

RETERMIA NEWS

NUMMER 1/2016



Eco Design ökar storleken
på värmeåtervinningsbatterier

En ny produktserie
av nålvärmewäxlare

Tolka ekodesignförordningen

Tilluftens årsverknings-
grad jämförd med termisk
verkningsgrad

Ledare



Ekodesignförordningen fastställd, nya krav på ventilationsaggregat

Ventilationsaggregat som släpps ut på EU:s marknad måste uppfylla nya krav på ekodesign från januari 2016 och framåt. I ekodesignförordningen har ventilationsaggregat delats in i två huvudkategorier: bostadsventilation (RVU) och icke-bostadsventilation (NRVU). Ekodesignförordningen fastställer minimikrav för NRVUs och även minimikrav för termisk verkningsgrad för värmeåtervinning och energieffektivitet.

Ekodesignkrav gäller inte befintliga ventilationsaggregat i vilken värmeåtervinning installeras och/eller fläkten byts. Generellt sett är ventilationsaggregat som har frånluftsåtervinning med värmepump också undantagna från kraven i förordningen. Dock är det inte en okomplicerad fråga om värmepumpar, och EU-kommissionen har redan gett ytterligare information om värmepumpstillämpningar och andra frågor. Fler förtydliganden kommer utan tvekan att följa.

Från och med januari 2016 är den minsta termiska verkningsgraden 63% för vätskekopplade värmeåtervinningssystem (i NRVU) och 67% för andra värmeåtervinningssystem. Från 2018 är den minsta godkända termiska verkningsgraden 68% respektive 73%. Det kommer också att vara ett maximalt värde för SFPint, vilket återspeglar verkningsgrad för elförbrukning av den så kallade "referens konfigurationen". När det gäller centraliserade ventilationssystem, kommer inte kraven för SFPint eller

termisk verkningsgrad att öka storleken på ventilationsaggregat, åtminstone inte i de nordiska länderna, där det länge har varit ett standardförfarande att hålla SFP värdet för ventilationssystemet på max 2,0 kW / m³ / s.

Förordningen är tvetydig i många avseenden. Retermia har följt beredningen av Ekodesigns regler noga och kommenterat utkastet. Mer information om ekodesign kan hittas på hemsidan www.ventilationunits.eu.

Fokus för detta nummer av Retermia News är på de krav som gäller termisk verkningsgrad för vätskekopplade värmeåtervinningssystem i NRVU. Kraven har en stor inverkan på storleken av batterier och luftbehandlingsaggregat. Vi presenterar också en ny produktserie bestående av tvådelade nålvärmväxlare, med vars hjälp de 2018 gällande ekodesignkraven uppfylls med exceptionellt lågt tryckfall på luft- och vätskesidan.

Trevlig läsning,

Markus Castrén
Civilingenjör
VD / Retermia Oy

Innehåll

Vad händer i branschen

Tolka ekodesignförordningen 4

EU-kommissionen har gett ytterligare information om hur man ansöker om ekodesignförordningen. Mycket oklarheter återstår dock fortfarande. Finska tillverkare delar sin tolkning för några av de mest tvetydiga punkterna.

Teknologi

Termiska verkningsgradens verkan på batteriernas storlek 5

De nya kraven på energieffektivitet kommer att öka batteristorlekarna. Samtidigt kommer luftens tryckförluster att öka.

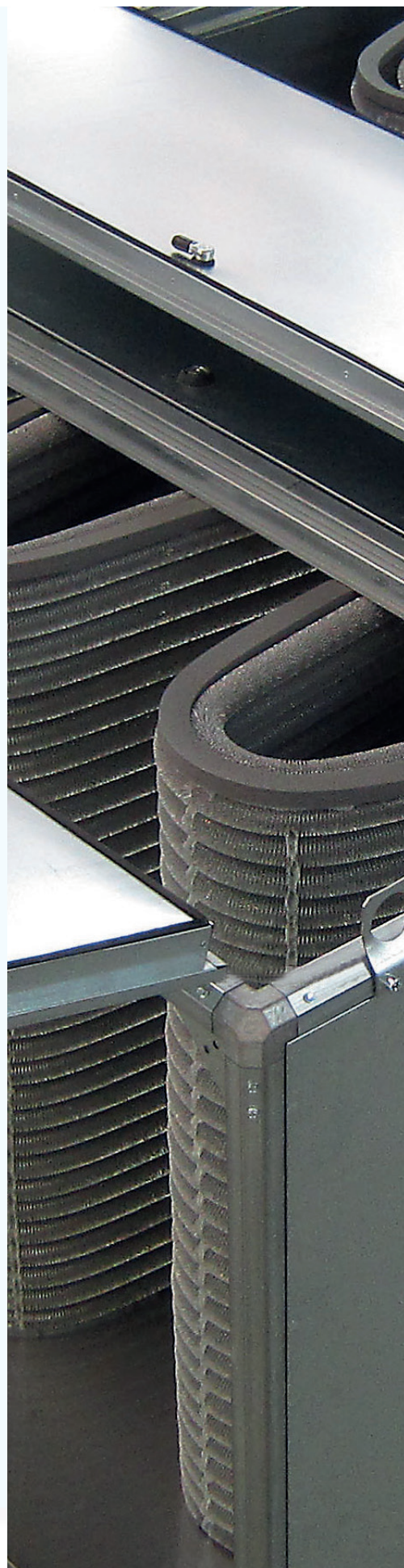
Årsverkningsgraden för tilluften jämfört med den termiska verkningsgraden 11

Förbättrad termisk verkningsgrad kommer inte alltid att resultera i en motsvarande ökning av årsverkningsgrad för tilluften eller minskade CO₂-utsläpp.

Produktnyheter

Tvådelad nålvärmväxlare 14

Vår nya produktserie uppfyller ECO 2018 krav med rekordlåga tryckförluster.



Termiska verkningsgradens verkan på batteriernas storlek

Som en konsekvens av ekodesignförfordning kommer storleken för värmeåtervinningsanordningarna att öka. När vätskeflödet är optimalt vald och friktionsförlusternas påverkan på tillufttemperaturen har ignorerats beror termisk verkningsgrad endast på konduktansen* av batterierna. För att öka den termiska verkningsgraden hos värmeåtervinningen från 50 % till 63 %, krävs en 70 procentig ökning av batteriets konduktans. Den gradvisa ökningen av ekodesignkraven (2016: 63%, 2018: 68%) kommer att kräva en ökning av konduktansen för batteriet med 25%.

Tabell 1 visar påverkan av den termiska verkningsgraden på temperaturerna i ett indirekt värmeåtervinnings-system och på den konduktans som krävs för batteriet. Markeringar är desamma som i figur 1.

Temperaturerna för utomhusluften och frånluften har ingen effekt på behovet av konduktans, men de påverkar den faktiska konduktansen av värmeåtervinningsystemet. Temperaturnivån i vätskan lägger sig mellan frånluftstemperaturen och utetemperatur. De fysikaliska egenskaperna hos vätskan (viskositet, konduktivitet, specifik värmekapacitet) varierar som en funktion av temperaturen. Egenskaperna hos glykolbaserade värmeöverföringsvätskor försämrar ganska kraftigt när vätsketemperaturen sjunker under 0°C. Med andra ord, den termiska verkningsgraden hos ett vätskekopplat värmeåtervinningsystem ändrar sig lite som en funktion av utetemperatur. Hur stora förändringarna är beror på egenskaperna hos batteriet. Tydligt är detta anledningen till att EN308 standard kräver att den termiska verkningsgraden skall mätas vid utomhustemperaturer-

na 5°C och -15°C.

I motsats är påverkan av termisk verkningsgrad på den erforderliga batteristorleken direkt proportionell mot luftflöden. Konduktansens värden i tabell 1 kan därför också ses som specifik konduktans, dvs. ledningsförmåga per m³/s luftflöde. Figur 2 visar påverkan av termisk verkningsgrad på den specifika konduktansen av ett batteri.

Den termiska verkningsgraden representerar den kapacitet ett värmeåtervinningsystem har vid en viss driftspunkt, när det inte finns någon kondens i frånluften. Värmeöverföringskapacitet kan beräknas genom att multiplicera konduktansen (G) med den genomsnittliga temperaturskillnaden mellan vätska och luft. När den termiska verkningsgraden hos värmeåtervinningen ökar, minskar den genomsnittliga temperaturskillnaden mellan vätska och luft, θ_{ln} . Högre termisk verkningsgrad betyder högre värmeeffekt. Detta leder i sin tur till högre tilluftstemperatur och lägre avluftstemperatur efter VÅV-batterier. Som en slutsats, temperaturskillnaden θ_{ln} i VÅV-kretsen minskar. Då blir det nödvändigt att öka konduktansen hos batterierna ännu mer för att nå önskad termisk verkningsgrad.

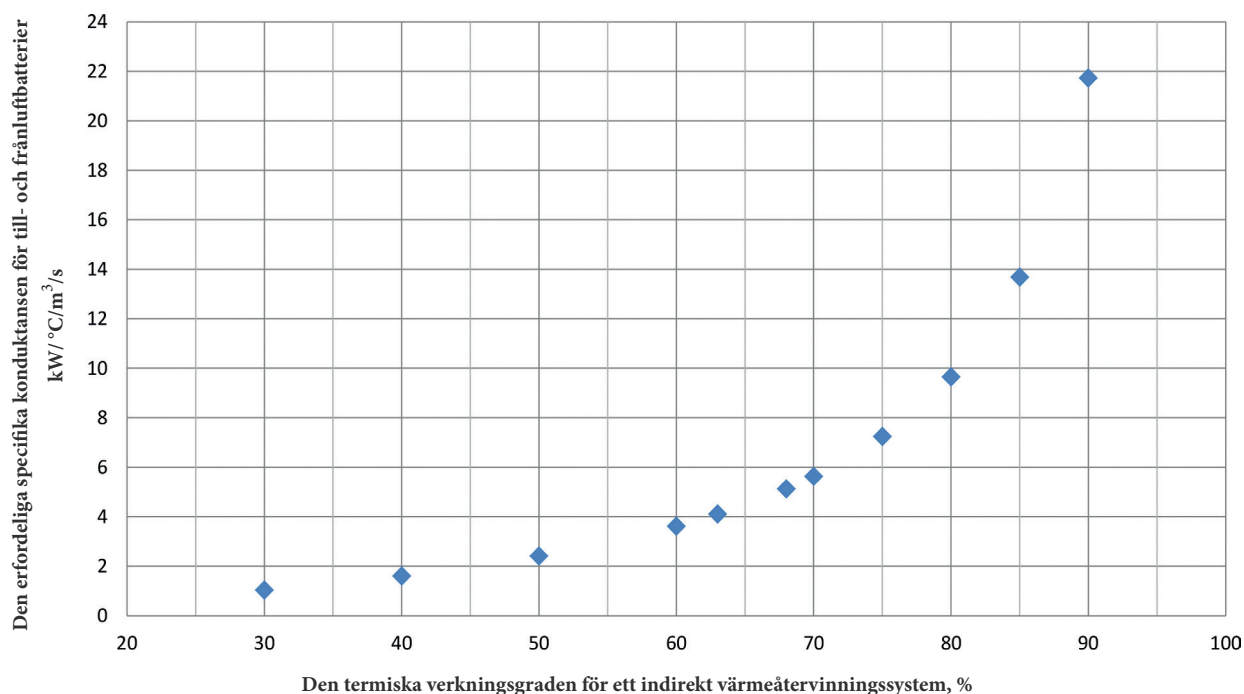
Tabell 1 och figur 2 visar att för att förbättra den termiska verkningsgraden från 50 till 80 procent måste konduktansen för batteriet fyrfaldigas. För att öka den termiska verkningsgraden till över 70% måste storleken på batteriet ökas exponentiellt. Ökad termisk verkningsgrad från 70% till 80% kräver att batterietstorleken ökar med 71%. Det är praktiskt taget aldrig lönsamt att utforma en indirekt värmeåtervinning för ventilation med en

Tabell 1. Påverkan av termisk verkningsgrad på batteriets konduktans.

%	TE0 °C	TE1 °C	TE2 °C	TE3 °C	TE4 °C	TE5 °C	q kW	θ_{ln} °C	Konduktansen för värmväxlaren kW / °C
50	5	15	25	15	20	10	12,07	5,0	2,41
60	5	17	25	13	21	9	14,49	4	3,62
63	5	17,6	25	12,4	21,3	8,7	15,21	3,7	4,11
68	5	18,6	25	11,4	21,8	8,2	16,42	3,2	5,13
70	5	19	25	11	22	8	16,90	3	5,63
75	5	20	25	10	22,5	7,5	18,11	2,5	7,24
80	5	21	25	9	23	7	19,32	2	9,66
85	5	22	25	8	23,5	6,5	20,52	1,5	13,68

Antaganden: Till- och frånluftsfödesflöde 1000 l/s har använts vid beräkning av konduktansen för batteriet. Det finns ingen kondens i frånluften. Ekvationerna som används i beräkningar finns på sidan 10. Termen θ_{ln} är den genomsnittliga temperaturskillnaden mellan vätska och luft i till- och frånlufts batteriet, när vätskeflödet är optimalt vald.

* Konduktans = batteriets förmåga att överföra värme när temperaturskillnaden mellan vätska och luft är 1 Kelvin. Mätt i W/K eller W/ °C. Konduktans påverkas av värmeöverföringsytan och värmeöverföringskoefficienten i batteriet.



Figur 2. Påverkan av termisk verkningsgrad på den specifika konduktansen av ett batteri. Friktionsförlusternas inverkan på tillufttemperatur har ignorerats.

termisk verkningsgrad som överstiger 70 procent. Dessutom fryser frånluftbatteriet lättare på med maximerad termisk verkningsgrad.

En mer förnuftig lösning är att komplettera vätskekopplade värmeåtervinningssystem med intelligent systemdesign, som utnyttjar andra källor av fri energi eller spillvärme, t.ex. returvatten från kylsystemet, jordvärme, hydrotermisk och solenergi. Värme från kylmaskiner kan också återvinnas. Intelligent lösningar såsom passiv förvärmning och kylning av tilluften med hjälp av jord- eller bergvärme gör det möjligt att förbättra årsverkningsgraden för tilluften och garantera full värmeåtervinningskapacitet även vid de kallaste uteluftstemperaturerna.

Batteristorlekens verkan på tryckfallet

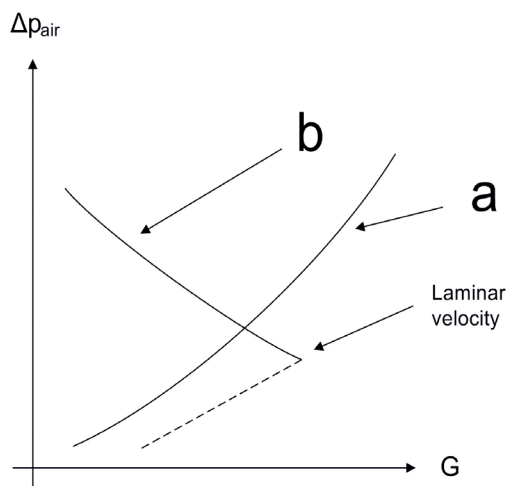
Konduktans i en värmeåtervinningsanordning kan förbättras genom ökning av frontytan och/eller längden på värmeväxlaren. Figur 3 visar verkan av båda metoderna på batteriets tryckfall på luftsidan.

Större längd ökar värmeöverföringsytan och förbättrar motströmseffekten, temperaturskillnaden mellan vätska och luft, i batteriet. Nackdelen är att tryckfallet ökar. Ju längre batterier desto svårare är det att utföra service om inte särskild uppmärksamhet ägnas åt det när planering av batterierna gjordes.

Frontytan kan utökas genom att öka bredden eller höjden av värmeväxlaren, vilket leder till minskad lufthastighet i batteriet. När lufthastigheten sjunker, minskar också luftsidans tryckfall i värmeväxlaren. Det

finns emellertid en gräns för hur mycket den frontytan på batteriet kan ökas. När lufthastigheten sjunker minskar värmeöverföringskoefficienten från luft till värmeöverföringsytan. När lufthastigheten sjunker under den laminära punkten rasar värmeöverföringskoefficienten och den termiska verkningsgraden minskar dramatiskt. Vid laminärt flöde passerar majoriteten av luftmolekylerna förbi värmeöverföringsytan. Ett viktigt övervägande vid utformning av ett värmeåtervinningssystem är att säkerställa turbulent lufthastighet på värmeöverföringsytan även vid det minsta luftflödet.

Det nuvarande sättet att välja ett luftbehandlingsaggregat ($SFP \leq 2,0 \text{ kW/m}^3/\text{s}$) leder vanligtvis till mindre



Figur 3. Förhållandet mellan konduktans och luftsidans tryckfall när längd (dvs. antal rader) (a), och frontarea (b) ökar i konventionellt batteri.

än 2 m/s i lufthastighet. Detta värde är mycket nära punkten för laminär hastighet i traditionella batterier (ca 1,4 m/s). När den termiska verkningsgraden höjs från 50% till 68%, ökar konduktansen som krävs av batteriet med 113 procent. För ovan nämnda skäl kommer ekodesigndirektivet leda till en fördubbling av längd och tryckförlust på luftsidan för ett konventionellt batteri.

Vätskesidans tryckförlust för ett batteri påverkas av vätskans hastighet, viskositet, batterityp och längden för vätskans väg genom batteriet. Längden för vätskans väg genom batteriet bestäms av antalet rader, men även genom val av vätskans väg och de fysiska dimensionerna för batteriet. Vad som är säkert är att när batteriets konduktans fördubblas, ökar också vätskans tryckförlust.

Tryckförluster i batteriet omvandlas till värme i till- och frånluftsaggregat. Ursprunget för denna värme är den el som förbrukas av fläkten och pumpen. Hur mycket tilluften värms av tryckförlusterna på luftsidan beror lite på utomhustemperatur och densitet. På motsvarande sätt beror vätskesidans tryckfall på vätsketemperaturen.

Tabellerna 2 och 3 visar påverkan av luft- och vätskesidans tryckförluster i till- och frånlufts batterier på termisk effektivitet och på fläktens och pumpens energiförbrukning.

Effekten av fläkten och pumpen på den termiska verkningsgraden är större ju mindre temperaturskillnaden mellan frånluft och uteluft TE2 - TE0 är. När temperaturskillnaden mellan frånluft och uteluft är 20 Kelvin, är den kombinerade effekten av luft- och köldbärarsidans tryckförluster på den uppmätta termiska verkningsgraden 0,5 ... 5 procentenheter.

Eftersom pumpens energiförbrukning anses allmänt irrelevant jämfört med den för fläkten, har den utelämnats från energieffektivitetsöversynen. Emellertid har fokus på SFP-värden lett till större aggregat, som i sin tur har minskat fläktens elbehov. Den totala verkningsgraden i de pumpar som används i indirekta värmeåtervinningssystem är också lägre än de hos moderna fläktar. Dessutom kan den totala verkningsgraden för pumparna på marknaden minska när tryckökningsbehovet för pumpen ökar. Som man kan se från tabell 2 och 3, ett värmeåtervinningssystem med kombinerade luft- och vätskesidans tryckförluster (tilluft- och frånluftbatteri) 300 Pa/250 kPa krävs fläktenergi som är ungefär dubbelt pumpenergin, när värmeåtervinningssystem arbetar med full kapacitet. När de ovan nämnda tryckförlusterna är 100 Pa/150 kPa är behovet av fläktenergi och pumpenergi lika.

Ingenting sägs i ekodesigndirektivet om vätskesidans tryckfall i vätskekopplad värmeåtervinning eller andra typer av ventilationsaggregat. Med andra ord, **det finns inga krav på ekodesign för pumpens energiförbrukning**. Eftersom storleken på batterier i vätskekopplade värmeåtervinningssystem ökar, så ökar luft- och vätskesidans tryckförluster. Nuvarande mätmetoder för ett värmeåtervinningssystem med stora tryckförluster för luft- och vätskesidan ger en bättre termisk verkningsgrad än ett system med samma totala konduktans men mindre tryckförluster. Med andra ord en stor elförbrukare ger ett bättre resultat även om skillnaden i värmekapacitet har uppnåtts på bekostnad av ökad fläkt- och pumpenergiförbrukning.

Tabell 2. Påverkan av luftsidas tryckfall i till- och frånlufts batterier på SFP-värde och på termisk verkningsgrad. Påverkan av luftsidas tryckfall på termisk verkningsgrad enligt definitionen i ekodesignförordningen är markerad med mörkare teckensnitt.

Luftsidas tryckförlust i till- och frånluftvärmeväxlare	Effekt på SFP	Effekt på tilluftens temperatur TE1	TE2 - TE0, K								
			10	15	20	25	30	35	40	45	50
			ΔE %	ΔE %	ΔE %	ΔE %	ΔE %	ΔE %	ΔE %	ΔE %	ΔE %
Pa	kW / m³/s	K									
30	0,04	0,02	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0
50	0,07	0,03	0,3	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
100	0,14	0,06	0,6	0,4	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1
150	0,21	0,09	0,9	0,6	0,4	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2
200	0,29	0,12	1,2	0,8	0,6	0,5	0,4	0,3	0,3	0,3	0,2
250	0,36	0,15	1,5	1,0	0,7	0,6	0,5	0,4	0,4	0,3	0,3
300	0,43	0,18	1,8	1,2	0,9	0,7	0,6	0,5	0,4	0,4	0,4
350	0,50	0,21	2,1	1,4	1,0	0,8	0,7	0,6	0,5	0,5	0,4
400	0,57	0,24	2,4	1,6	1,2	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,5
450	0,64	0,27	2,7	1,8	1,3	1,1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
500	0,71	0,30	3,0	2,0	1,5	1,2	1,0	0,8	0,7	0,7	0,6
550	0,79	0,33	3,3	2,2	1,6	1,3	1,1	0,9	0,8	0,7	0,7
600	0,86	0,36	3,6	2,4	1,8	1,4	1,2	1,0	0,9	0,8	0,7

Antaganden: Densitet uteluft och frånluft 1,2 kg/m³. Total fläkteffektivitet 70%. Fläktmotorn antas placerad i luftströmmen. Vid beräkning av värden har det antagits att tryckfall på luftsidan av tilluftbatteriet ökar temperatur på tilluften och tryckfall på luftsidan av frånluftbatteriet ökar temperaturen i frånluften som lämnar värmeåtervinningsanordningen. I själva verket återvinns en del av uppvärmningseffekten från tryckförlusten i frånluftbatteriet via vätskekretsen till tilluften.

Tabell 3. Påverkan av vätskesidans tryckfall i till- och frånluftsbatterierna på den termiska verkningsgraden och SPP värde när vätskeflödet är optimal. Effekten av vätskesidans tryckförlust på den termiska effektiviteten enligt definitionen i den ekodesignförordningen är markerad med mörkare teckensnitt.

Vätskesidans tryckförlust för värmeväxlare	Effekt på SPP*	Effekt på tilluftens temperatur TE1	TE2 - TE0, K									
			10	15	20	25	30	35	40	45	50	
			ΔE	ΔE	ΔE	ΔE	ΔE	ΔE	ΔE	ΔE	ΔE	ΔE
			%	%	%	%	%	%	%	%	%	%
kPa	kW / m³/s	K										
100	0,10	0,08	0,8	0,5	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	
150	0,14	0,11	1,1	0,7	0,6	0,4	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	
200	0,18	0,14	1,4	0,9	0,7	0,6	0,5	0,4	0,4	0,3	0,3	
250	0,22	0,17	1,7	1,2	0,9	0,7	0,6	0,5	0,4	0,4	0,3	
300	0,26	0,20	2,0	1,4	1,0	0,8	0,7	0,6	0,5	0,5	0,4	
350	0,30	0,24	2,4	1,6	1,2	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,5	
400	0,34	0,27	2,7	1,8	1,3	1,1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	

Antaganden: Total pumpeffektivitet 40%. 95% av förbrukningen för pumpens elektricitet genereras till värmeenergi som värmer vätskan. Den kombinerade tryckförlusten i rörsystemet och reglerventil antas vara 30 kPa i alla simuleringsfall. Vid beräkning av värden har det antagits att all värme som alstras av de tryckförluster som inträffar i värmeåtervinningsbatterier och rörsystem överförs till tilluften. I verkligheten minskar uppvärmningseffekten av pumpen den mängd energi som utvinns från frånluften lite.

* SPP (Specifik Pump Power) = pumpens energibehov, när en 1 m³/s luftflöde passerar genom ett luftbehandlingsaggregat med vätskekopplad värmeåtervinning i en situation där värmeåtervinningssystemet arbetar med full kapacitet. SPP värde är därför analogt till SFP värde - utom utanför eldnings säsongen då SPP-värde är 0.

Alla typer av värmeväxlare kan uppnå samma termiska verkningsgrad. Det finns dock stora variationer mellan batterityper för luftens och vätskesidans tryckförluster, storlek och servicevänlighet. **En effektiv värmeväxlare är en som har högsta möjliga förhållande mellan konduktans och tryckfall i ett stort luft-och vätskeflödesområde.** Detta är något som ofta glöms bort när man jämför olika produkter i byggprojekt. Utrustningens leverantörer säljer ofta termisk verkningsgrad med procentsatser, men glömmar att nämna tryckförluster och flödesområden för luftflödet inom vilket utlovad termisk verkningsgrad kan uppnås. Man bör också komma ihåg att dokument och andra simuleringar av termisk verkningsgrad alltid är beräknade. Noggrannheten av simuleringsprogram beror inte bara på beräkningsmetoden, utan även på riktigheten i ekvationerna för konduktans som används i programmet. I **EN308 Standard** finns kriterier endast för att mäta termisk verkningsgrad. Det har ingenting att göra med precision av resultat från simuleringsprogram.

Förbättra EN308 Standard

Luft- och vätskesidans tryckfall i värmeväxlare och VÅV-systemets elförbrukning behöver mätas samtidigt med den termiska verkningsgraden. All information bör ges tillsammans. Då kan tryckfallens påverkan på uppmätt termisk verkningsgrad visas och jämnas ut i rapport. För att uppnå bästa noggrannhet bör värmekapacitet för ett vätskekopplat värmeåtervinningssystem mätas från vätskeflöde. Temperaturen hos tilluften efter batteriet varierar stort beroende på mätpunkten. Luft-

flödet får inte heller jämnt fördelad temperatur på den första delen av kanalen efter batteriet. På vätskesidan bör temperaturen mätas före och efter tilluftbatteriet och före och efter frånluftbatteriet dvs. fyra mätningar för vätsketemperatur. Detta är ett enkelt sätt att mäta effekten för pumpen, vätsketemperatur och värmekapacitet.

Enligt EN308 standard skall termisk verkningsgrad mätas med åtta till- och frånluftsflöden för att uppskatta den termiska verkningsgraden när det gäller obalanserad till- och frånluftsflöden. När standarden gjordes var system med variabelt luftvolymflöde sällsynta. Ekodesign förordningen kräver att alla ventilationsaggregat ska utrustas med en flerhastighetsdrivning eller frekvensomriktare. Det är därför viktigt att veta hur den termiska verkningsgraden förändras när balanserade till- och frånluftsflöden är 75%, 50% och 25% av projekterat luftflödet. Det är nödvändigt att mäta flödesområdet i vilket värmeåtervinningssystemet uppfyller kravet på termisk verkningsgrad.

Påverkan av vätskeflödet på den termiska verkningsgraden hos ett vätskekopplat värmeåtervinningssystem

VVS yrkesverksamma har en gemensam tumregel om vätskeflödet för indirekta värmeåtervinningssystem: det bör vara tillräckligt stort - ”bättre lite för mycket än en lite för liten”. Denna regel fungerar bra när den termiska verkningsgraden hos värmeåtervinningssystemet är omkring 40 till 60%, eftersom temperaturskillnaden mellan luften och vätskan är tillräckligt stor. När vätskeflödet

ökas, gör även hastigheten och ledningsförmågan för batteriet det. Överdimensionerat vätskeflöde kan även förbättra den termiska verkningsgraden lite, men det leder till större rördimensioner och pumpkostnader. Ökad rörstorlek innebär ökade installationskostnader.

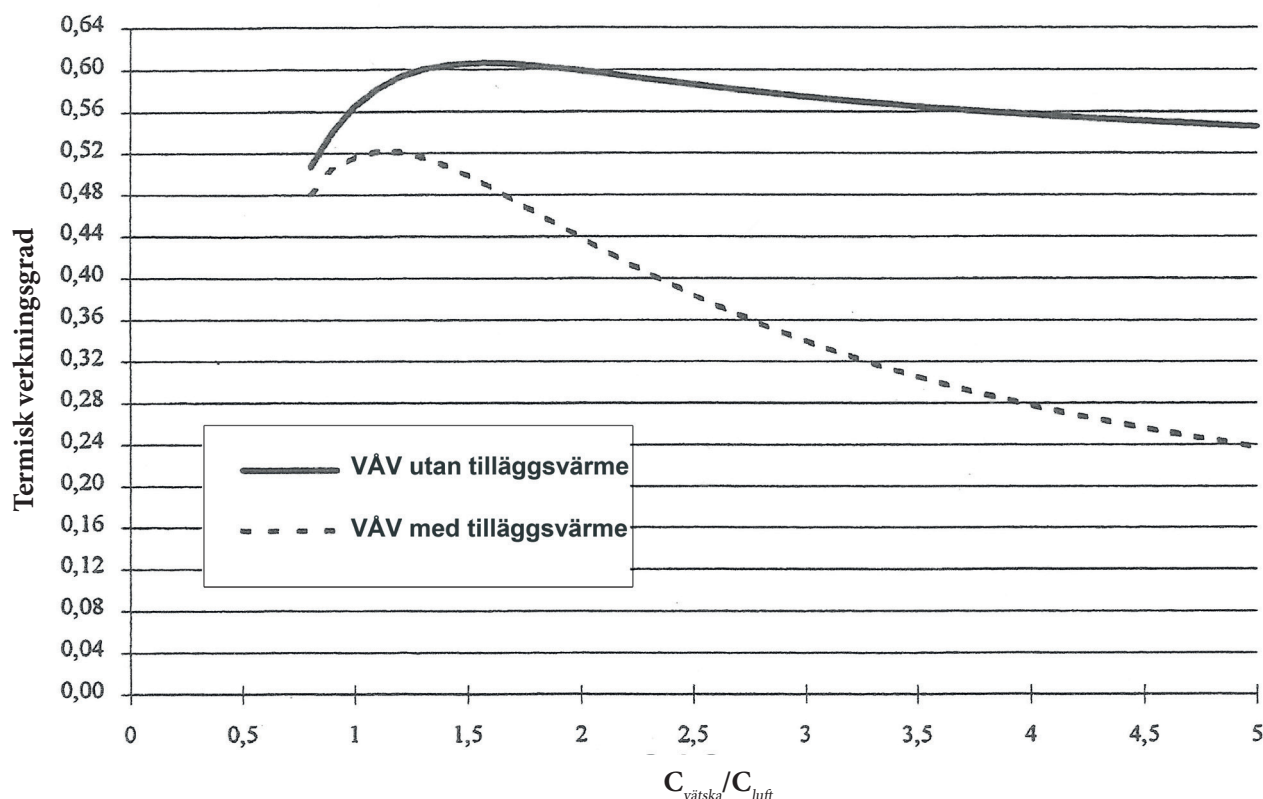
I indirekta värmeåtervinningssystem där till- och frånluftsflödena är i balans och det finns lite fukt i frånluften är den optimala vätskehastigheten lika till- och frånluftsflöden i värmekapacitetstakt. Detta kan uttryckas som i figur 1 $\dot{C}_{tilluft} = \dot{C}_{frånluft} = \dot{C}_{vätska}$ såsom i fig 4 $\dot{C}_{vätska} / \dot{C}_{luft} = 1$. För liten vätskesidans värmekapacitetflöde leder till minskad termisk verkningsgrad eftersom vätskeflödet inte kan ta emot all den överförbara värmen från luftflödet.

Ingen rörkoppling kan faktiskt förbättra den termiska verkningsgraden hos ett indirekt värmeåtervinningssystem. Ett ogynnsamt rörsystem, som att ansluta batterierna med medströms flöde, kommer att minska genomsnittlig temperaturskillnad mellan vätska och luft vilket minskar den termiska verkningsgraden.

Ett vätskekopplat värmeåtervinningssystem som utnyttjar extra värme som har högre temperatur än frånluft (thermonet system) måste ha ett större tilluftbatteri än frånluftbatteri för att kunna överföra både den återvunna energin ur frånluften och den extra tillförda värmen. Den extra värmeförseln till systemet

minskar temperaturskillnaden mellan vätska och luft i frånluftbatteriet vilket minskar värmeåtervinningskapacitet och den termiska verkningsgraden. Den termiska verkningsgraden rasar i detta system när vätskeflödet skiljer sig från dess optimala värde. Detta fenomen kan ses i Figur 4. Kurva dragen med streckad linje som representerar den termiska verkningsgraden är brant. Det är viktigt att veta vad den termiska verkningsgraden är vid olika utetemperaturer när uteluften har värmts upp till börvärdestemperaturen av tilluften. Om man vill uppnå samma värmeöverföringskapacitet vid dimensionerande utelufttemperatur eller årlig effektivitet med thermonet systemet som med en vätskekopplad värmeåtervinning utan tillskottsvärme, måste den termiska verkningsgraden vid 5°C utomhustemperatur vara betydligt högre i thermonet systemet.

I ett vätskekopplat värmeåtervinningssystem med en hög termisk verkningsgrad (över 60 procent) måste vätskesidans värmekapacitetsflöde inte vara mycket högre än luftsidans värmekapacitetsflöde. Om vätskeflödet är för högt resulterar det i fallande köldbärartemperatur TE4, vilket betyder att temperaturskillnaden TE4 - TE1 i figur 1 minskar. Om temperaturskillnaden TE4 - TE1 minskar, faller tilluftstemperaturen efter värmeåtervinningens TE1, och termisk effektivitet minskar.



Figur 4. Påverkan av vätskesidans värmekapacitetflöde på termiska verkningsgraden, när påverkan av vätskeflödet på konduktans har tagits med i översynen. Figuren illustrerar den termiska verkningsgraden hos en thermonet systemet i två fall. Helt dragen linje: Systemet fungerar som vanlig vätskekopplat värmeåtervinningssystem. Streckad linje: Systemet använder tilläggsvärme (d.v.s. spetsvärme som är överförd till VAV-system efter att vätskan har lämnat frånluftbatteriet).

Källa: Sarin D.-A. 1995. Reglering och dimensionering av vätskekretsen i en värmeåtervinningsanläggning som använder sig av tilläggsvärme. Magisteruppsats. Helsinki University of Technology. Institutionen för maskinteknik. Esbo. 100 s.

En introduktion till tabell 1 i artikeln ”Termiska verkningsgradens verkan på batteriernas storlek”

Effektiviteten beskriver kapaciteten hos en värmeväxlare eller ett värmeåtervinningssystem i förhållande till den högsta teoretiska kapaciteten:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (1)$$

där q är kapaciteten av en värmeväxlare och q_{max} är den maximala teoretiska kapaciteten för en värmeväxlare, när mindre värmekapacitetsflöde når den inkommande temperaturen av större värmekapacitetsflöde. Definitionen av effektivitet är lämpligt för att beskriva värmeväxlarens värmekapacitet i en situation där det inte finns någon fasändring (förångning, kondensation, frysning) i flödena som passerar genom värmeväxlaren.

Ekvation (2) kan uttryckas som i figur 1:

$$\varepsilon = \frac{\dot{C}_{tilluft} * (TE1 - TE0)}{\dot{C}_{min} * (TE2 - TE0)} = \frac{\dot{C}_{tilluft} * (TE1 - TE0)}{MIN(\dot{C}_{tilluft}; \dot{C}_{frånluft}) * (TE2 - TE0)} \quad (2)$$

I värmeåtervinningssystem där värmekapacitetsflödet i tilluft är mindre eller lika med värmekapacitetsflödet i frånluft, kan ekvationen för effektivitet utökas (index som i figur 1) till en ekvation för termisk verkningsgrad.

$$\varepsilon = \frac{\dot{C}_{tilluft} * (TE1 - TE0)}{\dot{C}_{tilluft} * (TE2 - TE0)} = \frac{TE1 - TE0}{TE2 - TE0} \quad (3)$$

Effektivitet och termisk verkningsgrad är indikatorer som beskriver värmeåtervinningssystemets kapacitet vid en viss driftpunkt. Ett indirekt värmeåtervinningssystem skall väljas så att värmekapaciteten för vätskan skall vara lika med värmekapacitet för tillufts- och frånluftsflödet. I detta fall är temperaturskillnaden lika i till- och frånluftsflödet och i vätskeflödet och detta möjliggör att uppnå den bästa möjliga termiska verkningsgraden när värmeöverföringssystemen utnyttjas så jämt som möjligt. Vätsketemperaturerna kan under dessa förhållanden beräknas enligt följande:

$$TE4 = (TE1 + TE2) / 2 \quad (4)$$

$$TE5 = (TE0 + TE3) / 2 \quad (5)$$

Värmeeffekt kan beräknas med hjälp av konduktans och genomsnittlig (logaritmisk) temperaturskillnad på följande sätt:

$$q = G * \theta_{ln} \quad (6)$$

var,

G är konduktansen för värmeåtervinningssystemet, W/K

θ_{ln} är skillnaden i logaritmisk temperatur mellan luft och vätska, W/K

Kapaciteten hos ett värmeåtervinningssystem kan också beräknas från tilluften enligt följande:

$$q = V_{tilluft} * \rho_{tilluft} * c_{p,luft} * (TE1 - TE0) \quad (7)$$

Genom att kombinera ekvationerna (3) och (7) ekvation (7) kan skrivas:

$$q = V_{tilluft} * \rho_{tilluft} * c_{p,luft} * \varepsilon * (TE2 - TE0) \quad (8)$$

Konduktansen som krävs för att nå en viss termisk verkningsgrad kan beräknas med ekvationen nedan:

$$G = \frac{q}{\theta_{ln}} = \frac{V_{tilluft} * \rho_{tilluft} * c_{p,luft} * \varepsilon * (TE2 - TE0)}{\theta_{ln}} \quad (9)$$

I ett så kallad thermonetsystem ska q beräknas från frånluftbatteriet. I detta fall ”thermonet systemet” avser ett vätskekopplat värmeåtervinningssystem som utnyttjar extra värme med högre temperatur än frånluft. Till-satsvärmen tillförs till vätskesystemet före tilluftbatteriet i riktningen för vätskeflödet.

Årsverkningsgraden för tilluften jämfört med den termiska verkningsgraden

Syftet med ekodesignförfordningen är att minska miljöpåverkan genom att välja bästa tillgängliga teknik. I fallet med värmeåtervinning är förordningen inriktad på att förbättra den termiska verkningsgraden. Att öka den termiska verkningsgraden resulterar inte alltid i en motsvarande förbättring av årsverkningsgraden för tilluften eller minskade utsläpp.

Årsverkningsgraden för tilluften beskriver hur stor andel av det årliga behovet av värmeenergi som täcks av värmeåtervinningssystemet (QHR i figur 5). Det årliga behovet för tilluftens värmeenergi (Q_{tot} i figur 5) är den energi som krävs för att värma tilluften från utetemperatur till önskad inblåsningstemperatur (TE_{set} i figur 1) under ett år. Termisk verkningsgrad handlar om att jämföra temperaturökningen för tilluften som erhålls från värmeåtervinningen med temperaturskillnaden mellan frånluft och uteluft ($TE_2 - TE_0$ i figur 1). På grund av internlasten i byggnaden, är den frånluftstemperaturen högre än den önskade inblåsningstemperaturen för tilluften. Detta innebär att värmeåtervinningssystemet är i stånd att täcka en större andel av det årliga behovet av uppvärmningsenergi än vad den procentuella termiska verkningsgraden antyder. Exemplet nedan visar denna fråga:

Utomhustemperatur, $TE_0 = 0^\circ\text{C}$
Termisk verkningsgrad för värmeåtervinning, $\epsilon = 70\%$
Frånluftstemperatur, $TE_2 = 21^\circ\text{C}$
Börvärdestemperatur av tilluften, $TE_{set} = +18^\circ\text{C}$.
Till- och frånluftslöden är balanserade.

Värmeåtervinningssystemets uppvärmningseffekt av tilluftstemperaturen,
 $TE_1 - TE_0 = \epsilon * (TE_2 - TE_0) = 0,7 * (21 - 0)^\circ\text{C} = 14,7^\circ\text{C}$.
Vid denna driftpunkt måste tilluften värmas:
 $TE_{1set} - TE_0 = 18^\circ\text{C} - 0^\circ\text{C} = 18^\circ\text{C}$
 $(TE_1 - TE_0) / (TE_{set} - TE_0) = 14,7^\circ\text{C} / 18^\circ\text{C} = 0,82$.

Så, vid denna driftpunkt, där den termiska verkningsgraden är 70%, motsvarar det 82% av hela värmeenergi behovet.

Undantag från ovan nämnda är ett FTX uppvärmningssystem där börvärdet tilluftens temperatur är högre än frånluftstemperaturen.

Det geografiska läget för byggnaden, skillnaden mellan frånluftstemperatur och inblåsningstemperatur för tilluften och den termiska verkningsgraden för värmeåtervinningen har effekt på längden av den så kallade

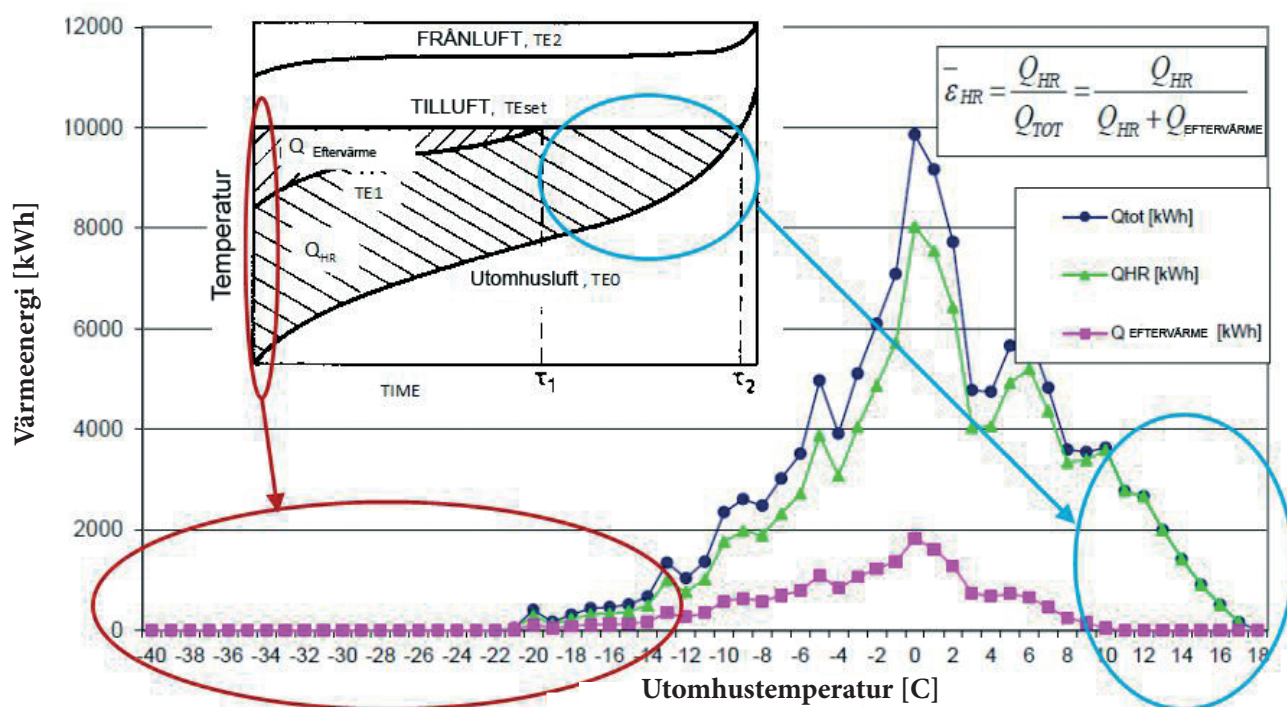
övergångsperioden. I detta sammanhang betyder ”övergångsperioden” den tid som enbart värmeåterhämtningen är tillräckligt för att täcka hela energibehovet för tilluftens uppvärmning. Ju längre övergångsperioden är, desto större skillnad mellan årsverkningsgraden för tilluft och termisk verkningsgrad. Effekten av övergångsperioden på årsverkningsgraden för tilluften visas i figur 5.

Påfrysningskontrollen påverkar värmeåtervinnings effektivitet bara vid extremt låga utomhustemperaturer och andelen drifttimmar under ett år som påverkas av påfrysningskontrollen är väldigt liten. Påfrysningskontrollen har därför marginell effekt på årsverkningsgraden för tilluften. I praktiken är det viktigaste att påfrysningskontrollen styrs på rätt sätt: kapaciteten minskar endast när det finns ett verkligt behov av att avfrosta frånluftsbatterierna. Tillämpats avfrostningen felaktigt kommer den att kraftigt försämra både värmeöverföringskapaciteten vid driftpunkten och den uppnådda årliga besparingen av värmeenergi.

Drifttiden för ventilationen har en betydande inverkan på den årliga energibesparingen och behovet av värmeenergi, men den har mindre effekt på skillnaden mellan årsverkningsgraden för tilluft och termisk verkningsgrad för värmeåtervinning. Om ventilationssystemet är helt eller delvis ur drift på natten, ökar skillnaden mellan årsverkningsgrad för tilluft och termisk verkningsgrad. Orsaken till detta är att utomhustemperaturen är lägst på natten.

Tabellerna 4 och 5 visar årsverkningsgraden för tilluften och värmeenergiebesparingen för värmeåtervinningssystemet med olika termiska verkningsgrader och vid olika klimatdata. Simuleringarna gjordes för fyra olika orter. Årsverkningsgradens simuleringar gjordes med RECAL 2,0 programmet, som är ett dynamiskt simuleringssystem utvecklat av Retermia Oy för att dimensionera vätskekopplade värmeåtervinningssystem och göra energiberäkningar. RECAL 2,0 programmet körs i IDA simuleringssmiljö. Noggrannheten av programmet har verifierats med mätningar och ekvationerna för konduktansen och tryckförlust av nålvärmeväxlaren är baserade på uppmätta värden.

Tabell 4 visar att när inblåsningstemperaturen på tilluften ligger nära frånluftstemperaturen, leder ökningen av den termiska verkningsgraden till nästan en identisk förbättring i den årliga effektiviteten hos tilluften. 70% termisk verkningsgrad resulterar i 86% årsverkningsgrad för tilluften i en byggnad som ligger i Stockholm. Samma värmeåtervinningssystem skulle nå 80% årlig effektivitet i Rovaniemi (Norra Finland). Ju



Figur 5. Inverkan av utetemperatur och övergångsperiod på årsverkningsgrad för tilluften. Q_{HR} är den årliga värmeenergi som sparas genom värmeåtervinningssystemet, Q_{tot} är det årliga behovet för uppvärmning av tilluften utan värmeåtervinning, $Q_{EFTERVÄRME}$ är det årliga behovet av köpt energi för tilluften.

Antaganden: Klimatdata: Helsingfors 2000, frånluftstemperatur 21°C, inblåsningstemperatur för tilluften 19°C, till- och frånluft 1000 l/s, termisk verkningsgrad värmeåtervinning 70%, årsverkningsgrad för tilluften 84%.

Tabell 4. Årsverkningsgrad för tilluften jämfört med termisk verkningsgrad hos ett indirekt värmeåtervinningssystem. Allmän ventilation (ett sjukhus, en vårdcentral, en flygplats etc.)

Termisk verkningsgrad för värmeåtervinning*	Klimatdata	Årlig verkningsgrad för tilluften	Årlig besparing i värmeenergi	Årligt behov av värmeenergi för tilluften
ϵ		ϵ_t	Q_{HR}	Q_{TOT}
%		%	MWh / a	MWh / a
50	Malmö, Sverige. År 2000	64,5	60,3	93,5
60	Malmö, Sverige. År 2000	76,8	71,8	93,5
70	Malmö, Sverige. År 2000	88,4	82,6	93,5
80	Malmö, Sverige. År 2000	96,9	90,6	93,5
50	Stockholm, Sverige. År 2000	62,0	68,2	110,0
60	Stockholm, Sverige. År 2000	74,1	81,6	110,0
70	Stockholm, Sverige. År 2000	85,9	94,5	110,0
80	Stockholm, Sverige. År 2000	95,2	104,7	110,0
50	Sundavall, Sverige. År 2000	59,1	83,9	142,0
60	Sundavall, Sverige. År 2000	71,1	100,9	142,0
70	Sundavall, Sverige. År 2000	83,1	118,0	142,0
80	Sundavall, Sverige. År 2000	93,0	132,1	142,0
50	Rovaniemi, Norra Finland. År 2000	56,3	97,8	173,6
60	Rovaniemi, Norra Finland. År 2000	68,1	118,2	173,6
70	Rovaniemi, Norra Finland. År 2000	80,3	139,4	173,6
80	Rovaniemi, Norra Finland. År 2000	90,7	157,5	173,6

Antaganden: Till- och frånluftsflöde 1000 l/s. Ventilation i kontinuerlig drift. Frånluft 21°C och 3g H₂O /kg torr luft. Börvärdestemperatur för tilluften efter värmeåtervinning 18°C, varpå inblåsningstemperatur för tilluften 19°C.

* Den termiska verkningsgraden enligt EN308: utomhustemperatur 5°C, frånluftstemperatur 25°C, balanserade till- och frånluftsflöden.

Tabell 5. Årsverkningsgrad för tilluften jämfört med termisk verkningsgrad hos ett indirekt värmeåtervinningssystem. En byggnad med betydande intern belastningen.

Termisk verkningsgrad för värmeåtervinning*	Klimatdata	Årlig verkningsgrad för tilluften	Årlig besparing i värmeenergi	Årligt behov av värmeenergi för tilluften
ϵ %		ϵ_i %	Q_{IR} MWh / a	Q_{TOT} MWh / a
50	Malmö, Sverige. År 2000	92,3	60,4	65,4
60	Malmö, Sverige. År 2000	98,8	64,6	65,4
70	Malmö, Sverige. År 2000	99,9	65,3	65,4
80	Malmö, Sverige. År 2000	100,0	65,4	65,4
50	Stockholm, Sverige. År 2000	87,2	70,8	81,2
60	Stockholm, Sverige. År 2000	96,4	78,3	81,2
70	Stockholm, Sverige. År 2000	99,7	80,9	81,2
80	Stockholm, Sverige. År 2000	100,0	81,2	81,2
50	Sundavall, Sverige. År 2000	81,5	90,7	111,3
60	Sundavall, Sverige. År 2000	92,6	103,0	111,3
70	Sundavall, Sverige. År 2000	98,7	109,9	111,3
80	Sundavall, Sverige. År 2000	100,0	111,3	111,3
50	Rovaniemi, Norra Finland. År 2000	75,4	107,6	142,6
60	Rovaniemi, Norra Finland. År 2000	87,8	125,2	142,6
70	Rovaniemi, Norra Finland. År 2000	96,9	138,2	142,6
80	Rovaniemi, Norra Finland. År 2000	99,9	142,4	142,6

Antaganden: Till- och frånluftsförbrukning 1000 l/s. Ventilation i kontinuerlig drift vid maximalt luftflöde. Frånluft 25°C och 3 g H₂O/kg torr luft. Börvärdestemperatur för tilluften efter värmeåtervinning 15°C, varpå inblåsningstemperatur för tilluften ca 16°C.

* Den termiska verkningsgraden enligt EN308: utomhustemperatur 5°C, avgastemperatur 25°C, balanserade till- och frånluftsförbrukningen.

högre årsmedeltemperatur som används i simuleringen desto större är andelen av övergångsperiod. Detta kan ses som en ökning av skillnaden mellan termisk verkningsgrad och årsverkningsgraden för tilluften.

I en byggnad eller en del av en byggnad som ligger i Stockholm, där frånluftstemperaturen är 25°C och inblåsningstemperatur för tilluften är 16°C, ett värmeåtervinningssystem med 60% termisk verkningsgrad kan täcka 96 procent av det årliga behovet av uppvärmningsenergi (Tabell 5). Om den termiska verkningsgraden ökades från 60% till 70%, skulle behovet av energi för uppvärmning minska med endast tre procent, medan storleken på värmeväxlaren skulle öka med 56 procent (Tabell 1). Temperaturskillnaden mellan frånluft och inblåsningstemperatur för tilluften under uppvärmningsperioden är 9°C för de årliga effektivitetssimuleringarna i Tabell 5. I verkligheten kan ovannämnda temperaturskillnaden vara mycket större, till exempel i storkök är det ungefär 15°C.

När den termiska verkningsgraden stiger över 70% ökar behovet av värmeöverföringsyta exponentiellt, vilket i sin tur leder till drastiska ökningar för luftens och vätskesidans tryckförluster. Detta innebär att den årliga elförbrukningen för fläkten och pumpen ökar betydligt mer än den årliga besparingen av värmeenergi - med andra ord den årliga värmefaktorn för värmeåtervinningen (COP) minskar. Ökad batteristorlek betyder ökat materialbehov, högre produktionskostnader och större CO₂-utsläpp från produkttillverkning. Jämfört med en optimal lösning kan överdimensionerade batterier även

minska E-värde och öka koldioxidutsläppen.

Slutsatser

Kraven 2018 för termisk verkningsgrad representerar en tekniskt och ekonomiskt övre gräns för dimensionering av vätskekopplad värmeåtervinning. Om den termiska verkningsgraden ökas ytterligare från 68% till 80% kommer storleken på batterierna nästan att fördubblas. Med hänsyn till de nuvarande kriterierna för att välja luftbehandlingsaggregat ($SFP \leq 2,0 \text{ kW/m}^3/\text{s}$) innebär detta en fördubbling av batteriets längd, vilket i sin tur leder till dubbelt tryckfall på luftsidan. Vätskesidans tryckfall ökar också markant.

Krav för termiska verkningsgrad som ekodesignförfordningen sätter för vätskekopplade värmeåtervinning är motiverat i kalla klimatzoner när följande inträffar: 1) inblåsningstemperaturen för tilluften och frånluftstemperaturen är nära varandra, 2) frånluften är ren och 3) det finns tillräckligt med utrymme för installation och service av batterierna.

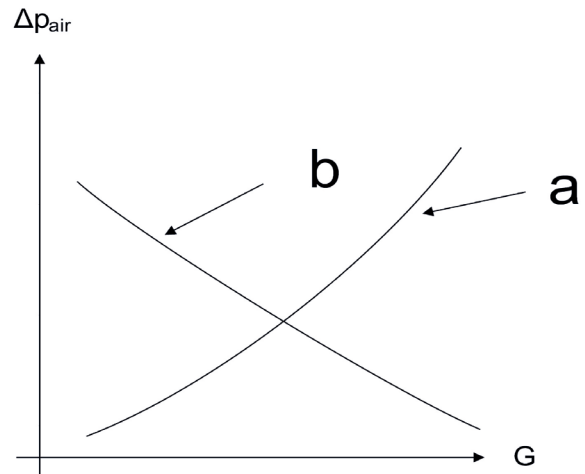
Förenämnda krav kan i vissa fall leda till ineffektiv batterikonstruktion, när luftsidas och i synnerhet vätskesidans tryckförluster ökar. Detta gäller speciellt i situationer där frånluftstemperaturen är betydligt högre än inblåsningstemperaturen för tilluften, såsom i professionella kök. I de ovan nämnda fallen bör kravet för den termiska verkningsgraden vara lägre. Det begränsade tekniska utrymmet i renoveringsobjekt bör också beaktas i ekodesignförfordningen.

Tvådelad nålvärmewäxlare

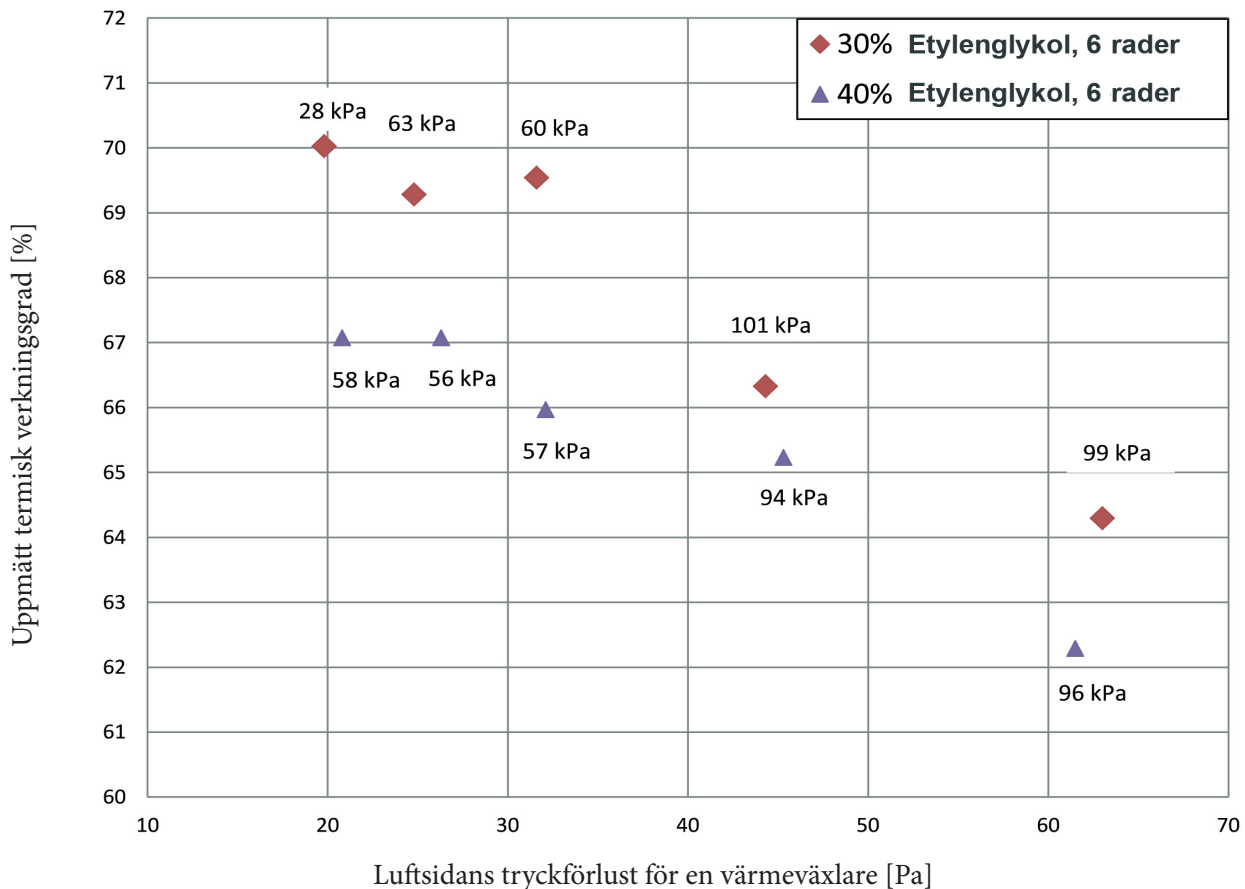
Vi har utvecklat en ny serie av produkter som kallas tvådelade nålvärmewäxlare. Dessa värmewäxlare uppfyller miljökonstruktionskraven med minimala tryckförluster och god service. Som namnet antyder, är värmeöverföringsytan uppdelad i två moduler. Modulerna är seriekopplade på luft- och vätskesidan. En modul är max. tre nålrörsrader djup så servicen är enkel.

Under produktutvecklingsfasen testade vi en rad indirekta värmeåtervinningssystem bestående av olika nålvärmewäxlare. Individuella nålvärmewäxlare testades också. Testerna genomfördes vid Villmanstrands Tekniska Universitets laboratorium för luftkonditionering och ventilation. Figur 6 visar resultaten för den termiska verkningsgraden hos värmeåtervinning av en speciell nålvärmewäxlare. Vi kommer att fortsätta med produktutveckling och ständiga förbättringar.

En av de största fördelarna med nålvärmewäxlare är hög konduktans även vid låga lufthastigheter. Till skillnad från konventionella värmewäxlare, har inte nålvärmewäxlaren en så kallad laminär hastighet där förmågan att överföra värme plötsligt kollapsar på luftsidan eller på vätskesidan. En linjär konduktans som en funktion av



Figur 7. Förhållandet mellan konduktans och luftsidans tryckfall när längd (d.v.s. antal rader) (a) och frontarea (b) i nålvärmewäxlare ökar.



Figur 6. Uppmätta termiska verkningsgraden hos ett värmeåtervinningssystem med viss typ av tvådelad nålvärmewäxlare som en funktion av tryckförlust för batteriets luftsida. Vätskesidans tryckförlust av nålvärmewäxlaren vid varje mätpunkt visas ovanför/under mätpunkten i fråga.

lufthastigheten gör det möjligt att utforma nålvärmewäxlare med mycket låg tryckförlust på luft- och vätskesidan.

Nålvärmewäxlare kan uppnå den termiska verkningsgraden hos konventionella batterier med betydligt större frontyta och mindre antal rader. Detta innebär mindre luft- och vätsketryckförluster. Dessutom, när fläktarna körs med reducerat flöde förbättras den termiska verkningsgraden i Retermias värmeåtervinningssystem eftersom luftflödet inte blir laminärt i nålvärmewäxlaren. Detta kan ses i figur 6: den termiska verkningsgraden förbättras när tryckförlust på luftsidan minskar.

Frontarean på nålvärmewäxlarens värmeöverföringsyta kan ökas genom att böja nålröret i en vågliknande form, detta ökar inte batteriets yttre mått. Därför skiljer sig inte bredd och höjd på typ "Retermia hölje" från aggregatmoduler med motsvarande luftflöde. Böjarna på nålröret i en vågliknande form ökar dock längden på "Retermia hölje" nålvärmewäxlare. Batteriets längd (mätt i luftflödesriktningen) fördubblas praktiskt taget i produkter med Retermia hölje i jämförelse med motsvarande tre rader djupa modeller med cirka 50% termisk verkningsgrad. De sekventiella sektionerna är kopplade enligt motströmsprincipen på installationsplatsen av ventilationsentreprenör respektive rörentreprenör.

I de värmewäxlare som är placerade på tak är värmeöverföringsytan U-formad. Tvådelade avluftshuvar, luftintagshuvar och värmeåtervinningsfläktar blir 100 ... 300 mm längre och bredare än motsvarande treradiga modeller.



Figur 9. En tvådelad värmeåtervinningsfläkt med en EC-motor.



Figur 8. En tvådelad nålvärmewäxlare med Retermia hölje och serviceluckor.

RETERMIA 

www.retermia.fi/sv