



LUND UNIVERSITY

Regenerativ värmeväxling utan renblåsning

Jensen, Lars

2011

[Link to publication](#)

Citation for published version (APA):

Jensen, L. (2011). *Regenerativ värmeväxling utan renblåsning*. (TVIT; Vol. TVIT-7065). 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

Regenerativ värmeväxling utan renblåsning

Lars Jensen

Avdelningen för installationsteknik
Institutionen för bygg- och miljöteknologi
Lunds tekniska högskola
Lunds universitet, 2011
Rapport TVIT--11/7066



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.

Regenerativ värmeväxling utan renblåsning

Lars Jensen

© Lars Jensen, 2011
ISRN LUTVDG/TVIT--11/7066--SE(37)

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

Innehållsförteckning

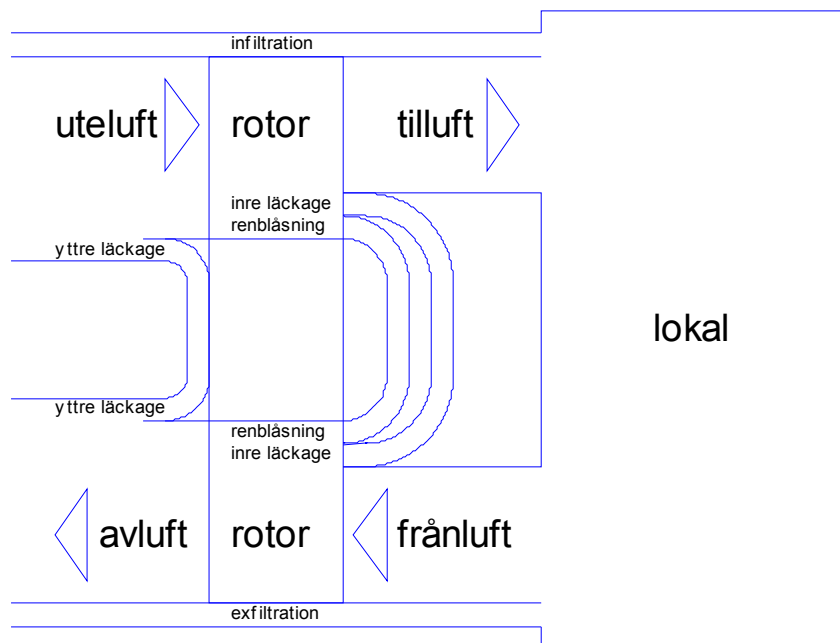
1	Inledning och problemställning	5
2	Bostadhus	7
3	Kontorshus	17
4	Rätt renblåsning	27
5	Avslutning och slutsatser	37

1 Inledning och problemställning

Syftet med denna arbetsrapport är att jämföra ett normalt fall med renblåsning med ett fall utan renblåsning, men med kompensering för rotorns överföringsflöde. En rotorväxlare har olika läckage och ett renblåsningsflöde från uteluft till avluft via två rotorpassager, vilket visas i Figur 1.1 eller med en rotorpassage från uteluft till frånluft. Renblåsning sker med en fast sektor, men kan egentligen vara proportionellt mot varvtalet.

Fallet utan renblåsning har ett återluftsflöde lika stort som rotorns överföringsflöde, vilket kan kompenseras med ett uteluftsflöde före rotorn lika med det nominella tilluftsflödet utökat med rådande överföringsflöde eller återluftsflöde. Fallet utan renblåsning innebär därför att luftflödet genom rotorn minskar tidvis och temperaturverkningsgraden blir högre än för fallet med renblåsning och ett konstant flöde genom rotorn.

Mätdata från SMHI för åren 1961-2008 kommer att användas. Detta kommer att göras med dygnmedelvärden för fyra orter samt för två byggnadsfall, ett bostadshus i avsnitt 2 och ett kontorshus i avsnitt 3 med olika krav på tilluftstemperatur. Vad som är rätt renblåsningssektor med hänsyn till tillsatsvärmebehov och fläktelbehov undersöks förenklat i avsnitt 4 för samma fall som avsnitt 2 och 3.



Figur 1.1 Principskiss för olika luftflöden och några läckage.

Renblåsningflödet antas ha samma genomblåsningshastighet som i resten av rotorn. Renblåsningens flödet q_r , rotorns överföringsflöde q_δ och minsta sektorvinkel s kan skrivas som följer:

$$q_r = A s v \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (1.1)$$

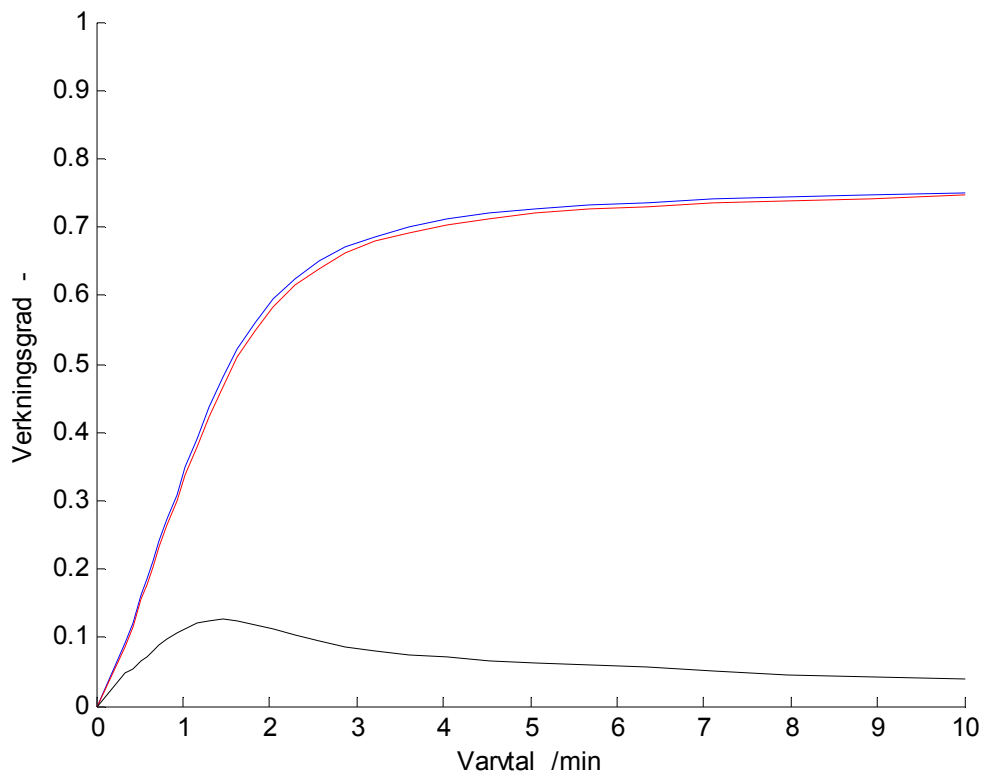
$$q_\delta = A d n \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (1.2)$$

$$s = n d / v \quad (-) \quad (1.3)$$

A	rotorns lufttvärsnitt, m^2
d	rotordjup, m
s	sektorandel för renblåsning, -
v	genomblåsningshastighet, m/s
n	rotorvarvtal, /s

Rotordjup 0.2 m, lufthastighet 2 m/s och varvtal 1/6 varv/s ger en sektorandel på 1/60 ger 6° . Andra data är rotorkanaldiameter 2 mm, godstjocklek 0.05 mm, material aluminium och värmeövergångstal 40 W/Km^2 . Temperaturverkningsgrad för de två fallen och 10-skilnaden redovisas i Figur 1.2 för en dubbelsektormodell. Skillnaden är liten. Både flödet och lufthastigheten för fallet utan renblåsning med kompensering kan skrivas som en faktor f relativt motsvarande konstanta flöde och lufthastighet för fallet med renblåsning som funktion av varvtalet:

$$f = (1 - s / 180) + (s / 180) n / n_{max} \quad (-) \quad (1.4)$$



Figur 1.2 Verkningsgrad med och utan renblåsning samt 10-skilnad som funktion av varvtal.

2 Bostadshus

Bostadshus som är välisolerade behöver ha en låg tilluftstemperatur vid höga utetemperaturer, eftersom välisolerade bostadshus har kylbehov en del av delen av året. Detta innebär att tilluften kan användas för att kyla med och hålla nere innetemperaturen på en rimlig nivå.

Den önskade tilluftstemperaturen är lägst 15 °C och högst 20 °C och frånluftstemperaturen är 20 °C. Tilluftstemperatur är en funktion av utetemperatur definieras med ett utetemperaturpar $a:b$ som skall tolkas som följer med interpolation i intervallet (a,b) :

$$\begin{array}{ll} T_i = 20 \text{ °C} & T_u < a \\ T_i = 20 - 5 (T_u - a) / (b - a) \text{ °C} & a < T_u < b \\ T_i = 15 \text{ °C} & b < T_u < 15 \end{array}$$

Tre tilluftsfallen med $a:b$ -paren -5:5, 0:10 och 5:15 °C simuleras med data från SMHI från åren 1961-2008 för fyra orter för att representera olika delar av Sverige.

Fyra varaktighetsdiagram redovisas i Figur 2.1-16 för varje ort och alla tre tilluftstemperaturfall innehållande återvunnen och önskad tilluftstemperatur samt utetemperatur, önskad och erhållen temperaturverkningsgrad, varvtal samt tre potenser av flödeskvoten f^i $i = 1, 2, 3$. Ute-temperaturens varaktighet används för temperaturverkningsgrad, varvtal och flödeskvoter.

De tre flödeskvoter kan tolkas som ett mått på effektbehovet för fläktdrift beroende på andel fasta tryckfall (flödesoberoende), linjära tryckfall och kvadratiska tryckfall. Tryckfall i filter och värmeväxlande komponenter är i stort sett linjära i flödet, medan kanalsystem och fasta don är kvadratiska i flödet. Fasta tryckfall (flödesoberoende) är någon form av tryckhållning.

De tre tilluftstemperaturfallen förskjuter alla kurvor mot högre varaktighet. Samma förskjutning mot högre varaktigheter gäller även för de fyra orterna med allt lägre årsmedeltemperatur.

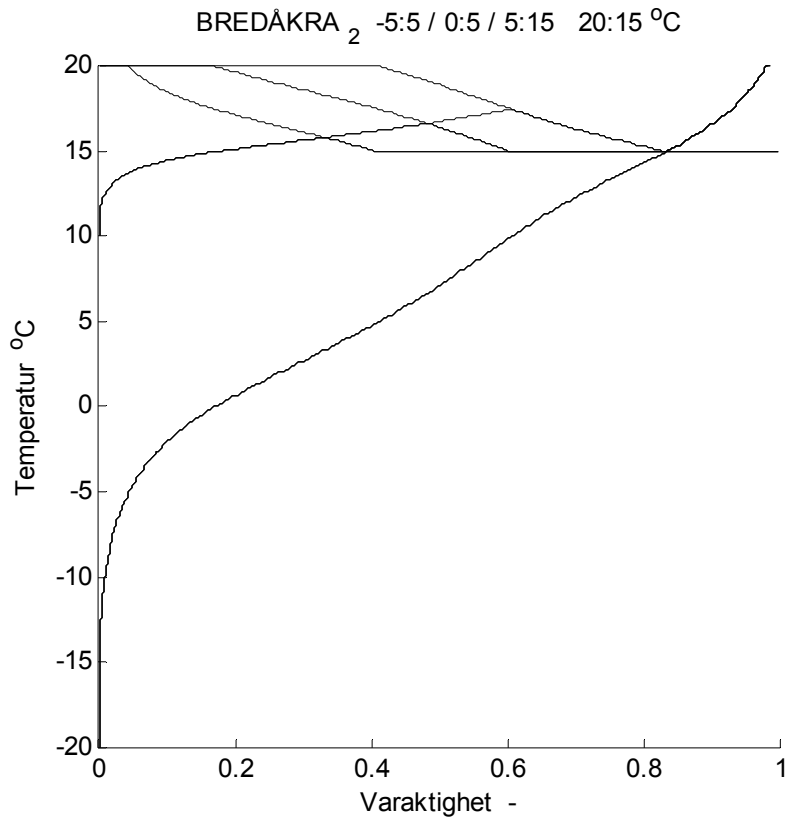
När utetemperaturen är högre än innetemperaturen eller frånluftstemperaturen återvinns kyla genom att rotorn arbetar med högsta varvtal. Detta framgår för höga varaktigheter för verkningsgrad och varvtal.

Medelvärde för temperaturverkningsgrad utan renblåsning, varvtal utan renblåsning relativt högsta varvtal 10 varv/min, flödeskvot mellan utan och med renblåsning samt relativ skillnad mellan tillsatsvärmebehovet med och utan renblåsning redovisas i Tabell 2.1 för de tolv beräkningsfallen.

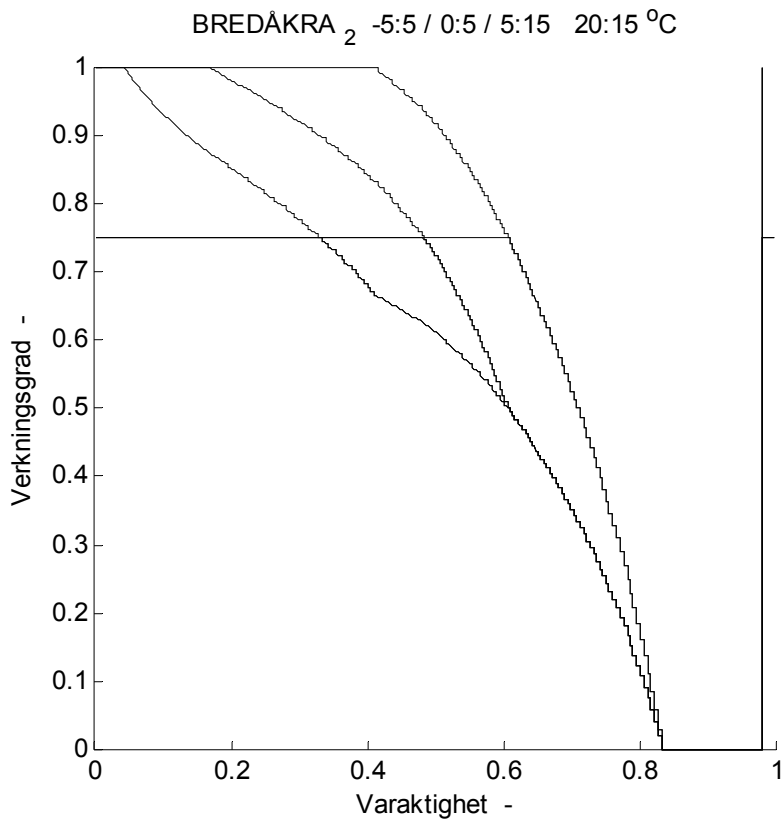
Siffrorna visar att flödeskvoten ligger mycket nära ett. Lägsta möjliga värde är 0.967 (29/30) för en stillastående rotor och sektorvinkeln 6° . Den bättre temperaturverkningsgraden för fallet utan renblåsningssektor medför att den relativ skillnaden i tillsatsvärmebehovet blir något mindre, men skillnaden är ytterst marginell klart mindre 0.03.

Tabell 2.1 Medelvärde för temperaturverkningsgrad, relativt varvtal och flödeskvoten f samt relativt skillnad i tillsatsvärmebehov för fyra orter och tre temperaturfall för bostadshus.

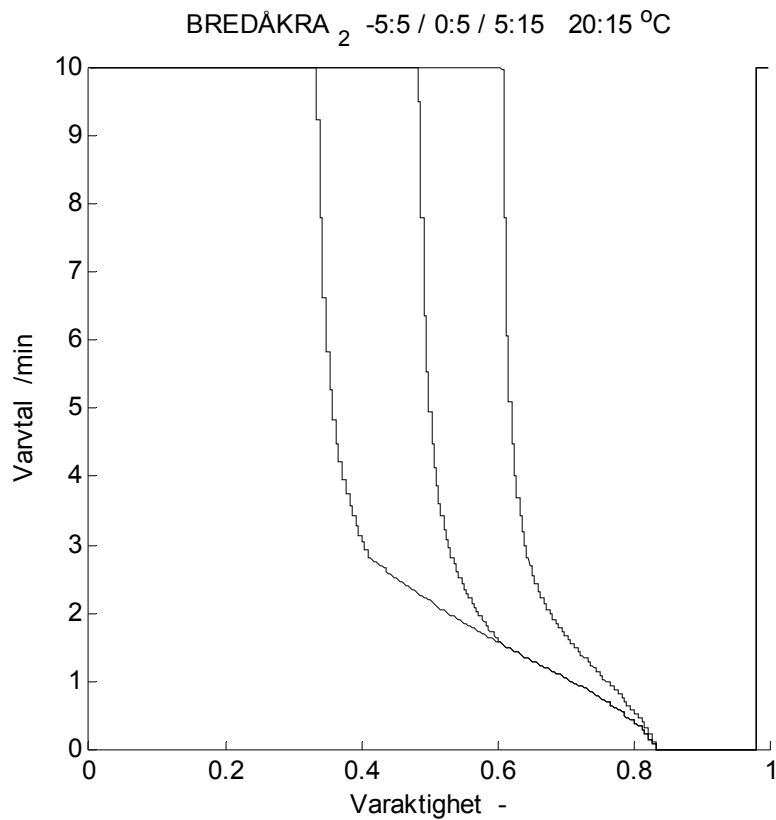
ort	$a:b$ °C	$E(\eta_w)$ -	$E(n_w/10)$ -	$E(f)$ -	$1 - E(\Delta T_w) / E(\Delta T_{im})$ -
Bredåkra	-5:5	0.504	0.458	0.982	0.027
Bredåkra	0:10	0.523	0.566	0.985	0.020
Bredåkra	5:15	0.570	0.671	0.989	0.017
Stockholm	-5:5	0.514	0.502	0.983	0.024
Stockholm	0:10	0.531	0.593	0.986	0.019
Stockholm	5:15	0.572	0.689	0.990	0.017
Sundsvall	-5:5	0.559	0.573	0.986	0.020
Sundsvall	0:10	0.574	0.656	0.988	0.018
Sundsvall	5:15	0.614	0.743	0.991	0.017
Arjeplog	-5:5	0.629	0.675	0.989	0.019
Arjeplog	0:10	0.643	0.750	0.992	0.017
Arjeplog	5:15	0.681	0.845	0.995	0.016



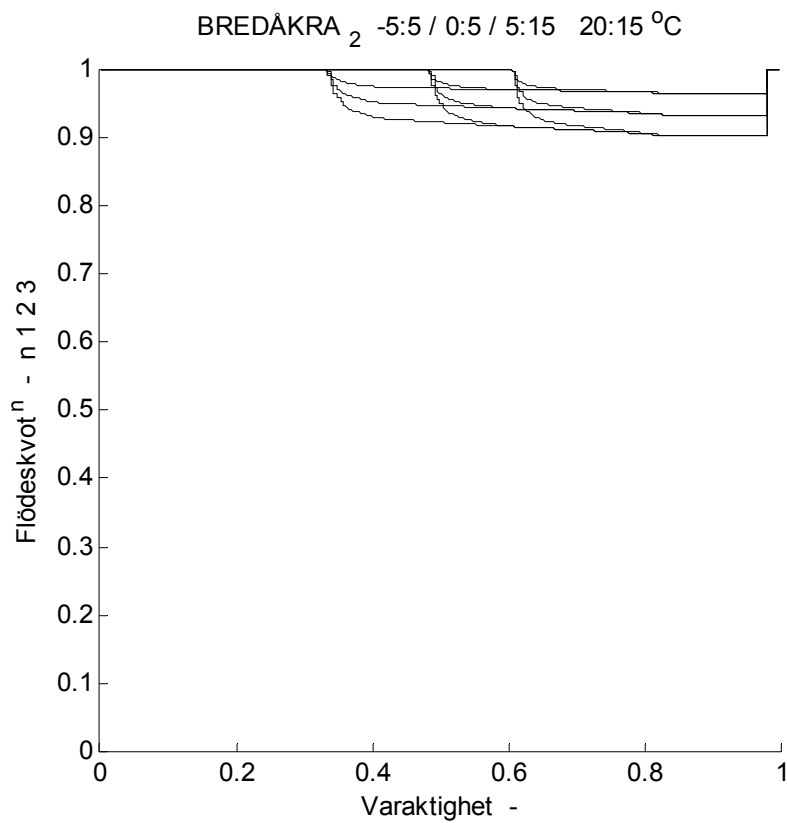
Figur 2.1 Ute- samt önskad och återvunnen tilluftstemperatur som funktion av varaktighet.



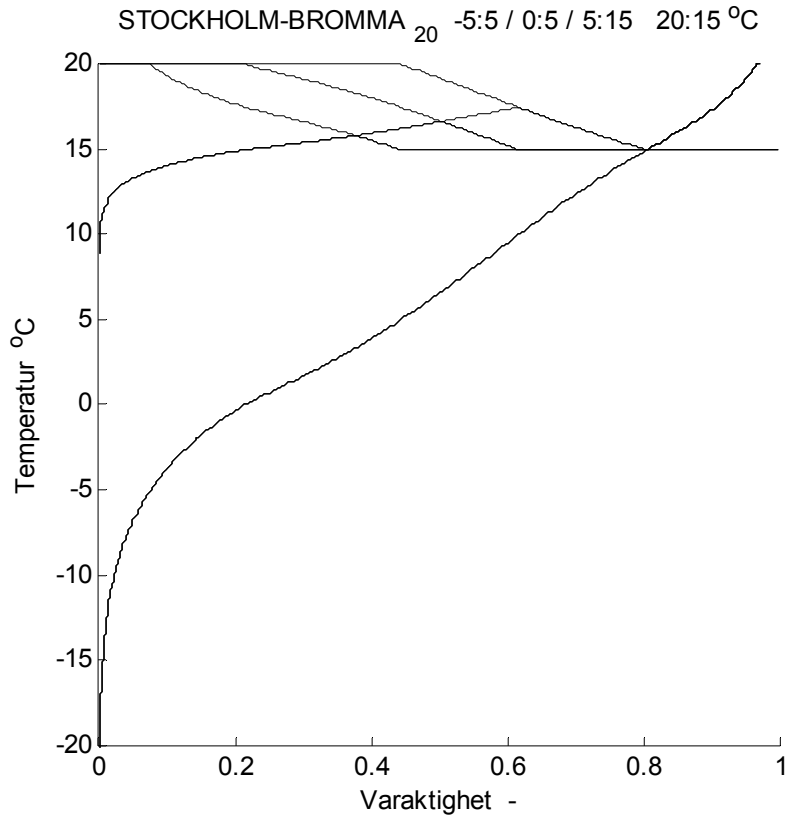
Figur 2.2 Önskad och erhållen verkningsgrad som funktion av varaktighet.



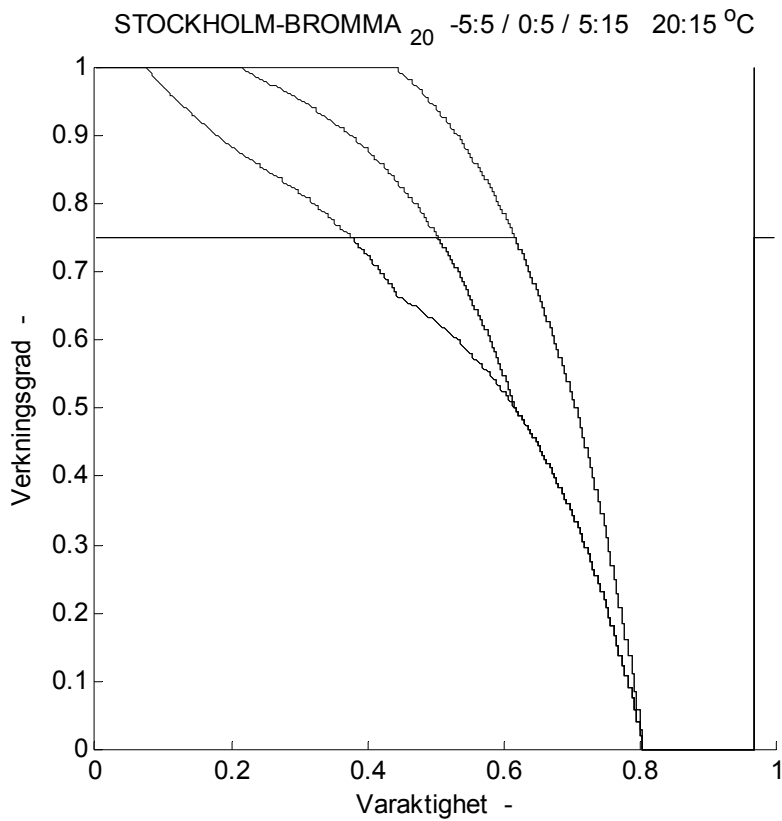
Figur 2.3 Varvtal som funktion av varaktighet.



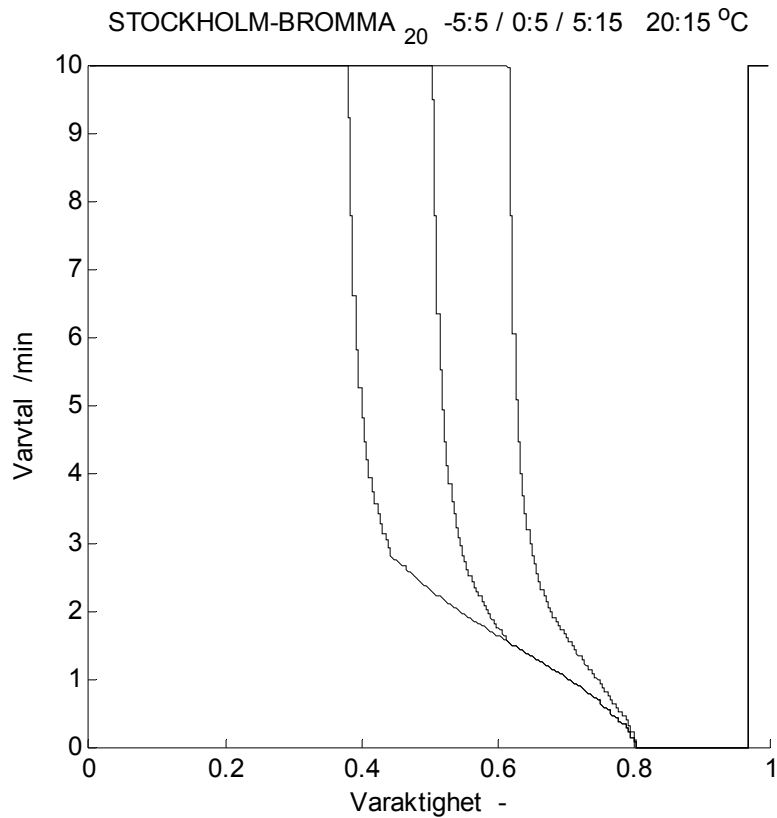
Figur 2.4 Relativa flödespotenser f^i $i = 1, 2, 3$ som funktion av varaktighet.



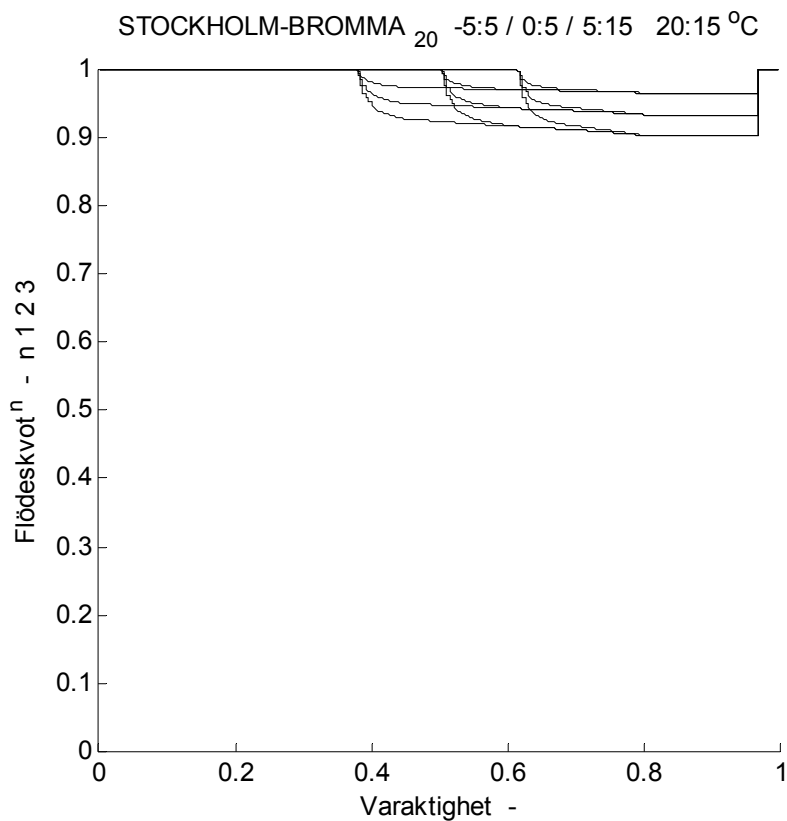
Figur 2.5 Ute- samt önskad och återvunnen tilluftstemperatur som funktion av varaktighet.



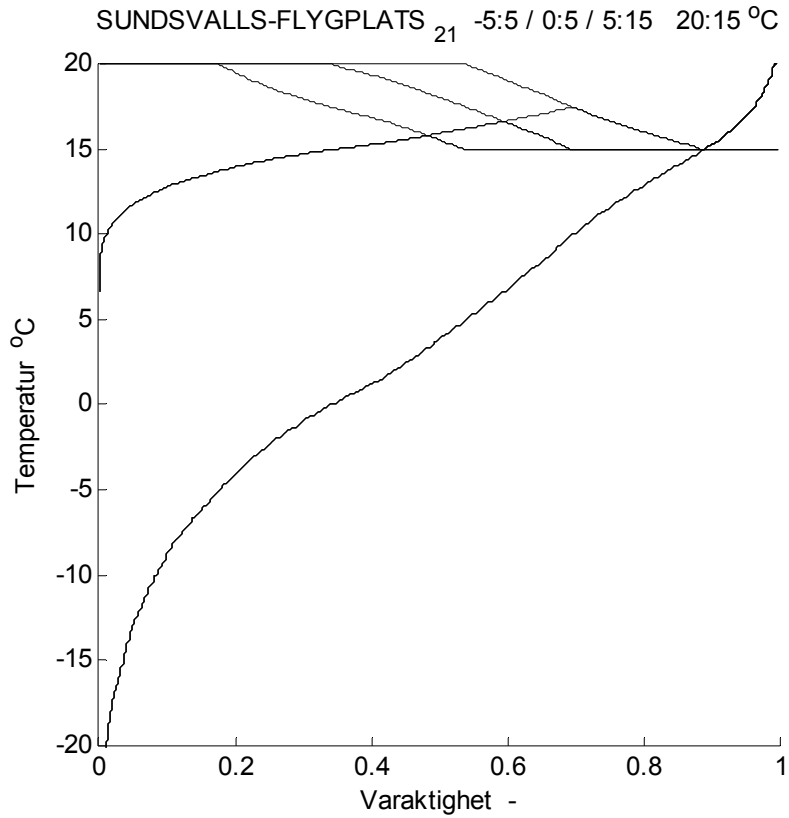
Figur 2.6 Önskad och erhållen verkningsgrad som funktion av varaktighet.



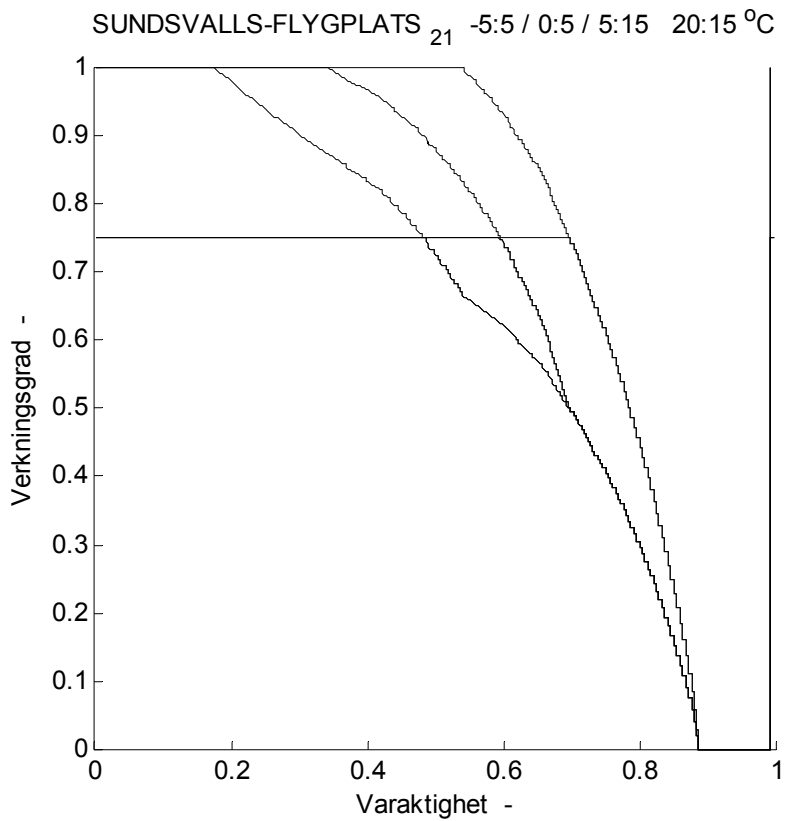
Figur 2.7 Varvtal som funktion av varaktighet.



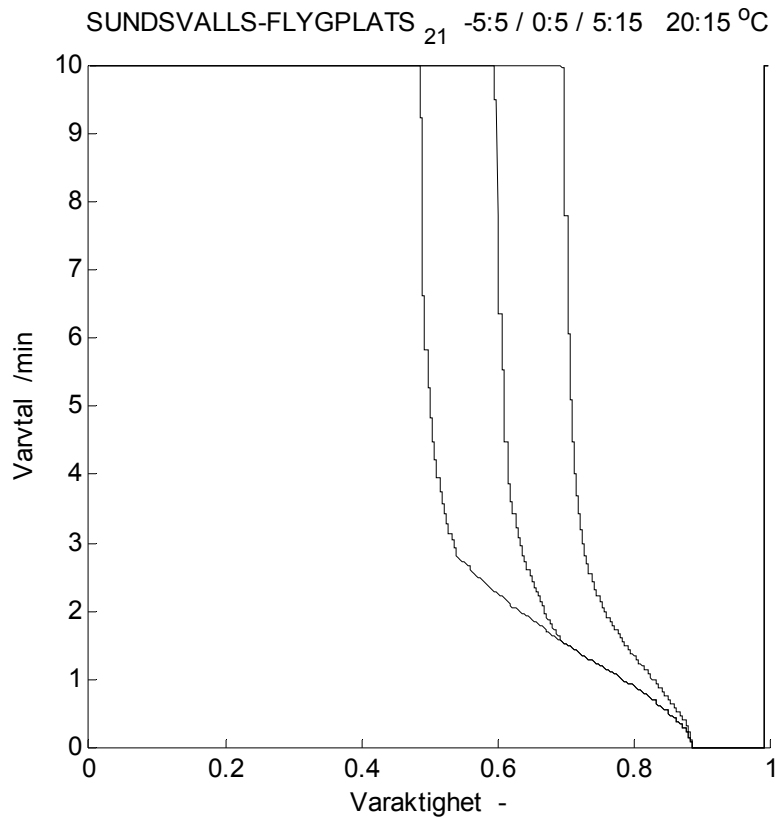
Figur 2.8 Relativa flödespotenser f^i $i = 1, 2, 3$ som funktion av varaktighet.



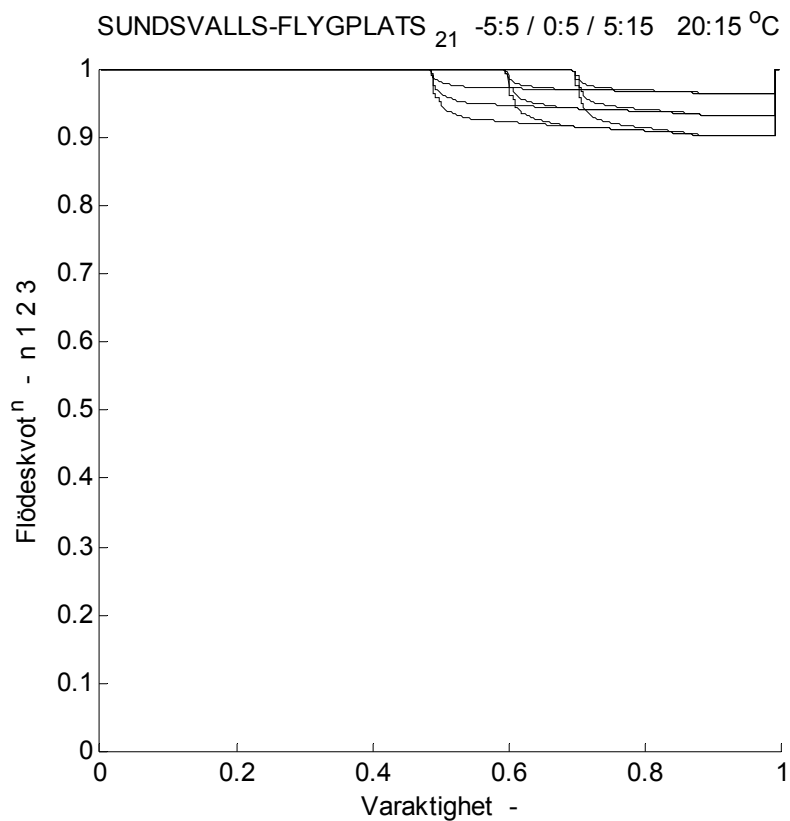
Figur 2.9 Ute- samt önskad och återvunnen tilluftstemperatur som funktion av varaktighet.



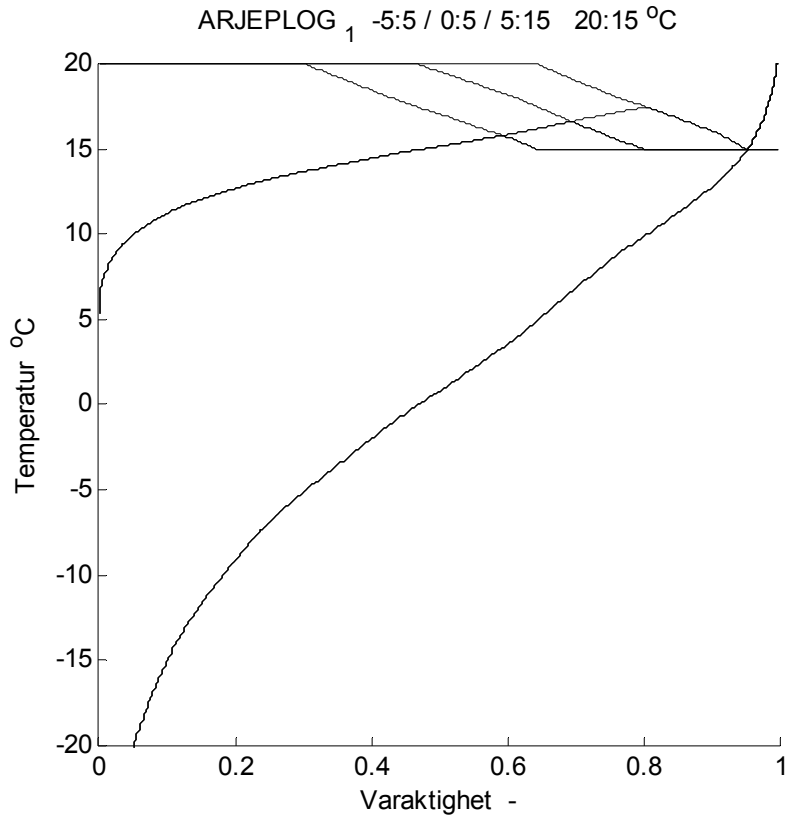
Figur 2.10 Önskad och erhållen verkningsgrad som funktion av varaktighet.



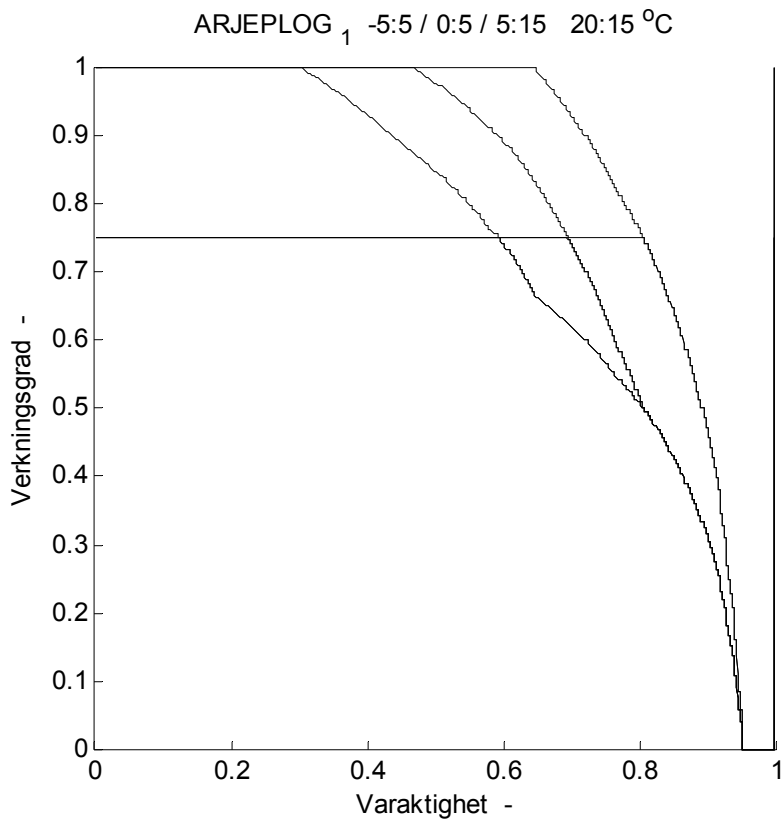
Figur 2.11 Varvtal som funktion av varaktighet.



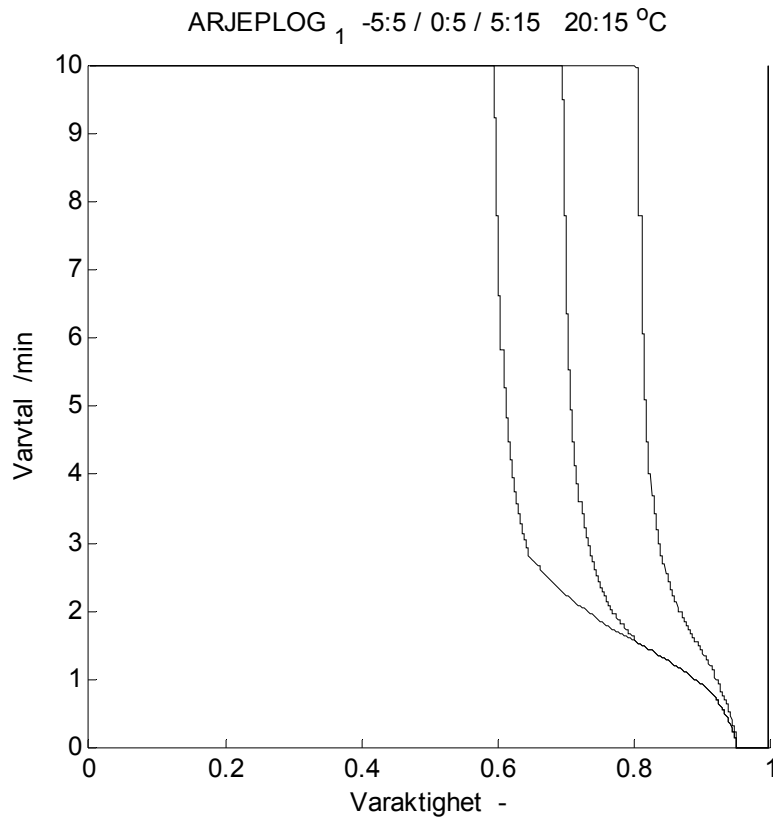
Figur 2.12 Relativa flödespotenser f^i $i = 1, 2, 3$ som funktion av varaktighet.



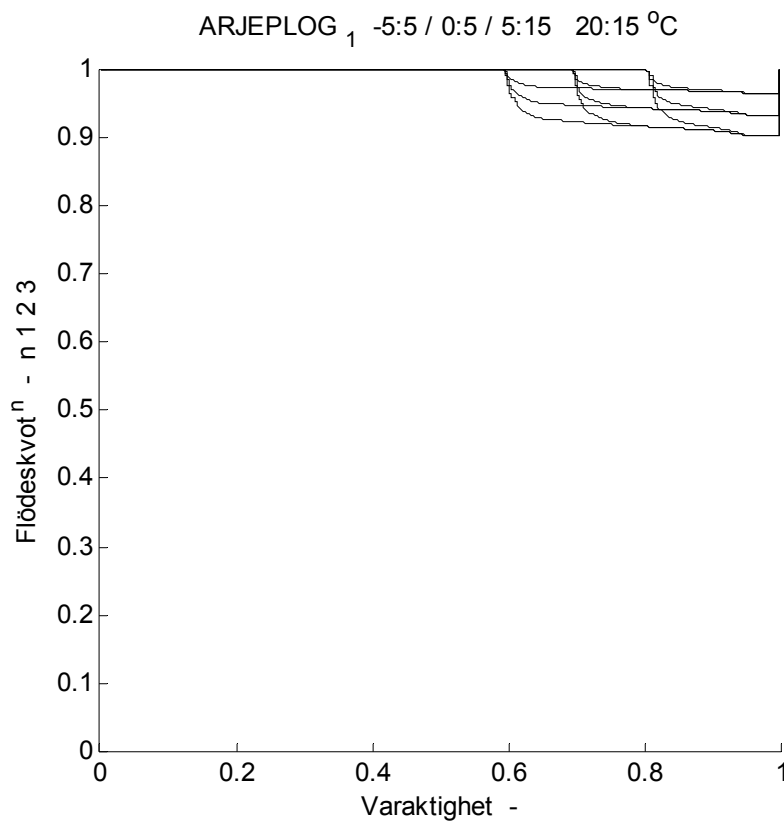
Figur 2.13 Ute- samt önskad och återvunnen tilluftstemperatur som funktion av varaktighet.



Figur 2.14 Önskad och erhållen verkningsgrad som funktion av varaktighet.



Figur 2.15 Varvtal som funktion av varaktighet.



Figur 2.16 Relativa flödespotenser f^i $i = 1, 2, 3$ som funktion av varaktighet.

3 Kontorshus

Kontorshus har kylbehov större delen av året. Tilluften kan användas ofta för att kyla med och hålla nere innetemperaturen på en rimlig nivå. Tre fall av konstant tilluftstemperatur 12, 15 och 18 °C används tillsammans med en frånluftstemperatur på 21 °C. De tre tilluftsfallen simuleras med data från SMHI från åren 1961-2008 för fyra orter för att representera olika delar av Sverige.

Fyra varaktighetsdiagram redovisas i Figur 3.1-16 för varje ort och alla tre tilluftstemperaturfall innehållande återvunnen och önskad tilluftstemperatur samt utetemperatur, önskad och erhållen temperaturverkningsgrad, varvtal samt tre potenser av flödeskvoten f^i $i = 1, 2, 3$. Ute-temperaturens varaktighet används för temperaturverkningsgrad, varvtal och flödeskvoter.

De tre flödeskvoter kan tolkas som ett mått på effektbehovet för fläktdrift beroende på andel fasta tryckfall (flödesoberoende), linjära tryckfall och kvadratiska tryckfall. Tryckfall i filter och värmeväxlande komponenter är i stort sett linjära i flödet, medan kanalsystem och fasta don är kvadratiska i flödet. Fasta tryckfall (flödesoberoende) är någon form av tryckhållning.

Ökande tilluftstemperatur förskjuter alla kurvor mot högre varaktighet. Samma förskjutning mot högre varaktigheter gäller även för de fyra orterna med allt lägre årsmedeltemperatur.

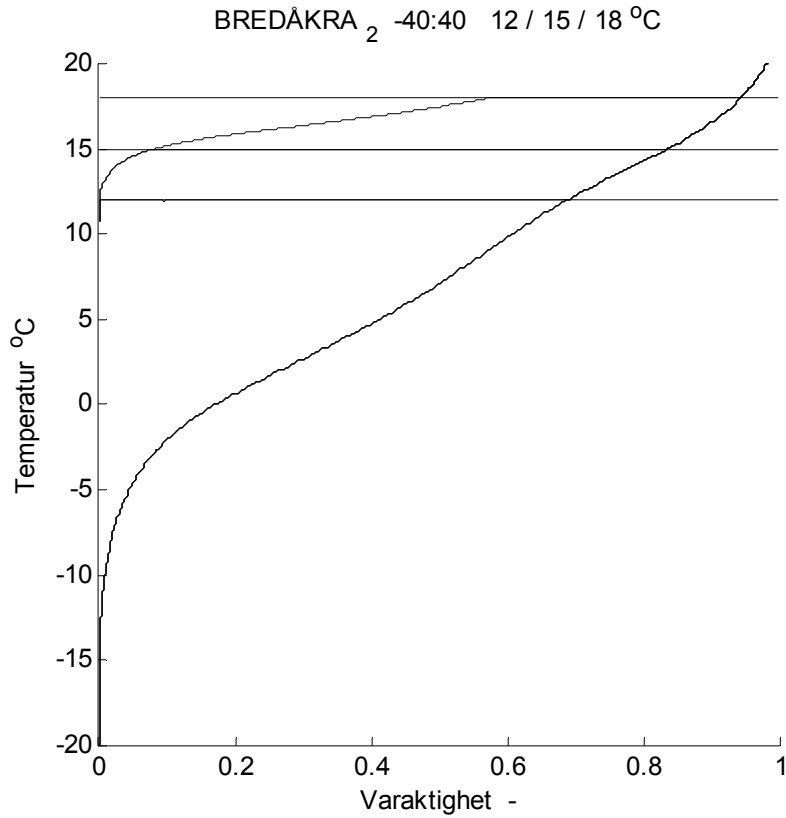
När utetemperaturen är högre än innetemperaturen eller frånluftstemperaturen återvinns kyla genom att rotern arbetar med högsta varvtal. Detta framgår för höga varaktigheter för verkningsgrad och varvtal.

Medelvärdet för temperaturverkningsgrad utan renblåsning, varvtal utan renblåsning relativt högsta varvtal 10 varv/min, flödeskvot mellan utan och med renblåsning samt relativ skillnad mellan tillsatsvärmebehovet med och utan renblåsning redovisas i Tabell 3.1 för de tolv beräkningsfallen.

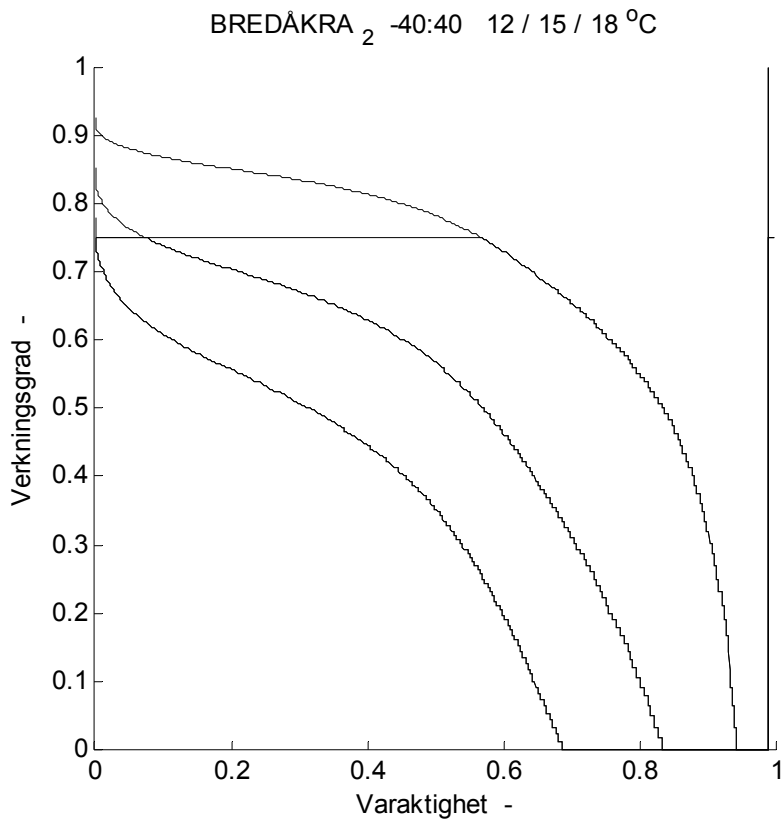
Siffrorna visar att flödeskvoten ligger mycket nära ett. Lägsta möjliga värde är 0.967 (29/30) för en stillastående rotor och sektorvinkeln 6 °. Den bättre temperaturverkningsgraden för fallet utan renblåsningssektor medför att tillsatsvärmebehovet blir något mindre. Den relativa skillnaden i tillsatsvärmebehov varierar betydligt och särskilt starkt med tilluftstemperatur samt betydligt mindre med orten.

Tabell 3.1 Medelvärde för temperaturverkningsgrad, relativt varvtal och flödeskvoten f samt relativt skillnad i tillsatsvärmebehov för fyra orter och tre temperaturfall för kontorshus.

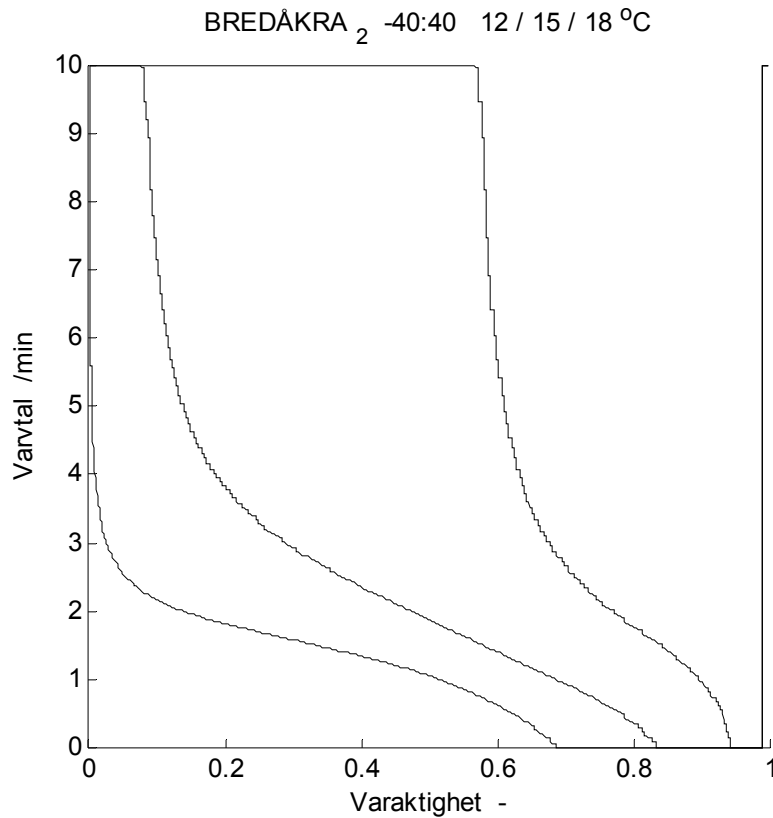
ort	T_t °C	$E(\eta_w)$ -	$E(n_w/10)$ -	$E(f)$ -	$1 - E(\Delta T_{tu}) / E(\Delta T_{tm})$ -
Bredåkra	18	0.642	0.687	0.989	0.041
Bredåkra	15	0.464	0.287	0.976	0.123
Bredåkra	12	0.310	0.119	0.970	0.343
Stockholm	18	0.634	0.697	0.990	0.038
Stockholm	15	0.474	0.329	0.977	0.099
Stockholm	12	0.333	0.143	0.971	0.219
Sundsvall	18	0.675	0.759	0.992	0.033
Sundsvall	15	0.529	0.423	0.980	0.072
Sundsvall	12	0.389	0.190	0.973	0.142
Arjeplog	18	0.712	0.850	0.995	0.030
Arjeplog	15	0.602	0.544	0.984	0.058
Arjeplog	12	0.470	0.284	0.976	0.100



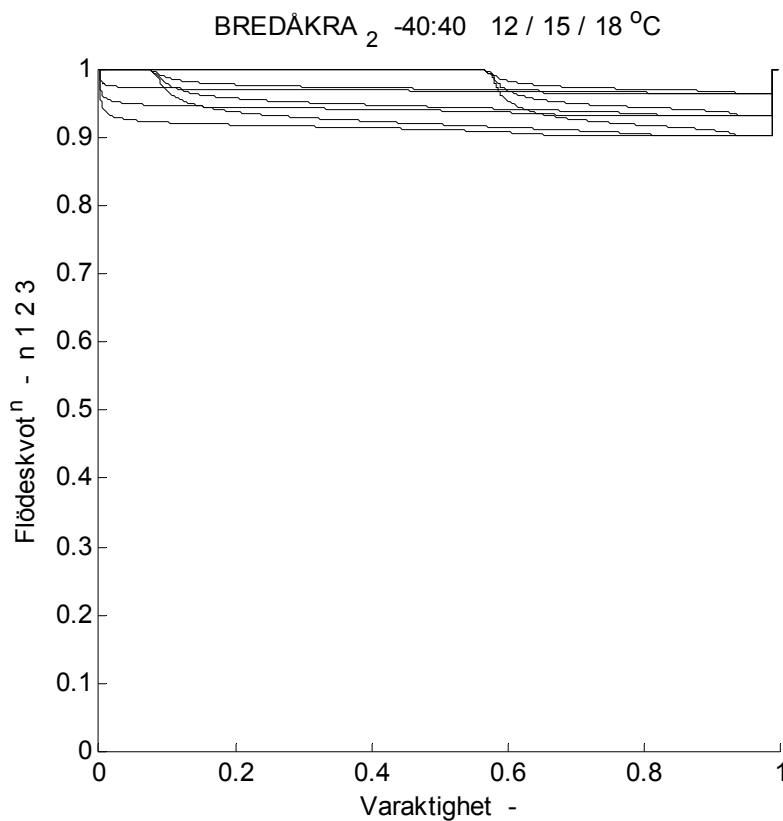
Figur 3.1 Ute- samt önskad och återvunnen tilluftstemperatur som funktion av varaktighet.



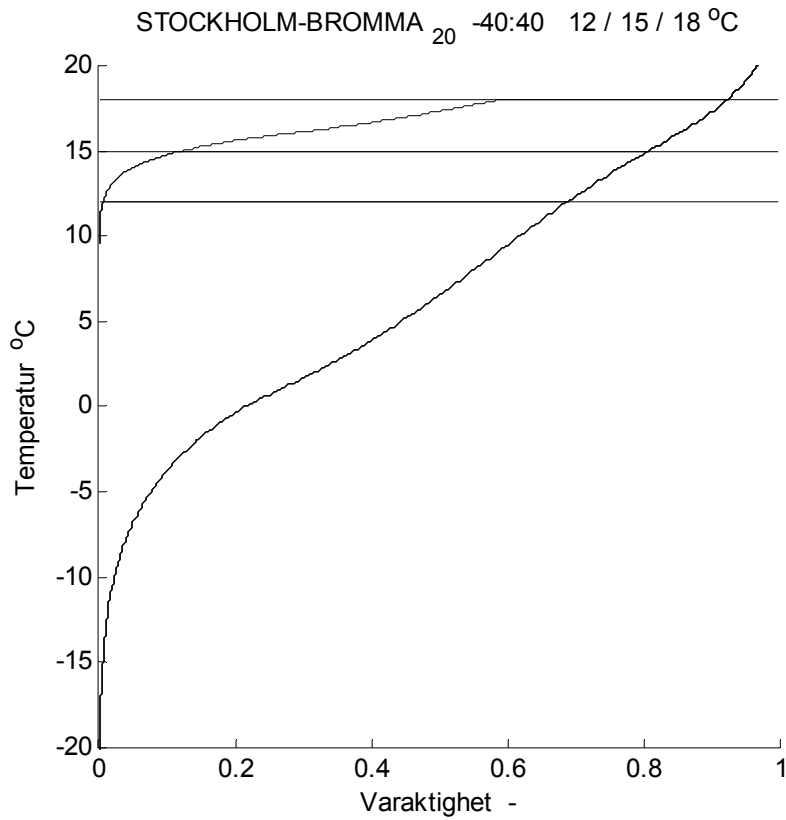
Figur 3.2 Önskad och erhållen verkningsgrad som funktion av varaktighet.



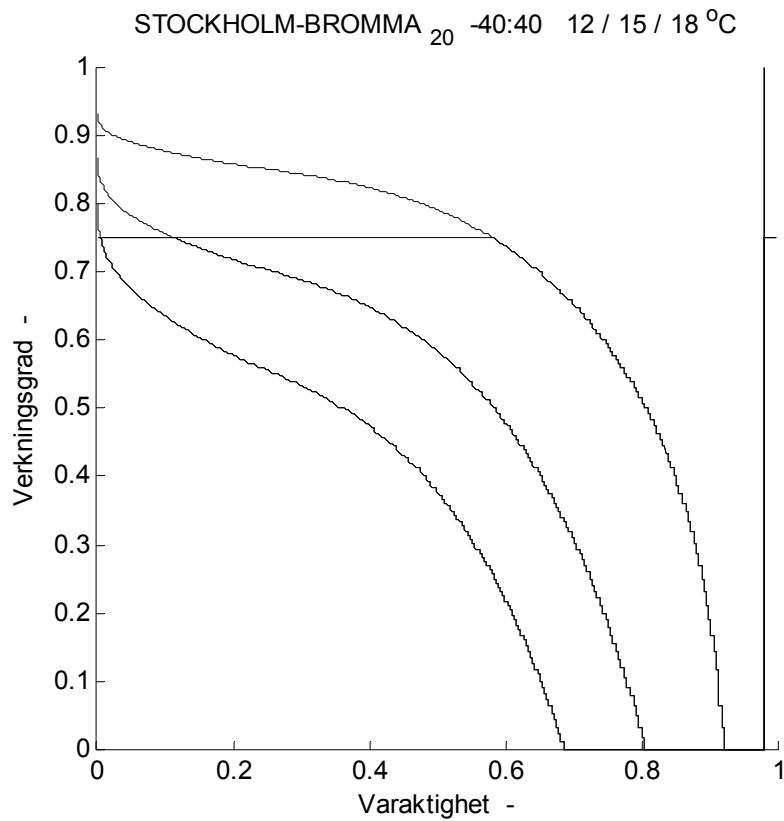
Figur 3.3 Varvtal som funktion av varaktighet.



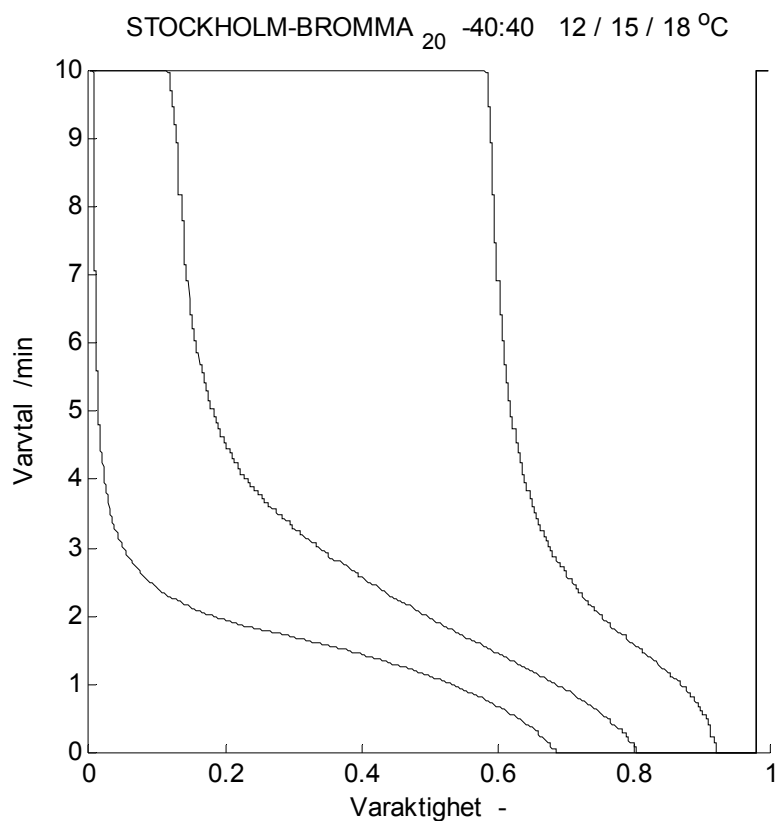
Figur 3.4 Relativa flödespotenser f^i $i = 1, 2, 3$ som funktion av varaktighet.



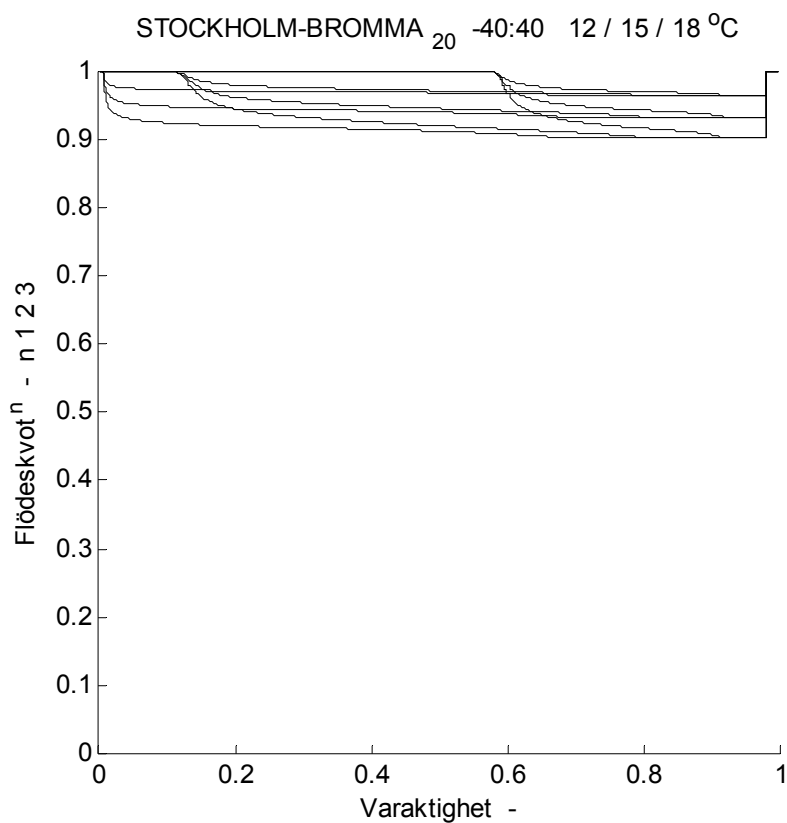
Figur 3.5 Ute- samt önskad och återvunnen tilluftstemperatur som funktion av varaktighet.



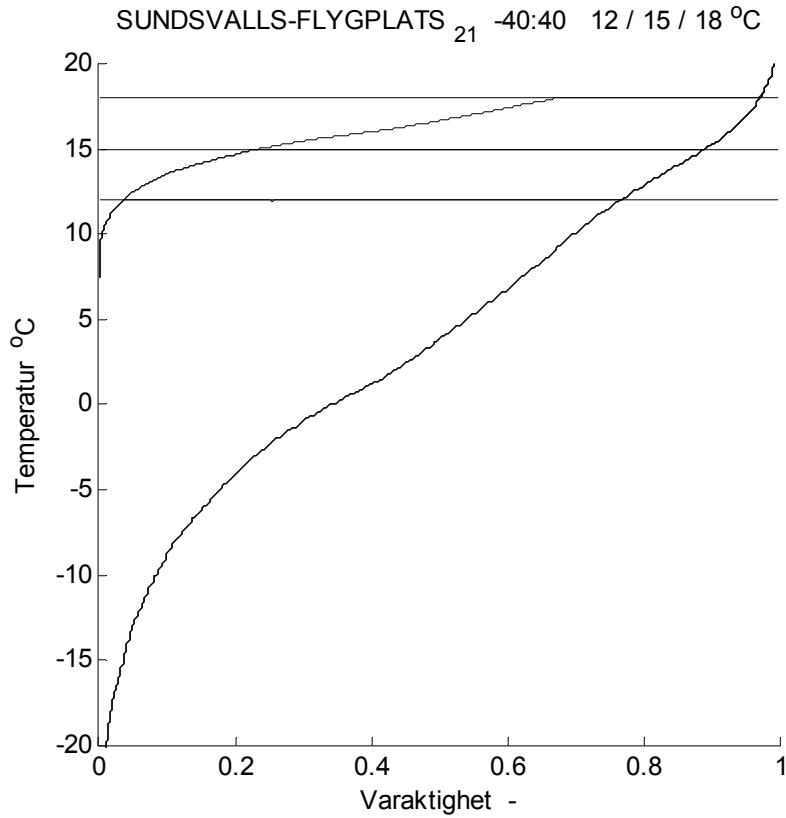
Figur 3.6 Önskad och erhållen verkningsgrad som funktion av varaktighet.



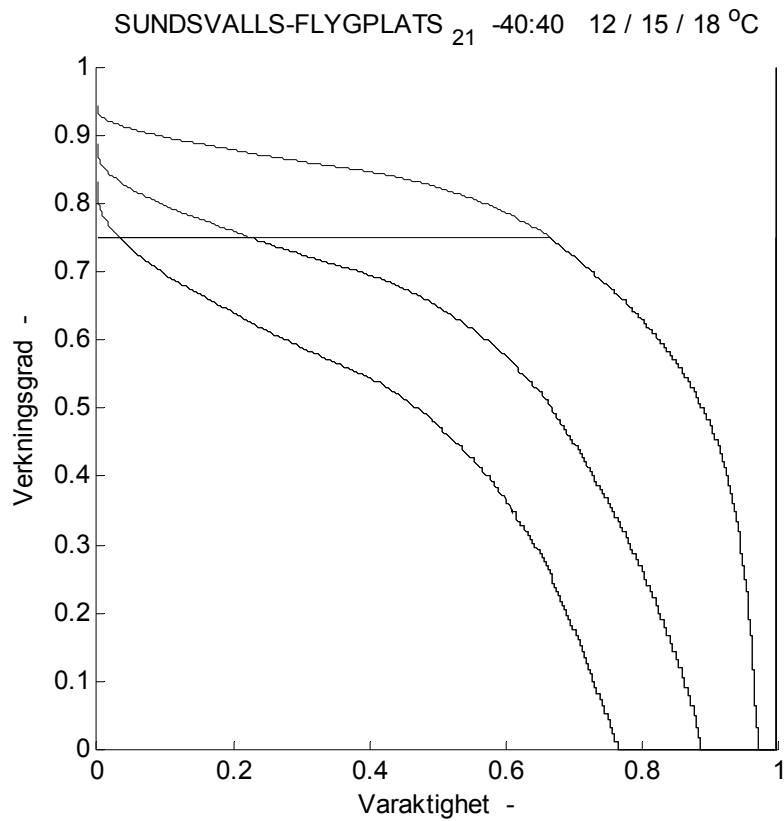
Figur 3.7 Varvtal som funktion av varaktighet.



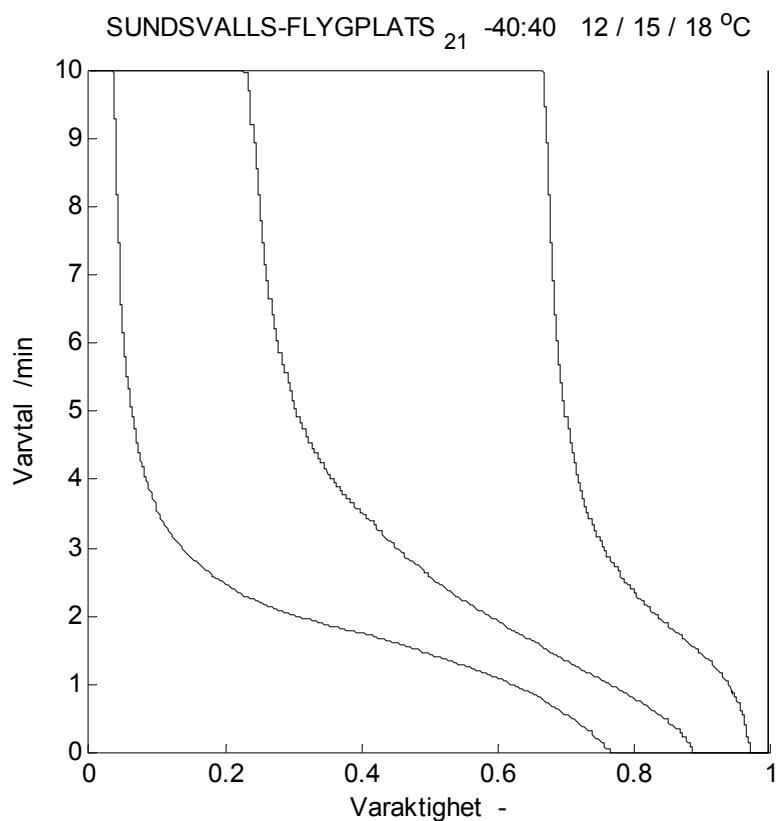
Figur 3.8 Relativa flödespotenser f^i $i = 1, 2, 3$ som funktion av varaktighet.



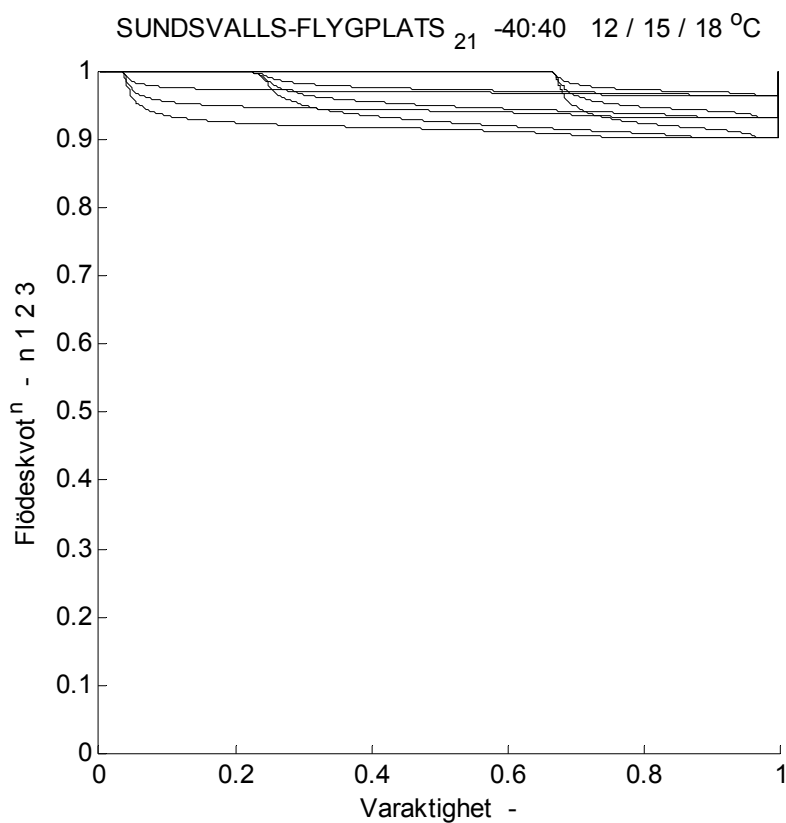
Figur 3.9 Ute- samt önskad och återvunnen tilluftstemperatur som funktion av varaktighet.



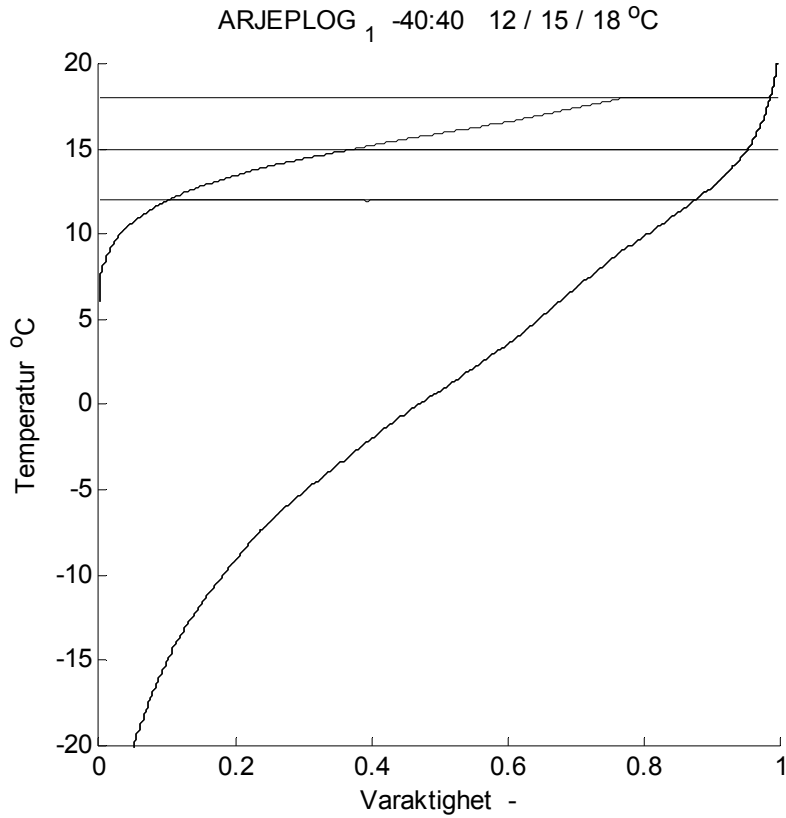
Figur 3.10 Önskad och erhållen verkningsgrad som funktion av varaktighet.



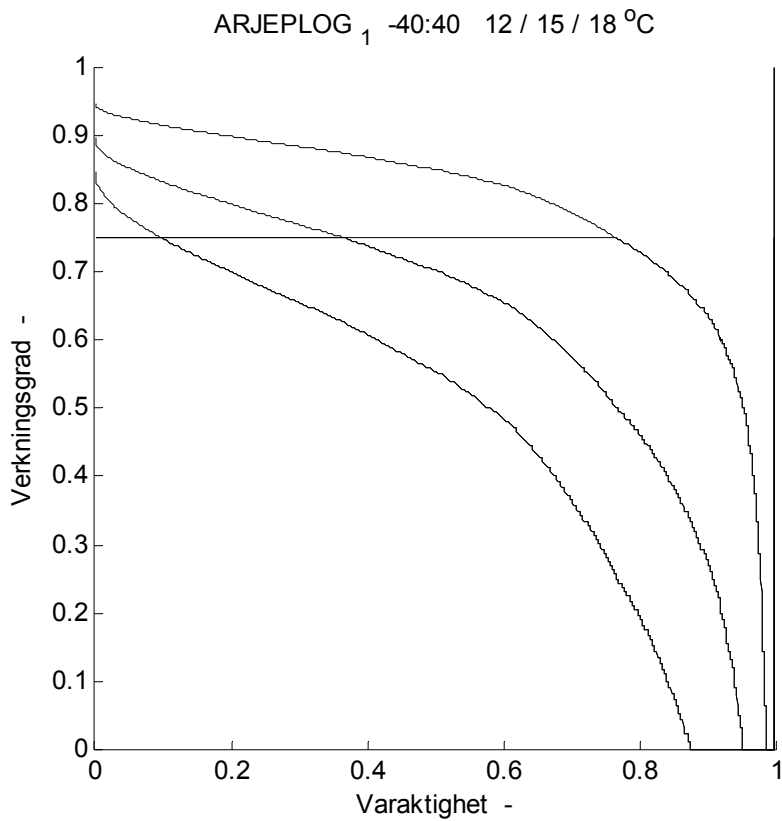
Figur 3.11 Varvtal som funktion av varaktighet.



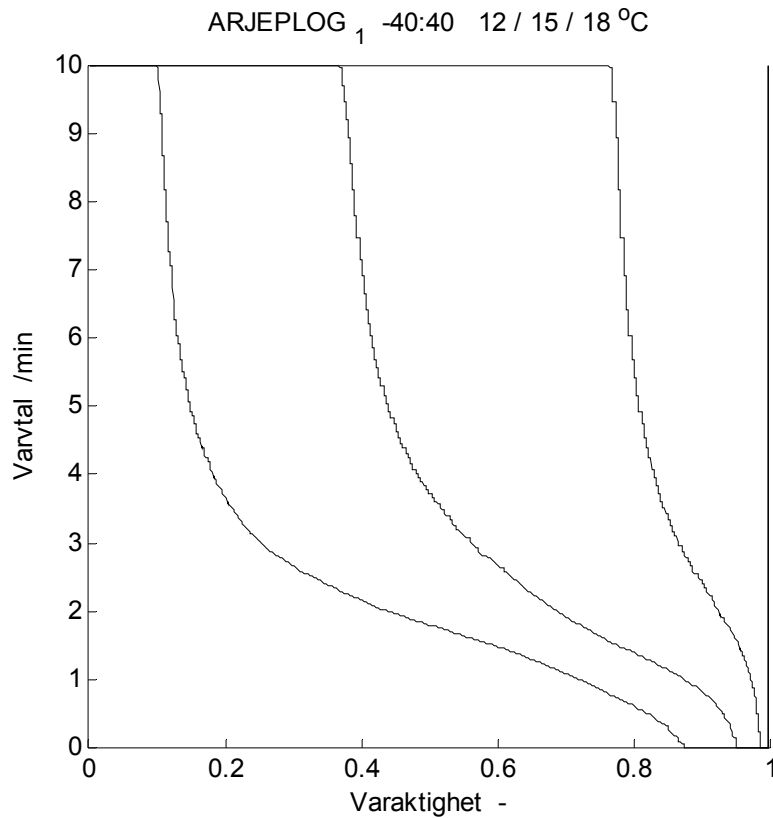
Figur 3.12 Relativa flödespotenser f^i $i = 1, 2, 3$ som funktion av varaktighet.



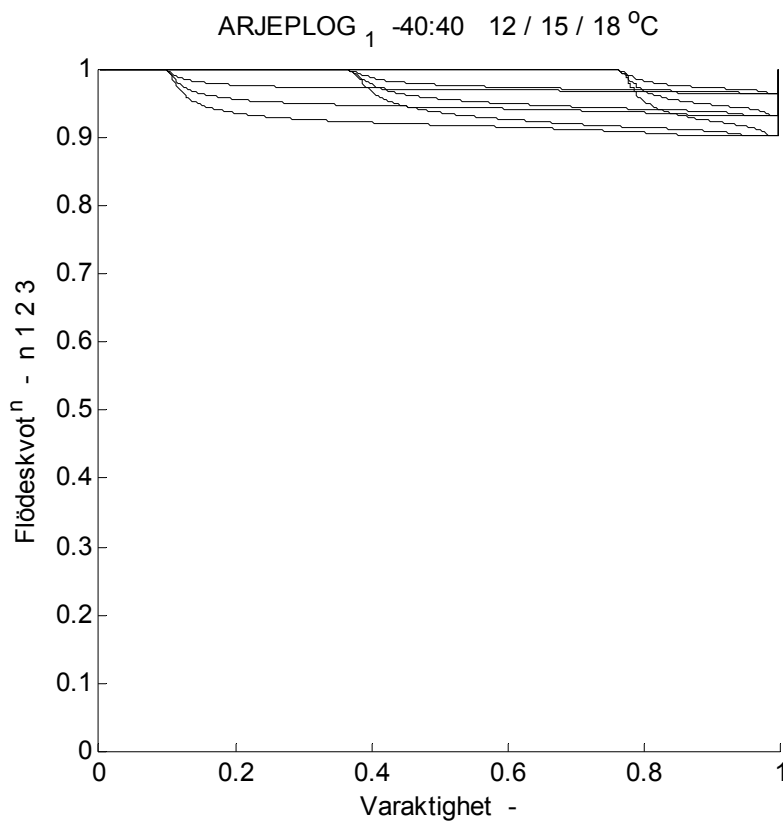
Figur 3.13 Ute- samt önskad och återvunnen tilluftstemperatur som funktion av varaktighet.



Figur 3.14 Önskad och erhållen verkningsgrad som funktion av varaktighet.



Figur 3.15 Varvtal som funktion av varaktighet.



Figur 3.16 Relativa flödespotenser f^i $i = 1, 2, 3$ som funktion av varaktighet.

4 Rätt renblåsning

Syftet med detta avsnitt är att visa på möjligheten att det går att finna den renblåsningssektor eller det högsta varvtal, som ger den lägsta kostnaden. Om varvtalet fördubblas, fördubblas renblåsningflödet och renblåsningssektorn under förutsättning att genomblåsningshastigheten är den samma. Högre varvtal ger en högre temperaturverkningsgrad, lägre tillsatsvärmebehov, högre renblåsningflöde och högre fläktelbehov. En analys görs med något opraktiska renblåsningssektorvinklar från 1 ° till 10 ° i steg om 1 °. Sektorandelen s begränsar varvtalet n enligt (1.3) som med rotordjup d 0.2 m och lufthastighet v 2 m/s samt införande av sektorvinkel s° och rotorvarvtal n_m /min kan förenklas till:

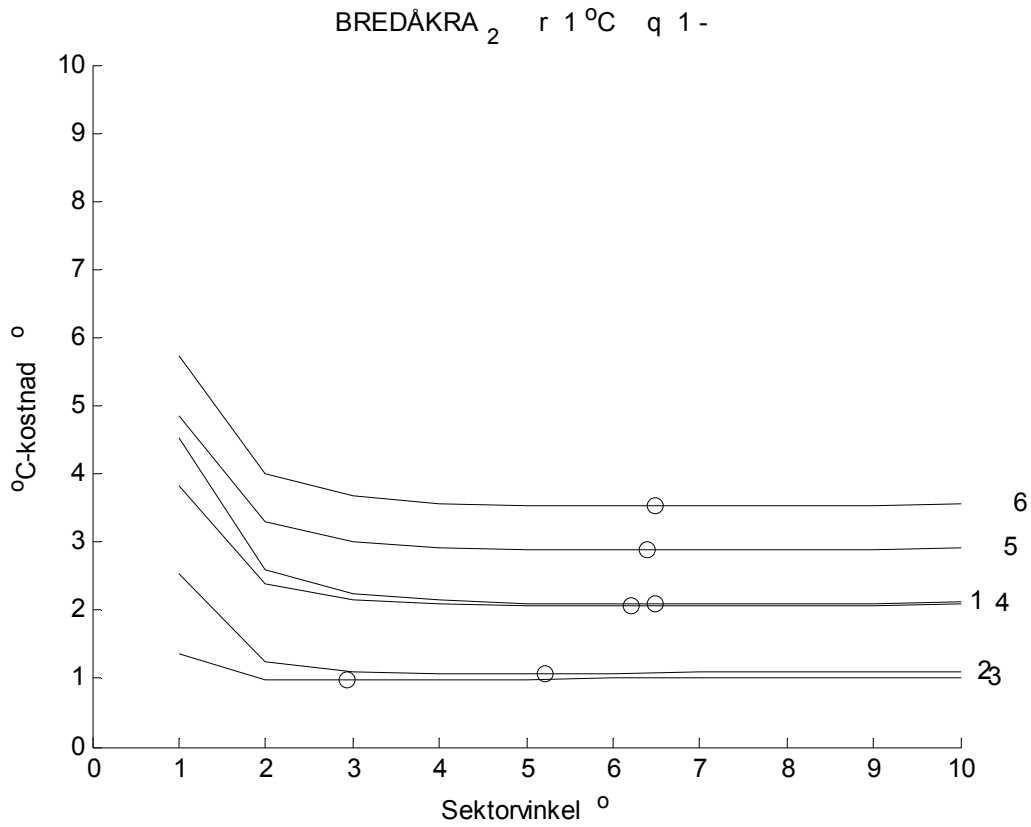
$$s^\circ = 0.6 n_m \quad (-) \quad (4.1)$$

Temperaturverkningsgraden har beräknats för olika sektorvinklar med korrektion för att ventilationsflöde skall bli lika för alla fall. Verkningsgraden blir något högre för mindre sektorvinklar, men samtidigt begränsas varvtal och därmed den högsta verkningsgraden. Det relativa aggregatflödet beskrivs med flödeskvoten f enligt (1.4). Hur temperaturverkningsgraden beror på varvtalet och sektorvinkel redovisas för sektorvinkel:varvtal 3:5, 6:10 och 9:15 °:varv/min översiktligt på sidan 36 i Figur 4.17 och i detalj i Figur 4.18. Kurvorna visar att förbättringen i verkningsgrad är liten för höga varvtal.

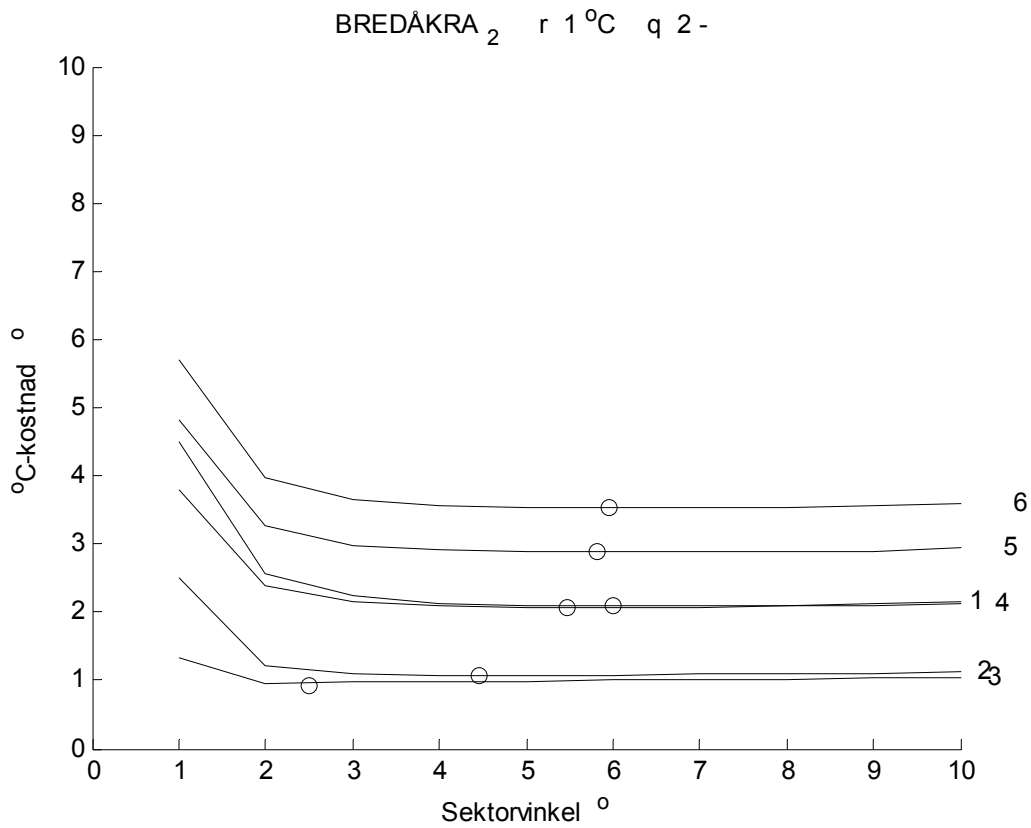
Den kostnadsfunktion K som skall minimeras är summan av tillsatsvärmebehovet och fläktelbehovet på formen (4.2). Tillsatsvärmebehovet anges som medeltemperaturskillnaden ΔT_{tm} mellan önskad tilluftstemperatur och erhållen tilluftstemperatur utslaget över hela året. Fläktelbehovet räknas om till en motsvarande temperaturskillnad över året utifrån ett basfall med sektorvinkel 6 °. Korrektion görs för olika energislag med parameter k och för andra flöden än basfallets med hjälp av flödeskvoten f och en parameter q som kan vara 1, 2 eller 3 beroende på om aggregatets tryckfall är fast, linjärt eller kvadratisk i flödet. Basfallets temperaturvärde kan beräknas som $SFP / \rho c$, där SFP har sorten W/(m³/s) eller Pa, ρ är luftens densitet och c är dess specifika värme. Tillgodoräkning av tilluftsfläktens värmestillskott görs inte. Detta är bara aktuellt när tillsatsvärme krävs. Kostnadsfunktionen K förenklas genom att införa parametern $r = k SFP / \rho c$ och för $SFP = 1200$ W/(m³/s) och $\rho c = 1200$ J/Km³ fås $r = k$.

$$K = \Delta T_{tm} + k f^q SFP / \rho c = \Delta T_{tm} + r f^q \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (4.2)$$

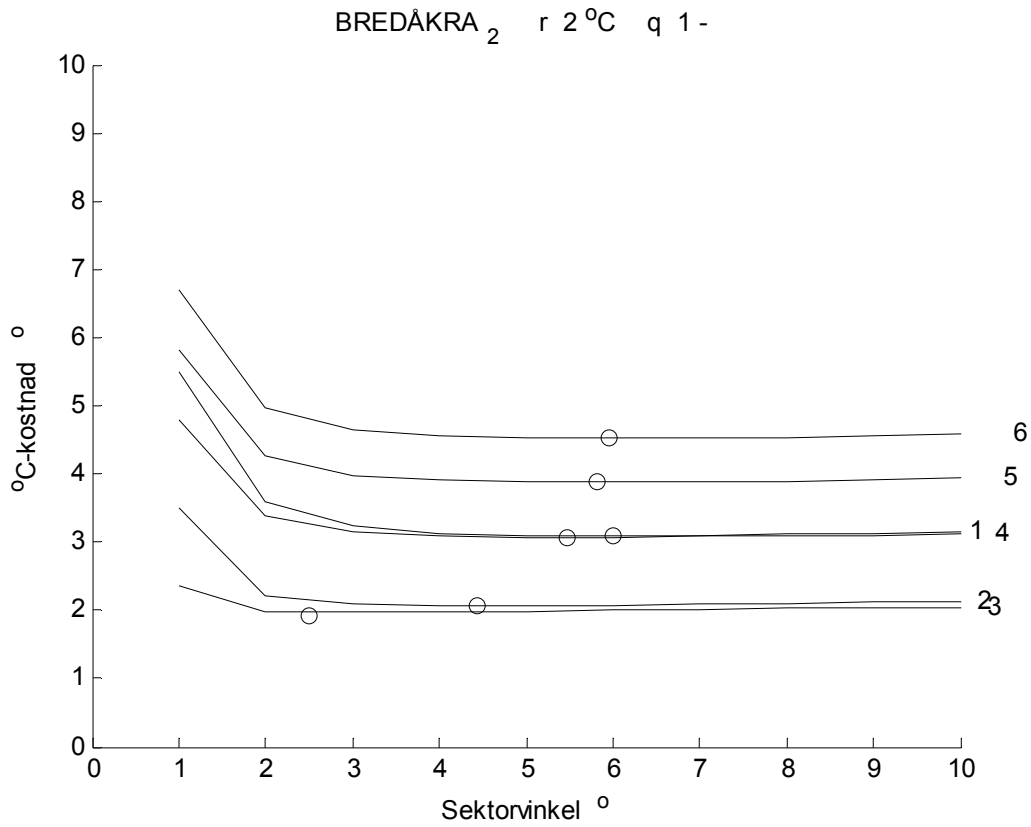
Valet av vad som är bästa sektorvinkel och därmed också högsta varvtal har undersökts för samma fall som behandlats i avsnitt 2 och 3. Beräkningsresultatet redovisas i Figur 4.1-16 för de fyra orterna, de fyra kombinationerna för paren $r:q$ 1:1, 1:2, 2:1 och 2:2 för olika tilluftstemperaturer för kontorshus som fall 1-3 och för bostadshus som fall 4-6. Varje ort redovisas på samma uppslag. Ett minimivärde har markerats på alla kurvor i Figur 4.1-16. En kvadratisk funktion har anpassats kring det lägsta beräknade värdet. Alla kurvor i Figur 4.1-16 visar att kostnadsfunktionen K är ganska okänsligt för val av sektorvinkel och att bästa sektorvinkel avtar med ökande parametrar r och q , vilket är väntat.



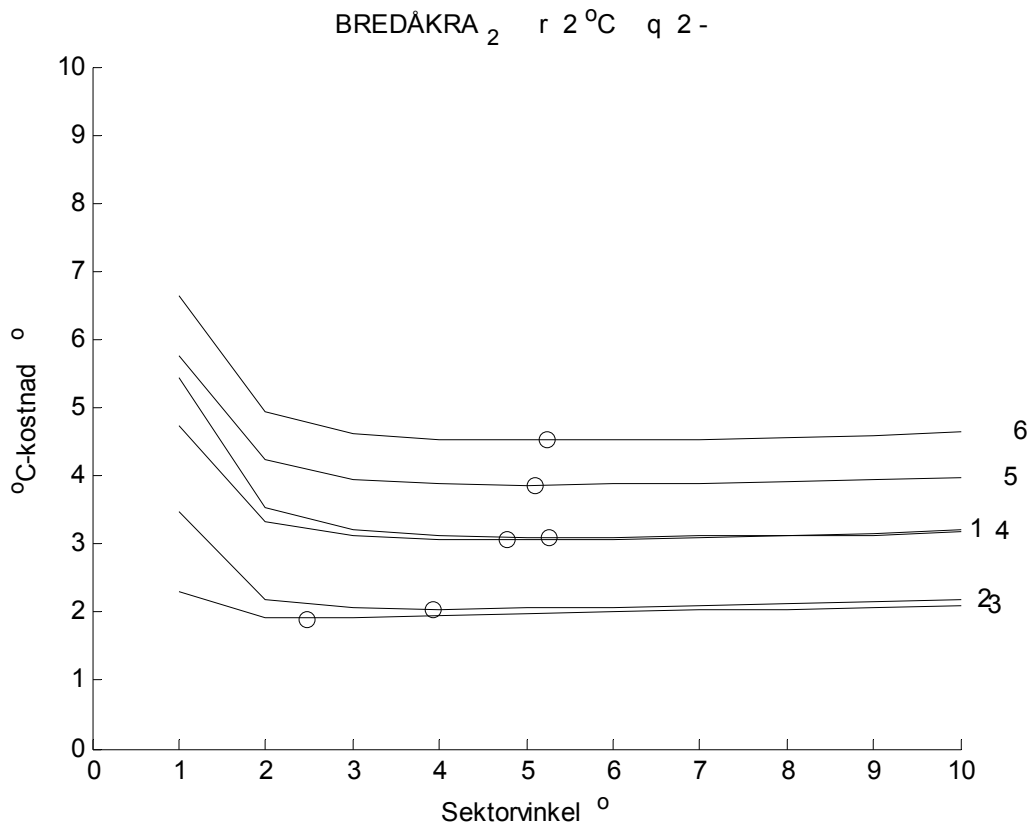
Figur 4.1 Kostnadsfunktion som funktion av sektorvinkel s° för $r = 1$ och $q = 1$.



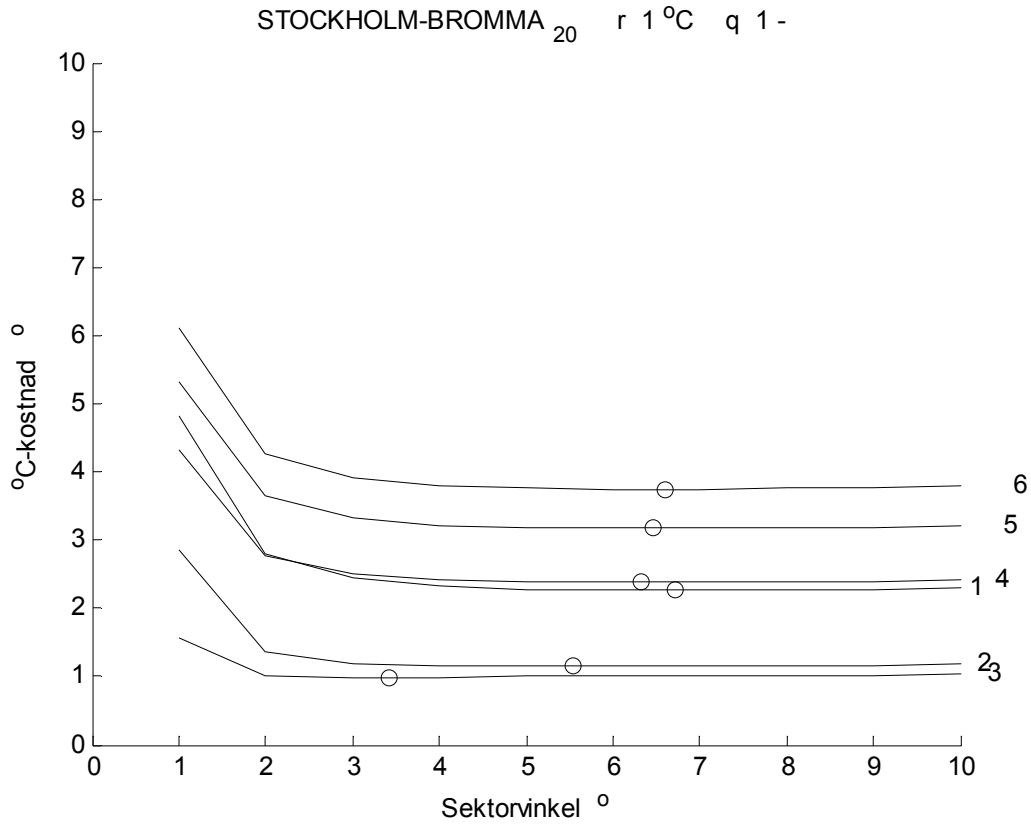
Figur 4.2 Kostnadsfunktion som funktion av sektorvinkel s° för $r = 1$ och $q = 2$.



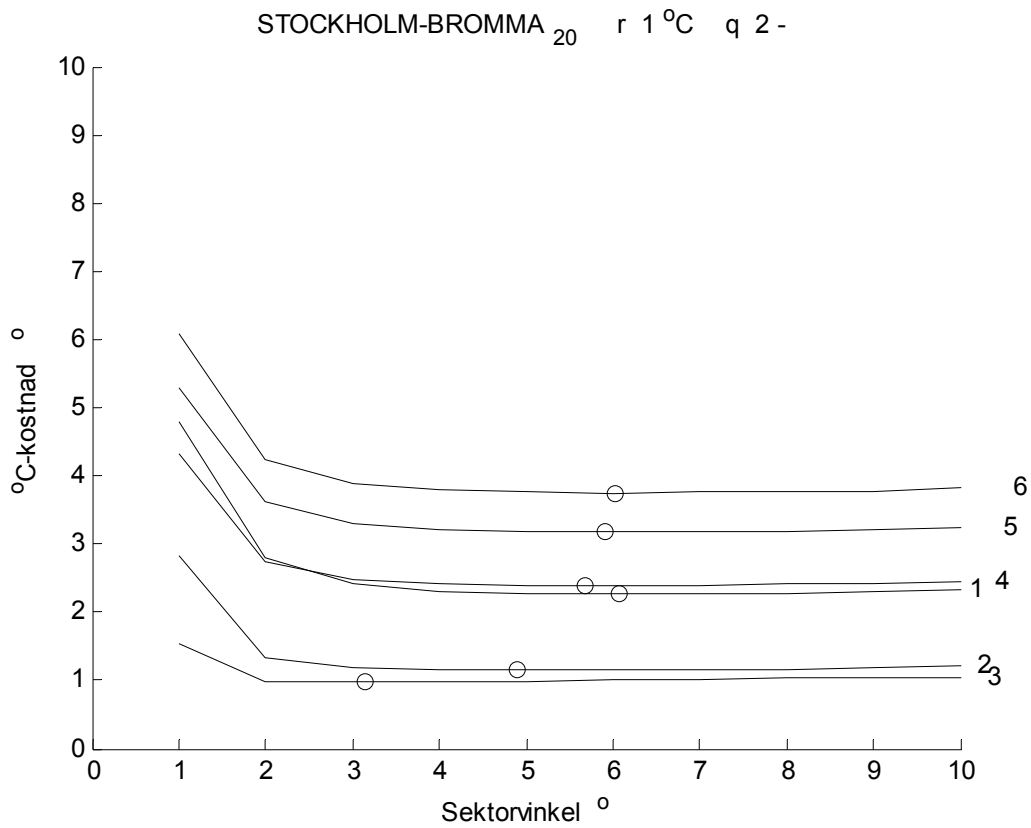
Figur 4.3 Kostnadsfunktion som funktion av sektorvinkel s° för $r = 2$ och $q = 1$.



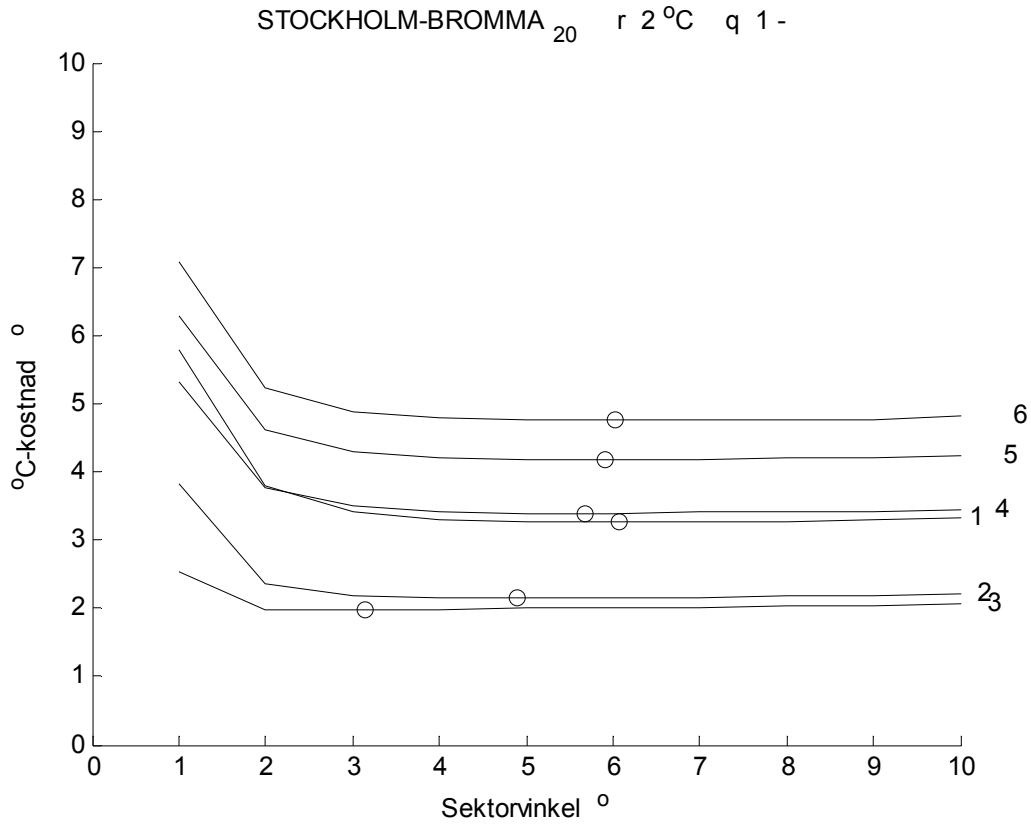
Figur 4.4 Kostnadsfunktion som funktion av sektorvinkel s° för $r = 2$ och $q = 2$.



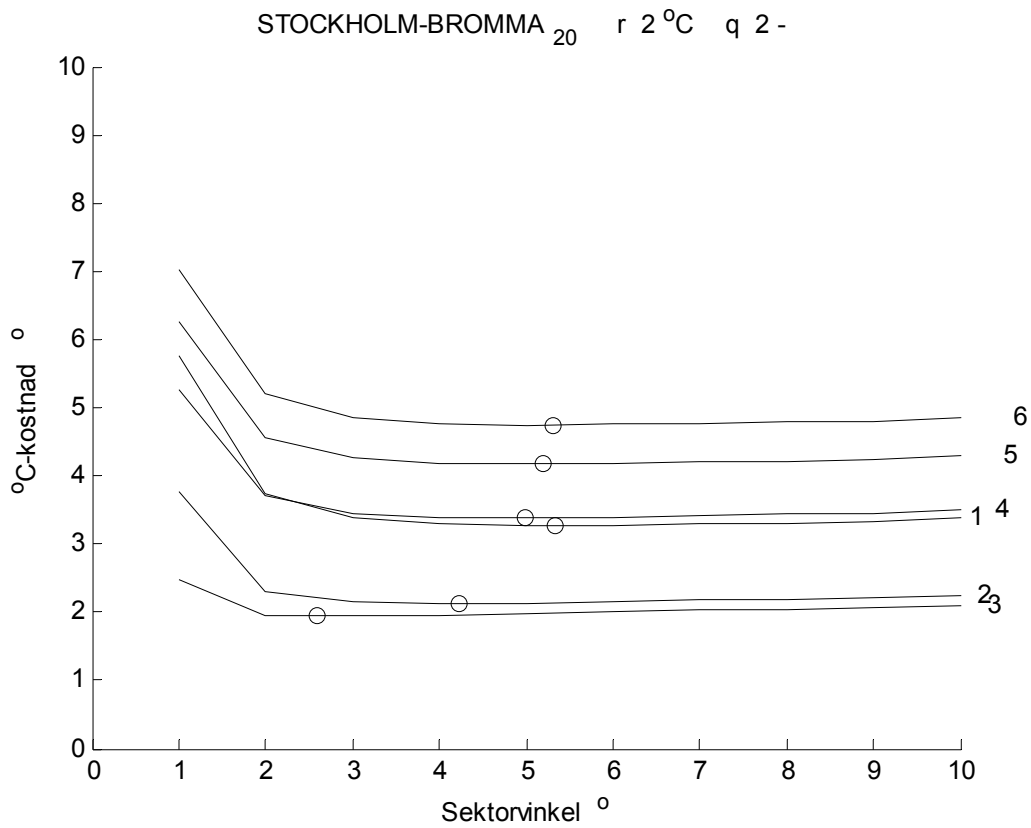
Figur 4.5 Kostnadsfunktion som funktion av sektorvinkel s ° för r 1 och q 1.



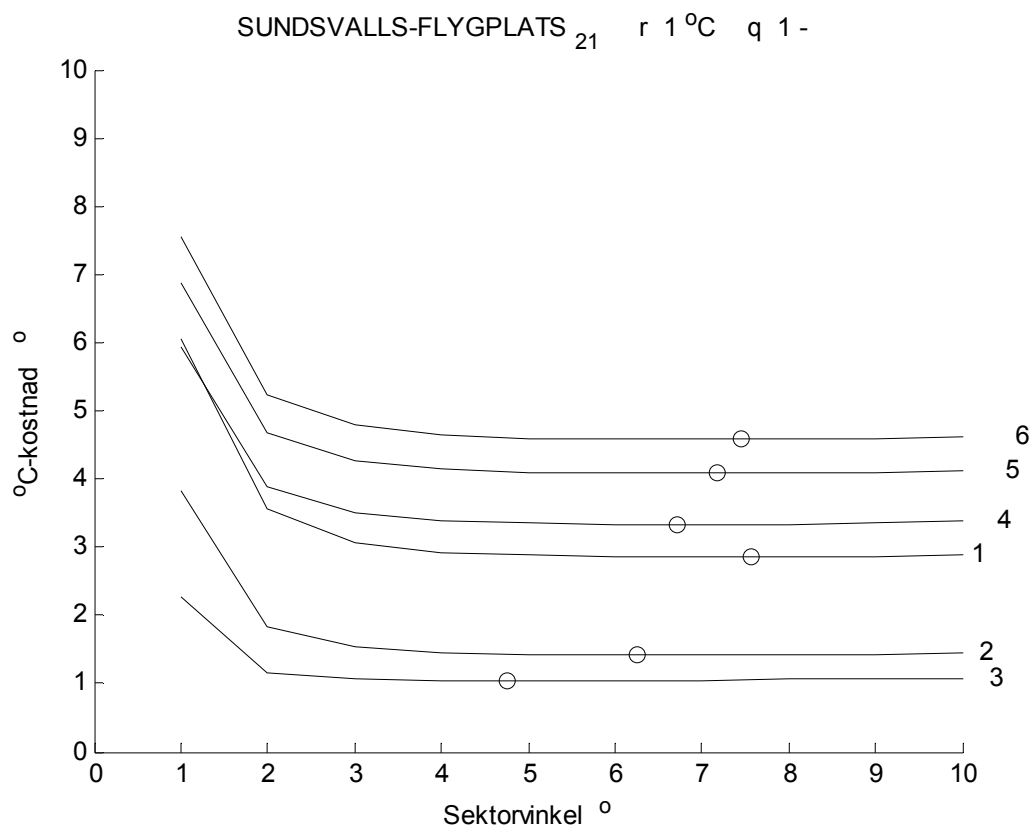
Figur 4.6 Kostnadsfunktion som funktion av sektorvinkel s ° för r 1 och q 2.



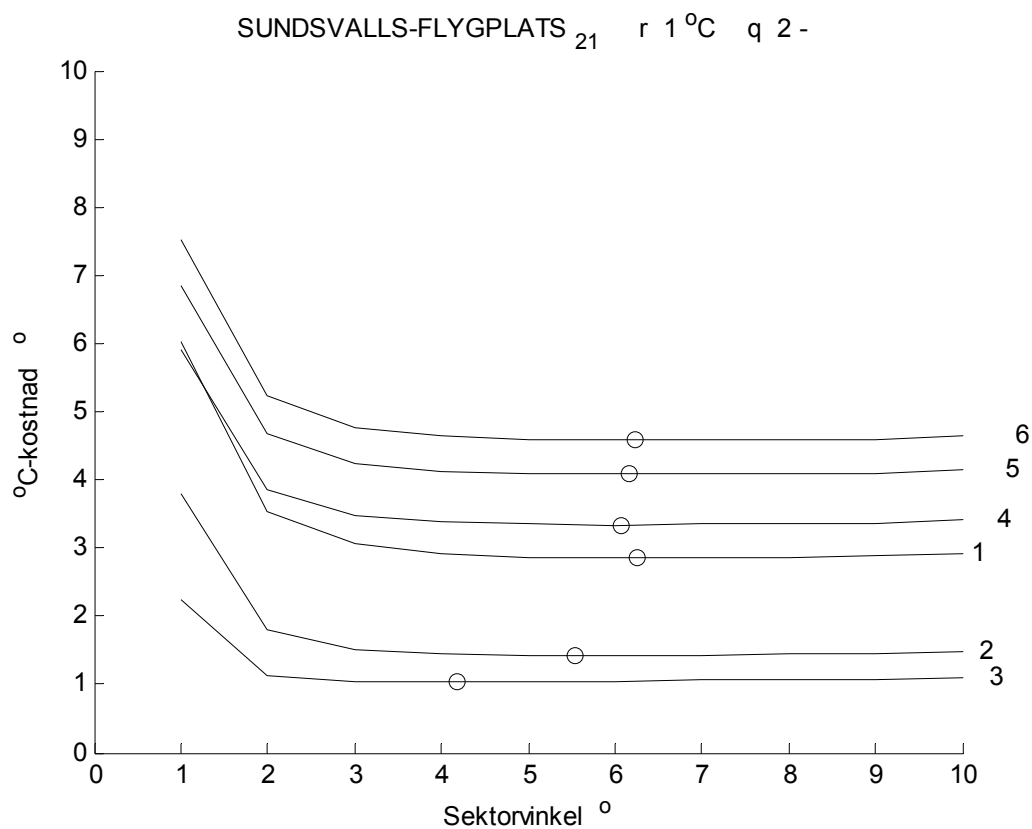
Figur 4.7 Kostnadsfunktion som funktion av sektorvinkel s° för $r = 2$ och $q = 1$.



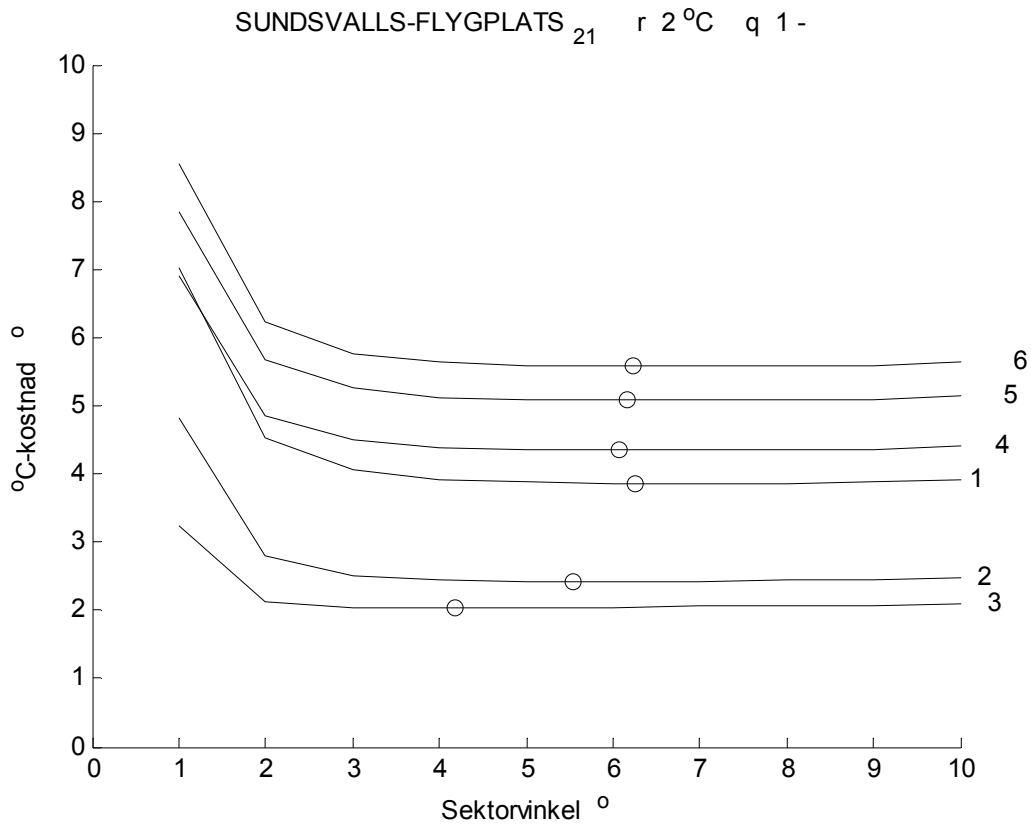
Figur 4.8 Kostnadsfunktion som funktion av sektorvinkel s° för $r = 2$ och $q = 2$.



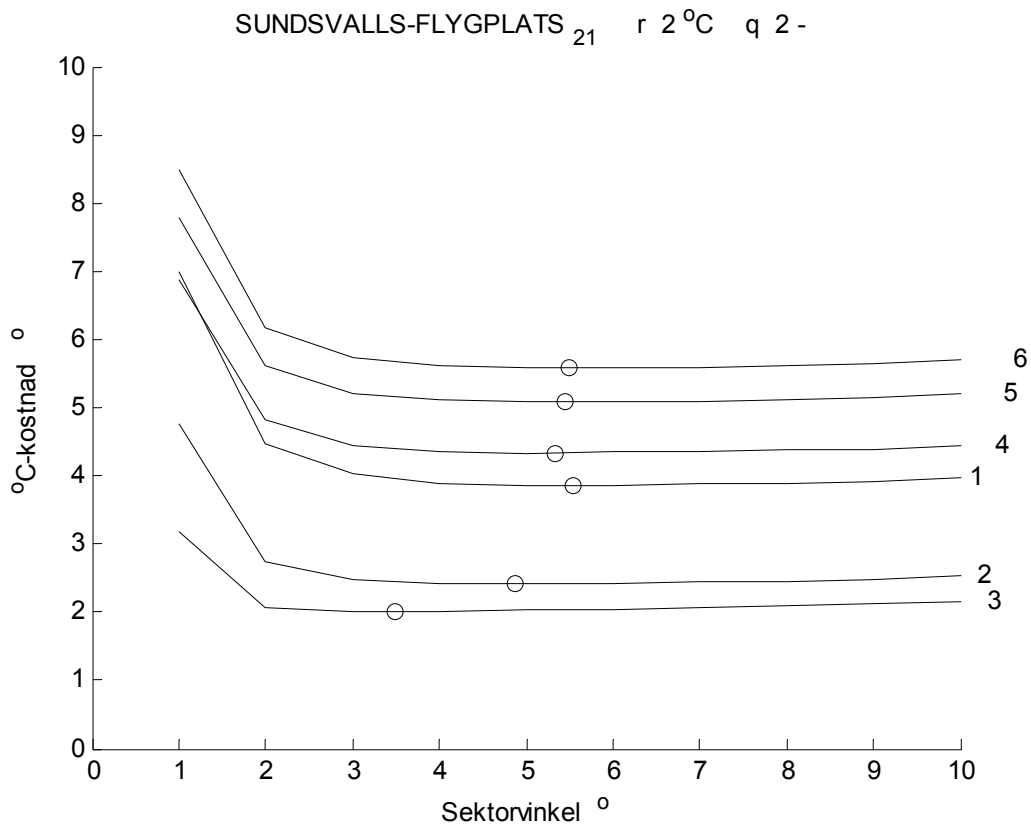
Figur 4.9 Kostnadsfunktion som funktion av sektorvinkel s ° för r 1 och q 1.



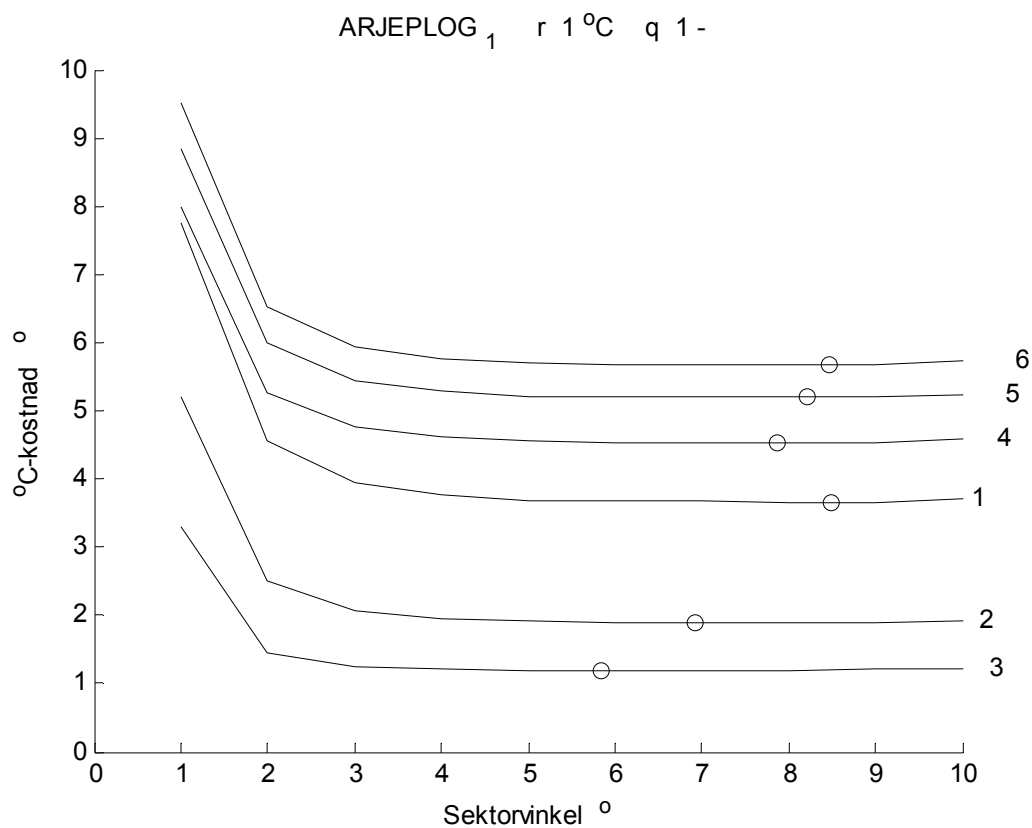
Figur 4.10 Kostnadsfunktion som funktion av sektorvinkel s ° för r 1 och q 2.



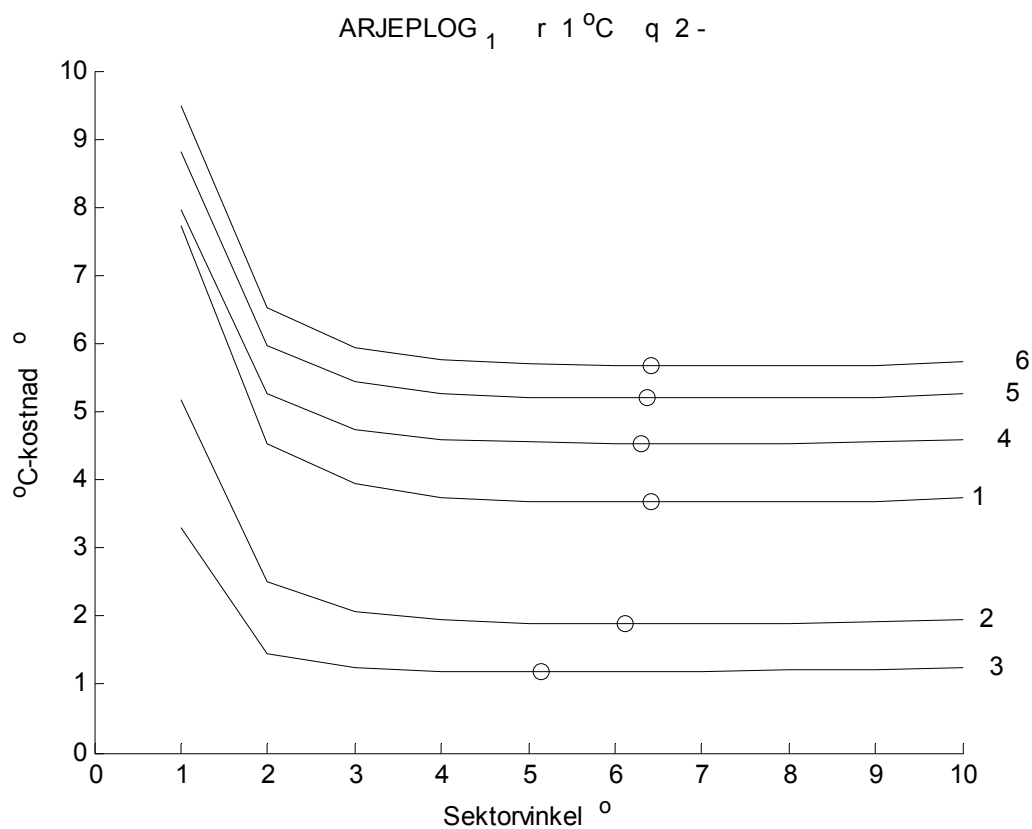
Figur 4.11 Kostnadsfunktion som funktion av sektorvinkel s ° för r 2 och q 1.



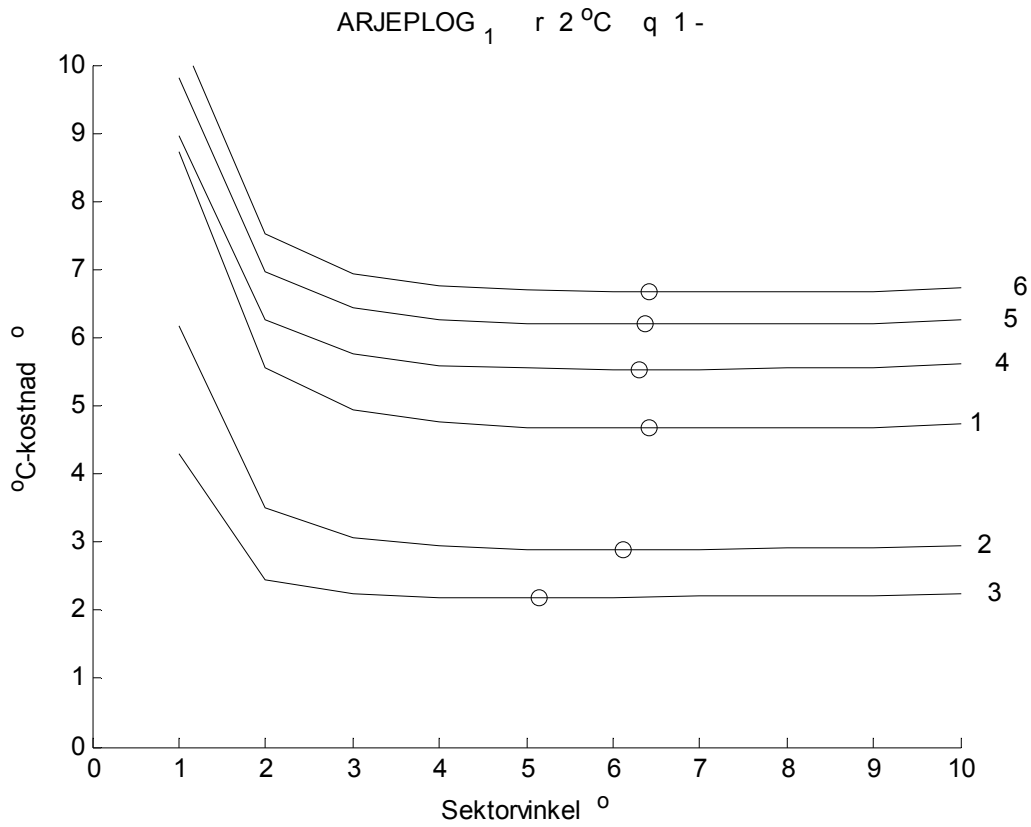
Figur 4.12 Kostnadsfunktion som funktion av sektorvinkel s ° för r 2 och q 2.



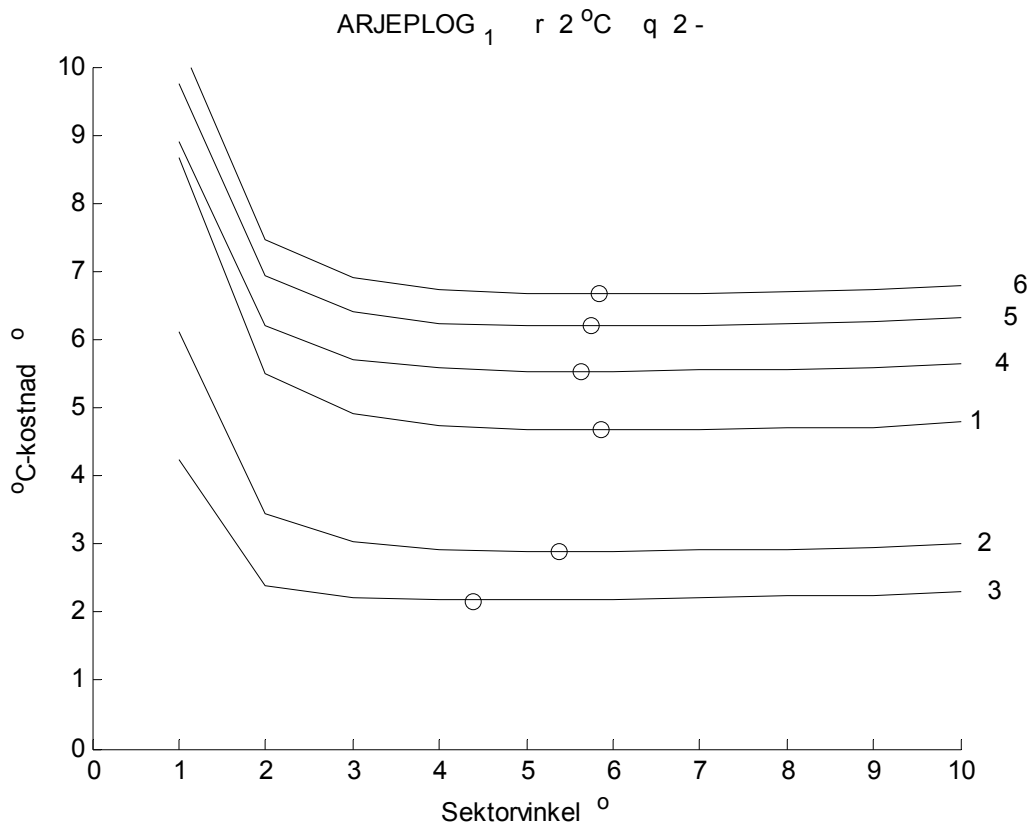
Figur 4.13 Kostnadsfunktion som funktion av sektorvinkel s° för $r = 1$ och $q = 1$.



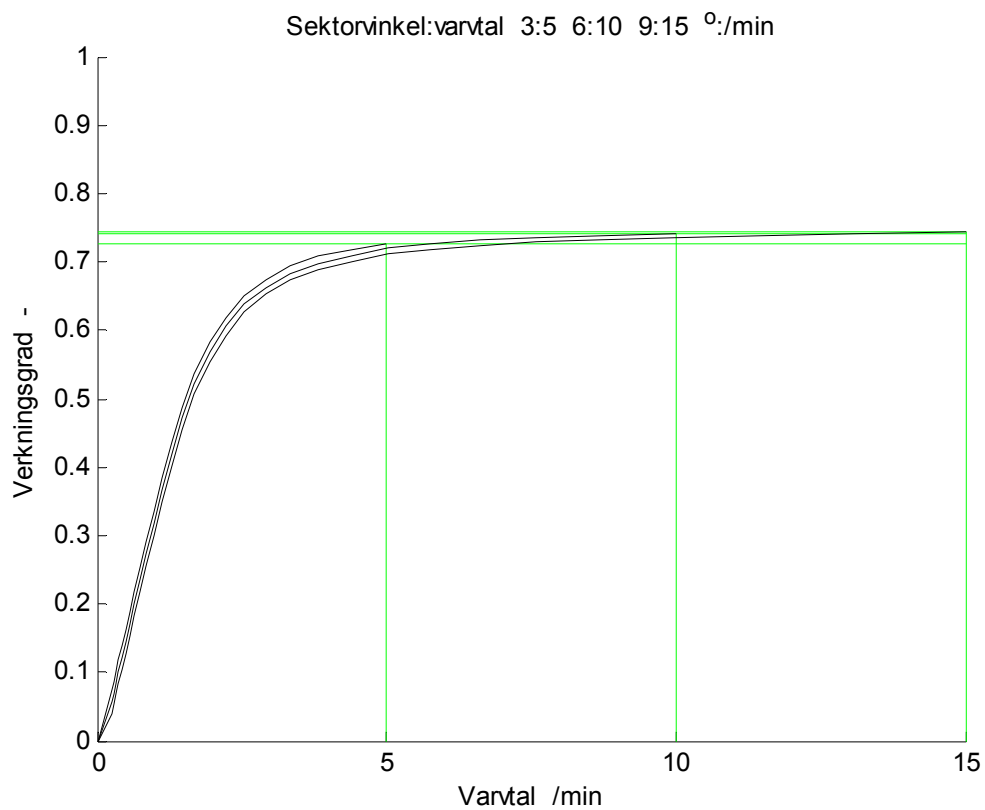
Figur 4.14 Kostnadsfunktion som funktion av sektorvinkel s° för $r = 1$ och $q = 2$.



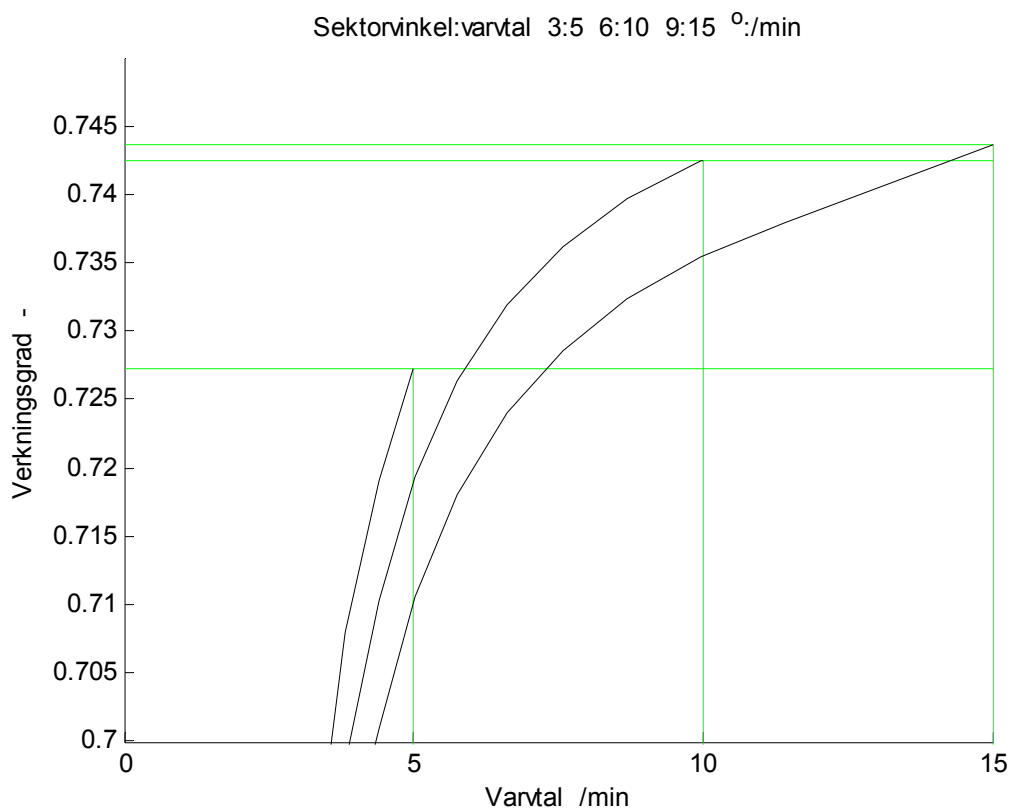
Figur 4.15 Kostnadsfunktion som funktion av sektorvinkel s° för $r = 2$ och $q = 1$.



Figur 4.16 Kostnadsfunktion som funktion av sektorvinkel s° för $r = 2$ och $q = 2$.



Figur 4.17 Temperaturverkningsgrad som funktion av varvtal för sektorvinkel 3, 6 och 9 °.



Figur 4.18 Temperaturverkningsgrad som funktion av varvtal för sektorvinkel 3, 6 och 9 °.

5 Avslutning och slutsatser

Beräkningar har skett med samma modell som beskrivits i TVIT—10/7048 dock förenklad för att endast beräkna torr värmeväxling utan hänsyn till fukt. Det nominella tilluftsflödet har varit konstant. Variabla flöden har inte undersökts, vilket kräver en bra modell för hela ventilationssystemet för att kunna beskriva tryckförhållanden kring rotorn för beräkning av renblåsningens flöde.

Besparingen för ett fall utan renblåsning med flödeskorrektion för överföringsflödet eller egentligen återluftsflödet är ytterst marginell. Flödesreduktionen är högst 0.967 (29/30) för en sektorvinkel om 6° passande för lufthastighet i rotor om 2 m/s och ett varvtal om 10 varv/min jämfört med fallet med renblåsning och stillastående rotor. De redovisade flödeskvotsiffrorna i Tabell 2.1 och 3.1 visar att reduktionen räknat för ett helt driftsår är givetvis ännu mindre kanske bara hälften. Besparingen är marginell och kostnaden för att kunna flödeskompensera efter varvtalet är betydligt större om det inte finns varvtalsstyrda fläktar.

Den högre temperaturverkningsgraden på grund av lägre flöde och återluft minskar tillsatsvärmebehovet ytterst marginellt för fallet med bostadshus. Den relativa skillnaden för tillsatsvärme för bostadshus är mindre än 0.03 enligt Tabell 2.1 och den minskar med fallande årsmedeltemperatur för de fyra valda orterna.

Siffrorna i Tabell 3.1 för samma sak visar på betydligt större värden, men det är för små tillsatsvärmebehov särskilt tilluftstemperatur 12°C . Den relativa skillnaden är för tilluftstemperatur 18°C mindre än 0.05. Den relativa skillnaden minskar med fallande årsmedeltemperatur.

Huvudslutsatsen är att drift utan renblåsning med kompensering av varvtalsberoende överföringsflöde ger en liten besparing i fläktel och tillsatsvärme, eftersom medelflödet minskar och temperaturverkningsgraden ökar jämfört med normalfallet med renblåsning. Renblåsningsspektorn har varit 6° utan någon marginal samt med samma lufthastighet som i rotorn för övrigt.

Undersökningen i avsnitt 4 av vad som är rätt renblåsningssektor och därmed högsta varvtal visar att kostnadsfunktionen enligt (4.2) som beaktar tillsatsvärme och fläktel är mycket okänslig för val av sektorvinkel och tillhörande högsta varvtal.

De beräknade kostnadsfunktionerna för samma fall som i avsnitt 2 och 3 i Figur 4.1-16 visar också att mindre sektorvinklar och därmed lägre högsta varvtal kan vara lämpligare än de nuvarande särskilt om tillsatsvärmebehovet inte täcks med el. En ändring av högsta varvtal från 10 varv/min till 5 varv/min halverar renblåsningens flöde. Lägre högsta varvtal innebär också mindre slitage, vilket begränsar det oönskade läckaget.