

Voorspelling winterprestaties droge koelers met ribbenbuizen

In dit artikel wordt een wiskundig model gepresenteerd, waarmee voortschrijdende condens- en ijsvorming op warmteoverdrachtsoppervlakken kunnen worden voorspeld aan de hand van de gevormde condens- en ijslagen. Het model maakt gebruik van eendimensionale transiënte formuleringen op basis van een techniek voor lokale uitmiddeling. Hierbij wordt rekening gehouden met de variërende dichtheid en dikte van de ijslaag. Validatie van het model heeft plaatsgevonden door de resultaten te vergelijken met proefgegevens van de fabrikant van de droge koeler.

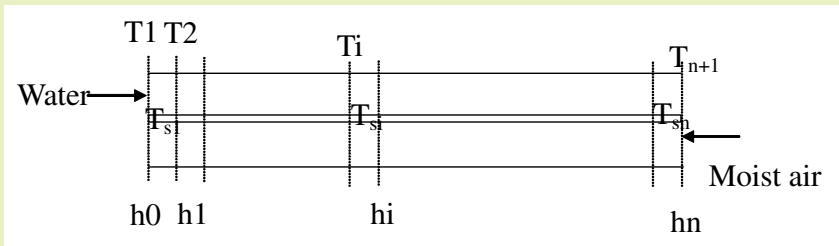
Prof.dr. Bing Yu, Shanghai DFYH Tech Services Co. Ltd, China; Universiteit van Tianjin – Faculteit Milieuwetenschappen en Techniek, Tianjin, China; dr. Xichun Wang, Arup Shanghai, China; prof.ir. P.G. (Peter) Luscuere, TU Delft, Faculteit Bouwkunde, Delft, The Netherlands; Universiteit van Tianjin – Faculteit Milieuwetenschappen en Techniek, Tianjin, China

INLEIDING

Ijsvorming doet zich voor bij allerlei industriële toepassingen met lage temperaturen, zoals koelkasten, airconditioning, gaskoelers en koelhuizen. Bij luchtgekoelde warmtepompen is ijsvorming op het warmteoverdrachtsoppervlak van warmtewisselaars met ribbenbuizen een veelvoorkomend probleem. De warmteweerstand tussen het warmteoverdrachtsoppervlak en de luchtstroom neemt toe en het luchtdebiet in de warmtewisselaar neemt af als gevolg van de ijsvorming op het warmteoverdrachtsoppervlak. Dit laatste heeft, negatieve gevolgen voor de prestaties van de warmtewisselaar [7,8,9]. Bovendien valt een koelunit voor industrieel gebruik vanwege de ijsvorming op het oppervlak van de warmtewisselaar 50% groter uit en verbruikt deze 25% meer energie dan het geval zou zijn bij een soortgelijke unit zonder ijsvorming [3].

Bij droge koelers met water als warmteoverdrachtsvloeistof is bevrozing in de winter een probleem. De viscositeit van water neemt bij lagere temperaturen aanzienlijk toe. Dit resulteert in een hoger energiegebruik van het pompsysteem. Daarnaast kunnen leidingen door bevrozing van het water breken. Om die redenen is het noodzakelijk een numeriek model te gebruiken voor nauwkeurige voorspelling van warmteoverdrachtskarakteristieken van warmtewisselaars met ribbenbuizen bij ijsvorming en bevrozing. Uit eerdere onderzoeken naar de ijsvorming op het oppervlak van warmtewisselaars kan worden geconcludeerd dat de meeste onderzoekers een numeriek model hebben ontwikkeld op basis van geconcentreerde parameters. Uitgangspunt is dat de ijsvorming op het warmteoverdrachtsoppervlak uniform is. Metingen betreffen de warmteoverdrachtska-

rakteristieken van standaardwarmtewisselaars tijdens de ijsvorming [3]. In de modellen van een warmtewisselaar die voor deze onderzoeken zijn gebruikt, is echter geen nauwkeurig model opgenomen voor de dynamische ijsvorming op het warmteoverdrachtsoppervlak. In dit artikel wordt een wiskundig model gebruikt om de condens- en ijsvorming op het warmteoverdrachtsoppervlak te voorspellen. Het model houdt rekening met de dynamische vorming van ijs en condens. Het genereert derhalve uiterst nauwkeurige voorspellingen van zowel de ijsvorming als het bevrozen van leidingen. Daarnaast wordt ingegaan op de beste methode om een droge koeler met water als warmteoverdrachtsvloeistof zodanig te laten functioneren dat er in de winter geen ijsvorming of bevrozing van leidingen optreedt.



-Figuur 1- Berekeningselement voor het warmteoverdrachtsoppervlak.

WISKUNDIG MODEL

De ijsvorming op het oppervlak van warmte-wisselaars heeft te maken met gelijktijdige warmte- en stofoverdracht. Bij de ontwikkeling van het model is gewerkt met de volgende aannamen:

1. Het bevroeringsproces kan worden beschouwd als een quasistationair proces. Per tijdstap is de luchtstroom stabiel en zijn de eigenschappen van lucht en ijs constant.
2. De thermische geleiding van de ribben en buizen is verwaarloosbaar. De warmte-weerstand van de koelribben en buizen is namelijk veel lager dan de warmte-weerstand van de ijslaag en de luchtstroom.
3. Ook de straling tussen het warmteoverdrachtsoppervlak en de lucht is verwaarloosbaar.

Een numerieke analyse om de aangroei van de ijslaag en de karakteristieken van de warmte- en stofoverdracht te berekenen voor de in figuur 1 geschetste configuratie, wordt als volgt uitgevoerd:

Indien de vochtigheid op basis van de temperatuur van het oppervlak van de koelribben hoger is dan de luchtvochtigheid ($x(T_{si}) \geq x_i$), kunnen de vergelijkingen voor warmte en stof voor het droge oppervlak aan de luchtzijde als volgt worden uitgedrukt:

$$m_a C_{p,a} (T_{a,i} - T_{a,i-1}) = \alpha_a A_a (T_{a,i} - T_{s,i}) \quad (1)$$

$$x_{a,i} - x_{a,i-1} = 0 \quad (2)$$

$$\alpha_a A_a (T_{a,i} - T_{s,i}) = \alpha_w A_w (T_{s,i} - T_{w,i}) \quad (3)$$

Indien de vochtigheid op basis van de temperatuur van het oppervlak van de koelribben lager is dan de luchtvochtigheid ($x(T_{si}) < x_i$), kunnen de vergelijkingen voor warmte en stof voor het natte of bevroren oppervlak aan de luchtzijde als volgt worden uitgedrukt:

$$m_a (h_{a,i} - h_{a,i+1}) = \alpha_a A_a (T_{a,i} - T_{s,i}) + m_a (x_{a,i} - x_{a,i+1}) c_1 \quad (4)$$

$$m_a (x_{a,i} - x_{a,i+1}) = \frac{\alpha_a}{C_{p,a}} A_a (x_{a,i} - x_{s,i}) \quad (5)$$

$$\alpha_w A_w (T_{s,i} - T_{w,i}) = \frac{\alpha_a}{C_{p,a}} A_a (h_{a,i} - h_{s,i}) \quad (6)$$

De warmteoverdracht aan de waterzijde kan als volgt worden uitgedrukt:

$$m_w C_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,i-1}) = \alpha_w A_w (T_{w,i} - T_{s,i}) \quad (7)$$

De enthalpie van vochtige lucht kan als volgt worden uitgedrukt:

$$h_{a,i} = C_{p,a} (T_{a,i} - 273) + (2500 + 1.84(T_{a,i} - 273)) x_{a,i} \quad (8)$$

Omdat $1.84T_{a,i}$ veel lager is dan 2.500, is dit in het model verwaarloosbaar. Het enthalpieverschil tussen aanpalende elementen kan derhalve als volgt worden uitgedrukt:

$$h_{a,i} - h_{a,i-1} = C_{p,a} (T_{a,i} - T_{a,i-1}) + C_1 (x_{a,i} - x_{a,i-1}) \quad (9)$$

C_1 is de latente warmte en bedraagt 0 (droog), 2.500 (nat) en 2.835 (bevroren).

Het probleem kan worden opgelost door de bovenstaande vergelijkingen te rangschikken voor drie verschillende condities (droog, nat en bevroren) en vier lokale variabelen.

Bij droge oppervlakken ($x_{a,i} = \text{const}$, ($i=1 \dots n$)) kan het probleem worden opgelost met drie vergelijkingen (nummers 1, 3 en 7):

$$(\alpha_w A_w - m_w C_{p,w}) T_{w,i} + m_w C_{p,w} T_{w,i+1} - \alpha_w A_w T_{s,i} = 0 \quad (10)$$

$$(\alpha_a A_a - m_a C_{p,a}) T_{a,i} + m_a C_{p,a} T_{a,i-1} - \alpha_a A_a T_{s,i} = 0 \quad (11)$$

$$-\alpha_w A_w T_{w,i} - \alpha_a A_a T_{a,i} + \alpha_w A_w + \alpha_a A_a T_{s,i} = 0 \quad (12)$$

Bij de enthalpieberekening voor natte en bevroren oppervlakken ($x(T_{si}) \leq x_{a,i}$) worden vier vergelijkingen met vier variabelen gebruikt, en enkele meer algemene vergelijkingen met $c_1=0$ (droog), 2500 (nat), 2.835 (bevroren) en $c_0=2500$. De vergelijkingen voor de berekening worden als volgt gerangschikt:

$$\alpha_a A_a - m_a C_{p,a} T_{a,i} + m_a C_{p,a} T_{a,i+1} - \alpha_a A_a T_{s,i} + \left(\frac{\alpha_a A_a C_1}{C_{p,a}} - m_a C_1 \right) x_{a,i} + m_a C_1 x_{a,i+1} = \frac{\alpha_a A_a C_1}{C_{p,a}} x T_{s,i} \quad (13)$$

$$\alpha_w C_{p,w} - m_w C_{p,w} T_{w,i} + m_w C_{p,w} T_{w,i-1} - \alpha_w A_w T_{s,i} = 0 \quad (14)$$

$$-\alpha_a A_a T_{a,i} - \alpha_w A_w T_{w,i} + \alpha_w A_w + \alpha_a A_a T_{s,i} - \frac{\alpha_a A_a}{C_{p,a}} C_1 x_{a,i} = -\frac{\alpha_a A_a}{C_{p,a}} C_1 x T_{s,i} \quad (15)$$

$$\alpha_a A_a - m_a C_{p,a} x_{a,i} + m_a C_{p,a} x_{a,i+1} = \alpha_a A_a x T_{s,i} \quad (16)$$

De warmteoverdrachtscoëfficiënt voor de luchtzijde van de warmtewisselaar kan worden berekend aan de hand van de correlatievergelijking van [5].

$$Nu = \frac{hd_b}{k} = 0.251 \text{Re}^{0.67} \left(\frac{P_t - d_b}{d_b} \right)^{-0.2} \times \left(\frac{P_t - d_b}{P_d - \delta_f} + 1 \right)^{-0.2} \left(\frac{P_t - d_b}{P_d - d_b} \right)^{0.4} \quad (17)$$

waarbij d_b = buitendiameter van de buis, P_d = diagonale afstand, P_t = dwarsafstand, δ_f = ribdikte

De warmteoverdrachtscoëfficiënt voor de waterzijde van de droge koeler kan aan de hand van de volgende vergelijkingen worden berekend:

Bij turbulente stroming en overgangstroming ($\text{Re}=2300 \sim 5 \times 10^6$) kan de warmteoverdrachtscoëfficiënt worden berekend aan de hand van de correlatievergelijking van [2]:

$$Nu = \frac{hd_b}{k} = \frac{f/8 \text{Re} - 1000 \text{Pr}}{1 + 12.7 \sqrt{f/8} \text{Pr}^{2/3} - 1} \quad (18)$$

waarbij

$$f = \frac{1}{1.82 \log_{10} \text{Re} - 1.64}^2 \quad (18b)$$

Bij laminaire stroming ($\text{Re} \leq 2300$) kunnen een uniforme warmtestroom en warmteoverdrachtscoëfficiënt als volgt worden berekend [1]:

$$Nu = \frac{hd_b}{k} = 4.36 \quad (19)$$

De dichtheid van de ijslaag op het warmteoverdrachtsoppervlak van de warmtewisselaar wordt beïnvloed door vele factoren, waaronder luchtsnelheid, oppervlaktetemperatuur, luchttemperatuur en luchtvochtigheid. In dit artikel worden de verschillen in dikte van de ijslaag op het warmteoverdrachtsoppervlak berekend aan de hand van de door Bing [7] voorgestelde correlatievergelijking. Het geheel wordt uitgedrukt als functie van de temperatuur van het oppervlak van de warmtewisselaar:

$$\rho_{fr} = 650 \exp 0.227 t_s \quad (20)$$

De thermische geleiding van de ijslaag kan als volgt worden uitgedrukt als functie van de

dichtheid:

$$k_{fr} = 0.001202 \rho_{fr}^{0.963} \quad (21)$$

In het dynamische bevroingsproces is de temperatuur van het oppervlak van de warmtewisselaar een functie van de tijd. De dichtheid van de ijslaag verschilt van periode tot periode. De dikte van de ijslaag op het oppervlak van de warmtewisselaar kan per tijdsinterval als volgt worden berekend:

$$\Delta \delta_{fr} = \frac{w \Delta \tau}{\rho_{fr} A_e} \quad (22)$$

MODELVALIDATIE

Om de geldigheid van het rekenmodel, zoals beschreven onder 'Wiskundig model', te kunnen verifiëren, zijn er numerieke simulaties geïmplementeerd met de door de fabrikant aangeleverde eigenschappen en condities van de droge koeler. Vervolgens zijn de simulatiere-sultaten vergeleken met de proefresultaten. In figuur 2 zijn het vooraanzicht en de zijaanzichten van de droge koeler weergegeven, zoals gebruikt in de simulatie:

De droge koeler is in feite een warmtewisselaar met ribbenbuizen waar water doorheen stroomt. Rondom de buizen en ribben stroomt lucht. Ze zijn respectievelijk van koper en aluminium. Figuur 3 toont details van de configuratie van ribben en buizen van de droge koeler.

Tabel 1 toont de voor de simulatie gehanteerde specificaties van de luchtkoeler.

Bij de metingen van de fabrikanten is een water-glycoloplossing gebruikt als warmteoverdrachtsvloeistof in de buizen. Tabel 2 toont de eigenschappen van de warmteoverdrachtsvloeistof en de proefresultaten van de luchtkoeler.

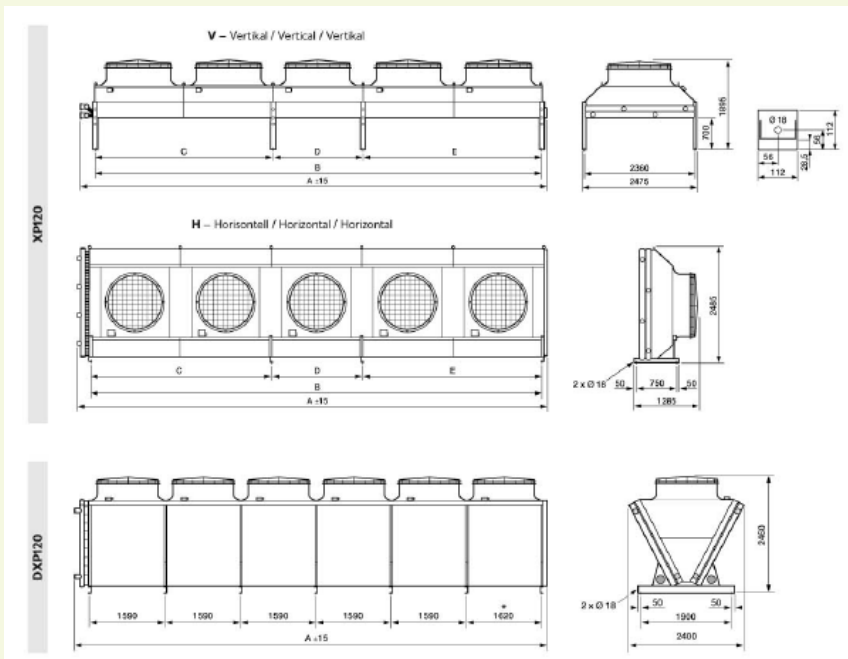
Op basis van het simulatiemodel kan de uitlaattemperatuur van zowel lucht als de water-glycoloplossing worden berekend.

De simulatiere-sultaten en de meetgegevens worden vergeleken in tabel 3.

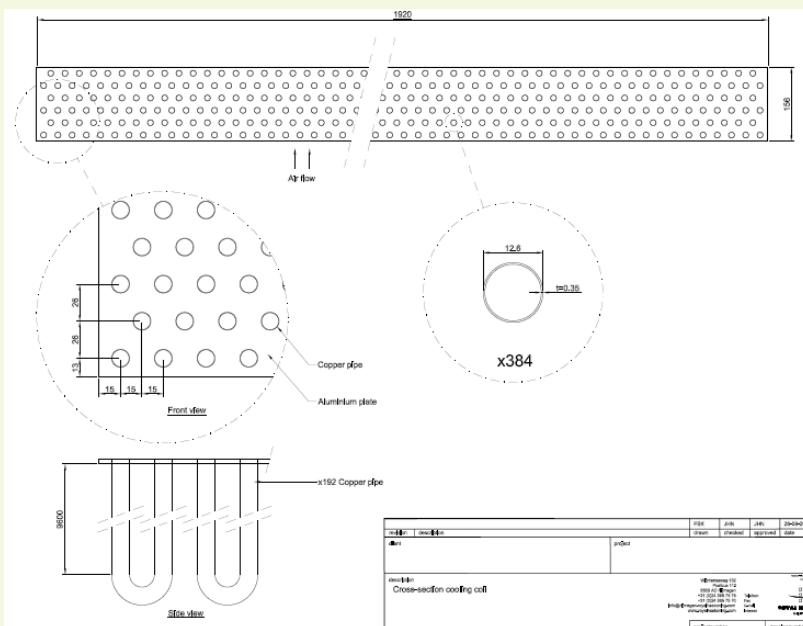
Zoals aangetoond in tabel 3 liggen de gemeten en gesimuleerde uitlaattemperaturen van de droge koeler dicht bij elkaar. Aan de andere kant is er een verschil van 2,19% tussen de gemeten en gesimuleerde warmteoverdrachtscapaciteit van de warmtewisselaar. Dit heeft vooral te maken met de verwaarloosde warmteoverdrachtsweerstand van de buizen en ribben van de droge koeler.

CASESTUDY'S

Er wordt in Arnhem een nieuw datacenter gebouwd voor KPN. Droge koelers (zoals geschetst in figuur 2) leveren het koelwater waarmee in de winter warmte wordt afgevoerd die afkomstig is van de computers in dit



-Figuur 2- Vooraanzicht en zijaanzichten van de droge koeler.



-Figuur 3- Details van de configuratie van ribben en buizen van de droge koeler.

Specificaties droge koeler	Afmeting
Ribtype	30x26
Ribmateriaal	Epoxy, 2,5 mm
Ribdikte	0,13 mm
Ribbreedte	9.600 mm
Riblengte	1.920 mm
Totale stelsel	192
Warmteoverdrachtsoppervlak waterzijde	1.075,6 m3
Buitendiameter van de buis	12,6 mm
Buisdikte	0,35 mm
Totale warmteoverdrachtsoppervlak waterzijde	2.075,6 m3

-Tabel 1- Afmetingen van luchtkoeler.

Lucht	Eigenschappen en grenswaarden
Luchtdebiet	47,4 m ³ /s
Luchtsnelheid	2,57 m/s
Ontwerp-luchtinlaattemperatuur	35 °C
Ontwerp-luchtuitlaattemperatuur	46 °C
Luchtdichtheid	1.146 kg/ m ³
Relatieve vochtigheid	60%
Water-glycolmengsel	
Debiet	25,57 l/s
Stroomsnelheid	1,27 m/s
Dichtheid	1025,6 kg/m ³
Soortelijke warmte	3.817,8 J/kg.K
Thermische geleiding	0,488 W/m.K
Ontwerp-inlaattemperatuur	50 °C
Ontwerp-uitlaattemperatuur	44 °C
Totale capaciteit	600,6 kW

-Tabel 2- Eigenschappen en grenswaarden van water-glycol en lucht.

Uitlaattemp. (°C)	Meting	Simulatie	Vershil
Twater_glycol (°C)	44	43,87	-0,13 °C
Tlucht (°C)	46	45,87	-0,13 °C
Totale capaciteit (kW)	600,6	613,7	2,19%

-Tabel 3- Uitlaattemperatuur van lucht en water-glycol bij ontwerpomstandigheden.

Opstelling	T _{w,in} (°C)	T _{w,uit} (°C)	T _{a, in} (°C)	RH _{uit} (%)	m _{water} (l/s)	Re _{water}
Situatie 1	18	10	-15	50	4,11	2.046
Situatie 2	16	10	-15	50	5,47	2.620
Situatie 3	24	16	-15	50	4,11	2.419
Situatie 4	16	10	-20	50	5,47	2.620
Situatie 5	16	10	-15	90	5,47	2.620

-Tabel 4- Waarden bij de vijf genoemde opstellingen.

Opstelling	Q _{lucht} (m ³ /s)	T _{lucht,uit} (°C)
Situatie 1	4,22	14,25
Situatie 2	4,37	15,09
Situatie 3	3,28	22,87
Situatie 4	3,66	15,18
Situatie 5	4,34	15,09

-Tabel 5- Luchtdebiet en uitlaattemperatuur bij de vijf genoemde situaties.

datacenter. Er is voor gekozen om water te gebruiken voor de warmteoverdracht in de droge koeler. Dit vanwege de lagere viscositeit van water ten opzichte van een water-glycol-oplossing of een glycoloplossing. Wel bestaat dan het gevaar dat het water in de winter bevriest. Daarom moeten de karakteristieken van de warmteoverdracht worden voorspeld vóór implementatie van het project.

Het ontwerpschema geeft aan dat aan de koellast in drie fases wordt geïmplementeerd:

- Fase 1: Koellast 0 ~ 1100 kW, met zes warmtewisselaars
- Fase 2: Koellast 1101 ~ 2200 kW, met acht warmtewisselaars
- Fase 3: Koellast 2201 ~ 3300 kW, met tien warmtewisselaars.

Tijdens de eerste fase bedraagt de koellast bijna 1.100 kW. Verdeeld over zes warmtewisselaars, betekent dit 183,33 kW per unit. Uitgaande van verschillende extreme bedrijfsomstandigheden worden de volgende situaties nagerekend:

1. Aanvoer- en retourtemperatuur water resp. 18/10 °C, omgevingstemperatuur -15 °C, 50% RH
2. Aanvoer- en retourtemperatuur water resp. 16/10 °C, omgevingstemperatuur -15 °C, 50% RH

3. Aanvoer- en retourtemperatuur water resp. 24/10 °C, omgevingstemperatuur -15 °C, 50% RH
4. Aanvoer- en retourtemperatuur water resp. 16/10 °C, omgevingstemperatuur -20 °C, 50% RH
5. Aanvoer- en retourtemperatuur water resp. 16/10 °C, omgevingstemperatuur -15 °C, 90% RH

Een kritiek moment is de start van fase 2 terwijl de koellast nog steeds 1.101 kW bedraagt (137,5 kW per unit). Juist dan is het bevroeringsgevaar in de winter groot. Er dient onderzoek te worden gedaan naar het verloop van de warmteoverdracht van water in de droge koeler op dergelijke momenten.

Vereiste stroming in vijf situaties

Als bij de start van fase 2 de koellast 1.101 kW bedraagt, is de koelcapaciteit per warmtewisselaar 137,5 kW. Uitgaande van deze koelcapaciteit per warmtewisselaar en de voor de vijf opstellingen genoemde extreme bedrijfsomstandigheden voor de droge koelers, kunnen de volgende waarden voor debiet en stroming worden verkregen:

Zoals blijkt uit tabel 4, is de waterstroming bij een koellast per warmtewisselaar van 137,5

kW in opstelling 1 laminair, terwijl deze in de opstellingen 2, 3, 4 en 5 overgaat van laminair naar volledig turbulent.

Worden de in tabel 4 genoemde waarden voor de waterstroming gehandhaafd terwijl het luchtdebiet wordt afgestemd op de vereiste koelcapaciteit van 137,5 kW per warmtewisselaar, dan gelden voor de vijf genoemde situaties de waarden in tabel 5 voor het luchtdebiet en de luchtuitlaattemperatuur.

Zoals blijkt uit tabel 5, kan de koelcapaciteit van de warmtewisselaars bij de vijf situaties ook worden geregeld door het waterdebiet constant te houden conform de waarden uit tabel 4, en het luchtdebiet daarop af te stemmen. De luchtuitlaattemperatuur is in alle genoemde opstellingen hoger dan de dauwpunttemperatuur. Bevriezing van het oppervlak van de warmtewisselaars is derhalve niet aan de orde. Het minimale luchtdebiet van de ventilatoren is echter 9,48 m³/s ($V_{\text{lucht}}=0,514$ m/s), wat hoger is dan het in tabel 5 aangegeven luchtdebiet. Het is niet mogelijk om het systeem zo te regelen dat deze waarde alsnog bereikt wordt.

RISICOANALYSE

Zoals hierboven al aangegeven, is het niet mogelijk om het instelbare toerental van de ventilatoren zodanig aan te passen dat kan

worden gewerkt met een constant waterdebiet en een op het moment afgestemde luchttemperatuur. Om het risico op bevroren water in de buizen te vermijden en de luchtstroom regelbaar te houden, moet er worden gezocht naar de laagste buitentemperatuur waarbij de droge koelers naar behoren functioneren. Hierna volgt een beschrijving van het rekenproces dat is gehanteerd om de laagst mogelijke buitentemperatuur vast te stellen:

1. Houdt de luchtstroomsnelheid op de minimaal mogelijke waarde ($V_{\text{lucht}}=0,514 \text{ m/s}$).
2. Bereken het vereiste waterdebiet, op basis van: een wateruitlaattemperatuur van $3 \text{ }^\circ\text{C}$ (ter voorkoming van bevriezing), de vereiste inlaatwatertemperatuur en een koelcapaciteit van $137,5 \text{ kW}$.
3. Stel met behulp van het simulatieprogramma de laagst mogelijke buitentemperatuur vast.

In tabel 6 staan de aldus verkregen, laagst mogelijke buitentemperaturen binnen het regelbereik van de ventilatoren voor de vijf situaties.

Op basis van de laagste buitentemperatuur per situatie kan een regelschema worden gedefinieerd voor een juiste werking van de droge koeler. Bij situatie 1 zal het regelsysteem bijvoorbeeld bij een buitentemperatuur onder $-4 \text{ }^\circ\text{C}$ een waarschuwing afgeven of de ventilator stilzetten om bevriezing van het water in de buizen te voorkomen.

Wel bestaat er nog steeds gevaar voor bevriezing van het water in de buizen als de ventilator van de droge koeler wordt uitgeschakeld. In dat geval is de luchtstroom in de droge koeler onderhevig aan de natuurlijke ventilatie. In tabel 7 staan de berekende buitentemperaturen voor de vijf opstellingen, ingeval de ventilator is uitgeschakeld.

Hieruit blijkt dat de voorspelde uitlaattemperatuur van water uit de droge koeler bij het minimaal benodigde debiet (overgenomen uit tabel 4) voor de vijf opstellingen hoger is dan $3 \text{ }^\circ\text{C}$. Er bestaat derhalve bij een uitgeschakelde ventilator geen gevaar voor bevriezing van het water in de buizen. Bovendien is gebleken dat er bij geen van de genoemde opstellingen ijs- of condensvorming op het oppervlak van de droge koeler optreedt.

Geschiedte regelstrategie

Op basis van de gegeven berekeningen kan een geschikte regelstrategie ontwikkeld worden voor een goede werking van droge koelers in de winter. Daarbij wordt de wateruitlaattemperatuur van de droge koeler aangehouden als basis voor de afstemming van het luchtdebiet en het waterdebiet. Tevens blijkt dat de overgang van turbulente naar laminaire waterstroming

Situaties	Tlucht, laagst mogelijke ($^\circ\text{C}$)	Qwater (l/s)	Twater,uit ($^\circ\text{C}$)
Situatie 1	-4	2,19	3
Situatie 2	-5	2,48	3
Situatie 3	-1,5	1,57	3
Situatie 4	-5	2,48	3
Situatie 5	-5	2,48	3

-Tabel 6- De laagst mogelijke buitentemperaturen waarbij de toerenregeling van de ventilatoren nog werkt.

Opstelling	Twater,uit ($^\circ\text{C}$) (Voorspelde watertemperatuur)	Qwater (l/s) (Minimaal waterdebiet)
Situatie 1	7,4176	4,11
Situatie 2	6,3795	5,47
Situatie 3	10,745	4,11
Situatie 4	4,6938	5,47
Situatie 5	6,3795	5,47

-Tabel 7- Voorspelde resultaten bij uitgeschakelde ventilator.

de warmteoverdrachtscoëfficiënt behoorlijk verlaagt. Dit gegeven kan worden gebruikt om de koelcapaciteit terug te brengen en zo bevriezing van het water in de droge koeler te voorkomen op het moment dat de vereiste koellast daalt. Figuur 4 toont een voorbeeld van een regelstrategie voor de droge koeler: In eerste instantie wordt uitgegaan van het minimale waterdebiet ($4,11 \text{ l/s}$) met uitgeschakelde ventilatoren.

Zodra de wateruitlaattemperatuur van de droge koeler boven de $10 \text{ }^\circ\text{C}$ komt, wordt de ventilator ingeschakeld op het minimale luchtdebiet ($9,48 \text{ m}^3/\text{s}$ ($0,514 \text{ m/s}$)). Blijft de wateruitlaattemperatuur boven de $10 \text{ }^\circ\text{C}$, dan wordt het toerental van de ventilator geleidelijk verhoogd tot de insteltemperatuur ($10 \text{ }^\circ\text{C}$) is bereikt. Draait de ventilator op volle snelheid ($Q_{\text{lucht}}=47,4 \text{ m}^3/\text{s}$) maar wordt de insteltemperatuur van $10 \text{ }^\circ\text{C}$ niet bereikt, dan wordt de pompsnelheid verhoogd om alsnog op de insteltemperatuur van $10 \text{ }^\circ\text{C}$ te komen. Daalt de koellast van de droge koeler, dan daalt ook de uitlaattemperatuur. In dit geval wordt als instelpunt voor de wateruitlaattemperatuur $5 \text{ }^\circ\text{C}$ genomen, de ventilator wordt nu uitgeschakeld en het waterdebiet wordt snel teruggebracht naar het minimum ($4,11 \text{ l/s}$) zodra de wateruitlaattemperatuur onder de $5 \text{ }^\circ\text{C}$ komt.

CONCLUSIES

Een wiskundig model is ontwikkeld waarmee voortschrijdende condens- en ijsvorming op

een warmteoverdrachtsoppervlak kunnen worden voorspeld aan de hand van het gelijktijdig beschouwen van de gevormde condens- en ijslaag. Het model voorspelt de prestaties van de warmtewisselaar en kan worden ingezet om een nauwkeurige prognose te geven van de warmteoverdracht van droge koelers in de winter. Het is niet haalbaar om het waterdebiet op een vast niveau te houden op basis van de koelcapaciteit en inlaat- en uitlaattemperatuur van het water, waarop vervolgens het luchtdebiet wordt afgestemd. Dit heeft te maken met de beperkingen van het regelbare toerental van de ventilator. Ook is bewezen dat een regelstrategie waarbij het luchtdebiet wordt afgestemd op het minimaal instelbare toerental van de ventilator en het waterdebiet wordt aangepast aan de koellast, beperkt wordt door de buitentemperatuur. Daarnaast is er in de vijf uitgewerkte situaties geen condens- of ijsvorming op het warmteoverdrachtsoppervlak van de droge koeler geconstateerd. Dit komt doordat de temperatuur van de lucht die door de droge koeler stroomt altijd hoger is dan de dauwpunttemperatuur van de lucht. Mits de juiste regelstrategie wordt toegepast, is het haalbaar om tijdens extreem koude winters water te gebruiken als warmteoverdrachtsvloeistof in droge koelers.

LITERATUUR

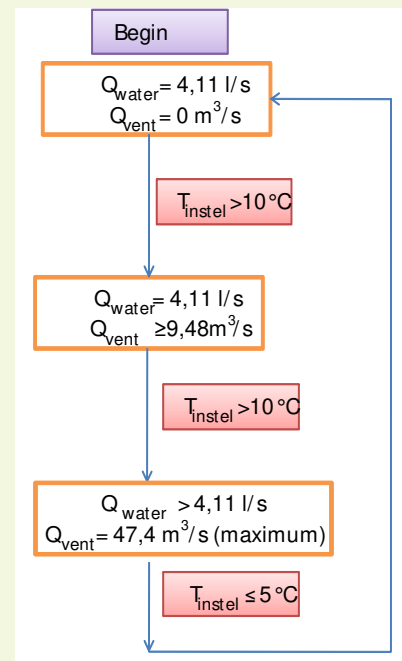
1. Frank P.I., David P.D., Introduction to heat transfer, John Wiley & Sons, Inc. New York,

1996, pp. 408.

- Gnielinski V., New Equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, International Chemical Engineering, 16, 359-368, 1976.
- O'Neal D.L., Tree D.R., A review of frost formation in simple geometries, ASHRAE Transactions, 1985, 91(1), 267-281.
- Padki M.M., Sherif S.A., Nelson R.M., A simple method for modeling the frost formation phenomenon in different geometries, ASHRAE Transactions, 1989, 1127-1137.
- Vampola, J. (1966), Heat transfer and pressure drop in flow of gases across finned tube banks, Strojirenstvi, 501-508.
- Yu B., Researches on characteristic of small-scale refrigeration installation with

air forced convection cooling, proefschrift Shanghai JiaoTong University, 1996, pp. 13.

- Yu B., Que X.C., Chen Z.J., Quantitative experiment analysis on testing frost thickness of finned-tube evaporator by image processing, Chinese Journal of Engineering Thermophysics, 1998.
- Yu B. e.a., Theoretical analysis and improvement on fin efficiency function of heat exchanger surface under frosting, Chinese Journal of Engineering Thermophysics, 1999.
- Yu B. en Y. Feng, Theoretical analysis of fin efficiency with frost deposition on heat exchanger surface, XXX Proceedings of 7th REHVA World Congress, CLIMA 2000, Naples, 2001, Italië.



-Figuur 4- Een geschikte regelstrategie.

Luchtverhitters

De nieuwe basisluchtverhitter SWS van Frico is bedoeld voor wateraansluiting. De luchtverhitter heeft een compact en functioneel ontwerp dat zeer geschikt is voor locaties zoals industriële gebouwen, werkplaatsen en opslagruimtes.

SWS heeft een hoge capaciteit en levert snel en efficiënt warmte tegen lage kosten. De luchtverhitter kan aan de wand of het plafond worden gemonteerd. Door de unit te draaien, komen de wateraansluitingen aan de linker- of rechterkant te zitten.

Meer producten uit het Frico assortiment:



Luchtgordijnen

Water-, elektrisch en warmtepomp verwarmd/gekoeld voor winkels en industrie.



Warmtestralers

Water- en elektrisch verwarmd voor totale verwarming, zone- en spotverwarming en terrassen.

FRICO
A Systemair Brand



luchtgordijnen • warmtestralers • luchtverhitters

Frico Divisie
Systemair BV
Wethouder van Nunenstraat 12d, 5706 TK Helmond
Tel.: 0492 590 786
Fax: 0492 590 787
info@fricobv.nl • www.fricobv.nl