

Det energieffektiva kylbatteriet

Caroline Haglund Stignor
SP Sveriges Provnings- och Forskningsinstitut
Energiteknik
Box 857
501 15 BORÅS

Förord

Detta arbete har utförts inom eff-Sys, energimyndighetens utvecklingsprogram Effektivare kyl- och värmepumpssystem. Programmet har pågått under en treårsperiod och startades i mars 2001 som en fortsättning på de tidigare kollektivforskningsprogrammen Klimat 21 och Alternativa köldmedier. eff-Sys är ett samarbete mellan statens energimyndighet, fyra svenska högskolor, ett fyrtiotal företag inom kyl- och värmepumpsindustrin och ett flertal energiföretag. Målet är att programmet på lång sikt ska bidra till en nationell utveckling på kyl- och värmepumpsområdet som karakteriseras av en hög energieffektivitet och liten miljöpåverkan till en låg kostnad.

Detta projekt har finansierats av statens energimyndighet, Sveriges Provnings- och Forskningsinstitut AB, Svensk Fjärrvärme, Coiltech AB, Alfa Laval AB, Grundfos AB, Hydro Alunova AB, Hydro Formates, Refcon AB, Temper Technology, Wica Cold AB och Wilo AB.

Författaren vill särskilt tacka handledaren Professor Per Fahlén CTH Installationsteknik, Professor Bengt Sundén och Tekn Dr Daniel Eriksson, LTH Värmeöverföring, Lennart Rolfman, York Refrigeration (controller) samt industrirepresentanterna Henrik Feldhusen och Anders Tvärne, Svensk Fjärrvärme, Åke Ljung och Lars Ståhl, Coiltech AB, Mats Strömblad och Claes Stenhede, Alfa Laval AB, Dickie Kristiansson, Grundfos AB, Robert Bonnichsen och Arvid Espedal, Hydro Alunova AB, Bengt Bredberg, Jim Almgren och Jostein Braaten, Hydro Formates, Torbjörn Thoresson, Refcon AB, Roger Rosander, Temper Technology, Niklas Rindhagen, Wica Cold AB och Göte Karlsson, Wilo AB.

Sammanfattning

Olika typer av flänsbatterier med aluminiumflänsar på expanderade kopparrör används ofta som kylbatterier i kyl- och frysdiskar och denna typ av värmeväxlare är ursprungligen framtagen för direktförångning av köldmedium. I detta projekt har olika sätt att förbättra värmeöverföring och tryckfall på vätskesidan för kylbatterier vid indirekt kylning med olika typer av köldbärare undersökts, eftersom indirekta kylsystem blir alltmer vanliga i livsmedelsbutiker nuförtiden. Under projektets gång har såväl små- som fullskaliga försök genomförts för att undersöka vilka korrelationer och samband som bör användas för att förutsäga värmeöverföring och tryckfall i olika kylbatterier. Dessa korrelationer och samband har sedan använts i olika parameterstudier. Resultaten från detta projekt visar på olika sätt att förbättra konventionella kylbatteriers prestanda, men också att det finns goda förutsättningar att konstruera kylbatterier för indirekta system med platta tuber och veckade flänsar. Dock behöver värmeöverföring och tryckfall på luftsidan studeras ytterligare för kyl disksapplikationer, särskilt när det gäller prestanda vid låga lufthastigheter och fuktutfällning.

Summary

Different kinds of fin-coils with aluminum fins on expanded copper tubes is frequently used as cooling-coil in display cabinets and this heat exchanger type was originally designed for direct evaporation of a refrigerant. Different ways of improving heat transfer and pressure drop in cooling-coils have been studied in this project, since indirect cooling systems are becoming more frequently used in supermarket today. Small-scale as well as full-scale experiments have been carried out in order to find out which correlations and relations that should be used in order to predict heat transfer and pressure drop in cooling-coils. Thereafter, these correlations and relations have been used in different parameter studies. The results from this project show different ways to improve the performance of conventional cooling-coils, but also that there are good prerequisites to construct cooling-coils for indirect cooling systems that consist of flat tubes and folded fins. However, heat transfer and pressure drop on the air side must be studied further for display cabinet applications, particularly when it comes to performance at low air velocity and condensation of water vapor.

Innehåll

Bakgrund och motiv	6
Syfte och mål	6
Projektets genomförande	7
Resultat	8
Litteratursammanställning	8
Inledande försök med fullskaliga konventionella kylbatterier	9
Utveckling av modell för kylbatteri samt parameterstudie av kylbatteridesign	10
Fullskaleförsök med förbättrade konventionella kylbatterier	11
Utvärdering av olika förbättringstekniker.....	11
Småskaleförsök med cirkulära rör med och utan insatser	11
Småskaleförsök med MPE-tuber (multi port extruded).....	12
Utveckling av modell för kylbatteri bestående av MPE-tuber och veckade flänsar.....	13
Fullskaleförsök med värmeväxlare bestående av MPE-tuber och veckade flänsar.....	14
Strömningsrelaterad korrosion.....	16
Energi-, miljö- och industriell relevans	17
Examina	18
Internationell samverkan	18
Slutsatser och diskussion	18
Fjärrkyla.....	20
Fortsatt arbete	21
Referenser	23
Bilaga 1: Deltagande parter	25
Bilaga 2: Spridning av resultat	27
Bilaga 3: Nomenklatur och definitioner	31

Bakgrund och motiv

En viktig komponent i kyldiskar och andra kyl- och frysutrustningar är kylbatteriet. Traditionellt används olika former av flänsbatterier med aluminiumflänsar på expanderade kopparrör, vilka ursprungligen tagits fram för direktförångning. I och med den stora omställning som skett beträffande kraven vid användning av syntetiska köldmedier har intresset för indirekta system ökat markant och i Sverige byggs t ex numera huvudsakligen indirekt kylda butiker. Vid indirekt kylning med köldbärare kan emellertid värmeövergångskoefficienten på vätskesidan vara storleksordningen tio gånger lägre än vid direktförångning om man inte förändrar batteriet eller väljer effektivare köldbärare än de som används traditionellt. Samtidigt måste strömningshastigheterna begränsas, inte minst med hänsyn till strömningsrelaterad korrosion. Här behövdes ytterligare kunskap, speciellt för en del nya typer av köldbärare som består av vattenlösningar av organiska salter.

Det fanns således anledning att undersöka på vilka sätt designen av kylbatterier kunde förändras för att förbättra värmeöverföringen på vätskesidan utan att pumparbetet ökade för mycket och på så sätt minska den erforderliga elanvändningen för ett givet kylbehov. Det finns dessutom stora fördelar om man med förbättrad värmeöverföring kan höja batteriets temperatur så mycket att påfrysning kan undvikas. Det gäller såväl energimässigt som beträffande varukvaliteten.

Syfte och mål

Syftet med detta projekt var i första hand att undersöka värmeöverföring och tryckfall i konventionella kylbatterier då de kyls med olika typer av köldbärare. Därefter skulle denna kunskap användas för att utvärdera olika sätt att förbättra ett kylbatteris prestanda. Förbättrad prestanda innebär i detta fall i första hand minskad nödvändig elanvändning för ett givet kylbehov. På så sätt skulle begränsningarna när det gäller minskad elanvändning, genom att modifiera designen hos ett konventionellt kylbatteri, kunna uppskattas. Den förändrade designen skulle i första hand röra kylbatteriets vätskesida, men det var även nödvändigt att även beakta luftsidan.

En fortsättning på arbetet skulle sedan ge förslag till helt nya typer av köldbärarkylda batterier som inte bygger på tekniken med flänsade rör. Eftersom man vid kylning med köldbärare i en kyldiskapplikation ofta arbetar med strömning som är laminär eller i omslagsområdet både på luft- och köldbärarsidan var det vara intressant att titta på konfigurationer med små hydrauliska diametrar, vilka kan ge höga värmeövergångskoefficienter även i det laminära området (ur denna synpunkt är cirkulära rör det sämsta alternativet).

Projektets genomförande

Projektet delades upp i ett antal delar enligt följande:

- Litteratursammanställning¹ (del 1 enligt ansökan)
- Inledande försök med fullskaliga konventionella kylbatterier¹ (del 2 enligt ansökan)
- Utveckling av modell för kylbatteri samt parameterstudie av kylbatteridesign (del 2 enligt ansökan)
- Fullskaleförsök med förbättrade konventionella kylbatterier (del 2 enligt ansökan)
- Utvärdering av olika förbättringstekniker med hjälp av modell (del 3 enligt ansökan)
- Småskaleförsök med cirkulära rör med och utan insatser (del 3 enligt ansökan)
- Småskaleförsök med MPE-tuber (multi port extruded) av aluminium (del 4 enligt ansökan)
- Utveckling av modell för kylbatteri bestående av MPE-tuber och veckade flänsar (del 4 enligt ansökan)
- Fullskaleförsök med värmeväxlare bestående av MPE-tuber och veckade flänsar (del 4 enligt ansökan)
- Strömningsrelaterad korrosion (del 5 enligt ansökan)

¹Litteratursammanställningen och de inledande försöken gjordes inom ramen för en förstudie finansierad inom Klimat 21

I projektets början genomfördes en litteraturstudie, då olika förbättringstekniker som kunde tillämpas på köldbärarkylda kylbatterier undersöktes. Korrelationer för att förutsäga värmeöverföring och tryckfall på såväl kylbatteriets vätske- som luftsida sammanställdes också. Genom att använda resultaten från de inledande försöken med konventionella kylbatterier och litteraturstudien skapades en beräkningsmodell för kylbatterier. Denna modell användes sedan i en parameterstudie av kylbatteriets design, vilken resulterade i olika förslag på hur ett kylbatteris prestanda kan förbättras för en kyldiskapplikation. I denna parameterstudie hade en del korrelationer använts utanför tidigare verifierade områden. För att verifiera modellen i dessa områden utfördes ytterligare experiment med förbättrade konventionella kylbatterier. Därefter utvärderades olika förbättringstekniker för kylbatteriets vätskesida, såsom insatser och ytförstoringar, genom att komplettera beräkningsmodellen med korrelationer för dessa. En del av dessa korrelationer verifierades sedan i småskaliga försök med ett cirkulärt rör med och utan insatser. Ytterligare beskrivning av genomförandet av dessa sex första punkter finns beskrivet i en licentiatavhandling [1].

Efter att i första delen av projektet ha utvärderat möjligheterna att förbättra konventionella kylbatterier för indirekt kylning, undersöktes i de senare delarna möjligheten att utforma kylbatteriet på ett helt annat sätt. Här undersöktes

möjligheten att använda sig av kanaler med små hydrauliska diametrar på vätskesidan. Till att börja med utfördes småskaliga försök med olika så kallade MPE-tuber ("multi port extruded") med olika tvärsnittsgeometrier. Därefter användes resultat från dessa försök samt korrelationer från litteraturen för att göra en beräkningsmodell för kompletta kylbatterier för en kyldiskapplikation bestående av MPE-tuber och veckade flänsar. För att få en uppfattning om hur en sådan värmeväxlare fungerar i kylapplikationer med köldbärare utfördes avslutningsvis sedan nya försök. På grund av praktiska och ekonomiska skäl avvek dock designen för den experimentellt utvärderade värmeväxlaren en hel del från de värmeväxlare som utvärderats i parameterstudien, vilket gjorde att deras prestanda inte kunde verifieras till fullo.

Under projektets gång har problemet med strömningsrelaterad korrosion i kylbatterier och köldbärarsystem, då köldbärare bestående av vattenlösningar av organiska salter används, hållits under bevakning.

Resultat

Resultaten från projektets första sex punkter finns redovisade i de publikationer som redovisas under rubriken "Redovisning av resultat", framförallt i [1]. En kort sammanfattning ges i denna rapport. Resultaten från de senare punkterna beskrivs mer utförligt i en förlängd version av denna rapport [2].

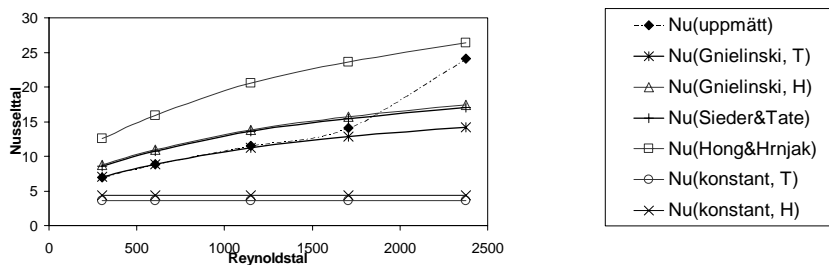
Litteratursammanställning

Vid en genomgång av litteraturen konstaterades det snabbt att det finns betydligt fler studier som behandlar luftsidan i konventionella kylbatterier jämfört med dem som behandlar kylbatteriets vätskesida. Mao *et al* [3] och Hrnjak [4] undersökte dock värmeöverföringen i ett köldbärarkylt kylbatteri placerat i en kyldisk och rapporterade oväntat höga värmeövergångskoefficienter på vätskesidan. Detta förklarades med att de utbildade gränsskikten inuti rören vid laminär strömning bryts ner i U-böjarna på kylbatteriets kortsidor, vilket förlänger den relativa längden på inloppssträckan för ett kylbatteri [5]. När propylenglykol används som köldbärare blir flödesregimen inuti rören ofta laminär eftersom denna vätska har relativt hög viskositet. Det finns flera olika metoder att förbättra värmeöverföringen vid laminära flöden [6]. Till att börja med kan tubens inneryta modifieras med olika former av ytråheter [7] eller interna flänsar [8]. Dessutom kan olika former av insatser som skapar sekundära flöden inne i tuben användas. Ett vanligt exempel på sådan insats är så kallade "twisted-tapes" [6]. Höga värmeövergångskoefficienter kan också erhållas vid laminära flöden om kanaler med små hydrauliska diametrar används, eftersom denna koefficient är proportionell mot inversen av den hydrauliska diametern.

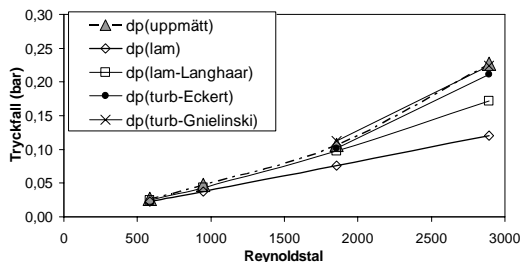
Det är nödvändigt med pålitliga termofysikaliska data för att kunna förutsäga prestanda för ett indirekt kylsystem. Melinder [9-11] har gjort omfattande undersökningar av olika köldbärare termofysikaliska egenskaper, såsom densitet, specifik värmekapacitet, värmeledningsförmåga och viskositet och sammanställt dessa i tabellverk.

Inledande försök med fullskaliga konventionella kylbatterier

I dessa inledande försök gjordes försök med ett kylbatteri i full skala med tre olika köldbärare; propylenglykol, Temper -20 och Hycool 20. Resultaten från försöken visade att det totala värmeövergångsmotståndet i kylbatteriet påverkades av vilken vätska som användes. Uppmätta värmeövergångskoefficienter (Nusselttal) och tryckfall på kylbatteriets vätskesida jämfördes med värden beräknade med hjälp av olika korrelationer. Bra överensstämmelse erhöles för värmeövergången för $Re < 1700$ med en korrelation enligt Gnielinski (se Ekvation 3 och Ekvation 4 i bilaga 3) [12] om det antogs att en ny inloppssträcka bildades efter varje rörkrök på kylbatteriets kortsida (se **Figur 1**). När det gäller tryckfallet blev överensstämmelsen mellan uppmätta och beräknade värden i det laminära området god om ett samband användes som tog hänsyn till de nya inloppssträckorna tryckfallsmässigt [13] (se **Figur 2**).



Figur 1. Uppmätt genomsnittligt Nusselttal på vätskesidan av B2 när propylenglykol, 39 %_w, används som köldbärare jämfört med värden beräknade med olika korrelationer.

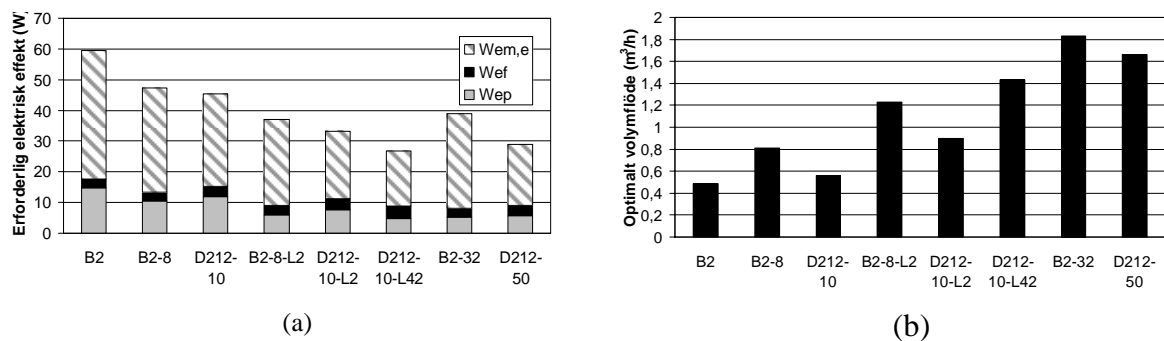


Figur 2. Uppmätt tryckfall på vätskesidan av B2 när Temper -20, används som köldbärare jämfört med värden beräknade med olika korrelationer.

Utveckling av modell för kylbatteri samt parameterstudie av kylbatteridesign

En beräkningsmodell skapades med hjälp av de korrelationer som gav bäst överensstämmelse med uppmätta data i de inledande försöken. Denna användes sedan i en parameterstudie, i vilken olika parametrar i kylbatteridesignen varierades, se Tabell 1. I de fall där avståndet mellan rörkrökarna, L_{tube} , hade minskats till exempelvis knappt en fjärdedel av det ursprungliga antogs det samtidigt att ett ursprungligt kylbatteri hade ersatts med fyra parallellkopplade mindre kylbatterier och så vidare. Resultaten visade att ett kylbatteris prestanda för en kyldiskapplikation kan förbättras genom att ersätta ett fullängdsbatteri med upp till fyra mindre parallellkopplade kylbatterier med kortare avstånd mellan rörkrökarna, eftersom den relativa längden på inloppssträckan ökas då. Dessutom förbättrades ett kylbatteris prestanda genom att öka antalet parallella slingor på vätskesidan. Ifall antalet parallella slingor var tillräckligt stort kunde dess prestanda även förbättras genom att minska tubdiametern.

De olika kylbatterigeometrierna jämfördes sinsemellan vid sin optimala driftpunkt. För det mest effektiva kylbatteriet låg denna inom det laminära området oavsett vilken köldbärare som användes. Dock visade det sig att det optimala köldbärarflödet var relativt högt för det mest effektiva kylbatteriet, vilket kan var en nackdel för resten av köldbärarsystemet i en livsmedelsbutik (se Figur 3). Nomenklatur och definitioner finns i bilaga 3 eller i referensen [1].



Figur 3. Erforderlig elektrisk effekt (a) och optimalt totalt volymflöde (b) för olika kylbatterier i kyldisk nummer 2 när propylenglykol, 39 %_{w,s}. Den minimala kompressoreffekten $\dot{W}_{em,min} = 753 \text{ W}$.

Tabell 1. Varierade parametrar för de utvärderade kylbatterierna

Kylbatteri-beteckning	D	d	p_l	p_t	n_l	n_t	L_{tube}	N	Antal kylbatterier
	mm	mm	mm	mm			mm		
B2	12.5	11.7	30.0	26.0	8	8	2250	4	1
B2-8	12,5	11.7	30.0	26.0	8	8	2250	8	1
D212-10	10.0	9.2	24.0	20.8	10	10	2250	10	1
B2-8-L2	12.5	11.7	30.0	26.0	8	8	1075*	8	2
D212-10-L2	10.0	9.2	24.0	20.8	10	10	1075*	10	2
D212-10-L42	10.0	9.2	24.0	20.8	10	10	500*	10	4
B2-32	12,5	11.7	30.0	26.0	8	8	2250	32	1
D212-50	10.0	9.2	24.0	20.8	10	10	2250	50	1

* Tublängden har minskats för att göra plats för de extra rörkrökarna (U-böjarna).

Fullskaleförsök med förbättrade konventionella kylbatterier

I parameterstudien användes vissa korrelationer för de mest effektiva kylbatterierna utanför de områden som hade verifierats i de inledande försöken. Därför utfördes ytterligare försök med ett kylbatteri som i stort sett hade samma design som D212-10-L42. Resultaten från dessa försök visade även de på god överensstämmelse med korrelationerna även utanför tidigare verifierade områden.

Utvärdering av olika förbättringstekniker

Den beräkningsmodell som användes i tidigare arbete kompletterades sedan med korrelationer för olika förbättringstekniker, nämligen twisted-tape-insatser (kontinuerliga och placerade med jämna mellanrum) och interna longitudinella flänsar. Med hjälp av modellen har sedan prestanda beräknats för kylbatterierna i Tabell 1. med de olika förbättringsteknikerna och resultaten har jämförts med de för kylbatterier med tomma och släta rör. Resultaten från beräkningarna visade att för det mest effektiva kylbatteriet, D212-10-L42, kunde den nödvändiga elanvändningen för ett visst kylbehov inte minskas nämnvärt med någon av de utvärderade förbättringsteknikerna. Värdet på det optimala köldbärarflödet blev dock betydligt lägre för ett kylbatteri med insatser eller flänsar, vilket kan vara en fördel för resten av köldbärarsystemet i en livsmedelsbutik.

Småskaleförsök med cirkulära rör med och utan insatser

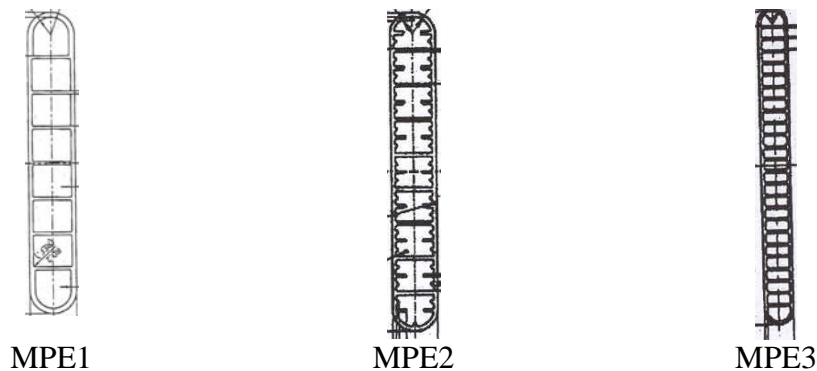
Småskaliga försök med cirkulära rör med och utan insatser gjordes av tre olika anledningar; att utveckla en mätmetodik för att mäta upp värmeövergångskoefficienter på insidan av ett rör, att undersöka förutsättningarna för att koppla ihop resultat från fullskaleförsök med kompletta kylbatterier med småskaleförsök med ett rör åt gången och att verifiera korrelationer från litteraturen för ”twisted-tape”-insatser.

Resultaten från försöken med rör utan insatser visade att den korrelation presenterad av Gnielinski [12], som tidigare hade gett bra överensstämmelse med uppmätta värden vid försöken med kompletta kylbatterier, underskattade värmeöverföringen i dessa försök. En förklaring till detta kan vara att den påtvingade konvektionen förstärks med fri konvektion i småskaliga försök och värmeöverföringen ökar. Bra överensstämmelse erhöles med en korrelation som även tog hänsyn till fri konvektion presenterad av Shome och Jensen [14]. Detta gör att viss försiktighet måste tillämpas då korrelationer från litteraturen utvecklade från småskaliga försök appliceras på kompletta värmeväxlare.

Bra överensstämmelse erhöles med de korrelationer för kontinuerliga ”twisted-tape”-insatser som hade använts i parameterstudien i föregående del av projektet, förutom för riktigt låga Reynoldstal då korrelationen underskattade värmeöverföringen något.

Småskaleförsök med MPE-tuber (multi port extruded)

Resultat från tidigare delar av projektet hade visat att för det hittills mest effektiva kylbatteriet presenterat i detta projekt, var det mest energieffektivt med en laminär flödesregim inuti rören oavsett vilken av de utvärderade vätskorna som användes. Därför var det intressant att gå vidare med att utvärdera möjligheten att använda vätskekanaler med små hydrauliska diametrar för att ytterligare förbättra energieffektiviteten. Tre olika så kallade MPE-tuber (multi port extruded) av aluminium med olika tvärsnittsgeometrier utvärderades därför experimentellt i småskaleförsök med en tub åt gången (se Figur 4).

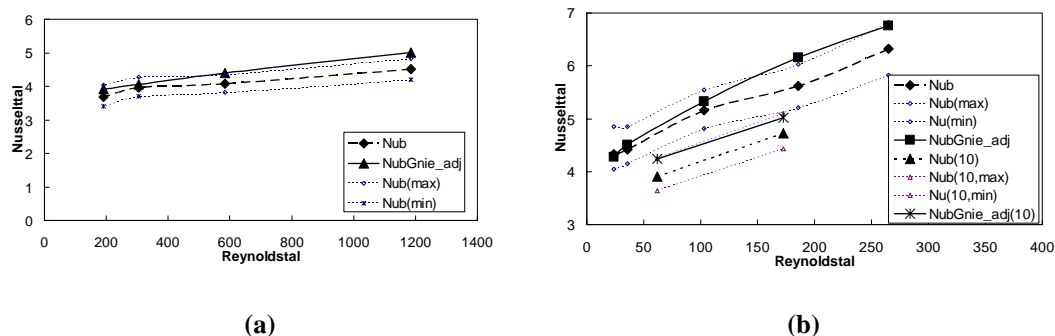


Figur 4. Tvärsnittsgeometri för de utvärderade MPE-tuberna

Resultaten från försök med MPE1 och vatten eller propylenglykol som köldbärare visar att värmeöverföringen kan förutsägas relativt väl med hjälp av Gnielinskis korrelation för laminära flöden och konstant temperatur som randvillkor (se Ekvation 3 och Ekvation 4 i bilaga 3) [12] om denna korrigerades för viskositetsvariationer. I Figur 5 visas sammanställningar av uppmätta och beräknade genomsnittliga Nusselttal för MPE1 när vatten respektive propylenglykol använts som köldbärare. Sambanden enligt Ekvation 3 och Ekvation 4 har använts för de beräknade värdena. De streckade linjerna visar den övre och undre gränsen för mätosäkerhetsintervallet för de uppmätta värdena. Som man kan se i figurerna ligger de beräknade värdena oftast inom gränserna för mätosäkerheten för de uppmätta värdena vilket innebär att värmeöverföringen kan förutsägas relativt väl med hjälp av de använda sambanden. När det gäller mätningarna med Hycool var överensstämmelsen något sämre.

När det gäller MPE2 hade denna tub inre ytförstoringar och därmed en betydligt mer komplicerad tvärsnittsgeometri jämfört med MPE1 (se Figur 4). Överensstämmelsen mellan uppmätta värden och värden beräknade med hjälp av Gnielinskis korrelation var inte lika god som fallet med MPE1, utan korrelationen överskattade värmeöverföringen. Vid beräkning av det genomsnittliga Nusselttalet hade vätskekanalerna i MPE2 approximerats med nio cirkulära kanaler med samma diameter som den hydrauliska diametern för MPE2s kanaler. Denna hade beräknats enligt Ekvation 5. Om ingen hänsyn togs till ytförstoringarna i MPE2 och vätskekanalerna stället antogs vara kvadratiska som i fallet med MPE1 underskattade dock korrelationen värmeöverföringsförmågan och det uppmätta

Nusselttalet blev ca 50 % större än det beräknade. När det gäller MPE3 gjordes liknande jämförelser som för MPE1 och resultaten visar på varierande men relativt god överensstämmelse mellan uppmätta Nusselttal och Nusselttal beräknade med Gnielinskis korrelationer (se Ekvation 3 och Ekvation 4 i Bilaga 3).



Figur 5. Uppmätta (Nub) och beräknade (NubGnie_adj) genomsnittliga Nusselttal för MPE1 och vatten (a) respektive propylenglykol (b) som köldbärare. Nub(min) anger undre gräns och Nub(max) anger övre gräns för mätosäkerhetsintervallet för de uppmätta värdena. För värdena i det vänstra diagrammet (a) och de övre värdena i det högra diagrammet (b) har köldbärarens medeltemperatur varit runt 0°C och för de undre (10) har den varit runt 10°C, medan vattnets medeltemperatur på tubens utsida var runt 21°C.

Utveckling av modell för kylbatteri bestående av MPE-tuber och veckade flänsar

För att bedöma förutsättningarna för att konstruera kompletta kylbatterier bestående av MPE-tuber och veckade flänsar på luftsidan, skapades en beräkningsmodell. Resultaten från de småskaliga försöken användes då för att beräkna värmeövergångsmotstånd och tryckfall på värmeväxlarnas vätskesida. När det gäller värmeväxlare med platta tuber och plana flänsar finns det ont om korrelationer och samband i litteraturen. Nusselttal för fullt utvecklat flöde i rektangulära spalter kan dock användas för att uppskatta värmeöverföringen i denna värmeväxlartyp. Detta antagande borde underskatta värmeöverföringen eftersom inloppssträckan upptar en relativt stor del av spaltdjupet. Beräkningar gjordes för ett antal antagna värmeväxlare med plana flänsar. Luftsidans andband gäller för torr luft utan kondensering av vattenånga. På samma sätt som i fallet med beräkningsmodellen för konventionella kylbatterier antogs den sensibla värmeövergångskoefficienten på luftsidan vara oförändrad vid driftsfall med kondensering av vattenånga jämfört med vid torra driftsfall. Samma optimeringskriterier som för de konventionella kylbatterierna användes (se referensen [1]).

Resultaten för några av de värmeväxlare som hade plana flänsar var lovande och borde vara relativt pålitliga. Avvikelserna när det gäller värmeöverföring borde

ligga på ”den säkra sidan”, eftersom antagandet om fullt utvecklat flöde underskattar denna. Parameterstudien ledde således fram till ett förslag på värmeväxlargeometri, benämnd VVX31(plain), vars dimensioner redovisas i Tabell 2 det visade sig vara mest gynnsamt med kvadratiska kanaler utan ytförstoringar på vätskesidan (MPE-tub 1) i denna värmeväxlare. Jämfört med det mest effektiva konventionella kylbatteriet, D212-10-L42, erfordrar denna värmeväxlare något lägre total eleffekt för det givna kylbehovet. Det optimala köldbärarflödet för värmeväxlaren VVX31(plain) var ungefär hälften så stort jämfört med den mest effektiva konventionella. Detta ger en större temperaturhöjning av köldbäraren då det passerar genom värmeväxlaren. Ett högt köldbärarflöde och liten temperaturhöjning kan vara en nackdel för resten av köldbärarsystemet i en livsmedelsbutik.

Fullskaleförsök med värmeväxlare bestående av MPE-tuber och veckade flänsar

För att verifiera resultaten från den ovan beskrivna modellen när det gäller värmeöverförings- och tryckfallsprestanda på luft- såväl som vätskesidan för värmeväxlare bestående av MPE-tuber och veckade lameller, utfördes försök med en komplett värmeväxlare av detta slag. Det var önskvärt att utföra försök med en värmeväxlare som liknade den benämnd VVX31(plain), men av ekonomiska och tidsmässiga skäl valdes dock en värmeväxlare vars design skilde sig en del. Den experimentellt utvärderade värmeväxlaren hade till exempel flänsar som var vågade i luftens riktning istället för plana flänsar. En stor del av verifieringen kunde dock ändå utföras. Den experimentellt utvärderade värmeväxlaren har kallats för MPE-VVX och dess design, i jämförelse med den för värmeväxlaren benämnd VVX31(plain), är beskriven i tabellen nedan.

Tabell 2. Dimensioner för värmeväxlare bestående av MPE-tuber och veckade flänsar

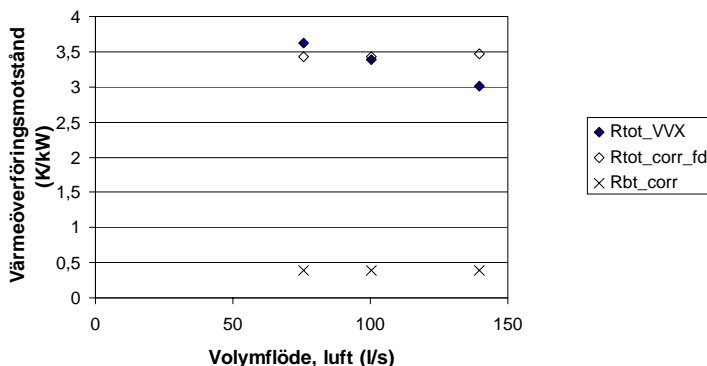
		MPE-VVX	VVX31(plain)
Fp (flänsavstånd)	mm	2,65	4
Fl (flänslängd)	mm	10,9	19
Td (tubbredd/djup)	mm	45	44
Våglängd	mm	15	-
Våghöjd	mm	?	-
Tp (tubavstånd)	mm	16,9	25
Deltaf (flänstjocklek)	mm	0,2	0,16
H (vvx-höjd)	m	0,332	0,25
B (vvx-bredd)	m	0,52	2,25
D (vvx-djup)	m	0,126	0,2
Tubeometri	-	MPE2	MPE1
Antal tubrader	-	2	4

Försöksutrustningen var i stort sett likadan som den som användes i fullskaleförsöken med förbättrade konventionella värmeväxlare och finns beskriven i referensen [1]. Försök utfördes med vatten och propylenglykol, 39 %_w, som köldbärare och med torr och fuktig luft. De utvärderade

flödesområdena på luft- och vätskesidan valdes så att de inkluderade resultaten från beräkningarna i den ovan beskrivna modellen.

Det totala uppmätta värmeövergångsmotståndet (R_{tot_VVX}) för två motströms seriekopplade korsströmsvärmväxlare beräknades. Sedan beräknades det förväntade värmeövergångsmotståndet på vätskesidan genom att använda resultaten från försöken med enstaka tuber. Det förväntade värmeövergångsmotståndet på värmväxlarens luftsida beräknades liksom i den ovan beskrivna modellen genom att anta fullt utvecklat laminärt luftflöde i kanalerna mellan tubvägg och flänsar (även om detta borde överskatta motståndet).

Med hjälp av en serie mätningar med konstant luftflöde och varierat köldbärarflöde verifierades det att värmeövergångsmotståndet på värmväxlarens vätskesida kunde uppskattas på samma sätt som i den ovan beskrivna modellen. I Figur 6 nedan visas en jämförelse för en serie mätningar där vätskeflödet har hållits konstant och luftflödet varierats. Vid det högre luftflödet är det totala uppmätta värmeöverföringsmotståndet (R_{tot_VVX}) lägre jämfört med det beräknade ($R_{tot_corr_fd}$), vid det mellersta flödet är värdena ungefär desamma och vid det lägre luftflödet är det uppmätta totala motståndet högre. Detta kan tyda på att hela den värmeöverförande ytan inte utnyttjas i värmväxlaren, åtminstone inte vid det lägre flödet (R_{bt_corr} motsvarar motstånd på vätskesida samt genom tubvägg).



Figur 6. Uppmätta och beräknade värden på värmeöverförings- och värmeövergångsmotstånd för en värmväxlare bestående av MPE-tuber och veckade flänsar (se förklaringar i texten ovan). Konstant vätskeflöde och varierat luftflöde.

Försök gjordes även med fuktig luft och utfällning av vattenånga. I konventionella kylbatterier är den sensibla (temperaturförändringsmässiga) värmeövergångskoefficienten relativt oförändrad vid utfällning av vattenånga [15, 16]. I denna värmväxlare visade sig dock den sensibla värmeövergångskoefficienten på luftsidan påverkas (försämrats) relativt mycket, särskilt vid låga lufthastigheter. Även vid högre luftflöden var dock den sensibla såväl som den totala (inklusive fuktutfällning) värmeövergångskoefficienten lägre än den förväntade vid fullt utvecklat laminärt flöde på luftsidan. Detta tyder på att

kondensvattnet inte rinner av värmeväxlarytorna tillräckligt snabbt och en viss vattenmängd ansamlas då i luftkanalerna. Denna värmeväxlare hade flänsar som var vågade i luftens riktning. Dessa vågor verkar inte leda till förbättrad värmeöverföring jämfört med plana flänsar vid de aktuella luftflödena vid de torra driftfallen. Vid de fuktiga driftfallen leder de dessutom eventuellt till att större vattenmängd ansamlas i värmeväxlaren jämfört med om de varit plana. Vid försöken var värmeväxlaren placerad så att luftflödet var i stort sett horisontellt (enbart 2-3% lutning nedåt). Med ökad lutning och plana flänsar skulle eventuellt tillfredställande kondensavrinning kunna erhållas. Försök gjordes även med propylenglykol, 39%_w, som köldbärare vid olika vätskeflöden och liknande resultat erhöles då som de som presenteras för vatten.

Strömningsrelaterad korrosion

Under projektets gång har problemet med strömningsrelaterad korrosion hållits under bevakning genom kontakter med branschen och genom att följa vad som har skrivits i olika branschtidskrifter. Det är ingen tvekan om att det ibland är problem med korrosion i många köldbärarsystem där köldbäraren består av vattenlösning av organiska salter. Huruvida denna korrosion är strömningsrelaterad eller beror på andra orsaker såsom dåliga materialval, att systemen inte är täta etc är oklart. Det finns dessutom exempel på köldbärarsystem som är fyllda med en köldbärare bestående av en vattenlösning av organiska salter som fungerar väl utan några problem med korrosion.

För att korrosion ska kunna förekomma krävs att elektroner lätt kan vandra mellan de ställen där dessa reaktioner äger rum. Metaller är som bekant bra elektriska ledare, vilket även är anledningen till att metaller har stor benägenhet att korrodera. Dessutom krävs det att det korroderande materialet är i kontakt med en ledande vätska. Vätskor som innehåller joner i lösning är ledande, vilket alla vattenbaserade köldbärare gör i större eller mindre utsträckning. Det krävs även att ett oxidationsmedel finns närvarande för att korrosion ska kunna äga rum. I köldbärarsystem är det nästan uteslutande syre (O₂) löst i vätskan som är oxidationsmedel. Därför är det väldigt viktigt att avlägsna syre från köldbärarvätskan. Vanliga typer av korrosion som kan förekomma i köldbärarsystem är allmän korrosion, galvanisk korrosion, lokal korrosion och strömnings- eller erosionskorrosion.

En del material är känsliga för strömmande medier. Detta gäller särskilt för koppar, vilket är ett vanligt material i köldbärarsystem. Anledningen är att de korrosionsprodukter som bildas på ytan och skyddar metallen mot korrosion är vattenlösliga. Ökas flödes hastigheten kommer dessa forslas bort, metallytan blottläggas och korrosions hastigheten öka. Om vätskan har hög ledningsförmåga, vilket många köldbärarvätskor har, blir det skyddande oxidskiktet (korrosionsprodukterna) porösare och får sämre vidhäftning på ytan, vilket medför att risken för strömningskorrosion ökar.

Strömningskorrosion och erosionskorrosion används ofta synonymt, men i strikt mening förutsätter erosionskorrosion förekomst av fasta partiklar i vätskan. Dessa partiklar slipar på mekanisk väg metallen eller dess skyddande skikt av korrosionsprodukter så att korrosionshastigheten ökar. Även fria luftbubblor kan leda till erosion och risken för erosionskorrosion ökar i takt med att vätskans flödes hastighet ökar. Strömnings- och erosionskorrosion förekommer ofta samtidigt eftersom den första korrosionstypen leder till att det finns fasta partiklar i vätskan. För att undvika strömnings- och erosionskorrosion är det viktigt att köldbärarsystemen är väl rengjorda och avluftade samt att flödes hastigheten inte är för hög. Särskilt gäller detta för värmeväxlare som har kopparrör med små dimensioner och 180° rörböjar på kortsidorna.

De förslag på värmeväxlargeometrier som framkommit under detta projekt har alla låga hastigheter på vätskesidan. Eftersom värmeväxlarna är utformade och optimerade för laminära vätskeflöden är det inte nödvändigt att eftersträva turbulent flöde och därmed höga hastigheter. Risken för problem med strömningsrelaterad korrosion bedöms därför vara liten. Däremot måste åtgärder vidtas för att minimera risken för de andra typerna av korrosion även i dessa värmeväxlare, särskilt då köldbärare bestående organiska salter används.

Energi-, miljö- och industriell relevans

Genom att tillämpa resultaten från detta projekt kan elanvändningen och den indirekta miljöbelastning som elproduktion ger upphov till minskas. Effektivare indirekta system gör dessa system mer konkurrensfördelaktiga gentemot direkta system och direkta miljövinster kan då göras genom minskad hantering av köldmedier vid övergång till indirekta system. En stor mängd elenergi används varje år av vertikala kyldiskar och kylbatteriet är en nyckelkomponent i dessa. Dessutom ökar behovet av komfort- och apparatkyla ständigt och effektivare kylbatterier i dessa system skulle leda till att elanvändningen för detta ändamål inte ökar mer än nödvändigt. Indirekta kylsystem har stora möjligheter att utnyttja olika former av frikyla och därmed minska drivenergibehovet till kylkompressorer. Indirekta kylsystem ger också stor flexibilitet vid val av köldmedium och bra förutsättningar för att driva kylanläggningar med så liten mängd köldmedium som möjligt.

Indirekta system är idag vanliga i Sverige och det finns här jämförelsevis mycket erfarenhet och god kunskap om hur de ska byggas och drivas. Intresset för indirekta system börjar bli större på andra håll i världen också, vilket förhoppningsvis kommer att leda till en fördel för svensk industri och näringsverksamhet som på så sätt får möjlighet att sälja såväl kompetens, som utrustning och material. Den industriella relevansen för detta forskningsprojekt har huvudsakligen säkrats genom medverkan av ett antal industriföretag som förutom att bidra med materiel och utrustning har fungerat som en referensgrupp.

Examina

Caroline Haglund Stignor avlade licentiatexamen den 22 oktober 2002. Till grund för denna examen låg det forskningsarbete som hittills hade utförts i projektet. Resterande delar av forskningsarbetet planeras att användas som underlag för en kommande doktorsexamen. Denna examen förutsätter dock fortsatt finansiering.

Internationell samverkan

Resultat från detta projekt och ett liknande projekt [3-5] som har bedrivits på University of Illinois Urbana-Champaign har utbyttts och diskuterats under projektets gång. Ett besök har även gjorts på det aktuella laboratoriet på University of Illinois Urbana-Champaign i samband med en konferens.

Slutsatser och diskussion

Slutsatserna från projektets första del som behandlade konventionella kylbatterier listas i punkterna nedan.

- I ett konventionellt kylbatteri kan värmeöverföringen på vätskesidan för $Re < 1700$ förutsägas väl med hjälp av Gnielinskis korrelation (Ekvation 3 och Ekvation 4) [12] för laminära, termiskt utvecklande flöden om det antas att en ny inloppssträcka bildas efter varje rörkrök. Dessa inloppssträckor måste även beaktas när tryckfallet beräknas.
- Med de optimeringskriterier som har använts för en kyldiskapplikation kan ett kylbatteri bli mer effektivt genom att ersätta ett fullbredds batteri med upp till fyra mindre parallellkopplade kylbatterier med kortare avstånd mellan rörböjarna. Effektiviteten kan även förbättras genom att öka antalet parallella slingor på vätskesidan. För ett kylbatteri med ett tillräckligt stort antal parallella slingor kan kylbatteriet göras mer effektivt genom att minska tubdiametern och öka antalet tuber.
- Optimal drift när det gäller framledningstemperatur och flöde på vätskesidan beror på kylbatterigeometri, val av köldbärare och kylbehov. För det mest effektiva konventionella kylbatteriet motsvarar optimal drift ett laminärt vätskeflöde oavsett vilken vätska som används.
- Användandet av olika förbättringstekniker på vätskesidan såsom ”twisted-tapes” eller interna longitudinella flänsar kan leda till förbättrad effektivitet i en kyldiskapplikation om flödesvägen (totala tublängden) i batteriet är tillräckligt kort. Den största fördelen som dessa

förbättringstekniker ger är dock att de optimala vätskeflödena blir lägre, vilket kan vara en fördel för resten av köldbärarsystemet.

När det gäller projektets senare delar, det vill säga, försöken och beräkningarna med MPE-tuber samt kompletta värmeväxlare bestående av MPE-tuber och veckade flänsar, kan följande slutsatser dras.

- Värmeöverföringen på vätskesidan kan för MPE1 (den med kvadratiska kanaler utan ytförstoringar) förutsägas med hjälp av samma korrelation presenterad av Gnielinski [12] som användes för de konventionella kylbatterierna.
- För en komplett värmeväxlare bestående av MPE-tuber och veckade flänsar erbjöd enligt beräkningarna i parameterstudien MPE1-geometrin bäst effektivitet för en kyldiskapplikation. En värmeväxlargeometri med plana flänsar föreslås.
- Försöken från en komplett värmeväxlare bestående av MPE-tuber och veckade flänsar visar att värmeöverföring kan förutsägas relativt väl vid torra driftsfall, men drift vid förhållanden med fuktutfällning behöver studeras ytterligare för att säkerställa avrinningen av kondensvatten.

Strömningsrelaterad korrosion borde inte vara något problem för de värmeväxlargeometrier som föreslås i denna rapport, eftersom hastigheterna på vätskesidan är låga jämfört med vad som är brukligt i konventionella kylbatterier i kyldiskar. Dock måste åtgärder vidtas för att undvika eller minimera andra former av korrosion såsom exempelvis allmän, lokal och galvanisk korrosion.

Målsättningen med projektet var att ta fram förslag på hur kylbatteridesignen kan förändras för att förbättra dess prestanda vid kylning med hjälp av köldbärare i indirekta system. Resultaten från projektet leder fram till förslag på hur kylbatterier kan effektiviseras. Det mest effektiva konventionella kylbatteriet (D212-10-L42) som presenteras i denna studie kan ge erforderlig kyleffekt vid betydligt högre framledningstemperatur jämfört med ett traditionellt kylbatteri och ger upphov till ett betydligt lägre tryckfall. Den högre framledningstemperaturen gör att det med stor sannolikhet kan köras utan att påfrysning sker och därmed kan avfrostning undvikas.

Syftet med projektets senare delar var att undersöka förutsättningarna att frångå tekniken med flänsade rör och konstruera kylbatterier på andra sätt. Det förslag på värmeväxlare bestående av MPE-tuber och veckade flänsar som presenteras i denna studie (VVX31_plain) ger även det tillräckliga kyleffekt vid en jämförelsevis hög framledningstemperatur och lågt köldbärarflöde.

Försöken med MPE-värmeväxlaren verifierade vissa delar av beräkningsmodellen för denna typ av värmeväxlare, såsom värmeöverföringen på vätskesidan och på luftsidan vid drift utan kondensutfällning. Projektets huvudsakliga syfte var att

undersöka olika metoder att förbättra värmeöverföringen på vätskesidan vid indirekt kylning med köldbärare. De förändringar som gjordes för att effektivisera konventionella kylbatterier innebar relativt små förändringar på luftsidan. Övergången från kylbatterier bestående av flänsade rör till värmeväxlare bestående av MPE-tuber och veckade flänsar på luftsidan innebär däremot stora förändringar på luftsidan. Eftersom en stor del av värmeöverföringsmotståndet ligger på luftsidan måste denna hela tiden beaktas så att förbättring på vätskesidan inte leder till en försämring på luftsidan. Det kvarstår en del arbete för att komma fram till en konstruktion där avrinningen av kondensvatten fungerar tillfredsställande så att värmeöverföringen blir tillräckligt bra vid ett inte alltför högt tryckfall.

Fjärrkyla

Den applikation som i första hand beaktats i denna studie för kylbatterierna är då de är placerade i kyldiskar i livsmedelsbutiker. Anledningen är att detta är en vanligt förekommande applikation för indirekt kylda kylbatterier, eftersom indirekta kylsystem blir allt vanligare i livsmedelsbutiker. Resultaten kan dock även användas i andra typer av applikationer, såsom till exempel i system där fjärrkyla används för att kyla luften i ett luftkonditioneringssystem. De föreslagna geometrierna för kylbatterier och MPE-värmeväxlare leder, eftersom de är utformade för laminära flöden, till låga tryckfall på vätskesidan, vilket kan minska den nödvändiga pumpenergin. En värmeväxlare bestående av platta MPE-tuber ger dessutom upphov till ett lägre tryckfall på luftsidan jämfört med ett konventionellt kylbatteri med runda tuber, förutsatt att avrinningen av kondensvatten fungerar tillfredsställande. I ett luftkonditioneringssystem är detta viktigt eftersom luften ofta passerar denna värmeväxlare under hela året, det vill säga även under tider då det inte finns något kylbehov.

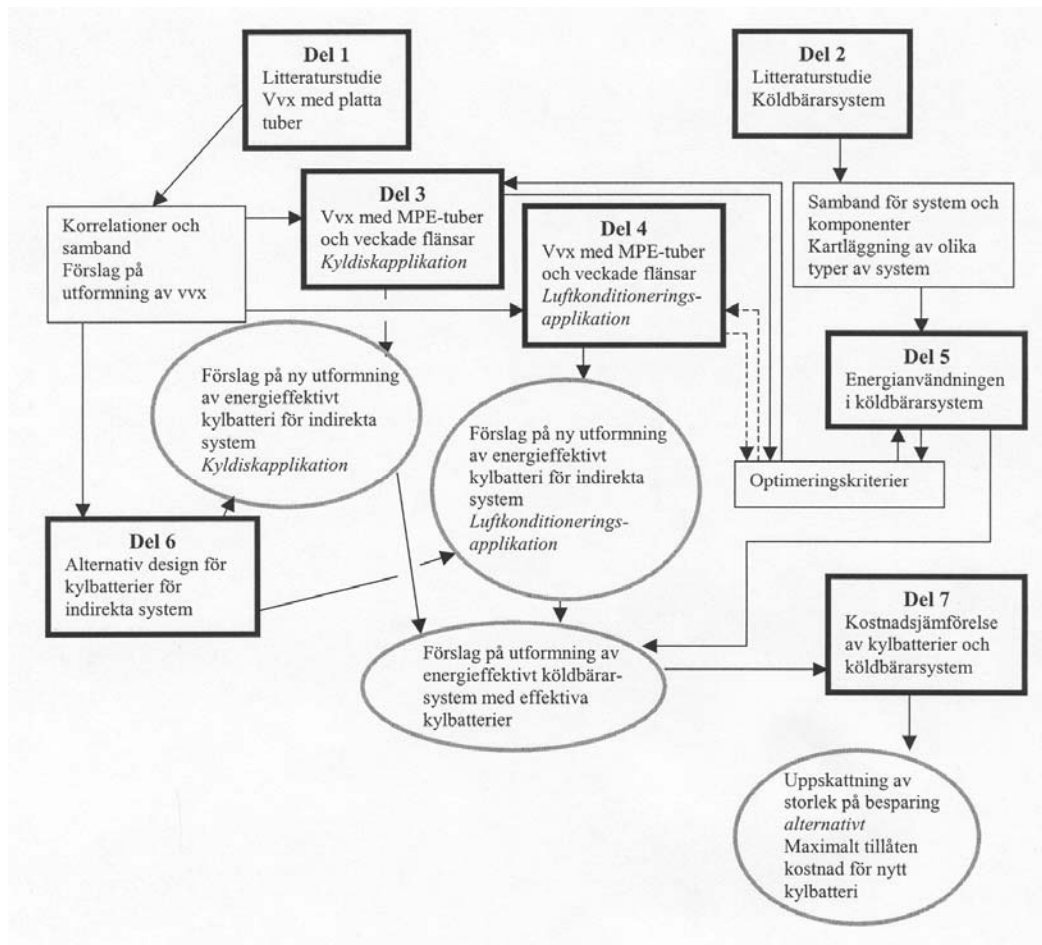
De föreslagna geometrierna för kylbatterier och MPE-värmeväxlare gör att temperaturskillnaden mellan inkommande vätska och utgående luft i en kyldiskapplikation kan vara betydligt mindre jämfört med då ett traditionellt kylbatteri används. Även om inte fjärrkyla kan användas till alla varugrupper i en livsmedelsbutik om köldbäraren är vatten, ökar förutsättningarna att använda den till vissa varugrupper om kylbatterierna görs mer effektiva. Detta skulle kunna bli aktuellt om fjärrkyla redan används i butiken, exempelvis för att kyla kylmaskinernas kondensorer samt till luftkonditioneringen sommartid. Fjärrkyla skulle då exempelvis kunna användas för att kyla diskar med frukt och grönsaker och till att kyla luften i delar av butiken med lägre omgivningstemperatur, så kallade kyltorg.

Fortsatt arbete

En fortsättning på det redovisade projektet ”Det energieffektiva kylbatteriet” planeras. Fortsättningsprojektet har titeln ”Energieffektiva kylbatterier och köldbärarsystem”. Arbetet med detta projekt har påbörjats. Till att börja med ska det i fortsättningsprojektet undersökas, såväl beräkningsmässigt som experimentellt, hur värmeväxlare med platta tuber och veckade flänsar ska utformas för att minimera energianvändningen för indirekta system med köldbärare i vätskefas. Till skillnad från det föregående projektet, där vätskesidan studerades i första hand, kommer fokus i detta projekt att vara på luftsidan av värmeväxlaren. Ett förväntat resultat är att komma fram till vilken typ av flänsar (plana, vågade, ”louvered” etc) som lämpar sig bäst för olika applikationer samt hur värmeväxlaren ska konstrueras för bästa kondensavrinning. Dessutom ska en bedömning göras av hur en sådan värmeväxlare skulle fungera i ett kylsystem med förångande koldioxid som köldbärare. Den huvudsakliga applikationen är även i detta projekt kyldiskapplikationen. Denna applikation ger på grund av jämförelsevis låga flödes hastigheter på såväl luft- som vätskesidan annorlunda förutsättningar för en värmeväxlare jämfört med andra vanliga värmeväxlarapplikationer. I projektet kommer även undersökningar göras av hur värmeväxlare med platta tuber och veckade flänsar bör utformas för luftkonditioneringsapplikationer för bästa energieffektivitet. Denna applikation skiljer sig en del från kyldiskapplikationen, men det finns som nämns ovan (Slutsatser och diskussion) goda förutsättningar för den här typen av värmeväxlare även här.

Energianvändningen för hela köldbärarsystemet ska också studeras, dels för att undersöka vilka krav olika typer av kylbatterier ställer på det övriga systemet men dessutom för att få en uppfattning om hur olika optimeringskriterier påverkar kylbatteriets utformning. En helhetssyn på energianvändningen för hela köldbärarsystem ger dessutom möjlighet att jämföra olika typer av system med varandra samt att studera effekten av att använda sig av olika köldbärarvätskor, olika typer av pumpar och studera hur värmeväxlare i kyldiskar bör kombineras med värmeväxlare i vätskekyllaggregaten för att minimera den totala elanvändningen. Avslutningsvis ska LCC-kostnaden för olika typer av kylbatterier och system uppskattas.

Figur 7 nedan beskriver hur de olika projektdelarna är kopplade till varandra.



Figur 7. Projektplan för projektet "Energieffektiva kylbatterier och köldbärarsystem".

Referenser

1. Haglund Stignor, C, *Liquid Side Heat Transfer and Pressure Drop in Finned-Tube Cooling-Coils, Thesis for the degree of Licentiate of Engineering*. 2002, Lund Institute of Technology: Lund, Sweden. 97 p.
2. Haglund Stignor, C, *Det energieffektiva kylbatteriet, Slutrapport - utökad version*. 2004, SP Sveriges Provnings- och Forskningsinstitut: SP-AR 2004:06. Borås
3. Mao, Y, W. Terrell, J, and Hrnjak, P. *Performance of a display case at low temperatures refrigerated with R404A and secondary coolants*. in IIF-IIR - Commission D1, D2/3. 1998. Cambridge, UK: International Institute of Refrigeration.
4. Hrnjak, P S. *Heat transfer issues in laminar flow of single-phase secondary refrigerants through the pipes*. in Workshop IEA Annex 26. 2000. Stockholm, Sweden.
5. Hong, S H and Hrnjak, P S, *Heat transfer in thermally developing flow of fluids with high Prandtl numbers preceding and following U-bend*. 1999, Air Conditioning and Refrigerating Center, University of Illinois: (217) 333-3115. Urbana, USA. 154 p.
6. Bergles, A E and Joshi, S D. *Augmentation techniques for low Reynolds number in-tube flow*. in Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers. Proceedings of the 4th NATO Advanced Study Institute on Heat Transfer. 1983. Ankara, Turkey: Hemisphere Publishing Corporation, Eds. Kakac, S et al: pp. 695-720.
7. Smith, J W and Gowen, R A, *Heat transfer efficiency in rough pipes at high Prandtl Number*. AIChE Journal, 1965. **11**: pp. 941-943.
8. Soliman, H M and Feingold, A. *Analysis of heat transfer in internally finned tubes under laminar flow conditions*. in Proceeding of the 6th International Heat Transfer Conference. 1978. Toronto, Canada: Hemisphere Publishing Corporation: pp. 571-576.
9. Melinder, Å. *Heat transfer and other characteristics of low temperature liquid secondary refrigerants*. in Proceeding of IIR (IIF) Conference "Heat transfer issues in natural refrigerants", Commission B1, with E1 & E2. 1997. College Park, USA: pp. 150-159.
10. Melinder, Å, *Thermophysical properties of liquid secondary refrigerants - tables and diagrams for the refrigeration industry*. 1997, Paris, France: International Institute of Refrigeration
11. Melinder, Å, *Thermophysical properties of liquid secondary refrigerants - Charts and tables, Handbook No 12 of the Swedish Society of Refrigeration*. Second ed. 1997, Stockholm, Sweden: Swedish Society of Refrigeration
12. Gnielinski, V, *Zur Wärmeübertragung bei laminarer Rohrströmung und konstanter Wandtemperatur*. Chemieingenieurtechnik, 1989. **61**(2): pp. 160-161.
13. Langhaar, H L, *Steady flow in the transition length in a straight tube*. Journal of Applied Mechanics, 1942. **9**: pp. A55-A58.

14. Shome, B and Jensen, M K, *Mixed convection laminar flow and heat transfer of liquids in isothermal horizontal circular ducts*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1995. **38**(11): pp. 1945-1956.
15. Wang, C-C, *Recent progress on the air-side performance of fin-and-tube heat exchangers*. International Journal of Heat Exchangers, 2000. **1**(1): pp. 49-76.
16. Mirth, D R and Ramadhyani, S, *Correlations for predicting the air-side Nusselt numbers and friction factors in chilled-water cooling coils*. Experimental Heat Transfer, 1994. **7**(2): pp. 143-162.

Bilaga 1: Deltagande parter

Caroline Haglund Stignor SP Sveriges Provnings- och Forskningsinstitut, Energiteknik Box 857 501 15 BORÅS caroline.haglund.stignor@sp.se	
Bengt Sundén Lunds tekniska högskola Institutionen för värme- och kraftteknik Avdelningen för värmeöverföring Box 118 221 00 LUND bengts@emvox2.vok.lth.se	Daniel Eriksson Lunds tekniska högskola Institutionen för värme- och kraftteknik Avdelningen för värmeöverföring Box 118 221 00 LUND Daniel.Eriksson@vok.lth.se
Per Fahlén Chalmers Tekniska Högskola Installationsteknik 412 96 GÖTEBORG per.fahlen@hvac.chalmers.se	
Åke Ljung Coiltech AB 614 81 SÖDERKÖPING ake.ljung@se.abb.com	Lars Ståhl Coiltech AB 614 81 SÖDERKÖPING lars.m.stahl@flaktwoods.com
Mats Strömblad Alfa Laval AB Box 74 221 00 LUND mats.stromblad@alfalaval.com	Claes Stenhede Alfa Laval AB, Italien claes.stenhede@alfalaval.com
Roger Rosander Temper Technology AB Iberovägen 2 374 50 HINDÅS roger.rosander@aspen.se	
Dickie Kristiansson Grundfos AB Box 63 424 22 ANGERED dkristiansson@grundfos.com	

<p>Jim Almgren Hydro Formates Box 908 731 29 KÖPING jim.almgren@hydro.com</p>	<p>Bengt Bredberg Hydro Formates Ventilationskyl AB Rostagatan 11F 703 41 ÖREBRO bredberg@mbox301.swipnet.com</p>
<p>Jostein Braaten Norsk Hydro ASA, Hydro Formates P.O. Box 2516 N-3907 PORSGRUNN Norge jostein.braaten@hydro.com</p>	
<p>Arvid Espedal Hydro Alunova AB Aavedvej 7 DK-6240 LÖGUM KLOSTER Danmark Arvid.Espedal@hydro.com</p>	<p>Robert Bonnichsen Hydro Alunova AB Aavedvej 7 DK-6240 LÖGUM KLOSTER Danmark Robert.Bonnichsen@hydro.com</p>
<p>Torbjörn Thoresson Refcon AB Tågagatan 62 254 41 HELSINGBORG tt@refcon.se</p>	
<p>Anders Tvärne Svensk Fjärrvärme 101 53 Stockholm anders.tvarne@fjarrvarme.org</p>	<p>Henrik Feldhusen Svensk Fjärrvärme 101 53 Stockholm henrik.feldhusen@fjarrvarme.org</p>
<p>Niklas Rindhagen Wica Cold AB Box 63 340 30 VISLANDA niklas.rindhagen@wica.se</p>	
<p>Göte Karlsson Wilo AB Box 3024 350 33 VÄXSJÖ gote.karlsson@wilo.se</p>	

Bilaga 2: Spridning av resultat

- Litteraturstudie (En ickeofficiell arbetsrapport har delats ut till projektgruppen. En del av denna litteraturgenomgång finns redovisad i licentiatavhandlingen, se nedan. Resterande delar kommer att presenteras i en kommande doktorsavhandling.)
- Haglund, C and Fahlén, P. Jämförelse av metoder för att förbättra värmeöverföring och tryckfall i köldbärarkylda kylbatterier med laminära vätskeflöden (In Swedish). i Proceedings of the Nordic conference "16. Nordiske kølemøde, 9. Nordiske varmepumpedage". 2001. Copenhagen, Denmark: pp. 263-272.

Sammanfattning

Köldbärarkylda kylbatterier i kyl- och frysapplikationer har på senare tid blivit vanliga på grund av de stora omställningar som skett beträffande kraven på syntetiska köldmedier. Dessa kylbatterier är ofta utformade som flänsbatterier med aluminiumflänsar på expanderade kopparrör och har ursprungligen tagits fram för direktförångning. Eftersom många av dagens köldbärare har hög viskositet vid låga temperaturer blir strömningen i rören ofta laminär med dålig värmeöverföring som följd.

I denna litteraturstudie diskuteras förutsättningarna för värmeöverföring i relation till tryckfall för ett antal köldbärare samt olika passiva metoder för att förbättra värmeöverföringen vid flöden inom det laminära området eller omslagsområdet. Vid laminära flöden blir godhetstalet, vilket anger förhållandet mellan överförd värmeeffekt och erforderlig pumpeffekt, för de flesta köldbärare upp till tio gånger högre jämfört med vid turbulenta flöden. Om värmeöverföringen i kylbatterier förbättras för laminära flöden kan framledningstemperaturen höjas samtidigt som pumparbetet i indirekta kylsystem kan hållas lågt.

Passiva metoder för att förbättra värmeöverföringen vid laminära flöden innefattar olika insatser i rören, exempelvis så kallade "twisted tapes", eller ytmodifieringar av rörens innerytor, såsom flänsar eller andra former av upphöjningar i kanalerna. Rörens inlopp kan också modifieras för att förlänga längden på sträckan innan gränsskikten är fullt utbildade och på så sätt förbättra värmeöverföringen. Ett annat sätt att hindra tillväxten av gränsskikten är att använda kanaler med böjar eller krökar så att självoscillerande sekundära flöden bildas.

Höga värmeöverföringskoefficienter kan även fås i kanaler med små hydrauliska diametrar. Ett antal studier av värmeöverföring och tryckfall i så kallade "mikrokanaler" och "multipassagekanaler" har gjorts. Dock har få studier gjorts där värmeöverföringen och tryckfallet för olika

tubgeometrier med olika hydrauliska diametrar jämförs, trots att förutsättningen till ännu bättre godhetstal för värmeöverföring i relation till pumparbete finns för exempelvis smala spalter.

- Haglund, C and Fahlén, P. Det energieffektiva kylbatteriet. in Dokumentation från den första eff-Sys-dagen. 2001. Kungliga Tekniska Högskolan, Stockholm.
- Haglund, C; Fahlén, P; Sundén, B and Eriksson, D. Det energieffektiva kylbatteriet. in Dokumentation från den andra eff-Sys-dagen. 2002. Kungliga Tekniska Högskolan, Stockholm.
- Haglund, C; Fahlén, P; Sundén, B and Eriksson, D. Improvement of conventional indirect cooling-coils for display cabinets - theory and experiments. in New Technologies in Commercial Refrigeration. 2002. Urbana, IL, USA: International Institute of Refrigeration: pp. 122-131.

Abstract

Experiments have been carried out with full-scale indirect conventional cooling-coils aimed for display cabinets. Heat transfer and pressure drop performance on the liquid side for three different one-phase secondary refrigerants have been studied and compared to predictions by existing correlations. Thereafter, appropriate correlations and assumptions have been used to create a calculation model. This model was used in a parameter study where the effect of changing the cooling-coil geometry was investigated. Optimising criteria for a display cabinet application have been stated and for such criteria it was found that the overall efficiency of a cooling-coil could be improved by reducing the length between the U-bends of the cooling-coil. This is due to the fact that the boundary layers are destroyed and a new entrance length is formed after each U-bend. However, these entrance lengths must be accounted for when predicting the pressure drop as well.

- Haglund, C; Fahlén, P; Sundén, B and Eriksson, D. Enhancement of the performance of indirect cooling-coils for display cabinets. in Zero Leakage - Minimum Charge, IIR/IIF. 2002. Stockholm, Sweden: Pridasawas, W. and Palm, B. (Editors): pp. 263-270.

Abstract

Different ways to improve cooling-coils served with liquid secondary refrigerants in display cabinet applications are studied by using a calculation model. The correlations used in this model for plain tubes have been verified in experiments on full-scale cooling-coils in previous research work. Correlations from the literature for enhanced tubes, i.e. tubes with continuous or regularly spaced twisted-tape inserts or longitudinal internal fins, are then added to the model. Optimising criteria for a display cabinet application are stated. The results show that for such criteria twisted-tape inserts or internal fins can improve the performance

of a cooling-coil if the liquid flow path (total tube length) is sufficiently short. In such a case, the improved performance is achieved at a lower liquid volume flow, which might be an advantage for the rest of the cooling system in a supermarket.

- Haglund Stignor, C, Liquid Side Heat Transfer and Pressure Drop in Finned-Tube Cooling-Coils, Thesis for the degree of Licentiate of Engineering. 2002, Lund Institute of Technology: Lund, Sweden. p. 97 p.

Abstract

The purpose of this study is to investigate how the heat transfer performance of conventional cooling-coils can be improved, primarily in order to reduce the use of electric energy. There are many applications for cooling-coils. One of particular interest is cooling of the air in display cabinets. The reason is that new regulations regarding use of synthetic refrigerants have led to an increasing use of indirect cooling by means of liquid secondary refrigerants in supermarkets, especially in the Nordic countries. This means that instead of evaporation taking place in the cooling-coil tubes, a liquid that is circulated out to the display cabinets from a central chiller does the cooling. In this case the liquid side heat transfer resistance is much higher compared to the case of evaporation, especially if the flow is laminar.

In the research work presented in this thesis, different ways to improve the performance of indirectly cooled cooling-coils have been investigated both experimentally and in theoretical parameter studies. To start with, full-scale experiments with conventional cooling-coils aimed for display cabinets were performed. Heat transfer and pressure drop performance on the liquid side for three different single-phase secondary refrigerants were studied and compared to predictions by existing correlations. Thereafter, appropriate correlations and assumptions were used to create a calculation model. This model was then used in a parameter study where the effect of changing the cooling-coil geometry was investigated. Optimising criteria for a display cabinet application were stated aiming at reducing the amount of electric energy used by the chiller, the liquid pumps and the fans of the display cabinet. For such criteria it was found that the overall efficiency could be improved by increasing the number of parallel loops (or circuits), by reducing the tube diameter and by reducing the length between the U-bends of the cooling-coil. The latter is due to the fact that the boundary layers are destroyed and a new entrance length is formed after each U-bend. In addition it has been shown that optimal operation regarding liquid flow rate and inlet temperature to the cooling-coil is strongly dependent on the cooling-coil geometry and choice of secondary refrigerant. However, it was found that for the most efficient cooling-coils presented in this thesis, optimal operation for display cabinet applications corresponded to the laminar flow regime.

In the next step of the research work, the calculation model used in the parameter study for conventional cooling-coils was complemented with correlations for different enhancement techniques for laminar flow, such as continuous and regularly spaced twisted-tape inserts and longitudinal internal fins. The model was then used to investigate whether the cooling-coil performance could be improved further by application of any of these enhancement techniques. The results showed that this was the case if the liquid flow path (total tube) length of the cooling-coil is sufficiently short, but the improvements are moderate. However, the moderately better or equal performance is achieved at a lower liquid flow rate, which might be an advantage for the rest of the cooling-system of the supermarket.

Finally, small-scale experiments on a single-tube including a U-bend were carried out for the purpose of verification of correlations. One important finding was then that when using correlations developed in small-scale experiments for prediction of the heat transfer performance of a complete cooling-coil, the effect of free convection must be considered.

- Haglund Stignor, C; Fahlén, P; Sundén, B and Eriksson, D. Optimal operation for cooling-coils for display cabinets in secondary loop refrigeration systems. in International Congress of Refrigeration. 2003. Washington D.C., USA: International Institute of Refrigeration.

Abstract

Optimal operation of cooling-coils aimed for display cabinets cooled by liquid secondary refrigerants is studied by applying a calculation model. The applied model was created and verified in previous work. Three different cooling-coil geometries and three different liquid secondary refrigerants are studied. The results show that the values of the optimal liquid flow and inlet temperature depend strongly upon the cooling-coil geometry, the choice of secondary refrigerant and the cooling demand of the display cabinet. It is also shown that in order to take full advantage of the low viscosity of a liquid, the liquid inlet temperature must be sufficiently high. Otherwise most of the gain is lost. In addition, for the most efficient cooling-coil presented in this study, laminar flow was found to be the optimal flow regime no matter which of the secondary refrigerants that was used.

- Artikel i Kyla, nr 1, 2003 ”Energieffektiva kylbatterier till indirekt kylda kyldiskar”
- Artikel i ScanRef, nr 2, 2003 ”SP satsar på livsmedelskyla”

Bilaga 3: Nomenklatur och definitioner

Nomenklatur

A	Tvårsnittare; m^2
D	Ytterdiameter; mm
d	Innerdiameter; mm
D_h	Hydraulisk diameter; m
L_{tube}	Längd mellan U-böjar; m
n_l	Antal tubrader längs luftens riktning (longitudinell)
n_t	Antal tubrader tvärs luftens riktning (transversell)
N	Antal kylbatterikropper (parallellkopplade)
$Nu_{m,T}$	Genomsnittligt Nusselttal med konstant temperatur som randvillkor
P	Inre omkrets; m
p_l	Tubavstånd längs luftens riktning (longitudinell); mm
p_t	Tubavstånd tvärs luftens riktning (transversell); mm
Pr_b	Prandtl's tal på vätskesidan
Re_b	Reynolds tal på vätskesidan
\dot{W}_e	Elektrisk eleffekt; W
x	Avstånd mellan inloppssträckorna; m
μ_B	Viskositet vid bulktemperatur; $Pa \cdot s$
μ_w	Viskositet vid väggtemperatur; $Pa \cdot s$

Definitioner

$$\dot{W}_{tot} = \dot{W}_{em} + \dot{W}_{ep} + \dot{W}_{ef} \quad \text{Ekvation 1}$$

Den totala eleffekten är summan av eleffekten som erfordras av kompressor, köldbärarpump och kyldiskens fläktar.

$$\dot{W}_{em} = \dot{W}_{em,min} + \dot{W}_{em,e} \quad \text{Ekvation 2}$$

Kompressoreffekten, \dot{W}_{em} , är summan av den minimala kompressoreffekten, $\dot{W}_{em,min}$, och den extra kompressoreffekten, $\dot{W}_{em,e}$. Den minimala kompressoreffekten, $\dot{W}_{em,min}$, är den eleffekt kompressorn hade använt om köldbärarens temperatur in till kylbatteriet hade varit lika hög som luftens temperatur ut från kylbatteriet. Den extra kompressoreffekten, $\dot{W}_{em,e}$, är således den extra eleffekt som krävs eftersom köldbärarens temperatur måste vara lägre än lifttemperaturen för att tillräcklig kyleffekt ska uppnås.

$$Nu_{m,T} = \left(3.66^3 + 0.7^3 + \left(1.615 \cdot (x^*)^{-1/3} - 0.7 \right)^3 \right)^{1/3}$$

Ekvation 3

$$x^* = \frac{x}{d \cdot Re_b \cdot Pr_b}$$

Ekvation 4

Vid korrigering för viskositetsvariationer multipliceras $Nu_{m,T}$ med $(\mu_B/\mu_w)^{0,14}$.

$$D_h = (4 \cdot A)/P$$

Ekvation 5