



# LUND UNIVERSITY

## Termisk mätning av rotorläckage

Jensen, Lars

2011

[Link to publication](#)

*Citation for published version (APA):*

Jensen, L. (2011). *Termisk mätning av rotorläckage*. (TVIT; Vol. TVIT-7063). Avd Installationsteknik, LTH, Lunds universitet.

*Total number of authors:*

1

### General rights

Unless other specific re-use rights are stated the following general rights apply:

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal

Read more about Creative commons licenses: <https://creativecommons.org/licenses/>

### Take down policy

If you believe that this document breaches copyright please contact us providing details, and we will remove access to the work immediately and investigate your claim.

LUND UNIVERSITY

PO Box 117  
221 00 Lund  
+46 46-222 00 00

# Termisk mätning av rotorläckage

*Lars Jensen*

---

Avdelningen för installationsteknik  
Institutionen för bygg- och miljöteknologi  
Lunds tekniska högskola  
Lunds universitet, 2011  
Rapport TVIT--11/7063



## Lunds Universitet

Lunds Universitet, med nio fakulteter samt ett antal forskningscentra och specialhögskolor, är Skandinaviens största enhet för forskning och högre utbildning. Huvuddelen av universitetet ligger i Lund, som har 100 400 invånare. En del forsknings- och utbildningsinstitutioner är dock belägna i Malmö, Helsingborg och Ljungbyhed. Lunds Universitet grundades 1666 och har idag totalt 6 000 anställda och 41 000 studerande som deltar i ett 90-tal utbildningsprogram och ca 1000 fristående kurser erbjudna av 88 institutioner.

## Avdelningen för installationsteknik

Avdelningen för Installationsteknik tillhör institutionen för Bygg- och miljöteknologi på Lunds Tekniska Högskola, som utgör den tekniska fakulteten vid Lunds Universitet. Installationsteknik omfattar installationernas funktion vid påverkan av människor, verksamhet, byggnad och klimat. Forskningen har en systemanalytisk och metodutvecklande inriktning med syfte att utforma energieffektiva och funktionssäkra installationssystem och byggnader som ger bra inneklimat.

Nuvarande forskning innefattar bl a utveckling av metoder för utveckling av beräkningsmetoder för godtyckliga flödessystem, konvertering av direktelvärmda hus till alternativa värmesystem, vädring och ventilation i skolor, system för brandsäkerhet, alternativa sätt att förhindra rökspredning vid brand, installationernas belastning på yttre miljön, att betrakta byggnad och installationer som ett byggnadstekniskt system, analysera och beräkna inneklimatet i olika typer av byggnader, effekter av brukarnas beteende för energianvändning, reglering av golvvärmsystem, bestämning av luftflöden i byggnader med hjälp av spårgasmetod. Vi utvecklar även användbara projekteringsverktyg för energi och inomhusklimat, system för individuell energimätning i flerbostadshus samt olika analysverktyg för optimering av ventilationsanläggningar hos industrin.

# Termisk mätning av rotorläckage

*Lars Jensen*

© Lars Jensen, 2011  
ISRN LUTVDG/TVIT--11/7063--SE(31)

Avdelningen för installationsteknik  
Institutionen för bygg- och miljöteknologi  
Lunds tekniska högskola  
Lunds universitet  
Box 118  
221 00 LUND

## Innehållsförteckning

1	Inledning och problemställning	5
2	Mätprincip	9
3	Flödesberoende läckage	15
4	Flödesberoende renblåsning	17
5	Beskrivning Gamla Hudkliniken	19
6	Fältmätning Gamla Hudkliniken	21
7	Sammanfattande slutsatser	31

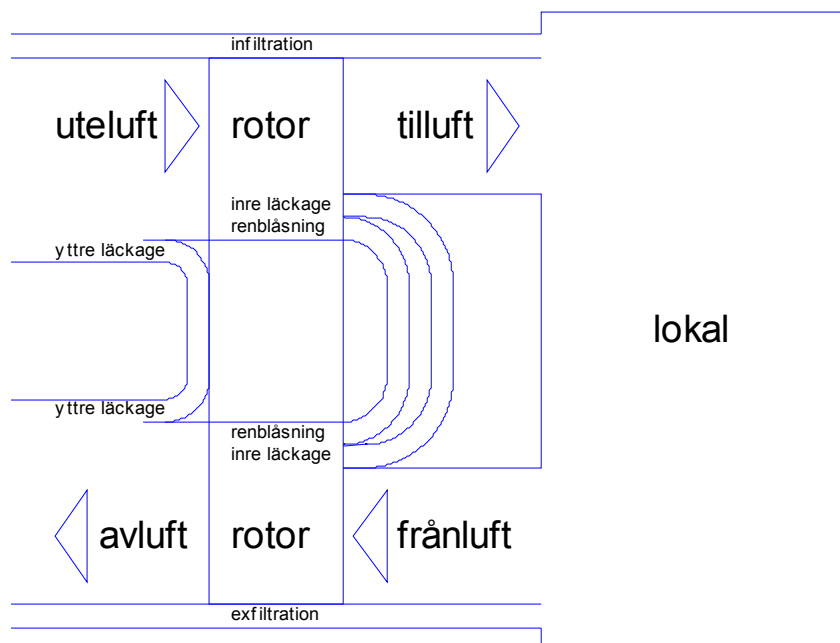


# 1 Inledning och problemställning

Syftet med denna arbetsrapport är att termisk bestämma läckage inberäknat renblåsning för en regenerativ värmeväxlare av rotortyp och endast för fallet med en stillastående rotor.

Nackdelen med en roterande värmeväxlare är att det finns läckage mellan uteluft-avluft och tilluft-frånluft och ett renblåsningsflöde från uteluftsidan via två rotorpassager till avluften, vilket visas i Figur 1.1. Reblåsning kan också ske med en rotorpassage från uteluft till frånluft. Det tillkommer också läckage mellan uteluft-tilluft och mellan frånluft-avluft, vilka inte redovisas i Figur 1.1. Tätning för att förhindra läckage sker med släpborstlistor, vilka slits efterhand och kräver justering. Tillverkarna begränsar läckaget genom att ha mindre tryckskillnader över rotorerna än över plattvärmeväxlare. Fördelen med en roterande värmeväxlare är att temperaturverkningsgraden är hög omkring 0.8 och har små problem med igenfrysning.

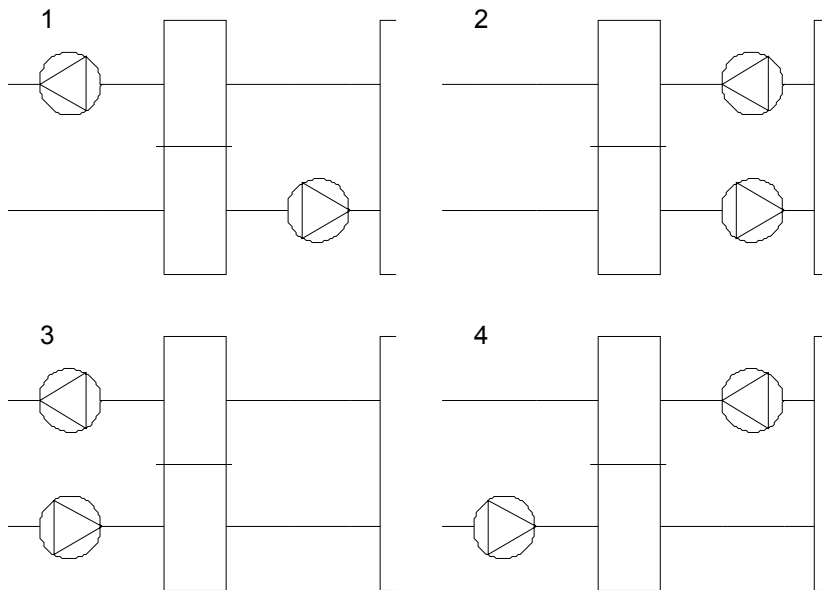
Ekonomin för ventilationsvärmeåtervinning med rotorvärmeväxlare har jämförts med plattvärmeväxlare och resultatet redovisas i arbetsrapport TVIT—08/7033. Läckaget ökar elbehovet och det finns en gräns när merkostnaden för elbehovet blir större än kostnadsvinsten för tillsatsvärmebehovet med den bättre värmeåtervinningen.



Figur 1.1 Principskiss för olika luftflöden och några läckage.



Fläktplaceringen kan ske på fyra olika sätt enligt Figur 1.2. Den bästa lösningen för att förhindra läckage från frånluft-avlufitsidan till uteluft-tilluftsidan är att placera tilluftsfläkt före rotor, vilket är fall 3 i Figur 1.2. Tilluftsfläktar med höga utloppshastigheter lämpar sig inte för att placeras före en rotor utan snarare i övergången till kanalsystemet med liknade luft-hastighet. Fläktypen kammarfläkt är dock möjlig att placera för en rotor. Den vanligaste lösningen är fall 1 i Figur 1.2.



Figur 1.2 Möjliga fläktplaceringar kring en regenerativ värmeväxlare.

Mätprincipen bygger på att mäta rotorns två inlopps- och två utloppstemperaturerna för fallet med en stillastående rotor. Det förutsätts att de fyra uppmätta temperaturerna är medelvärden för motsvarande luftflöde. Detta är en enkel mätning som endast skall vänta ut rotorns termiska tröghet. De två inloppstemperaturerna för uteluft och frånluft mäts lämpligen intill eller i motsvarande filter. De två utloppstemperaturerna kan inte mätas för nära rotorn, eftersom läckage och renblåsning skapar en ojämn temperatur över rotoraggregatets tvärsnitt. Avluftstemperaturen mäts bäst nära frånluftsfläktens inlopp, där omblandningen antas vara god. Samma sak gäller även för tilluftstemperaturen som mäts nära tilluftsfläktens inlopp. En anmärkning är att tillsatsvärmebatteriet måste vara helt avstängt med pumpen avstängd. Regler-ventilen och shuntgruppens alla injusteringsventiler skall stängas helt.

Alla de fyra temperaturerna mäts där det råder undertryck i förhållande till omgivningen. Detta innebär att aggregatrummets temperatur kan via yttre läckage påverka de fyra uppmätta temperaturerna.

Den stora risken för återföring av partiklar är läckage kring rotorn vid olämpliga tryckförhållanden.

Det som bestämmer tryckförhållandena är följande sex tryckfall, vilka anges med beteckningar och siffervärden enligt nedan:

uteluftssystem	$\Delta p_{us}$	50 Pa
tilluftsfilter	$\Delta p_{uf}$	120 Pa
tilluftsrotorsektor	$\Delta p_{ur}$	100 Pa
frånluftssystem	$\Delta p_{fs}$	200 Pa
frånluftsfilter	$\Delta p_{ff}$	80 Pa
frånluftsrotorsektor	$\Delta p_{fr}$	100 Pa

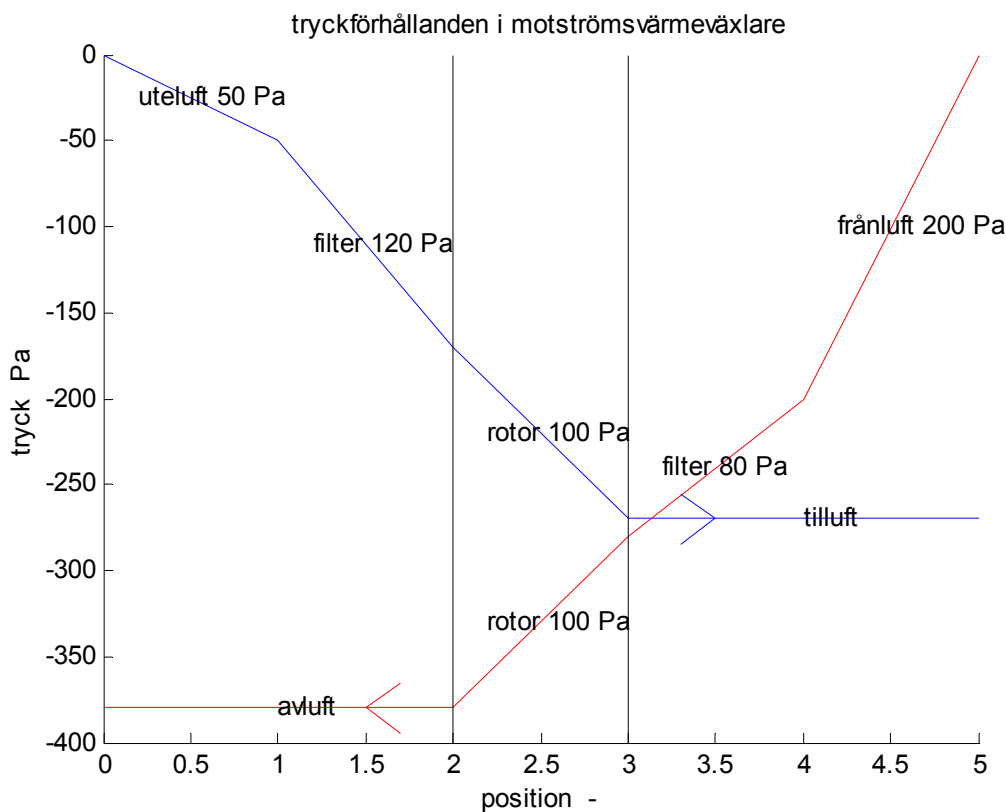
Tryckfallen för rotorsektorer och filter är normalt ganska lika eftersom flödena är ganska lika. Det som skapar skillnaden i tryck kring rotorn är frånluftssystemets tryckfall som är större än själva uteluftsintaget.

Kravet för att förhindra återföring för en motströmsrotor är att de olika tryckfallen enligt ovan skall uppfylla följande olikheter, vilket också framgår av Figur 1.3:

$$\Delta p_{us} + \Delta p_{uf} < \Delta p_{fs} + \Delta p_{ff} + \Delta p_{fr} \quad \text{uteluft/avlufside} \quad (1.1)$$

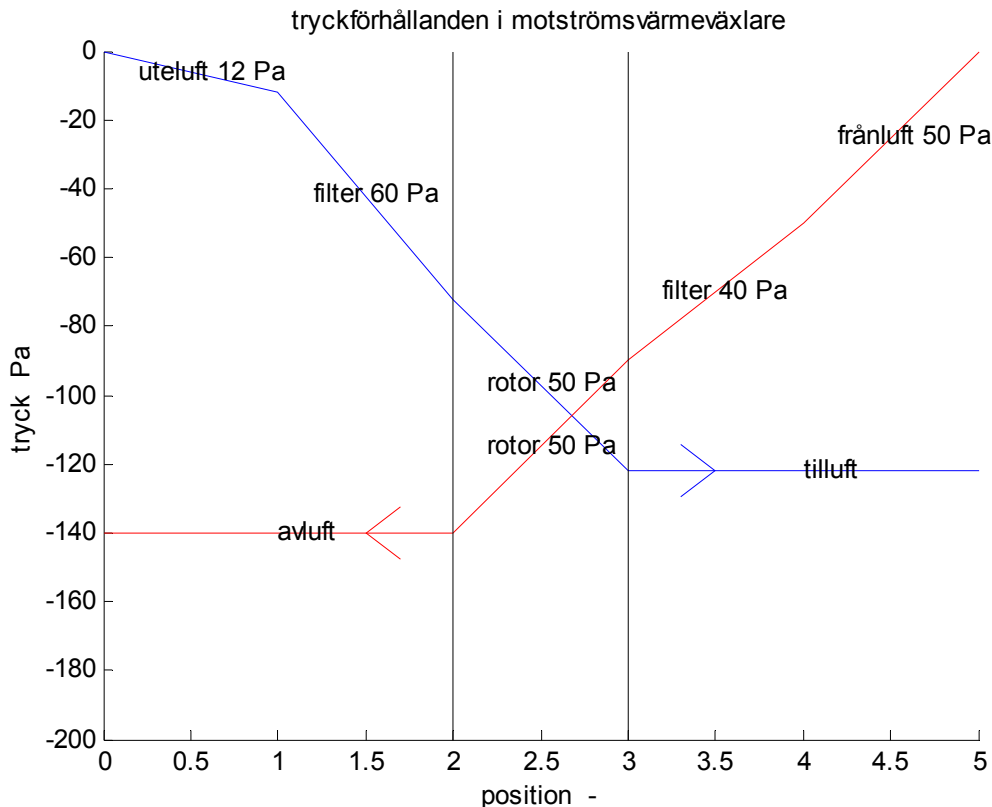
$$\Delta p_{us} + \Delta p_{uf} + \Delta p_{ur} < \Delta p_{fs} + \Delta p_{ff} \quad \text{frånluft/tillufside} \quad (1.2)$$

Det inses av Figur 1.3 att frånluft/tillufside med position 3 är den avgörande olikheten (1.2). Olikheten (1.1) uppfylls alltid om olikheten (1.2) uppfylls. De två kraven (1.1) och (1.2) kan siffermässigt för det aktuella fallet skrivas som  $170 < 380$  Pa respektive  $270 < 280$  Pa.



Figur 1.3 Tryckförhållanden och tryckfall vid motströmsrotor vid normal drift.

Kurvorna i Figur 1.3 gäller givetvis endast för ett flödesfall och vid en halvering av flödena kan bilden bli en helt annan. Tryckfallen för uteluft och frånluft blir bara en fjärdedel medan de halveras för filter och rotor under förutsättning att tryckfallen är kvadratiska respektive linjära i flödet. Fallet för en motströmsrotor vid en halvering av flödena redovisas i Figur 1.4 och återföring inträffar. Olikheten för uteluft/avluftsida (1.1)  $72 < 140$  Pa uppfylls medan olikheten för frånluft/tilluftsida (1.2)  $122 < 90$  Pa inte gör det.



Figur 1.4 Tryckförhållanden och tryckfall vid motströmsrotor vid halverat flöde.

Det önskade läckageflödet för roterande värmväxlare anses av tillverkare vara omkring 0.02-0.05 av ventilationsflödet. Renblåsningsflödet antas förenklat vara 0.05 av ventilationsflödet. Om rotorn arbetar med en större tryckskillnad mellan tilluft och frånluft för att undvika återluft i form av läckage från frånluft till tilluft, är genomströmningshastigheten i renblåsningssektorn större än i rotorn för övrigt. Detta innebär att renblåsningsflödet kan vara betydligt större än det nominella beräknat efter renblåsningssektorns storlek. Renblåsningsflödet är anpassat för rotorns högsta varvtal. Egentligen borde renblåsningsflödet eller renblåsningssektorn ändras med varvtalet. En stillastående rotor behöver inget renblåsningsflöde och ingen renblåsningssektor.

Den rotorns relativa överföringsflöde kan skrivas som dubbla kvoten mellan luftens genomströmningstid  $t$  s för rotorn och rotorns varvtal  $n$  /s:

$$q_{\delta} = 2 t n \quad (-) \quad (1.3)$$

Några siffrvärden för rotordjup 0.2 m, lufthastighet 2 m/s och varvtal 1/4 varv/s ger ett relativt överföringsflöde på 0.05. Notera att om lufthastigheten halveras fås värdet 0.1.

## 2 Mätprincip

Mätprincipen bygger på att mäta rotorns två inlopps- och två utloppstemperaturerna för fallet med en stillastående rotor. Det förutsätts att de fyra uppmätta temperaturerna är medelvärden för motsvarande luftflöde. Detta är en enkel mätning som endast skall vänta ut rotorns termiska tröghet. För ett idealt fall utan läckage och renblåsning blir de fyra temperaturerna parvis lika stora uteluft = tilluft och frånluft = avluft.

En läckagemodell  $rp$  redovisas i Figur 2.1 med de fyra temperaturerna för uteluft  $T_u$ , tilluft  $T_t$ , frånluft  $T_f$  och avluft  $T_a$  samt tre flöden relativt tilluftsflödet som normeras till ett. Renblåsning och läckage från uteluft-tilluftsvidan till frånluft-avluftsvidan beskrivs med en parameter  $r$ , läckage från frånluft-avluftsvidan till uteluft-tilluftsvidan beskrivs med parametern  $p$  och frånluftsflödet med parametern  $q$ . De två motriktade flödena antas inte påverka varandra temperaturmässigt. Modellen  $rp$  kan tolkas som att ingen blandning sker mellan tilluft och avluft.

Två effektsamband för tilluft och avluft enligt (2.1-2) ger efter förenkling uttrycken (2.3-4) för att bestämma de relativa flödena  $p$  och  $r$ .

$$T_t = p T_f + (1 - p) T_u \quad (^\circ\text{C}) \quad (2.1)$$

$$(q - p + r) T_a = (q - p) T_f + r T_u \quad (^\circ\text{C}) \quad (2.2)$$

$$p = (T_t - T_u) / (T_f - T_u) \quad (-) \quad (2.3)$$

$$r = (q - p) (T_f - T_a) / (T_a - T_u) \quad (-) \quad (2.4)$$

En alternativ läckagemodell  $pr$  visas i Figur 2.2. Modell  $p+r$  med omkastad ordning mellan de två relativa flödena  $p$  och  $r$ . Detta innebär att det sker blandning med tilluft och avluft. De två effektsambanden för modell  $p+r$  och beräkningen av de två relativa flöden kan skrivas som följer:

$$(1 + r) T_t = p T_a + (1 + r - p) T_u \quad (^\circ\text{C}) \quad (2.5)$$

$$(q + r) T_a = q T_f + r T_t \quad (^\circ\text{C}) \quad (2.6)$$

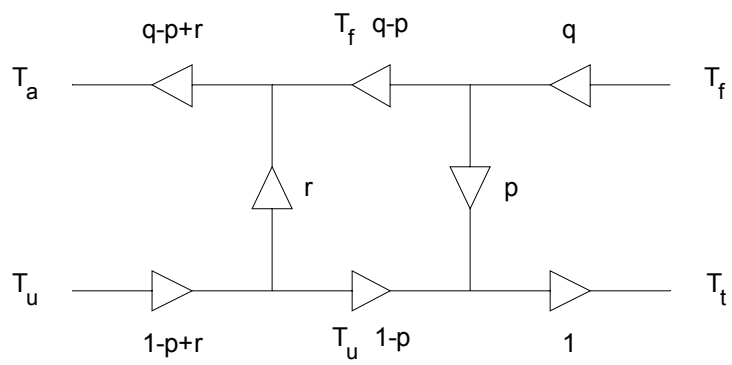
$$p = (1 + r) (T_t - T_u) / (T_a - T_u) \quad (-) \quad (2.7)$$

$$r = q (T_f - T_a) / (T_a - T_t) \quad (-) \quad (2.8)$$

De redovisade beräkningsuttrycken för de relativa flöden  $p$  och  $r$  visar att de kan beräknas med givna temperaturer och ett givet relativt frånluftsflöde  $q$ .

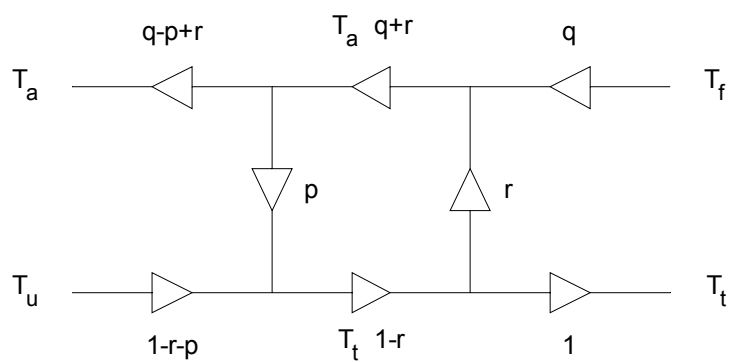
Modell  $rp$  i Figur 2.1 kan förenklas till en modell  $p+r$  som visas i Figur 2.3 där de två läckflödena  $p$  och  $r$  inte påverkar varandras temperaturer.

Fall rp

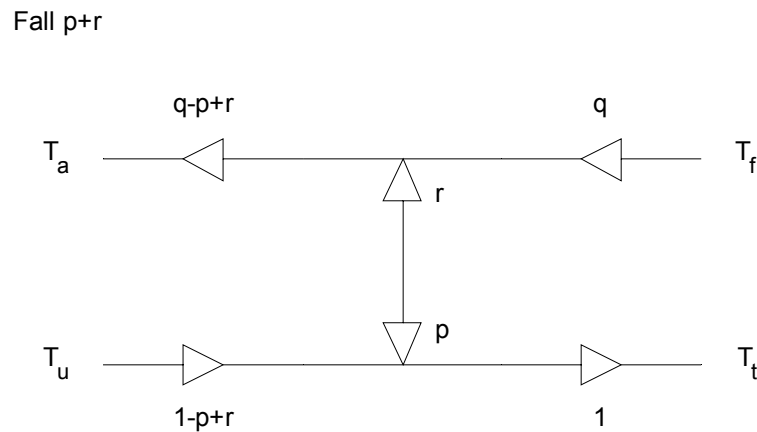


Figur 2.1 Modell *rp*.

Fall pr



Figur 2.2 Modell *pr*.

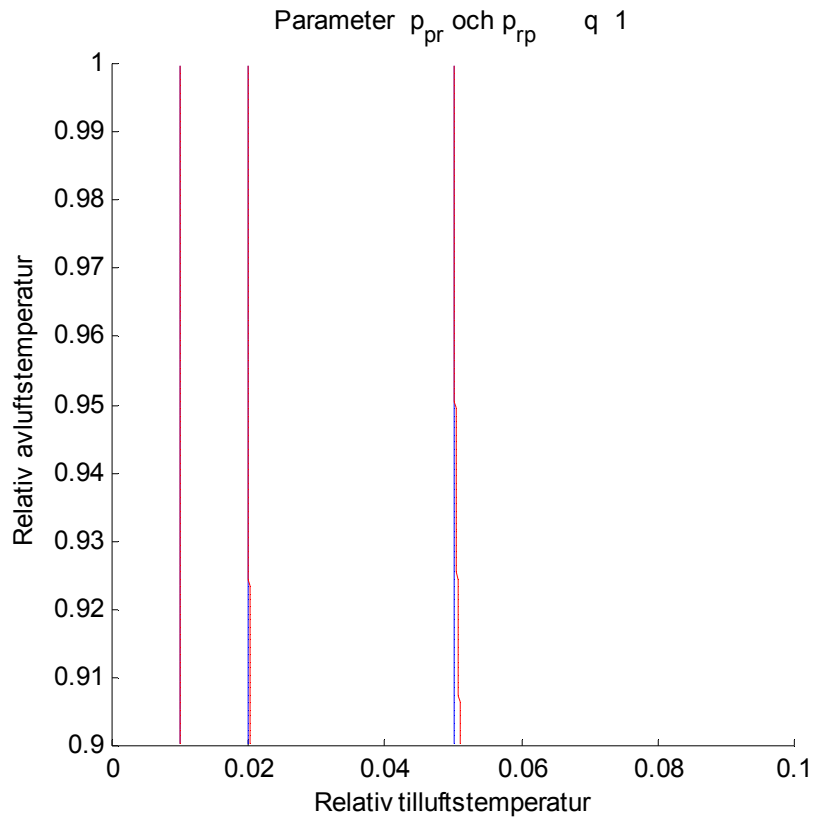
Figur 2.3 Modell  $p+r$ 

Skillnaden mellan de två modellerna  $rp$  och  $pr$  är liten för små relativa läckflöden. De två modellerna är identiska om ett av de två läckageflödena är noll.

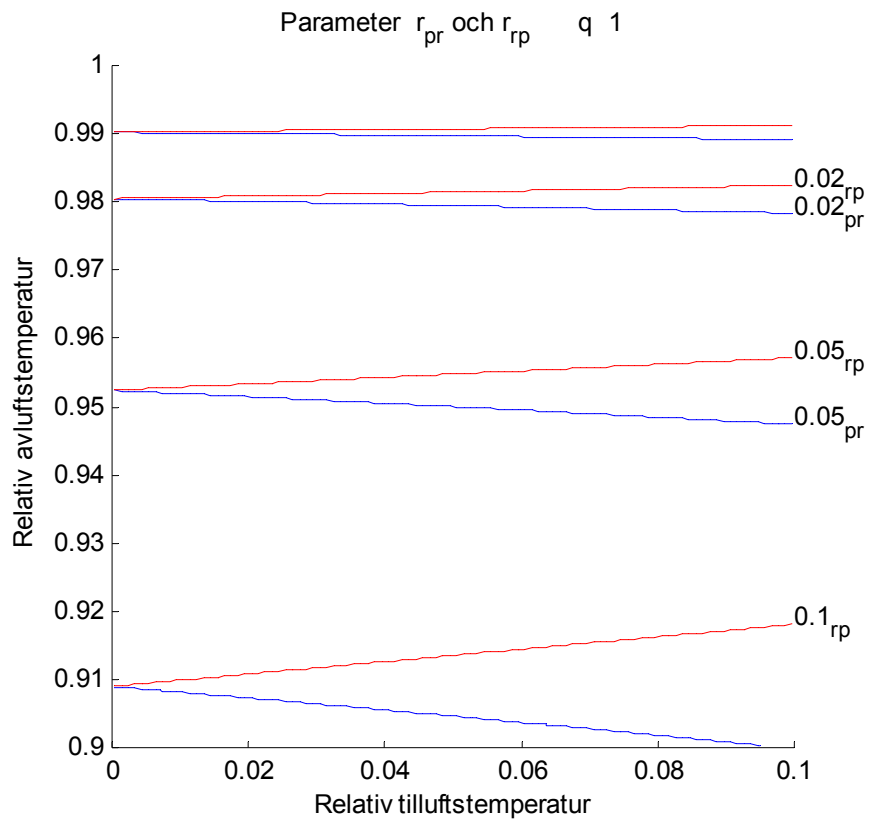
Hur mycket de modellerna skiljer sig åt redovisas med några isodiagram med mätt och beräknad relativ tilluftstemperatur som x-axel (0.0,0.1) och dito avluftstemperatur som y-axel (0.9,1.0). Frånluftsflödet antas vara lika stort som tilluftsflödet, vilket innebär att parametern  $q = 1$ .

De skattade parametrarna  $p$  och  $r$  för de två modellerna  $rp$  och  $pr$  redovisas i Figur 2.4 respektive 2.5 med isolinjerna 0.01, 0.02, 0.05 och 0.1. Skillnaderna mellan modell  $pr$  och  $rp$  redovisas på samma sätt i Figur 2.6 respektive 2.7. Isolinjerna visar att skillnaden mellan de två modellerna är små.

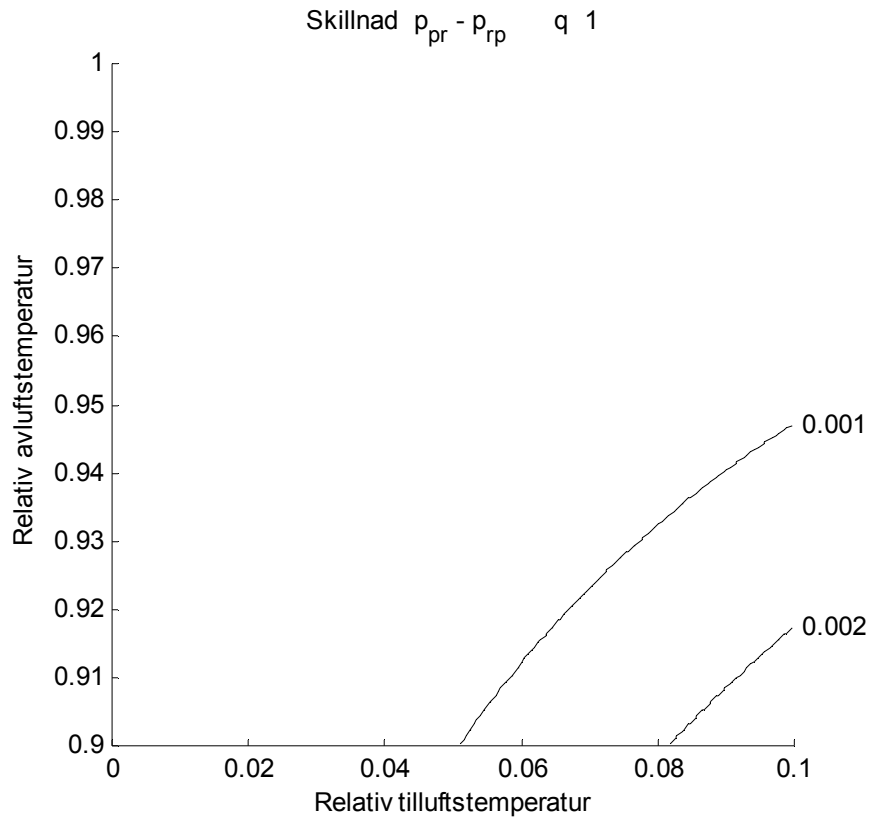
Genomräkning har även skett för de relativa frånluftsflödena 0.8 och 1.25. Skillnaderna är små i förhållande till värdena för det redovisade relativa frånluftsflödet 1.



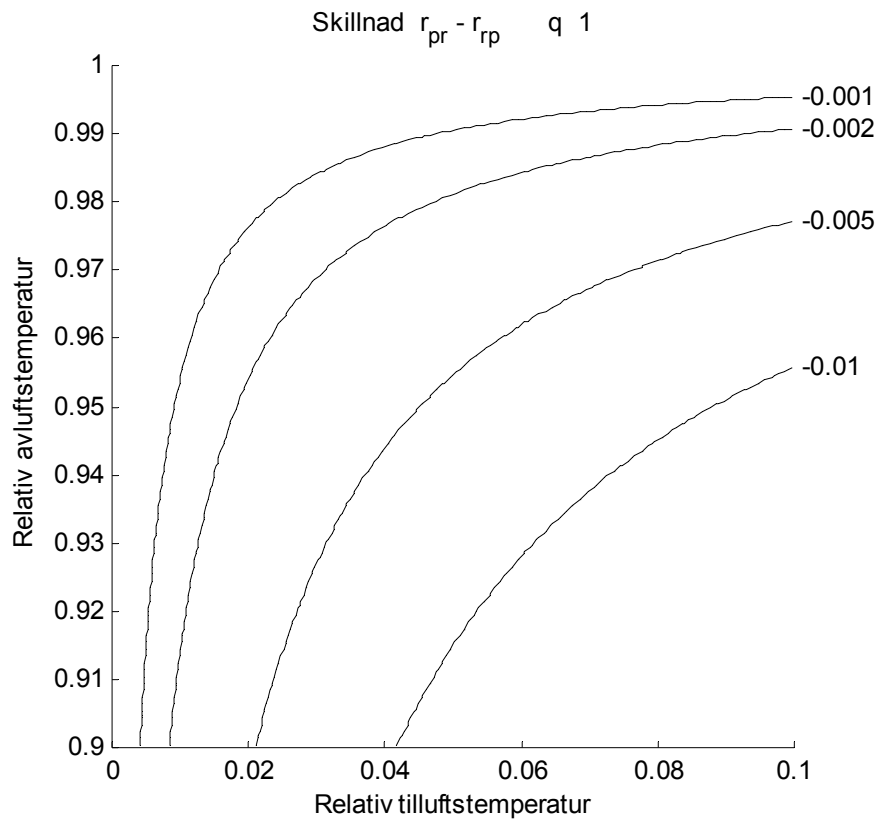
Figur 2.4 Isoliner för modellparameter  $p$  för modell  $pr$  och  $rp$ .



Figur 2.5 Isoliner för modellparameter  $r$  för modell  $pr$  och  $rp$ .



Figur 2.6 Isolinjer för skillnaden för modellparameter  $p$  mellan modell  $pr$  och  $rp$ .



Figur 2.7 Isolinjer för skillnaden för modellparameter  $r$  mellan modell  $pr$  och  $rp$ .





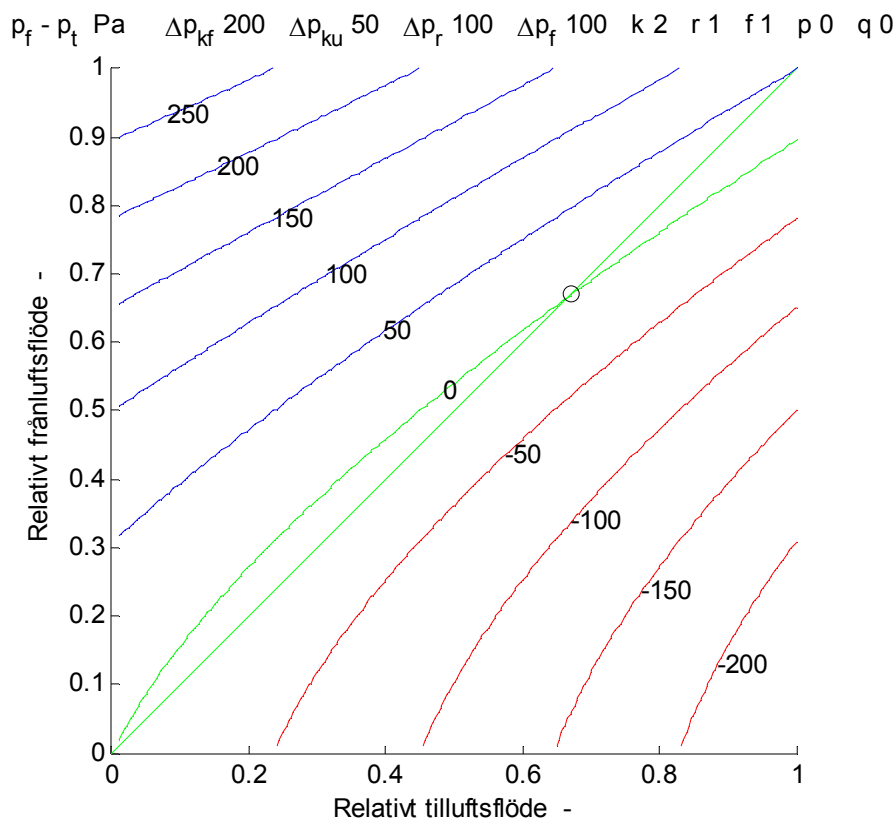
### 3 Flödesberoende läckage

Läckaget från frånluft till tilluft beror på tryckskillnaden mellan frånluft och tilluft. Undertrycket i tilluften efter rotor och i frånluften före rotorn kan skattas med två enkla uttryck som beskriver olika ingående tryckfall. Undertrycket behandlas som positiva värden. Flödena för frånluft och tilluft är normaliserade. Nominellt tryckfall för frånluftssystem, uteluftssystem, filter och rotor anges med parametrarna,  $\Delta p_{kf}$ ,  $\Delta p_{ku}$ ,  $\Delta p_r$  respektive  $\Delta p_f$  med siffrvärden 200, 50, 100 respektive 100 Pa samt motsvarande flödesexponenter är  $k$ ,  $k$ ,  $f$  respektive  $r$ .

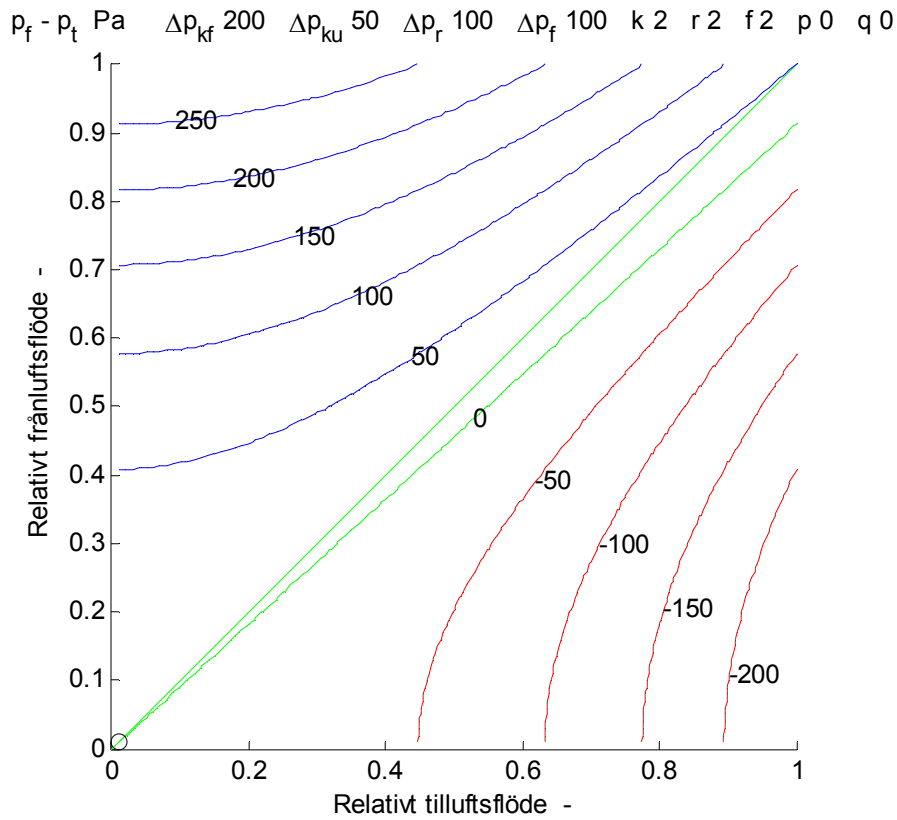
$$p_f = \Delta p_{kf} q_f^k + \Delta p_f q_f^f \quad (\text{Pa}) \quad (3.1)$$

$$p_t = \Delta p_{ku} q_t^k + \Delta p_r q_t^r + \Delta p_f q_t^f \quad (\text{Pa}) \quad (3.2)$$

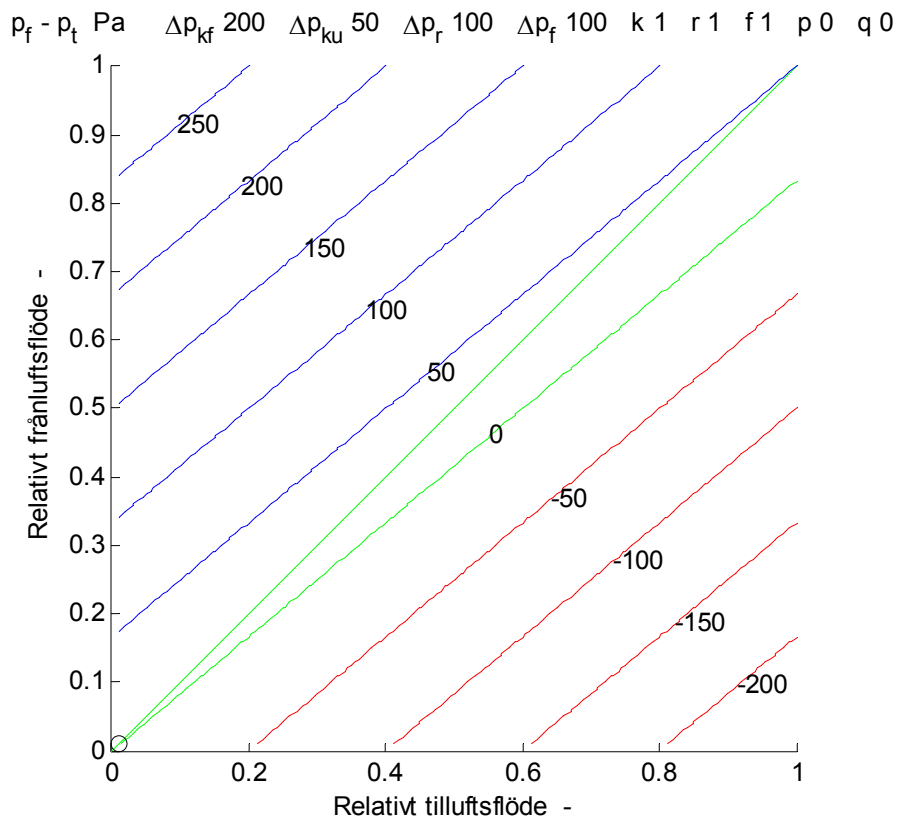
Hur skillnaden i undertryck mellan frånluft och tilluft beror på relativt frånluftsflöde och dito tilluftsflöde redovisas i Figur 3.1 för ett normalt fall med kvadratiska tryckförluster för kanalsystem och linjära tryckförluster för filter och rotor. Isolinjerna visar att om frånlufts- och tilluftsflöde minskas lika kommer skillnaden i undertryck att bli lika med noll. Förklaringen är att kanaltryckfallen avtar mer än rotortryckfallet. Om alla tryckfall är kvadratiska eller linjära i flödet fås resultatet som visas i Figur 3.2 respektive 3.3. Undertrycksskillnaden blir inte noll.



Figur 3.1 Skillnad i undertryck mellan frånluft och tilluft för  $k = 2$ ,  $r = 1$  och  $f = 1$ .



Figur 3.2 Skillnad i undertryck mellan frånluft och tilluft för  $k = 2$ ,  $r = 2$  och  $f = 2$ .



Figur 3.3 Skillnad i undertryck mellan frånluft och tilluft för  $k = 1$ ,  $r = 1$  och  $f = 1$ .

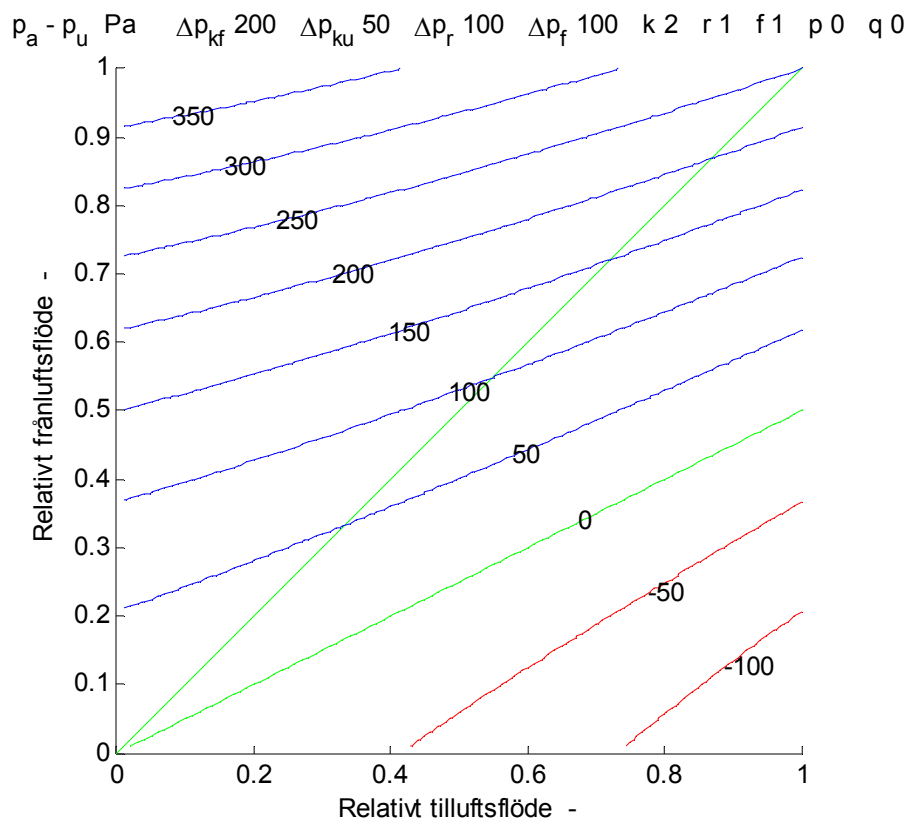
## 4 Flödesberoende renblåsning

Renblåsningen från uteluft till avluft beror på tryckskillnaden. Undertrycket i avluften efter rotor och i uteluften före rotorn kan skattas med två enkla uttryck som beskriver olika ingående tryckfall. Undertrycket behandlas som positiva värden. Flödena för frånluft och tilluft är normaliserade. Nominellt tryckfall för frånluftssystem, uteluftssystem, filter och rotor anges med parametrarna,  $\Delta p_{kf}$ ,  $\Delta p_{ku}$ ,  $\Delta p_f$  respektive  $\Delta p_r$ , med siffervärden 200, 50, 100 respektive 100 Pa samt motsvarande flödesexponenter är  $k$ ,  $k$ ,  $f$  respektive  $r$ .

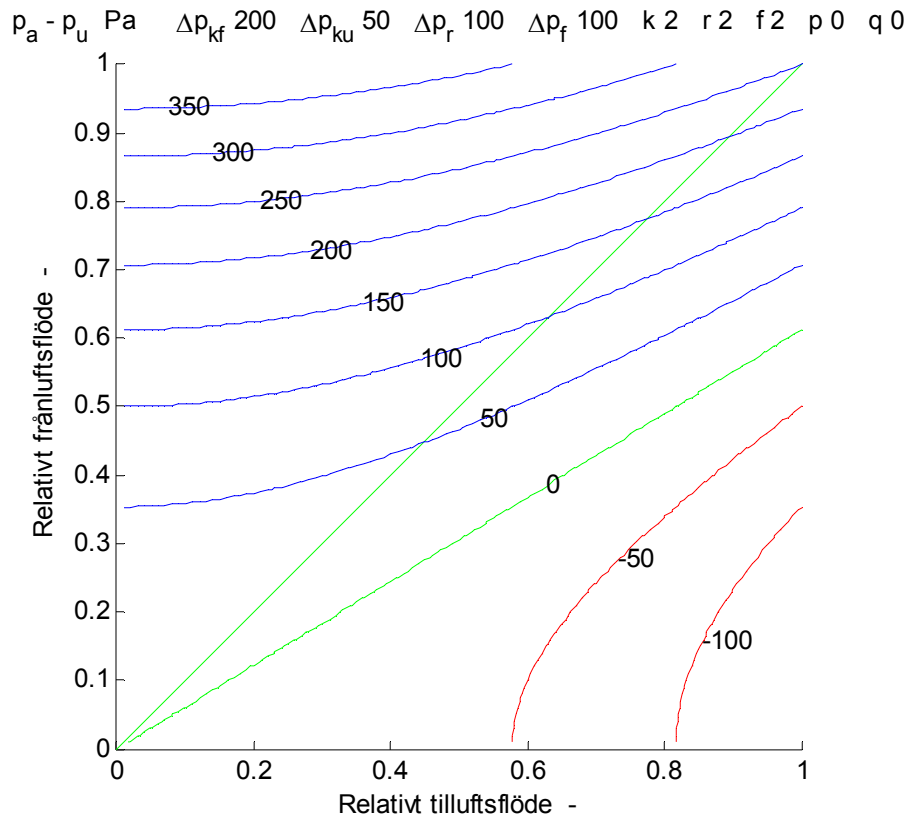
$$p_u = \Delta p_{ku} q_t^k + \Delta p_f q_t^f \quad (\text{Pa}) \quad (4.1)$$

$$p_a = \Delta p_{kf} q_f^k + \Delta p_f q_f^f + \Delta p_r q_f^r \quad (\text{Pa}) \quad (4.2)$$

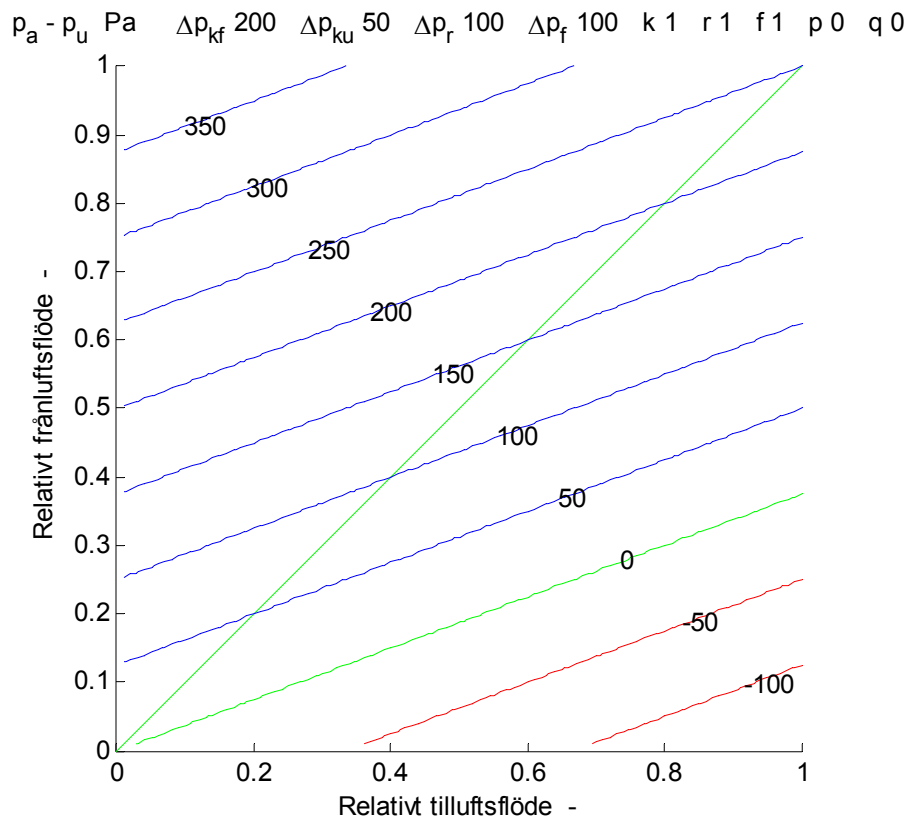
Hur skillnaden i undertryck mellan avluft och uteluft beror på relativt frånluftsflöde och dito tilluftsflöde redovisas i Figur 4.1 för ett normalt fall med kvadratiska tryckförluster för kanalsystem och linjära tryckförluster för filter och rotor. Isolinjerna visar att om frånlufts- och tilluftsflöde minskas lika kommer skillnaden i undertryck att minska betydligt. Renblåsningen kan bli ofullständig. Om alla tryckfall är kvadratiska eller linjära i flödet fås resultatet som visas i Figur 4.2 respektive 4.3. Undertrycksskillnaden blir inte noll.



Figur 4.1 Skillnad i undertryck mellan avluft och uteluft för  $k = 2$ ,  $r = 1$  och  $f = 1$ .



Figur 4.2 Skillnad i undertryck mellan avluft och uteluft för  $k = 2$ ,  $r = 2$  och  $f = 2$ .



Figur 4.3 Skillnad i undertryck mellan avluft och uteluft för  $k = 1$ ,  $r = 1$  och  $f = 1$ .

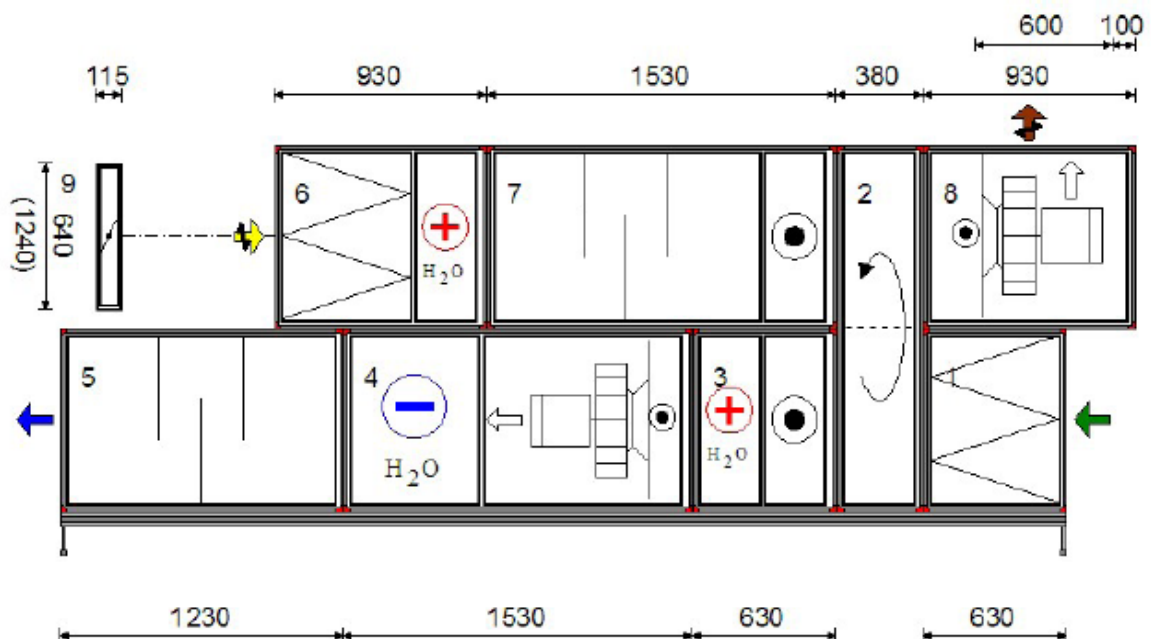
## 5 Beskrivning Gamla Hudkliniken

Den Gamla Hudkliniken tre plan 2, 3 och 4 ventileras med ett ventilationsaggregat placerat på en del av plan 4. Plan 2 är markplan. Ett principschema för Gamla Hudkliniken ventilationssystem visas i Figur 5.2. Fjärrvärmeundercentralen ligger under mark utanför byggnaden.

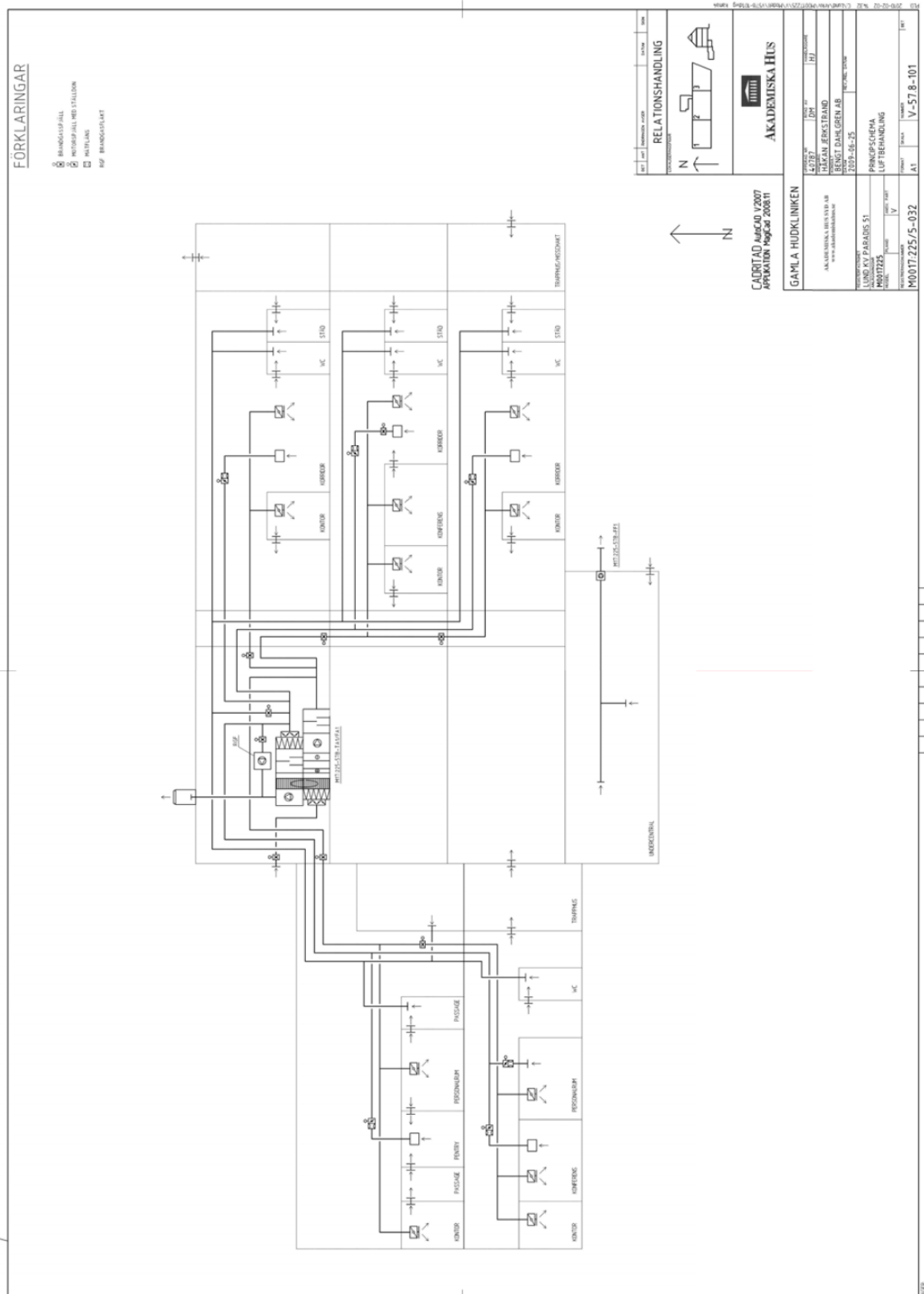
Ventilationsaggregatet är av fabrikat IV och dess uppbyggnad visas i Figur 5.1 med värme- och kylbatteri i tilluften samt med värmebatteri i frånluften för att kunna dumpa värme från en kylmaskin. Alla tilluftsdon är genomgående av fabrikat Lindinvent med variabelt flöde. Lägsta och högsta ventilationsflöde är angivet till 431 l/s respektive 2277 l/s för både tilluft och frånluft. Den möjliga flödesvariationen är stor mer än en faktor 5.

De varvtalsstyrda fläktarna styrs för att hålla tryck som är funktion av motsvarande flöden. Tilluftsövertrycket går från 30 Pa vid minflöde till 150 Pa vid maxflöde. Frånluftsundertrycket går från 60 Pa vid minflöde till 150 Pa vid maxflöde. Det högre mintrycket säkerställer att undertrycket före rotorn på frånluftsidan är lägre än på tilluftsidan efter rotorn. Läckage går därför rätt väg.

Renblåsningens funktion vid högsta varvtal är mycket osäker vid låga luftflöden. Ett överslag är 65 Pa tryckfall över rotorn mot normala 130 Pa ger en halverad genomströmningshastighet, vilket är otillräckligt vid högsta varvtal. En enkel lösning är att begränsa varvtalet i proportion till flödena, vilket överslagsmässigt skall ge samma nominella temperaturverkningsgrad som med fullflöden och högsta varvtal.



Figur 5.1 Ventilationsaggregatets uppbyggnad med tilluft nederst.



Figur 5.2 Principschema för Ventilationssystemet för Gamla Hudkliniken.

## 6 Fältmätning Gamla Hudkliniken

Mätningar genomfördes tisdagen den 10 maj 2011 mellan kl 8.00 och 8.35 med fjorton loggrar samt med assistans av Michael Jakobsen från YIT Sverige AB Klimatservice för Akademiska Hus. Loggrarnas placering redovisas enligt Tabell 6.1 nedan och mätresultat för de fyra temperaturerna för uteluft, tilluft, frånluft och avluft i Figur 6.1-4. Givarna placerades med viss spridning för att täcka olika delar av luftvärsnittet.

Tillufttemperaturen uppmättes mellan rotor och avstängt värmebatteri med fyra givare. Detta behöver inte ge ett rättvisande medelvärde på grund av att läckageflöden med annan temperatur kan gå fram längs kanterna.

Avlufttemperaturen mäts mellan rotor och fläktinlopp med ett litet avstånd mellan dessa omkring 0.25 m. Först placeras fyra givare med magneter och ståltråd, men en kort tid efter start av frånluftfläkten lossade två loggrar och en passerade fläkthjulet och blev utslagen (givare nr 13). Två givare placerades med ett VP-rör framför fläktinloppet givare nr 11 och 12. Givare nr 14 placerades efter frånluftsfälten.

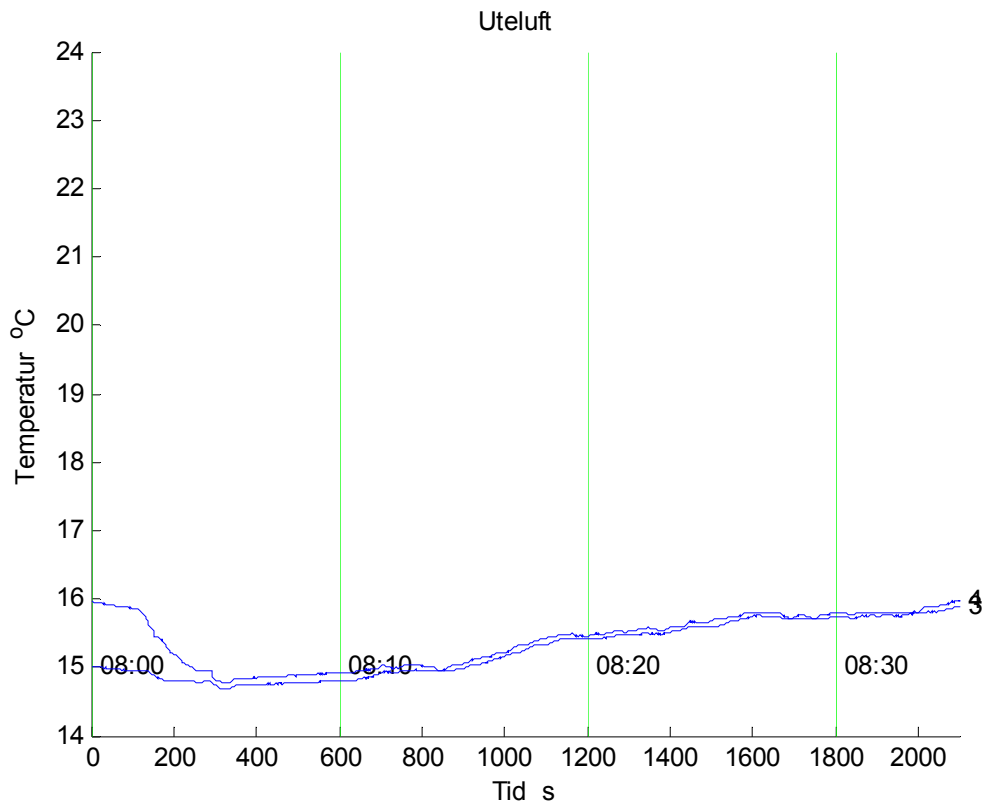
Båda fläktarna var frekvensstyrda och pådraget var 0.49 för tilluft och 0.42 för frånluft. Inspektionsluckan till rotorhuset öppnades mellan kl 08:22 och 08:25. Pådraget för tilluft ändrades till 0.48 och för frånluft till 0.43 när inspektionsluckan var öppen.

De redovisade temperaturerna i Figur 6.1-4 är rätt samstämmiga med undantag för avluft och givare nr 12. Mätfelet skall vara mindre än 0.35 °C, med det skiljer nästan 2 °C. Hur mycket det skiljer mellan givarna för hela mättiden från kl 06:00 till kl redovisas i Figur 6.5-8. Alla givarna transporterades gemensamt i en liten wellpapplåda i en liten ryggsäck.

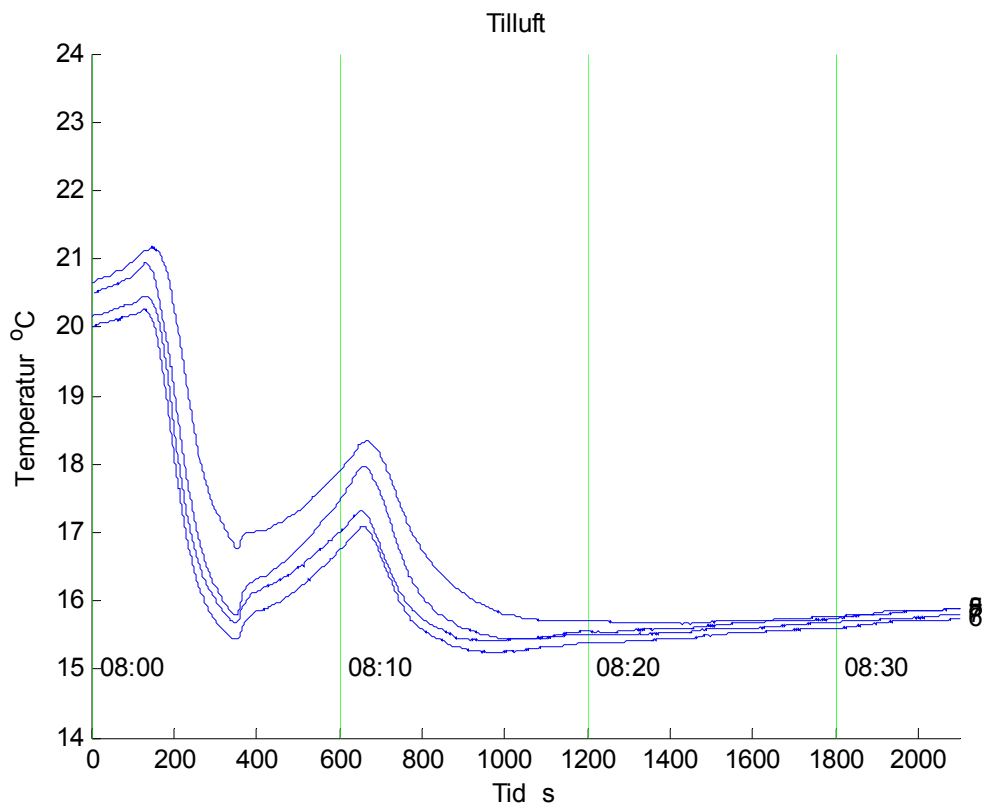
Tabell 6.1 Temperaturgivarernas rapportnumrering, placering och identitetsbeteckning.

givare nr	Figur	luftflöde	placering	givarebeteckning
1	-	fläktrum	ovanpå frånluftkanal	1
2	-	rotorhus	vid drivmotor	2
3	6.1 6.5	uteluft	framkant filter	3
4	6.1 6.5	uteluft	framkant filter	4
5	6.2 6.6	tilluft	0.1 m efter rotor	5
6	6.2 6.6	tilluft	0.1 m efter rotor	6
7	6.2 6.6	tilluft	0.1 m efter rotor	7
8	6.2 6.6	tilluft	0.1 m efter rotor	U12:12
9	6.3 6.7	frånluft	framkant filter	U12:13
10	6.3 6.7	frånluft	framkant filter	U12:16
11	6.4 6.8	avluft	0.05 m före fläkt	U12:17
12	6.4 6.8	avluft	0.05 m före fläkt	U12:19
13	-	avluft	(utslagen)	U12:20
14	6.4 6.8	avluft	efter fläkt	U12:25

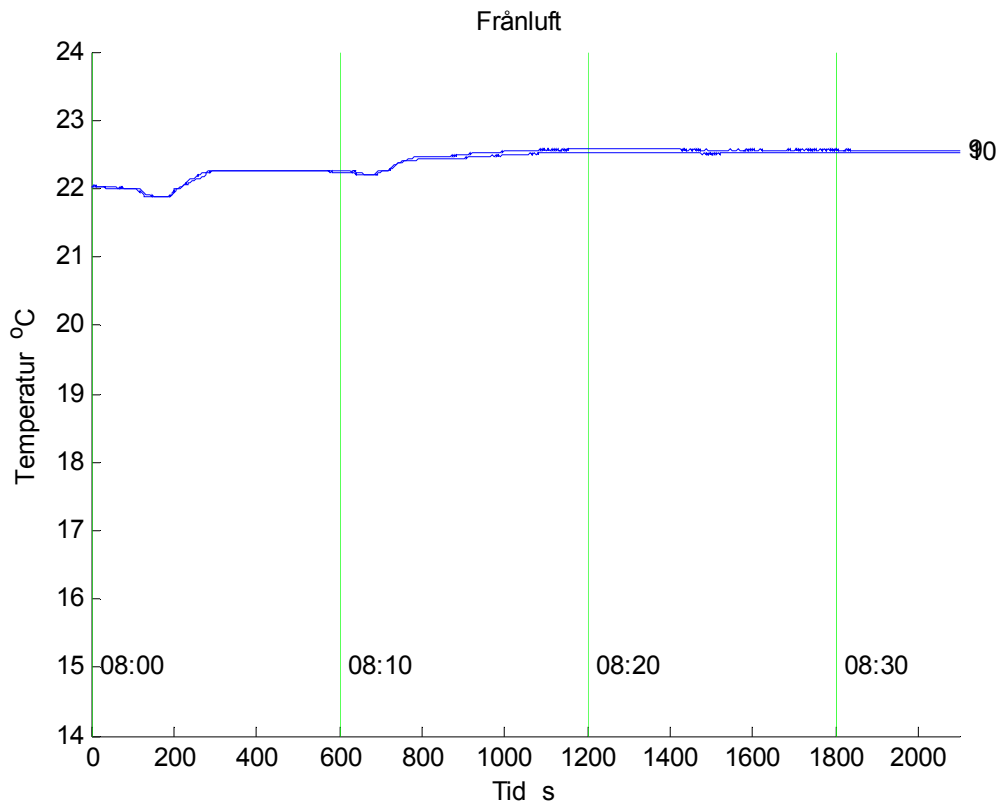




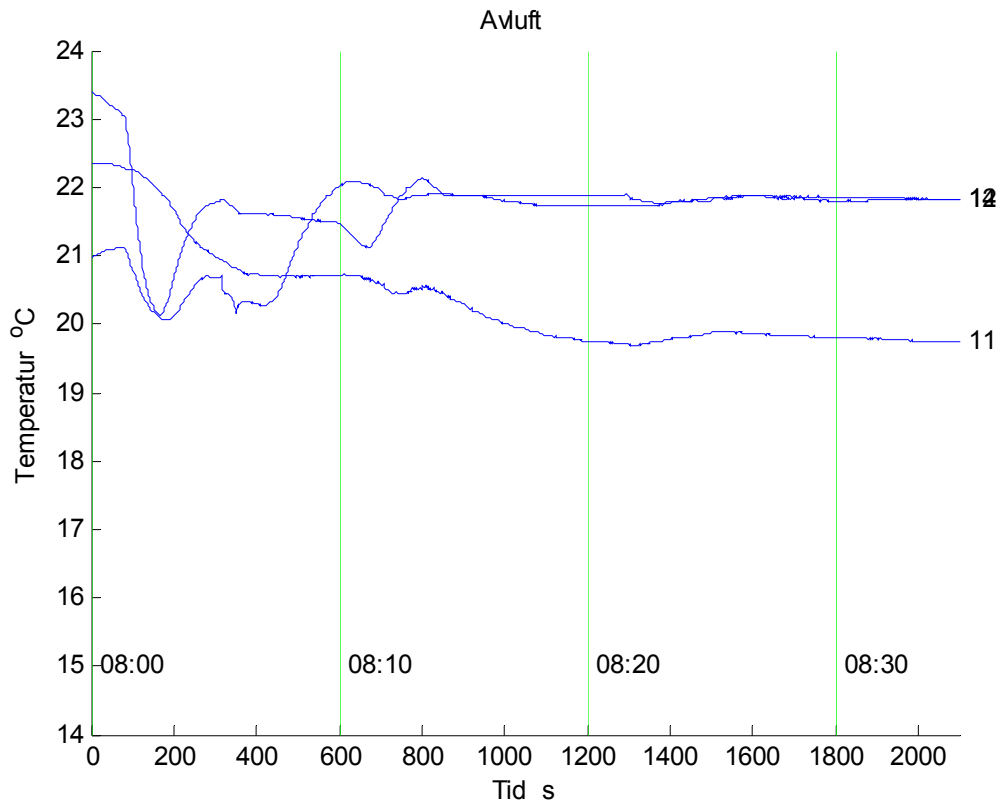
Figur 6.1 Mätt uteluftstemperatur med givare nr 3 och 4 som funktion av tid.



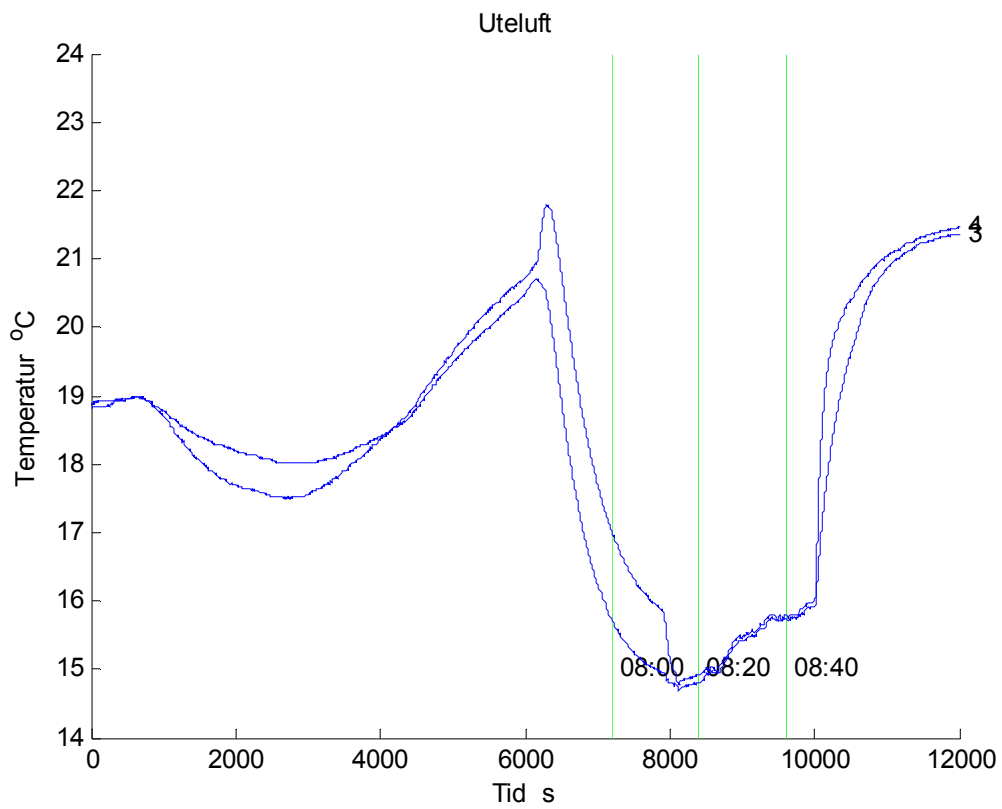
Figur 6.2 Mätt tilluftstemperatur med givare nr 5, 6, 7 och 8 som funktion av tid.



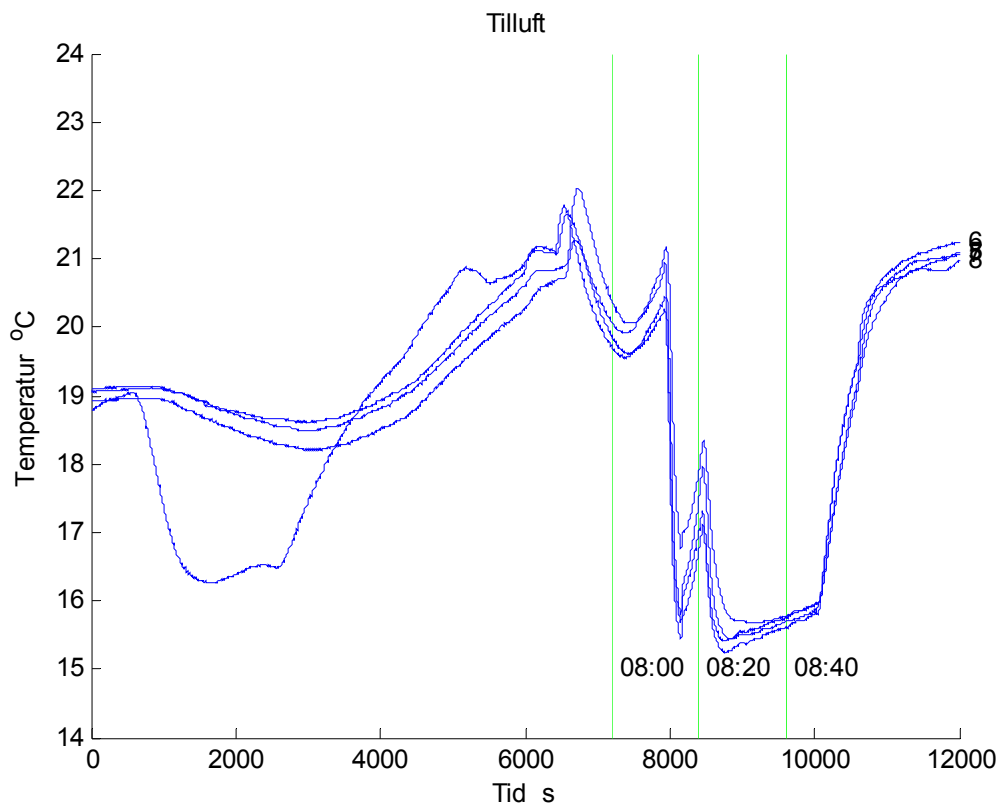
Figur 6.3 Mätt frånluftstemperatur med givare nr 9 och 10 som funktion av tid.



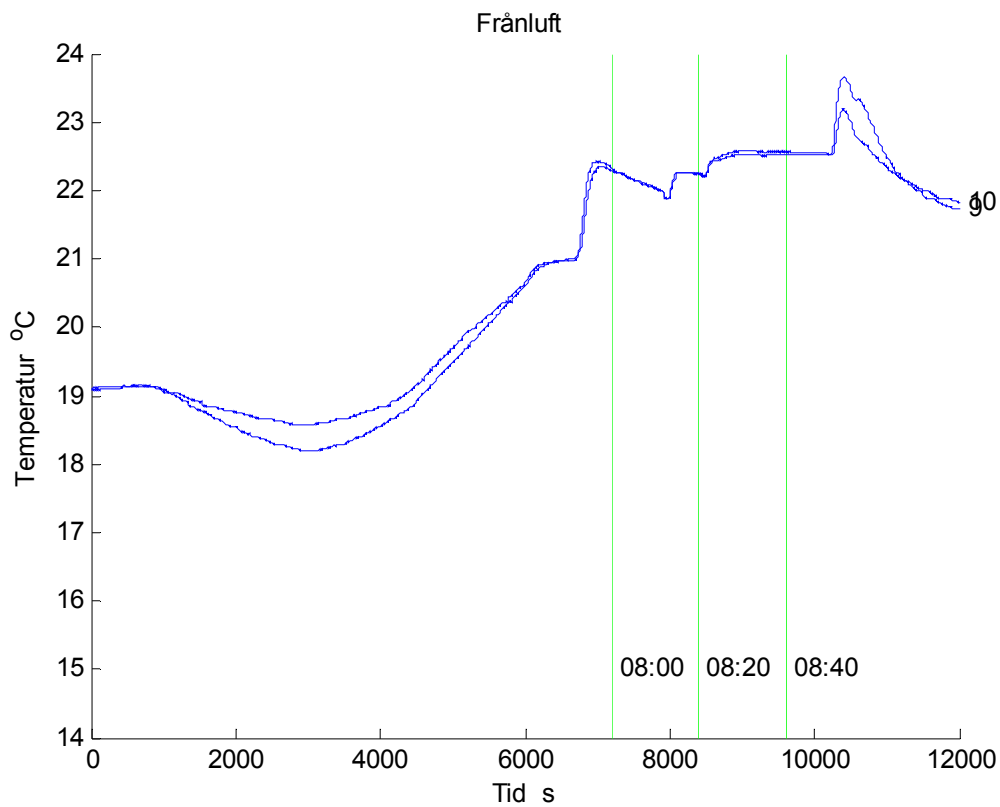
Figur 6.4 Mätt avluftstemperatur med givare nr 11, 12 och 14 som funktion av tid.



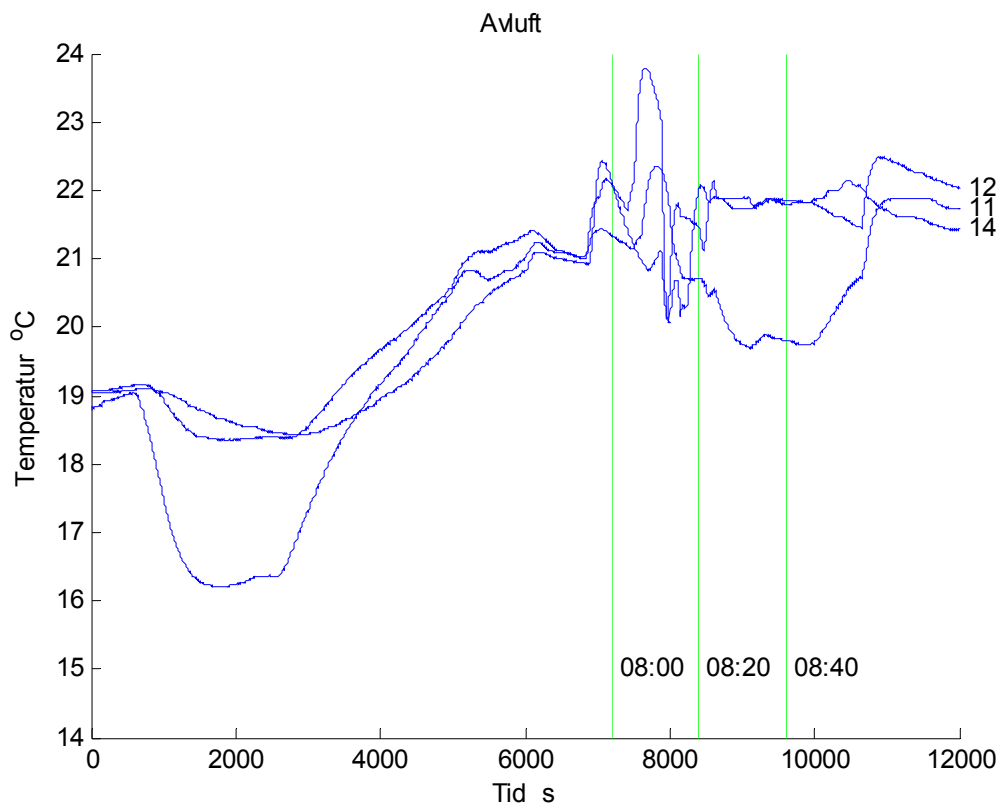
Figur 6.5 Mätt uteluftstemperatur med givare nr 3 och 4 som funktion av tid.



Figur 6.6 Mätt tilluftstemperatur med givare nr 5, 6, 7 och 8 som funktion av tid.



Figur 6.7 Mätt frånluftstemperatur med givare nr 9 och 10 som funktion av tid.



Figur 6.8 Mätt avluftstemperatur med givare nr 11, 12 och 14 som funktion av tid.

Beräkning av modellparametrarna  $p$  och  $r$  för modell  $pr$  och  $rp$  har genomförts och redovisas enligt Tabell 6.2 och i Figur 6.9-16 med och utan givare nr 11 i avluften. Givare nr 12 i avluften används alltid. Givare nr 14 i avluften efter fläkt används inte.

Tabell 6.2 Redovisning av beräknade parametrar  $p$  och  $r$  för olika modeller och val av givare.

modell	parameter	Figur	givare
$pr$	$p$	6.9	11+12
$pr$	$p$	6.10	12
$rp$	$p$	6.11	11+12
$rp$	$p$	6.12	12
$pr$	$r$	6.13	11+12
$pr$	$r$	6.14	12
$rp$	$r$	6.15	11+12
$rp$	$r$	6.16	12

Den egentliga mättiden efter kl 08.20 visar att det oönskade läckage enligt parametern  $p$  i Figur 6.9-12 är nära noll och tidvis negativt, vilket är fysikaliskt orimligt. Om utetemperaturen är högre än tilluftstemperaturen, blir parametern negativ för båda modellerna  $pr$  och  $rp$  enligt (2.7) och (2.3).

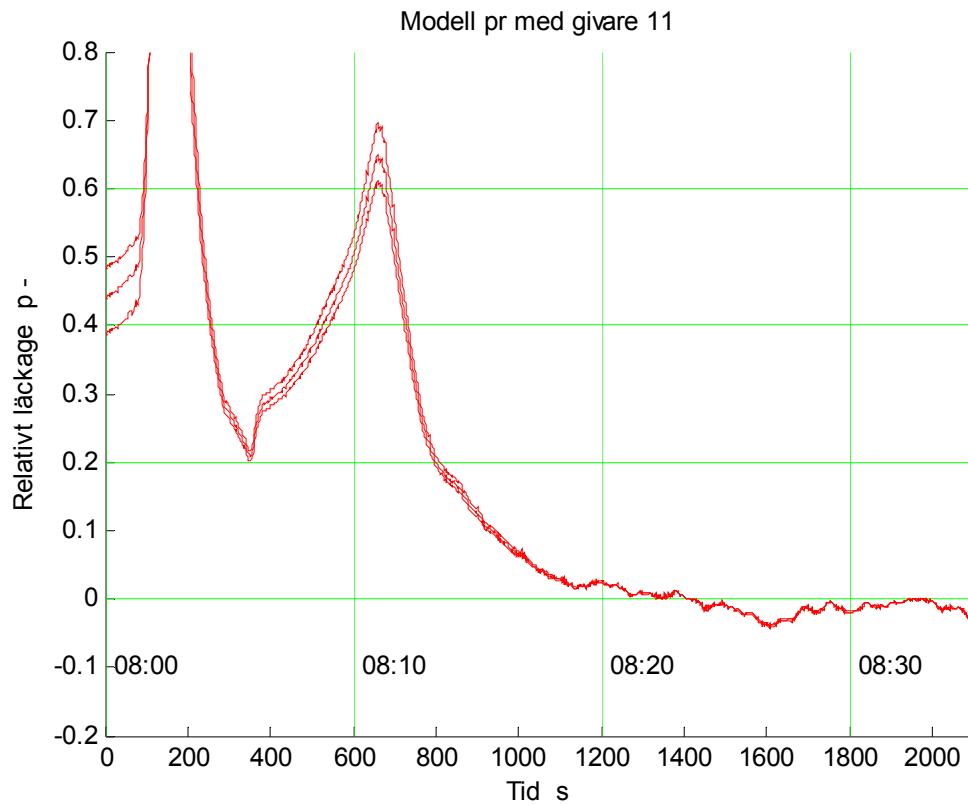
En förklaring är att utetemperaturen är svagt stigande och att tilluftens stigning hämmas av aggregatets värmelagrande förmåga  $C$  J/K. Om luftflödets värmeöverförande förmåga är  $Q$  W/K, anger kvoten  $C/Q$  s hur mycket efter i tiden tilluften är i förhållande till en konstant ökande utetemperatur. Några allmänna siffervärden för 5 m kanal med ett kvadratisk kanaltvärsnitt om  $1 \text{ m}^2$  med luft-hastigheten 2 m/s resulterar i  $Q = 2400 \text{ W/K}$  och  $C = 72000 \text{ J/K}$  samt en fördröjning på 30 s.

Den egentliga mättiden efter kl 08:20 visar att parametern  $r$  i Figur 6.13-16 har orimligt höga värden om givare nr 11 ingår i beräkningen oberoende av modell. Om endast givare nr 12 används för avluft, blir resultat mer rimligt med värden mellan 0.1 och 0.2 beroende på antaget frånluftsflödet.

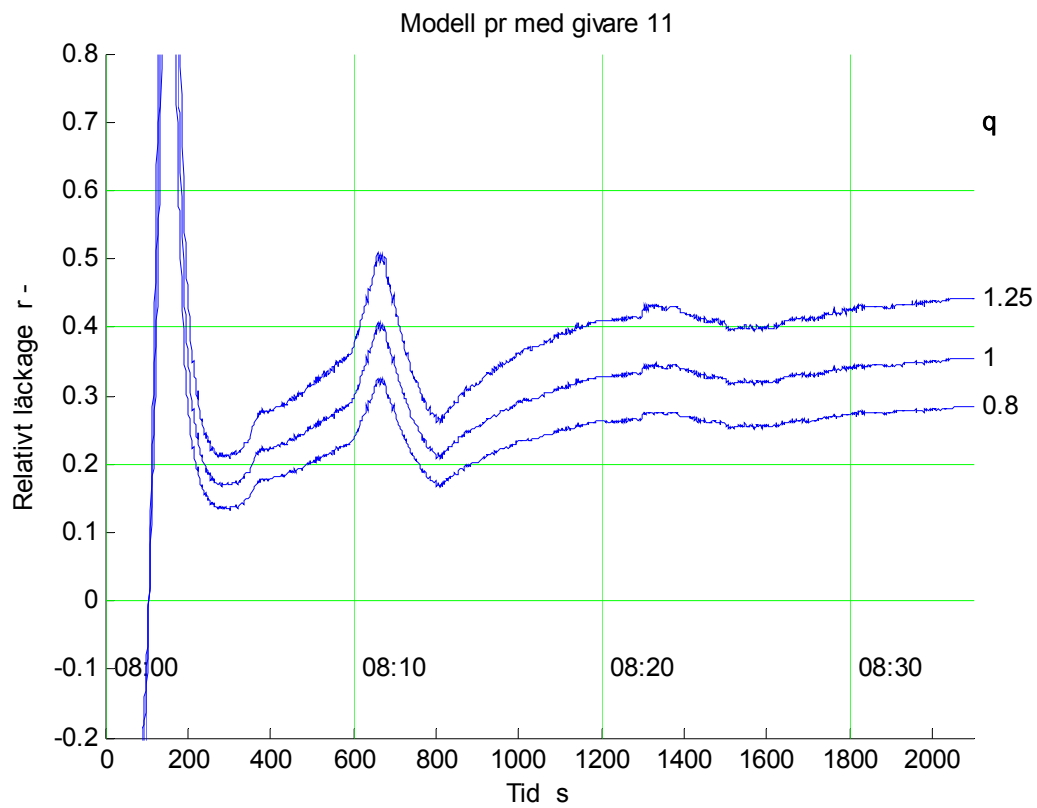
Vad avvikelserna med givare nr 11 i avluften beror på har inte gått att fastlägga. Alla avluftsgivarna visade samma värden inom feltoleransen vid en kontroll efter fältmätningen. Givare nr 5 i tilluften är mycket snarlik givare nr 11 innan de egentliga mätningarna börjar, vilket framgår vid jämförelse mellan kurvorna i Figur 6.6 och 6.8 trots att alla givarna transporterades gemensamt i en liten wellpapplåda i en liten ryggsäck.

Erfarenheter med att placera givarna efter rotorn före fläkten är att den bästa lösningen måste vara att mäta efter fläktarna trots att detta innebär att korrektion måste göras för tillförd effekt. Blandningen efter en kammarfläkt bör vara god som i det aktuella fallet.

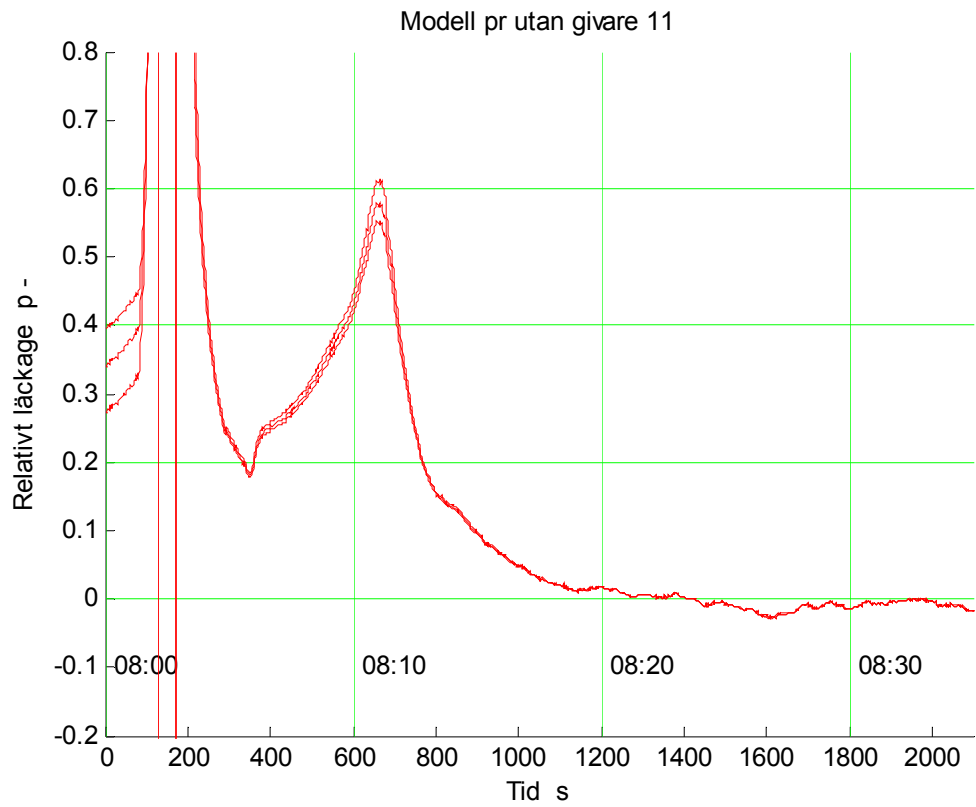
En korrekt mätning efter rotorn kräver i princip ett mycket stort antal givare för att täcka hela strömningstvårsnittet med olika temperaturer beroende på läckage. Ett alternativ är att använda medelvärdesbildande givare, men även detta kräver omsorgsfull placering. Slutsatsen är trots allt att mätning efter fläkt är det som kommer att ge säkrast resultat. Kyluftflödet från elmotorn till en direkt driven fläkt bör dock beaktas.



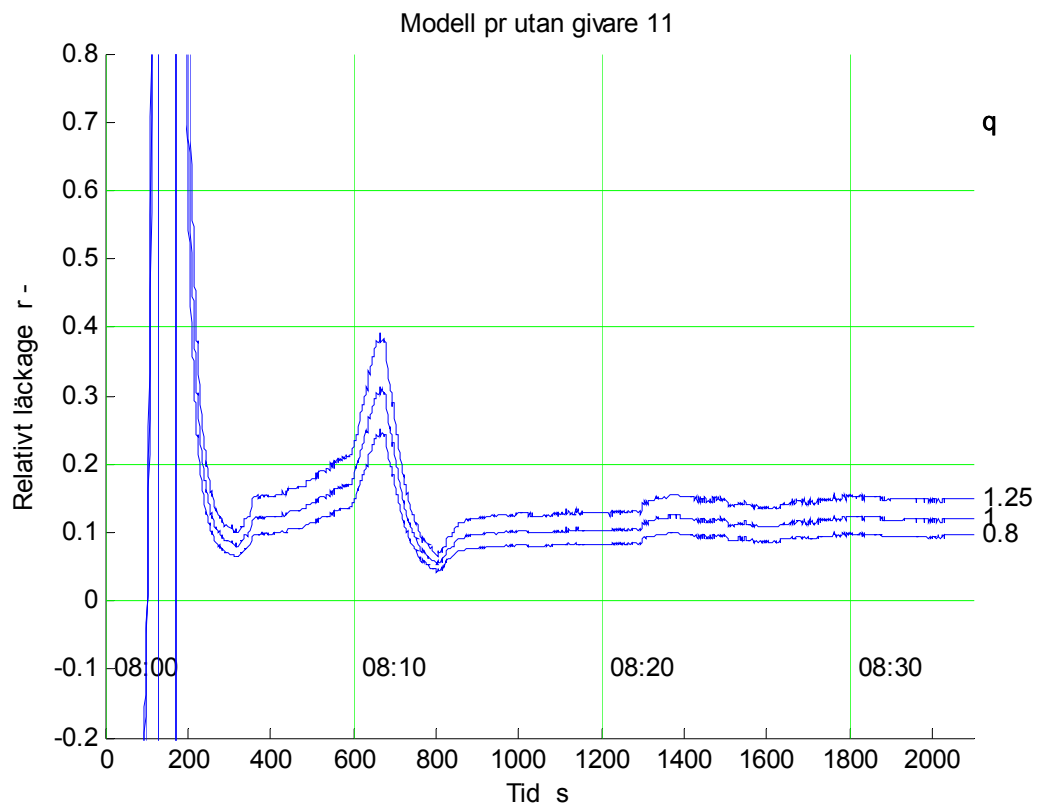
Figur 6.9 Beräknad parameter  $p$  enligt modell  $pr$  med givare 11.



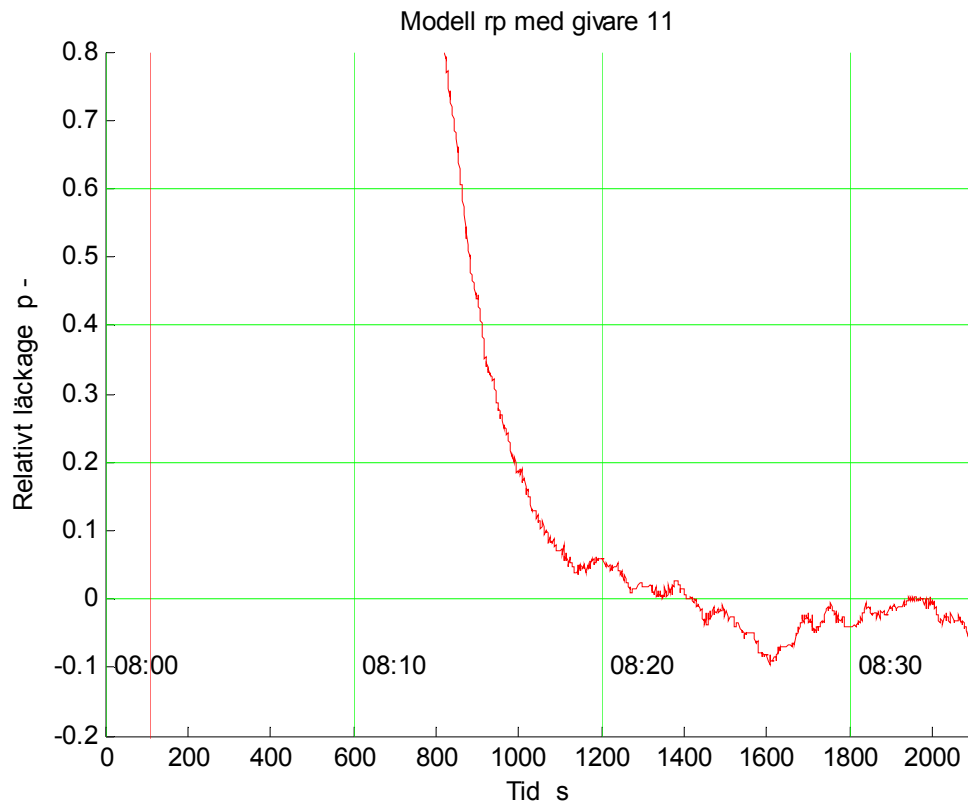
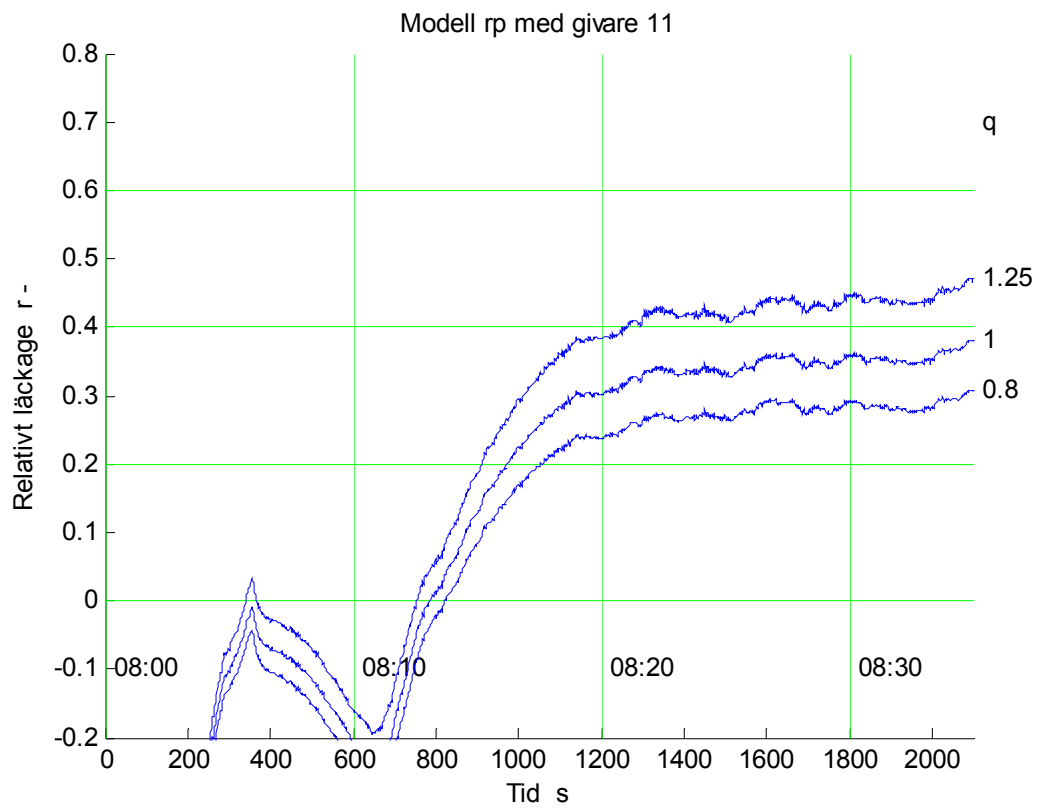
Figur 6.10 Beräknad parameter  $r$  enligt modell  $pr$  med givare 11.



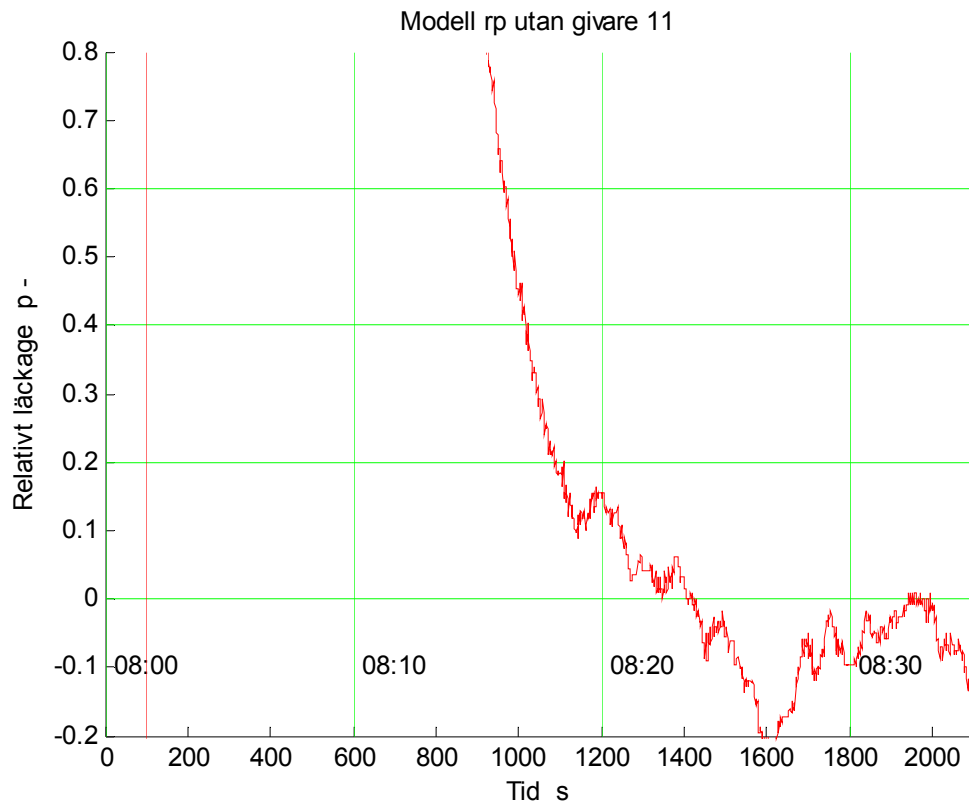
Figur 6.11 Beräknad parameter  $p$  enligt modell  $pr$  utan givare 11.



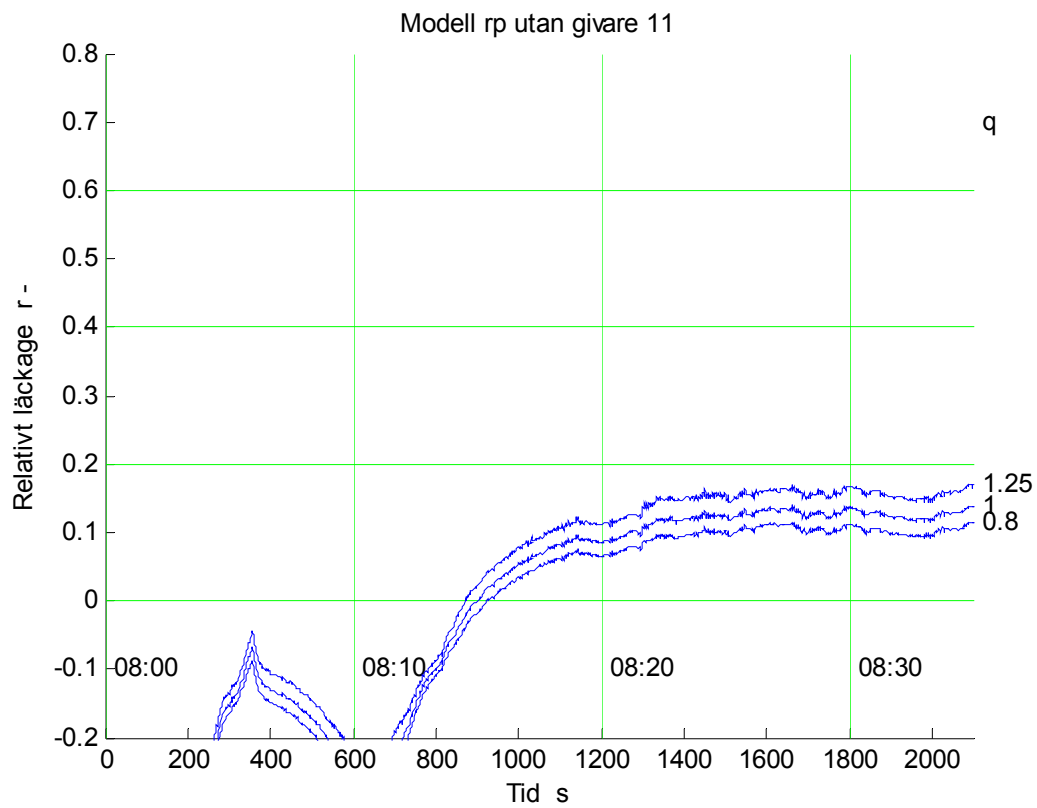
Figur 6.12 Beräknad parameter  $r$  enligt modell  $pr$  utan givare 11.

Figur 6.13 Beräknad parameter  $p$  enligt modell  $r_p$  med givare 11.Figur 6.14 Beräknad parameter  $r$  enligt modell  $r_p$  med givare 11.





Figur 6.15 Beräknad parameter  $p$  enligt modell  $rp$  utan givare 11.



Figur 6.16 Beräknad parameter  $r$  enligt modell  $rp$  utan givare 11.

## 7 Sammanfattande slutsatser

Arbetsrapporten kan sammanfattas med följande slutsatser från avsnitt 2 till 6.

- Endast läckflöden relativt tilluftsflödet kan bestämmas och under förutsättning att frånluftsflödet är känt relativt tilluftsflödet.
- Läckflödet relativt tilluftsflödet från frånluft till tilluft kan bestämmas med två olika modeller som är snarlika för små läckage. Läckage från fläktrum till luftbehandlingsaggregat kan även ingå i detta läckage.
- Läckflödet relativt tilluftsflödet från uteluft till avluft kan bestämmas med två olika modeller som är snarlika för små läckage. Renblåsningsflödet ingår i detta värde.
- Skillnaden mellan undertryck för frånluft och dito tilluft påverkas av frånluftsflödet respektive tilluftsflödet. En nerdragning av båda flöden kan medföra att tryckskillnaden blir negativ med oönskat läckage som följd.
- Skillnaden mellan undertryck för avluft och dito uteluft påverkas av frånluftsflödet respektive tilluftsflödet. En nerdragning av båda flöden medför att tryckskillnaden minskar betydligt och att renblåsningen kan bli otillräcklig om rotorn går med nominellt varvtal.
- Mätresultat visade att det oönskade relativa läckaget mellan frånluft och tilluft var noll.
- Det andra läckaget från uteluft till avluft med renblåsning inberäknad bestämdes till 0.10, 0.12 och 0.15 under förutsättning att frånluftsflödet relativt tilluftsflödet är 0.8, 1.0 respektive 1.25.
- Mätning av temperatur för uteluft och frånluft kan göras säkert. Omblandningen kan vara dålig om frånluftskanaler från olika våningsplan eller enskilda lokaler ansluter när aggregatet.
- Mätning av tilluft och avluft efter rotorpassage är omöjligt på grund av stort tvärsnitt med olika temperatur vid olika läckage. Mätning efter fläkt är en bättre och säkrare lösning med korrektion för tillförd eleffekts temperaturhöjning. Detta kräver dock mätning av både luftflöde och tillförd eleffekt för varje fläkt.
- Temperaturmätning genomfördes med enkla loggrar med mätintervall 1 s. Några uppvisade oförklarliga avvikelser trots samma placering både under själva försöket med stoppad rotor och under den totala mättiden med transport till och från mätobjektet. Givarna har också en betydande tröghet.