



LUND UNIVERSITY

Roterande värmeväxlare

Jensen, Lars

2006

[Link to publication](#)

Citation for published version (APA):

Jensen, L. (2006). *Roterande värmeväxlare*. (TVIT; Vol. TVIT-7006). 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

Roterande värmeväxlare

Lars Jensen

Avdelningen för installationsteknik
Institutionen för bygg- och miljöteknologi
Lunds tekniska högskola
Lunds universitet, 2006
Rapport TVIT-06/7006



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 rök-spridning 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.

Roterande värmeväxlare

Lars Jensen

© Lars Jensen, 2006

ISRN LUTVDG/TVIT--06/7006--SE(56)

Avdelningen för installationsteknik
Institutionen för bygg- och miljöteknologi
Lunds tekniska högskola
Lunds universitet
Box 118
22100 LUND

Innehållsförteckning

1	Inledning	5
	Ideal regenerativ medströmsvärmeväxlare	5
	Ideal regenerativ motströmsvärmeväxlare	6
	Modellparametrar	7
	Modellfall	8
2	Enkel teori för regenerativ värmeväxling	9
	Ideal periodtid och rotorns tidskonstant	9
	Motströmsvärmeväxling	9
	Medströmsvärmeväxling	10
	Punktvärmeväxling	10
3	Teori - regenerativ motströmsvärmeväxling	19
4	Teori - regenerativ medströmsvärmeväxling	21
	Överföringsfunktion med oändligt värmeövergångstal	21
	Överföringsfunktion med ändligt värmeövergångstal	22
	Högsta temperaturverkningsgrad	22
5	Modell för regenerativ värmeväxling	27
	Simuleringsmetod	27
	Extrapolering till oändligt antal element	28
6	Beräkning av regenerativ motströmsvärmeväxling	29
7	Beräkning av regenerativ medströmsvärmeväxling	37
8	Läckage kring roterande värmeväxlare	45
	Rotorns inre läckage eller överföringsflöde	45
	Rotorns yttre läckage	45
	Tryckförhållande och läckagerisk för motströmskoppling	46
	Tryckförhållande och läckagerisk för medströmskoppling	48
	Störningar och osäkerheter	50
9	Jämförelser och slutsatser	51

1 Inledning

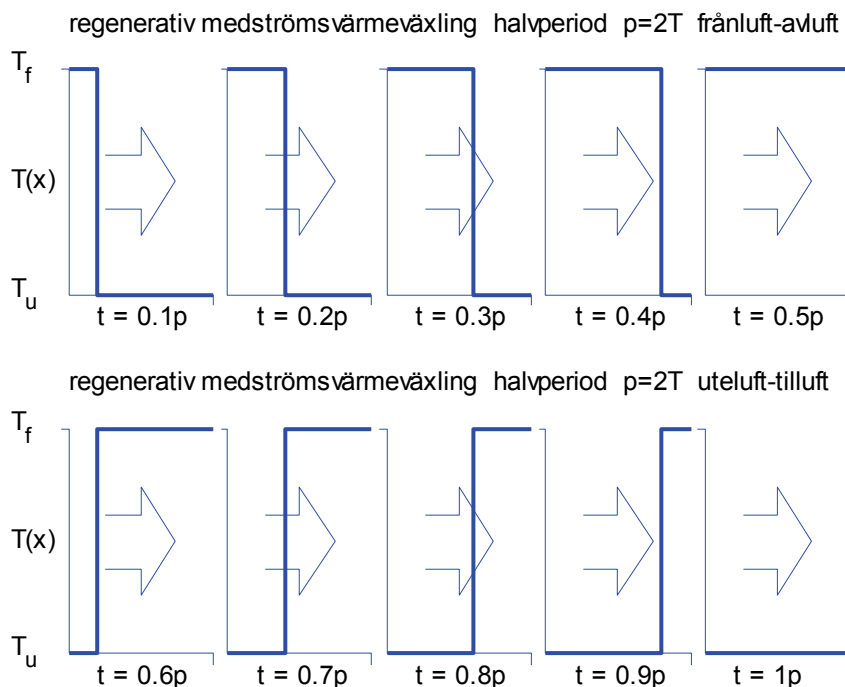
De två flöden som värmeväxlas i regenerativa värmeväxlare är ofta lika stora och därmed är de två temperaturverkningsgrader också lika stora. Både rekuperativ och regenerativ motströmsvärmeväxling kan ha temperaturverkningsgrader högre än 0.5 för lika stora flöden, om bara den värmeväxlande förmågan är tillräckligt stor. Roterande värmeväxlare är normalt motströmskopplade, men det är inget som hindrar att använda sig av medströmskoppling.

Temperaturverkningsgraden för rekuperativa medströmsvärmeväxlare kan inte överstiga 0.5 för lika stora flöden, men temperaturverkningsgraden för regenerativ medströmsvärmeväxling kan bli betydligt större än 0.5 för lika stora flöden.

Syftet med denna arbetsrapport är att särskilt undersöka egenskaper för medströmskoppling för regenerativa värmeväxlare och göra jämförelser med fallet med motströmskoppling.

Ideal regenerativ medströmsvärmeväxlare

Det går att få en temperaturverkningsgrad lika med ett för en regenerativ medströmsvärmeväxlare om värmeövergångstalet är oändligt stort och om växlingsperioden är rätt. Tiden för en halvperiod skall vara lika med en rotorkanals värmelagringsförmåga dividerad med det genomströmmande flödets värmeupptagningsförmåga. Ett exempel på tidsförloppet för detta särfall visas i Figur 1.1 nedan med uppladdning överst och urladdning nederst.



Figur 1.1 Rotorns temperaturprofil för medströmskoppling, lika stora flöden, oändligt värmeövergångstal och rätt periodtid med uppladdning överst och urladdning nederst.

Om periodtiden p väljs större än $2T$ blir temperaturverkningsgraden noll för den överskjutande tiden $p/2 - T$ av en halvperiod. Temperaturverkningsgraden minskar. Ett exempel är $p = 4T$, vilket ger verkningsgraden 0.5.

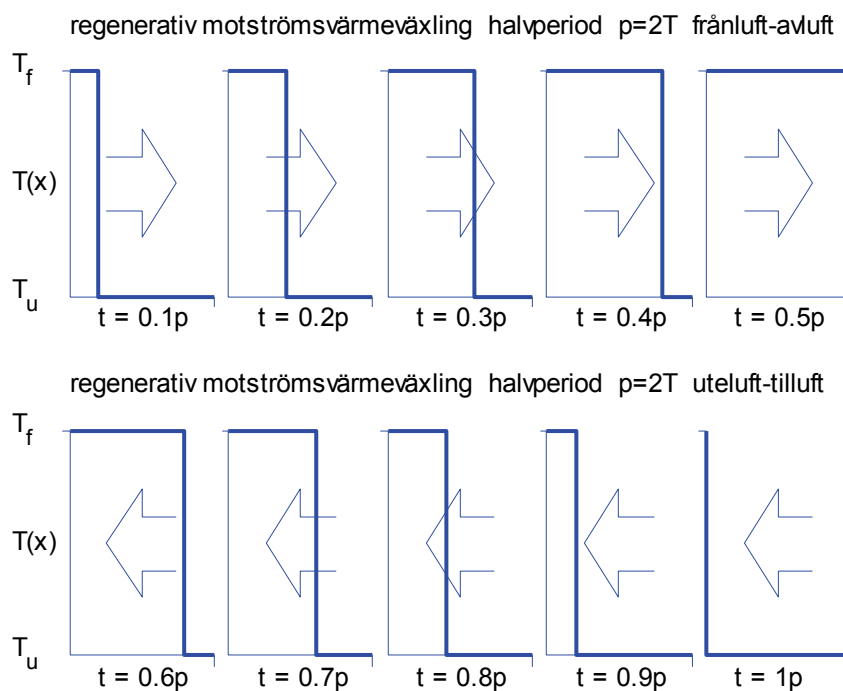
Om periodtiden p väljs mindre $2T$, kan temperaturverkningsgraden beräknat över en periodtid bli allt mellan noll och ett. Ett exempel är $p = T$, vilket ger verkningsgraden noll.

Ideal regenerativ motströmsvärmväxlare

Hur temperaturprofilen blir för en ideal regenerativ motströmsvärmväxlare redovisas i Figur 2.2 nedan för samma periodtid. Kurvorna visar att rotor blir helt uppladdad under den första halvan av periodtiden och helt urladdad under den andra halvan av periodtiden.

Om periodtiden p väljs större än $2T$ blir temperaturverkningsgraden noll för den överskjutande tiden $p/2 - T$ av en halvperiod. Temperaturverkningsgraden minskar. Ett exempel är $p = 4T$, vilket ger verkningsgraden 0.5.

Om periodtiden p väljs mindre $2T$, påverkas inte temperaturverkningsgraden utan den är lika med den ideala ett.



Figur 1.2 Rotorns temperaturprofil för motströmskoppling, lika stora flöden, oändligt värmeövergångstal och rätt periodtid med uppladdning överst och urladdning nederst.

Modellparametrar

Den regenerativa värmeväxlaren modelleras med en enda rotorkanal som följs under ett helt varv. Detta beror på att endast axiell värmeledning beaktas och radiell och tangentiell värmeledning försummas. Någon renblåsningssktor modelleras heller inte.

En rotorkanal med omgivande material beskrivs som ett cirkulärt rör med en given innerdiameter d , längd l och godstjocklek t . Rotormaterialet antas vara aluminium med densiteten ρ_r 2700 kg/m³, specifika värmets c_r 900 J/kgK och värmeledningsförmågan k 200 W/mK. Endast axiell värmeledning i rotormaterialet ingår i modellen. Värmeövergångstalet h mellan rotormaterial och rotorluft är konstant i modellen och oberoende av lufthastigheten. Luftdata är följande för densiteten ρ_a 1.2 kg/m³ och för specifikt värme c_a 1000 J/kgK.

l	rotorkanalens längd, m
d	rotorkanalens diameter, m
t	rotorkanalens godstjocklek, m
k	rotormaterialets värmeledningstal, W/mK
ρ_r	rotormaterialets densitet, kg/m ³
c_r	rotormaterialets specifika värme, J/kgK
h	värmeövergångstal rotor/luft, W/m ² K
v	luftens hastighet, m/s
ρ_a	luftens densitet, kg/m ³
c_a	luftens specifika värme, J/kgK

Notera att rotormaterialets godstjocklek t endast tas med till hälften eftersom rotormaterial skiljer två rotorkanaler åt. Rotorkanalen är egentligen inte cirkulär utan snarare triangulär, eftersom en rotor i en del fall byggs upp av en veckad metallfolie och en slät dito. Detta innebär också att den angivna diametern för en rotorkanal är en förenkling.

Modellfall

De modellfall som skall beräknas för både medströmsfallet och för motströmsfallet utgår från ett basfall kombinerat med fem värden för var och en av de sex fysikaliska parametrarna som har undersökts. De använda värdena kan beskrivas med Tabell 1.1 nedan som anger basfallet med understrykning. Antalet modellfall är tjugofem lika med det genomgående basfallet och fyra variationer av de sex olika fysikaliska parametrar.

Tabell 1.1 Fysikaliska parametrar för modellfall med basfallets värden understrykna.

modellfall	parameter	sort	värde ₁	värde ₂	värde ₃	värde ₄	värde ₅
1-5	h	W/m ² K	20	30	<u>40</u>	50	60
6-10	v	m/s	1.0	1.5	<u>2.0</u>	2.5	3.0
11-15	l	mm	100	150	<u>200</u>	250	300
16-20	d	mm	1.0	1.5	<u>2.0</u>	2.5	3.0
21-25	t	mm	0.02	0.03	0.04	<u>0.05</u>	0.06
26-30	k	W/mK	0	50	100	150	<u>200</u>

2 Enkel teori för regenerativ värmeväxling

Det går att med en ytterst enkel modell visa att temperaturverkningsgraden överstiger 0.5. Modellen bygger på att värmeöverföringsförmåga hos rotorn är oändligt stor. Det innebär att de två flödena värmer upp eller kyler ner rotorn helt till flödets temperatur. Flödets begränsade värmeöverföringsförmåga Q jämfört med rotorns värmelagringsförmåga C gör att det tar tid och att en temperaturfront rör sig genom rotorn. Denna termiska fronthastighet är mycket lägre än den strömningstekniska hastigheten. Tiden för att ladda upp eller ur en rotorkanal helt kan skrivas som kvoten C/Q mellan med rotorns värmelagringsförmåga C och flödets värmeöverföringsförmåga Q .

Ideal periodtid och rotorns termiska tidskonstant

När en rotorkanal är helt upp- eller urladdad strömmar flödet genom rotorn utan någon temperaturändring. För att få högsta möjliga temperaturverkningsgrad skall rotationstiden eller perioden p väljas lika med två gånger den termiska upp- eller urladdningstiden $T=C/Q$. Detta ger sambandet:

$$p = 2 T = 2 C/Q \quad (\text{s}) \quad (2.1)$$

De två storheterna C och Q beräknas som följer och med uppgifter för en rotorkanal och det strömmande mediet luft. Notera att rotorkanalens godstjocklek t endast tas med till hälften i (2.2), eftersom rotorns alla kanaler genomströmmas på båda sidorna. Detta är en förenkling av den verkliga geometrin.

$$C = \pi d l t \rho_r c_r / 2 \quad (\text{J/K}) \quad (2.2)$$

$$Q = \pi d^2 v \rho_a c_a / 4 \quad (\text{W/K}) \quad (2.3)$$

Rotorns termiska tidskonstant $T=C/Q$ kan med uttrycken (2.2-3) förenklas till följande:

$$T = C/Q = 2 l t \rho_r c_r / d v \rho_a c_a \quad (\text{W/K}) \quad (2.4)$$

Motströmsvärmeväxling

Om rotationstiden eller periodtiden p väljs enligt (2.1) blir verkningsgraden lika med 1.0. Verkningsgraden kan beräknas för andra längre periodtider än den optimala genom att analysera utflödets temperatur från en rotorkanal som först är lika med det andra flödets temperatur under tiden p och därefter lika med det egna flödets temperatur (ingen värmeväxling sker). Temperaturverkningsgraden är alltså först lika med 1.0 under tiden T och 0.0 under resten av den valda halvperiodtiden $p/2$. Temperaturverkningsgraden kan för motströmsfallet skrivas som:

$$v(T/p) = 2 T/p \quad 0 < T/p < 0.5 \quad (-) \quad (2.5)$$

$$v(T/p) = 1 \quad 0.5 < T/p \quad (-) \quad (2.6)$$

Tidsförloppen för $p=T$, $p=2T$ och $p=4T$ redovisas i Figur 2.1, 1.2 respektive 2.2. Hur temperaturverkningsgraden varierar som funktion av kvoten mellan periodtid p och termisk tidskonstant T och omvänt redovisas i Figur 2.3 respektive 2.4 för fallet med motströmsvärmeväxling enligt uttrycken (2.5-6).

Medströmsvärmeväxling

Den genomsnittliga verkningsgraden för ett varv kan beräknas för alla möjliga fall med längre eller kortare periodtider p i förhållande till den termiska tidskonstanten T med två uttryck enligt nedan där n är ett positivt heltal:

$$v(T/p) = 2 T/p \quad n < T/p < n + 0.5 \quad (-) \quad (2.7)$$

$$v(T/p) = 2 - 2 T/p \quad n + 0.5 < T/p < n + 1 \quad (-) \quad (2.8)$$

Tidsförloppen för $p=T$, $p=2T$ och $p=4T$ redovisas i Figur 2.5, 1.1 respektive 2.6. Hur temperaturverkningsgraden varierar som funktion av kvoten mellan periodtid p och termisk tidskonstant T och omvänt redovisas i Figur 2.7 respektive 2.8 för fallet med medströmsvärmeväxling enligt uttrycken (2.7-8).

Punktvärmeväxling

Regenerativ värmeväxling i en enda punkt utan någon utsträckning kan också undersökas med samma termiska parameter som tidigare, nämligen rotorns termiska tidskonstant T . Antag att rotormassan utsätts för temperaturnivåerna 0 och 1 under vardera en halvperiod av periodtiden p . Rotormassans temperatur kommer att variera från den relativa temperaturnivån a till $1-a$. Sambandet mellan dessa två temperaturvärden ges av ett exponentiellt insvängningsförlopp, vilka kan skrivas som följer:

$$a = (1-a) e^{-p/2T} \quad (-) \quad (2.9)$$

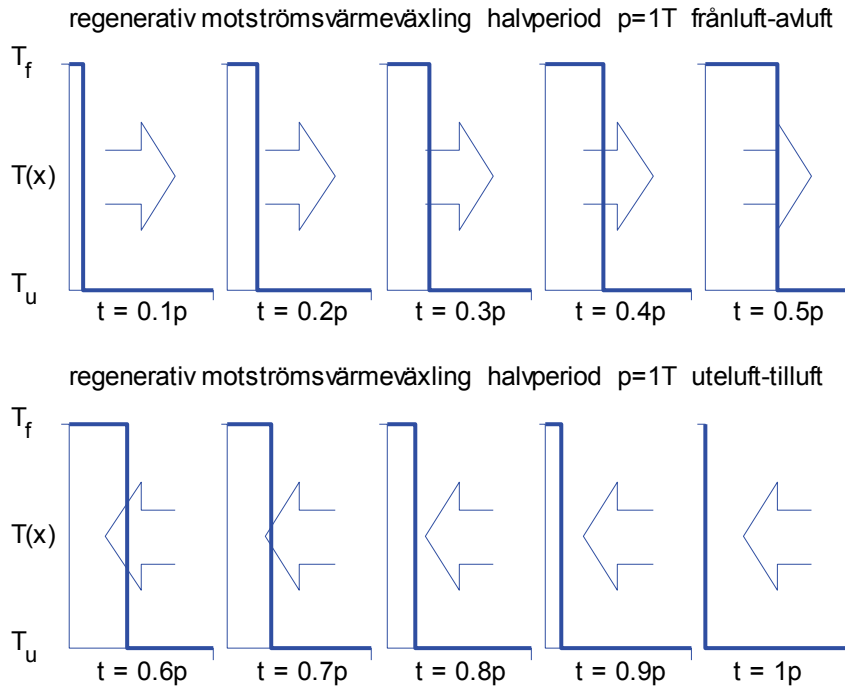
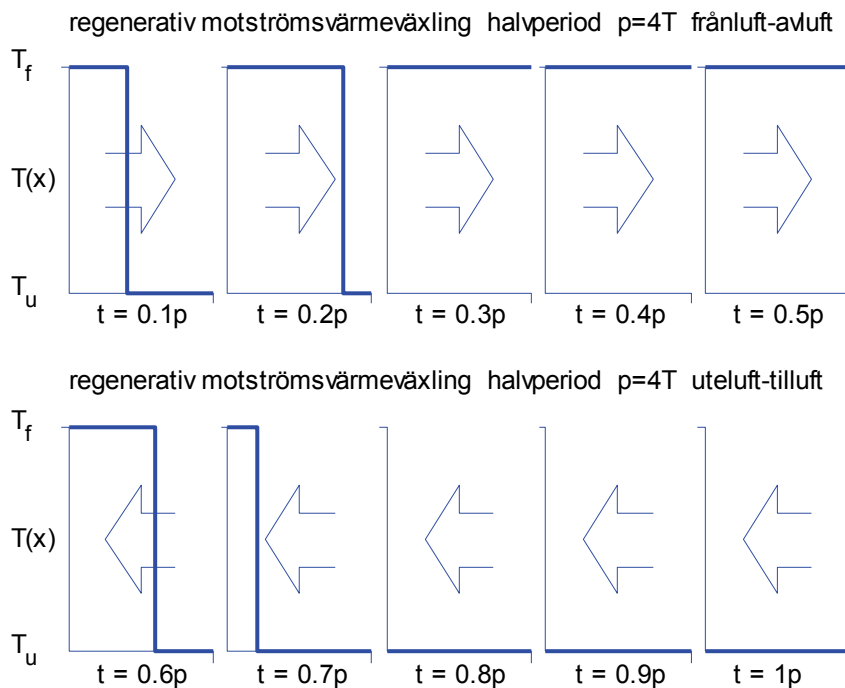
Exempel på utloppstemperaturer redovisas i Figur 2.9-12 för periodtiderna $T/2$, T , $2T$ och $4T$. Temperaturvariationen för rotorn ges av $1-2a$ och den överförda värmeenergin kan för en halvperiod skrivas som $(1-2a)C$ och den möjligt överförbara värmeenergin som $(1-0)Qp/2$. Temperaturverkningsgraden kan nu skrivas som kvoten mellan dessa två energier, vilket ger:

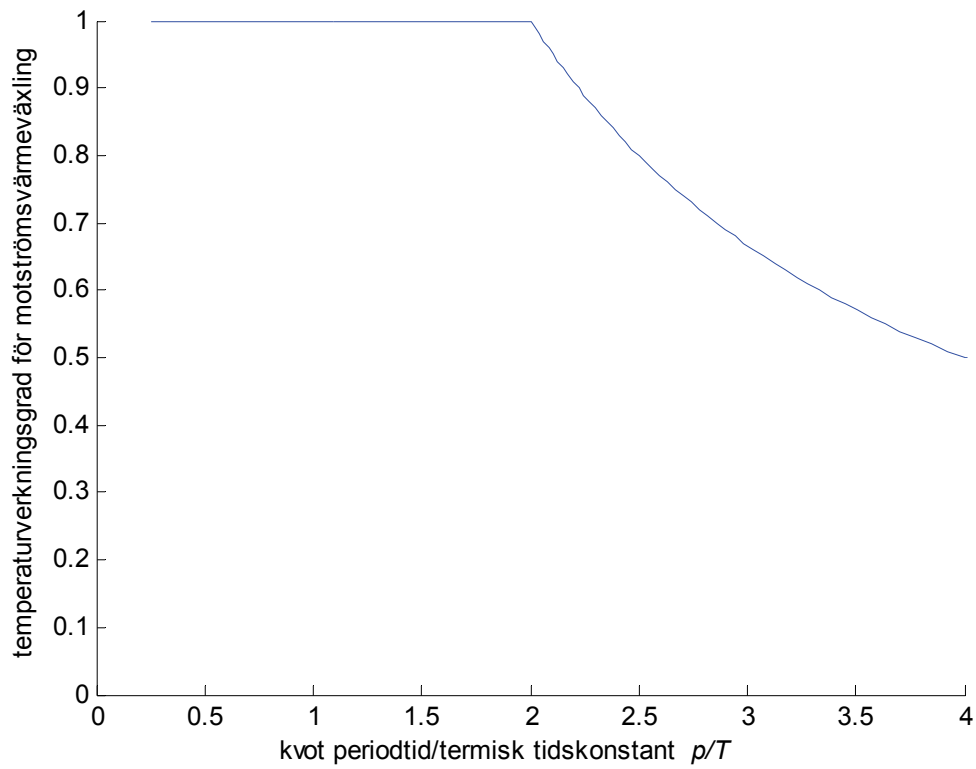
$$v = 2(1-2a)C/Qp \quad (-) \quad (2.10)$$

Temperaturnivån och parametern a kan lösas ut ur (2.10) och verkningsgraden kan skrivas som en funktion av kvoten $p/2T$ enligt nedan:

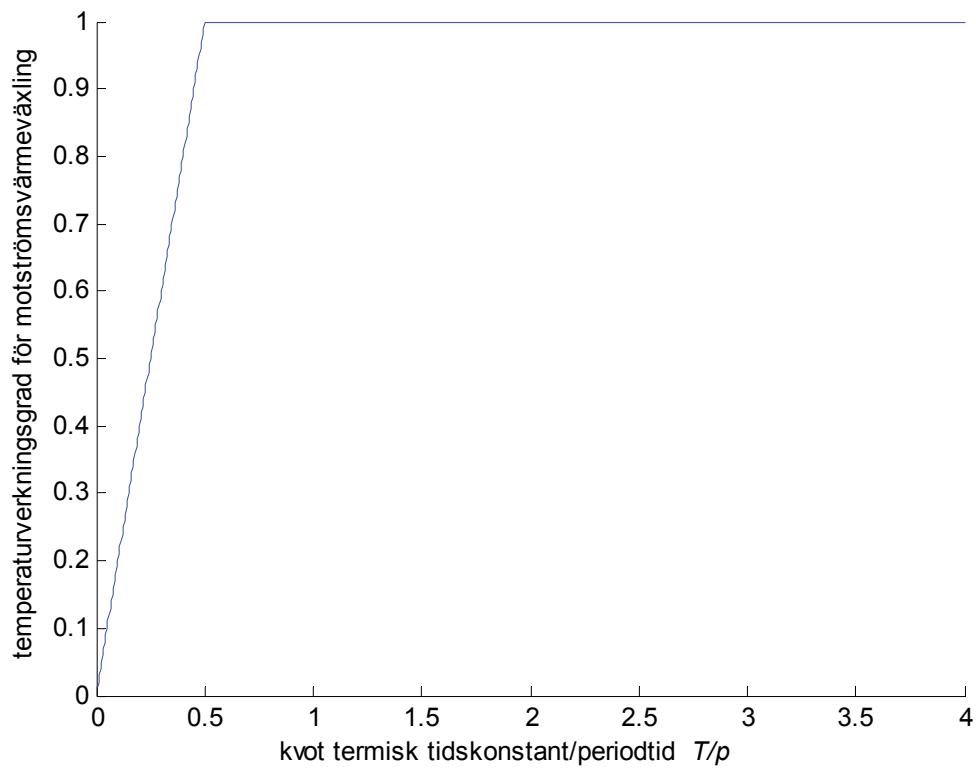
$$v = (1 - e^{-p/2T}) / (1 + e^{-p/2T})(p/2T) \quad (-) \quad (2.11)$$

Denna temperaturverkningsgrad redovisas i Figur 2.13 och 2.14 på samma sätt som för fallen med medström och motström. Verkningsgraden blir i detta fall högst 0.5.

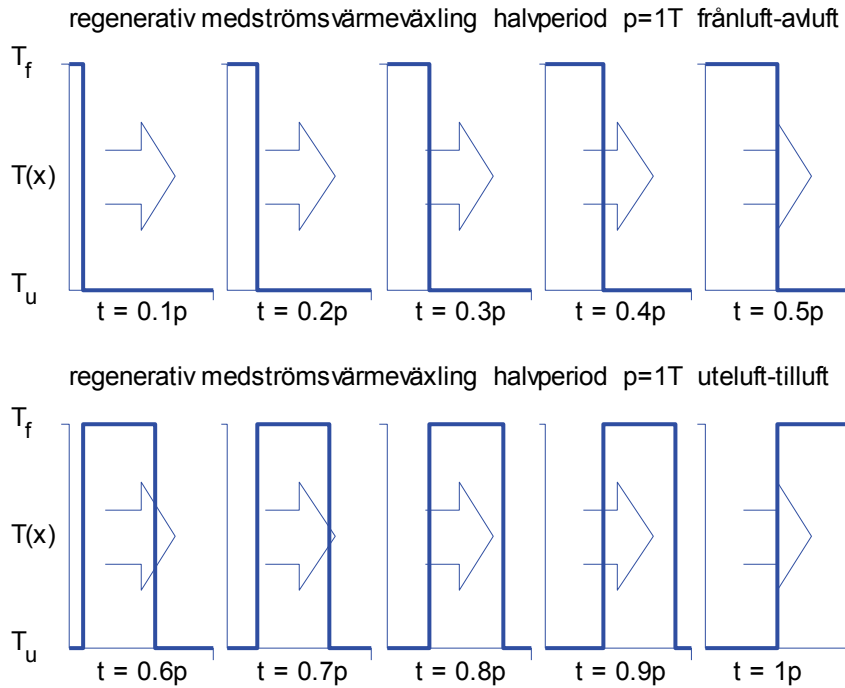
Figur 2.1 Rotorns temperaturprofil för motströmskoppling för periodtid $p=T$.Figur 2.2 Rotorns temperaturprofil för motströmskoppling för periodtiden $p=4T$.



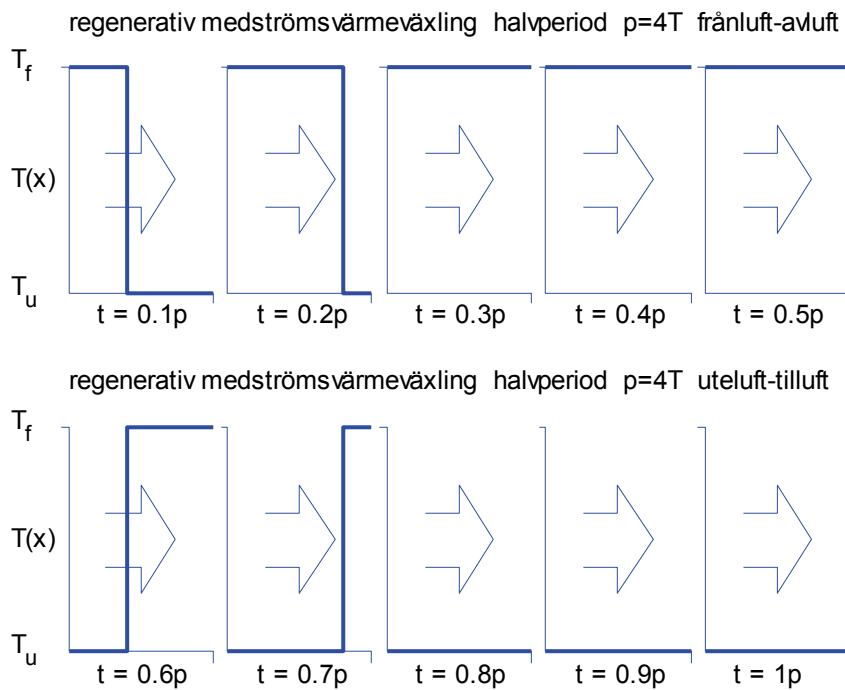
Figur 2.3 Temperaturverkningsgrad som funktion av p/T för motströmsvärmväxling.



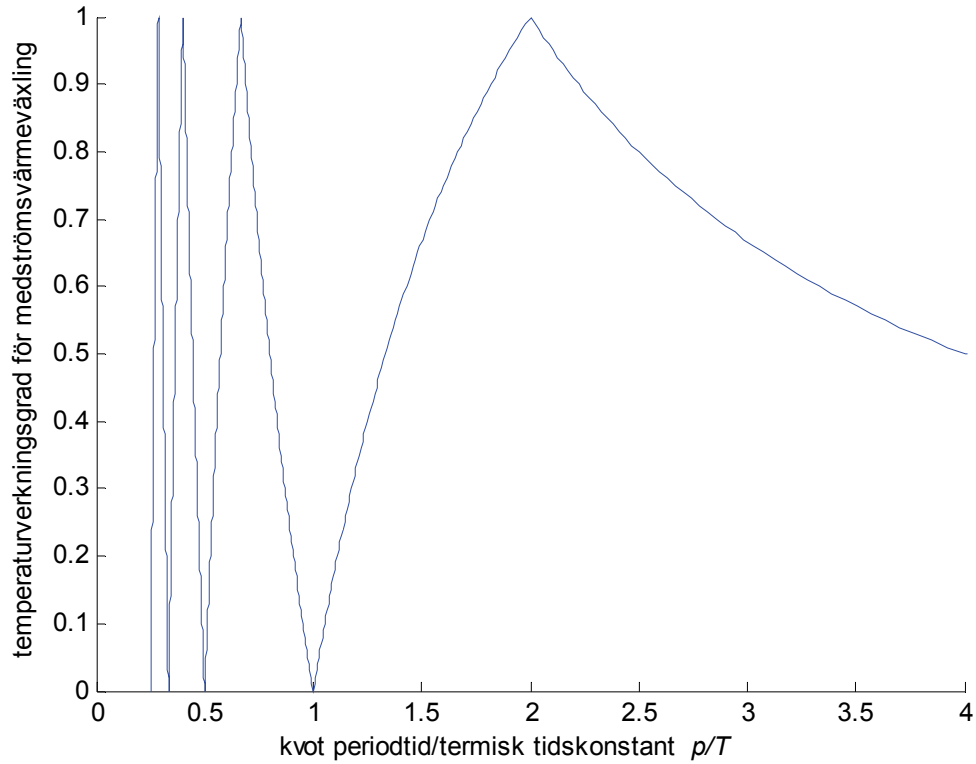
Figur 2.4 Temperaturverkningsgrad som funktion av T/p för motströmsvärmväxling.



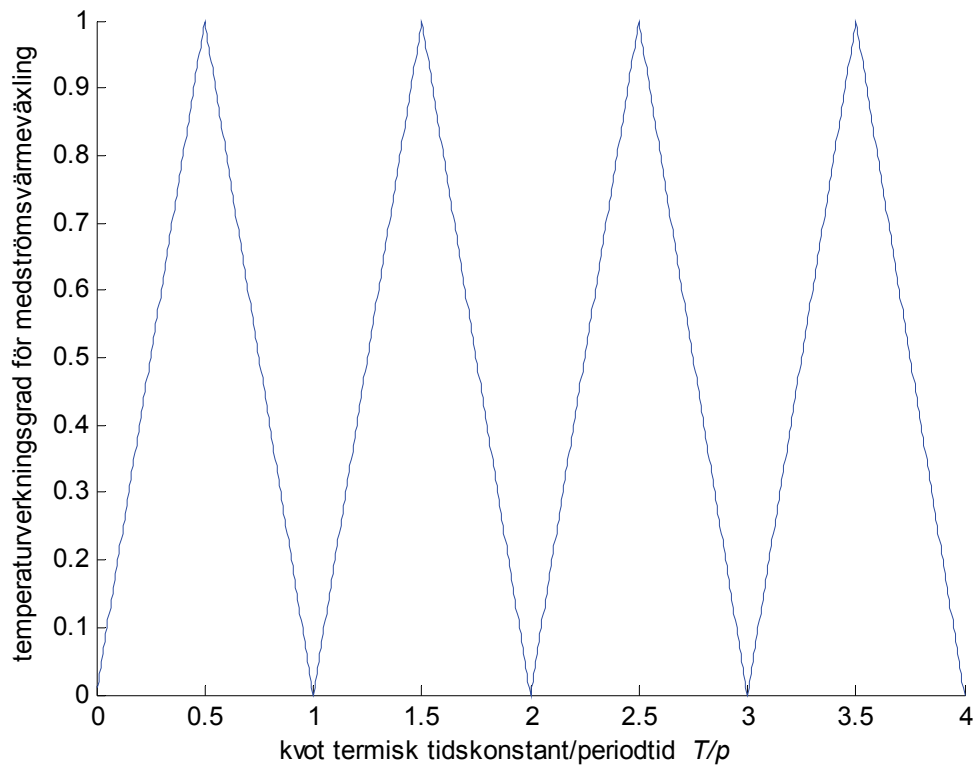
Figur 2.5 Rotorns temperaturprofil för medströmskoppling för periodtiden $p=T$.



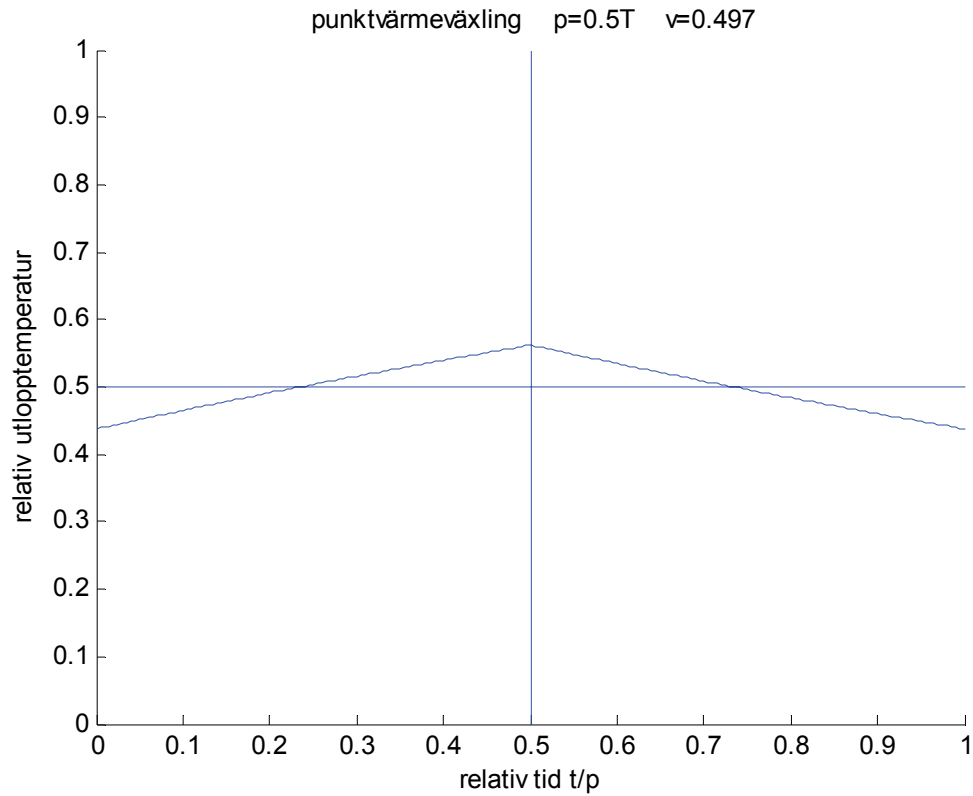
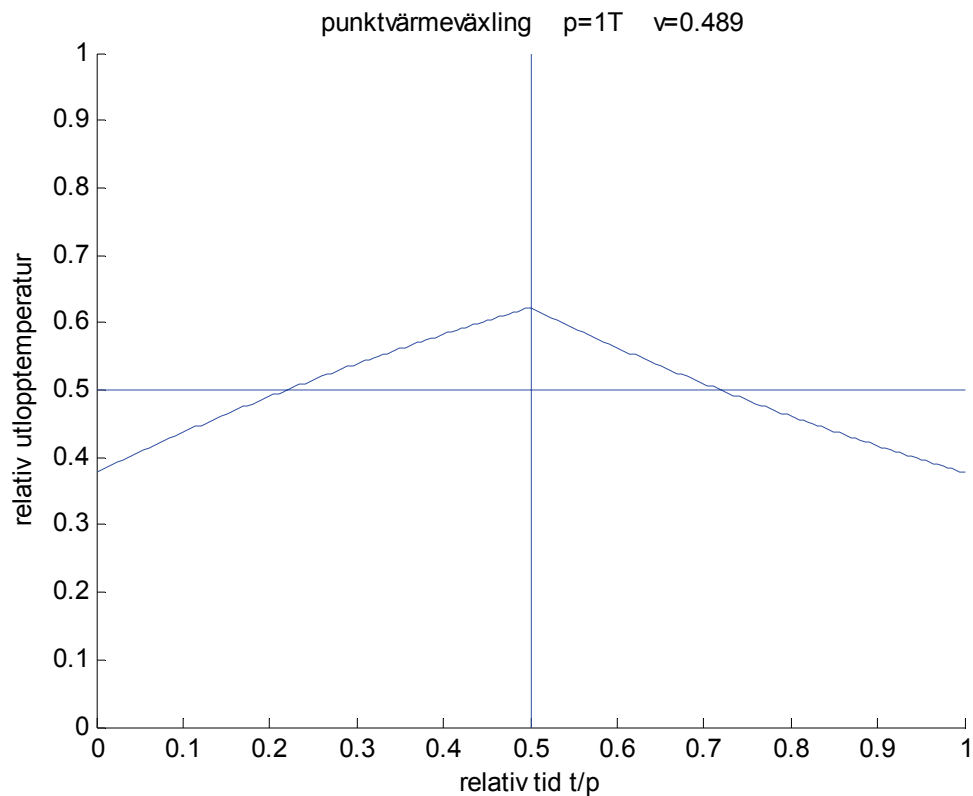
Figur 2.6 Rotorns temperaturprofil för medströmskoppling för periodtiden $p=4T$.

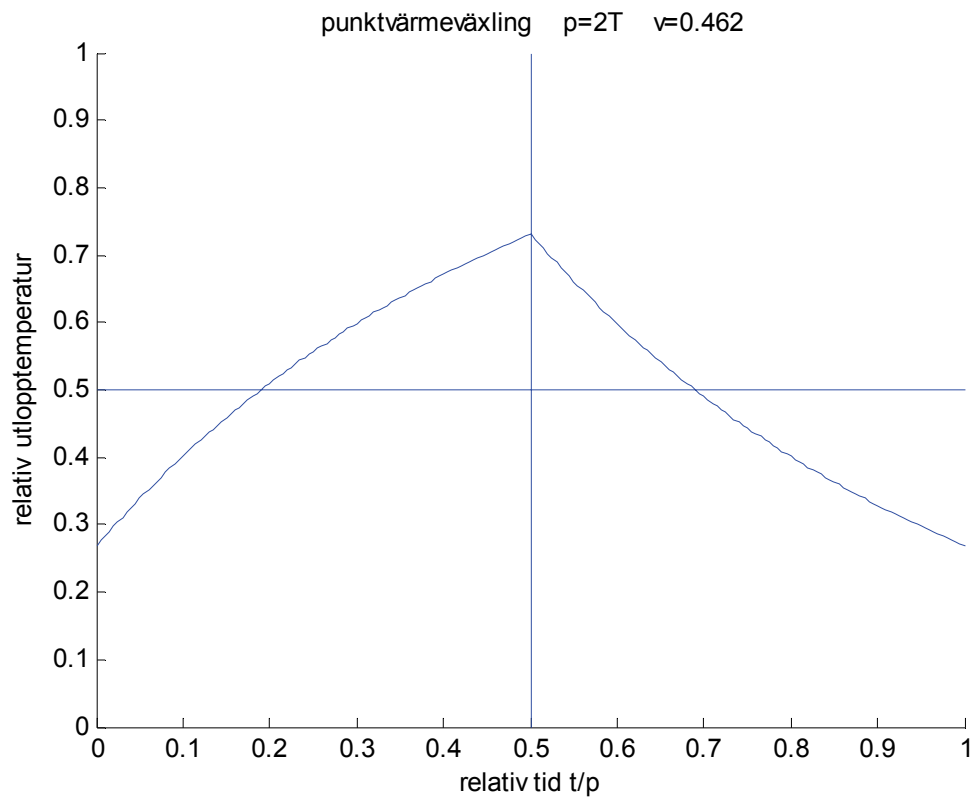


Figur 2.7 Temperaturverkningsgrad som funktion av p/T för medströmsvärmväxling.

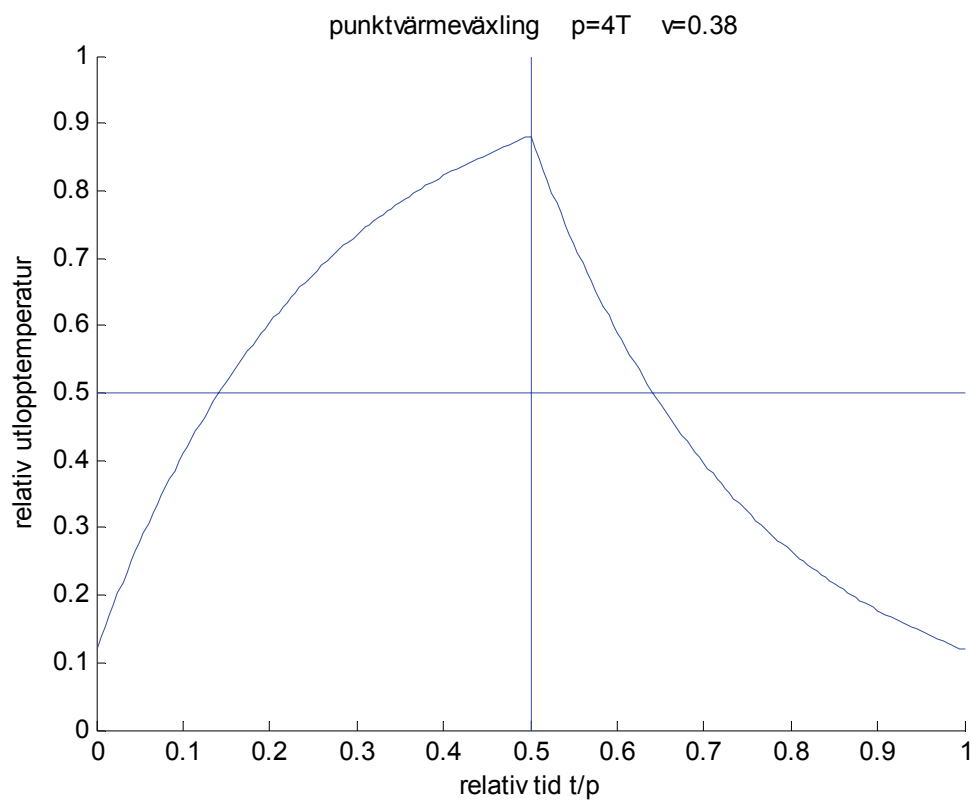


Figur 2.8 Temperaturverkningsgrad som funktion av T/p för medströmsvärmväxling.

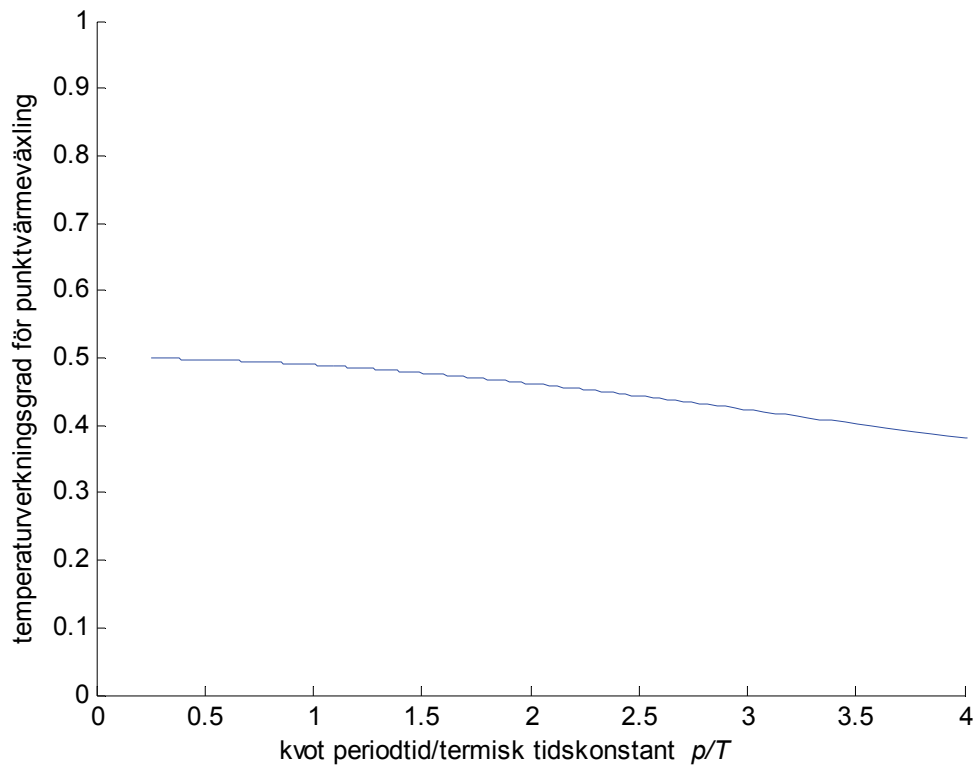
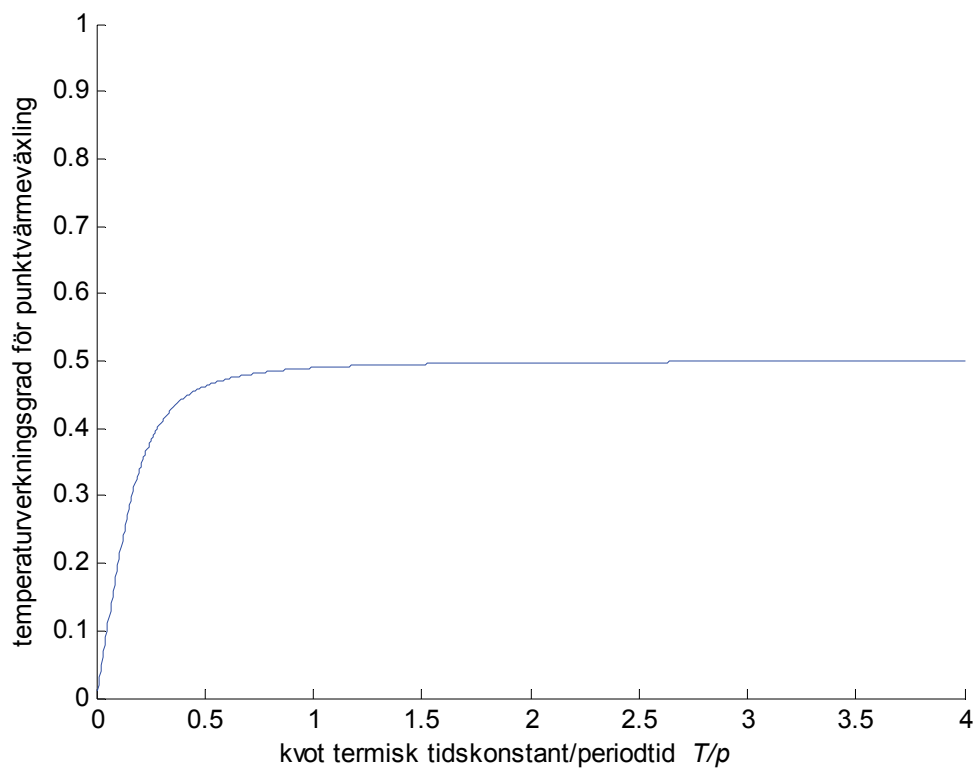
Figur 2.9 Relativ utloppstemperatur för punktvärmeväxling med periodtiden $p=0.5T$.Figur 2.10 Relativ utloppstemperatur för punktvärmeväxling med periodtiden $p=T$.



Figur 2.11 Relativ utloppstemperatur för punktvärmeväxling med periodtiden $p=2T$.



Figur 2.12 Relativ utloppstemperatur för punktvärmeväxling med periodtiden $p=4T$.

Figur 2.13 Temperaturverkningsgrad som funktion av p/T för punktvärmeväxling.Figur 2.14 Temperaturverkningsgrad som funktion av T/p för punktvärmeväxling.

3 Teori för motströmsvärmeväxling

Temperaturverkningsgraden för rekuperativa motströmsvärmeväxlare mellan lika flöden kan beräknas som följer:

$$v = Ah/(Ah+Q) \quad (-) \quad (3.1)$$

där

$$\begin{array}{ll} Ah & \text{värmeväxlarens värmeöverföringsförmåga, W/K} \\ Q & \text{flödets värmeöverföringsförmåga, W/K} \end{array}$$

Samma uttryck kan även tillämpas för regenerativa motströmsvärmeväxlare, men med skillnaden att halva rotorn värmeväxlar två gånger med de två lika stora flödena. Detta ger uttrycket:

$$v = Ah/(Ah+2Q) \quad (-) \quad (3.2)$$

där

$$\begin{array}{ll} Ah & \text{halva rotorns värmeöverföringsförmåga, W/K} \\ Q & \text{flödets värmeöverföringsförmåga, W/K} \end{array}$$

Ovanstående uttryck gäller under förutsättning att rotationshastigheten är tillräckligt hög eller att periodtiden p för ett varv inte är för lång. Detta krav formuleras som följer:

$$C/p > 2Q \quad (\text{W/K}) \quad (3.3)$$

där

$$\begin{array}{ll} C & \text{hela rotorns värmelagringsförmåga, J/K} \\ p & \text{periodtid, s} \end{array}$$

Olikheten (3.3) kan skrivas om genom att införa rotorns termiska tidskonstant $T=C/Q$, vilket ger:

$$p < T/2 = C/2Q \quad (\text{s}) \quad (3.4)$$

Detta krav för regenerativ motströmsvärmeväxling kan jämföras med motsvarande för ideal regenerativ medströmsvärmeväxling enligt (2.1) nämligen $p=2T$. Detta innebär att regenerativ motströmsvärmeväxling arbetar med betydligt högre varvantal.

Hur mycket rotorn varierar i temperatur ΔT under upp- eller urladdning under en halvperiod $p/2$ kan uppskattas för en medelverkningsgrad v med en energibalans på formen:

$$Q v p/2 = C \Delta T \quad (\text{J}) \quad (3.5)$$

Införandet av kravet (3.4) ger följande:

$$\Delta T < v/4 \quad (-) \quad (3.6)$$

Hur temperaturverkningsgraden för motströmsvärmväxlare påverkas av varvtalet eller periodtiden kan uppskattas som följer. Antag att rotorns temperatur varierar mellan medeltemperaturerna $0.5-\Delta T/2$ och $0.5+\Delta T/2$.

När rotorns medeltemperatur ändras från 0.5 till $0.5-\Delta T/2$ sker detta under tiden t_a och verkningsgraden ändras från nominella v_0 enligt (3.2) till som lägst v_a . Detta ger ett effektsamband för minläget och ett energisamband för tiden t_a .

$$Ah(1 - \Delta T - v_a)/2 = Q v_a \quad (\text{W}) \quad (3.7)$$

$$C \Delta T/2 = Q(v_0 + v_a)t_a/2 \quad (\text{J}) \quad (3.8)$$

När rotorns medeltemperatur ändras från $0.5+\Delta T/2$ till 0.5 till sker detta under tiden t_b och verkningsgraden ändras från högst v_b till nominella v_0 enligt (3.2). Detta ger ett effektsamband för maxläget och ett energisamband för tiden t_b .

$$Ah(1 + \Delta T - v_b)/2 = Q v_b \quad (\text{W}) \quad (3.7)$$

$$C \Delta T/2 = Q(v_0 + v_b)t_b/2 \quad (\text{J}) \quad (3.8)$$

De fyra variablerna t_a , v_a , t_b och v_b kan skrivas som följer:

$$t_a = p / 2(2 - \Delta T) \quad (\text{s}) \quad (3.9)$$

$$t_b = p / 2(2 + \Delta T) \quad (\text{s}) \quad (3.10)$$

$$v_a = v_0 (1 - \Delta T) \quad (-) \quad (3.11)$$

$$v_b = v_0 (1 + \Delta T) \quad (-) \quad (3.12)$$

Medelverkningsgraden v_m för hela halvperioden kan viktas med $t_a/2$ för v_a , med $t_b/2$ för v_b och med $(t_a + t_b)/2$ för v_0 , vilket ger följande:

$$v_m = [t_a (v_0 + v_a)/2 + t_b (v_0 + v_b)/2] / (t_a + t_b) \quad (-) \quad (3.13)$$

Efter insättning av (3.9-12) i (3.13) och förenkling fås:

$$v_m = v_0 (1 - \Delta T^2/4) \quad (-) \quad (3.14)$$

Notera att ΔT är högst ett vid fullständig ur- eller uppladdning av rotorn och för gränsfallet blir verkningsgraden $3v_0/4$. Uttrycket (3.14) skrivs om till följande genom att utnyttja (3.5) och att $T=C/Q$, vilket ger en andragradsekvation för v_m på formen:

$$v_m = v_0 [1 - (v_m p / 4T)^2] \quad (-) \quad (3.15)$$

4 Teori för medströmsvärmeväxling

Regenerativ medströmsvärmeväxling kan undersökas med en överföringsfunktion för en rotorkanal, eftersom strömningsriktningen är den samma för de två inflödena. En överföringsfunktion $G(i\omega)$ anger amplitudgången $\text{abs}(G(i\omega))$ och fasingen $\text{arg}(G(i\omega))$ som funktion av frekvensen ω . Insignalen förutsätts vara en sinusfunktion med en given frekvens. Utsignalen blir för linjära system en sinusfunktion med samma frekvens med en ändrad amplitud enligt faktorn $\text{abs}(G(i\omega))$ och ändrad fas enligt $\text{arg}(G(i\omega))$.

En insignal kan vara sammansatt av flera olika frekvenser med olika styrka. Utsignalen kan med hjälp av en överföringsfunktion sättas samman av insignalens olika komponenters styrka, amplitudgång och fasing.

Överföringsfunktion för oändligt värmeövergångstal

Det går att ställa upp en enkel modell för en rotorkanal. Om värmeöverföringsförmågan mellan rotor och luft antas vara oändligt stor kan en rotorkanal beskrivas med endast rotorns termiska tidskonstant T , vilket är kvoten mellan rotorns värmelagringsförmåga C och luftflödets värmeöverföringsförmåga Q . Antag vidare att en rotorkanal delas upp i n st element. Den oändliga värmeöverföringsförmågan mellan rotor och luft innebär att luftflöde och rotormaterial har samma temperatur. Överföringsfunktionen för ett av n rotordelement och den sammansatta hela rotorkanalen kan skrivas som:

$$G_n(s) = 1/(sT/n + 1) \quad (-) \quad (4.1)$$

$$G(s) = 1/(sT/n + 1)^n \quad (-) \quad (4.2)$$

Efter gränsvärdesövergång till oändligt antal element fås följande överföringsfunktion:

$$G(s) = e^{-sT} \quad (-) \quad (4.3)$$

Rotorkanalens statiska egenskap för en konstant insignal fås för $s=i\omega=0$, vilket ger $G(0)=1$. Utsignalen blir lika med insignalen, vilket är väntat eftersom rotorns värmelagringsförmåga är begränsad. Om frekvensen ω väljs lämpligt kan överföringsfunktionen $G(s)$ blir lika med -1 , eftersom

$$e^{i\omega} = \cos(i\omega) + i \sin(i\omega) \quad (-) \quad (4.4)$$

Detta fås när $\omega T = \pi$, vilket ger $e^{-i\pi} = -1$. Utsignalen är i ren motfas i förhållande till insignalen och med samma amplitud. Verkningsgraden är alltså 1. Frekvensen ω kan räknas om till en motsvarande periodtid p enligt:

$$p = 2\pi/\omega = 2T \quad (s) \quad (4.5)$$

Detta samband (4.5) stämmer överens med den i avsnitt 2 tidigare bestämda ideala periodtiden p enligt (2.1). Rotorns temperaturprofil redovisas för detta fall i Figur 1.1-2.

Överföringsfunktion för ändligt värmeövergångstal

En rotorkanal vid medströmsvärmväxling kan beskrivas som ett rör med ett konstant inflöde som växlar mellan två temperaturnivåer. Överföringsfunktionen för en rotorkanal $G(s)$ kan för en given väggöverföringsfunktion $H(s)$ mellan rotoryta och det strömmande mediet formuleras som följer med hjälpparametrarna Ah och Q :

$$G(s) = e^{-sl/v} e^{-(1-H(s))Ah/Q} \quad (-) \quad (4.6)$$

$$Q = \pi d^2 v \rho_a c_a / 4 \quad (\text{W/K}) \quad (4.7)$$

$$Ah = \pi d l h \quad (\text{W/K}) \quad (4.8)$$

Överföringsfunktionen för den termiskt tunna rotorkanalväggen $H(s)$ kan skrivas som:

$$H(s) = 1/(sT_m + 1) \quad (-) \quad (4.9)$$

$$T_m = C/Ah = \rho_r c_r t / 2h \quad (\text{s}) \quad (4.10)$$

En viktig anmärkning är att $T_m = C/Ah$ inte skall förväxlas med $T = C/Q$. Notera också att endast halva godstjockleken t tas med i (4.10) för att ange kanalens termiska värmelagringsförmåga, eftersom kanalen är en förenkling av den verkliga rotorkanalgeometrin uppbyggd av veckad tunn metallfolie, vars båda sidor är utsatt för förbiströmmande luft.

Om värmeövergångstalet h i (4.6) går mot oändligheten fås att:

$$G(s) = e^{-sl/v} e^{-sT} \quad (-) \quad (4.11)$$

Detta stämmer med (4.3) för samma fall med den enda skillnaden att en ren transportfördröjning l/v har tillkommit. Denna tid är för dock mycket mindre än rotorns termiska tidskonstant och tidsfördröjning. Basfallets strömningsfördröjning eller transporttid är 0.1 s, eftersom rotorlängden är 0.2 m och hastigheten är 2 m/s.

Rotorkanalens statistiska egenskaper fås för $s = i\omega = 0$, vilket ger $G(0) = 1$. Rotorkanalens egenskaper för höga frekvenser ger inte en fullständig dämpning utan en faktor $e^{-Ah/Q}$ återstår av insignalen, eftersom Ah oftast är betydligt större än Q blir dämpning nästan fullständig.

Högsta temperaturverkningsgrad

Rotorns högsta temperaturverkningsgrad kan bestämmas genom att finna den frekvens ω som ger det lägsta realvärdet för $G(i\omega) < 0$. Imaginärdelen av $G(i\omega)$ påverkar inte verkningsgraden. Den ideala periodtiden $p = 2T$ med frekvensen $\omega = \pi/T$ bör ge snarlika värden.

Inloppstemperaturen eller insignalen till rotorn normeras till en fyrkantvåg $u(t)$ som är 1 under den första halvperioden, 0 under den andra och kan för frekvensen ω skrivas som följer:

$$u(t) = 0.5 + (2/\pi) \sin(\omega t) + (2/3\pi) \sin(3\omega t) + (2/5\pi) \sin(5\omega t) + \dots \quad (4.12)$$

Motsvarande utloppstemperatur eller utsignalen ut från rotorn $y(t)$ kommer att endast bestå av utsignalens två första termer från (4.12). De högre frekvenserna är svagare och dämpas starkt. Utsignalen kan därför skrivas som den statiska komponenten 0.5 och den första grundtonens realdel:

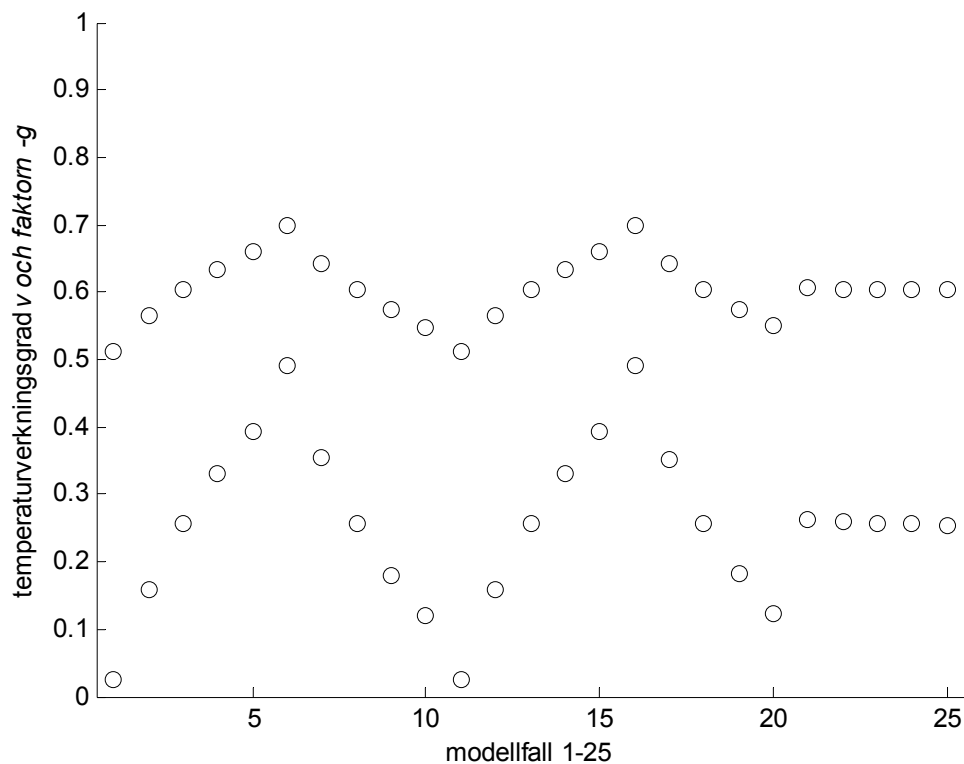
$$y(t) = 0.5 + g (2/\pi) \sin(\omega t) \quad (-) \quad (4.13)$$

$$g = \min[\operatorname{Re}(G(i\omega))] < 0 \quad (-) \quad (4.14)$$

Temperaturverkningsgraden v kan i sin tur beräknas medelskillnaden mellan insignalen $u(t)$ och utsignalen $y(t)$ under den första halvperioden. Medelvärdet för den första halvperioden av en sinusfunktion är $2/\pi$. Detta ger sammantaget följande:

$$v = 0.5 - g 4/\pi^2 > 0.5 \quad (-) \quad (4.15)$$

Både temperaturverkningsgraden v och faktorn g (med omvänt tecken) redovisas i figur 4.1 för de tjugofem första modellfallen som funktion av fallnummer.



Figur 4.1 Beräknad temperaturverkningsgrad v och faktorn $-g$ för olika modellfall 1-25.

Hur frekvensgången ser ut för modellfallen enligt Tabell 1.1 redovisas i Figur 4.2-6 i form av Nyquistdiagram med x-axeln $\operatorname{Re}(G(i\omega))$ och y-axeln $\operatorname{Im}(G(i\omega))$. Periodtiden anges på de olika kurvorna om det finns plats. Den ideala periodtiden har markerats och den periodtiden som ger lägst realdel är mer negativ. Felet är dock inte stort.

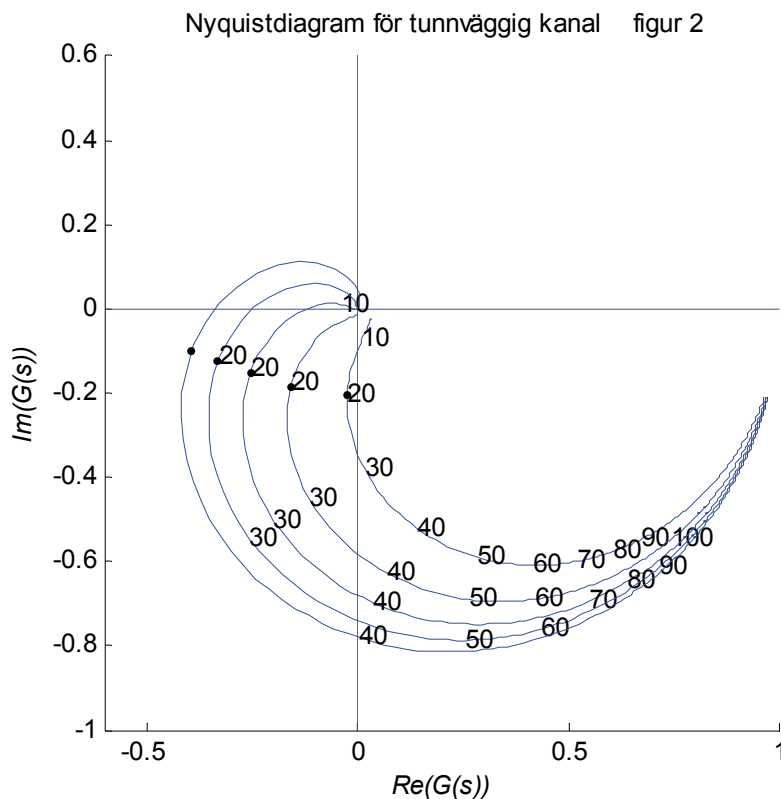
Det visar sig att fall 6-10 i Figur 4.3 är sammanfallande med fall 16-20 i Figur 4.5. Fall 1-5 i Figur 4.2 är sammanfallande med fall 11-15 i Figur 4.4, men periodtiden skiljer. Kurvorna för fall 21-25 med olika godstjocklek är lika bortsett från olika periodtid och därför redovisas endast basfallets kurva, fall 24, även lika med den mittersta av de fem kurvorna i Figur 4.2-5.

Likheterna mellan de olika kurvorna i Figur 4.2-5 framgår också av de tjugo första värden i Figur 4.1, vilka är identiska tio och tio. Förklaringen till dessa likheter beror på att alla fem modellparametrar varierar på samma sätt med en faktor 3 och på hur överföringsfunktionen påverkas. Överföringsfunktionens egenskaper bestäms av hur de fem modellparametrarna h , v , l , d och t påverkar överföringsfunktionens hjälpparametrar Ah , Q , C , T och T_m . Detta kan undersökas genom att ange exponenter för hur en parameter ingår enligt Tabell 4.1.

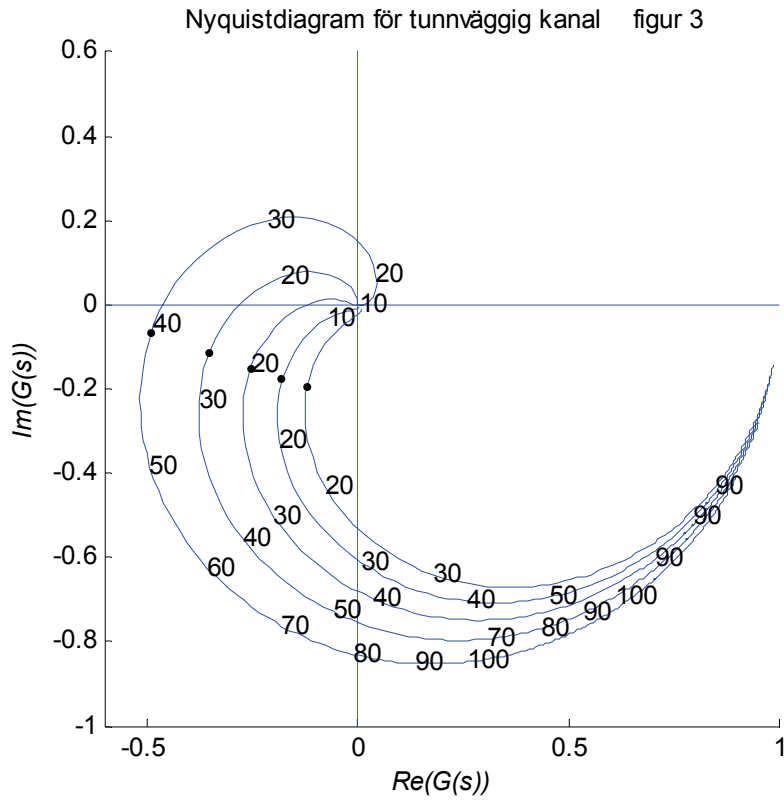
Överföringsfunktion beskrivs av de två hjälpparametrarna T och T_m bortsett från den rena transportfördröjningen. Fall 6-10 och 16-20 påverkar T och T_m på samma sätt och därför likhet. Fall 1-5 och 11-15 påverkar T och T_m en potens förskjutet, men genom att anpassa periodtiden fås även här likhet. Fall 21-20 har samma potenser för T och T_m , vilket medför att Nyquistkurvorna sammanfaller bortsett från periodtiden. Ett fall 23 är lika med basfallet och det återfinns som den mittersta kurva i Figur 4.2-5.

Tabell 4.1 Potenssamband mellan grundparametrar och modellparametrar

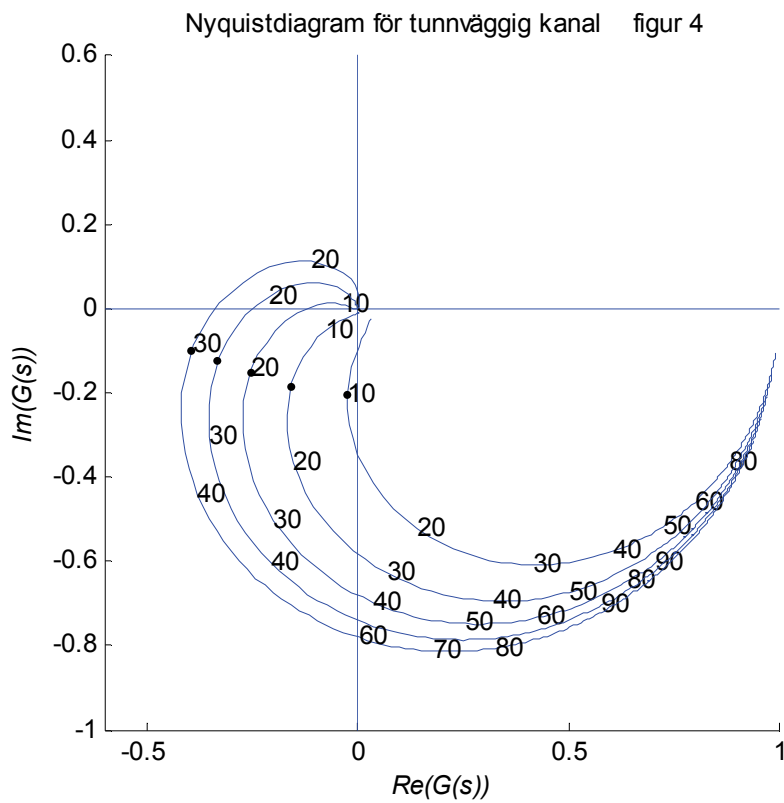
fall	Figur	parameter	Ah (4.8)	Q (4.7)	C (2.2)	$T =$ C/Q	$T_m =$ C/Ah
1-5	4.2	h	1	0	0	0	-1
6-10	4.3	v	0	1	0	-1	0
11-15	4.4	l	1	0	1	1	0
16-20	4.5	d	1	2	1	-1	0
21-25	4.6	t	0	0	1	1	1



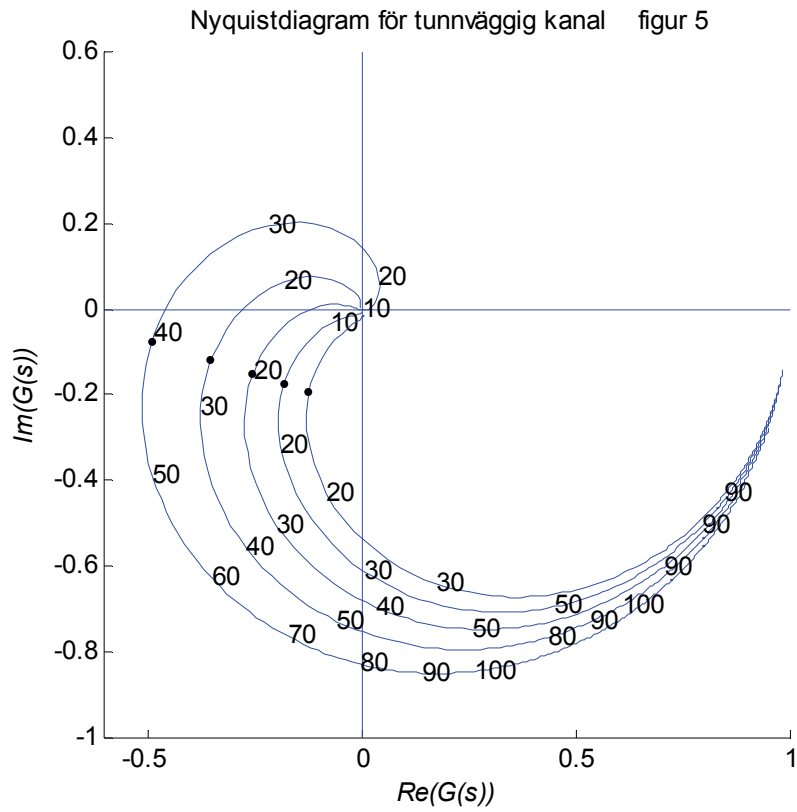
Figur 4.2 Nyquistdiagram för tunnväggig kanal för fall 1-5 med olika värmeövergångstal.



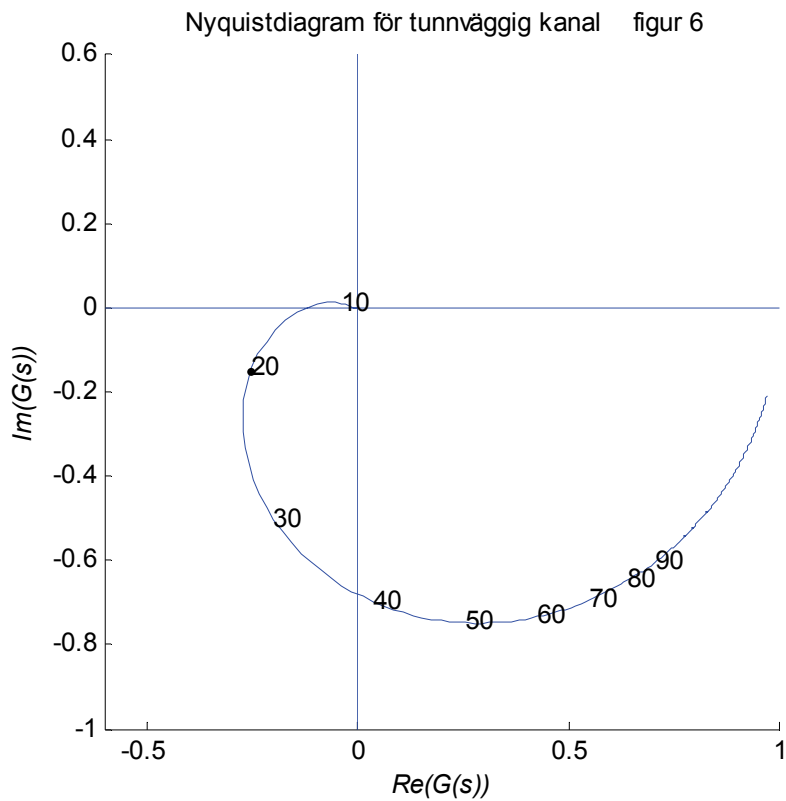
Figur 4.3 Nyquistdiagram för tunnväggig kanal för fall 6-10 med olika hastighet.



Figur 4.4 Nyquistdiagram för tunnväggig kanal för fall 11-15 med olika rotorlängd.



Figur 4.5 Nyquistdiagram för tunnväggig kanal för fall 16-20 med olika innerdiameter.



Figur 4.6 Nyquistdiagram för tunnväggig kanal för fall 24 lika med fall 3, 8, 13 och 18.

5 Modell för regenerativ värmeväxling

Modellen skall användas för både motströmsvärmeväxling och medströmsvärmeväxling och för att beräkna verkningsgrad och temperaturtillstånd för rotormaterialet och rotorluft. En enda rotorkanal modelleras och simuleras under ett helt varv eller en hel periodtid. Någon renblåsningssktor modelleras inte. Genomströmningshastigheten i renblåsningssktorn kan vara en annan än i den övriga rotorn.

Rotorkanalen delas upp i axiell led i n st delar vad avser både rotormaterial och rotorluft. Modellen beskrivs med $2n$ temperaturtillstånd och motsvarande ekvationer.

De tio fysikaliska parametrarna bestämmer fem termiska modellparametrar som krävs för att beskriva all värmeöverföring mellan modellens olika delelement. De fem är värmelagringsförmåga för rotormaterial och rotorluft och värmeöverföringsförmåga mellan rotormaterial och rotorluft, värmeledning i rotormaterial och strömning av rotorluft. De fem modellparametrarna kan skrivas som:

$$C_a = \pi d^2 l \rho_a c_a / 4n \quad (\text{J/K}) \quad (5.1)$$

$$C_r = \pi d l t \rho_r c_r / 2n \quad (\text{J/K}) \quad (5.2)$$

$$Ah = \pi d l h / n \quad (\text{W/K}) \quad (5.3)$$

$$Q_a = \pi d^2 v \rho_a c_a / 4 \quad (\text{W/K}) \quad (5.4)$$

$$Q_r = \pi d t k n / 2l \quad (\text{W/K}) \quad (5.5)$$

Simuleringsmetod

En enkel framåtdifferensmetod används för att simulera tidsförloppet. Simuleringens tidssteg väljs som hälften det lägsta av tidssteg passande för att ge stabilitet för rotormaterialets och rotorluftens ekvationer. Halveringen ger en relaxationsfaktor på 0.5. Dessa tidssteg kan skrivas som följer:

$$dt_r = C_r / (Ah + 2Q_r) \quad (\text{s}) \quad (5.6)$$

$$dt_a = C_a / (Ah + Q_a) \quad (\text{s}) \quad (5.7)$$

Rotormaterialets insvängningsförlopp från sitt starttillstånd beaktas genom att jämföra resultatet från ett antal helvarv till dess att skillnaden är försumbar. Medströmsfallet simuleras genom att växla inloppstemperatur mellan 0 och 1 varje halvperiod.

Motströmsfallet kan beräknas med samma modell som för medströmsfallet genom att dessutom kasta om temperaturtillståndet efter varje halvperiod för både rotormaterial och rotorluft, eftersom modellen har en given genomströmningssriktning. Detta är enklare än att ha två modeller, en för varje genomströmningssriktning. Överflyttning av temperaturtillståndet hade behövt göras ändå mellan de två modellerna.

Extrapolering till oändligt antal element

Modellen har simulerats för olika värden på antalet element n och en enkel regressionsmodell används för att bestämma verkningsgrad och temperaturtillstånd för fallet med oändligt antal element. Regressionsmodellen för temperaturverkningsgraden v kan skrivas som följer:

$$v_n = v_\infty + b/n \quad (-) \quad (5.8)$$

Uttrycket ovan har anpassats för varje modellfall och varje periodtid för fem olika antal beräkningselement $n = 10, 20, 30, 40$ och 50 . Rotmedelkvadratfelet för den skattade verkningsgraden enligt (5.8) var alltid mindre än 0.0005 .

Beräkningarna har genomförts med MATLAB och användandet av glesa matriser.

6 Beräkning av motströmsvärmeväxling

Syftet med detta avsnitt är att redovisa hur temperaturverkningsgraden för motströmsfallet beror på de olika modellfallen med sex olika modellparametrarna med värden enligt Tabell 1.1. Varje modellparameter har undersökts kring ett genomgående basfall.

De beräknade verkningsgraderna redovisas i Figur 6.1-6 för periodtider från 6 s upptill 60 s. Detta motsvarar varvtal mellan 1 och 10 varv/min.

Den maximala verkningsgraden anges tillsammans med den nominella beräknad enligt (3.2) i varje figur för varje av de fem delfallen. Alla verkningsgradskurvor är fallande med ökande periodtid. Den nominella verkningsgraden är alltid högre än den simulerade för den kortaste periodtiden 6 s. Kurvorna antyder en del fall att verkningsgraden kunde ha varit högre om periodtiden hade varit ännu kortare.

Ökande värmeövergångstal ökar temperaturverkningsgraden som visas i Figur 6.1.

Ökande hastighet minskar temperaturverkningsgraden som visas i Figur 6.2, eftersom luftflödet ökar.

Ökande rotorlängd ökar temperaturverkningsgraden som visas i Figur 6.3, eftersom kontaktytan ökar och rotorn termiska massa ökar relativt luftflödet.

Ökande innerdiameter minskar temperaturverkningsgraden som visas i Figur 6.4, eftersom luftflödet ökar kvadratisk medan kontaktytan ökar linjärt.

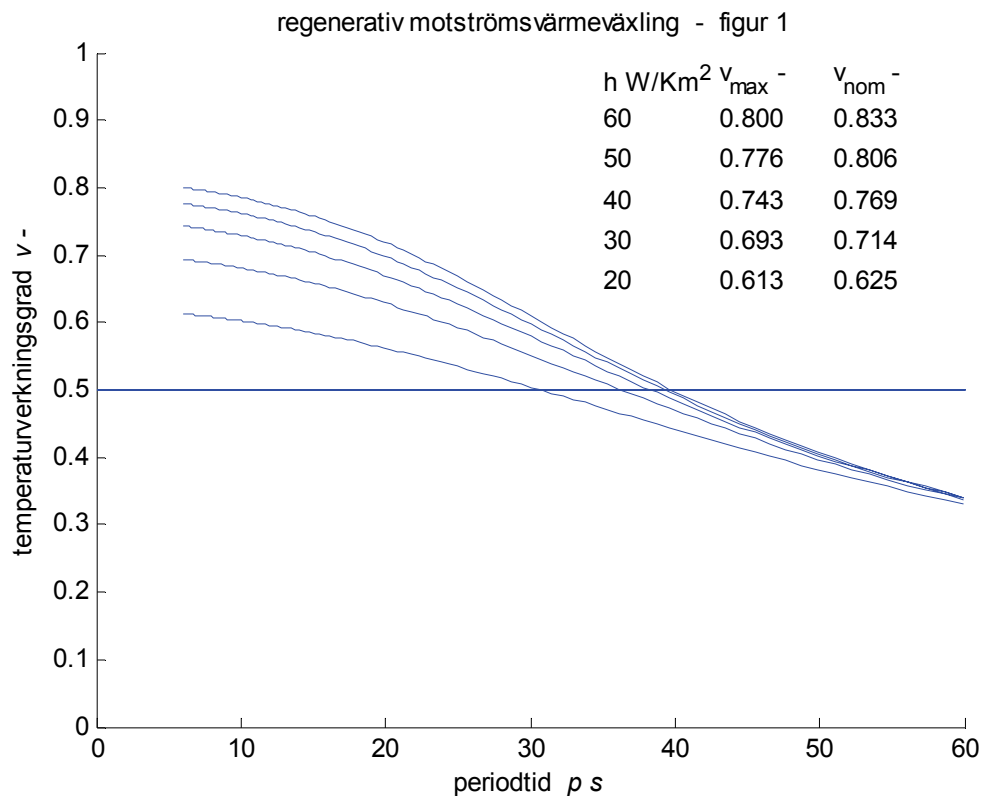
Ökande godstjocklek ökar temperaturverkningsgraden som visas i Figur 6.5, eftersom rotorns termiska massa ökar.

Ökande värmeledningsförmåga minskar temperaturverkningsgraden något som visas i Figur 6.6, eftersom en mycket hög värmeledningsförmåga medför att rotorns temperaturprofil blir den samma i hela rotorn. Detta ger egenskaper som vid rekuperativ medströmsvärmeväxling.

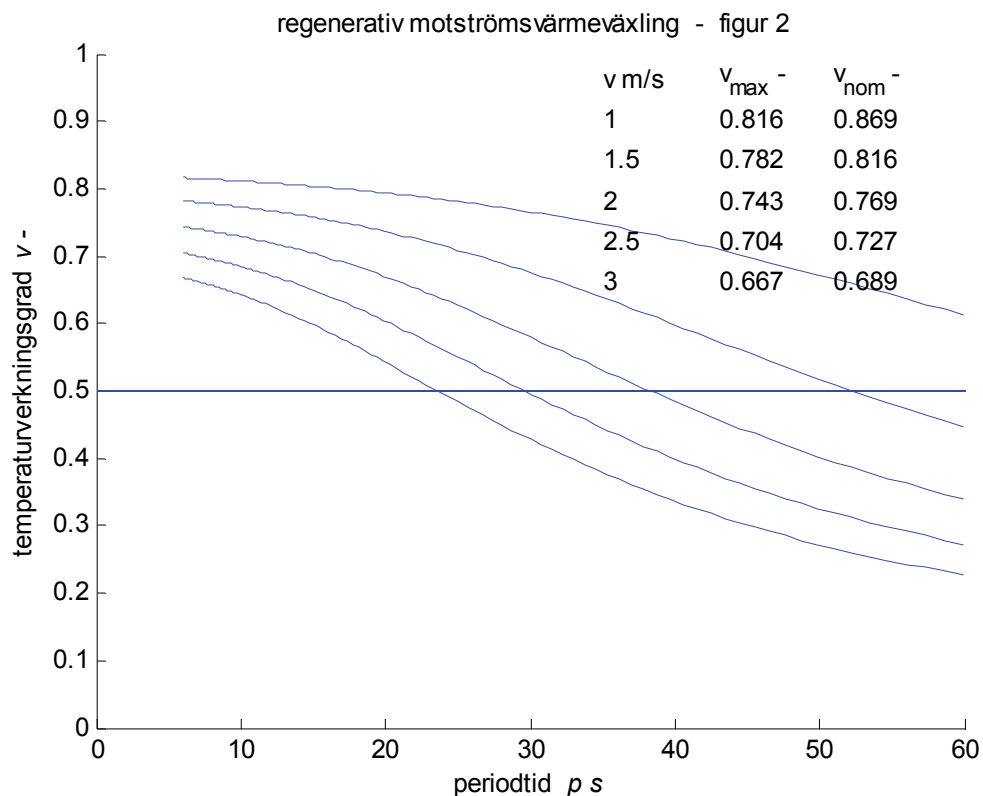
Kurvorna i Figur 6.2 och 6.4 är identiska, vilket beror på att hastighet och diameter på verkar rotormodellen på samma sätt. Detta har tidigare konstaterats i avsnitt 5 för medströmsfallet.

Hur rotorns och luftens temperaturprofil ser ut i övergången mellan uteluft-tillluftsektorn och frånluft-avluftektorn redovisas i Figur 6.7, 6.9, 6.11 och 6.13 för basfallet och periodtiderna 6, 12, 24 respektive 48 s.

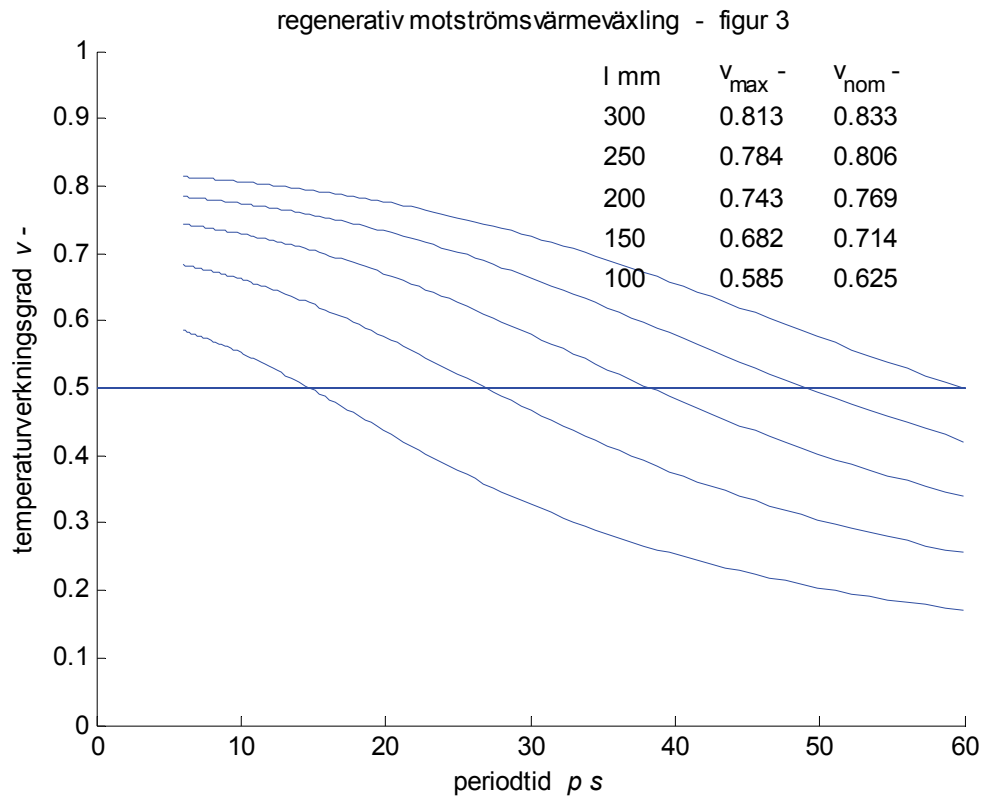
Utloppstemperaturen under en hel periodtid redovisas för samma fall som ovan i Figur 6.8, 6.10, 6.12 och 6.14. Första halvperioden visar värmning av uteluft till tilluft och den andra halvperioden visar kylning av frånluft till avluft.



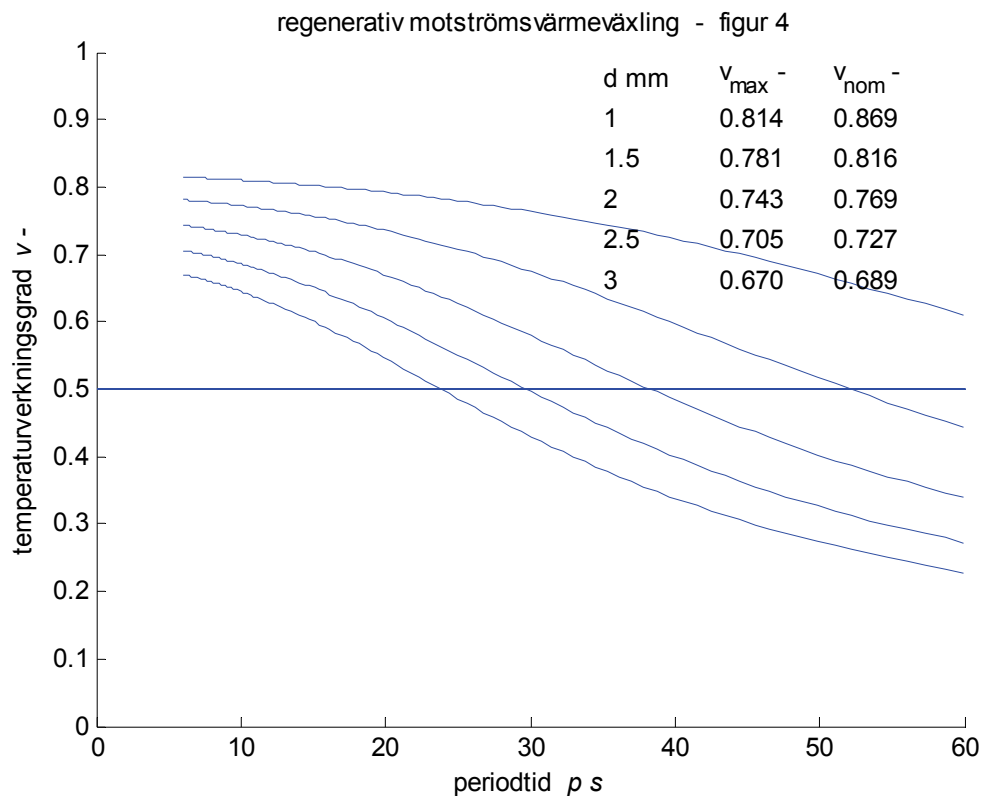
Figur 6.1 Verkningsgrad v som funktion av periodtid p för olika värmeövergångstal h .



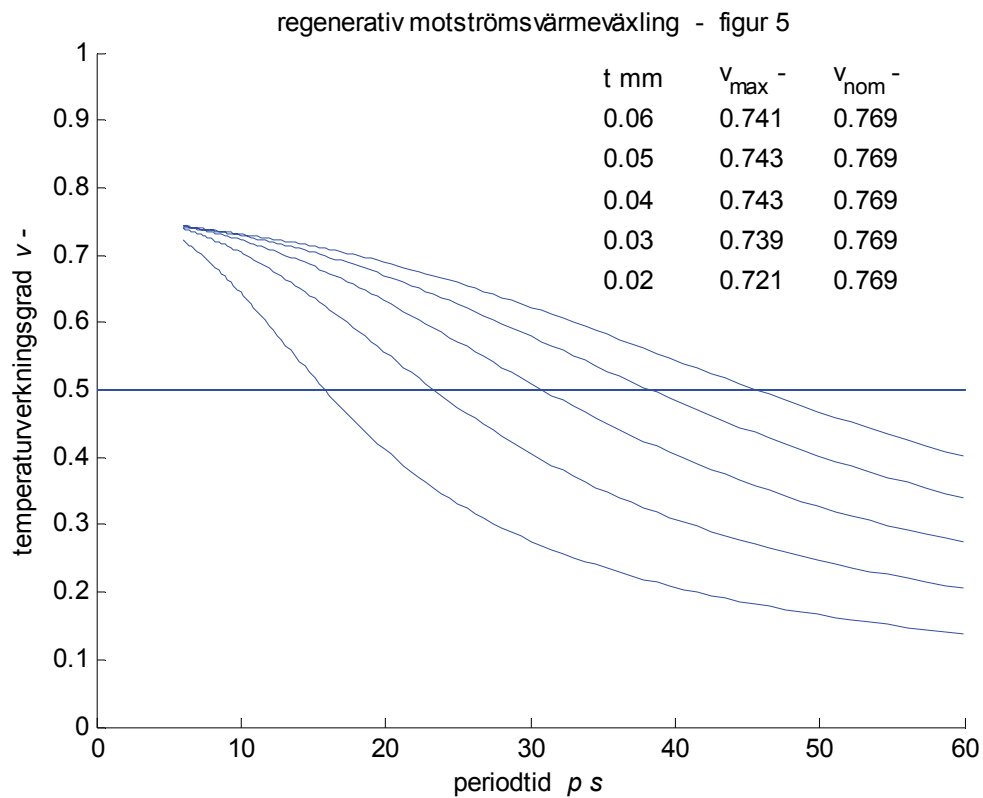
Figur 6.2 Verkningsgrad v som funktion av periodtid p för olika hastighet v .



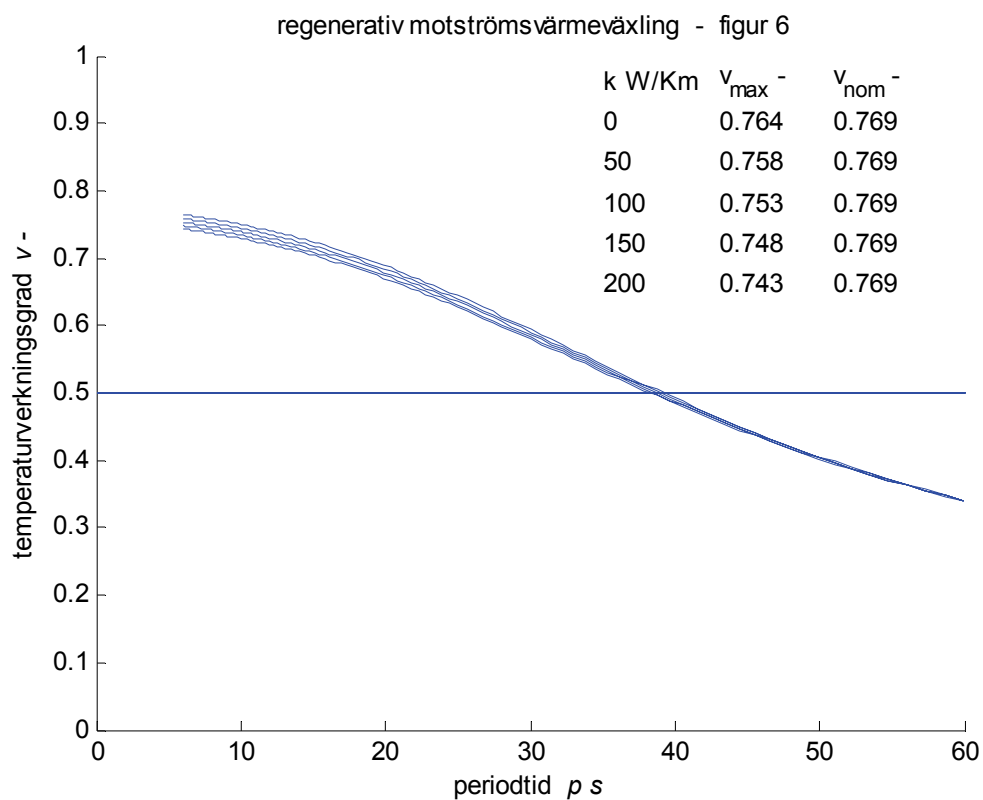
Figur 6.3 Verkningsgrad v som funktion av periodtid p för olika längd l .



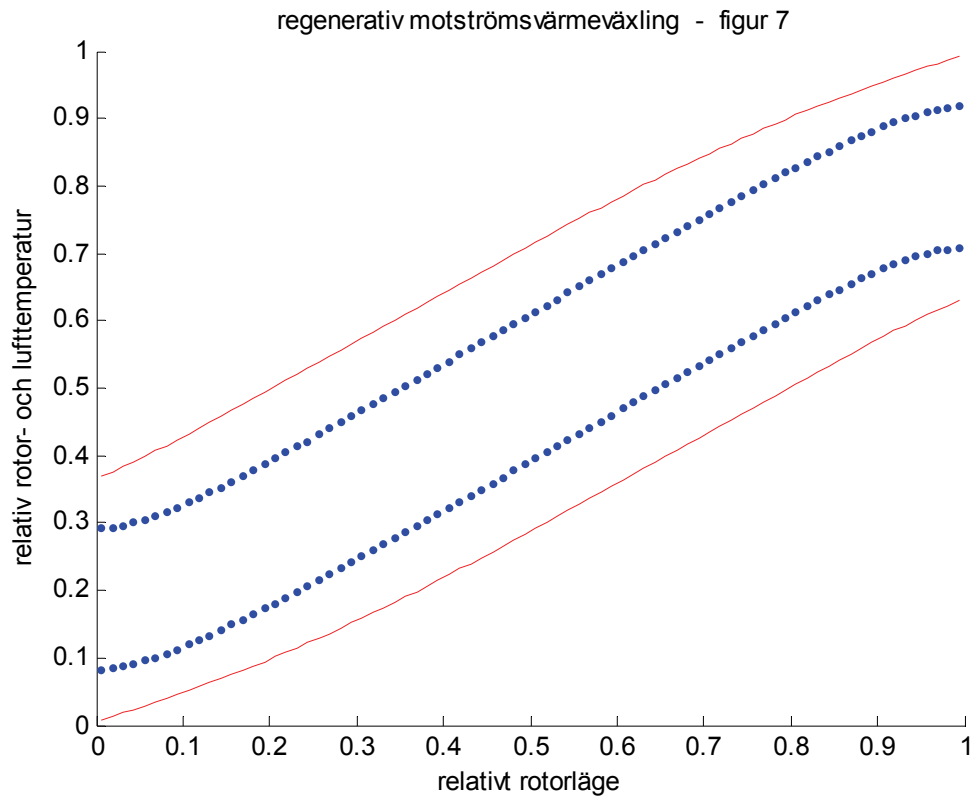
Figur 6.4 Verkningsgrad v som funktion av periodtid p för olika innerdiameter d .



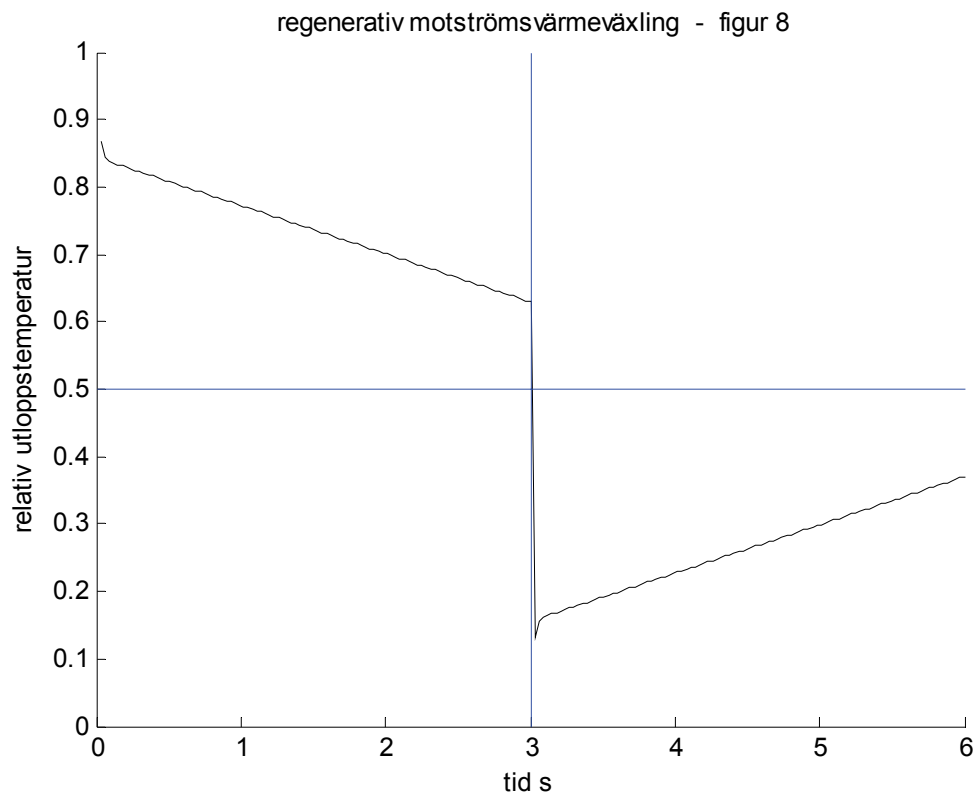
Figur 6.5 Verkningsgrad v som funktion av periodtid p för olika godstjocklek t .



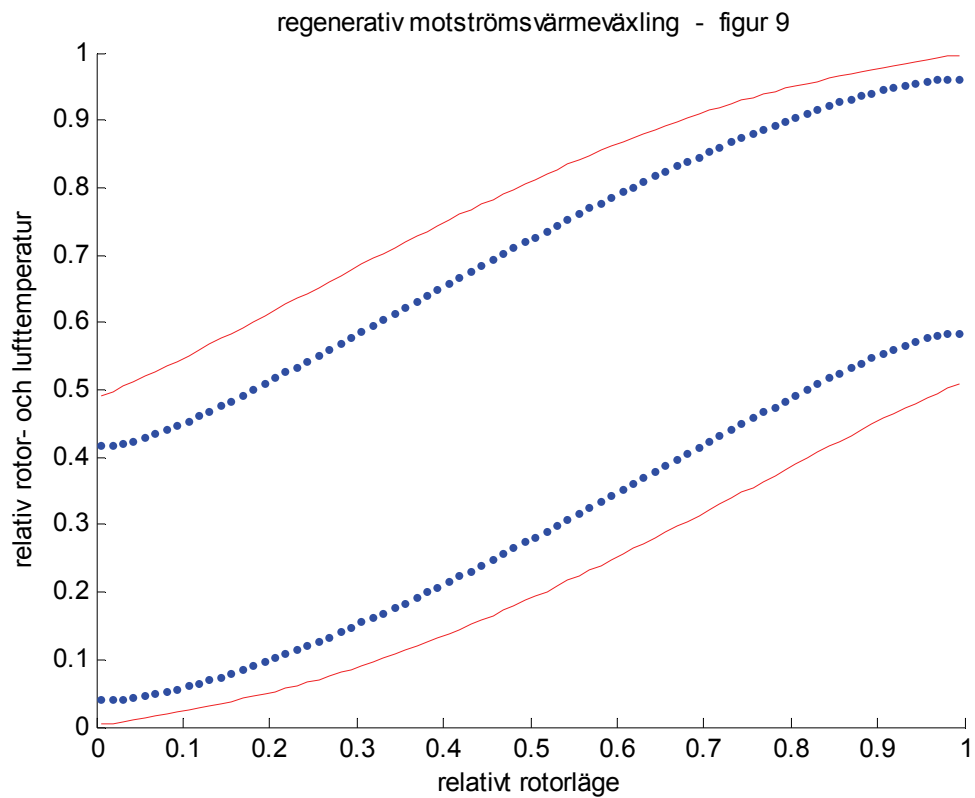
Figur 6.6 Verkningsgrad v som funktion av periodtid p för olika värmeledningstal k .



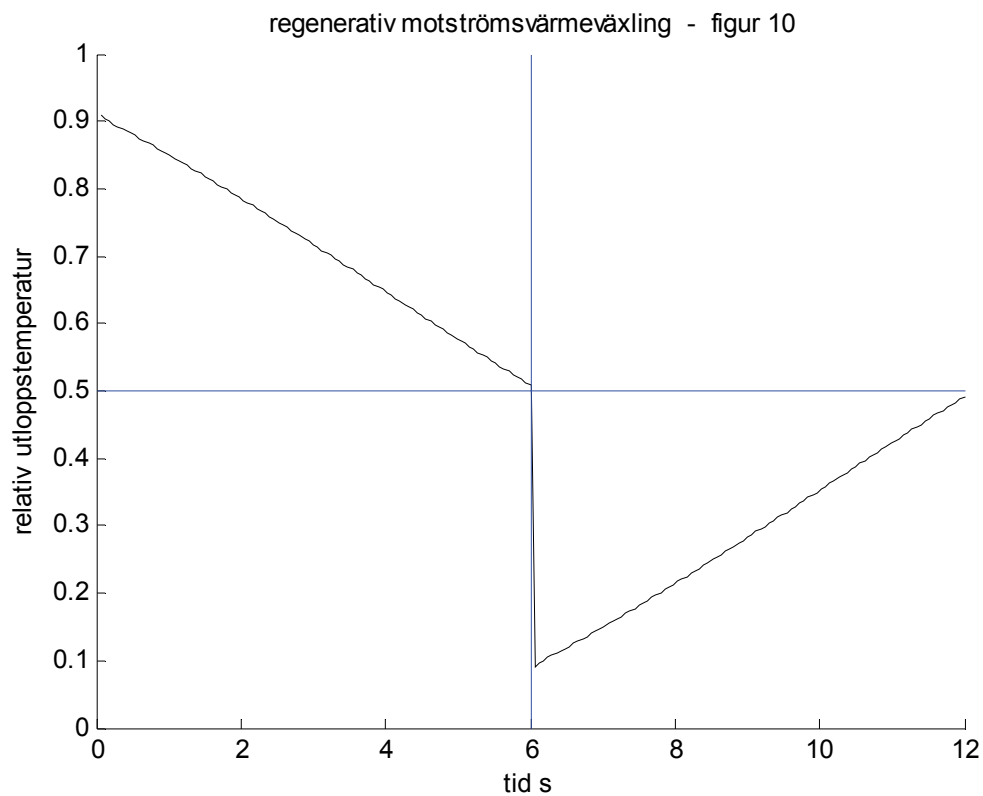
Figur 6.7 Rotor- och lufttemperatur som funktion av rotordjup för $p=6$ s och $t=0$ och 3 s.



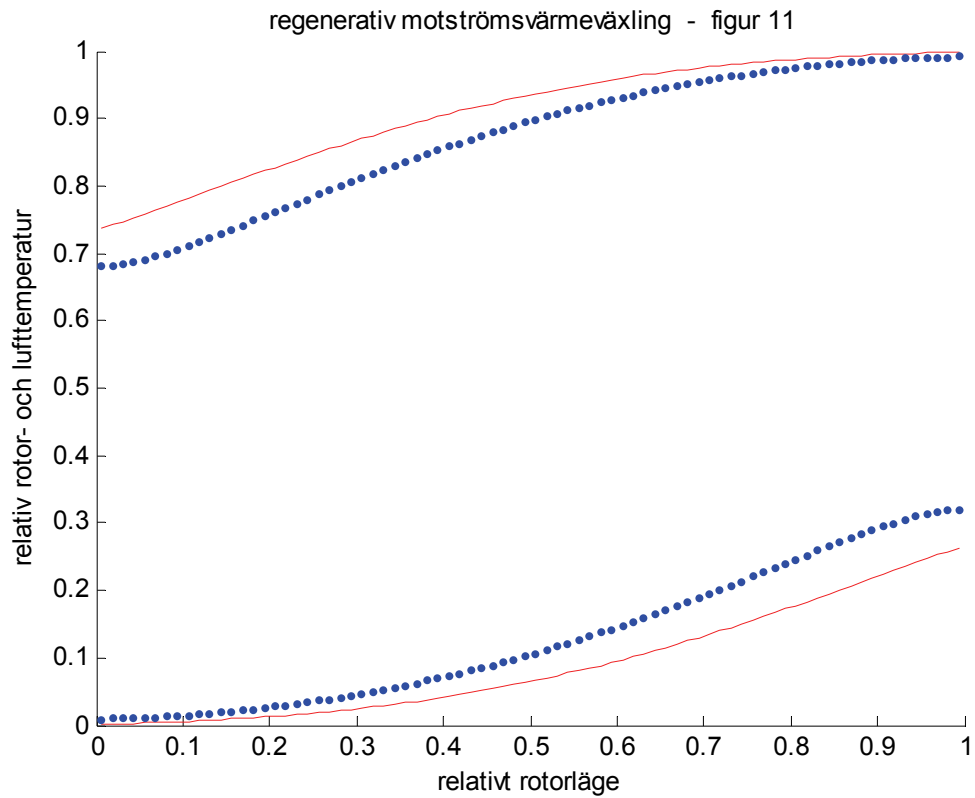
Figur 6.8 Utloppstemperatur som funktion av tiden t för en period $p=6$ s.



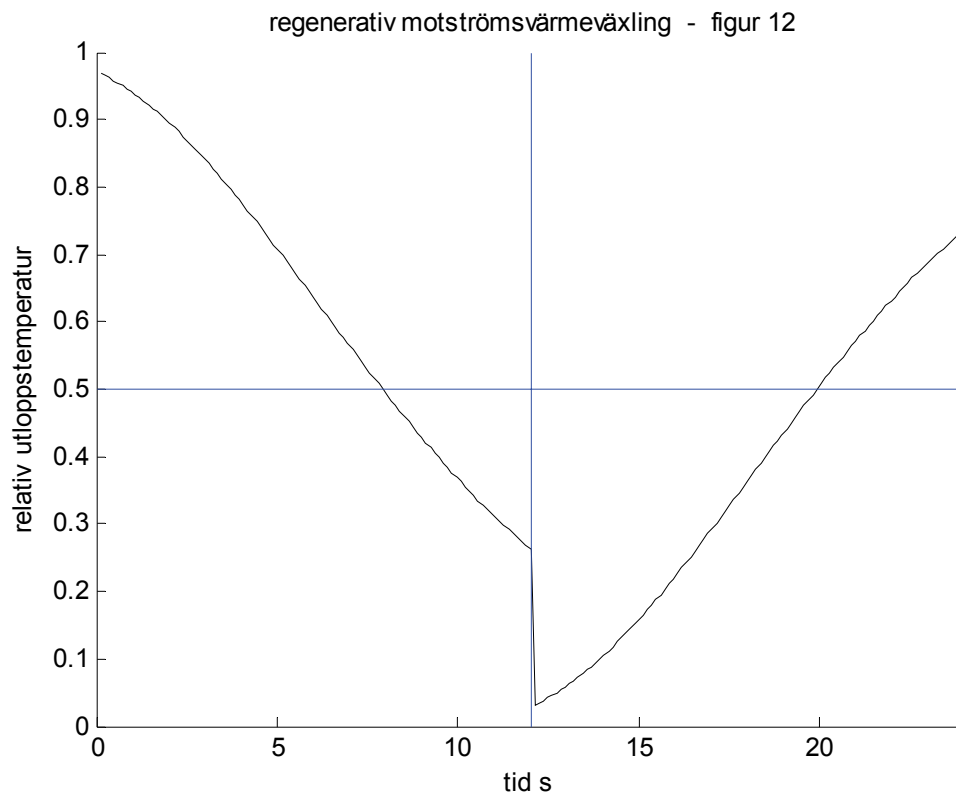
Figur 6.9 Rotor- och lufttemperatur som funktion av rotordjup för $p=12$ s och $t=0$ och 6 s.



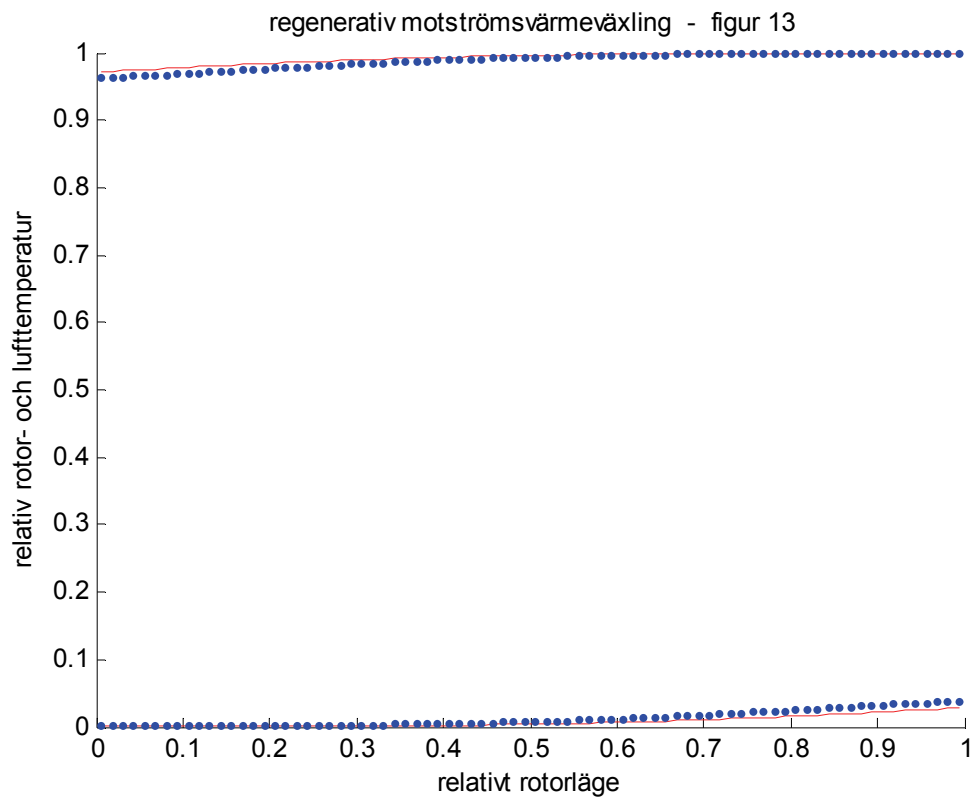
Figur 6.10 Utloppstemperatur som funktion av tiden t för en period $p=12$ s.



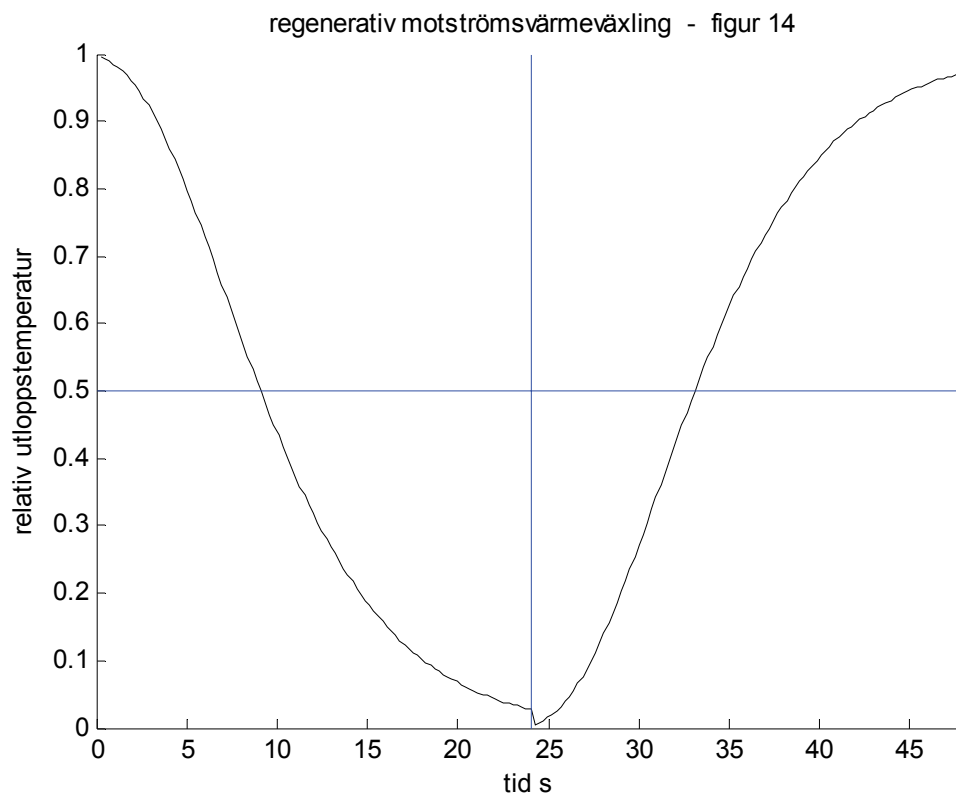
Figur 6.11 Rotor- och lufttemperatur som funktion av rotordjup för $p=24$ s och $t=0$ och 12 s.



Figur 6.12 Utloppstemperatur som funktion av tiden t för en period $p=24$ s.



Figur 6.13 Rotor- och lufttemperatur som funktion av rotordjup för $p=48$ s och $t=0$ och 24 s.



Figur 6.14 Utloppstemperatur som funktion av tiden t för en period $p=48$ s.

7 Beräkning av medströmsvärmeväxling

Syftet med detta avsnitt är att på samma sätt som i avsnitt 6 för motströmsfallet redovisa hur temperaturverkningsgraden för medströmsfallet beror på de olika modellfallen med sex olika modellparametrarna med värden enligt Tabell 1.1. Varje modellparameter har undersökts kring ett genomgående basfall.

De beräknade verkningsgraderna redovisas i Figur 7.1-6 för periodtider från 6 s upptill 60 s. Detta motsvarar varvtal mellan 1 och 10 varv/min.

Den maximala simulerade verkningsgraden anges i varje figur för varje av de fem delfallen tillsammans med den simulerade för den ideala periodtiden enligt (4.5) och inte ett beräknat värde enligt (4.6), (4.14) och (4.15). De två periodtider anges också. Alla verkningsgradskurvor är först ökande och därefter fallande med ökande periodtid. Den nominella verkningsgraden är marginellt mindre än den simulerade. Alla fall har verkningsgrader högre än 0.5.

Ökande värmeövergångstal ökar temperaturverkningsgraden som visas i Figur 7.1.

Ökande hastighet minskar temperaturverkningsgraden som visas i Figur 7.2, eftersom luftflödet ökar.

Ökande rotorlängd ökar temperaturverkningsgraden som visas i Figur 7.3, eftersom kontaktytan ökar och rotorns termiska massa ökar relativt luftflödet.

Ökande innerdiameter minskar temperaturverkningsgraden som visas i Figur 7.4, eftersom luftflödet ökar kvadratisk medan kontaktytan ökar linjärt.

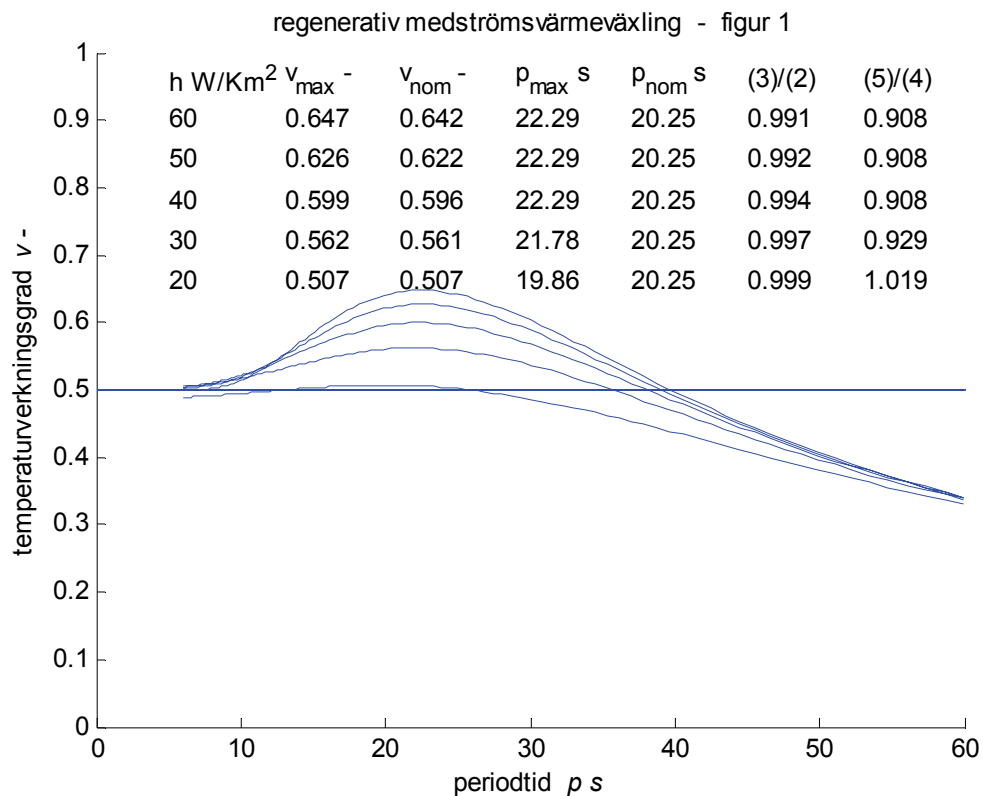
Ökande godstjocklek minskar temperaturverkningsgraden marginellt som visas i Figur 7.5, trots att rotorns termiska massa ökar.

Ökande värmeledningsförmåga minskar temperaturverkningsgraden något som visas i Figur 7.6, eftersom en mycket hög värmeledningsförmåga medför att rotorns temperaturprofil blir den samma i hela rotorn. Detta ger egenskaper som vid rekuperativ medströmsvärmeväxling.

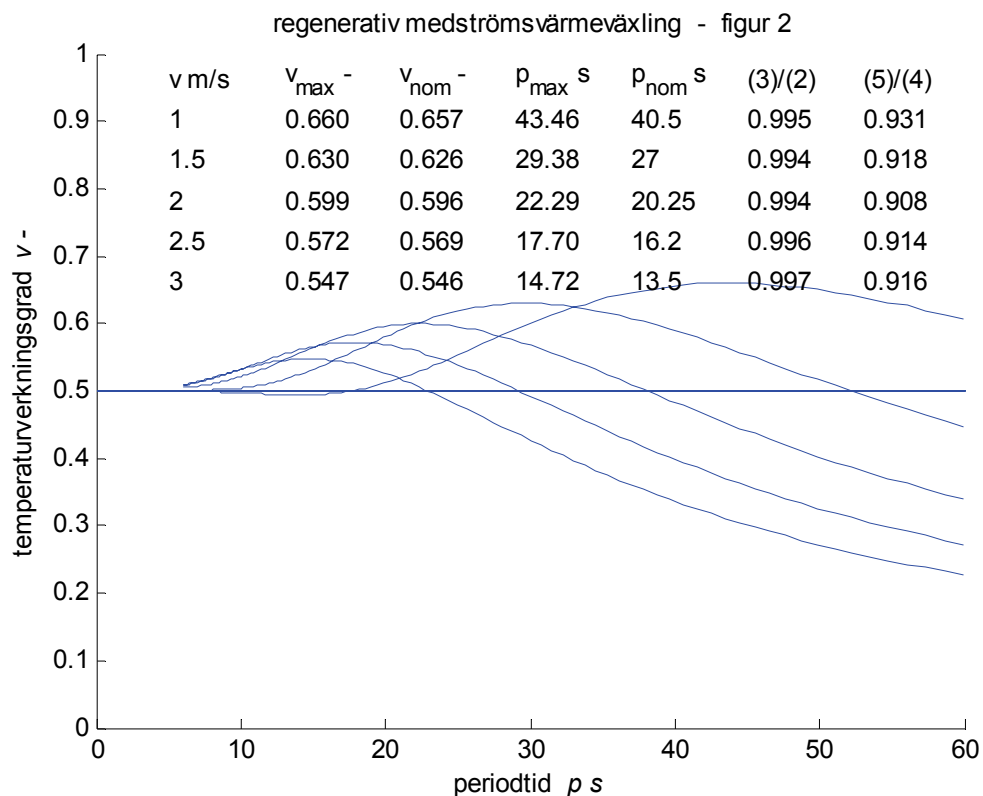
Kurvorna i Figur 7.2 och 7.4 är identiska, vilket beror på att hastighet och diameter på verkar rotormodellen på samma sätt. Detta har tidigare konstaterats i avsnitt 5 för medströmsfallet.

Hur rotorns och luftens temperaturprofil ser ut i övergången mellan uteluft-tillluftsektorn och frånluft-avluftsektorn redovisas i Figur 7.7, 7.9, 7.11 och 7.13 för basfallet och periodtiderna 6, 12, 24 respektive 48 s.

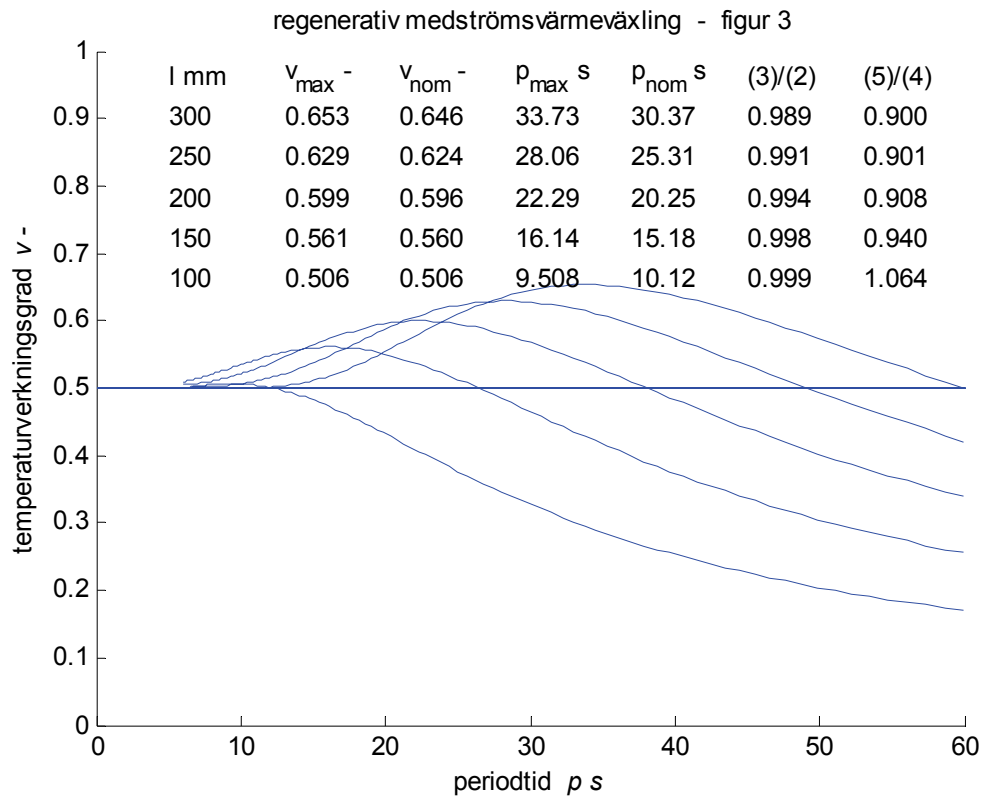
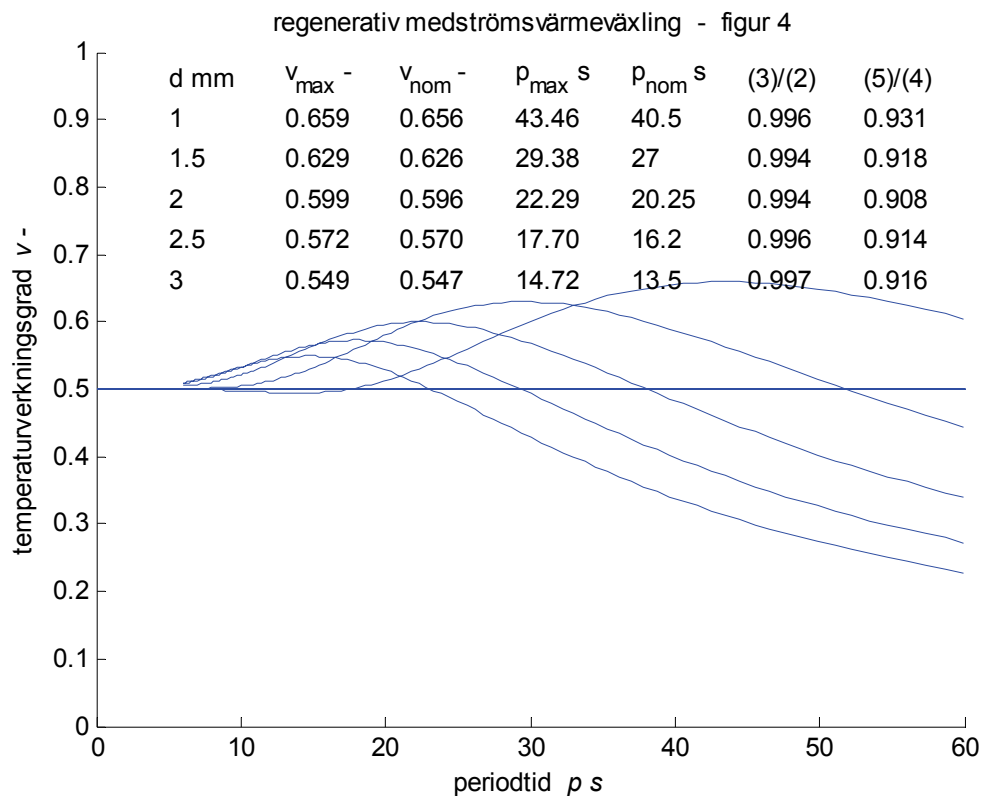
Utloppstemperaturen under en hel periodtid redovisas för samma fall som ovan i Figur 7.8, 7.10, 7.12 och 7.14. Första halvperioden visar värmning av uteluft till tilluft och den andra halvperioden visar kylning av frånluft till avluft. Fallet med periodtiden 24 s i Figur 7.12 ligger nära den ideala som är 20.25 s. Utloppstemperaturen i Figur 7.12 är till stor del i motfas till inloppstemperaturen, vilket ger en verkningsgrad större än 0.5.

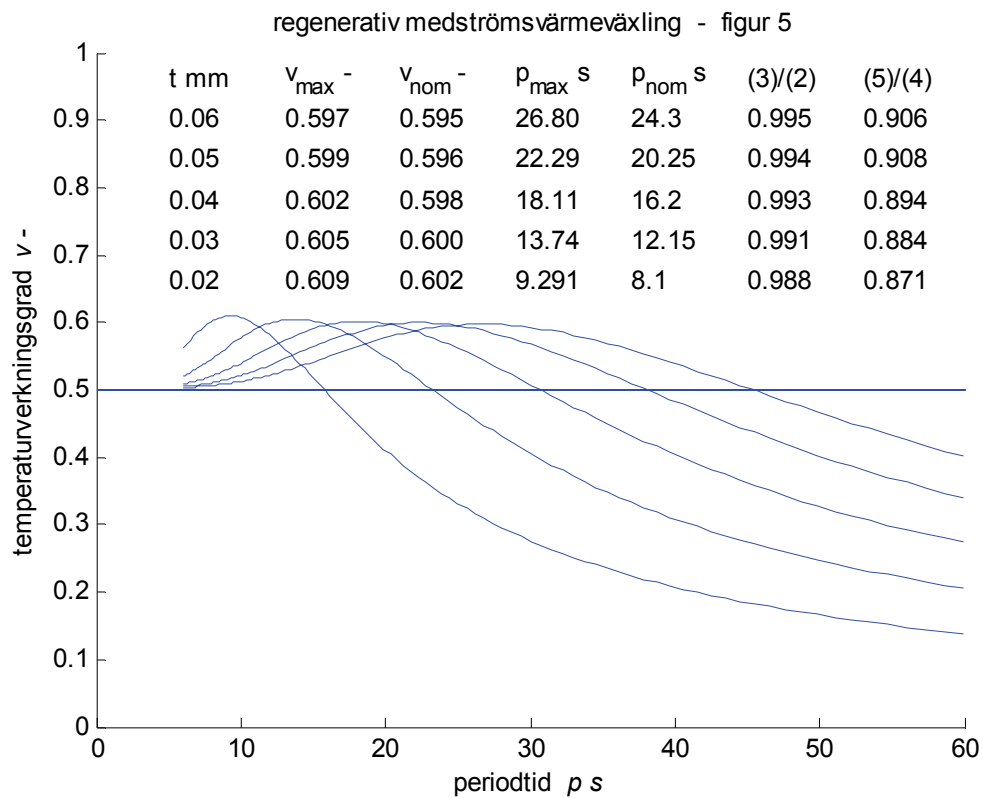


Figur 7.1 Verkningsgrad v som funktion av periodtid p för olika värmeövergångstal h .

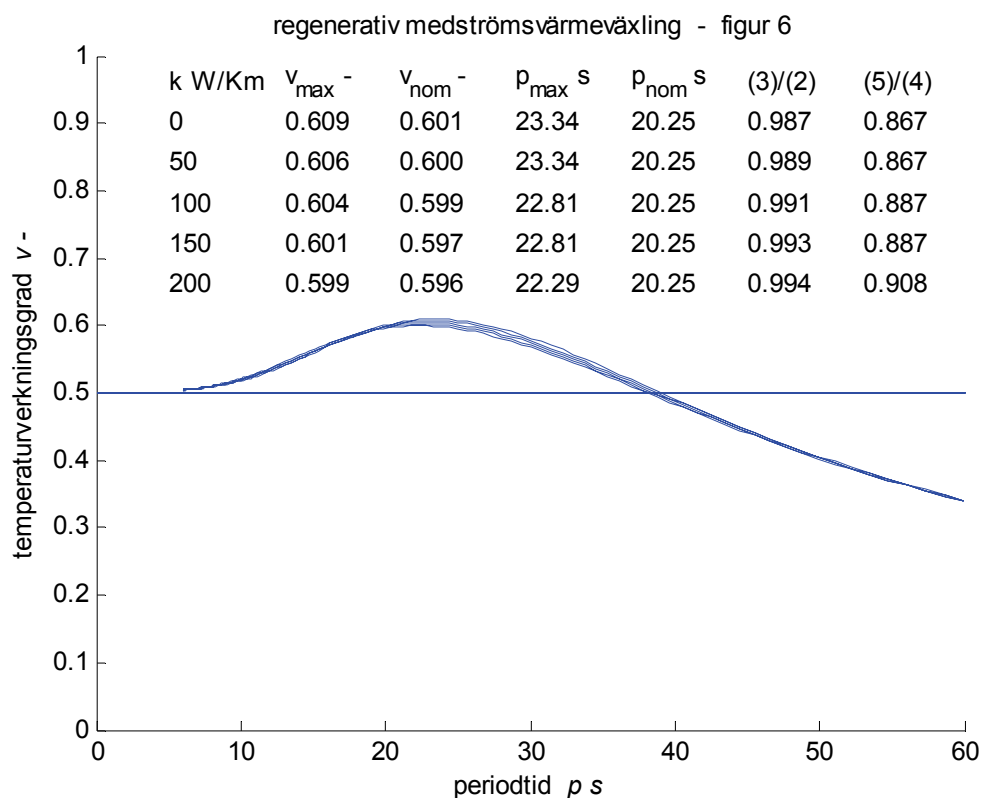


Figur 7.2 Verkningsgrad v som funktion av periodtid p för olika hastighet v .

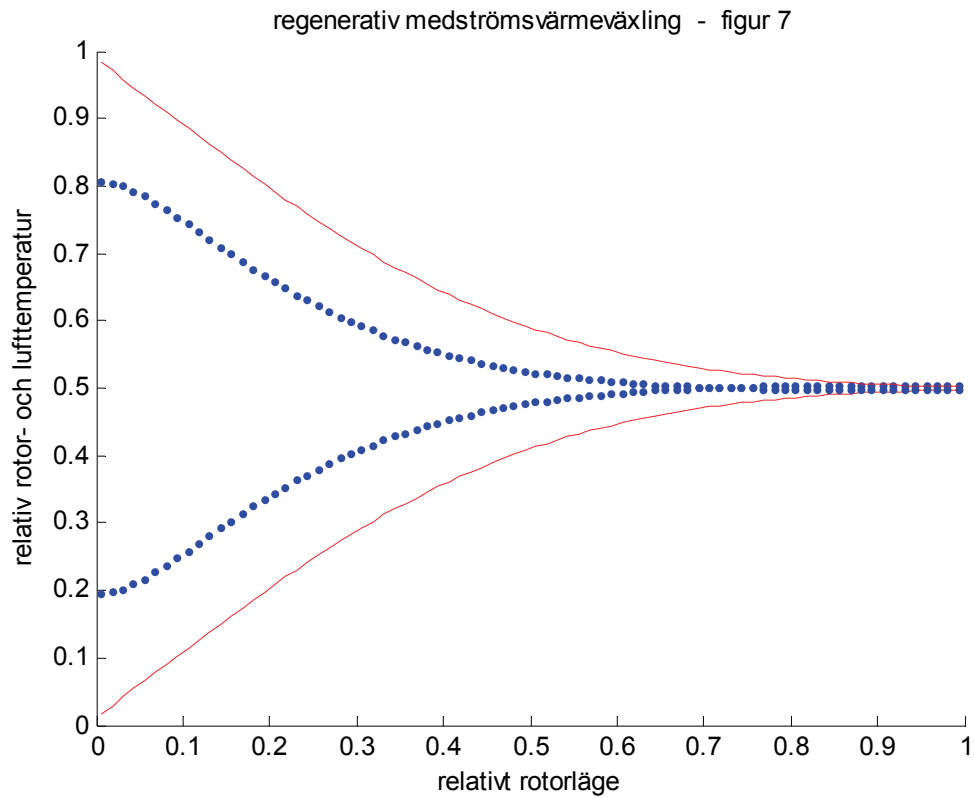
Figur 7.3 Verkningsgrad v som funktion av periodtid p för olika längd l .Figur 7.4 Verkningsgrad v som funktion av periodtid p för olika innerdiameter d .



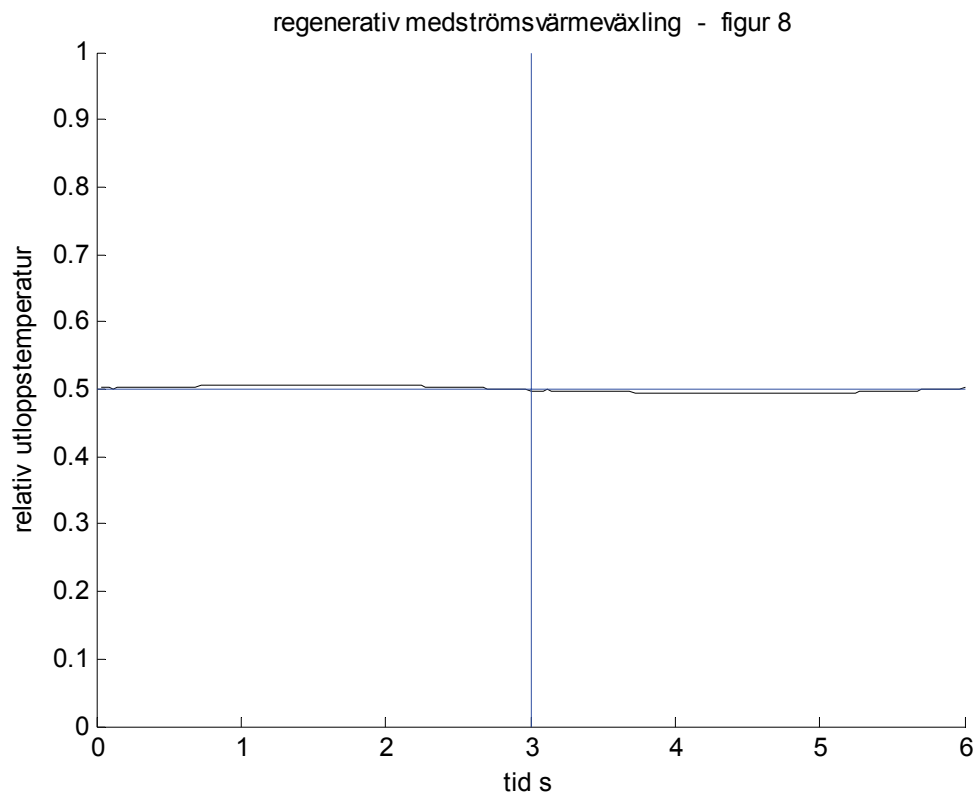
Figur 7.5 Verkningsgrad v som funktion av periodtid p för olika godstjocklek t .



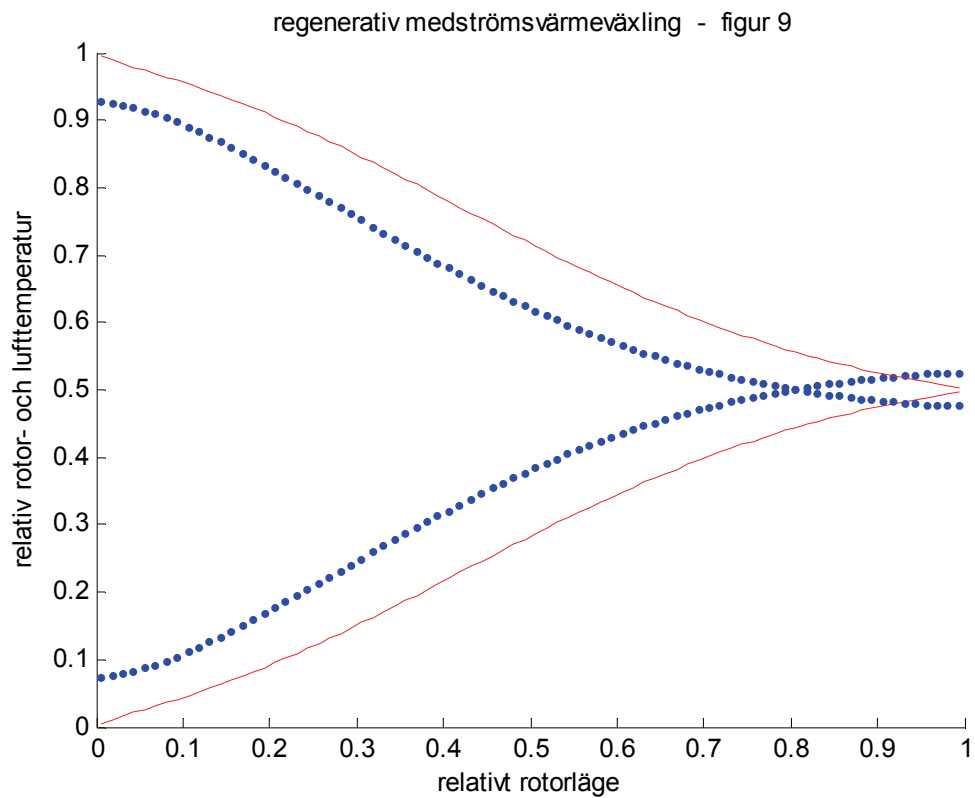
Figur 7.6 Verkningsgrad v som funktion av periodtid p för olika värmeledningstal k .



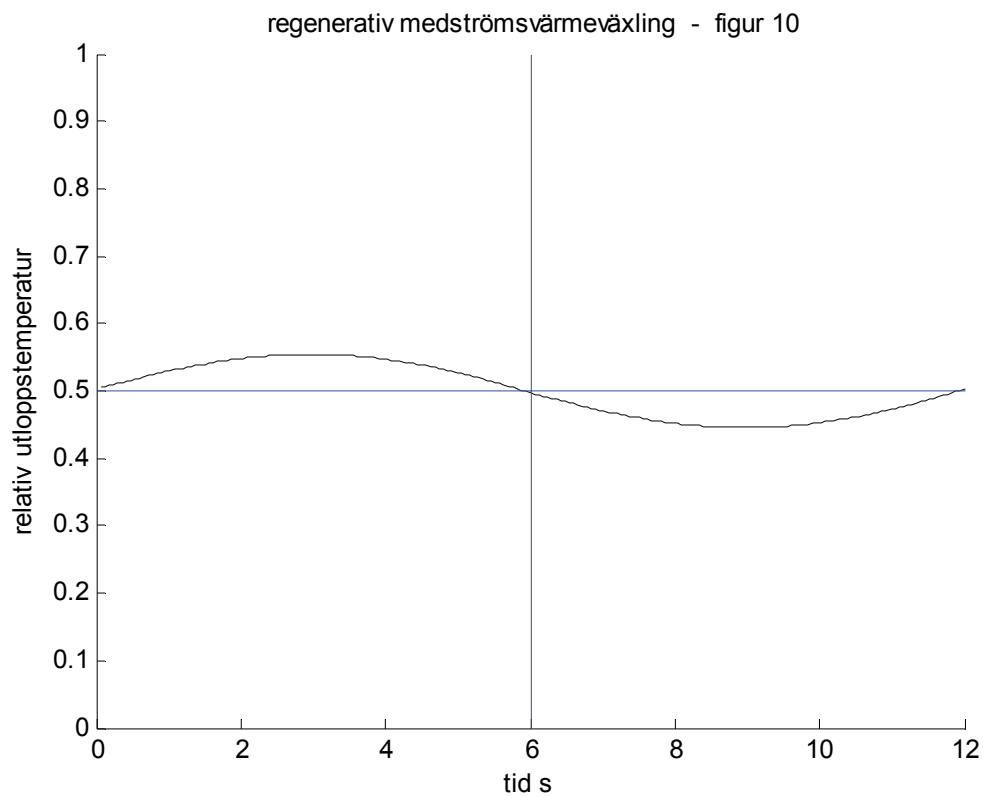
Figur 7.7 Rotor- och lufttemperatur som funktion av rotordjup för $p=6$ s och $t=0$ och 3 s.



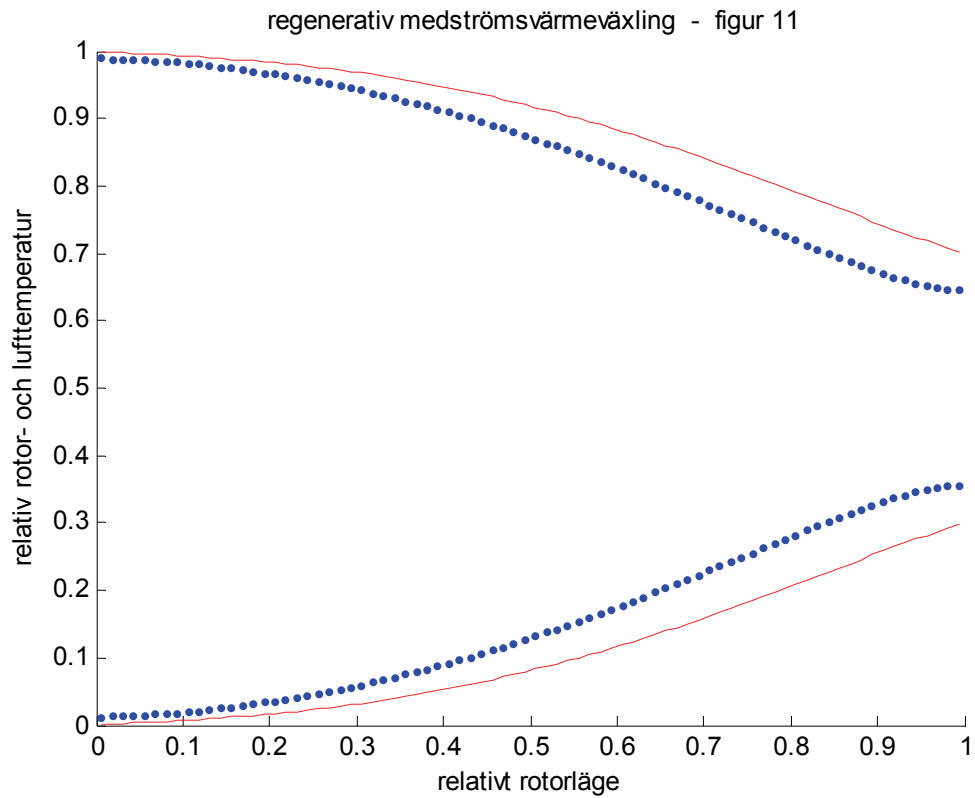
Figur 7.8 Utloppstemperatur som funktion av tiden t för en period $p=6$ s.



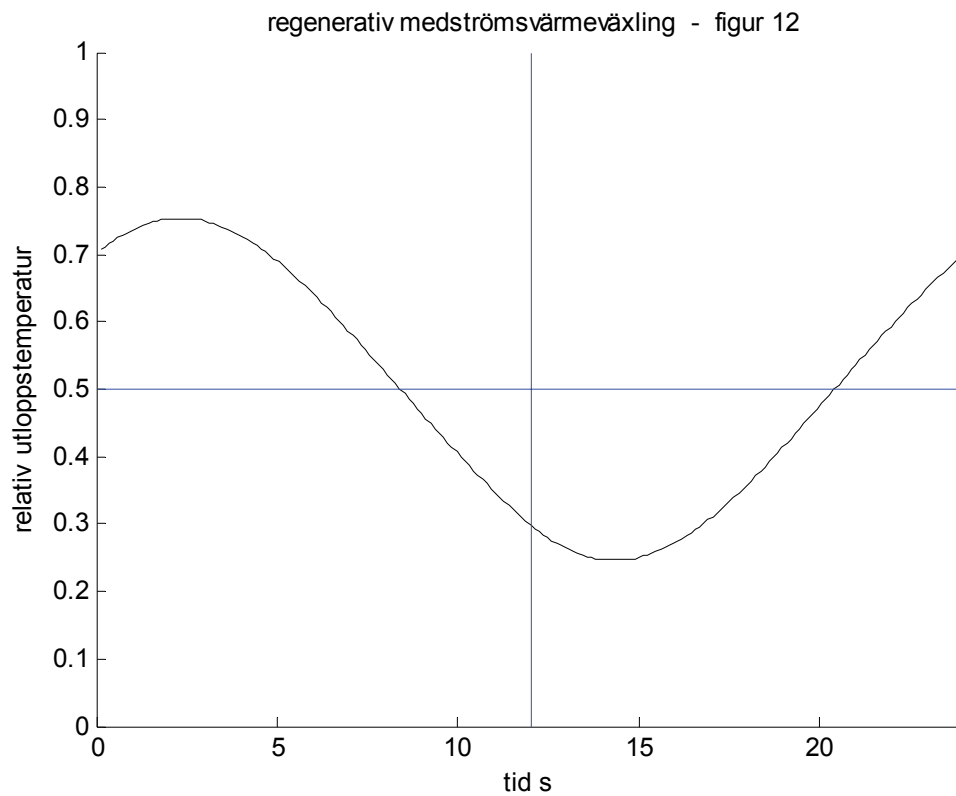
Figur 7.9 Rotor- och lufttemperatur som funktion av rotordjup för $p=12$ s och $t=0$ och 6 s.



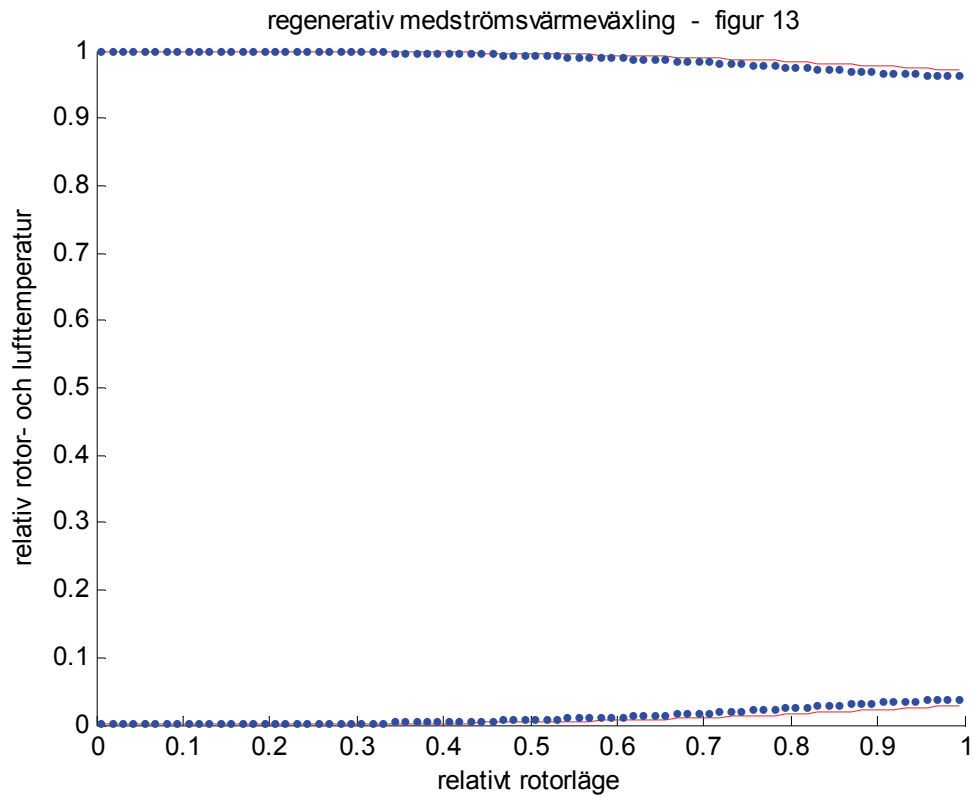
Figur 7.10 Utloppstemperatur som funktion av tiden t för en period $p=12$ s.



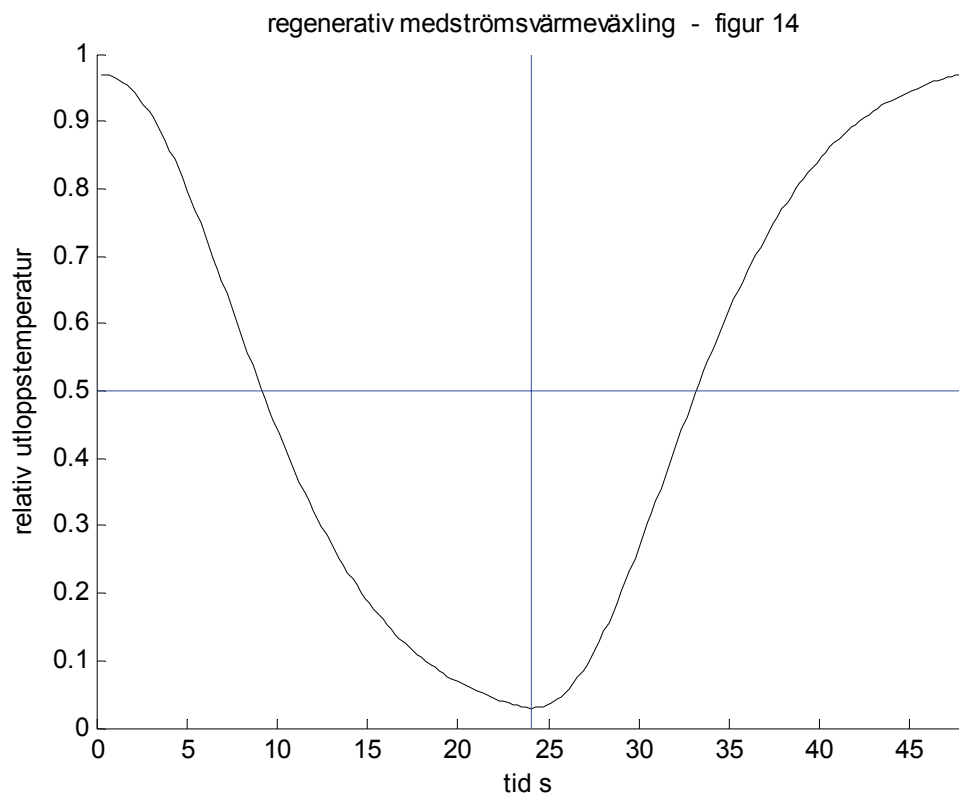
Figur 7.11 Rotor- och lufttemperatur som funktion av rotordjup för $p=24$ s och $t=0$ och 12 s.



Figur 7.12 Utloppstemperatur som funktion av tiden t för en period $p=24$ s.



Figur 7.13 Rotor- och lufttemperatur som funktion av rotordjup för $p=48$ s och $t=0$ och 24 s.



Figur 7.14 Utloppstemperatur som funktion av tiden t för en period $p=48$ s.

8 Läckage kring roterande värmeväxlare

Rotorns inre läckage eller överföringsflöde

Återföring av partiklar via själva rotorn begränsas genom att rotorn renblåses vid övergång från frånluft/avlufstsektor till uteluft/tilluftsektor. Detta sker för motströmsrotorer genom att en delsektor av uteluften vänder och går tillbaka med frånluften till avluften. Samma princip kan användas för medströmsrotorer genom att en delsektor av uteluften går direkt till avluften. Skillnaden mellan mot- och medströmsrotorer är att i det första fallet växlar genomströmningens riktningen medan den i andra fallet är den oförändrad.

För ett fall utan renblåsningssektor kan denna överföring uppskattas genom beräkna det luftflöde q_r som förs över mellan frånluftsektor och tilluftsektor av rotorn jämfört med tilluftsflödet q . Dessa två flöden kan beräknas som följer:

$$q_r = \pi R^2 l r n \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (8.1)$$

$$q = \pi R^2 r v / 2 \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (8.2)$$

där

R	rotorhjulets radie, m
l	rotorhjulets längd, m
r	rotorhjulets luftandel, -
n	rotorhjulets varvtal, /s
v	lufthastighet genom rotor, m/s

Den relativa överföringen q_r/q kan för ett fall utan renblåsning skrivas som:

$$q_r/q = 2 l n / v \quad (-) \quad (8.3)$$

Några siffrvärden för rotorlängd 0.2 m, högsta varvtal 1/6 varv/s och lufthastighet 3 m/s ger en relativ överföring på högst 0.02. Denna överföring är direkt proportionell mot varvtalet.

Rotorns yttre läckage

Den stora risken för återföring av partiklar är yttre läckage kring rotorn vid olämpliga tryckförhållanden. Det som bestämmer tryckförhållandena är följande sex tryckfall, vilka anges med beteckningar och siffrvärden enligt nedan:

uteluftssystem	Δp_{us}	50 Pa
tilluftsfilter	Δp_{uf}	120 Pa
tilluftsrotorsektor	Δp_{ur}	100 Pa
frånluftssystem	Δp_{fs}	200 Pa
frånluftsfilter	Δp_{ff}	80 Pa
frånluftsrotorsektor	Δp_{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.

De finns i princip fyra möjliga fall att placera fläktar kring en rotor, men av strömningstekniska skäl skall fläktarna placeras sugande kring rotorn. Fläktarnas höga utloppshastigheter passar bäst ihop med kanalsystem och inte ihop med fronthastigheter för övriga komponenter i ett ventilationsaggregat. Detta är samtidigt också den kombination som kan vara säker mot återföring vid läckage.

Tryckförhållande och läckagerisk för motströmskoppling

Kravet för att förhindra återföring för en motströmsrotor är att de olika tryckfallen enligt ovan skall uppfylla följande olikheter, vilket också framgår av Figur 8.1:

$$\Delta p_{us} + \Delta p_{uf} < \Delta p_{fs} + \Delta p_{ff} + \Delta p_{fr} \quad \text{uteluft/avlufstida} \quad (8.4)$$

$$\Delta p_{us} + \Delta p_{uf} + \Delta p_{ur} < \Delta p_{fs} + \Delta p_{ff} \quad \text{frånluft/tillufstida} \quad (8.5)$$

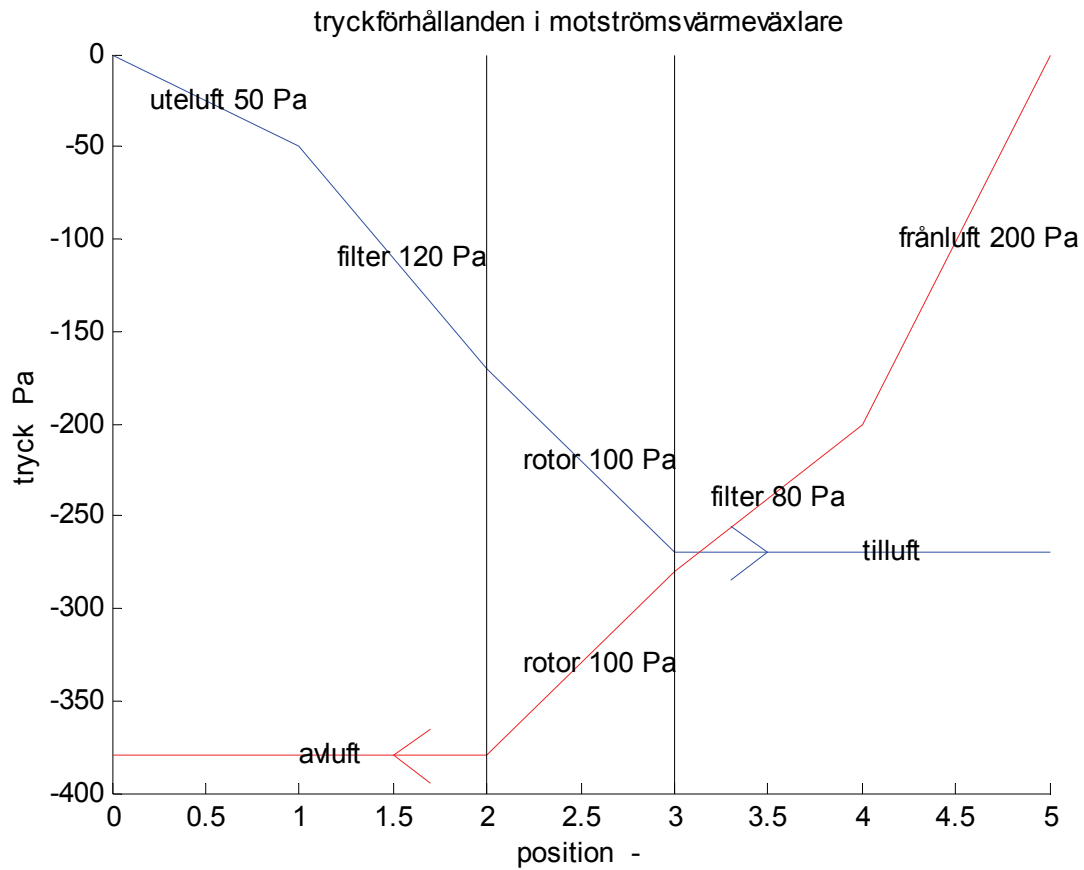
Det inses av Figur 8.1 att frånluft/tillufstida med position 3 är den avgörande olikheten (8.5). Olikheten (8.4) uppfylls alltid om olikheten (8.5) uppfylls. De två kraven (8.4) och (8.5) kan siffermässigt för det aktuella fallet skrivas som $170 < 380$ Pa respektive $270 < 280$ Pa.

Tryckförhållanden kring rotorn visar också att läckaget är betydligt större på uteluft/avlufstidan än det på frånluft/tillufstidan.

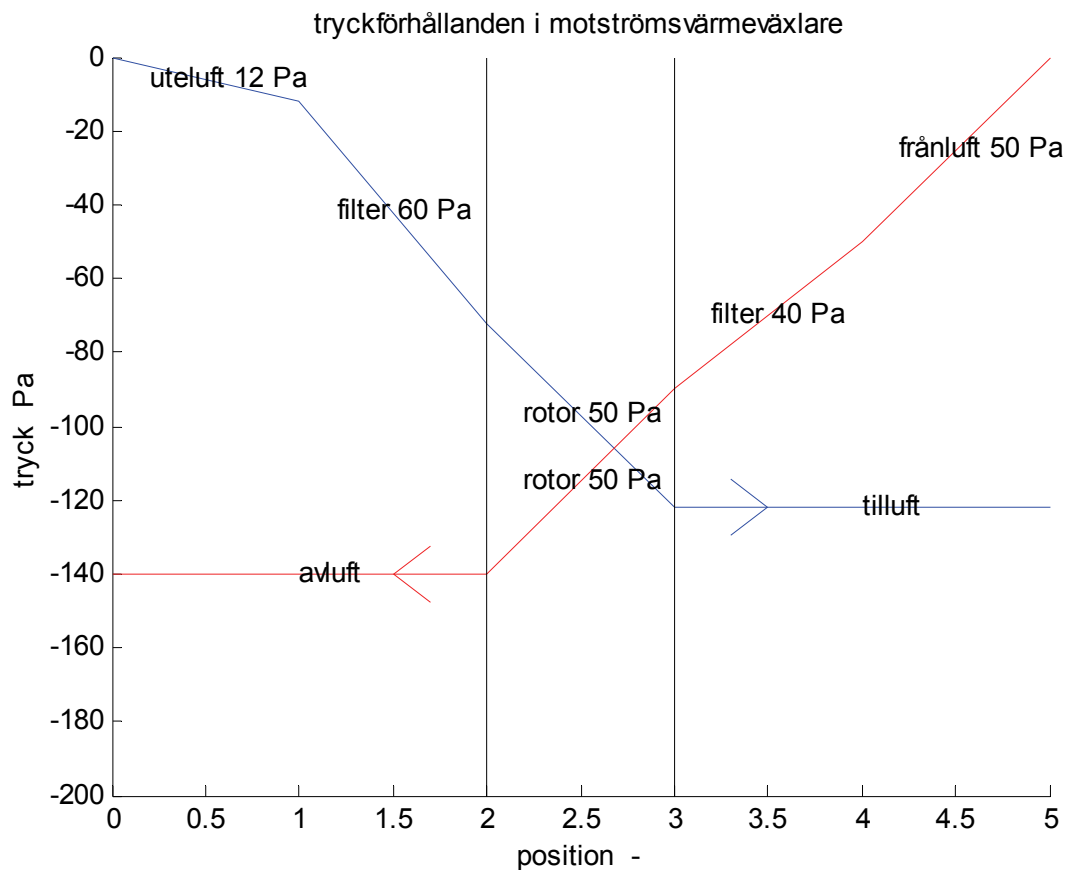
Kurvorna i Figur 8.1 gäller givetvis endast för ett flödesfall och vid en halvering av flödena kan bilden bli en helt annan. Tryckfallen för uteluft och frånluft blir bara en fjärdedel medan de halveras för filter och rotor under förutsättning att tryckfallen är kvadratiska respektive linjära i flödet. Fallet för en motströmsrotor vid en halvering av flödena redovisas i Figur 8.2 och återföring inträffar. Olikheten för uteluft/avlufstidan (8.4) $72 < 140$ Pa uppfylls medan olikheten för frånluft/tillufstida (8.5) $122 < 90$ Pa inte gör det.

Tryckförhållandena kring en motströmsrotor ger balans i axiell led, men resulterar istället i ett moment, vilket är ogynnsamt för rotorns lager.

Det kan också tilläggas att läckaget för en motströmsrotor kan påverkas med tiden på grund av det vridande momentet som kan bli betydande för stora rotorerna eftersom rotordjupet är lika för alla storlekar medan hävarmen ökar med rotordiametern.



Figur 8.1 Tryckförhållanden och tryckfall vid motströmsrotor vid normal drift.



Figur 8.2 Tryckförhållanden och tryckfall vid motströmsrotor vid halverat flöde.

Tryckförhållande och läckagerisk för medströmskoppling

Kravet för att förhindra återföring för en medströmsrotor är att de olika tryckfallen enligt tidigare skall uppfylla följande olikheter nedan, vilket också framgår av Figur 8.3.

$$\Delta p_{us} + \Delta p_{uf} < \Delta p_{fs} + \Delta p_{ff} \quad \begin{array}{l} \text{inloppssida (8.6)} \\ \text{uteluft/frånluftsida} \end{array}$$

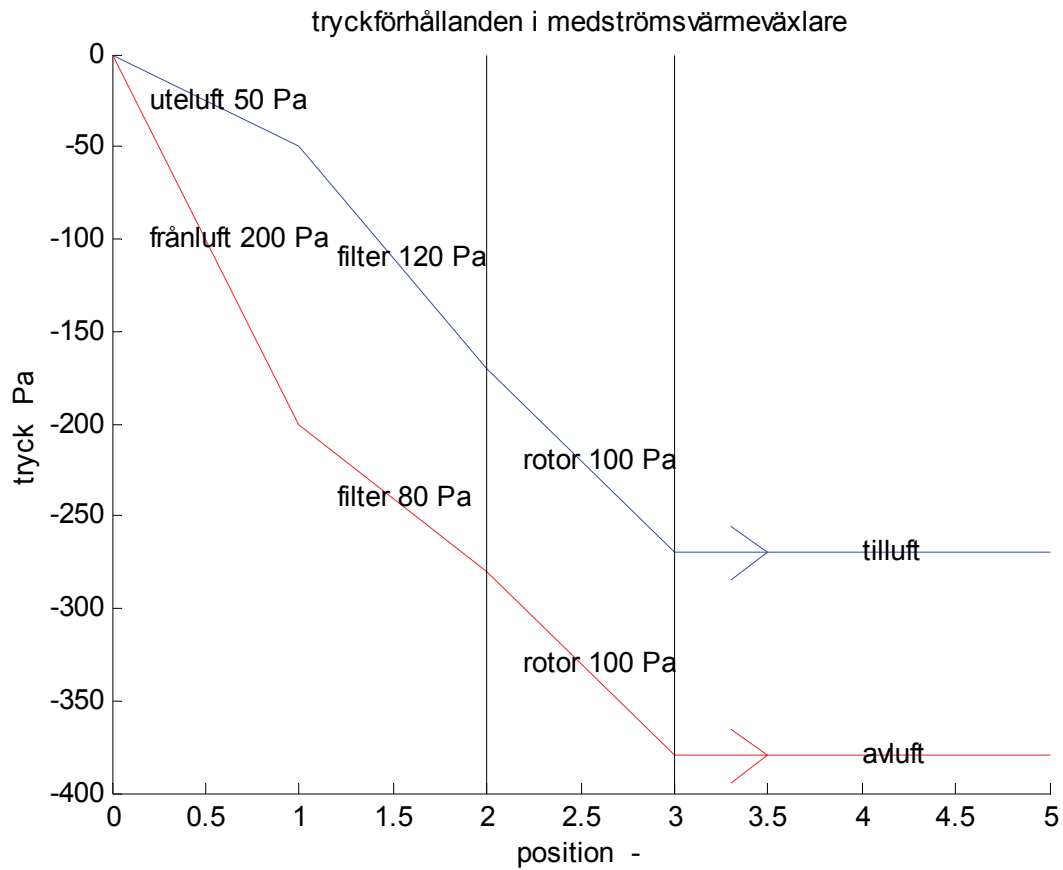
$$\Delta p_{us} + \Delta p_{uf} + \Delta p_{ur} < \Delta p_{fs} + \Delta p_{ff} + \Delta p_{fr} \quad \begin{array}{l} \text{utloppssida (8.7)} \\ \text{tilluft/avlufstsida} \end{array}$$

Båda dessa olikheter uppfylls i de flesta normala fall. De två kraven (8.6) och (8.7) kan siffermässigt skrivas som $170 < 280$ Pa respektive $270 < 380$ Pa.

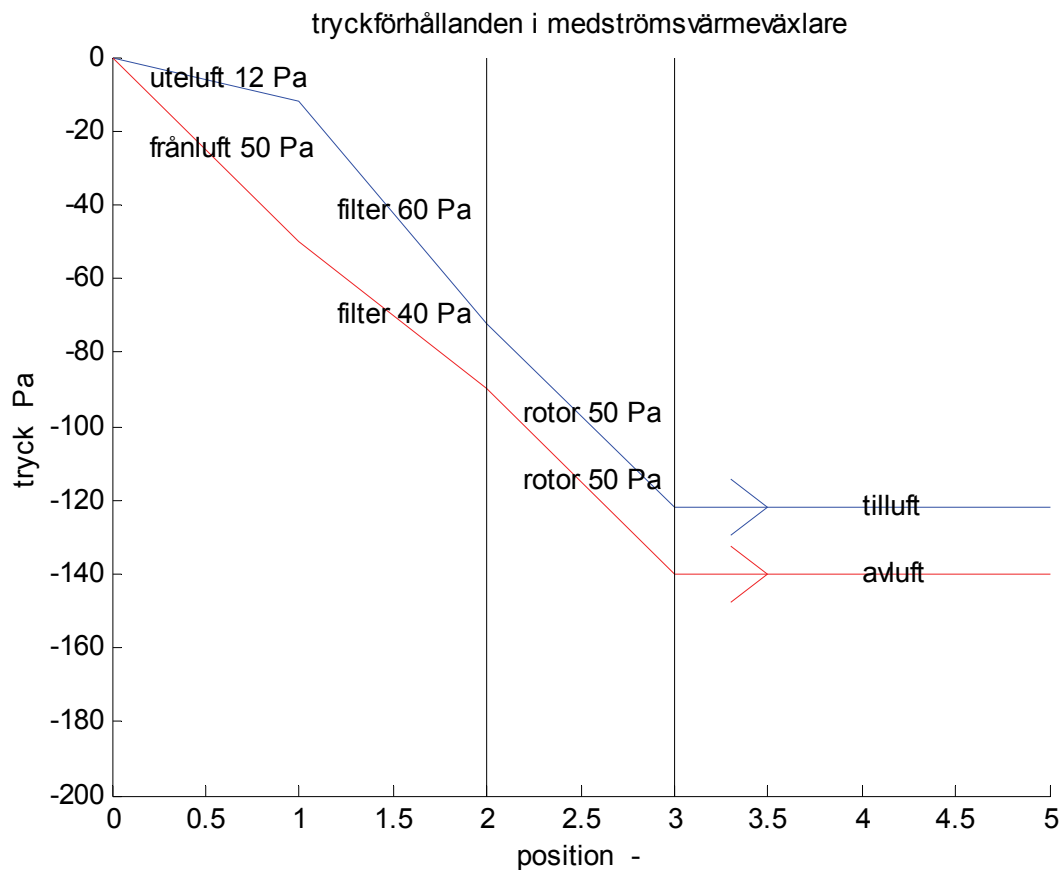
Tryckförhållanden kring rotorn visar också att läckaget kan vara lika stort på båda sidorna kring rotorn.

Figur 8.4 visar att halverade flöden inte innebär någon stor risk för återföring. Kurvorna visar att tryckskillnaderna minskar något.

En annan viktig observation är att rotor påverkas av en axiell kraft där varje rotorhalva bidrar med halva kraften och knappast av något moment eftersom de två rotorhalvorna balanserar varandra om flöden är lika stora. Frånvaron av ett moment är gynnsamt för rotorns lager.



Figur 8.3 Tryckförhållanden och tryckfall vid medströmsrotor vid normal drift.



Figur 8.4 Tryckförhållanden och tryckfall vid medströmsrotor vid halverat flöde.

Störningar och osäkerheter

Tryckförhållandena kring en roterande värmeväxlare kan påverkas på ett flertal sätt. Det kan vara att tryckfall för olika komponenter eller delsystem som ändras eller att flöden ändras avsiktligt eller på grund av olika störningar eller förändringar.

Viktiga komponenter är filter.

Ett uteluftsfilter kan sättas igen varvid tryckfall och flöde kan ändras. Det kan vara den normala försmutsningen, men fuktiga filter kan frysas till is och dåligt utformade luftintag få snö att sätta igen filter. Själva gallret för uteluftintaget kan även sättas igen till en del. Ett normalt filterbyte är också en form av störning.

Frånluftsfilteret behöver inte vara identiskt med uteluftsfilteret och sätts igen på ett annat sätt. Inneluften är mer bemängd med stora partiklar än uteluften. Frånluftsfilterbyte behöver heller inte ske samtidigt med uteluftsfilterbyte.

Andra viktiga komponenter är fläktar.

Fläktar kan drivas med konstant varvtal, med två olika varvtal eller med variabelt varvtal. Det är viktigt att uteluftsflödet och frånluftsflödet är nästan lika. Frånluftsflödet bör vara större än uteluftsflödet för att undvika övertryck i byggnaden.

Fläktarna störs av uteklimatet genom att tilluftstemperatur och avluftstemperatur varierar med utetemperaturen. Fläktarnas tryckstegring är direkt proportionell mot luftens densitet i fläkten. En hög temperaturverkningsgrad medför att avluften som passerar frånluftsfläkten har låg temperatur vid låga utetemperaturer och därmed en mycket högre densitet än tilluften.

Ett viktigt delsystem är själva frånluftskanalsystemet som tillsammans med frånluftsfilteret och frånluftsflödet bestämmer trycknivån på rotorns frånluftssida. Frånlufts-systemet kan innehålla aktiva komponenter för forcering, vilket ändrar dess egenskaper.

Sammanfattningsvis:

Det finns många olika storkällor och osäkerheter som påverkar tryckförhållandena kring en roterande värmeväxlare. Det finns därför alltid en risk för oönskad överföring från frånluft till tilluft och den är större för motströmsfallet än för medströmsfallet.

9 Jämförelser och slutsatser

Syftet med detta avsnitt är att jämföra simulerat och beräknat resultat för den högsta temperaturverkningsgraden var för sig för motströmsfallet och medströmsfallet och därefter skillnaden mellan motström och medström. Periodtiden sätts till 6 s för motströmsfallet och till den ideala enligt (4.5) för medströmsfallet. En metod är beskriva temperaturverkningsgraden med få parametrar och undersöka alla möjliga fall. Ett sätt är att rita upp isokurvor som funktion av två variabler som x- och y-axlar. Det visar sig att temperaturverkningsgraden kan beskrivas med två sammansatta hjälpparametrar, nämligen rotorns termiska tidskonstant T enligt (2.4) nedan och rotorkanalväggens tidskonstant T_m enligt (4.10) nedan.

$$T = C/Q = 2 l t \rho_r c_r / d v \rho_a c_a \quad (\text{W/K}) \quad (2.4)$$

$$T_m = C/Ah = \rho_r c_r t / 2h \quad (\text{s}) \quad (4.10)$$

I uttrycken ovan ingår nio parametrar varav fyra materialdata och fem rotordata. Någon värmeledning ingår inte och därmed inte den sjätte parameter, värmeledningsförmåga. Detta innebär att för ett givet par T, T_m finns det ett oändligt antal kombinationer av fem rotordata som uppfyller (2.4) och (4.10). Om rotorkanalens geometri låses till basfallets med rotorlängd 200 mm, rotorkanaldiameter 2 mm och rotorkanalgodstjocklek 0.05 mm, blir värmeövergångstalet h bestämt av T och (2.4) och lufthastigheten v bestämt av T_m och (4.10). Intervallen för de två tidskonstanterna T och T_m har satts till (1,20) s respektive (1,20)/4 s. Det resulterande värmeövergångstalet h redovisas i Figur 9.1 och lufthastigheten v i Figur 9.2.

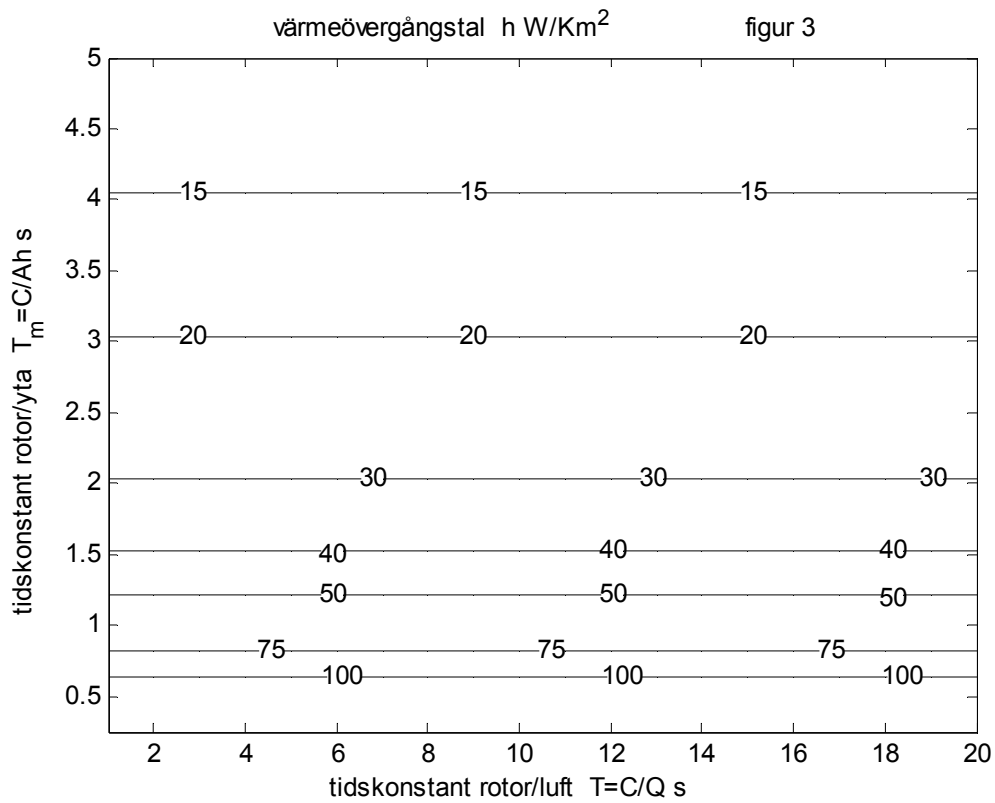
Den simulerade och den enligt (3.2) beräknade temperaturverkningsgraden för motströmsfallet redovisas i Figur 9.3 respektive 9.4. Likhetera är stora, men den beräknade ligger något över. Skillnaden mellan simulerat och beräknat redovisas i Figur 9.5 och kan förklaras med att simulerat fall har värmeledning och periodtiden är 6 s och inte noll.

De simulerade och den enligt (4.6), (4.14) och (4.15) beräknade temperaturverkningsgraden för medströmsfallet redovisas i Figur 9.6 respektive 9.7. Likhetera är stora, men den beräknade ligger något över. Skillnaden mellan simulerat och beräknat redovisas i Figur 9.8 och kan förklaras med att simulerat fall har värmeledning.

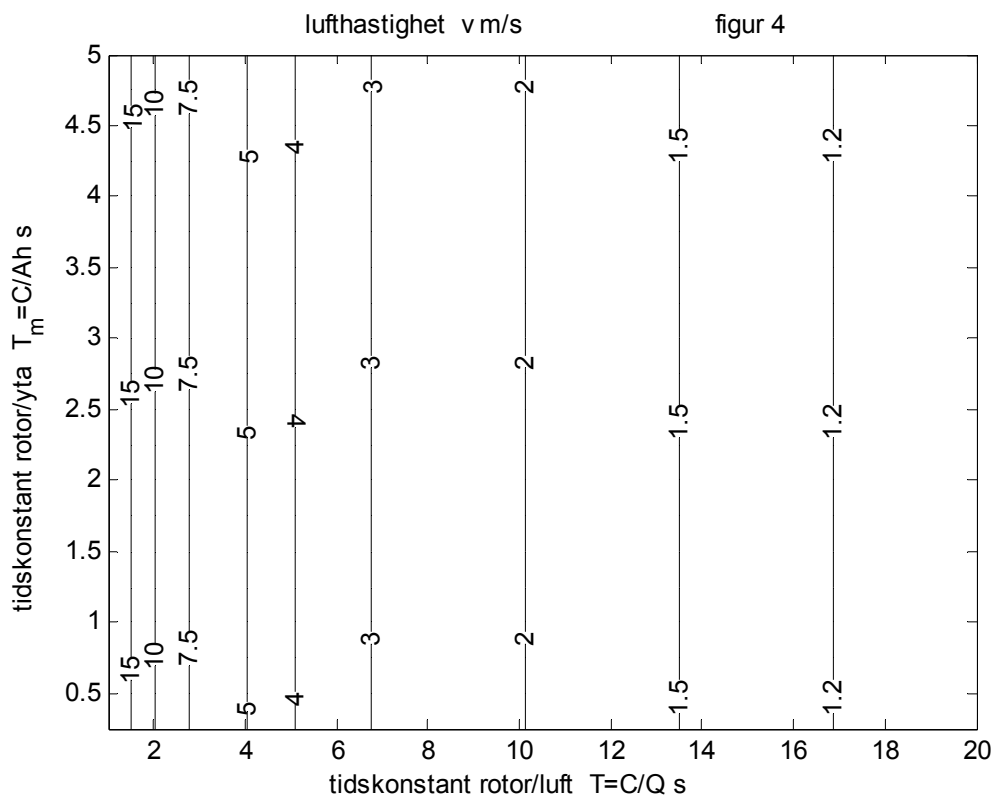
Skillnaden mellan mot- och medströmskoppling redovisas i Figur 9.9 för simulerade värden och för beräknade i Figur 9.10. Likheter är stora mellan simulerad och beräknad skillnad i verkningsgrad. Motströmskoppling ger alltid ett högre värde. Basfallets simulerade verkningsgrad skiljer 0.144, vilket är nära den högsta möjliga skillnaden.

Resultaten för medströmsfallet kan sammanfattas med följande slutsatser:

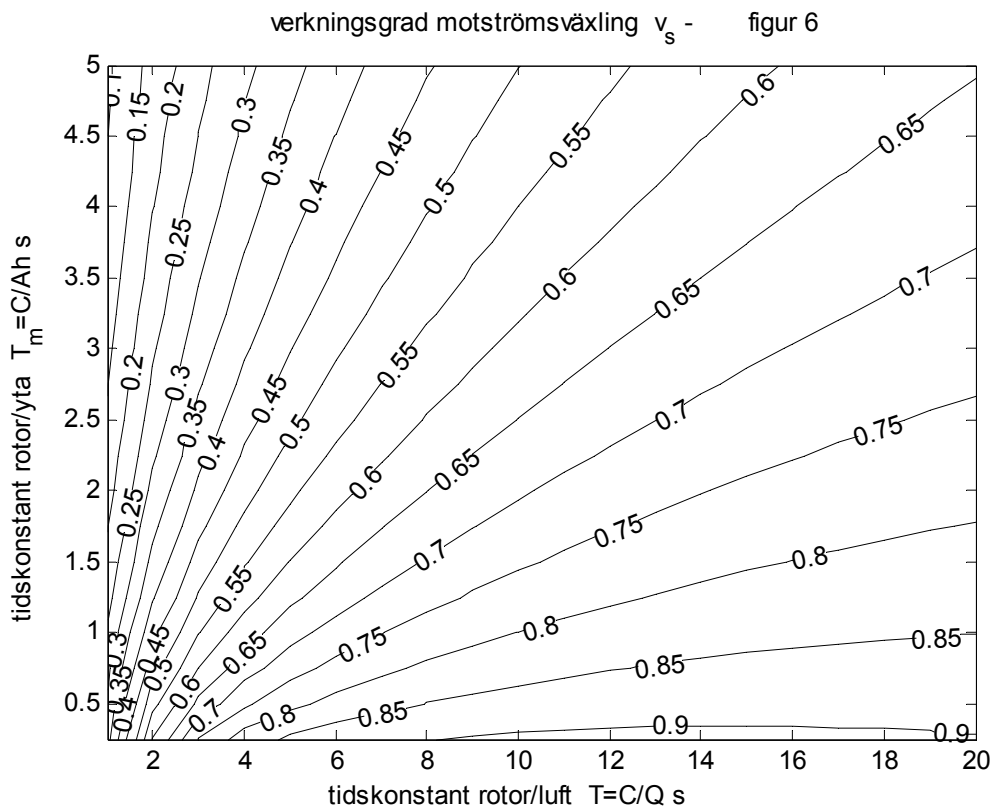
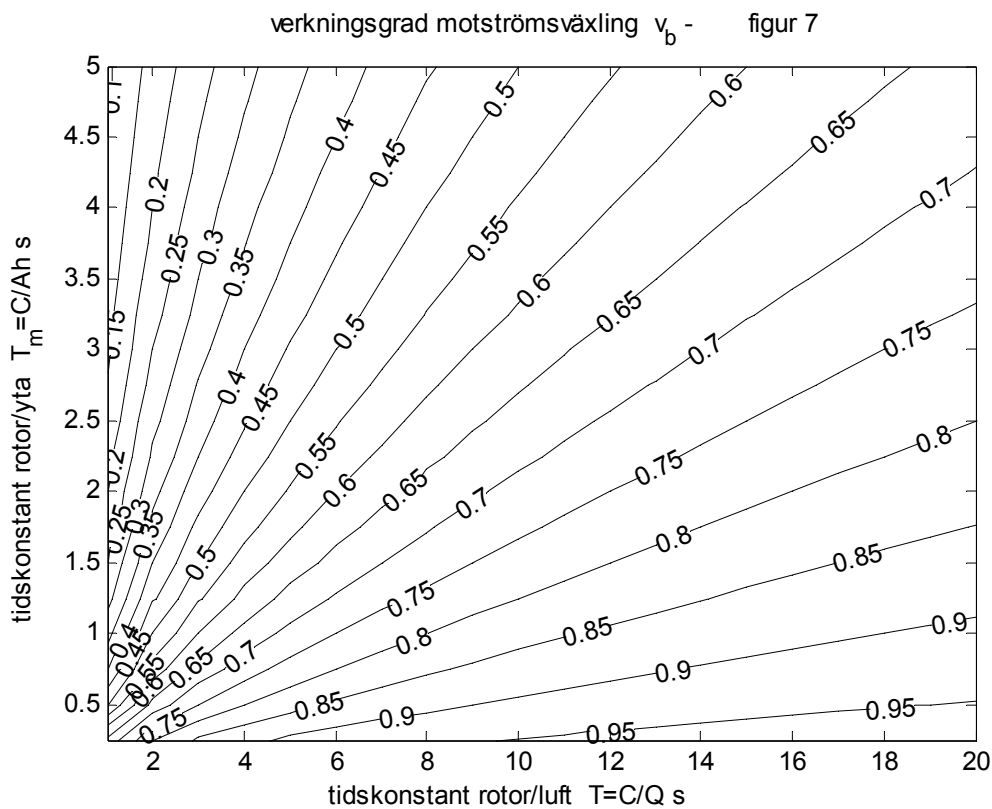
- temperaturverkningsgraden är större än 0.5
- den bästa periodtiden är något större än den ideala enligt (4.5)
- den högsta temperaturverkningsgraden skattas med (4.6), (4.14) och (4.15)
- medströmsfallet har alltid lägre temperaturverkningsgrad än motströmsfallet
- medströmsfallet arbetar med ett lägre varvtal än motströmsfallet
- medströmsfallet har lägre risk för återföring än motströmsfallet
- medströmsfallets lägre varvtal medför mindre slitage än motströmsfallet
- medströmsfallets tryckförhållanden belastar rotorn utan något moment

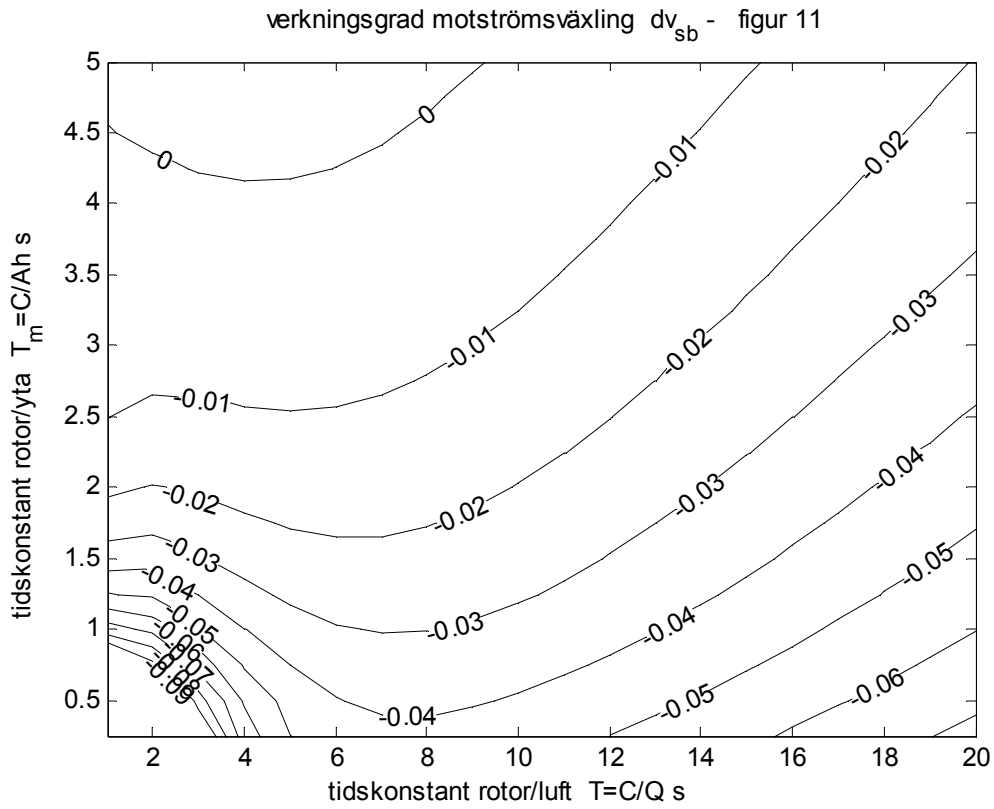


Figur 9.1 Värmeövergångstal h som funktion av hjälpparametrarna T och T_m .

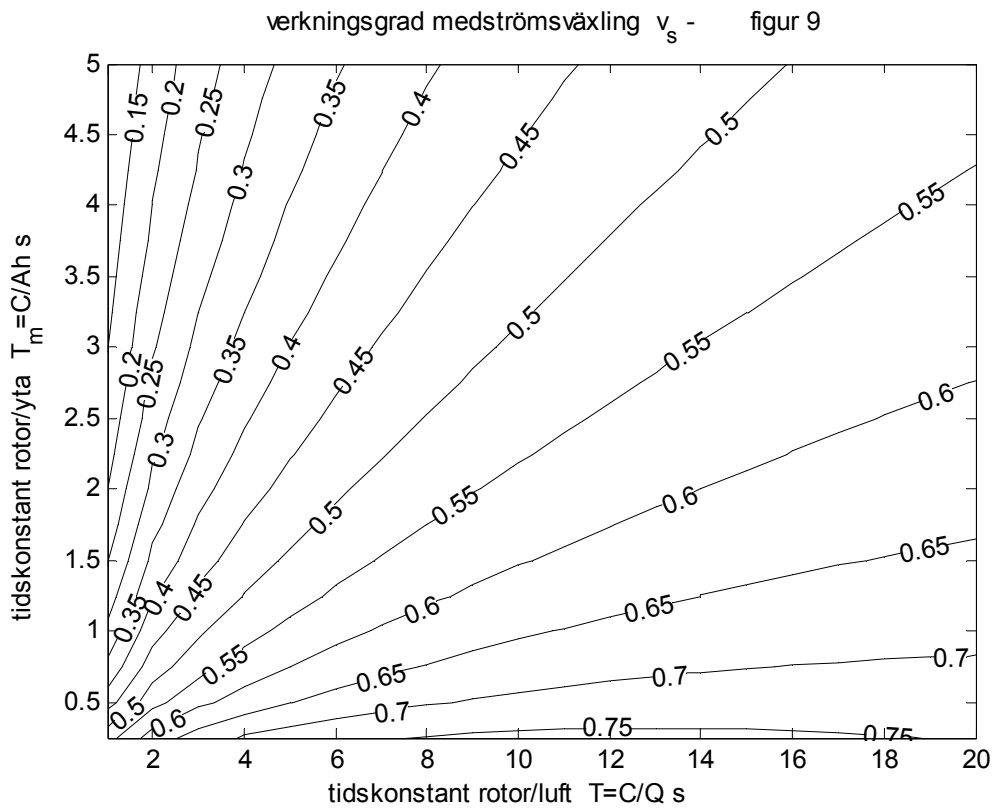


Figur 9.2 Lufthastigheten v som funktion av hjälpparametrarna T och T_m .

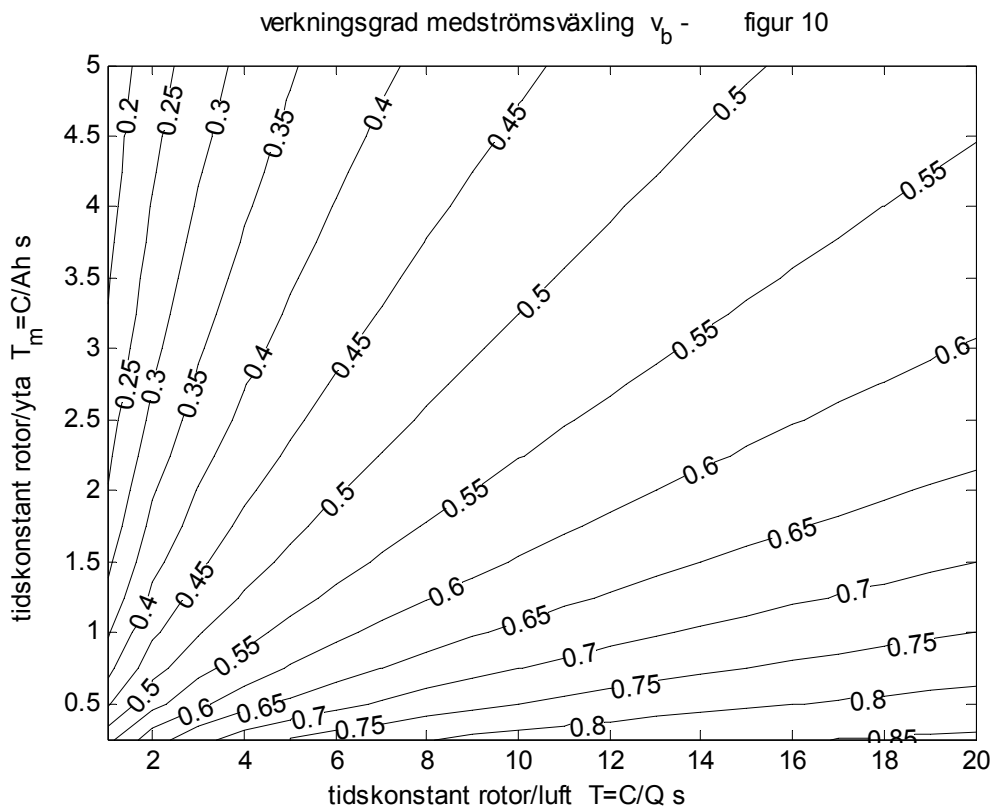
Figur 9.3 Simulerad temperaturverkningsgrad v_s för motströmsvärmväxlingFigur 9.4 Beräknad temperaturverkningsgrad v_b för motströmsvärmväxling



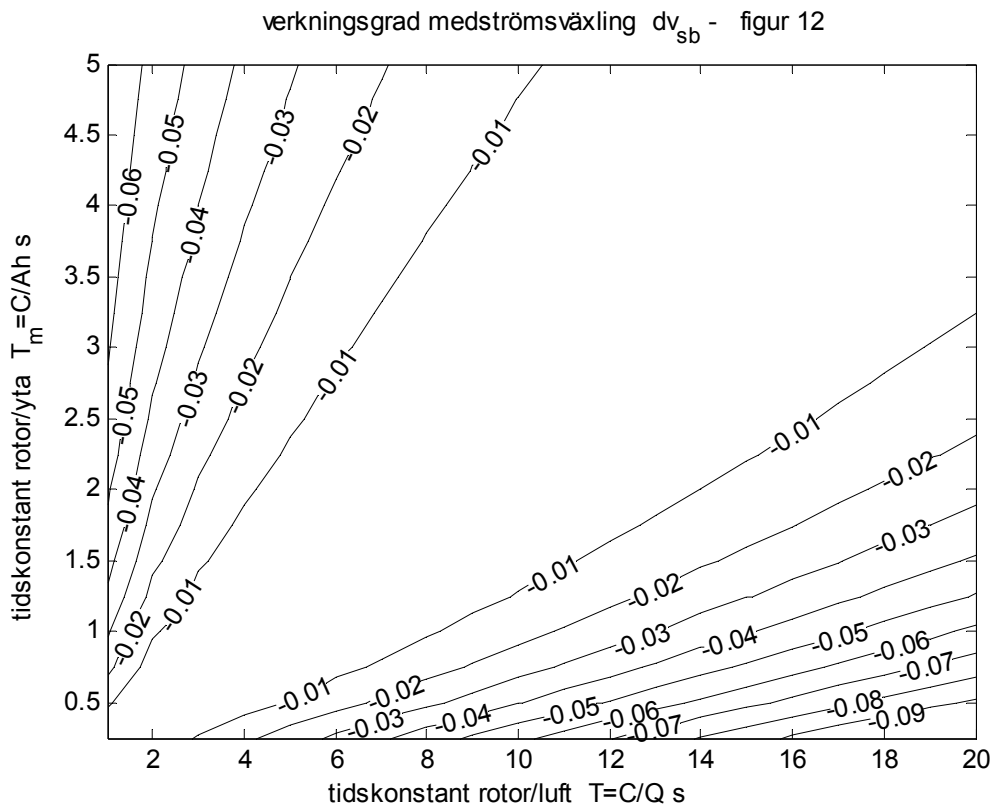
Figur 9.5 Fel i temperaturverkningsgrad $\nu_s - \nu_b$ för motströmsvärmväxling



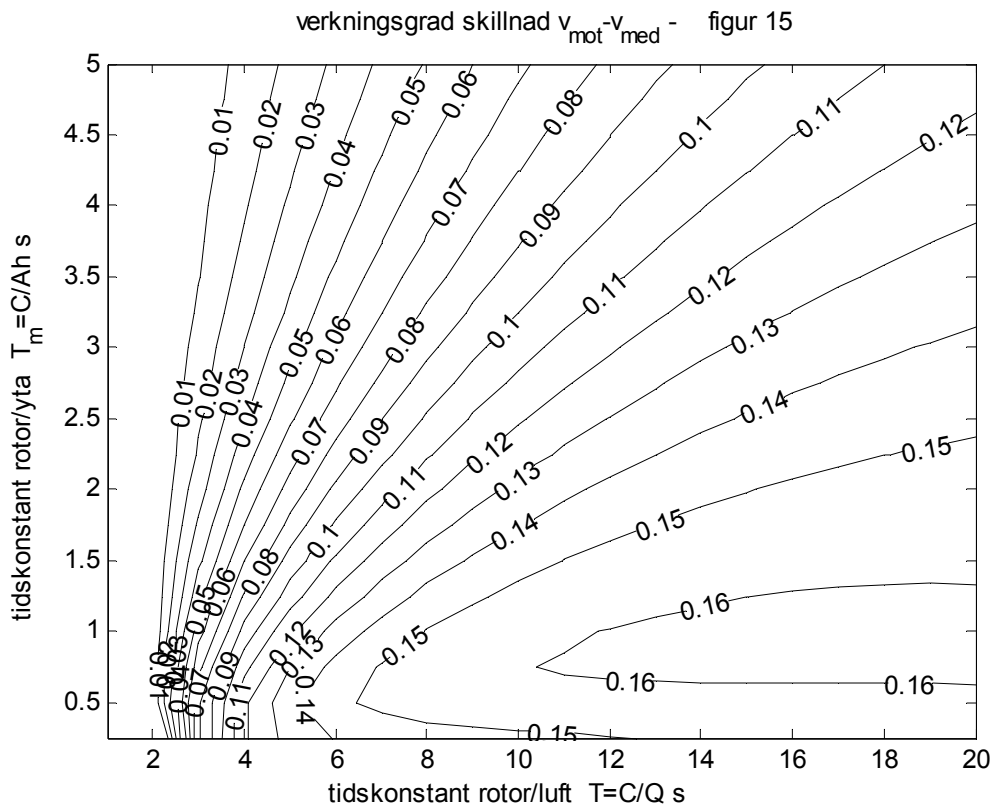
Figur 9.6 Simulerad temperaturverkningsgrad ν_s för medströmsvärmväxling



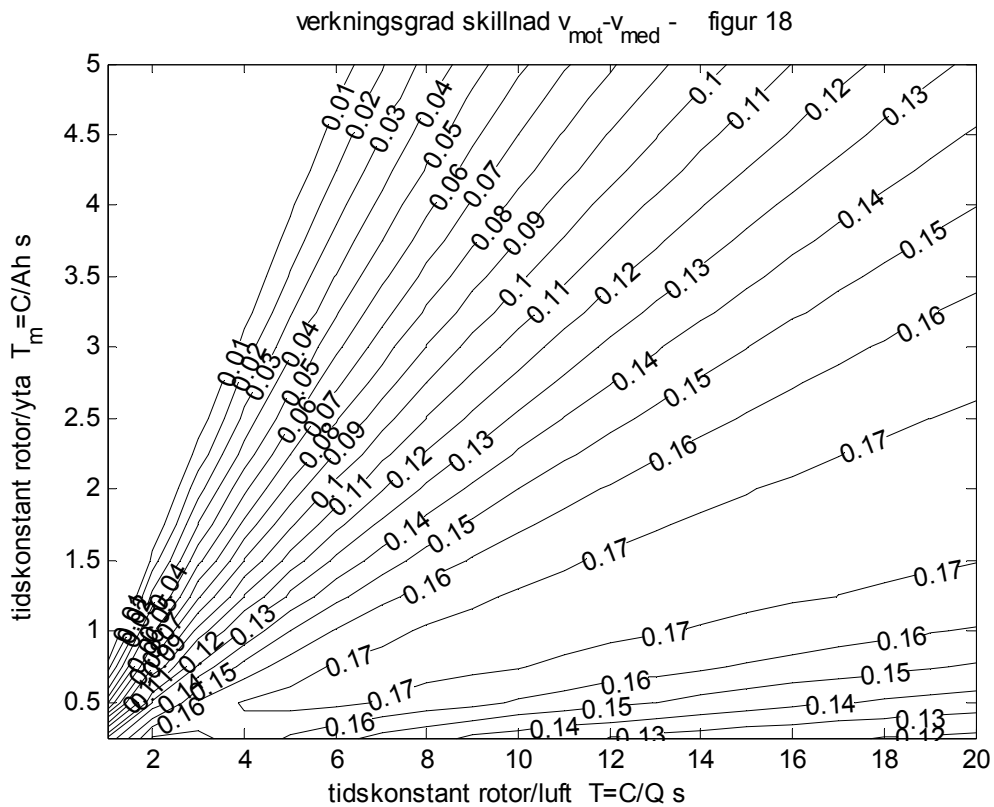
Figur 9.7 Beräknad temperaturverkningsgrad v_b för medströmsvärmeväxling



Figur 9.8 Fel i temperaturverkningsgrad $v_s - v_b$ för medströmsvärmeväxling



Figur 9.9 Skillnad mellan mot- och medströmsvärmväxling för simulerad verkningsgrad.



Figur 9.10 Skillnad mellan mot- och medströmsvärmväxling för beräknad verkningsgrad.