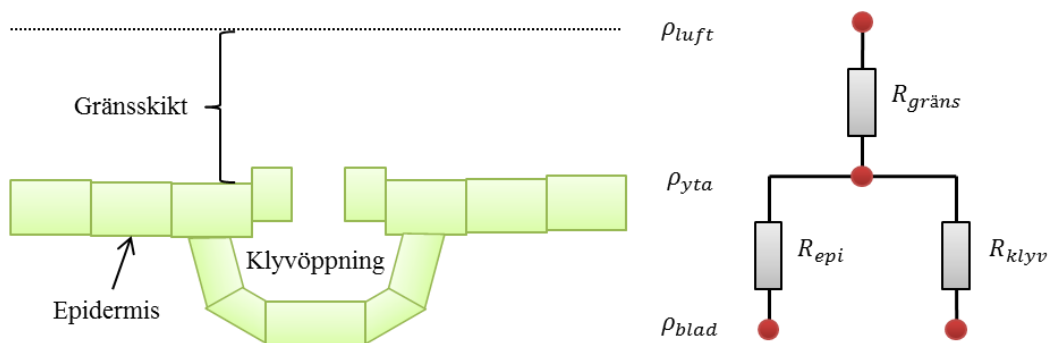
Klyvöppningarna i bladen bildar små utrymmen där gasombyte kan ske och möjliggör på så vis att växten kan andas. I utrymmena tas koldioxid upp från luften medan syrgas och vatten lämnar växten. Ombytet är således nödvändigt för att driva fotosyntesen men bidrar även till en vätskeförlust. Varje klyvöppning är dock försedd med slutarceller och växten kan på så vis stänga och öppna klyvöppningarna efter behov.

För modellering kan transpirationen representeras med resistornätverket i Figur 5 (van Ooteghem, 2007), där ytterligare en resistans läggs till för att representera transporten genom gränsskiktet kring växternas blad. Flödet av vattenånga drivs då genom nätverket av en potential som grundar sig på skillnaden i koncentration mellan bladet, ρ_{blad} , och i växthusluften, ρ_{luft} . Vid beräkning av ρ_{blad} antas 100 % RF och värdet bestäms då av bladets temperatur. Genom att beräkna konduktiviteten k som inversen av totala resistansen kan den totala transpirationen Φ beräknas som:

$$3.14 \quad \Phi = \max(A_{blad}k(\rho_{blad} - \rho_{luft}), 0)$$

$$3.15 \quad k = \left(R_{gräns} + \frac{R_{epi}R_{klyv}}{R_{epi} + R_{klyv}} \right)^{-1}$$

A_{blad} bladarean



Figur 5 Transpiration representerat med en potential över ett resistornätverk.

För beräkning av konduktiviteten behövs värden för resistanserna och tidigare forskning ger för tomatodlingar att $R_{epi} \approx 2000 \text{ s m}^{-1}$ (van Ooteghem, 2007) och $R_{gräns} \approx 100\text{--}200 \text{ s m}^{-1}$ (Bakker, Bot, Challa, & Van de Braak, 1995). R_{klyv} beror på slutarcellerna vilkas funktion baseras på att maximera upptaget av koldioxid för fotosyntes samtidigt som onödiga vätskeförluster minimeras. Dessa krav leder till att variationer i instrålning, temperatur, koldioxidhalt och vattentillgänglighet ger upphov till olika värden. I korthet leder hög instrålning, optimal tillväxttemperatur, låg koldioxidhalt, liten potential (koncentrationsskillnad) och god vattentillgång till att klyvöppningarna öppnar sig,

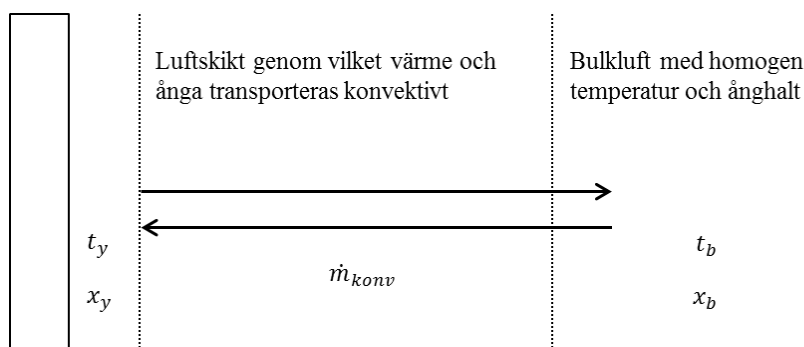
medan det motsatta gäller för andra förhållanden. Minsta möjliga värdet för R_{klyv} ges som 82 s m^{-1} (van Ooteghem, 2007) och värdet ökar mot R_{epi} vartefter klyvöppningarna sluts.

Utgående från givna värden är det möjligt att uppskatta hur stor transpirationen kan vara men erhållna värden är endast riktgivande. I praktiken kan stora variationer råda på grund av att alla blad inte upplever samma förhållanden. T.ex. erhåller blad närmare marken mindre ljus och klyvöppningarna på dessa blad behöver därför inte reagera på samma sätt som de på blad högre upp.

3.6 KONDENSATION

3.6.1 ALLMÄNT OM KONDENSATION

Kondensation/avdunstning innebär att vattenånga transporteras till/från en fuktig yta. Luften allra närmast ytan kan antas ha samma temperatur som ytan och vara mättad med vattenånga. Bulkluften längre bort från ytan har annan temperatur och annat vatteninnehåll. Däremellan ligger ett mellanskikt i vilket transporten sker, se Figur 6.



Figur 6 Kondensation

Vatteninnehållet hos fuktig luft definieras som ångmassa per massa torr luft, dvs.

$$3.16 \quad x = \frac{m_{\dot{a}}}{m_l}$$

Differensen i vatteninnehåll mellan bulkluften (x_b) och luften vid ytan (x_y) driver en masstransport av ånga mellan ytan och bulkluften. Ångtransporten sker från luft med högre vatteninnehåll till luft med lägre. Fukt från bulkluften kondenserar på ytan om bulkluftens vatteninnehåll är större än vatteninnehållet i det mättade skiktet vid ytan. Hastigheten hos ångtransporten, dvs. transporterad ångmassa per sekund, $\dot{m}_{\dot{a}}$, beror av ytans area A samt av strömningsförhållandena och materialegenskaperna hos luften. Strömningsförhållandena och materialegenskaperna kan sammanfattas till ett massövergångstal σ , varvid man får ekvationen

$$3.17 \quad \dot{m}_{\dot{a}} = \sigma A (x_b - x_y)$$

På motsvarande sätt driver skillnaden mellan bulkluftens temperatur, t_b , och ytans temperatur, t_y , en värmetransport. De faktorer, utöver arean, som bestämmer värmeflödet, \dot{Q} , kan sammanfattas till ett värmeövergångstal α , varvid man får ekvationen

$$3.18 \quad \dot{Q} = \alpha A(t_b - t_y)$$

Dessa båda processer är likartade. I bägge fallen kan transporten delas in i två delar. Närmast ytan är luftens hastighet relativt ytan så låg att strömningsförhållandena är laminära. I detta gränsskikt sker värmetransporten genom ledning och masstransporten genom diffusion. Längre ut är strömningsförhållandena turbulenta. Från gränsskiktets yttre del till bulkluften sker värmetransporten genom konvektion och masstransporten likaså genom konvektion.

Den konvektiva transporten innebär att luft transporteras bort från gränsskiktet och blandas upp med bulkluften, från vilken luft på motsvarande sätt transporteras till gränsskiktet och blandas upp med detta. Luftbytet innebär alltså att luft både strömmar till gränsskiktet och bort från detta. Samma mängd torr luft rör sig i båda riktningarna. Luften, som utbyts mellan de båda områdena, bär med sig både vattenånga och termisk energi (i både sensibel och latent form), men i olika mängd i de olika riktningarna. Därigenom uppstår en nettotransport av ånga och värme. Hastigheten hos de båda transportfenomenen är sammankopplade i och med att bägge beror på hur snabbt luftutbytet mellan gränsskikt och bulkluft sker, dvs. på massflödet \dot{m}_{konv} . Detta luftmassflöde är lika stort i båda riktningarna. Nettoångmassflödet från bulkluften till ytan är differensen av ångflödet från bulkluften till ytan ($\dot{m}_{konv}x_b$) och ångflödet från ytan till bulkluften ($\dot{m}_{konv}x_y$) och blir alltså

$$3.19 \quad \dot{m}_a = \dot{m}_{konv}(x_b - x_y)$$

Värmetransporten kan delas upp i två komponenter, den sensibla och den latent. Den latent värmetransporten uppstår p.g.a. att vattenångan då den kondenserar vid ytan avger energi i en mängd som anges av ångbildningsvärmets r . Värmetransporten i latent form kan alltså beräknas utgående från nettoångmassflödet till ytan som

$$3.20 \quad \dot{Q}_{lat} = \dot{m}_a r = \dot{m}_{konv} r(x_b - x_y)$$

Den sensibla värmetransporten hänger främst ihop med det värme som den torra luften bär med sig p.g.a. sin temperatur och värmekapacitet. Den kan beräknas som

$$3.21 \quad \dot{Q}_{sens} = \dot{m}_{konv} c_{pl}(t_b - t_y)$$

Även ångan bär med sig lite sensibelt värme. Eftersom denna mängd vid måttliga värden på vatteninnehållet x är liten jämfört med både ångans latent värme och luftens sensibla värme kan den utan större förlust av noggrannhet försummas.

Värmeövergångstalet α , som det normalt anges i litteraturen, innefattar endast den sensibla komponenten av värmetransporten, dvs. den torra luftens konvektiva värmetransport, och ekvation (3.18) anger således \dot{Q}_{sens} . Genom att dividera ekvation (3.18) och (3.17) fås

$$3.22 \quad \frac{\dot{Q}_{sens}}{\dot{m}_a} = \frac{\alpha}{\sigma} \cdot \frac{(t_b - t_y)}{(x_b - x_y)}$$

Division av ekvation (3.11) med ekvation (3.9) ger

$$3.23 \quad \frac{\dot{Q}_{sens}}{\dot{m}_a} = c_{pl} \frac{(t_b - t_y)}{(x_b - x_y)}$$

Genom att jämföra ekvation (3.12) och (3.13) fås

$$3.24 \quad \sigma = \frac{\alpha}{c_{pl}}$$

Med denna ekvation, vilken kallas Lewis' samband, kan massövergångstalet σ beräknas om man känner till värmeövergångstalet α .

Transporten av massa och värme genom gränsskiktet närmast ytan karaktäriseras av diffusion och ledning i stället för konvektion. Där gäller alltså inte nödvändigtvis sambanden (3.19), och (3.21) och de från dem härledda sambanden (3.23) och (3.24). En närmare analys visar att vid diffusion av ånga i luft är materialkonstanterna sådana att ekvation (3.24) fungerar någorlunda väl även i detta fall (Ekroth & Granryd, 2006, ss. 536–543). Ekvation (3.24) ger en liten underskattning av massövergångstalet σ . Ett mer noggrant beräknat värde är cirka 10 % högre än det värde som fås av ekvation (3.24).

Det totala värmeflödet från yta till luft är summan av sensibelt och latent värmeflöde, alltså

$$3.25 \quad \dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_{sens} + \dot{Q}_{lat}$$

Om man accepterar det måttliga fel som det innebär att använda ekvation (3.24) även för diffusion kan alla ekvationerna ovan betraktas som generellt giltiga, trots att de är härledda enbart för det rent konvektiva fallet. Man kan då, genom insättning av ekvation (3.20) och (3.21) i ekvation (3.25) uttrycka det totala värmeflödet utgående från entalpitetskillnaden mellan bulkluften och luften vid ytan

$$3.26 \quad \dot{Q}_{tot} = \dot{m}_{konv} [c_{pl}(t_b - t_y) + r(x_b - x_y)] \approx \dot{m}_{konv}(h_b - h_y)$$

De värmeövergångskoefficienter som anges i litteraturen gäller för torr övergång. De omfattar alltså endast sensibelt värme och bör således korrigeras när även kondensation eller avdunstning ingår i förloppet. Korrigeringsfaktorn k fås genom att dividera ekvation (3.16) med ekvation (3.21), vilket ger

$$3.27 \quad k = \frac{\dot{Q}_{tot}}{\dot{Q}_{sens}} = \frac{h_b - h_y}{c_{pl}(t_b - t_y)}$$

Genom att kombinera ekvationerna (3.19) och (3.26) fås ett samband mellan ångflöde och totalt värmeflöde

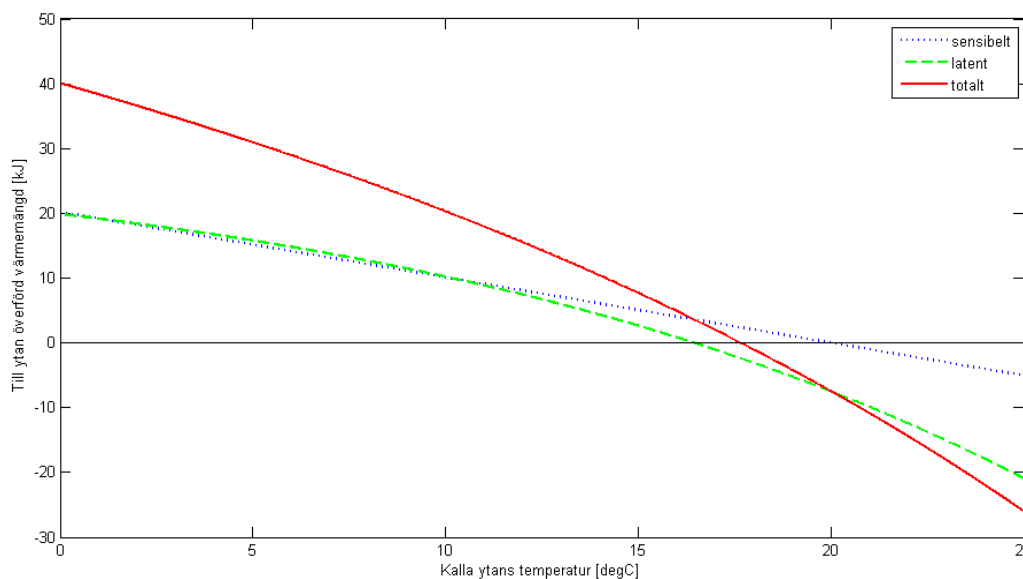
$$3.28 \quad \dot{m}_a = \frac{x_b - x_y}{h_b - h_y} \cdot \dot{Q}_{tot}$$

3.6.2 KONDENSATION TILL DROPPRIDÅ

Novarbos kyl/avfuktningssystem skapar en ridå av vattendroppar som faller genom luft. Vattendropparna växelverkar då med luften så att de vid normal drift av anläggningen både kyler och avfuktar luften. Avfuktningen sker genom att fukt från luften kondenserar på vattendropparna.

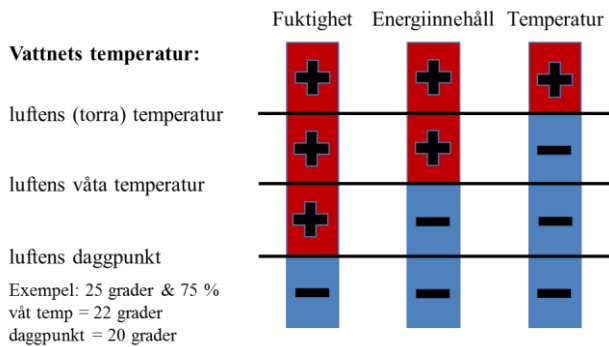
Grundprincipen är att sensibel kylning (temperatursänkning hos luften) inträffar om vattendropparnas temperatur underskrider luftens temperatur. Luftens temperatur utgör alltså brytpunkt för det sensibla värmeflödet \dot{Q}_{sens} .

Om dropparnas temperatur är samma som luftens daggpunkt är luftens vatteninnehåll samma som vatteninnehållet i luftskiktet närmast droppens yta. Då sker ingen ångmasstransport och värmetransporten består enbart av sensibelt värme. Om dropparnas temperatur ligger under daggpunkten kondenserar ånga från luften på dropparna och därmed sker också en latent värmetransport från luften till dropparna. Om dropparnas temperatur ligger över daggpunkten avdunstar vatten från dropparna till luften och det sker en latent värmetransport från dropparna till luften. Daggpunkten utgör alltså en brytpunkt vad gäller masstransporten av ånga och därmed samtidigt också för \dot{Q}_{lat} .



Figur 7 Värmetransporten i sensibel form, latent form och totalt från fuktig luft (20 °C, 80 % RF) till en vattendroppes yta vid olika temperatur hos vattendroppen. I figuren ses tre brytpunkter där något av flödena byter förtecken. De är daggpunkten (för latent värmetransport), torra temperaturen (för sensibel värmetransport) och våtttemperaturen (för total värme transport).

I området mellan dessa båda brytpunkter är det latent värme flödet från dropp till luft positivt, medan det sensibla är negativt. Inom detta område ligger en tredje brytpunkt där sensibelt värme flöde och latent värme flöde är lika stora men har motsatt förtecken (Figur 7). Vid denna brytpunkt är nettoenergiutbytet mellan dropp och luft noll. Luftens entalpi, vilken är ett mått på energiinnehållet hos luften, är då konstant. För vattendropparna är deras temperatur ett mått på energiinnehållet och den är likaså konstant, men lägre än luftens temperatur. Denna temperatur är den s.k. våtttemperaturen hos luften. Den definieras som den jämviktstemperatur som en våt yta (droppen) når efter långvarig luftkontakt. Droppar med denna temperatur kommer alltså att röra sig genom luften utan temperaturförändring. Luften kommer däremot att avge sensibelt värme och därmed sjunka i temperatur samtidigt som den mottar vattenånga och därmed latent värme. Luftens vatteninnehåll och relativa fuktighet ökar då.



Figur 8 Vattendropparnas inverkan på luften vid olika temperatur hos vattnet.

3.6.3 KONDENSATION TILL HÖLJET

Kondensation på växthushöljets inre yta, främst taket, inträffar då ytans temperatur understiger växthusluftens daggpunkt. Detta är i allmänhet fallet nattetid men under vintern även dagtid då globalstrålningen är låg. En masstransport från tak till luft inträffar under morgontimmarna när solen börjar värma taket så att dess temperatur överstiger växthusluftens daggpunkt. Taket torkar då ganska snabbt upp, så detta flöde sker under en begränsad tid.

Kondensationsprocessen innebär att värmeövergången mellan luft och tak är effektivare än den skulle vara för en torr konvektion. Korrigeringsfaktorn är betydande, t.ex. vid en temperatur på 20 °C och relativ fuktighet om 80 % hos luften samt en taktemperatur om 10 °C får faktorn värdet 2,0.

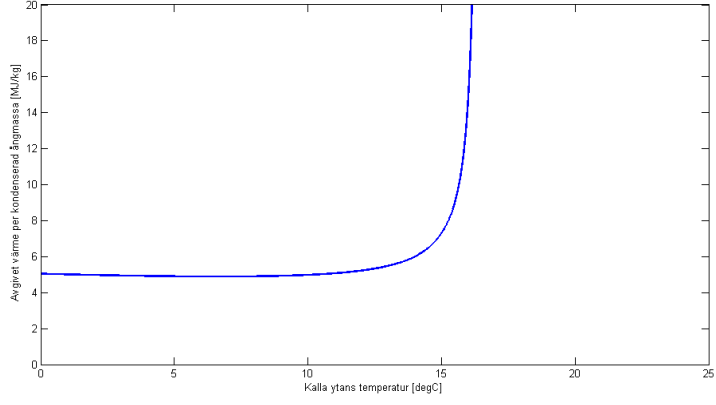
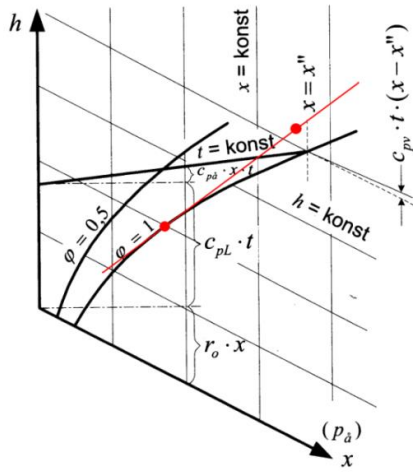
3.6.4 AVFUKTNINGSEFFEKTIVITET

För en situation där man eftersträvar avfuktning men inte kylning är det intressant att studera hur förhållandet mellan (totalt) värmefflöde och ångmassflöde ser ut. Den kvoten beskriver värmeförlust per avlägsnat kg vatten. Ekvation 3.28 kan omskrivas till

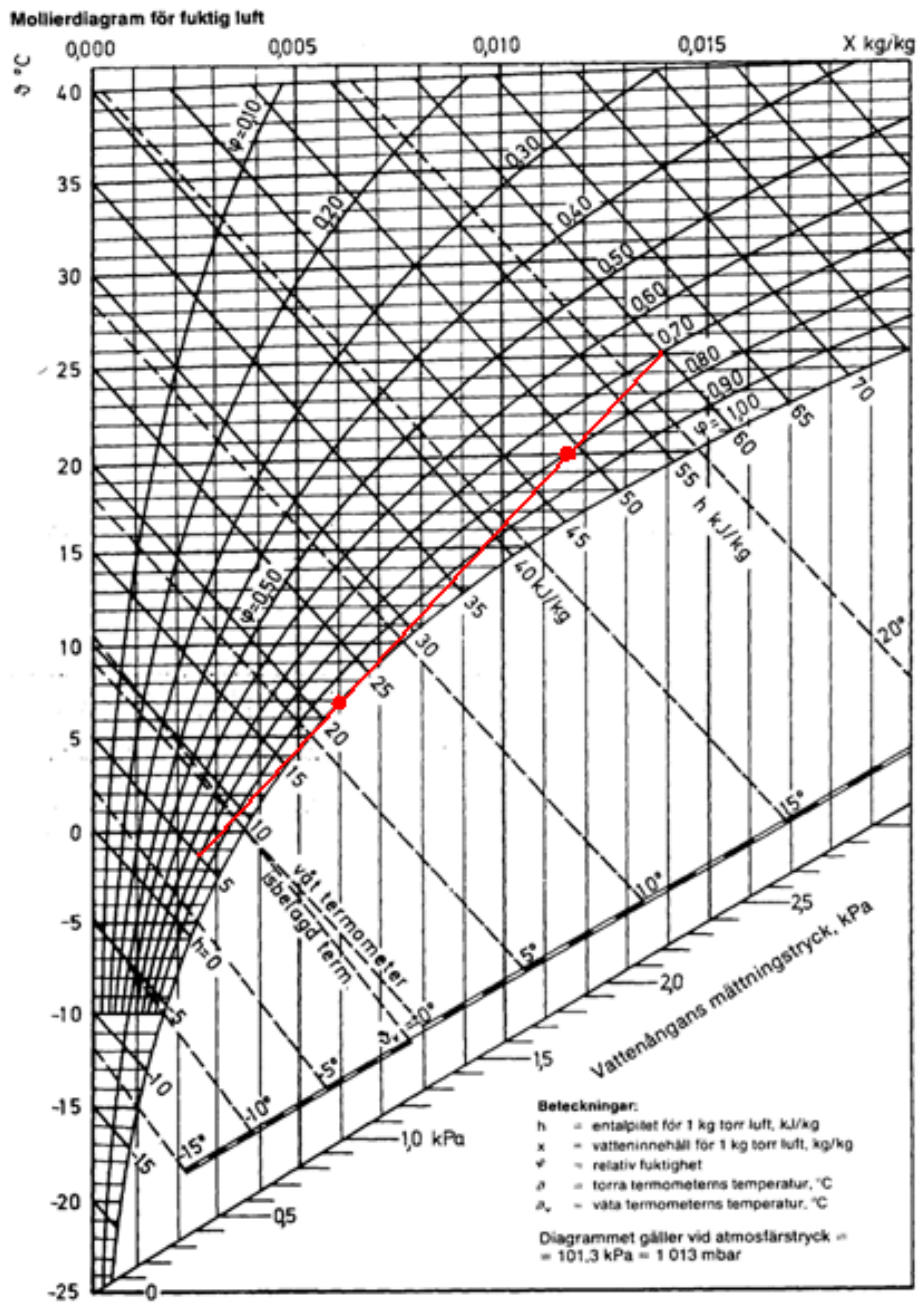
$$3.29 \quad \frac{\dot{Q}_{tot}}{\dot{m}_a} = \frac{h_y - h_b}{x_y - x_b}$$

Denna kvot utgör i ett Mollierdiagram lutningen för den linje som går mellan punkten för luftens tillstånd (x_b, h_b) och punkten för den mättade luften vid ytan (x_y, h_y). Den senare punkten ligger längs mätnadskurvan. För ett givet lufttillstånd finns det en punkt längs mätnadskurvan som ger en lägsta lutning (Figur 9). Ur energieffektivitetssynpunkt är detta en optimal temperatur hos den fuktiga ytan. I samma figur visas ett exempel på hur specifika värmeförlusten beror av ytans temperatur. Där framgår att energieffektiviteten sjunker drastiskt när den kalla ytans temperatur närmar sig daggpunkten.

Om man sänker fuktigheten genom att via ventilation byta ut växthusluft mot torrare uteluft kan man ställa upp motsvarande kvot och utseendet blir i övrigt identiskt, men i stället för värdena för mättad luft vid ytan används värdena för uteluften. Enligt Figur 10 kommer avfuktning genom kylning med optimal yttemperatur och ventilation med uteluft att vara ungefär lika energieffektiva en typisk vinterdag med lufttemperaturen 0 °C och relativa fuktigheten 90 %.



Figur 9 Vänster: För ett givet lufttillstånd (övre röda punkten i diagrammet) finns det en punkt längs mätnadskurvan som ger minsta lutning för linjen genom punkterna. Denna temperatur hos den kalla ytan ger minst värmeförlust i förhållande till kondenserad ångmängd. Källa till originalfigur: (Ekroth & Granryd, 2006). Höger: Specifika värmeförlusten vid avfuktning som funktion av den kalla ytans temperatur för en temperatur om 20 °C och relativ fuktighet om 80 % hos växthusluften. För låga temperaturer är känsligheten inte stor. Värden mellan 0 °C och 11 °C ger en kvot som ligger endast några procent från optimum, som ligger vid 7 °C. Sedan börjar kvoten stiga allt snabbare för att vid 15 °C vara 7,4 MJ/kg, vid 16 °C 14,9 MJ/kg och gå mot oändligt stort värde då temperaturen går mot dagpunkten 16,5 °C.



Figur 10 Mollierdiagram. För en typisk vintersituation med 20 °C och 80 % RF i växthuset ligger den optimala temperaturen hos den avfuktande ytan kring 7 °C. Kvoten blir då 5,0 MJ/kg. En uteluft med 0 °C och 90 % RF ligger på samma linje som den optimala temperaturen för den våta ytan och ventilation ger då samma värme-fukt-kvot, dvs. 5,0 kJ/kg. Källa till originalfigur: <http://www.ahlsell.se/upload/2478/befuktning.pdf>

4 ANALYS AV UPPMÄTTA VÄRMEFLÖDEN

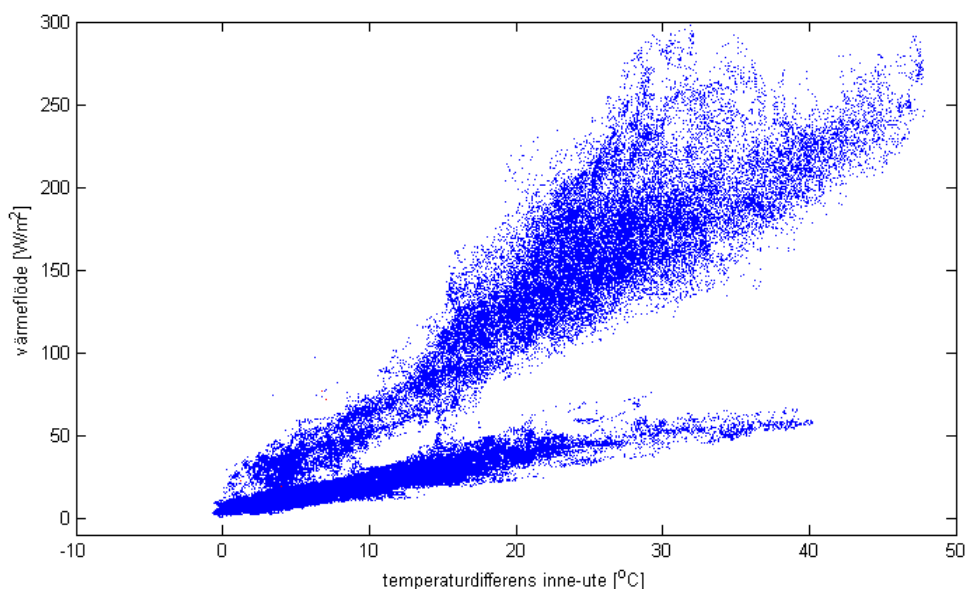
4.1 VÄRMEFLÖDET TILL TAKET

Värmeflödessensorer i taket registrerade värmeflödet genom glaset. Värmeflödessensorerna hade formen av tunna skivor som låg innanför glasytan och i kontakt med denna. Mellan glaset och sensorn fanns en tunn aluminiumfolie för att reducera den direkta uppvärmningen av den svarta sensorn vid solstrålning. Aluminiumfolien kan dock inte förväntas helt reducera uppvärmningseffekten från solstrålningen och värmeflöden uppmätta vid kraftig solstrålning kan därför förväntas avvika från det ostörda värdet för enbart glasskiva. Även glaset som sådant värms upp av kraftig solstrålning och värmeflödet genom glaset vid kraftig strålning kan avvika från flödet vid låg strålning. I princip kan glaset t.o.m. värmas upp så att temperaturen hos glaset överstiger inneluftens och flödet inifrån ut genom glaset upphör och det i stället uppstår ett flöde från glaset till både insida och utsida. Detta gick emellertid inte att mäta med den utrustning som användes.

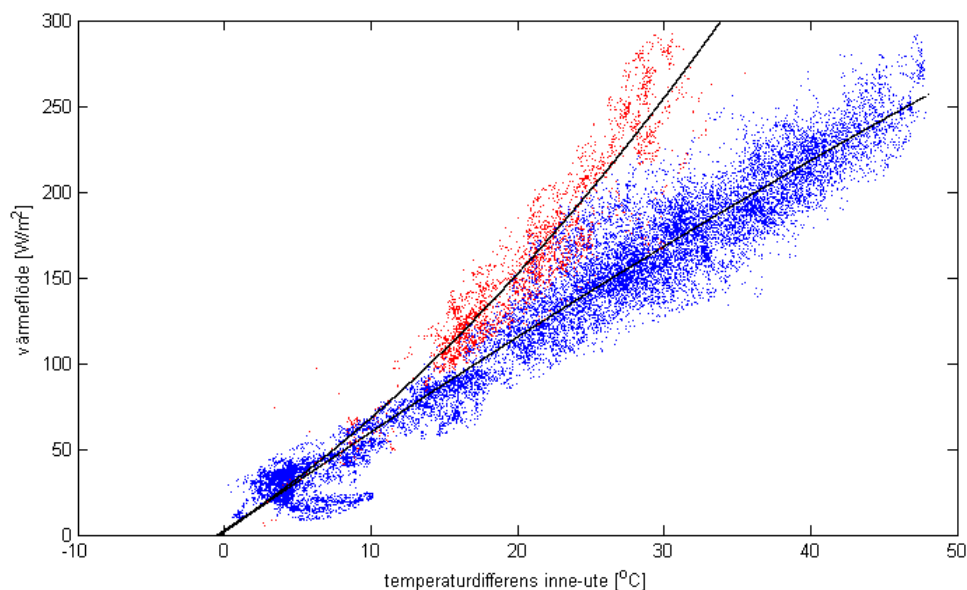
Värmeflödet mot temperaturdifferensen mellan inneluft och uteluft visas i Figur 11. Punkterna delas tydligt in i två grupper. En närmare analys av data visar att den övre gruppen hänför sig till tidpunkter före 8.8.2011 och den nedre till tidpunkter efter detta datum. Av okänd orsak har det skett en förändring i registreringen av data vid denna tidpunkt. Den övre punktmängden verkar vara den med korrekta värden och används för fortsatt analys. Den nedre punktmängden skiljer sig förmodligen bara med en konstant faktor från den övre.

Det finns en spridning i den övre punktmängden som till stor del orsakas av vindens inverkan.

I Figur 12 visas enbart punkter med hög vindhastighet ($v > 10$ m/s) och låg vindhastighet ($v < 2$ m/s). Dessa punktmängder avviker klart från varandra. För båda grupperna är, som förväntat, värmeflödet noll då det inte finns någon temperaturskillnad mellan inneluft och uteluft.



Figur 11 Värmeflöde mot temperaturdifferens för tidpunkter utan väsentlig solstrålning ($I < 20$ W/m²). Figuren visar en tydlig uppdelning i två punktmängder, där den nedre halvan verkar vara felaktig.

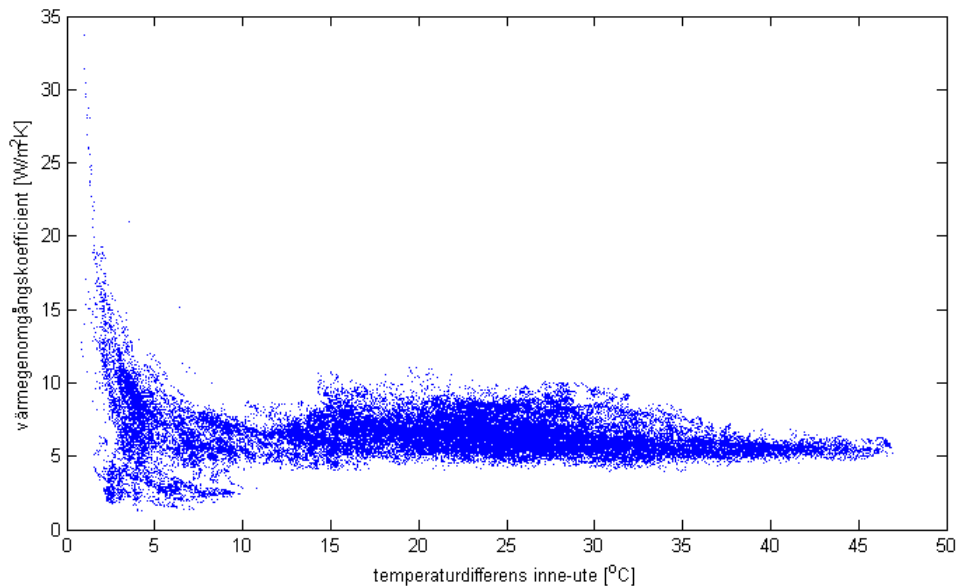


Figur 12 Värmefflöde genom taket mot temperaturdifferens för tidpunkter utan väsentlig solstrålning ($I < 20 \text{ W/m}^2$). Blåa punkter anger att vindhastigheten är mindre än 2 m/s, röda punkter att den är större än 10 m/s. Kurvorna är regressionskurvor i form av andragradsfunktioner.

Av Figur 12 framgår att värmefflödet vid given vindhastighet är ungefär proportionellt mot temperaturdifferensen. Enligt teorin i avsnitt 3.2 är proportionalitetskonstanten U-värdet för höljet.

Figur 13 visar U-värdet, dvs. kvoten $\frac{\Phi/A}{\Delta t}$, mot temperaturdifferensen Δt . Av figuren framgår att

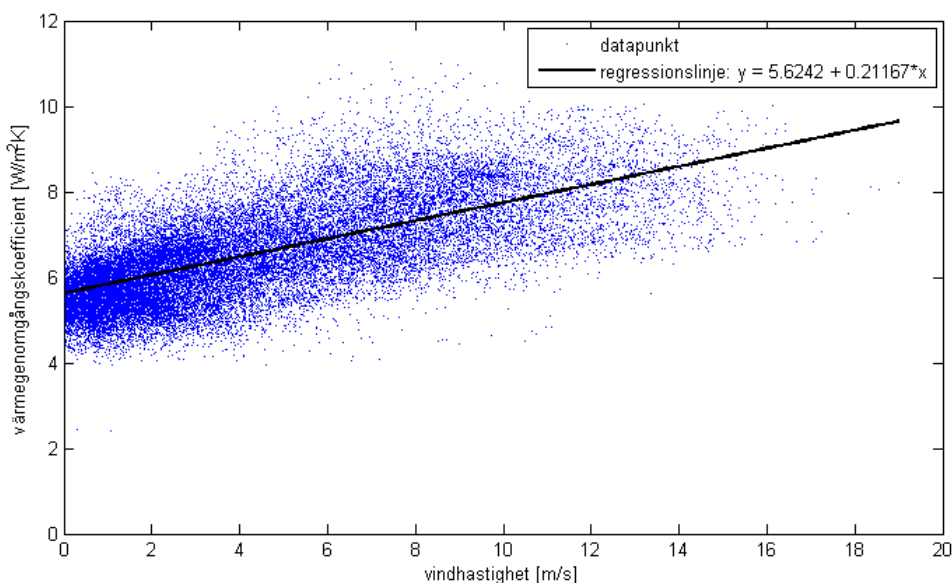
kvoten vid temperaturdifferenser över 10 °C är någorlunda konstant, men vid låga värden på temperaturdifferensen ökar variationen. När nämnaren i kvoten är liten är det naturligt att mätosäkerheten kan ge upphov till värden med stort absolutbelopp. Av någon anledning ligger dessa dock företrädesvis på den positiva sidan. En möjlig förklaring är att temperaturen på insidan är underskattad. Översta mätpunkterna för innetemperatur ligger ovanför planttopparna. Den riktiga mätpunkten ur värmefflödessynpunkt skulle vara just under taket. En temperaturgradient mellan planttopparna och taket kan ge upphov till just den typ av utseende som uppvisas vid låga temperaturdifferenser i Figur 13.



Figur 13 Värmegenomgångskoefficient mot temperaturdifferens för tidpunkter utan väsentlig solstrålning ($I < 20 \text{ W/m}^2$). Som innetemperatur används medeltalet av fyra mätpunkter på ca 3,5 m höjd. Mätpunkterna ligger ovanför plantoppar och belysning.

Sambandet mellan U -värdet och vindhastigheten kan, enligt teorin i avsnitt 3.2, inte antas vara linjärt utan i stället logistiskt växa mot värdet α_i . För att förenkla analysen används emellertid en linjär regressionslinje i Figur 14, som visar U -värdet mot vindhastigheten. För att undvika den snedvridning som datapunkter med låg temperaturdifferens ger upphov till används i figuren endast datapunkter där temperaturdifferensen överstiger 10 °C. Av figuren framgår att en linjär approximation duger bra i detta fall. Med lite god vilja kan man kanske skönja att en kurva som växer mot ett slutvärde på samma sätt som i Figur 3. Också i övrigt överensstämmer data med värdena i denna figur.

Den vertikala spridningen i Figur 14 kan bero på varierande temperatur och fuktighet i växthuset samt inverkan av strålningen mot atmosfären på det sätt som beskrevs i avsnitt 3.2.



Figur 14 Värmegenomgångskoefficient mot vindhastighet för tidpunkter utan väsentlig solstrålning ($I < 20 \text{ W/m}^2$).

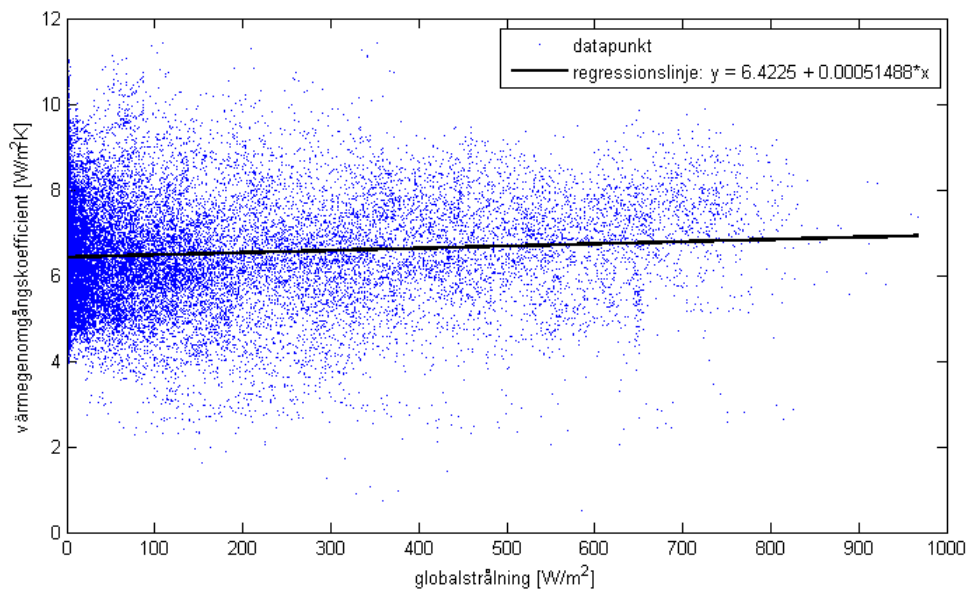
Som redan nämnts kan man förvänta sig att solstrålningen skall påverka mätningen av värmefflöde. Figur 15 visar värmegenomgångskoefficient mot globalstrålning. Av figuren framgår att strålningens inverkan är liten. Det förefaller alltså som att även tidpunkter med betydande strålning kan inkluderas utan större felaktigheter. När man i Figur 14 inkluderar även punkter med strålning över 20 W/m^2 förändras inte utseendet nämnvärt. Koefficienterna för regressionslinjens ekvation blir $5,64 \text{ W/m}^2\text{K}$ och $0,184 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ i stället för $5,62 \text{ W/m}^2\text{K}$ och $0,212 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. Skillnaderna är inte nödvändigtvis statistiskt signifikanta.

För att bedöma rimligheten hos de erhållna värdena jämförs det beräknade värmefflödet genom taket med den totalt tillförda värmeeffekten vid sådana tidpunkter då takluckorna är stängda och kylanläggningen inte är igång. Den tillförda effekten beräknas som summan av rörvärmeeffekt, elektrisk effekt för belysning och instrålad effekt. Den instrålade effekten beräknas utgående från uppmätt globalstrålning och 62 % transmittans. Detta transmittansvärde beräknades genom att jämföra strålningen ute och inne över en lång tid. Det är emellertid osäkert hur stor del av den icketransmitterade strålningen som absorberas av strukturer som värmer inneluften. Den andelen kan inte fastställas utifrån tillgängliga data.

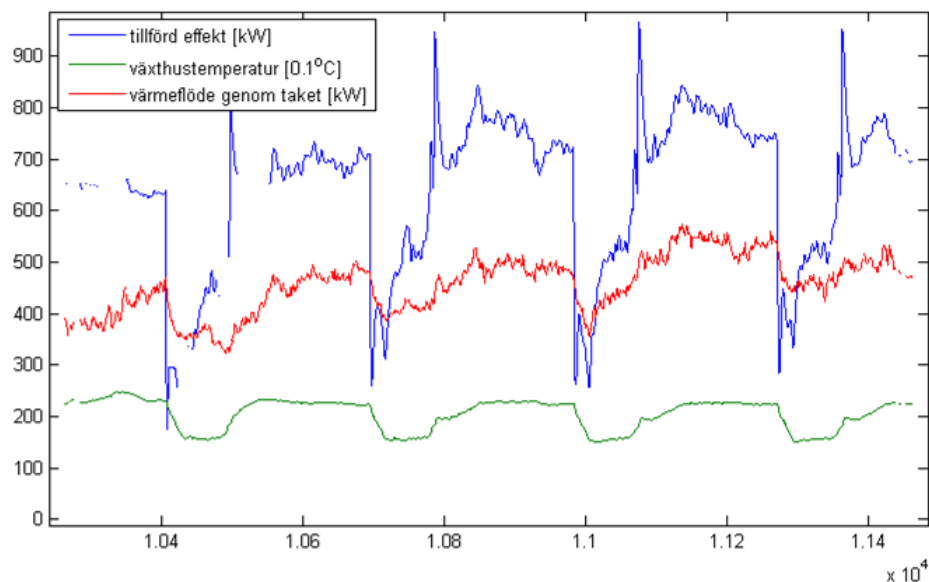
Figur 16 visar takvärmeflöde och tillförd effekt under några vinterdygn. Även växthusets temperatur visas. Under den period då växthusets temperatur sjunker mot nattemperatur är den tillförda värmeeffekten mindre än takförlusterna. Detta är helt enligt förväntningarna eftersom det i växthuset finns en betydande termisk massa, som avger värme. På motsvarande sätt finns en topp i värmeflödet då växthusets temperatur stiger.

Under de perioder i figuren när växthustemperaturen hålls stabil utgör takvärmeflödet en konstant andel av den tillförda effekten. Denna andel är ca 60–70 % under belysta perioder och 80–90 % under mörka perioder. Orsaken till den uppmätta skillnaden mellan belyst period och mörk period har inte kunnat fastställas. En möjlig förklaring är att värmeförlusten sker på olika sätt vid dessa båda perioder, nattetid huvudsakligen genom taket, dagtid även någon annan väg. En annan möjlig förklaring är att det handlar om ett systematiskt mätfel för antingen rörvärmeeffekten eller elektriska effekten till belysningen. Ytterligare en möjlig förklaring skulle vara om väggrörens andel av värmeflödet skulle variera mellan perioderna, men så är inte fallet. En inlagring av värme till marken dagtid och ett uttag nattetid skulle också förklara dygnsmonstret, men enligt resultat som redovisas i följande avsnitt, är värmeflödena till marken för små för att förklara diskrepansen mellan dag och natt.

Takarean utgör ungefär 75 % av glashöljets totala area. Värmetransport i vertikal riktning sker dock effektivare än i sidled och taket kunde därför förväntas stå för mer än 75 % av värmeförlusterna. Å andra sidan finns väggrör just innanför sidväggarna, vilka strålar direkt mot glaset. Ett visst naturligt läckage genom otäthet förekommer också alltid. Värden på 60–80 % är därför alla rimliga.



Figur 15 Värmeöverföringskoefficient mot globalstrålning.

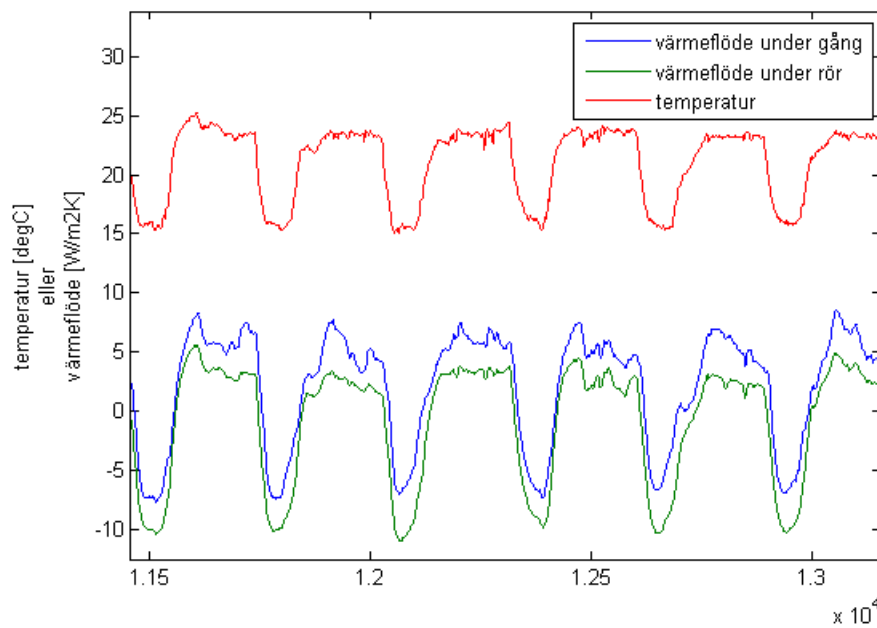


Figur 16 Tillförd effekt och värmeflöde genom taket samt växthusets temperatur under perioden 21–25.12.2010. Utomhustemperaturen ligger under denna tidsperiod mellan -5 °C och -25 °C. Den senare halvan av perioden är kallare. Vindhastigheten är låg.

4.2 VÄRMEFLÖDET TILL MARKEN

Värmeflödet till marken registrerades under perioden 15.11.2010–20.1.2011. Mätningen gjordes med två värmeflödessensorer som placerades några cm under markens yta. Ena sensorn placerades rakt under ett värmerör, den andra under en gång, dvs. på maximalt avstånd från värmerören. Marken i hela växthuset var täckt av en reflekterande duk. Värmeflödet uppvisade ett klart cykliskt mönster som i stort sett följde växthusetets temperatur (Figur 17). Medeltalet för värmeflödena under ifrågasatt period var 2,6 W/m²K för flödet under värmeröret och -0,6 W/m²K för flödet under gång. Det dygnsvisa medeltalet varierade mellan 1 W/m²K och 5 W/m²K respektive -2 W/m²K och 1 W/m²K. Variationen orsakades av varierande dygnsmedeltemperatur i växthuset i kombination med markens termiska tröghet och för flödet under värmerören även av varierande rörtemperatur.

Det är svårt att på basen av dessa mätresultat noggrant bedöma nettovärmeflödet till marken för växthuset som helhet. Det större värmeflödet till marken under rören gäller förmodligen en mindre andel av ytan och bör då ges mindre vikt, men utgående från endast två mätpunkter är viktningsfaktorerna omöjliga att fastställa. Om man som en första approximation tar ett direkt medeltal av värdena för de två mätpunkterna är värmeflödet ungefär $1 \text{ W/m}^2\text{K}$, vilket på hela växthusets areal innebär 2 kW . Detta är dock högst sannolikt en underskattning, eftersom sensorerna är belägna en god bit in i huset och värmeflödet till marken i närheten till ytterväggarna kan förväntas vara väsentligt större. Man kan hur som helst konstatera att i förhållande till värmeflödena genom höljet är flödena till marken på det stora hela försumbara.



Figur 17 Värmeflöden till marken. Horisontella axeln anger tid i löpande numrering av femminutersintervall. Figuren omfattar ungefär perioden 25–30.12.2012 och uppvisar ett cykliskt dygnsmonster.

5 MODELLERING AV ENERGIBALANSEN I VÄXTHUSET NORRÅS

5.1 ANVÄNDA DATA

Modelleringen är av empirisk typ, men tar avstamp från den fysikaliska ekvationen

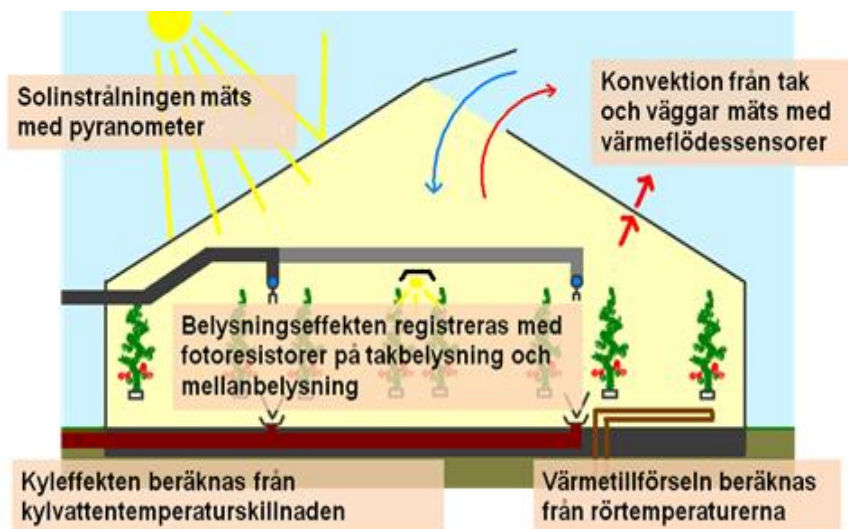
$$5.1 \quad P_{sol} + P_{belysning} + P_{uppvärmning} + P_{hölje} + P_{ventilation} + P_{kylning} = \frac{\Delta E}{\Delta t}$$

som representerar energibalansen vid icke-stationärt tillstånd för växthuset.

De uppmätta eller beräknade variabler som används i modelleringen är

- solinstrålning
- elektrisk effekt som används för belysning
- värmeförlust via värmerören
- konvektivt värmeöverföring genom höljet
- kyleffekt från kyl/avfuktningssystemet
- lucköppning
- temperatur och entalpi hos uteluften
- temperatur och entalpi hos växthusluften
- temperatur hos odlingsbäddarna

Nedan beskrivs hur dessa är uppmätta eller beräknade. Figur 18 ger en sammanfattande beskrivning.



Figur 18 Mätning av energiflödena i växthuset

Solinstrålningen (globalstrålningen) uppmättes med en pyranometer ovanför växthuset.

Den elektriska effekten för belysning beräknas utgående från antalet lampor och deras nominella effekt. Därtill görs ett tillägg för kringapparatur. Antalet lampor räknades. Huruvida lamporna är på eller av registrerades med två fotosensorer, en placerad på takbelysning, den andra på mellanbelysning.

Det konvektiva flödet per kvadratmeter genom höljet registrerades med två värmeflödessensorer monterade i taket. Medeltalet av värdena från dessa sensorer multiplicerades med takarean för att få det totala flödet via taket.

Kyleffekten beräknades utgående från kylvattenmassflödet och temperaturdifferensen mellan inkommande och utgående kylvatten. Kylvattenmassflödet beräknades utgående från pumpvarvtalet och en uppmätt kurva över flöde vid olika pumpvarvtal.

Växthuset hade fyra individuellt reglerbara luckserier och lucköppningen för dessa loggades i växthusets automationssystem.

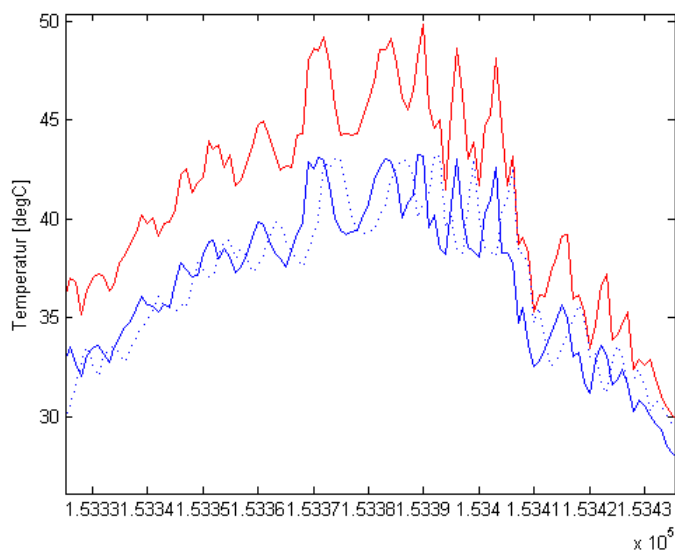
Temperaturen och fuktigheten hos uteluften mättes med en kombinerad temperatur- och fuktsensor placerad i höjd mednocken av växthuset och cirka en meter från gaveln. Utgående från dessa värden beräknades luftens entalpi.

Temperaturen och fuktigheten hos luften i växthuset mättes med två fläktventilerade mätboxar innehållande en kombinerad temperatur- och fuktsensor. Mätboxarna var belägna längs växthusets mittaxel, cirka 20 m från vardera gaveln av det 90 m långa huset, och cirka 2 m ovan mark, dvs. mitt i planthöjd. Medeltalet för de båda boxarna beräknades och detta värde användes i modelleringen.

Temperaturen i en odlingsbädd mättes med en temperatursensor av instickstyp.

Rörtemperaturerna mättes med anliggningsgivare innanför ett isolerande hölje. Rörvärmeeffekten beräknades utgående från massflödet och temperaturskillnaden mellan inkommande och utgående vatten i rörsystemet. Massflödet bestämdes utgående från en engångsmätning av volymflödena i rörsystemet. Ingen kontinuerlig loggning var möjlig och man måste därför förutsätta att flödena var konstanta över tid. I rörtemperaturerna förekom genomgående snabba svängningar, vilket nödvändiggjorde en viss förbehandling av data, som beskrivs nedan. Orsaken till dessa svängningar är dåliga inställningar i reglersystemet för växthuset. Man hade för kraftig återkoppling i regleringen.

Eftersom det tar en viss tid för vattnet att passera genom växthusets rörsystem kommer variationer i det utgående vattnets temperatur att synas som motsvarande variationer i returvattnets temperatur, men med en viss fördröjning (Figur 19). För att fastställa fördröjningen beräknades korrelationen mellan utgående vattentemperatur och returvattentemperatur med olika förskjutning mellan kurvorna. Denna analys visade att fördröjningen för golvvärmekretsen låg på knappt 15 minuter medan den för väggrören låg kring 20 minuter. För golvrören var temperaturvariationerna kraftigare, vilket syns som större skillnader i korrelationen för olika beräknade fördröjningar.



Figur 19 Utgående temperatur (röd) och returtemperatur (blå) med förskjutning (heldragen) och utan förskjutning (streckad) för golvrören.

Beräkningen av avgiven effekt görs genom att jämföra skillnaden mellan vattentemperaturen då vattnet går ut i rören och vid returen. Eftersom cirkulationstiden, 15 minuter för golvrören och 20 minuter för väggrören, är längre än tiden för ett enskilt mätintervall, måste detta beaktas genom att kylningen räknas som en genomsnittlig kylning för det vatten som gått ut i rören under motsvarande tidsperiod. För kylningen i golvrören användes därför ekvationen

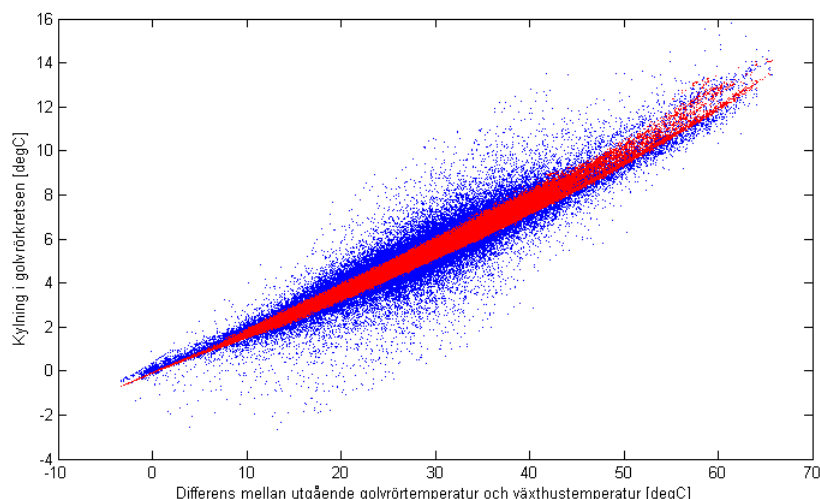
$$5.2 \quad \Delta t = \frac{1}{6}(t_{ut,i-3} - t_{retur,i}) + \frac{1}{3}(t_{ut,i-2} - t_{retur,i+1}) + \frac{1}{3}(t_{ut,i-1} - t_{retur,i+2}) + \frac{1}{6}(t_{ut,i} - t_{retur,i+3})$$

Kylningen kan förväntas öka med ökad temperaturskillnad mellan rör och växthusluft. De blåa punkterna Figur 20 visar den på detta sätt beräknade kylningen i golvrören mot differensen mellan utgående rörtemperatur och växthusets temperatur. Korrelationen är uppenbar.

Teoretiskt kan man förvänta sig att sambandet mellan kylning och rörtemperatur är av typen

$$5.3 \quad \Delta t = \alpha(t_{rör} - t_{omg})^{1,25} + \beta[(T_{rör})^4 - (T_{omg})^4]$$

där den första termen beskriver konvektion och den andra strålning. Värden predikerade med denna modell är markerade med röda punkter i Figur 20. En modell med enbart strålningsterm ger en nästan lika god förklaringsgrad som en modell med både konvektionsterm och strålningsterm. Att däremot använda bara konvektionsterm ger en något sämre förklaringsgrad. Rörtemperaturerna i ekvationen borde egentligen vara ett logaritmiskt medelvärde av inloppstemperatur och utloppstemperatur, men i stället användes inloppstemperaturen. Eftersom skillnaden till omgivningen är betydligt större än kylningen blir felet inte värst stort.



Figur 20 Uppmätt kylning (blå) och modellerad kylning (röd) i golvrörkretsen för alla datapunkterna. I modellen används både konvektionsterm och strålningsterm. Kraftigt avvikande punkter är eliminerade.

I den fortsatta analysen eliminerades de datapunkter som kraftigt avvek från modellerade. Vägghärmeeffekten beräknades på motsvarande sätt som golvhärmeeffekten. Antalet avvikande punkter var större än för golvrören. Det fanns två längre perioder som eliminerades p.g.a. uppenbart felaktiga värden. Vid ena av dessa perioder var ett säsongväxthus inkopplat i kretsen, vilket uppenbarligen orsakade en störning.

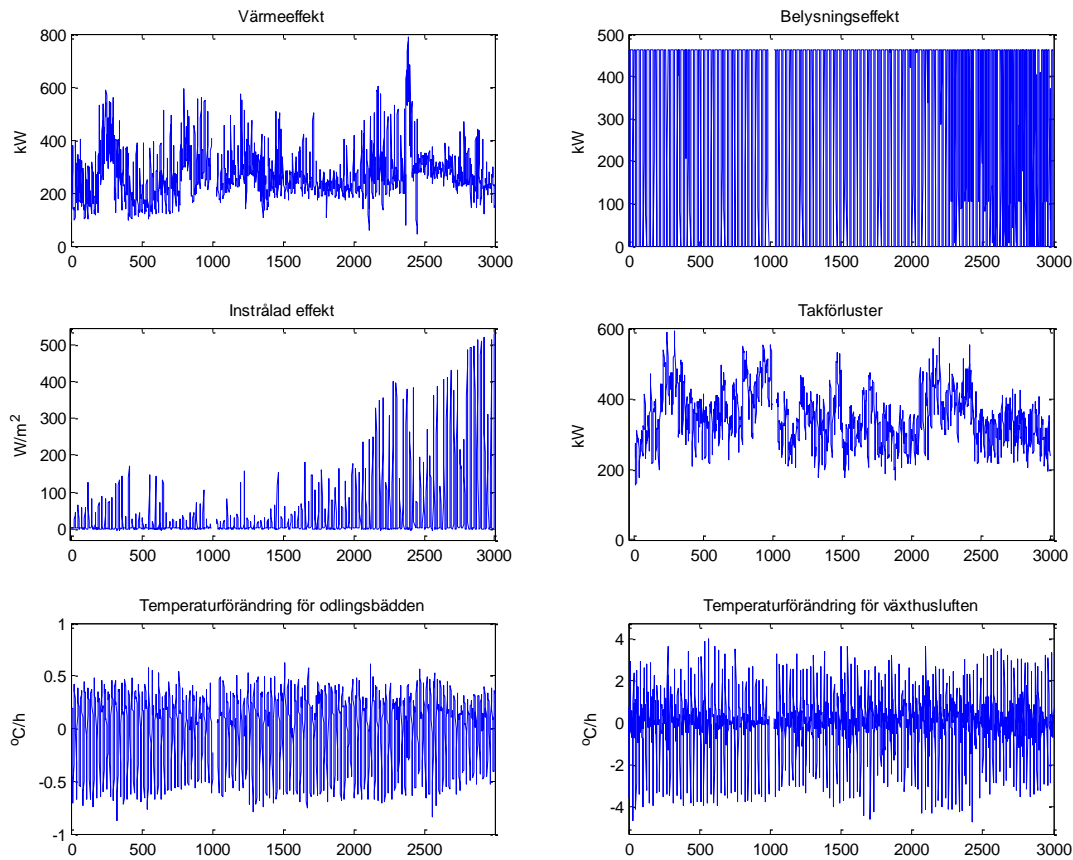
5.2 DATAÖVERSIKT OCH METOD

Utgångsdata är mätvärden registrerade på femminutersnivå. För att släta ut tidsserierna har data utjämnats till timnivå. I Figur 21 visas tidsseriegrafer av data på timnivå under en tidsperiod på ca 3000 timmar (1.11.2010–5.3.2011). Värmeeffekten varierar i intervallet 100–600 kW och belysningseffekten mellan på-läget 462 kW och av-läget 0 kW. Modellerna är i samtliga fall konstruerade inom ett tidsfönster med längden 1000 h, där en del av datapunkterna blivit bortfiltrerade enligt olika typer av villkor. Modelleringsfönstret flyttas framåt i tiden i steg om 100 h. En modell som är konstruerad vid ett visst index baserar sig på maximalt 1000 datapunkter bakåt i tiden. Den första modellen uppgörs utgående från datapunkterna 1–1000, den andra av datapunkterna 101 till 1100 och den sista av datapunkterna 2001–3000. Totalt konstrueras 21 olika regressionsmodeller. Antalet mätpunkter som används i varje modell överstiger alltid 150 vilket torde vara helt tillräckligt.

Minstakvadratmetoden har använts för modellenpassningarna. Samtliga modeller som använts är linjära i de s.k. modellparametrarna. Den optimala modellen kan då beräknas genom att man löser ett överbestämt linjärt ekvationssystem. I termer av linjär algebra kan man beskriva modellen som ett ekvationssystem $y = X\beta$, där vektorn y innehåller den beroende variabelns värden och matrisen X de oberoende variabelnernas värden som kolumner. Modellparametrarna β är de obekanta som man önskar bestämma utifrån befintligt data. Om vi utgår från m stycken mätvärden och att modellen har n stycken parametrar ($n < m$) blir dimensionerna för matriserna $y \in R^m$, $X \in R^{m \times n}$ och $\beta \in R^n$. Man strävar alltså till att bestämma modellparametrarna β så att kvadratfelet mellan de uppmätta värdena y och de predikterade värdena blir minimalt. De optimala modellparametrarna $\hat{\beta}$ är då ekvationssystemets minstakvadratlösning och kan uttryckas som

$$5.4 \quad \hat{\beta} = (X^T X)^{-1} X^T y.$$

Modellprediktionerna kan därefter beräknas enligt $\hat{y} = X\hat{\beta}$.



Figur 21 Data på timnivå för energimodelleringen (tidsperiod 1.11.2010–5.3.2011).

5.3 ENERGIMODELLERING UTAN LUCKÖPPNING

Som en första modell studeras hur väl det tillförda energiflödet (värmeeffekt + belysningseffekt) kan modelleras utgående från de oberoende variablerna instrålad soeffekt, takförluster (hölje) samt temperaturförändringen i odlingsbädd och växthusluft. Man försöker modellera energibalansen i växthuset med det förenklade sambandet

$$5.5 \quad y = -\beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_3 + \beta_4 x_4$$

$$y \quad \text{värmeeffekt} + \text{belysningseffekt (kW)} = P_{\text{uppvärmning}} + P_{\text{belysning}}$$

$$x_1 \quad \text{instrålad effekt (W/m}^2\text{)} = P_{\text{sol}}$$

$$x_2 \quad \text{takförluster (kW)} = P_{\text{hölje}}$$

$$x_3 \quad \text{temperaturförändring i bädden (}^\circ\text{C/h)} = \Delta T_{\text{bädd}}$$

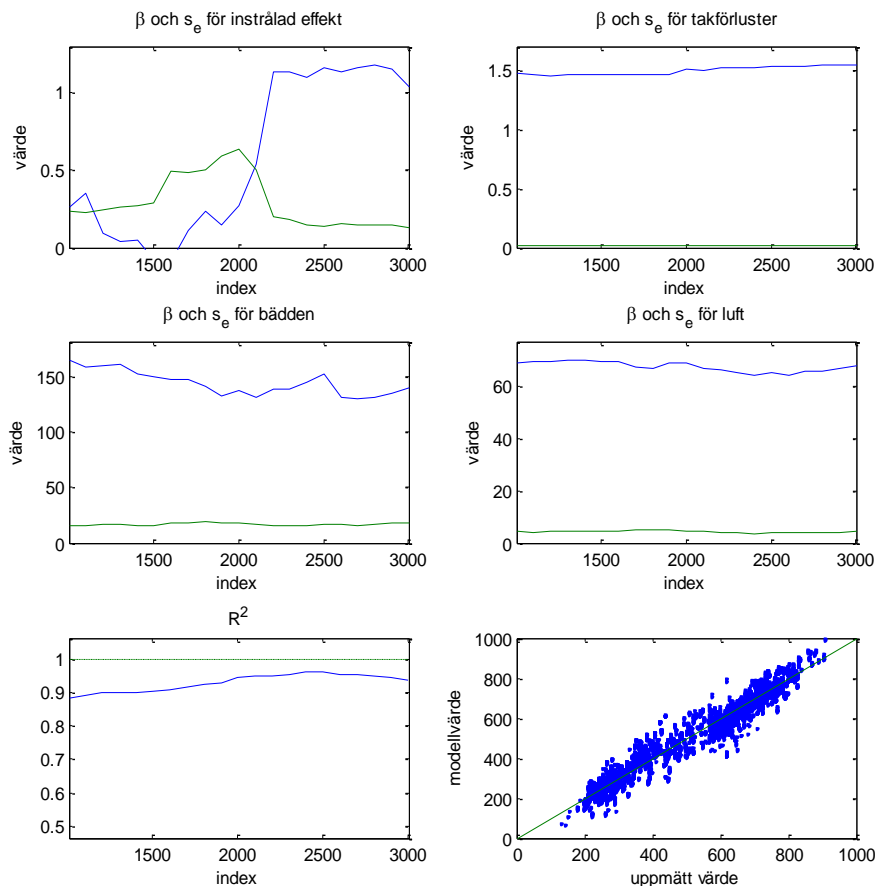
$$x_4 \quad \text{temperaturförändring i luften (}^\circ\text{C/h)} = \Delta T_{\text{luft}}$$

I modelleringen beaktas inte perioder då kylanläggningen varit i gång och inte heller perioder där luckorna varit öppna. På så sätt borde dessa variablers inverkan elimineras.

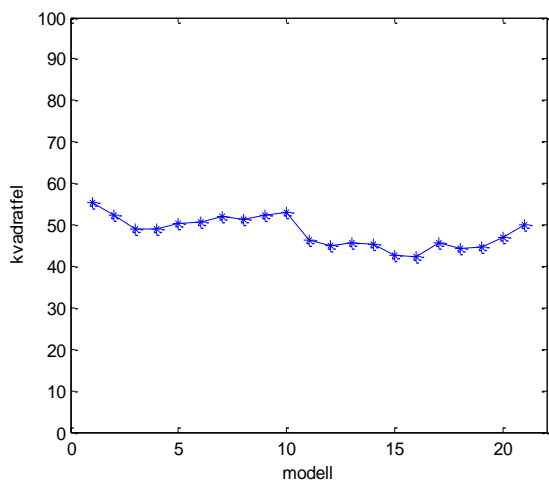
I Figur 22 illustreras regressionskoefficienternas värden (β) och standardfel (s_e) över tiden. De två sista graferna visar modellernas förklaringsgrad (R^2) över tiden samt prediktioner baserad på alla värden från de 21 modellerna (vissa värden förekommer sålunda flera gånger). Koefficienten för instrålad effekt är ej signifikant vid låga värden på instrålningen. Instrålningens värde börjar öka kring index 2000 vilket återspeglas i en ökning av koefficientvärdet kring samma index. Värdet stabiliseras dock snabbt efter uppgången till drygt 1. Takförlusterna verkar vara en tillförlitlig variabel under hela tidserien. Koefficientvärdet ligger stabilt på ca 1,5 och standardfelet för koefficienten är litet. Koefficienterna för bäddens och luftens temperaturförändring är också någorlunda konstanta (variationen är drygt 10 %). Modellen har (efter index 2000) approximativt formen

$$5.6 \quad \hat{y} = -1,1x_1 + 1,5x_2 + 145x_3 + 70x_4$$

Modellernas förklaringsgrad varierar i intervallet 0,88–0,95 och medelvärdet av kvadratfelet är 48 kW (Figur 23). Det föreligger ingen risk för överanpassning eftersom regressionsmodellerna enbart har 4 parametrar och antalet mätvärden överstiger 150.



Figur 22 Regressionsresultat för modell (A) med filtreringen: liten lucköppning (0–1%) och ingen kylning.

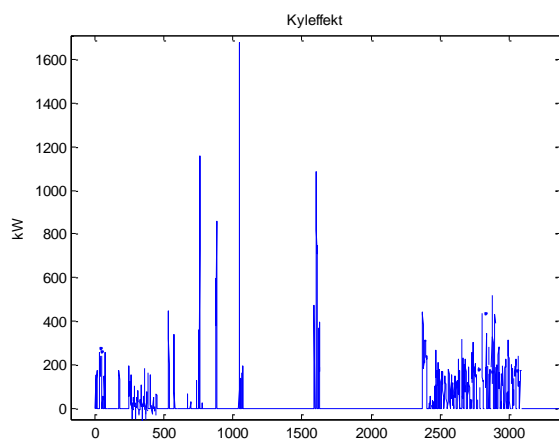


Figur 23 Kvadratfel (kW) för de 21 olika regressionsmodellerna.

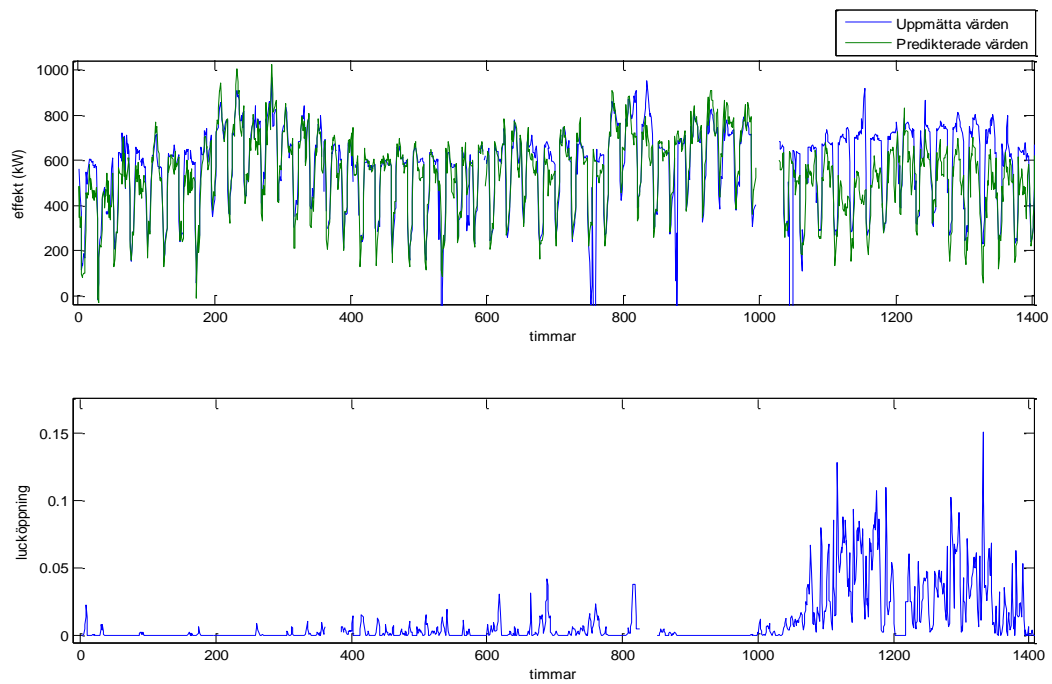
I Figur 24 visas kylanläggningens effekt över tiden och i Figur 25 illustreras modellresultatet som tidsserier. De uppmätta y -värdena är värmeeffekt+belysningseffekt-kyleffekt och de predikterade värdena beräknas utgående från modellen

$$5.7 \quad \hat{y} = -1,1x_1 + 1,5x_2 + 145x_3 + 70x_4.$$

Man kan notera att modellen stämmer bra överens i perioder där luckorna varit stängda medan prediktionernas kvalitet försämras under tidsperioder som lucköppningen varit större (slutet av tidsserien).

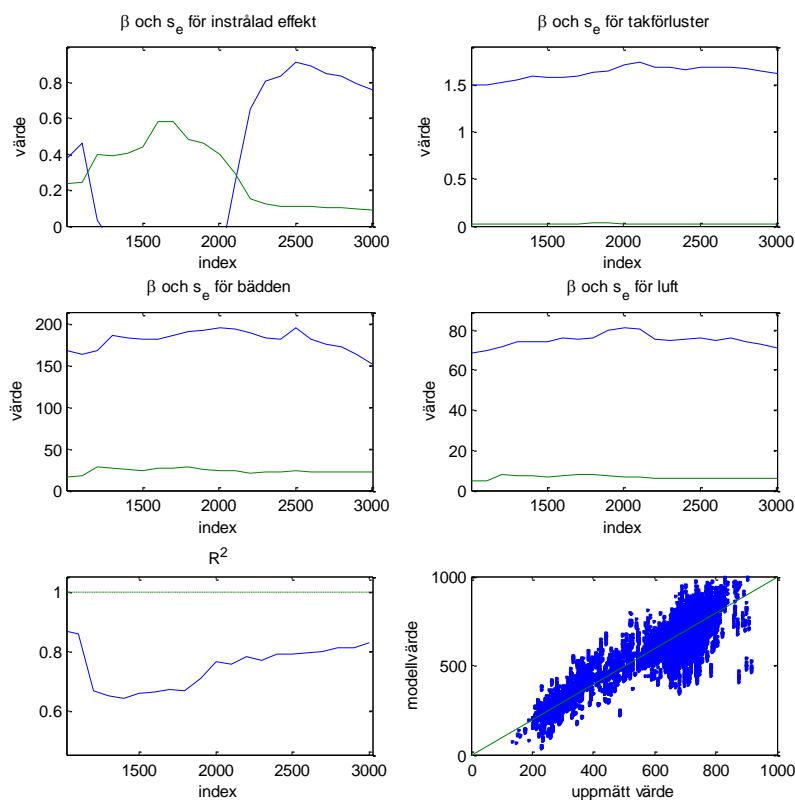


Figur 24 Kylanläggningens effekt under tidsperioden.



Figur 25 Uppmätt tidsserie och predikerad tidsserie A (uppe); lucköppningsandelar (nere); tidsperioden 1.11–31.12.2010.

Variabeln lucköppning är inte alls beaktad i denna modell. För att påvisa den direkta inverkan som lucköppningen har görs nu filtreringen av data utgående villkoren lucköppning 0–10 % och ingen kylning. Resultatet av regressionen visas i Figur 26. Man noterar att modellernas R^2 -värde sjunker och att prediktionernas kvalitet försämras. Trots att lucköppningen ännu är relativt liten är ventilationens inverkan påtaglig. Medelvärdet av modellernas kvadratfel stiger nu till drygt 90 kW.



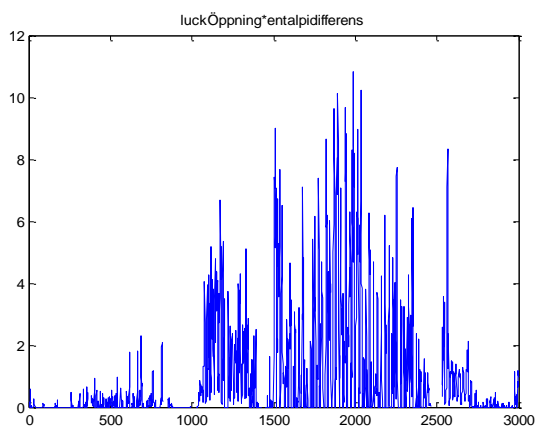
Figur 26 Regressionsresultat för modell (A) med filtreringen: lucköppning 0-10%, ingen kylning.

5.4 ENERGIMODELLERING MED LUCKÖPPNING

I den fortsatta modelleringen inkluderas vissa ventilationsaspekter. Som en första approximation modelleras ventilationen som produkten av lucköppningsandel och entalpitetskillnaden mellan inne- och uteluften. Detta leder till en utökad modell

$$5.8 \quad y = -\beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_3 + \beta_4 x_4 + \beta_5 x_5$$

där variabeln $x_5 = \text{lucköppningsandel entalpitetskillnad}_{\text{inne-ute}}$ (kJ/kg) har inkluderats. I Figur 27 visas den variabelns tidsserie.

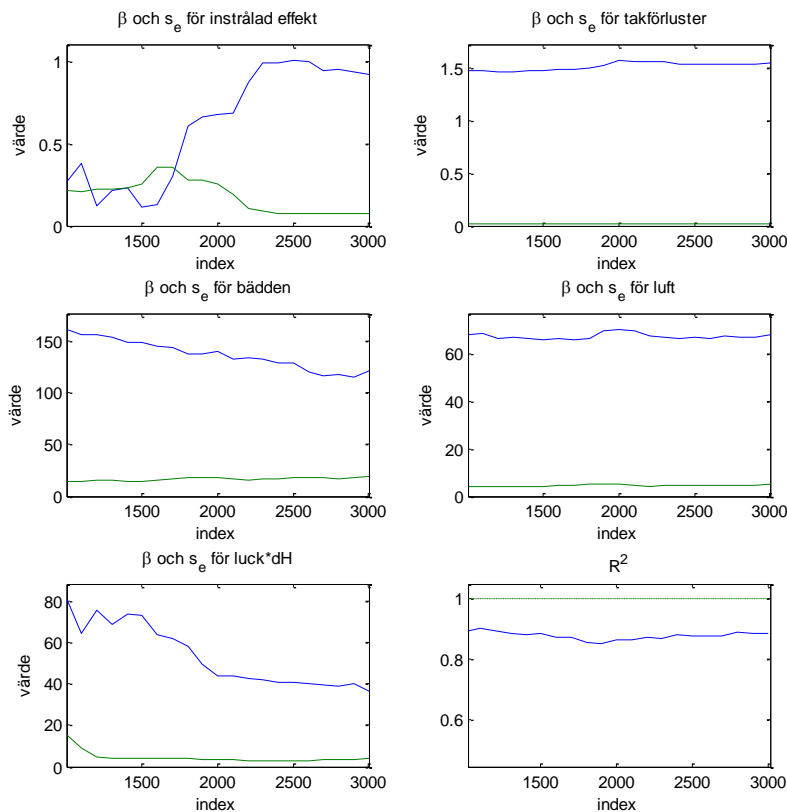


Figur 27 Data på timnivå för produkten lucköppning · entalpidifferens.

I Figur 28 visas regressionsresultatet för modell B. Modellen har nu ungefär utseendet

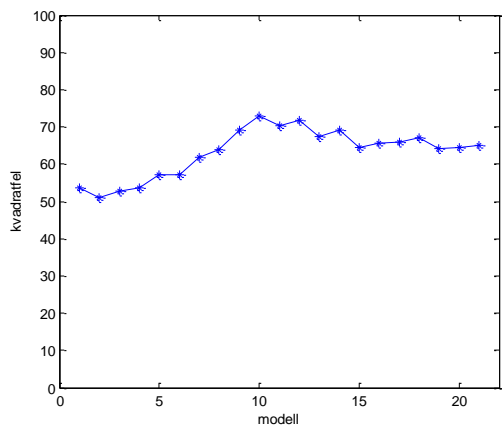
$$5.9 \quad \hat{y} = -0,95x_1 + 1,5x_2 + 140x_3 + 70x_4 + 40x_5$$

efter tidpunkt 2000.

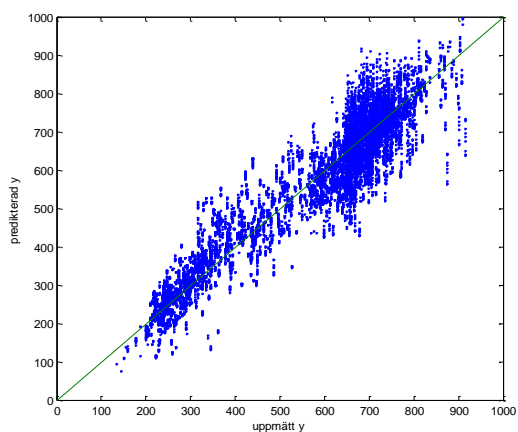


Figur 28 Regressionsresultat för modell (B) med filtreringen: ingen kylning och lucköppningsandel 0–15%.

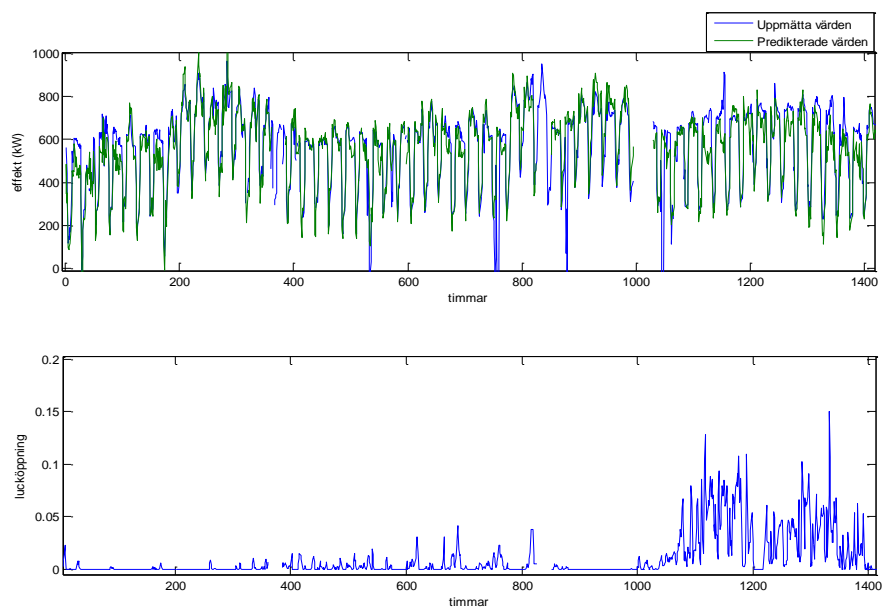
Då ventilationstermen inkluderats förbättras förklaringsgraden och ligger nu nästan på samma nivå som modell A hade för mera filtrerat data. Den nya variabeln verkar också vara signifikant. Medelvärde av modellernas kvadratfel är nu 63 kW (Figur 29). I Figur 30 visas de uppmätta och predikerade värdena för modell B. Slutligen illustreras tidsserien för modell B i Figur 31 och avvikelserna i slutet av serien är betydligt mindre än för modell A. Detta ger en stark indikation på att variabeln x_5 plockar upp en del av energiflödet som uppstår via ventilationen. Modellen räcker dock inte till om lucköppningen ökar. För lucköppningsandelar över 20 % försämras resultatet. För större lucköppningar testades ett antal olika modeller, men ingen gav tillfredsställande resultat.



Figur 29 Kvadratfel (kW) för de 21 olika regressionsmodellerna (B).



Figur 30 Uppmätta och predikerade effektvärden (kW) för modell B.



Figur 31 Uppmätt tidsserie och predikerad tidsserie B (uppe); lucköppningsandelar (nere); tidsperioden 1.11–31.12.2010.

5.5 TOLKNING AV MODELLPARAMETRARNA

De variabler som användes i modelleringen är av olika karaktär och behöver därför tolkas för att den fysikaliska betydelsen skall framgå.

Enligt modell A har koefficienten för variabel x_1 (instrålad effekt per kvadratmeter) värdet 1,1. Om man omvandlar till en koefficient för total strålningseffekt, genom att beakta växthusarean, blir värdet 0,61. Detta värde anger då den andel av den ovanför växthuset uppmätta strålningen som påverkar växthusets energibalans. Värdet stämmer överens med det, i en separat studie, beräknade genomsnittliga transmissionsvärdet 0,62 för växthuset. Det senare värdet anger hur stor del av strålningen som når ner till planttopparnas nivå. Värdet 0,61 är emellertid ändå förvånande lågt eftersom en del av energin som inte transmitteras absorberas av strukturer inne i växthuset. Även absorptionen i glaset torde i någon mån påverka energibalansen även om det mesta av den energin avges konvektivt till uteluften. Å andra sidan reflekteras också en del av strålningen som når till plantnivå av plantorna och underliggande strukturer. Andelen av strålningsenergin som påverkar växthusets värmebalans kan också förväntas bero på solhöjden. Eftersom modelleringen är gjord under vinterperiod finns det risk för systematiska fel om man använder samma parametrar för sommarperioden.

Koefficienten för variabel x_2 (takförluster i kW) har värdet 1,5. Att värdet är större än 1 innebär att denna variabel plockar upp också annat än takförlusterna. Det är helt naturligt eftersom det också finns motsvarande förluster via väggarna. Väggarnas area utgör 33 % av takarean och kunde därför förväntas öka värdet från 1 till 1,33 förutsatt att förlusterna per kvadratmeter i väggarna är lika stora som i taket. Väggarna är mindre utsatta för vind och strålning mot atmosfären, vilket talar för lägre förluster per kvadratmeter. Konvektionsströmningen i ett växthus är också sådan att luften redan kylts ned när den passerar väggarna. Å andra sidan finns värmerör alldeles innanför väggen vilket kan tala för större värmetransport. Koefficienten för takförlusterna kan också plocka upp läckaget eftersom båda i hög grad beror av temperaturskillnaden mellan inneluft och uteluft. Värdet 1,5 är alltså rimligt.

Koefficienten för variabel x_3 (bäddtemperaturförändring) har värdet 145. Värdet kan tolkas som ett mått på bäddens värmekapacitet och omvandlas till 145 kWh/°C eller 522 MJ/°C. På motsvarande sätt kan variabeln x_4 tolkas som luftens värmekapacitet med värdet 252 MJ/°C.

Växthuset är en komplex struktur sammansatt av en mängd komponenter och värmekapaciteten är svårt att exakt bestämma. En grov beräkning ger att växthuset innehåller

- 60 000 kg metall, främst järn
- 10 000 kg växtmassa, varav 80 % vatten
- 4 000 kg torr odlingsbädd
- 10 000 kg vatten absorberad av odlingsbädden

Den totala värmekapaciteten hos de fasta och vätskeformiga delarna kommer att bestämmas främst av vattnet (18 000 kg) och järnet (60 000 kg) och blir ungefär 110 MJ/°C. Därtill har luften i växthuset också en värmelagrande förmåga. Då växthusets volym är ungefär 10 000 m³, är luftens massa, vid 20 °C, 12 500 kg och värmekapaciteten 13 MJ/°C. Om växtmassan och metallen antas respondera lika snabbt som luften blir "luftens" skenbara värmekapacitet betydligt större, ungefär 70 MJ/°C. Värmekapaciteten hos vattnet i odlingsbädden är 42 MJ/°C.

Koefficienterna från modelleringen stämmer dåligt överens med de uppskattade värmekapaciteterna, den modellerade värmekapaciteten för bädden är 12 gånger för stor. En möjlig förklaring är att denna variabel också plockar upp markens värmekapacitet. Tidsförskjutningen i bäddens temperaturväxlingar jämfört med luftens är ungefär 6 timmar vilket motsvarar vad man teoretiskt kan förvänta sig för marken. För luftens del är det svårare att hitta en förklaring. Jämfört med luftens egen värmekapacitet är värdet 12 gånger för högt, jämfört med luft plus metall och växter mer än 3 gånger för högt.

5.6 SAMMANFATTNING

Flera olika modelleringsförsök gjordes. Det visade sig, precis som förväntat, mycket svårt att modellera luftomsättningen via ventilation utgående från variabler som vindhastighet och lucköppning. Modelleringen gjordes därför utgående från data för tidpunkter då luckorna var stängda eller endast lite öppna. Modellen kunde endast valideras för motsvarande tidpunkter. Modellen var tillfredsställande för dessa.

6 LITTERATURFÖRTECKNING

- Alvarez, H. (2006). *Energiteknik*. Studentlitteratur.
- Aronsson, U. (2006). *Beräkning av byggnaders energiprestanda med anledning av energideklarationerna (Examensarbete)*. Lunds universitet.
- Bakker, J., Bot, G., Challa, H., & Van de Braak, N. (1995). *Greenhouse Climate Control - an integrated approach*. Wageningen: Wageningen Academic Publisher.
- Bot, G. (1983). *Greenhouse climate: from physical processes to a dynamic model (Ph.D. thesis)*. Wageningen Agricultural University.
- Campen, J., Bot, G., & Zwart, H. (2003). Dehumidification of Greenhouses at Northern Latitudes. *Biosystems Engineering*, 487–493.
- Campen, J., Kempkes, F., & Bot, G. (2009). Mechanically controlled moisture removal from greenhouses. *Biosystems Engineering*, 424–432.
- Cengel, Y., & Boles, M. (2007). *Thermodynamics: An engineering approach*. McGraw-Hill.
- de Jong, T. (1990). *Naturla ventilation of large multi-span greenhouses (Ph.D. thesis)*. Wageningen Agricultural University.
- de Zwart, H. (1996). *Analyzing energy-saving options in greenhouse cultivation using a simulation model (PhD thesis)*. Wageningen: de Zwart.
- Defraeye, T., Blocken, B., & Carmeliet, J. (2010). Convective heat transfer coefficients for exterior building surfaces: Existing correlations and CFD modelling. *Energy Conversion and Management*.
- Ekroth, I., & Granryd, E. (2006). *Tillämpad termodynamik*. Studentlitteratur.
- Farquhar, G., von Caemmerer, S., & Berry, J. (1980). A biochemical model of photosynthetic CO₂ assimilation in leaves of C₃ species. *Planta*, 149, ss. 78-90.
- Heuvelink, E. (1996). *Tomato growth and yield (Ph.D. thesis)*. Wageningen Agricultural University.
- Körner, O. (2003). *Crop based climate regimes for energy saving in greenhouse cultivation*. Wageningen University.
- Nurminen, S. (1982). *Kasvihuoneiden energiataluodellinen käyttö*. Kauppapuutarhaliitto - Handelsträdgårdsförbundet.
- Roy, J., Boulard, T., Kittas, C., & Wang, S. (2002). Convective and Ventilation Transfers in Greenhouses, Part 1: the Greenhouse considered as a Perfectly Stirred Tank. *Biosystems Engineering* 83 (1).
- Stanghellini, C. (1987). *Transpiration of greenhouse crops (Ph.D. thesis)*. Wageningen Agricultural University.

van Ooteghem, R. (2007). *Optimal Control Design for a Solar Greenhouse*. Wageningen Agricultural University.

YRKESHÖGSKOLAN
NOVIA

Novia är den största svenskspråkiga yrkeshögskolan i Finland med examensinriktad ungdoms- och vuxenutbildning, utbildning som leder till högre yrkeshögskoleexamen samt fortbildning och specialiseringsutbildning. Nova har ca 4000 studerande på sex campus i Vasastad, Jakobstad, Raseborg och Åbo.

Yrkeshögskolan Nova är en internationell yrkeshögskola, via samarbetsavtal utomlands och internationalisering på hemmaplan. Novias styrka ligger i närvaron och nätverket i hela Svenskfinland.

Novia representerar med sitt breda utbildningsutbud de flesta samhällssektorer. Det är få organisationer som kan uppvisa en sådan kompetensmässig och geografisk täckning. Högklassiga och moderna utbildningsprogram ger studerande en bra plattform för sina framtida yrkeskarriärer.

YRKESHÖGSKOLAN NOVIA

Wolffskavägen 33, vån 4, 65200 Vasastad
Växel tfn (06) 328 5000
Fax (06) 328 5110
www.novia.fi

ANSÖKNINGSBYRÅN

Wolffskavägen 33, 65200 Vasastad
Tfn (06) 328 5555
Fax (06) 328 5117
ansokningsbyran@novia.fi

Yrkeshögskolan Nova upprätthåller en publikations- och produktionsserie för att sprida information och kunskap om verksamheten såväl regionalt, nationellt som internationellt. Publikations- och produktionsserien är indelad i fem kategorier:

R - Rapporter • P - Produktioner • A - Artiklar • L - Läromedel • S - Studerandes arbete

Läs våra senaste publikationer på www.novia.fi/FoU/publikation-och-produktion