



LUND UNIVERSITY

Roterande värmeväxlare och läckage

Jensen, Lars

2008

[Link to publication](#)

Citation for published version (APA):

Jensen, L. (2008). *Roterande värmeväxlare och läckage*. (TVIT; Vol. TVIT-7033). 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 och läckage

Lars Jensen

Avdelningen för installationsteknik
Institutionen för bygg- och miljöteknologi
Lunds tekniska högskola
Lunds universitet, 2008
Rapport TVIT--08/7033



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 golvvärmesystem, 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 och läckage

Lars Jensen

© Lars Jensen, 2008

ISRN LUTVDG/TVIT--08/7033--SE(34)

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

Innehållsförteckning

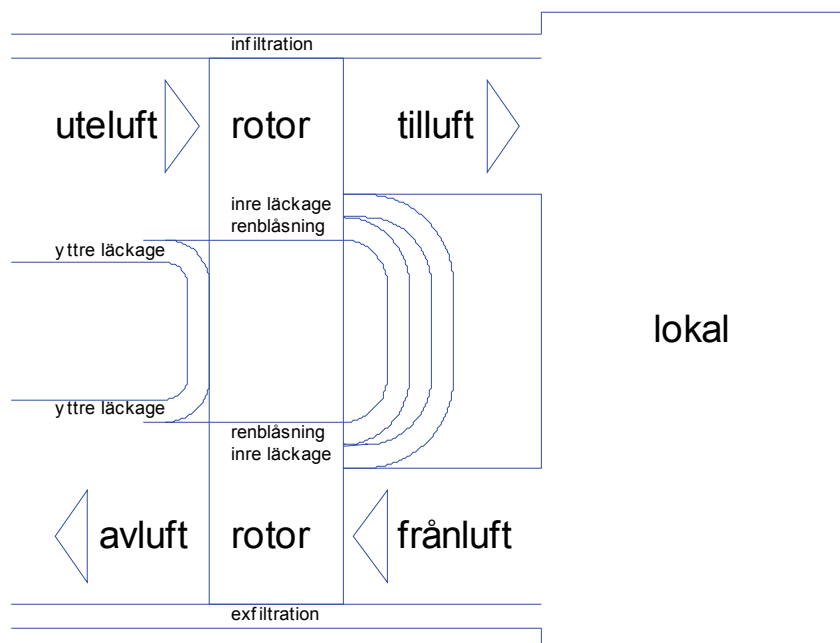
1	Inledning och problemställning	5
	Relativ årsvärmefaktor	6
	Resultat från SP-rapport 95:24	7
2	Beräkning av årsvärmebehov	9
	Förutsättningar och modellparametrar	9
	Beräkning med gradtimmetabell	9
	Beräkning av tillsatsvärmebehov	14
3	Beräkning av årselbehov	15
	Förutsättningar och modellparametrar	15
	Beräkning av årselbehov	15
4	Beräkningsresultat för basfall	17
5	Parameterkänslighet för fall 1-16	21
	Inverkan på r_{min} och v_{er}	22
	Inverkan av normalårstemperatur T_n	22
	Inverkan av frånluftstemperatur T_f	22
	Inverkan av tillufttemperatur T_t	22
	Inverkan av lägsta avlufttemperatur T_{ab}	22
	Inverkan av tryckfall frånluftssystem Δp_F	23
	Inverkan av tryckfallskillnad platt-rotor Δp_{xr}	23
	Inverkan av fläktverkningsgrad u	23
	Inverkan av flödesexponent för frånluftssystem n	23
6	Sammanfattning, slutsatser och anmärkningar	33
	Sammanfattning	33
	Slutsatser	33
	Anmärkningar	34

1 Inledning och problemställning

Syftet med denna arbetsrapport är att för en roterande värmeväxlare undersöka läckagets betydelse för energieffektiviteten jämfört med en plattvärmeväxlare med lägre temperaturverkningsgrad, utan läckage och med högre tryckfall.

Fördelen med en roterande värmeväxlare är att temperaturverkningsgraden är hög omkring 0.8, vilket är den i särklass högsta för olika typer av ventilationsvärmeåtervinnare. Den väljs därför ofta, eftersom den sparar mest värmeenergi och har små problem med igenfrysning. Tryckfall i rotor och frånluftsfilter kräver en del elenergi. Det skall dock påpekas att det finns motströmsvärmeväxlare för småhus med högre nominell temperaturverkningsgrad, men den begränsas betydligt av igenfrysning.

Nackdelen med en roterande värmeväxlare är att det finns läckage mellan uteluft-avluft och tilluft-frånluft och ett renblåsningsflöde från uteluftsidan via två rotorpassager till avluften, vilket visas i Figur 1.1. Det tillkommer också läckage mellan uteluft-tilluft och mellan frånluft-avluft, vilka inte redovisas i Figur 1.1. Tätning för att förhindra läckage sker med släpborstlistor, vilka slits efterhand och kräver justering. Tillverkarna begränsar läckaget genom att arbeta med mindre tryckskillnader över rotorerna än över plattvärmeväxlare. Läckaget ökar totalflödet och minskar temperaturverkningsgraden marginellt.



Figur 1.1 Principskiss för olika luftflöden och läckage.

Elbehovet för själva ventilationsvärmeåtervinningen bestäms av tryckfall över roterns två halvor och frånluftsfiltret och de två luftflödena. Detta beräknade elbehov är dock något missvisande, eftersom det finns extra tryckförluster i uteluftsintag och i avluftsutsläpp och därmed också extra eleffektbehov för de två läckflödena och renblåsningsflödet.

Eleffektbehovet är proportionellt mot flödet i kvadrat om tryckförlusterna är linjära i flödet (laminära förluster) och i kubik om tryckförlusterna är kvadratiska i flödet (turbulenta förluster). Detta innebär att för laminära och turbulenta förluster ökar eleffekten relativt med 0.21 respektive 0.331 om flödet ökar relativt med 0.1. Det oönskade läckageflödet för roterande värmeväxlare anses av tillverkare vara omkring 0.02-0.05 av ventilationsflödet.

Renblåsningsflödet antas förenklat vara 0.05 av ventilationsflödet. Renblåsningssektorn upptar en tjugondel av rotorn. Om rotorn arbetar med en större tryckskillnad mellan tilluft och frånluft för att undvika återluft i form av läckage från frånluft till tilluft, är genomströmningshastigheten i renblåsningssektorn större än i rotorn för övrigt. Detta innebär att renblåsningsflödet kan vara betydligt större än det nominella beräknat efter renblåsningssektorns storlek. Renblåsningsflödet är konstant och anpassat för roterns högsta varvtalet. Egentligen borde renblåsningsflödet eller renblåsningssektorn ändras med varvtalet. En stillastående rotor behöver inget renblåsningsflöde och ingen renblåsningssektor.

Egen erfarenhet av en stor liggande rotor var ett relativt läckage på 0.2.

Både läckluft och renblåsningsluft belastar uteluftsfiltret. Detta leder dock inte till en högre filterkostnad eftersom filterbyte sker normalt en gång per år. Filtrets tryckfall ökar i en del fall inte alls eller obetydligt med stoftbelastningen.

Relativ årsvärmefaktor

Ett sätt att jämföra nyttan med en roterande värmeväxlare framför en plattvärmeväxlare med en lägre temperaturverkningsgrad är att beräkna den relativa värmefaktorn lika med kvoten mellan skillnaden i tillsatsvärme (platt-rotor) och skillnaden i elbehov (rotor-platt).

Skillnaden i årsvärmebehov mellan plattvärmeväxlare och rotorvärmeväxlare beräknas med gradtimmetabeller. Plattvärmeväxlarens avlufttemperatur begränsas neråt för att ta hänsyn till påfrysning. Metodiken redovisas i avsnitt 2.

Skillnaden i elbehov mellan plattvärmeväxlare och rotorvärmeväxlare beräknas enligt beräkningsmodeller som redovisas i avsnitt 3.

Beräkningsresultat för den relativa värmefaktorn redovisas i avsnitt 4 för ett basfall.

Parameterkänsligheten undersöks i avsnitt 5 för åtta olika ingående parametrar med två parametervärden.

Resultat från SP-rapport 95:24

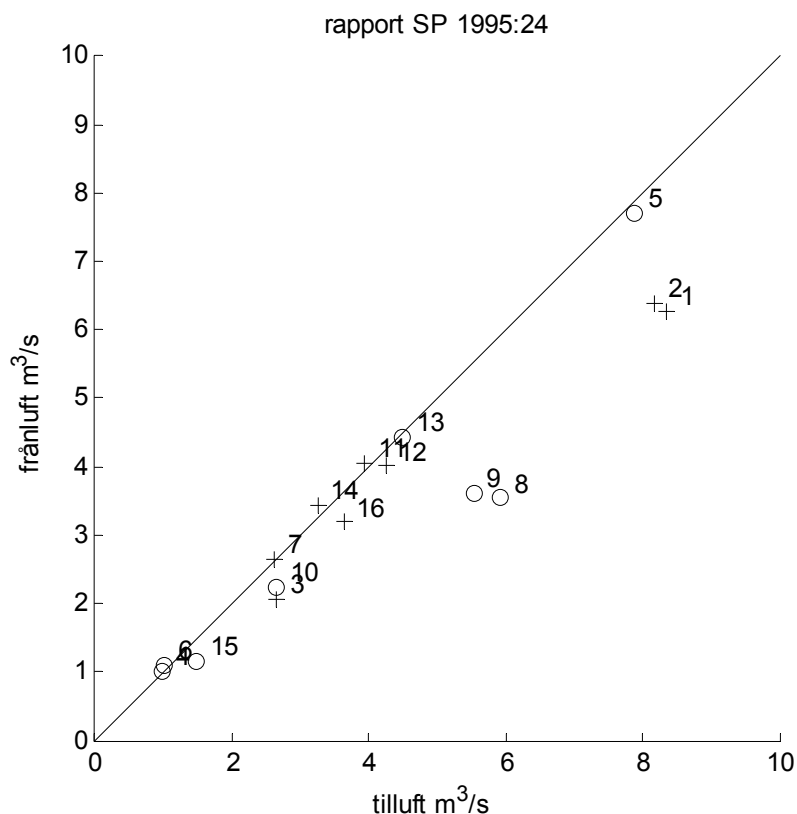
SP har undersökt sexton ventilationsanläggningar med roterande värmeväxlare och dokumenterat detta i SP-rapport 95:24 med författarna Thomas Carlsson, Peter Kovacs, Martin Karlsson, Svein Ruud och Jan Fransson.

Samtliga tilluftsfläktar var sugande. Hälften av frånluftsfläktar var tryckande och hälften var sugande. De sexton fallen redovisas med olika variabler i Figur 1.2-4, där sugande fläktar markeras med o och annars med +.

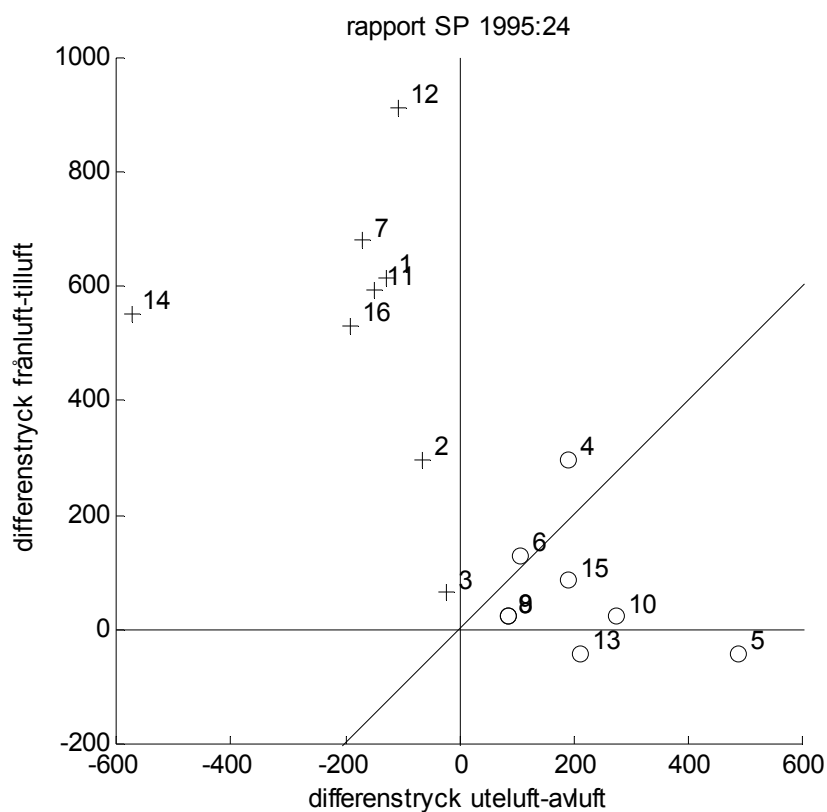
Tilluftsflödet och frånluftsflöde redovisas i Figur 1.2. Tilluftsflödet är genomgående större än frånluftsflöde. Detta kan förklaras med att de kan finnas annan frånluft, vilket kan ge rätt luftbalans utan att övertryck skapas i byggnaden.

Differenstrycken mellan de två huvudluftströmmarna, utluft-tilluft och frånluft-avluft, redovisas i Figur 1.3. Fallen med tryckande frånluftsfläkt har givetvis ett betydande övertryck mellan frånluft och tilluften, medan det trots sugande frånluftsfläkt finns övertryck i sex fall av åtta gentemot tilluften och bara två utav åtta med undertryck.

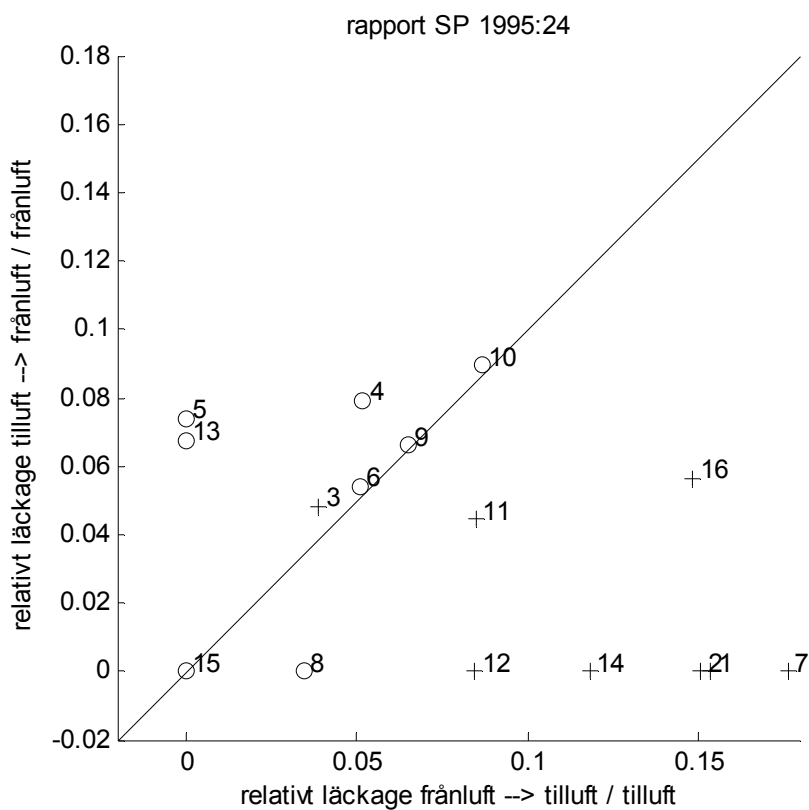
De relativa läckagen redovisas i Figur 1.4. Tryckande frånluftsfläkt uppvisar betydande läckage till tilluftsidan och något mindre läckage för sugande frånluftsfläkt. Flera fall uppvisar läckage till både tilluft och frånluft, vilket beror på att läckage kan ske vid rotorns två ändtyr.



Figur 1.2 Tilluftsflöde och frånluftsflöde för sexton fall.



Figur 1.3 Differenstryck mellan uteluft-avluft och frånluft-tilluft för sexton fall.



Figur 1.4 Relativt läckage för frånluft och tilluft för sexton fall.

2 Beräkning av årsvärmebehov

Förutsättningar och modellparametrar

Ventilationsflödet antas vara $1 \text{ m}^3/\text{s}$ för både tilluft och frånluft. Beräkning av värmeåtervinning och tillsatsvärmebehov sker för ett idealt fall utan läckage.

Temperaturverkningsgraden antas vara 0.8 för den roterande värmeväxlaren och anges med parametern ν för plattvärmväxlaren. Plattvärmväxlarens avluftstemperatur begränsas neråt till lägst T_{ab} för att undvika påfrysning.

Uteklimatet anges med medianen för utetemperaturen eller normalårstemperaturen eller T_n . Normalårstemperaturen används som indata för val av gradtimmetabell.

Inneklimat bestäms med två konstanta temperaturer för frånluftstemperatur T_f och för tilluftstemperatur T_t .

Driften antas vara kontinuerlig, vilket ger 8760 h för ett år.

Beräkning med gradtimmetabell

Årsvärmebehovet beräknas enligt en metod med gradtimmetabeller beskriven i Jensen (2008) för den roterande värmeväxlaren med temperaturverkningsgraden 0.8 och för plattvärmväxlaren med temperaturverkningsgraden i intervallet (0.4,0.8) med hänsyn till begränsning avluftstemperaturen. Tre viktiga förutsättningar för beräkningarna är konstanta ventilationsflöden, konstanta temperaturverkningsgrader och torr återvinning utan kondensering. Följande temperaturbeteckningar används:

T_u	uteluft
T_t	tilluft
T_f	frånluft
T_a	avluft, frånluft efter värmeåtervinning
$T_{\hat{a}}$	uteluft efter värmeåtervinning
T_{ab}	begränsad T_a på grund av påfrysning
$T_{\hat{a}b}$	begränsad $T_{\hat{a}}$ på grund av påfrysning

Frånlufts- och tilluftstemperaturen kan vara linjärt beroende av utetemperaturen enligt:

$$T_f = T_{f0} + g_f T_u \quad (^\circ\text{C}) \quad (2.1)$$

$$T_t = T_{t0} + g_t T_u \quad (^\circ\text{C}) \quad (2.2)$$

Tilluftstemperaturen efter återvinningen $T_{\hat{a}}$ fås från definitionen av temperaturverkningsgraden för tilluftsiden v_t och efter omskrivning och införandet av T_f enligt (2.1) fås:

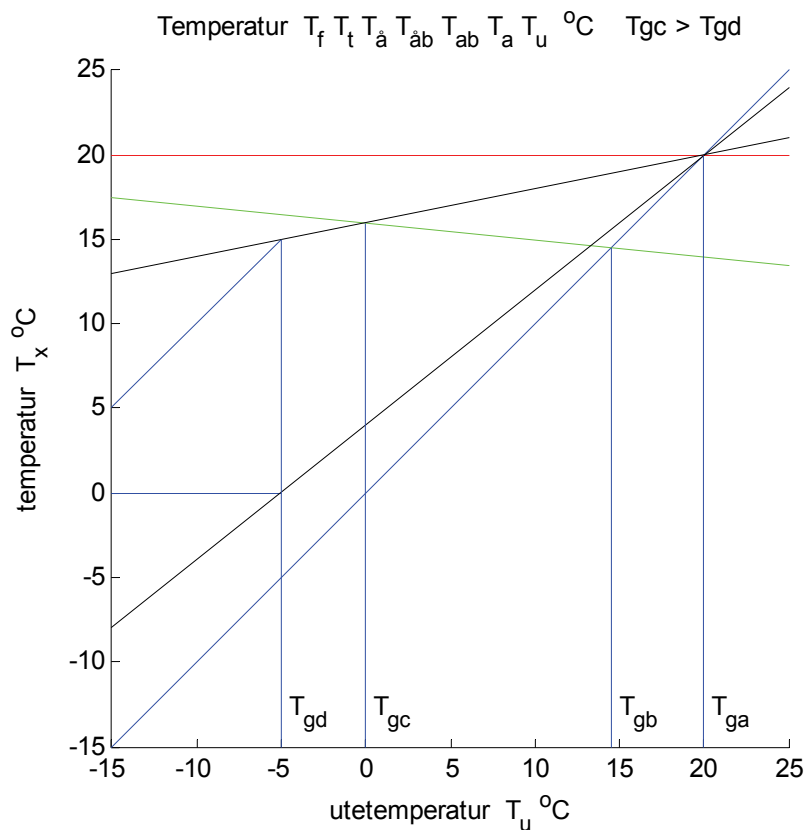
$$T_{\hat{a}} = v_t T_{f0} + (1 - v_t + v_t g_f) T_u \quad (^\circ\text{C}) \quad (2.3)$$

Det finns ett grundläggande samband mellan de två temperaturverkningsgraderna v_t och v_f och motsvarande luftflöden q_t och q_f (definierade vid 20°C), vilket kan skrivas som följer:

$$v_t q_t = v_f q_f \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (2.4)$$

Sambandet (2.4) kan härledas från att den överförda effekten är den samma räknat på det ena flödet eller det andra flödet som passerar genom värmeväxlaren.

Hur de olika temperaturerna varierar som funktion av utetemperaturen T_u redovisas i Figur.2.1 för ett fall med temperaturverkningsgrad $v = 0.8$ och lika stora flöden med följande temperaturer $T_f = 20^\circ\text{C}$, $T_t = 16 - 0.1 T_u$ och $T_{ab} = 0^\circ\text{C}$.



Figur 2.1 Funktionsdiagram för T_f , T_t , $T_{\hat{a}}$, $T_{\hat{ab}}$, T_{ab} , T_a , och T_u som funktion av T_u (kurvorna uppifrån räknat vid $T_u = -15^\circ\text{C}$)

Värmeåtervinning kan inte ske med höga verkningsgrader vid låga utetemperaturer. Kondens på frånluftssidan fryser igen värmeväxlaren. Påfrysning och därmed avfrostning kan undvikas genom att minska verkningsgraden. Avfrostning kan ske genom uppvärmning med tillsatsvärme eller genom att tilluftflödet stoppas helt eller för vissa delar varvid frånluften tinar bort frosten. Detta medför att en del värme inte kan återvinnas.

En enkel begränsning för att förhindra påfrysning är att avluftstemperaturen alltid skall vara större än en begränsningstemperatur T_{ab} till exempel 0°C som kan räknas om till en motsvarande begränsningstemperatur för tilluften $T_{\dot{a}b}$. Den värmeväxlade effekten vid avkylningen av frånluften är den samma som vid uppvärmning av uteluften. Detta ger ett enkelt samband för den återvunna temperaturen $T_{\dot{a}b}$ vid begränsad avluft T_{ab} som:

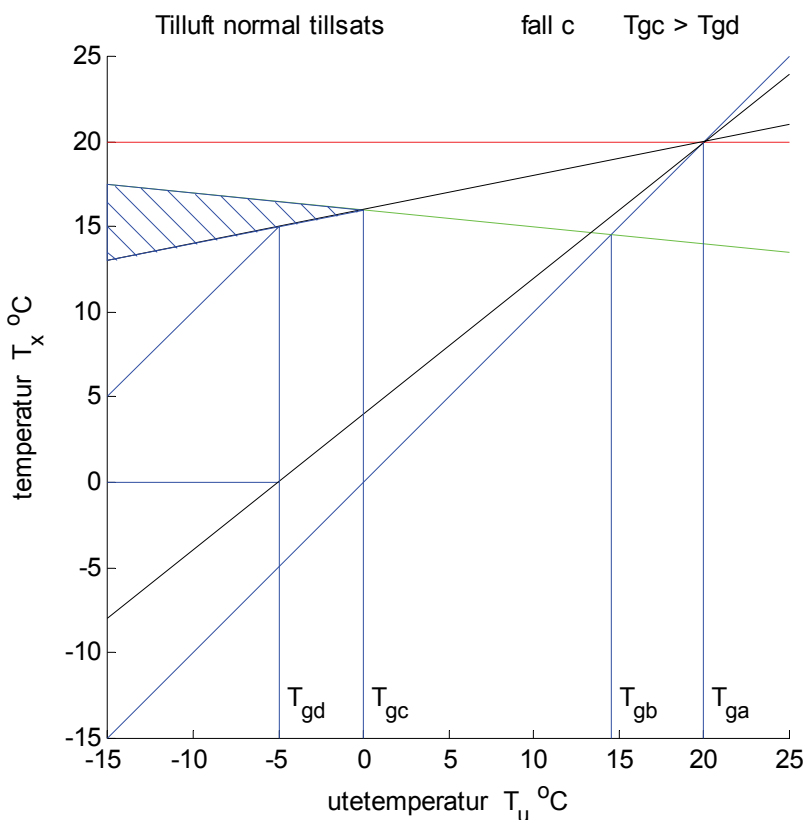
$$T_{\dot{a}b} = T_u + k(T_f - T_{ab}) \quad (^\circ\text{C}) \quad (2.5)$$

$$k = q_f/q_t \quad (-) \quad (2.6)$$

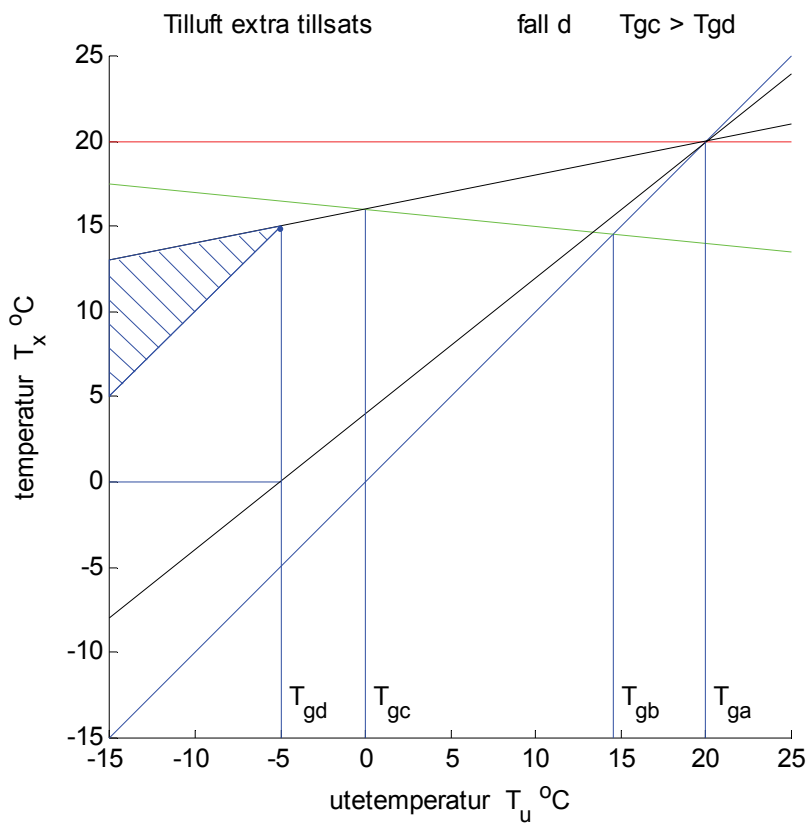
De fall som är av intresse är årsvärmebehov av följande positiva temperaturskillnader, där fall d avser extra tillsatsvärme när värmeåtervinningen är begränsad på grund av risk för påfrysning. Notera att delfallen c och d för tillsatsvärme kan när $T_{gc} < T_{gd}$ ersättas med en enda beräkning som beskrivs som fall e . Fallen c , d och e redovisas i Figur 2.2-4 som funktionsdiagram, vilket också kan ses som ett varaktighetsdiagram med x-axeln $(0,8760) h$ om utemperaturens frekvens är konstant i intervallet $(-15,25) ^\circ C$.

Tabell 2.1 Definition och beteckningar för olika beräkningsfall

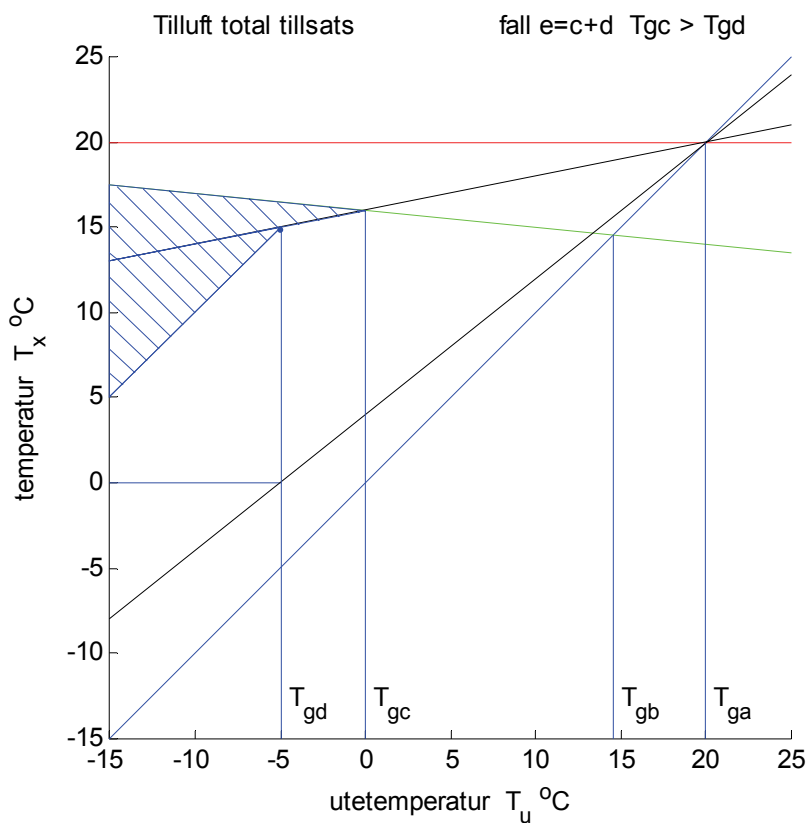
fall	skillnad	årsvärmebehov för
a	$T_f - T_u$	E_a frånluft
b	$T_t - T_u$	E_b tilluft
c	$T_t - T_{\dot{a}}$	E_c normal tillsats när $T_{gc} > T_{gd}$
d	$T_{\dot{a}} - T_{\dot{a}b}$	E_d extra tillsats när $T_{gc} > T_{gd}$
e	$T_t - T_{\dot{a}b}$	E_e total tillsats när $T_{gc} < T_{gd}$



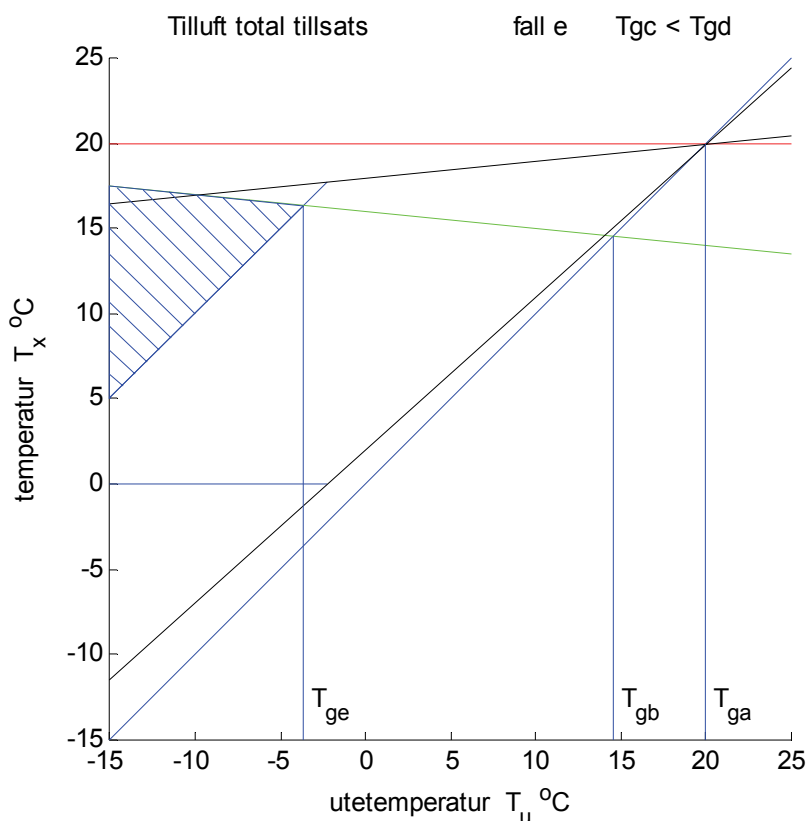
Figur 2.2 Funktionsdiagramm för normal tillsatsvärme som fall $c \, T_t - T_a$.



Figur 2.3 Funktionsdiagram för extra tillsatsvärme som fall d $T_t - T_{\dot{a}b}$.



Figur 2.4 Funktionsdiagram för total tillsatsvärme som fall $e=c+d$ när $T_{gc} > T_{gd}$.



Figur 2.5 Funktionsdiagram för total tillsatsvärme som fall e $T_t - T_{\dot{a}b}$. när $T_{gc} < T_{gd}$.

Det går att visa att om T_f och T_i är linjära funktioner i T_u då blir även T_a och $T_{\dot{a}}$ linjära funktioner i T_u . Detta innebär att temperaturskillnaderna för fall a till e också är linjära funktioner i T_u . Årsenergibehovet för dessa temperaturskillnader och kontinuerlig drift kan beräknas enligt nedan,

$$E_x = \rho c q g_x G_t(T_{gx}) \quad (\text{Wh}) \quad (2.7)$$

där

$\rho c q$	luftflödets specifika värmebehov (W/°C)
$G_t(T_{gx})$	gradtimmar för fall x (°Ch)
T_{gx}	gränstemperatur för fall x (°C)
g_x	korrektionsfaktor för fall x (-)
x	ett av fallen a, b, c, d , eller e

De olika fallens korrektionsfaktorer g_x och gränstemperaturer T_{gx} beräknas med följande förutsättningar och finns redovisade i en sammanställning nedan.

Tillsatsvärmebehovet beräknas som summan av fall c och d om motsvarande gränstemperaturer uppfyller att $T_{gc} > T_{gd}$. Om detta krav inte uppfylls beräknas hela tillsatsvärmebehovet direkt enligt fall e .

Tabell 2.2 Korrektionsfaktor g_x och gränstemperatur T_{gx}

fall x	skillnad	korrektionsfaktor g_x	gränstemperatur T_{gx}
a	$T_f - T_u$	$1 - g_f$	T_{f0} / g_a
b	$T_t - T_u$	$1 - g_t$	T_{t0} / g_b
c	$T_t - T_{\hat{a}}$	$1 - v_t - g_t + v_t g_f$	$(T_{t0} - v_t T_{f0}) / g_c$
d	$T_{\hat{a}} - T_{\hat{a}b}$	$v + (k - v_t) g_f$	$(k T_{ab} - (k - v_t) T_{f0}) / g_d$
e	$T_t - T_{\hat{a}b}$	$1 + k g_f - g_t$	$(T_{t0} - k T_{f0} + k T_{ab}) / g_e$

Alla gränstemperaturer anger vid vilken utetemperatur som temperaturskillnaden är noll. Detta går enkelt att läsa av som skärningar mellan de temperaturer som ingår i den aktuella skillnaden i figur 2.1 för ett exempel. Korrektionsfaktor g_x är inget annat än skillnaden i lutning för de två temperaturlinjerna.

Beräkning av tillsatsvärmebehov

Årsvärmebehovet för total tillsatsvärme ges som summan av fall c och d om $T_{gc} > T_{gd}$ annars som fall e .

$$E_e = E_c + E_d \quad (\text{°Ch}) \quad (2.8)$$

Årsvärmebehovet för total återvinning ges som skillnaden mellan fall b och e , dvs

$$E_{\hat{a}} = E_b - E_e \quad (\text{°Ch}) \quad (2.9)$$

Årsbehovet för tillsatsvärme för en rotorvärmeväxlare ges av enbart fall c och kan skrivas på formen:

$$E_r = \rho c q g_c(0.8) G_t(T_{gc}(0.8)) \quad (\text{Wh}) \quad (2.10)$$

Årsbehovet för tillsatsvärme för en plattvärmeväxlare ges av fall $c+d$ om $T_{gc}(v) > T_{gd}(v)$ annars av fall e , vilket kan skrivas på formen:

$$E_x(v) = \rho c q [g_c(v) G_t(T_{gc}(v)) + g_d(v) G_t(T_{gd}(v))] \quad (\text{Wh}) \quad (2.11)$$

$$E_x(v) = \rho c q g_e(v) G_t(T_{ge}(v)) \quad (\text{Wh}) \quad (2.12)$$

3 Beräkning av årselbehov

Förutsättningar och modellparametrar

Ventilationsflödet antas vara $1 \text{ m}^3/\text{s}$ för både tilluft och frånluft och $1+r \text{ m}^3/\text{s}$ för både uteluft och avluft. Parametern r anger det totala läckflödet mellan uteluft-avluft.

Tryckfallet för hela frånluftssystemet anges med parametern Δp_F . Skillnaden för summatryckfallet för både uteluft-tilluft och frånluft-avluft mellan plattvärmväxlare och rotor anges parametern Δp_{xr} .

Tryckfall i ventilationssystemet är både linjärt (laminärt) och kvadratisk (turbulent) i flödet. Ett genomsnittvärde för flödesexponenten n används för att beräkna tryckförluster. Värdet begränsas till intervallet (1,2).

Fläktarnas verkningsgrad anges med parameter u .

Driften antas vara kontinuerlig, vilket ger 8760 h för ett år.

Beräkning av årselbehov

Skillnaden i årselbehov mellan rotorvärmväxlare och plattvärmväxlare bestäms av skillnaden i tryckfall över plattvärmväxlare och rotorvärmväxlare Δp_{xr} och ökningen i tryckfall för merflödet i uteluftsdel, rotordel och avluftsdel på grund av läckage. Detta senare tryckfall är lika med tryckfallet över hela frånluftssystemet, vilket beskrivas med parametern Δp_F .

Det enda som skiljer tryckfallmässigt mellan de två fallen är tryckfallet över återvinningen. Merflödet för fallet med rotorvärmväxlare går genom uteluftsdel, rotorn och avluftsdel och tryckfallet för denna flödesväg är lika med tryckfallet för hela frånluftssystemet från och med frånluftdon till och med avluftshuv.

Det totala läckaget över den roterande värmväxlaren från uteluft till avluft anges med parametern r relativt det nominella flödet q , vilket är satt till $1 \text{ m}^3/\text{s}$.

Både uteluftsflöde och avluftsflöde kan skrivas som $(1+r)q$. Merflödet ökar tryckfallet Δp_F med en faktor $(1+r)^n$ och effektbehovet med en faktor $(1+r)^{n+1}$, där parametern n är en flödesexponent för tryckfallet Δp_F .

Årselbehovets skillnad mellan rotorvärmeväxlare och plattvärmeväxlare kan skrivas som en funktion av de två nominella tryckfallen Δp_F och Δp_{xr} , läckfaktorn r , ventilationsflödet för tilluft och frånluft q , fläktverkningsgraden u , flödesexponenten n och drifttiden t på formen:

$$dE_e(r) = [(1+r)^{n+1} - 1] \Delta p_F - \Delta p_{xr}] q t / u \quad (\text{Wh}) \quad (3.1)$$

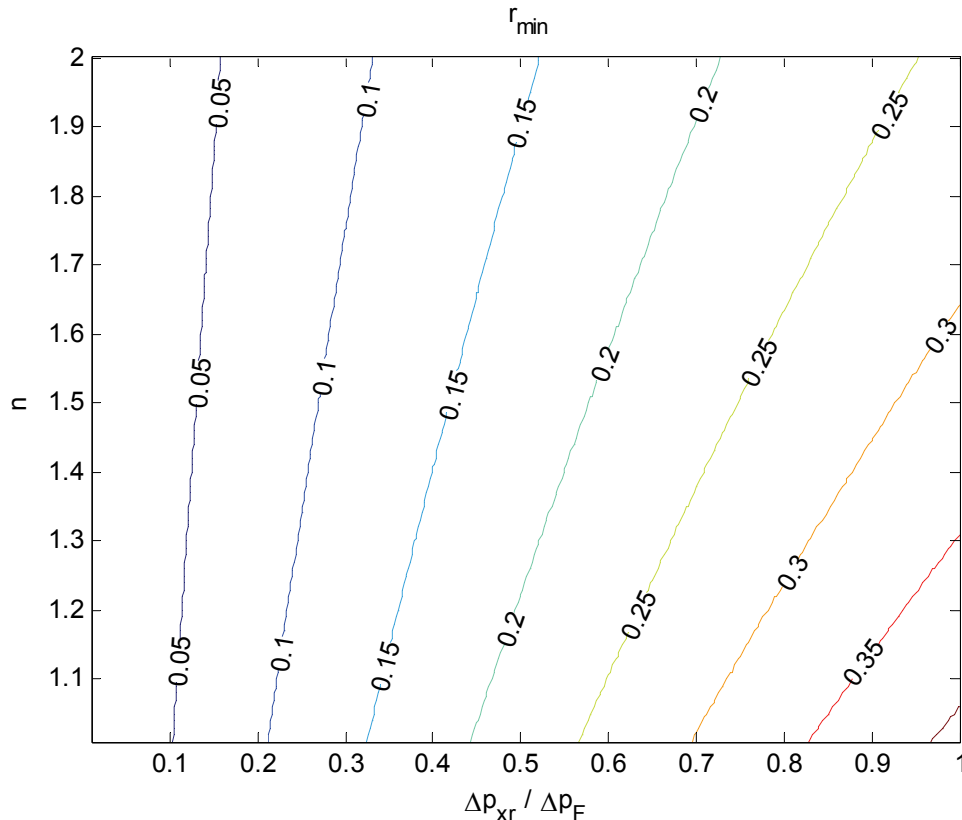
Skillnaden i årselbehov ökar med ökande läckage och den är noll för ett relativt läckage r_{min} som kan beräknas med (3.1) som följer:

$$r_{min} = (1 + \Delta p_{xr} / \Delta p_F)^{1/(n+1)} - 1 \quad (-) \quad (3.2)$$

Om det relativa läckaget r är mindre än r_{min} enligt (3.2) är både årsvärmebehov och årselbehov mindre för rotorvärmeväxlaren än för plattvärmeväxlaren. Hur parametern r_{min} beror av kvoten $\Delta p_{xr} / \Delta p_F$ och parametern n redovisas med isodiagram i Figur 3.1. Isolinjerna i Figur 3.1 visar att ju mindre kvoten $\Delta p_{xr} / \Delta p_F$ är desto mindre är r_{min} , medan flödesexponenten n har liten inverkan för små kvoter på $\Delta p_{xr} / \Delta p_F$.

Den relativa värmefaktorn för rotorvärmeväxlaren relativt plattvärmeväxlaren f kan skrivas som kvoten mellan minskat årsvärmebehov och öka elvärmebehov som följer:

$$f = dE_v(r) / (E_x(v) - E_r) \quad (-) \quad (3.3)$$



Figur 3.1 Isodiagram för r_{min} enligt (3.2) som funktion av kvoten $\Delta p_{xr} / \Delta p_F$ och n .

4 Beräkningsresultat för basfall

Basfallets åtta parametrar är följande och betecknas enligt nedan:

Normalårstemperatur	T_n
Frånluftstemperatur	T_f
Tilluftstemperatur	T_t
Lägsta avlufttemperatur	T_{ab}
Tryckfall frånluftsystem	Δp_F
Tryckfallskillnad platt-rotor	Δp_{xr}
Fläktverkningsgrad konstant	u
Flödesexponent för tryckfall Δp_F	n

Normalårstemperaturen används som en ingångsparameter för gradtimmetabeller och den är lika med mediantemperaturen, vilken delar året i en varm och en kall halva tidsmässigt.

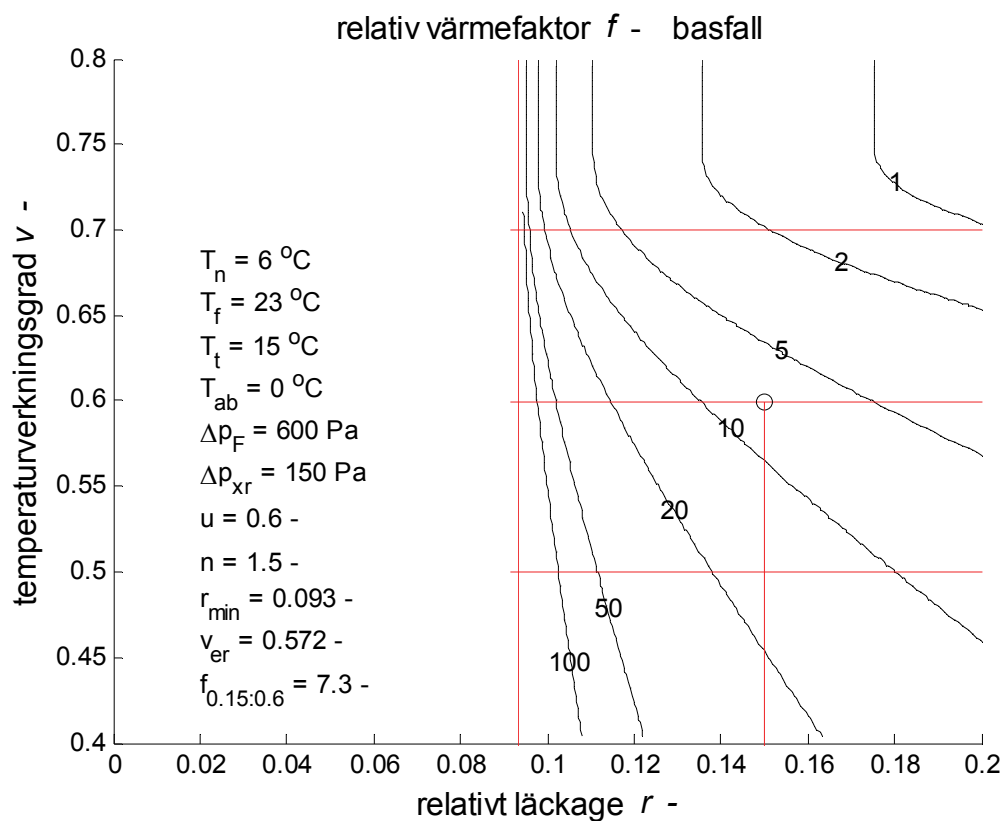
Skillnaden i tryckfall mellan plattvärmväxlare och rotorvärmväxlare Δp_{xr} avser båda strömningsvägarna för utluft-tilluft och frånluft-avluf till sammans. Flödesexponenten n är nära ett för filter och värmväxlare och när två för kanaler, kanalkomponenter och don. Basvärdet för n har satts till 1.5.

Basfallets åtta parametrar redovisas i Tabell 4.1 nedan tillsammans med r_{min} , rotorväxlarens årsverkningsgrad v_{er} och den relativa årsvärmefaktorn $f_{0.15:0.6}$ för $r=0.15$ och $v=0.6$. En hög verkningsgrad kan inte alltid utnyttjas om till exempel klimatet är mildt, tilluftstemperaturen är låg och frånluftstemperaturen är hög. Parametern r_{min} anger gränsen för när årselbehovet är lika för både rotorvärmväxlare och plattvärmväxlare. Läckage mindre än denna gräns innebär att en rotorvärmväxlare har både lägre årsvärmebehov och årselbehov.

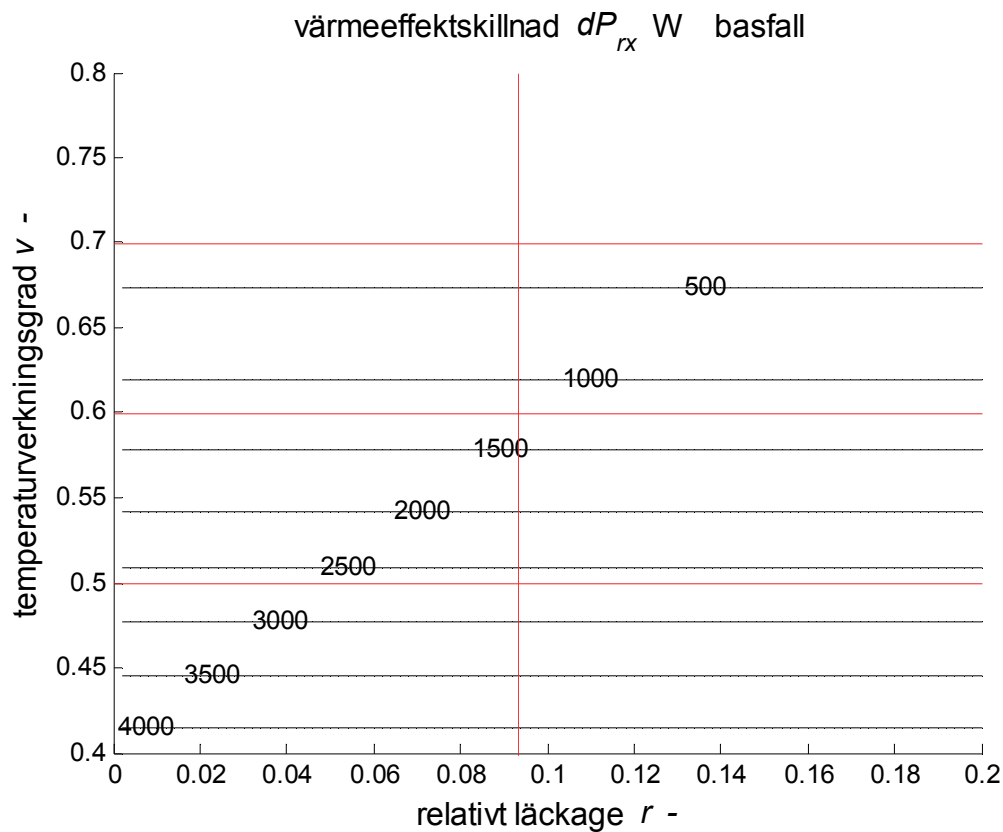
Tabell 4.1 Parametrar för basfallet

fall	T_n °C	T_f °C	T_t °C	T_{ab} °C	Δp_F Pa	Δp_{xr} Pa	u -	n -	r_{min} -	v_{er} -	$f_{0.15:0.6}$ -
bas	6	23	15	0	600	200	0.6	1.5	0.093	0.572	7.3

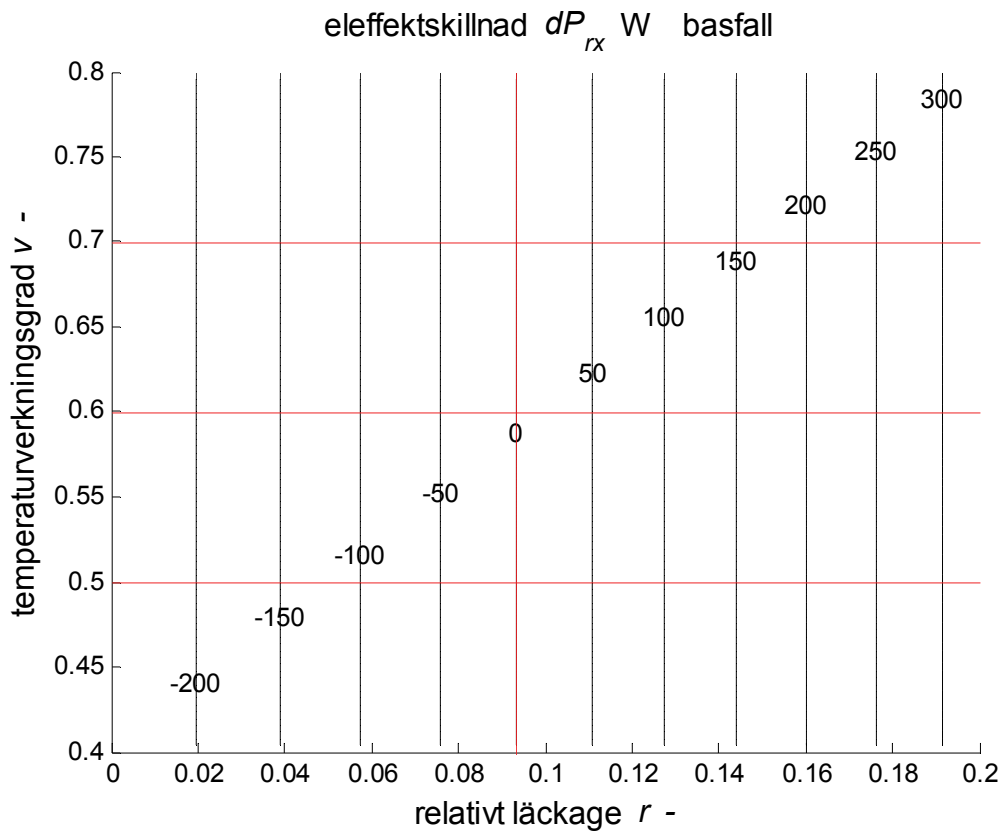
Den relativa årsvärmefaktorn f redovisas i Figur 4.1 för basfallet. Lodräta isolinjer för den relativa årsvärmefaktor f beror på att tillsatsvärmebehovet inte minskar med ökande verkningsgrad v . Medelvärmeeffektskillnaden över året och medeleffektskillnaden redovisas i Figur 4.2 respektive 4.3. Kvoten mellan dessa två medelskillnader blir också lika med årsvärmefaktor f . Värmeeffektskillnaden har också räknats om till en medeltemperaturskillnad över året och redovisas i Figur 4.4. Årsenergiverkningsgraden v_{ex} för plattvärmväxlaren redovisas i Figur 4.5.



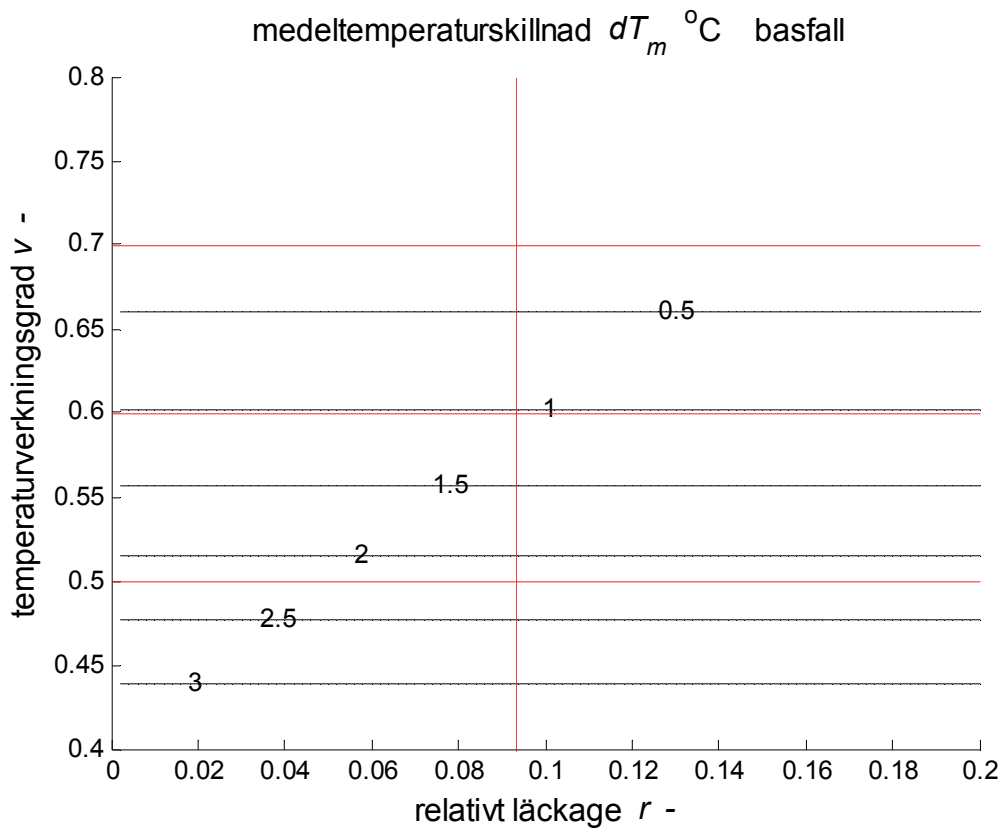
Figur 4.1 Relativ värmefaktor f som funktion av läckage r och verkningsgrad v för basfall.



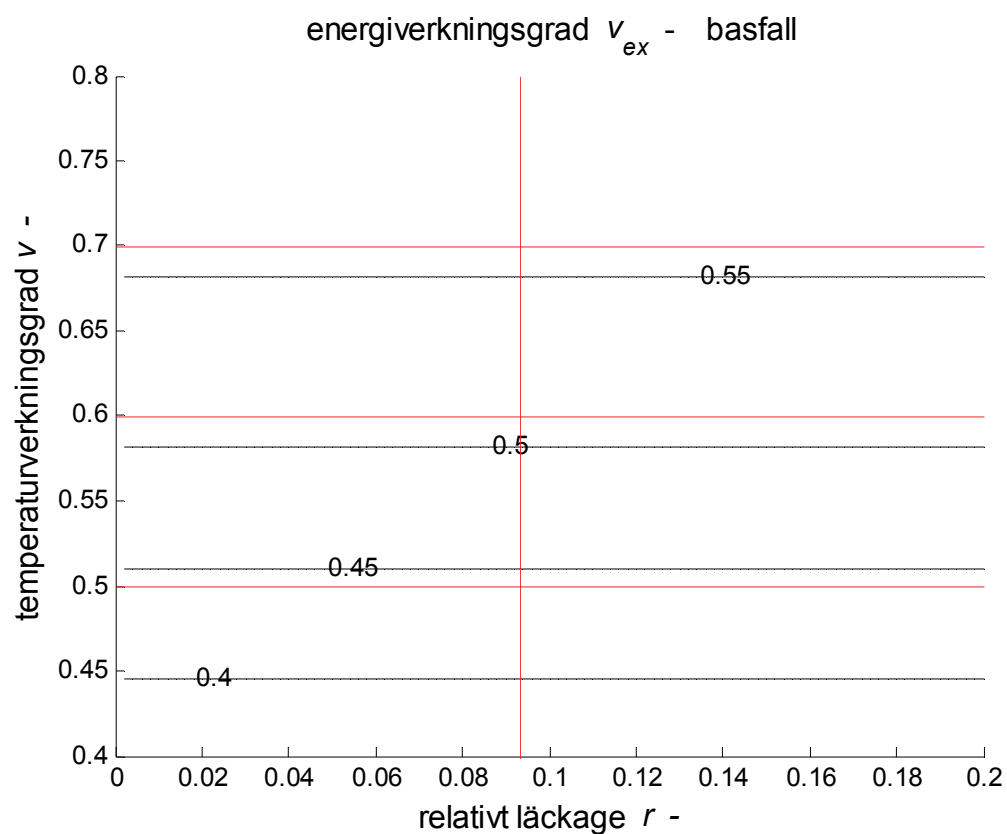
Figur 4.2 Värmeeffektskillnad som funktion av läckage r och verkningsgrad v för basfall.



Figur 4.3 Eleffektskillnad som funktion av läckage r och verkningsgrad v för basfall.



Figur 4.4 Temperaturskillnad som funktion av läckage r och verkningsgrad v för basfall.



Figur 4.5 Årsenergiverkningsgrad för plattvärmeväxlare som funktion av läckage r och verkningsgrad v för basfall.

5 Parameterkänslighet för fall 1-16

Basfallets åtta parametrar enligt Tabell 4.1 testas med vardera två värden enligt sammanställning i Tabell 5.1 och redovisas tillsammans med de beräknade parametrarna r_{min} , v_{er} och ett genomgående kontrollfall $f_{0.15:0.6}$ med läckage 0.15 och verkningsgrad 0.6. Parametrar som skiljer sig från basfallet markeras med fetstil i Tabell 5.1.

Testfallen numreras 1-16 och den relativa årsvärmefaktorn f redovisas i motsvarande Figur 5.1-16 med isolinjer i med siffervärden 1, 2, 5, 10, 20, 50 och 100 med det relativa läckaget r (0.0,0.2) som x-axel och plattvärmväxlarens verkningsgrad v (0.5,0.8) som y-axel. Gränslinjen $r=r_{min}$ enligt (3.2) har också ritats in, vilket motsvarar en oändlig relativ värmefaktor, eftersom skillnaden i elbehov är noll.

Tabell 5.1 Testfall kring basfallet

fall	T_n °C	T_f °C	T_t °C	T_{ab} °C	Δp_F Pa	Δp_{xt} Pa	u -	n -	r_{min} -	v_{er} -	$f_{0.15:0.6}$ -
bas	6	23	15	0	600	200	0.6	1.5	0.093	0.572	7.3
1	4	23	15	0	600	200	0.6	1.5	0.093	0.608	10.8
2	8	23	15	0	600	200	0.6	1.5	0.093	0.530	4.3
3	6	21	15	0	600	200	0.6	1.5	0.093	0.643	10.8
4	6	25	15	0	600	200	0.6	1.5	0.093	0.513	4.4
5	6	23	12	0	600	200	0.6	1.5	0.093	0.439	1.7
6	6	23	18	0	600	200	0.6	1.5	0.093	0.710	16.9
7	6	23	15	-2	600	200	0.6	1.5	0.093	0.572	7.3
8	6	23	15	2	600	200	0.6	1.5	0.093	0.572	7.4
9	6	23	15	0	400	200	0.6	1.5	0.136	0.572	42.6
10	6	23	15	0	800	200	0.6	1.5	0.071	0.572	4.0
11	6	23	15	0	600	100	0.6	1.5	0.064	0.572	4.9
12	6	23	15	0	600	300	0.6	1.5	0.122	0.572	14.5
13	6	23	15	0	600	200	0.5	1.5	0.093	0.572	6.0
14	6	23	15	0	600	200	0.7	1.5	0.093	0.572	8.5
15	6	23	15	0	600	200	0.6	1.0	0.118	0.572	16.9
16	6	23	15	0	600	200	0.6	2.0	0.077	0.572	4.5

Inverkan på r_{min} och v_{er}

Gränsen r_{min} påverkas endast av de tre parametrarna som påverkar tryckfall enligt samband (3.2). Detta framgår av siffervärdet 0.093 i Tabell 5.1.

Rotorns årsverkningsgrad v_{er} påverkas av de tre första temperaturparametrarna. Lägsta tillåtna avluftstemperatur berör inte rotorvärmeväxlaren utan endast plattvärmeväxlaren. Detta framgår av siffervärden skilda 0.572

Inverkan av normalårstemperatur T_n

En lägre utetemperatur under året ökar värmebehovet för tilluft och därmed också för återvinning. Årsverkningsgraden för basfallet ändras från 0.572 till 0.608 för fall 1 med normalårstemperaturen 4 °C och till 0.530 för 8 °C. Kontrollfallet med $r = 0.15$ och $v = 0.6$ resulterar i en relativ värmefaktor f 10.8 och 4.3 för fall 1 respektive fall 2.

Inverkan av frånluftstemperatur T_f

Inverkan av ändrad frånluftstemperatur, fall 3 med 21 °C och 4 med 25°C, innebär att årsverkningsgraden ändras från basfallet 0.572 till 0.643 respektive 0.513. Kontrollfallet med $r = 0.15$ och $v = 0.6$ resulterar i en relativ värmefaktor f 10.8 och 4.4 för fall 3 respektive fall 4.

Inverkan av tilluftstemperatur T_t

Inverkan av ändrad tilluftstemperatur, fall 5 med 12 °C och 6 med 18°C, innebär att årsverkningsgraden ändras från basfallet 0.572 till 0.439 respektive 0.710. Kontrollfallet med $r = 0.15$ och $v = 0.6$ resulterar i en relativ värmefaktor f 1.7 och 16.9 för fall 5 respektive fall 6.

Inverkan av lägsta avluftstemperatur T_{ab}

En lägsta avluftstemperatur, fall 7 med -2 °C, ökar plattvärmeväxlarens återvinning, vilket i sin tur minskar den relativa värmefaktorn, eftersom skillnaden mellan rotorvärmeväxlare och plattvärmeväxlare blir mindre. Omvändningen gäller för fall 8 med 2°C.

Skillnaden gentemot basfallet är liten för låga verkningsgrader, eftersom begränsningen av avluftstemperaturen neråt vid låga utetemperaturer sker sällan för just låga verkningsgrader. Detta framgår också av den relativa värmefaktorn för kontrollfallet som är 7.3 och 7.4 för fall 7 respektive fall 8.

Inverkan av tryckfall frånluftssystem Δp_F

Ändring av tryckfall för frånluftssystem från 600 Pa till 400 Pa för fall 9 minskar elbehovet och ökar den relativa värmefaktorn f betydligt och omvänt för 800 Pa för fall 10.

Gränsen r_{min} enligt (2.1) påverkas betydligt för fall 9 och 10 med siffervärden 0.136 respektive 0.071 jämfört med basfallets 0.093. Detta gäller även för den relativa värmefaktorn som är 42.6 och 4.0 för fall 9 respektive fall 10.

Inverkan av tryckfallsskillnad platt-rotor Δp_{xr}

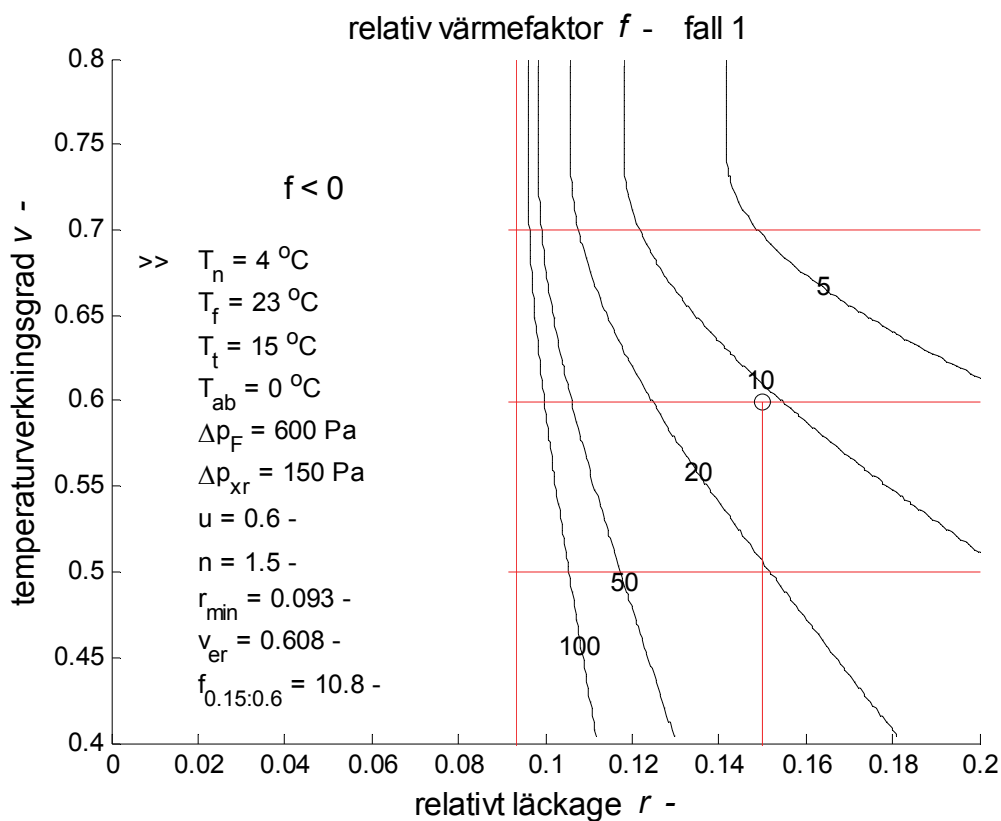
Ändring av tryckfallsskillnaden från 150 Pa till 200 Pa och 100 Pa för fall 11 respektive 12 påverkar den relativa värmefaktorn betydligt. Ett ökat tryckfall medför att skillnaden i årselbehov minskar, vilket i sin tur ökar den relativ årsvärmefaktorn. Kontrollfallets siffervärden är 4.9 och 14.5 för fall 11 respektive fall 12.

Inverkan av fläktverkningsgrad u

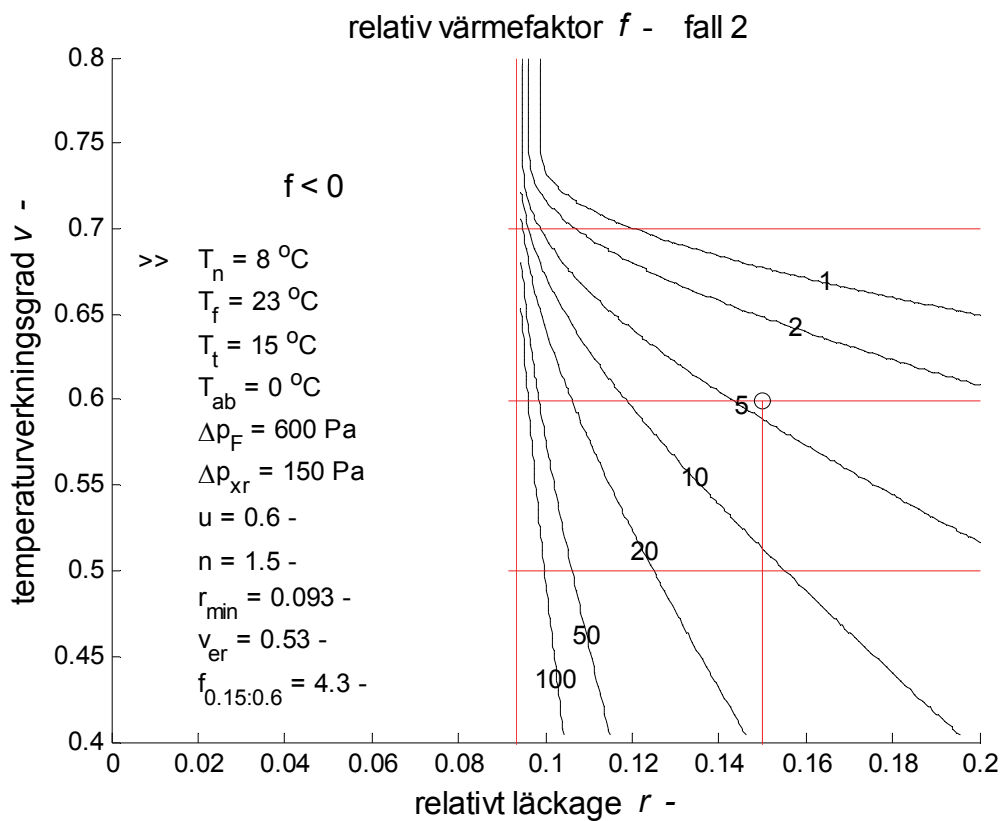
En lägre fläktverkningsgrad som 0.5 för fall 13 ökar elbehovet och därmed minskar den relativa årsvärmefaktorn och omvänt för verkningsgraden 0.7. Basfallets resultat kan skalas skalas om med en faktor 5/6 för verkningsgrad 0.5 och fall 13 och med faktorn 7/6 för verkningsgrad 0.7 för fall 14. Kontrollfallet visar också detta med siffrorna 7.3, 6.0 och 8.5 för basfall, fall 13 respektive fall 14.

Inverkan av flödesexponent för frånluftssystem n

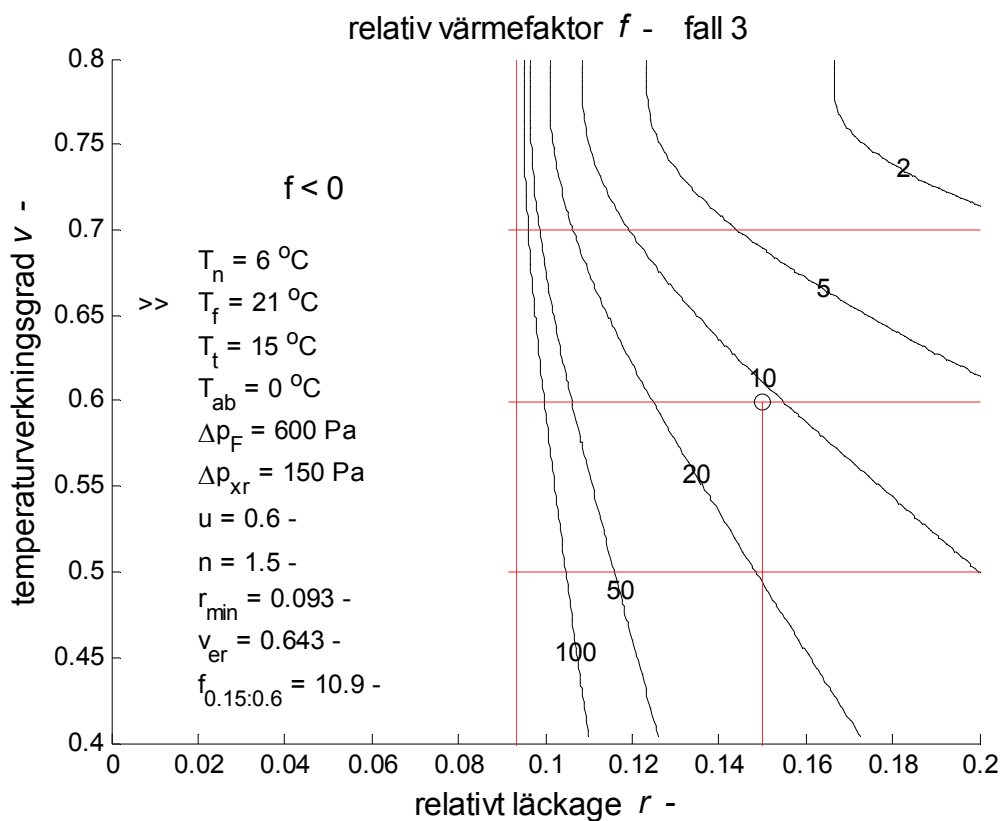
Fall 15 med enbart linjärt tryckfall för hela frånluftssystemet minskar elbehovet för ett givet läckage jämför med basfall med flödesexponenten 1.5 och omvänt för kvadratiska tryckfall. Gränsen r_{min} påverkas betydligt. Detta gäller även den relativ värmefaktorn för kontrollfallet som blir 16.9 och 4.5 för fall 15 respektive fall 16.



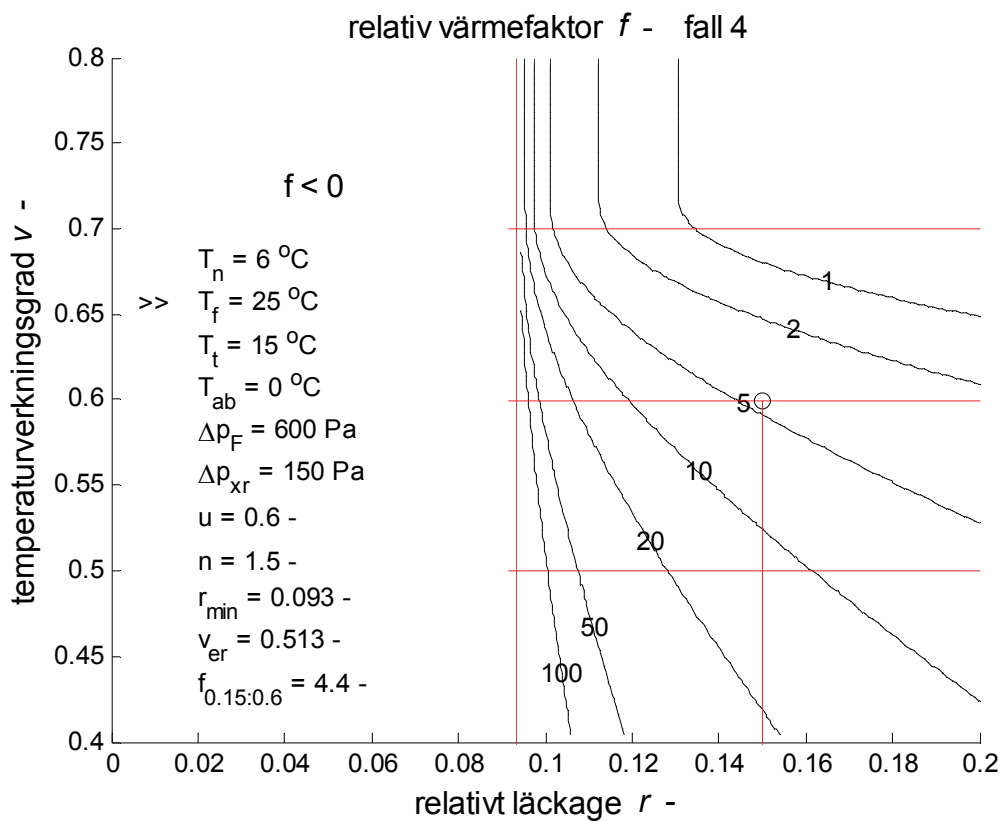
Figur 5.1 Relativ värmefaktor som funktion av läckage och verkningsgrad för fall 1.



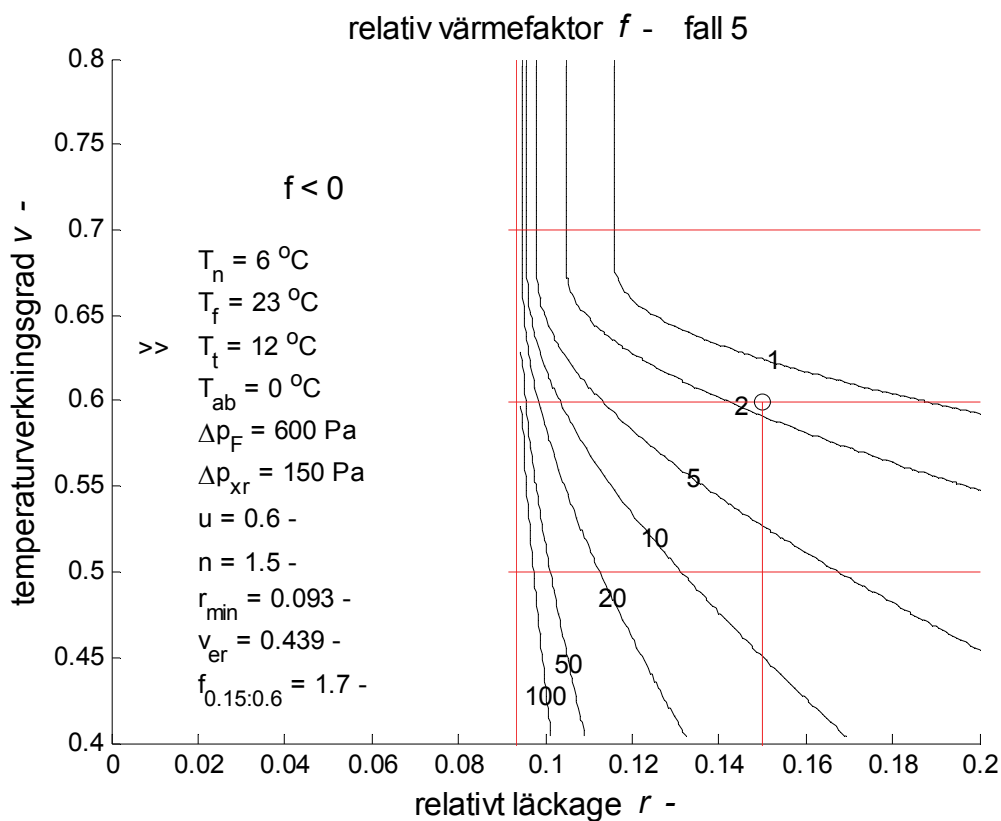
Figur 5.2 Relativ värmefaktor som funktion av läckage och verkningsgrad för fall 2.



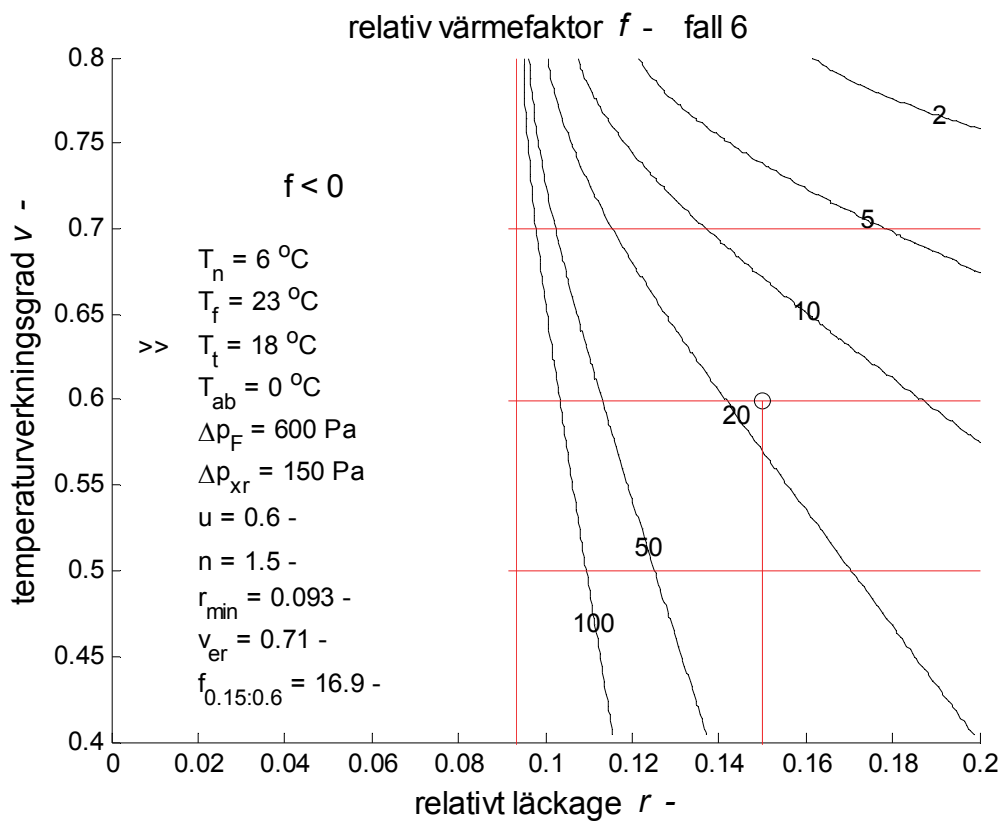
Figur 5.3 Relativ värmefaktor som funktion av läckage och verkningsgrad för fall 3.



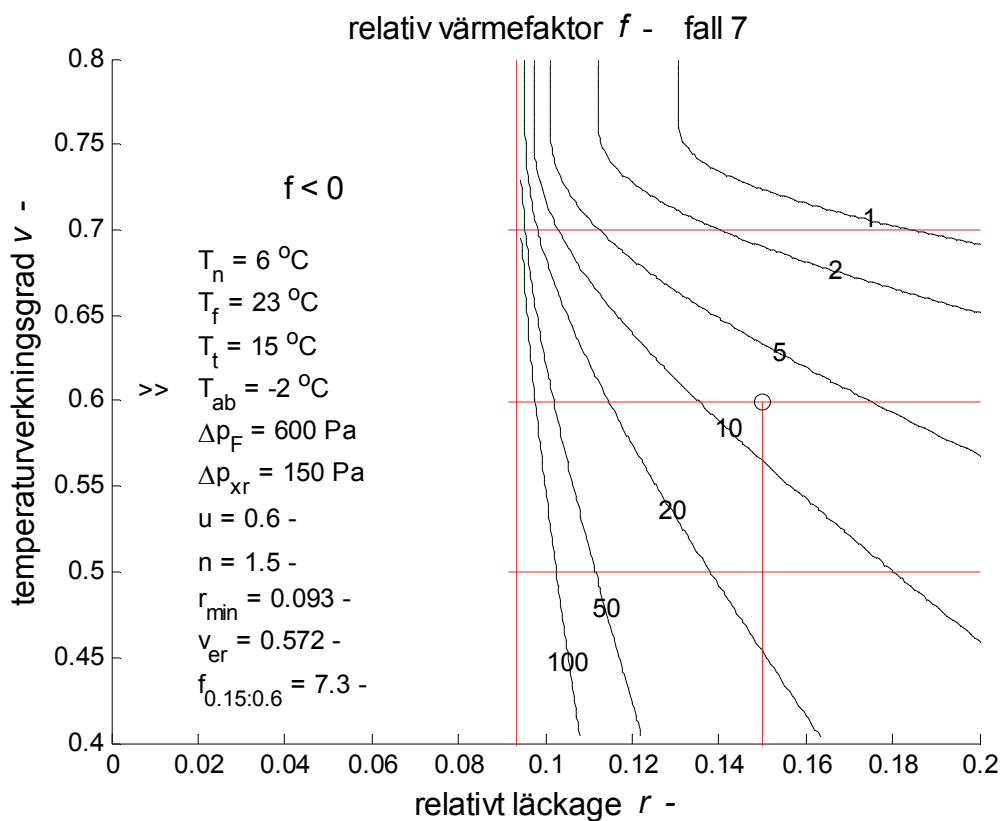
Figur 5.4 Relativ värmefaktor som funktion av läckage och verkningsgrad för fall 4.



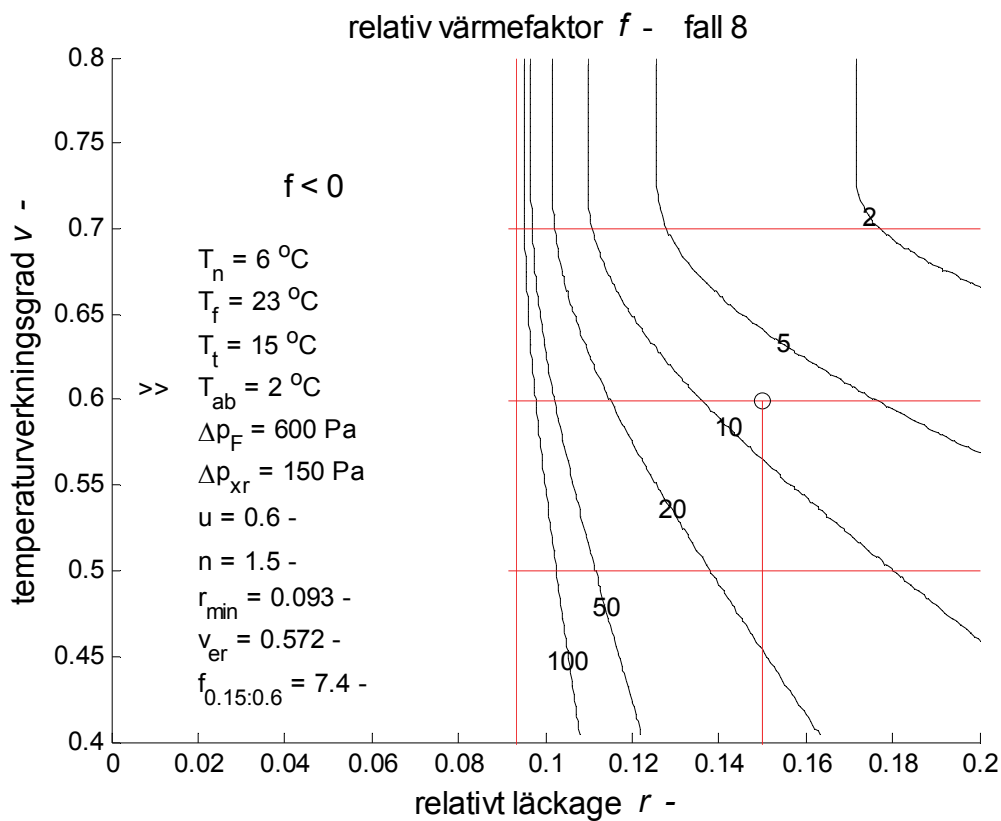
Figur 5.5 Relativ värmefaktor som funktion av läckage och verkningsgrad för fall 5.



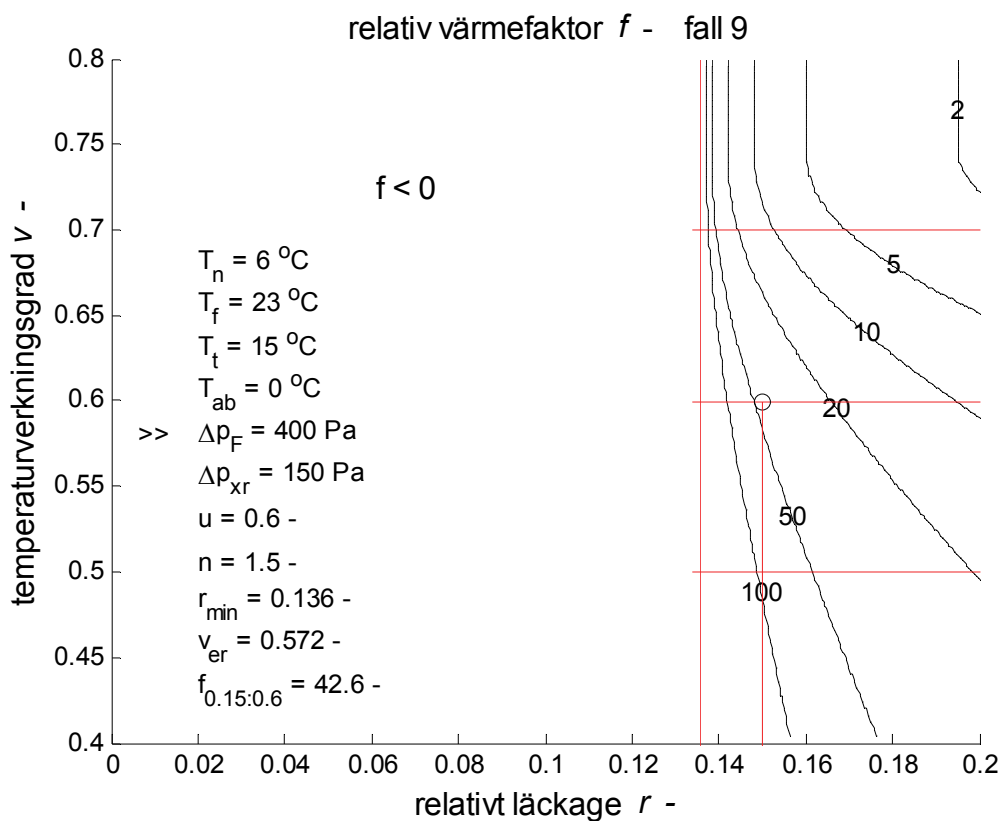
Figur 5.6 Relativ värmefaktor som funktion av läckage och verkningsgrad för fall 6.



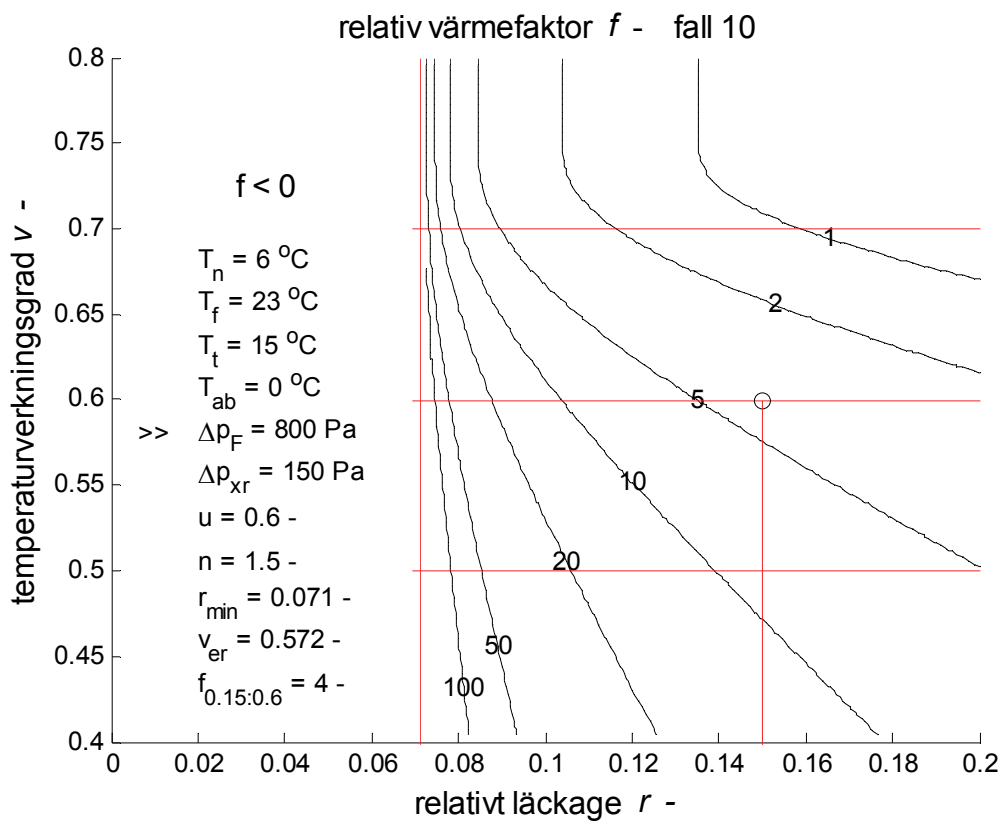
Figur 5.7 Relativ värmefaktor som funktion av läckage och verkningsgrad för fall 7.



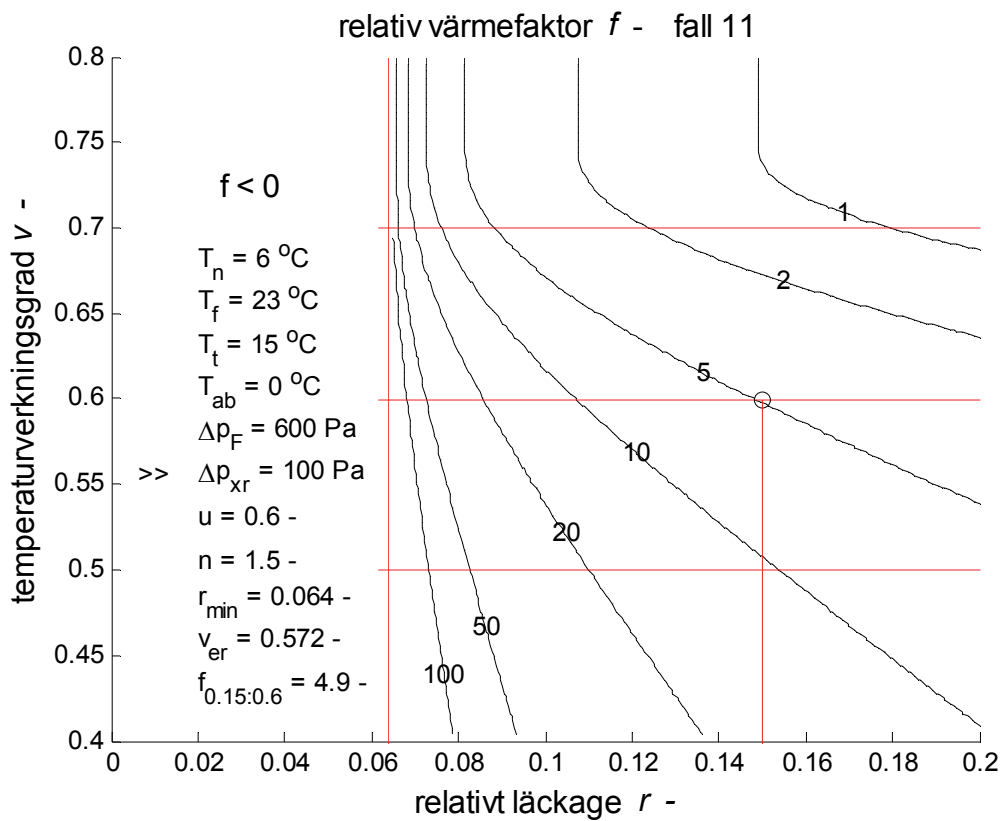
Figur 5.8 Relativ värmefaktor som funktion av läckage och verkningsgrad för fall 8.



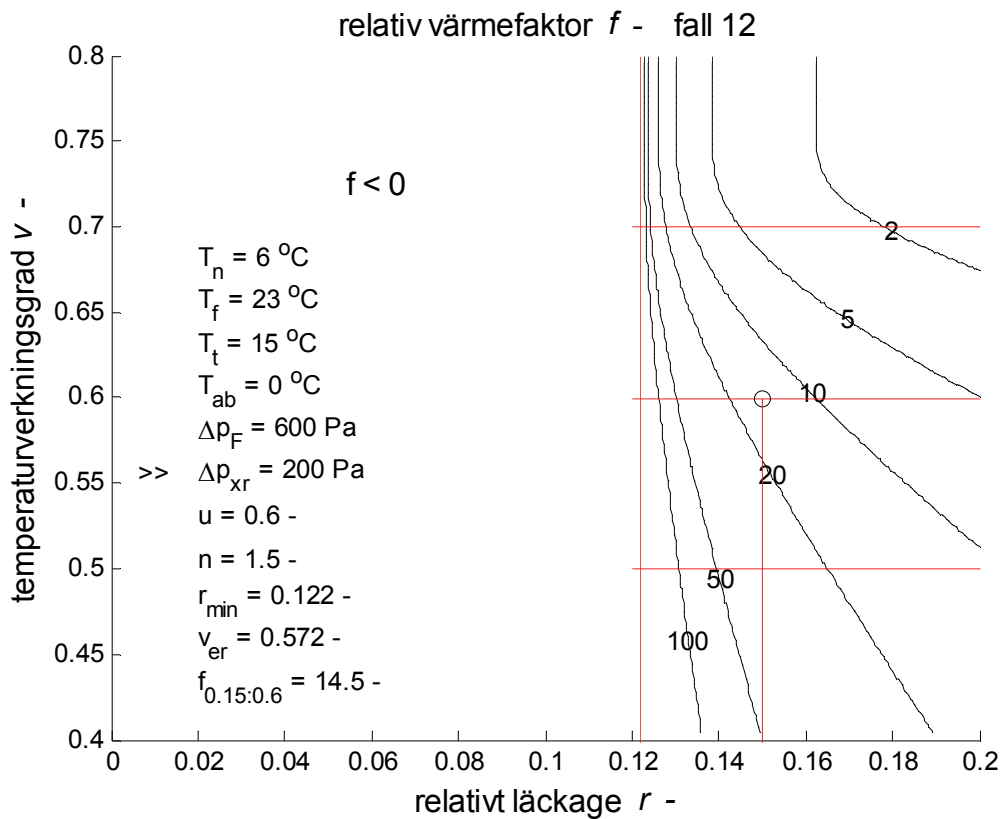
Figur 5.9 Relativ värmefaktor som funktion av läckage och verkningsgrad för fall 9.



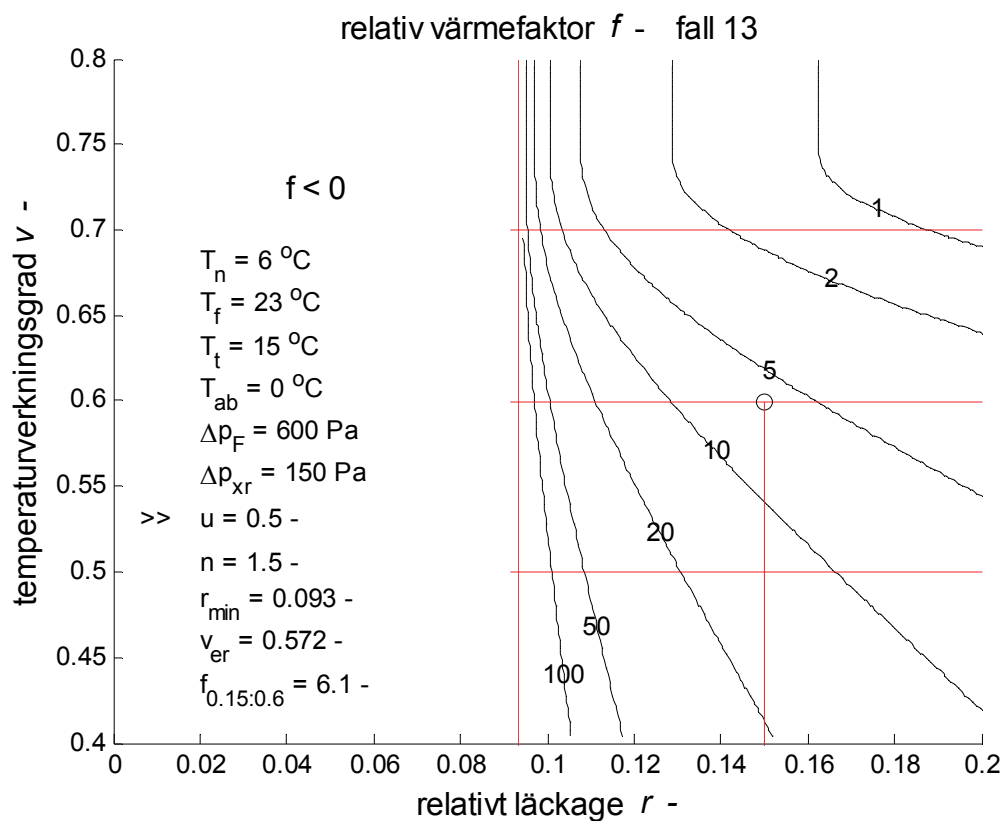
Figur 5.10 Relativ värmefaktor som funktion av läckage och verkningsgrad för fall 10.



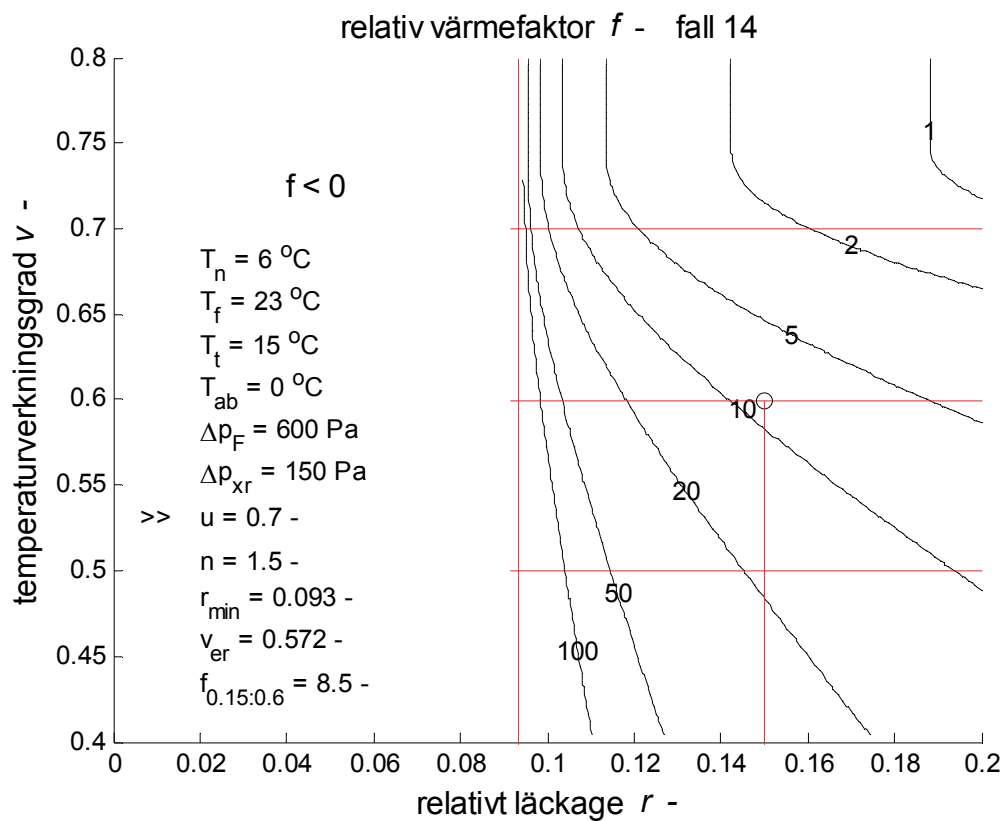
Figur 5.11 Relativ värmefaktor som funktion av läckage och verkningsgrad för fall 11.



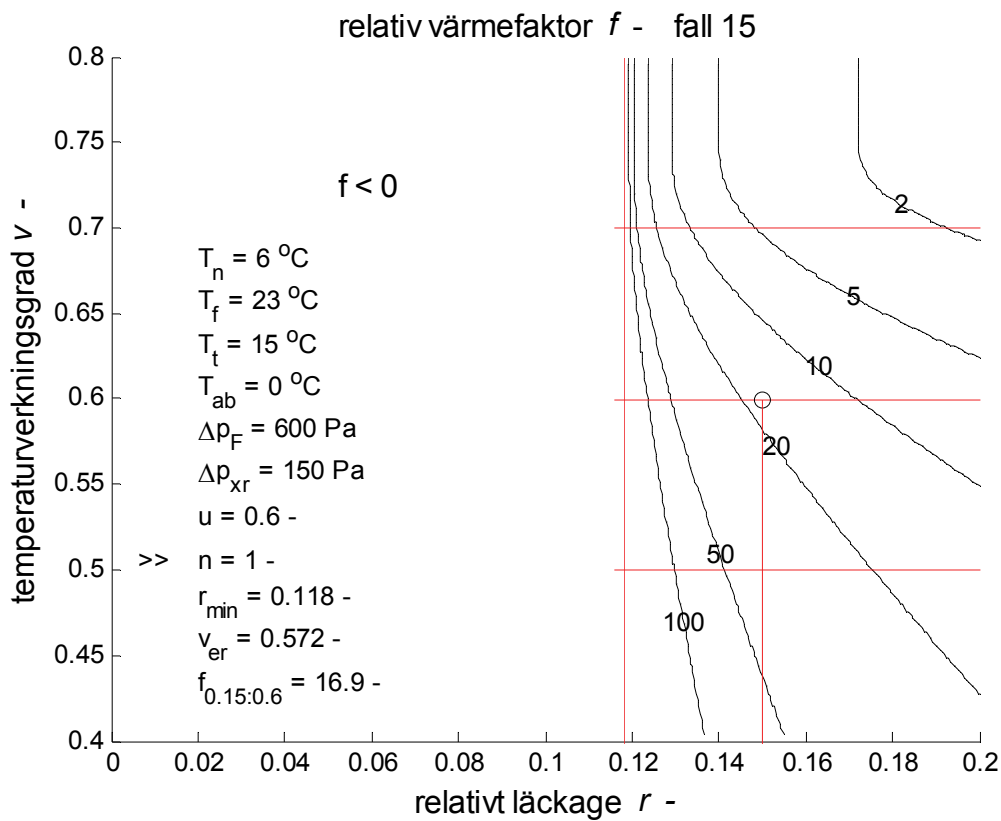
Figur 5.12 Relativ värmefaktor som funktion av läckage och verkningsgrad för fall 12.



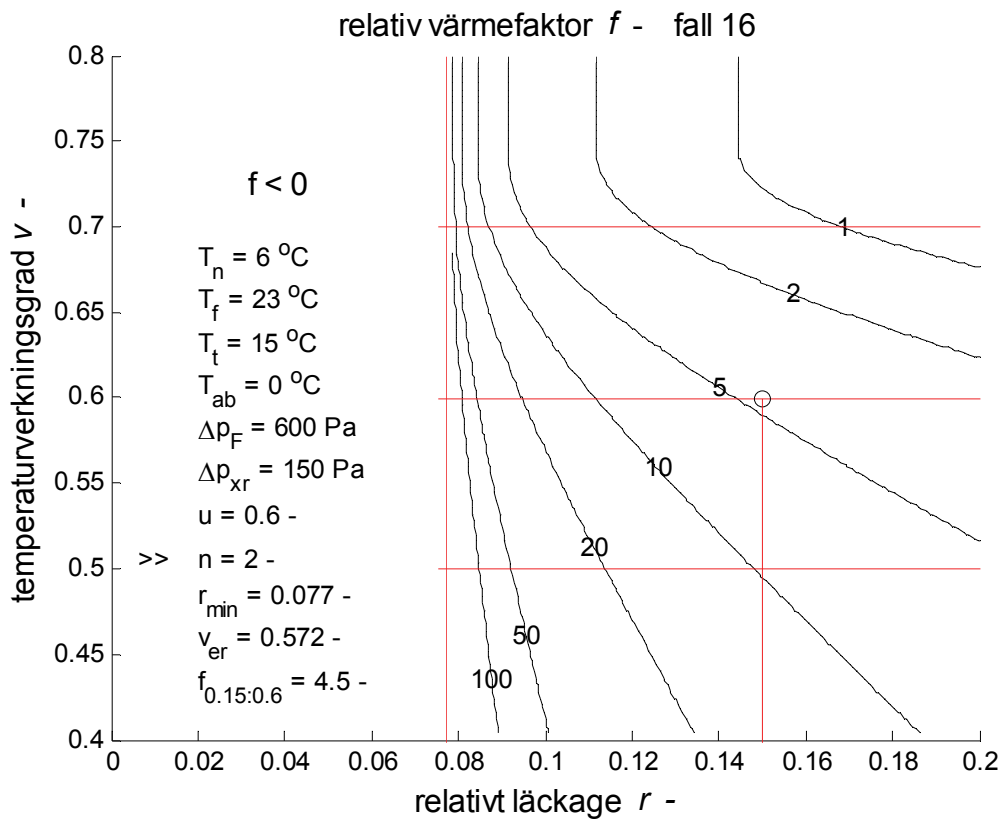
Figur 5.13 Relativ värmefaktor som funktion av läckage och verkningsgrad för fall 13.



Figur 5.14 Relativ värmefaktor som funktion av läckage och verkningsgrad för fall 14.



Figur 5.15 Relativ värmefaktor som funktion av läckage och verkningsgrad för fall 15.



Figur 5.16 Relativ värmefaktor som funktion av läckage och verkningsgrad för fall 16.

6 Sammanfattning, slutsatser och anmärkningar

Sammanfattning

En jämförelse har skett mellan en roterande värmeväxlare och en plattvärmeväxlare med avseende på energieffektivitet, bättre värmeåtervinning på bekostnad av ökat elbehov, för ett basfall kombinerat med sexton andra parameterfall.

Åtta parametrar har ingått i undersökningen med två värden vardera utifrån basfallet och de är normalårstemperatur (mediantemperatur), frånluftstemperatur, tilluftstemperatur, lägsta avluftstemperatur för att undvika påfrysning, tryckfall frånluftssystem, skillnad i tryckfall mellan plattväxlare och rotorväxlare, verkningsgrad fläktar, och medelflödesexponent för tryckfall.

Förutsättningarna var för rotorväxlaren en given temperaturverkningsgrad 0.8 och ett relativt läckage i intervallet (0.0,0.2) och för plattväxlaren inget läckage och en temperaturverkningsgrad i intervallet (0.5,0.8). Två andra parametrar var frånluft-avluftssystemet nominella tryckfall satt till 600 Pa och skillnaden i summatryckfall mellan platt-växlare och rotorväxlare till 200 Pa. Alla fall med olika läckage och olika temperaturverkningsgrad enligt ovan räknades igenom för ett års drift och resultatet redovisades med en relativ värmefaktor lika med skillnaden i tillsatsvärmebehov mellan plattväxlaren och rotorväxlaren dividerat med skillnaden i elbehov mellan rotorvärmeväxlaren och plattvärmeväxlaren.

Slutsatser

Huvudresultatet med de givna förutsättningarna är att den relativa värmefaktorn kan bli låg för måttliga läckage. Den relativa värmefaktorn avtar med ökande läckage och frånluftstryckfall.

Det går också att beräkna en gräns för det relativa läckaget enligt (3.2) för när skillnaden i elbehov blev noll. Gränsen bestäms av tryckfall för frånluftssystemet, skillnad i tryckfall mellan plattväxlare och rotorväxlare och medelflödesexponent för tryckfall.

Läckage lägre än gränsen enligt (3.2) innebär att den relativa värmefaktorn är negativ och därmed har plattvärmeväxlaren ett större elbehov än rotorväxlaren.

Läckage något större än gränsen enligt (3.2) resulterar i en låg relativ värmefaktor, vilken avtar med ökande temperaturverkningsgrad för plattväxlaren.

Temperatur för frånluft, tilluft och utluft påverkar utfallet betydligt. Detta gäller fall där rotorvärmeväxlarens höga verkningsgrad inte behövs, när årsenergiverkningsgraden är mycket lägre än den nominella verkningsgraden 0.8.

Frånluftssystemets tryckfall har stor inverkan, eftersom det belastas med nominellt flöde utökat med läckageflödet.

Anmärkningar

Beräkningarna har genomförts med en förenklad modell. Några anmärkningar är följande:

Plattväxlaren hade samma tryckfall oberoende av verkningsgraden.

Plattväxlaren hade inget läckage. En plattvärmeväxlare kan genom upprepade frysningar bli otät.

Rotorväxlarens verkningsgrad var konstant oberoende av läckagets merflöde.

Rotorväxlarens läckage var förenklat till ett merflöde som belastade uteluftsdel, avluftsdel och rotorn. Det finns i princip fem läckvägar kring rotorn, uteluft-frånluft (renblåsning), uteluft-tilluft, tilluft-frånluft, frånluft-avluft och uteluft-avluft.

Några kostnader för de två alternativen har inte behandlats och någon LCC-analys har inte genomförts.

Tilluftflöde och frånluftsföde har varit lika.

Alla flödesberoende tryckfall har modellerats med samma flödesexponent.