

KAJI NUMERIK DAN EKSPERIMENTAL PERPINDAHAN PANAS PADA KONDENSER BERPENDINGIN UDARA

Prihadi Setyo Darmanto, Dedy Dwi Arjanto, dan Muhammad Ismail

Laboratorium Teknik Pendingin
Departemen Teknik Mesin, Institut Teknologi Bandung

Abstrak

Makalah ini mempresentasikan sebuah hasil penelitian tentang model numerik kasus perpindahan panas yang divalidasi dengan hasil eksperimental di laboratorium. Obyek penelitian ini adalah penukar kalor jenis pipa bersirip yang difungsikan sebagai kondenser sebuah mesin pengkondisian udara, dimana refrigeran akan mengalami perubahan fasa selama melewati kondenser. Model numerik yang diusulkan merupakan aplikasi neraca massa dan neraca energi pada sebuah elemen volume yang merupakan bagian kecil dari penukar kalor. Hasil pemodelan matematik persamaan yang mengatur fenomena transfer energi diselesaikan secara numerik dan divalidasi dengan hasil pengamatan eksperimental. Dari hasil validasi nampak bahwa model matematis yang mewakili fenomena fisik yang dibahas dapat diterima dengan baik dan diharapkan dapat pula dipergunakan sebagai metode perancangan sebuah penukar kalor berperubahan fasa seperti kondenser.

Abstract

This paper presents numerical and experimental study of the heat transfer on fins-tube heat exchanger that was employed as an air cooled condenser of the air conditioning system. In this case change of phase occurs on refrigerant side while air remain at gas phase. The proposed numerical analysis is based on the application of mass and energy balances implemented at a small control volume that is part of the condenser. The result of numerical evaluation was then compared with the experimental observation. A good agreement between experimental and numerical results was achieved and the numerical method is proposed that to be used as a tool for fins tube condenser design.

Keywords: fins-tube HE, condenser, phase change, heat transfer

1. PENDAHULUAN

Perpindahan panas berperubahan fasa, dalam hal ini dibatasi pada perubahan dari fasa gas menjadi fasa cair di dalam sebuah kondenser, masih merupakan obyek penelitian yang menarik. Berbagai modus dan formulasi perpindahan panas berperubahan fasa yang melibatkan berbagai nilai fluks panas yang terkait erat dengan fenomena perubahan fasa yang terjadi, masih pula merupakan obyek penelitian yang berlanjut [1-3]. Hal ini disebabkan oleh ketidak pastian proses fisik yang bergantung pada banyak parameter. Apabila proses tersebut terjadi dalam sebuah penukar kalor bersirip, kompleksitas fenomena bertambah karena tentunya ada pengaruh mekanisme 'interaksi transfer energi dengan fluida di sekitarnya.

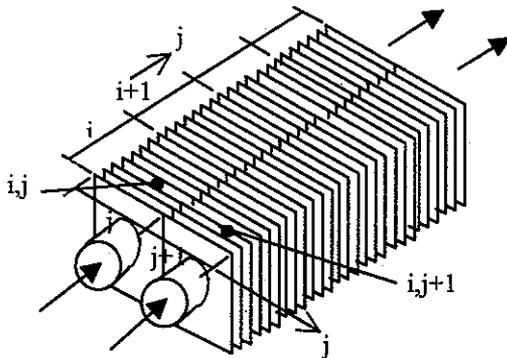
Perubahan kualitas uap yang mengalami kondensasi di dalam sebuah kondenser, apabila dapat diramalkan berdasarkan suatu model matematik yang cukup akurat, merupakan salah satu parameter yang dapat dipergunakan sebagai alat bantu perancangan demensi kondenser tersebut. Sayangnya perubahan kualitas sangat dipengaruhi oleh jenis penukar kalor, mekanisme

transfer panas, pola aliran, dan masih banyak lagi parameter proses. Selain hal di atas, hampir semua kondenser berpendingin udara sebuah mesin pengkondisian udara memiliki beberapa baris pipa bersirip dengan mekanisme transfer panas secara aliran silang (*cross flow*). Kondisi seperti ini menambah kesulitan di dalam meramalkan distribusi kualitas uap yang berada di sepanjang pipa untuk setiap baris. Di dalam aliran silang udara pendingin, udara yang telah memperoleh panas pada baris pertama akan dipanaskan kembali pada baris-baris berikutnya sehingga fluks panas lokal yang diterimanya tidak akan sama di setiap tempat pada baris pipa yang berbeda. Dengan dasar fenomena seperti ini, penulis dalam serangkaian penelitiannya mengenai penukar kalor bersirip telah mengembangkan suatu metode elemen volume untuk mengevaluasi fluks panas lokal yang terjadi pada penukar kalor bersirip dalam aliran silang [4,5]. Inti dari metode ini adalah menerapkan persamaan kekekalan massa dan energi pada setiap elemen volume bagian kecil dari penukar kalor dan hasilnya akan dipergunakan sebagai data perhitungan pada elemen volume berikutnya dalam arah aliran refrigeran. Berlatar belakang pada keinginan untuk menyusun suatu perangkat lunak perhitungan

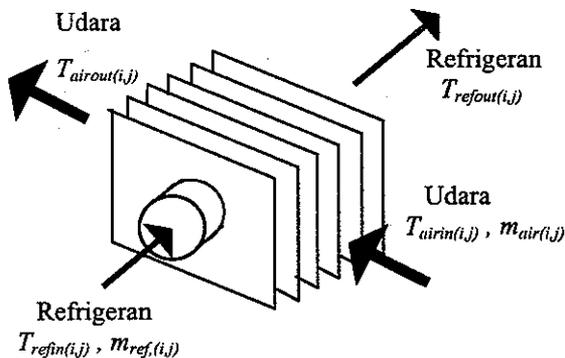
perpindahan panas berperubahan fasa pada sebuah kondensator inilah penelitian ini dilakukan. Harapan penulis adalah bahwa metode yang diusulkan dapat dimanfaatkan sebagai alat bantu perancangan penukar kalor sejenis.

2. FORMULASI NERACA MASSA DAN ENERGI PADA ELEMEN VOLUME

Kondensator berpendingin udara sebuah mesin pengkondisian udara kebanyakan bekerja dengan refrigeran dalam keadaan uap panas lanjut saat memasuki kondensator dan dalam keadaan cair jenuh atau sub-dingin saat meninggalkannya. Dengan demikian, bagi refrigeran, perpindahan panas diawali dengan tanpa perubahan fasa kemudian diikuti dengan mekanisme berperubahan fasa dan diakhiri dengan tanpa perubahan fasa kembali. Setiap proses diikuti dan diformulasikan dalam suatu elemen volume. Notasi penamaan elemen volume dapat dilihat pada Gambar (1).



Gambar 1 Notasi penamaan elemen volume



Gambar 2 Aliran fluida pada sebuah elemen volume.

Pada Gambar (1), notasi penamaan elemen volume diperlihatkan. Arah i' menunjukkan arah memanjang pipa, sedangkan arah j memperlihatkan arah kolom pipa ke belakang sejak udara melewati kolom pertama. Gambar (2) memperlihatkan aliran udara dan refrigeran pada suatu elemen volume (i,j). Seperti dijelaskan di atas, tentunya ada sebagian elemen volume dimana refrigeran mendingin tanpa perubahan fasa karena berada dalam keadaan uap panas lanjut. Ada pula sebagian elemen volume dimana refrigeran mengalami kondensasi dari sebagian massanya. Sedangkan elemen

volume yang kebetulan refrigeran di dalamnya sudah berfasa cair seluruhnya akan mengalami pendinginan pada daerah sub dingin sehingga tidak lagi terjadi perubahan fasa. Untuk kasus dimana terdapat sebagian massa refrigeran yang melewati suatu elemen volume mengalami perubahan fasa tersebut, energi yang dipertukarkan diasumsikan dalam bentuk energi laten kondensasi dan perubahan sifat yang terjadi pada refrigeran adalah kualitas uapnya atau prosentase massa refrigeran yang berfasa uap dalam campuran. Dengan demikian terdapat laju perpindahan panas laten (Q_{lat}) untuk elemen volume dimana refrigeran mengalami perubahan fasa dan laju perpindahan panas sensibel (Q_{sen}) yang terjadi pada elemen volume yang dilewati fluida tanpa perubahan fasa. Secara matematis pernyataan ini dapat dituliskan sebagai berikut:

- a. Pada daerah refrigeran dalam keadaan uap panas lanjut yang mendingin tanpa mengalami perubahan fasa dan udara mengalami pemanasan:

1. Pada sisi refrigeran, laju panas yang ditransfer ke udara Q_{ref} adalah:

$$Q_{ref} = m_{ref(i,j)} \cdot C_{p,g,ref} \cdot (T_{refin(i,j)} - T_{refout(i,j)}) \quad (1)$$

2. Pada sisi udara, laju panas yang diterima oleh udara Q_{air} adalah:

$$Q_{air} = m_{air(i,j)} \cdot C_{p,air} \cdot (T_{airin(i,j)} - T_{airout(i,j)}) \quad (2)$$

- b. Pada daerah refrigeran dalam keadaan berubah fasa dari kualitas x_i menjadi x_{i+1} dan udara mengalami pemanasan:

1. Pada sisi refrigeran, laju panas yang ditransfer ke udara Q_{ref} adalah:

$$Q_{ref} = m_{ref(i,j)} \cdot (x_i - x_{i+1}) \cdot h_{fg,ref} \quad (3)$$

2. Pada sisi udara, laju panas yang diterima oleh udara Q_{air} adalah:

$$Q_{air} = m_{air(i,j)} \cdot C_{p,air} \cdot (T_{airin(i,j)} - T_{airout(i,j)}) \quad (4)$$

- c. Pada daerah refrigeran dalam keadaan cair jenuh hingga menjadi cair sub-dingin tanpa mengalami perubahan fasa dan udara mengalami pemanasan:

1. Pada sisi refrigeran, laju panas yang ditransfer ke udara Q_{ref} adalah:

$$Q_{ref} = m_{ref(i,j)} \cdot C_{p,f,ref} \cdot (T_{refin(i,j)} - T_{refout(i,j)}) \quad (5)$$

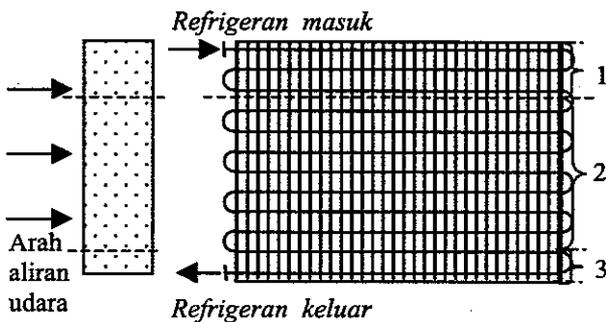
2. Pada sisi udara, laju panas yang diterima oleh udara Q_{air} adalah:

$$Q_{air} = m_{air(i,j)} \cdot C_{p,air} \cdot (T_{airin(i,j)} - T_{airout(i,j)}) \quad (6)$$

dengan m_{air} , m_{ref} , $(T_{airin} - T_{airout})$, $C_{p,air}$, $C_{p,g,ref}$, $C_{p,f,ref}$, $(T_{refin} - T_{refout})$ dan $h_{fg,ref}$ berturut-turut menunjukkan laju massa udara yang mengalir, laju massa refrigeran, kenaikan temperatur udara, kapasitas panas udara, kapasitas panas refrigeran fasa uap, kapasitas panas refrigeran fasa cair, dan entalpi laten kondensasi uap refrigeran pada elemen volume (i,j). Perlu dicatat bahwa persamaan-persamaan di atas hanya berlaku bila

diasumsikan tidak terjadi interaksi energi dengan lingkungan sehingga nilai numerik Q_{ref} sama dengan Q_{air} . Pada kenyataannya dalam eksperimen yang kami lakukan perbedaan antara panas yang diterima oleh udara dengan yang diberikan oleh refrigeran kurang dari 5% sehingga asumsi tersebut masih dapat diterima. Hal ini menunjukkan bahwa instalasi yang dipergunakan cukup baik dan asumsi di atas dapat dipergunakan dengan tingkat kesalahan yang masih dapat diterima secara teknis.

Dari keenam persamaan di atas, diperlukan suatu asumsi kecenderungan dari perubahan nilai kualitas uap refrigeran di sepanjang pipa serta berapa persen dari panjang pipa yang merupakan bagian dimana refrigeran belum mengalami perubahan fasa. Untuk mengilustrasikan asumsi yang perlu diambil tersebut akan lebih jelas bila dilukiskan dalam bentuk gambar skematik seperti nampak pada Gambar (3)



Keterangan:

1. Bagian pipa dimana refrigeran dalam keadaan uap panas lanjut hingga uap jenuh
2. Bagian pipa dimana refrigeran mengalami kondensasi
3. Bagian pipa dimana refrigeran mengalami dalam keadaan cair jenuh hingga cair sub dingin

Gambar 3 Skema pembagian tingkat keadaan refrigeran di dalam pipa

Dalam perhitungan numerik yang dilakukan, bagian pipa dimana refrigeran dalam keadaan uap panas lanjut hingga uap jenuh dibatasi dengan nilai entalpi uap jenuh refrigeran pada tekanan kerja kondenser. Perhitungan numerik dapat dilakukan dengan membagi panjang pipa menjadi beberapa elemen dalam arah i . Sedangkan yang mengalami kondensasi adalah elemen setelah entalpi refrigeran terhitung sama dengan entalpi jenuh refrigeran pada tekanan kerja kondenser. Akhir dari proses kondensasi akan dievaluasi berdasarkan persamaan neraca massa dan neraca energi, sehingga pada elemen elemen sisanya refrigeran dalam keadaan cair jenuh diasumsikan saat keluar dari kondenser dan tidak ada bagian pipa dimana refrigeran mendingin dari kondisi cair jenuh menjadi sub-dingin.

Koefisien perpindahan panas keseluruhan (*overall heat transfer coefficient* (U_o)) yang didasarkan pada permukaan perpindahan panas sisi udara (A_o) dihubungkan dengan koefisien perpindahan panas di sisi udara (h_o), diameter luar dan dalam pipa (d_{to} dan d_{ti}), dan jari-jari dalam pipa (r_i) dapat ditulis sebagai berikut :

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o \eta_o} + \frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{r_i \ln(d_{to}/d_{ti})}{A_i k_t} \quad (7)$$

Nilai U_o ini dievaluasi berdasarkan persamaan (8) berikut:

$$Q_{tot} = U_o A_o (\Delta T_{LMTD}) \quad (8)$$

dengan ΔT_{LMTD} adalah beda temperatur logaritmik yang dapat dievaluasi berdasarkan hasil pengukuran temperatur kedua fluida di sisi masuk dan keluar penukar kalor uji. Sedangkan efisiensi keseluruhan sirip η_o diberikan oleh [3] :

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_f) \quad (9)$$

Dalam persamaan (9), η_f menunjukkan efisiensi satu sirip yang dapat dicari nilainya dalam referensi [1,3]. Koefisien perpindahan panas pada sisi udara (h_o) dievaluasi secara grafis berdasarkan modulus Colburn j_H [3,8] sebagai berikut:

$$h_o = \frac{j_H}{Pr^{2/3}} G C_{p,ref} \quad (10)$$

Dalam persamaan (10), G adalah laju massa aliran per satuan luas pipa dan $Re_d = (G \cdot d_{ti})/\mu_{ref}$ adalah bilangan Reynolds di sisi refrigeran dimana μ_{ref} adalah viskositas refrigeran. Sedangkan koefisien perpindahan panas pada sisi refrigeran (h_i) dievaluasi berdasarkan korelasi umum berikut:

$$Nu_d = C \cdot Re_d^n \quad (11)$$

dengan $Nu_d = h_i \cdot d_i / k_{ref}$ dan $Re_d = G_{ref} \cdot d_i / \mu_{ref}$. Persamaan (11) dapat dinyatakan dengan bentuk lain sebagai:

$$h_i = \frac{k_{ref}}{d_i} C \cdot Re_d^n \quad (12)$$

dengan nilai $\frac{k_{ref}}{d_i} C = C_1$ dan n akan didekati

berdasarkan hasil yang diperoleh dari kaji eksperimental. Akhirnya dengan formulasi-formulasi di atas, kinerja termal penukar kalor dan koefisien perpindahan panas di sisi udara yang merupakan koefisien perpindahan panas konveksi disertai kondensasi dapat dievaluasi.

Konsep dasar dalam perhitungan numerik ini adalah aplikasi neraca massa dan energi dalam suatu elemen volume yang merupakan bagian dari penukar kalor yang dianalisis. Formulasi matematis neraca massa dan neraca energi dalam elemen volume inilah yang akan diselesaikan secara iteratif untuk mengevaluasi fluks panas pada keseluruhan penukar kalor.

Pada suatu elemen (i,j), arah aliran udara dan aliran refrigeran dapat dilihat pada Gambar (2). Apabila diasumsikan tidak terjadi rugi panas dalam interaksi energi antara refrigeran dan udara dalam satu elemen volume, maka persamaan neraca energi per elemen dapat ditulis sebagai berikut:

$$a. \text{ Pada daerah dimana refrigeran dalam keadaan uap panas lanjut hingga uap jenuh:} \\ m_{ref(i,j)} \cdot C_{p,ref} \cdot (T_{refin(i,j)} - T_{refout(i,j)}) = m_{air(i,j)} \cdot C_{p,air} \cdot (T_{airin(i,j)} - T_{airout(i,j)}) \quad (13)$$

$$b. \text{ Pada daerah kondensasi refrigeran:} \\ m_{ref(i,j)} \cdot (x_i - x_{i+1}) \cdot h_{fg,ref} = m_{air(i,j)} \cdot C_{p,air} \cdot (T_{airin(i,j)} - T_{airout(i,j)}) \quad (14)$$

Dalam persamaan (13) dan (14) di atas terdapat dua parameter yang tidak diketahui yaitu T_{airout} dan T_{refout} . Untuk memperoleh kedua nilai dari parameter tersebut, yang nantinya dipergunakan sebagai nilai masukan untuk elemen berikutnya, perlu dilakukan iterasi dengan menebaknya terlebih dahulu. Agar iterasi konvergen, nilai tebakan tersebut dapat ditentukan berdasarkan uraian berikut.

Sebagai konsekuensi dari neraca energi di elemen, nilai laju perpindahan energi dalam bentuk panas maksimum $Q'_{i,j}$ yang mungkin terjadi pada daerah dimana refrigeran masih dalam keadaan uap adalah sebesar:

$$Q'_{i,j} = U_{i,j} A_{i,j} [(T_{airin} - T_{refin})]_{i,j} \quad (15)$$

dengan $U_{i,j}$ adalah koefisien perpindahan panas global pada suatu elemen dan $A_{i,j}$ adalah luas permukaan perpindahan panas elemen di sisi udara. Nilai $Q'_{i,j}$ ini harus sama dengan yang diterima oleh udara atau yang diberikan oleh refrigeran ke udara. Dengan demikian dapat ditulis pula persamaan:

$$Q'_{i,j} = (m_{ref})_{i,j} (Cp_{g,ref}) [(T'_{refin} - T_{refout})]_{i,j} \quad (16)$$

sehingga tebakan pertama dari $(T'_{refout})_{i,j}$ dapat ditaksir nilainya, yaitu sebesar:

$$(T'_{refout})_{i,j} = (T_{refin})_{i,j} - \frac{Q'_{i,j}}{(m_{ref})_{i,j} Cp_{g,ref}} \quad (17)$$

Hasil dari persamaan (17) tersebut dipakai untuk menaksir temperatur rerata refrigeran selama berada di elemen yaitu sebesar:

$$(T'_{refout})_{i,j} = \frac{[(T'_{refout} + T_{refin})]_{i,j}}{2} \quad (18)$$

Nilai $(T'_{refout})_{i,j}$ dipakai sebagai pengganti dari $(T_{refin})_{i,j}$ pada persamaan (15) untuk iterasi yang kedua dengan urutan mulai dari persamaan (15) hingga persamaan (18) tersebut. Kemudian iterasi tersebut dilakukan terus hingga dipenuhi batas konvergennya yaitu terjadi kesetimbangan energi antara laju perpindahan energi yang dihitung dengan persamaan (16) dengan yang dihitung berdasarkan persamaan (17). Batas konvergensi ditetapkan bila selisih hasil perhitungan dengan kedua persamaan tersebut lebih kecil dari suatu nilai yang ditetapkan untuk ketelitian perhitungan yang dianggap memadai. Hasil akhir dari proses iterasi yang konvergen dipakai untuk menaksir besarnya temperatur udara di sisi keluar elemen yaitu:

$$(T_{airout})_{i,j} = (T_{airin})_{i,j} + \frac{Q'_{i,j}}{((m_{air}) Cp_{air})_{i,j}} \quad (19)$$

Dengan demikian parameter temperatur kedua fluida keluar dari elemen dapat dihitung dari iterasi di atas. Kedua parameter tersebut dipakai sebagai masukan untuk elemen berikutnya yaitu $(i+1,j)$. Demikian perhitungan selanjutnya dilakukan dan untuk elemen dengan nomer $(i+n1, j+n2)$, nilai temperatur udara

masuk ditaksir dari perhitungan yang diperoleh pada elemen nomer $(i+n1, j+n2-1)$.

Untuk elemen-elemen volume dengan proses kondensasi refrigeran di dalamnya, dalam proses iterasi persamaan yang dipergunakan agak sedikit berbeda dengan persamaan-persamaan di atas. Persamaan taksiran pertama untuk laju perpindahan panas dimulai dengan mengoreksi persamaan (15) menjadi:

$$Q'_{i,j} = U_{i,j} A_{i,j} [(T_{airin} - T_{sat.ref})]_{i,j} \quad (20)$$

$T_{sat.ref}$ adalah temperatur jenuh refrigeran pada tekanan kerja kondenser.

Nilai $Q'_{i,j}$ yang diperoleh dipergunakan untuk menaksir nilai T_{airout} dan x_{i+1} memakai persamaan (14). Kemudian nilai T_{airout} dipakai untuk mencari nilai temperatur rata-rata udara selama melewati elemen dengan persamaan berikut:

$$(\bar{T}'_{air})_{i,j} = \frac{[(T'_{airout} + T_{airin})]_{i,j}}{2} \quad (21)$$

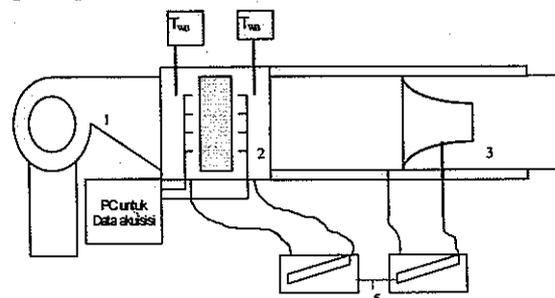
Nilai \bar{T}'_{air} ini dipakai sebagai taksiran iterasi kedua pada persamaan (15) dan prosedur diulangi hingga nilai $Q'_{i,j}$ yang dihitung dengan persamaan (14) dan (15) hampir sama dengan batas maksimum perbedaan nilai sebesar bilangan kecil ϵ yang ditetapkan. Dengan demikian nilai T_{airout} dan x_{i+1} yang mendekati benar untuk setiap elemen dapat diperoleh.

Iterasi dilakukan hingga seluruh elemen terhitung, dan besarnya fluks perpindahan panas total dari penukar kalor uji adalah :

$$Q_{tot} = \sum_{j=1}^{n2} \sum_{i=1}^{n1} Q_{i,j} \quad (22)$$

3. PERANGKAT PENGUJIAN

Skema perangkat pengujian penukar kalor uji ini diberikan pada Gambar (4). Dalam pengujian tersebut penukar kalor diletakkan dalam saluran udara yang sudah dilengkapi dengan alat ukur debit aliran udara (*flow nozzle*), alat ukur penurunan tekanan melalui koil yang berupa manometer miring dengan ketelitian yang cukup tinggi, alat ukur temperatur udara lengkap dengan perangkat akuisisi data yang disambungkan dengan komputer personal, dan blower.



1. Blower, 2. Kondensor Uji, 3. Flow nozzle, 4. PC untuk akuisisi data, 5. Manometer

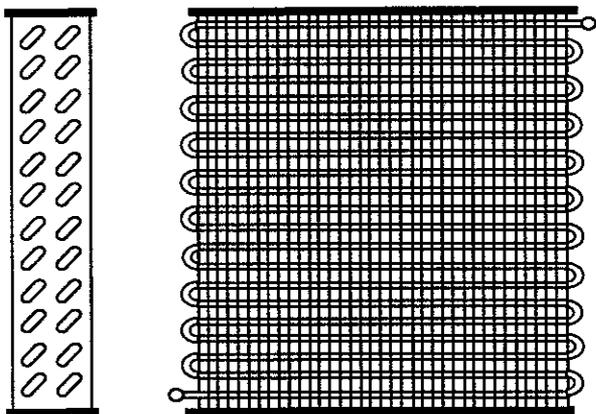
Gambar 4 Skema peralatan pengujian.

Sedangkan kondenser uji adalah merupakan bagian dari suatu sistem pendingin kompresi uap. Gambar kondenser uji yang merupakan penukar kalor bersirip diperlihatkan pada Gambar (5). Data teknis mengenai kondenser uji diberikan dalam Tabel 1.

Tabel 1. Data umum dari penukar kalor uji.

Jumlah kolom	4
Jumlah pipa atau baris per kolom	12
Diameter luar pipa (mm)	10,2
Jumlah sirip per inci	21
Susunan pipa	<i>staggered</i>
Jarak longitudinal antar pipa (mm)	22,0
Tebal sirip (mm)	0,33
Panjang efektif pipa (mm)	400,0
Jarak vertikal antar pipa (mm)	25,4

Temperatur rerata refrigeran dan udara pada setiap sisi masuk dan keluar kondenser uji diukur dengan termokopel yang memiliki ketelitian hingga $0,1^{\circ}\text{C}$. Tekanan refrigeran diukur dengan manometer. Dengan mengetahui nilai tekanan dan temperatur di sisi masuk dan keluar kondenser uji, nilai entalpi refrigeran dapat diketahui dari tabel sifat refrigeran. Pada penelitian ini refrigeran yang dipergunakan adalah R22.



Gambar 5 Tampak samping dan depan kondenser uji.

Dalam pengujian dilakukan variasi laju aliran udara (diukur dengan *flow nozzle* yang sudah terkalibrasi, lihat Gambar (4)) dan laju aliran refrigeran yang nilainya diperoleh dari hasil evaluasi berdasarkan neraca energi. Dengan mengetahui besaran-besaran termodinamika yang terukur seperti laju massa fluida, temperatur di sisi masuk dan keluar fluida melalui koil, dan dengan memanfaatkan tabel-tabel sifat fisik dan termodinamik kedua fluida yang terlibat, serta memanfaatkan korelasi yang telah ditunjukkan pada persamaan-persamaan (1) hingga (22), kinerja kondenser uji untuk berbagai tingkat keadaan dapat dievaluasi.

4. HASIL PENELITIAN DAN DISKUSI

Laju perpindahan panas di kondenser

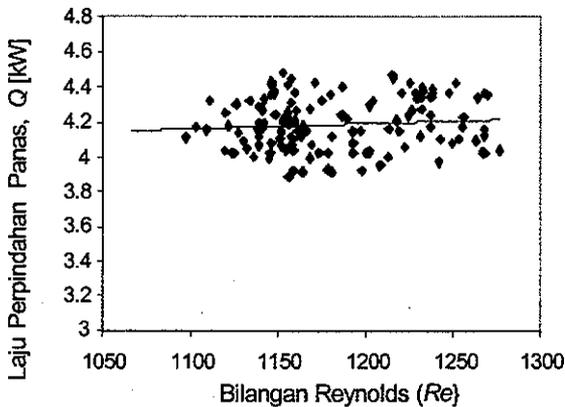
Besaran ini dievaluasi untuk mengetahui kemampuan kondensor dalam memindahkan panas dan diperoleh dari hasil eksperimental. Proses kondensasi dialami oleh

refrigeran, sebagai akibat pengeluaran energi refrigeran ke lingkungan (udara). Laju perpindahan panas berperubahan fasa yang terjadi di kondensor ini dievaluasi berdasarkan hasil pengukuran laju massa aliran udara, temperatur rata-rata bola basah dan bola kering udara di sisi masuk dan keluar kondensor, serta sifat-sifat termodinamik udara (tabel psikrometrik udara). Dari data tersebut, berdasarkan asumsi bahwa laju perpindahan panas di sisi refrigeran sama dengan di sisi udara, laju perpindahan panas di kondenser sebagai fungsi dari laju aliran massa udara yang dinyatakan dalam bentuk bilangan tak berdimensi yaitu bilangan Reynolds berkisar antara 1050 sampai dengan 1300, diperlihatkan pada Gambar (6). Dari gambar tersebut dapat ditarik beberapa kesimpulan antara lain:

- Dalam kasus kondensasi ini laju massa refrigeran yang mengalir sangat dipengaruhi oleh kondisi operasi mesin. Dalam praktek untuk suatu unit pengkondisian udara besaran ini selalu menyesuaikan diri dengan peralatan lain seperti daya kompresor, proses throttling yang terjadi di dalam alat ekspansi, dan kapasitas pendinginan di evaporator. Suatu hal yang penting dari hasil pengamatan ini adalah bahwa laju massa yang berubah fasa dapat menyesuaikan diri dengan laju panas yang diberikan oleh refrigeran ke lingkungan dan yang diterima oleh evaporator, sehingga koefisien perpindahan panas praktis tidak berubah banyak terhadap perubahan laju aliran massa udara dan kapasitas kondensor selalu mengikuti kapasitas evaporator ditambah laju energi yang dimasukkan ke dalam kompresor.
- Terdapat pula beberapa data yang menunjukkan bahwa untuk suatu laju perpindahan panas yang berbeda, laju aliran massa udara dapat bernilai sama. Hal ini disebabkan oleh pengaruh kondisi operasi refrigeran di peralatan lain.
- Di luar kompleksitas masalah perpindahan panas berperubahan fasa pada kedua sisi fluida yang dipertukarkan ini, kecenderungan umum proses perpindahan panas masih diperoleh. Kecenderungan tersebut adalah bahwa laju perpindahan panas meningkat dengan meningkatnya laju aliran massa salah satu dari fluida yang saling dipertukarkan energinya, walaupun peningkatannya tidak terlalu besar karena kisaran peningkatan laju massa aliran juga tidak terlalu tinggi.
- Satu hal yang sulit dikendalikan dalam eksperimen ini adalah laju kondensasi massa refrigeran yang terjadi di dalam kondensor. Padahal di lain pihak parameter ini merupakan parameter yang dominan dan menentukan kapasitas perpindahan panas. Kondensasi juga dipengaruhi oleh beberapa parameter eksperimen yang lain. Oleh karena itu dalam analisis ini akan dapat dilihat nanti bahwa koefisien perpindahan panas tidak banyak berubah nilainya dengan perubahan laju massa aliran udara. Perlu ditambahkan bahwa eksperimen ini merupakan pendekatan riil bekerjanya sebuah unit pengkondisian udara. Hal ini diharapkan dapat

mewakili kinerja unit yang akan sangat berguna dalam desain kondenser.

- Dari Gambar (6) tersebut nampak bahwa kapasitas kondenser uji adalah berkisar antara 3,8 kW hingga 4,4 kW, dengan nilai rata-rata di sekitar 4,2 kW.



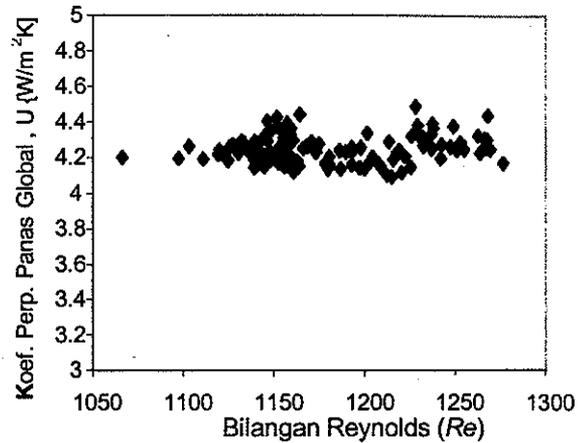
Gambar 6 Laju perpindahan panas di kondensor uji pada berbagai laju massa aliran udara

Koefisien perpindahan panas berperubahan fasa di sisi refrigeran pada kondensor

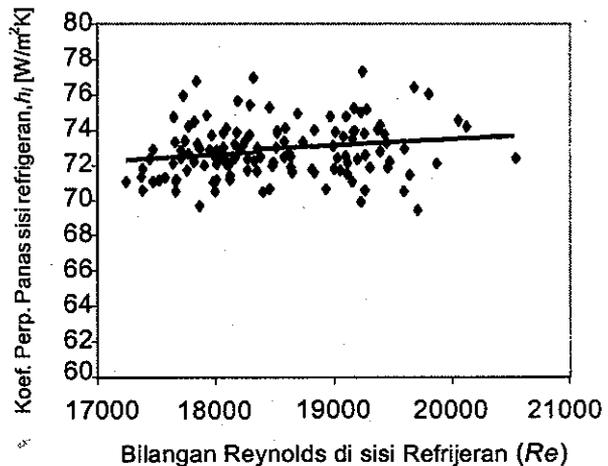
Dari data pengamatan temperatur masuk dan keluar setiap fluida dan hasil laju perpindahan panas untuk berbagai laju aliran udara seperti yang diperoleh pada Gambar (6), nilai koefisien perpindahan panas global U dapat dievaluasi dan hasilnya dipresentasikan dalam Gambar (7). Dari hasil tersebut dapat dicatat bahwa seperti pada umumnya sebuah penukar kalor, koefisien perpindahan panas global meningkat dengan meningkatnya laju aliran massa salah satu fluida yang dipertukarkan energinya. Peningkatan ini tentunya diikuti dengan peningkatan laju kondensasi refrigeran.

Laju perpindahan panas di sisi refrigeran juga dapat dievaluasi dan dipresentasikan pada Gambar (6). Namun demikian kisaran laju perpindahan panas yang dapat ditransfer adalah terbatas, seperti telah diuraikan di atas, nampak sekali bahwa nilai koefisien perpindahan panas baik global maupun di sisi refrigeran juga tidak banyak berubah dengan perubahan laju massa aliran udara akibat dominannya nilai tersebut di sisi refrigeran yang sedang mengalami perubahan fasa. Dari Gambar (8) diperoleh hasil bahwa seperti halnya koefisien perpindahan panas global, koefisien perpindahan panas di sisi refrigeran ini meningkat dengan meningkatnya laju massa salah satu fluida yang dipertukarkan energinya. Peningkatan ini diduga sebagai hasil peningkatan mekanisme kondensasi refrigeran. Namun demikian peningkatan kondensasi akan meningkatkan fraksi cair di dalam saluran sehingga akan meningkatkan proses pengeluaran energi dari kondensor ke lingkungan. Hal yang terakhir ini mengakibatkan kenaikan koefisien perpindahan panas walaupun tidak terlalu besar dengan meningkatnya laju massa udara. Apabila dinyatakan dalam bentuk fungsi pendekatan akan diperoleh korelasi seperti yang dinyatakan dengan garis pada Gambar (6) atau apabila didekati dengan persamaan (12), akan diperoleh nilai $C1$ adalah 28,61 dan n adalah 0,095. Nilai-nilai yang

diperoleh dari pengujian inilah yang akan dipakai sebagai korelasi dalam perhitungan numerik.



Gambar 7 Koefisien perpindahan panas keseluruhan pada kondensor uji.



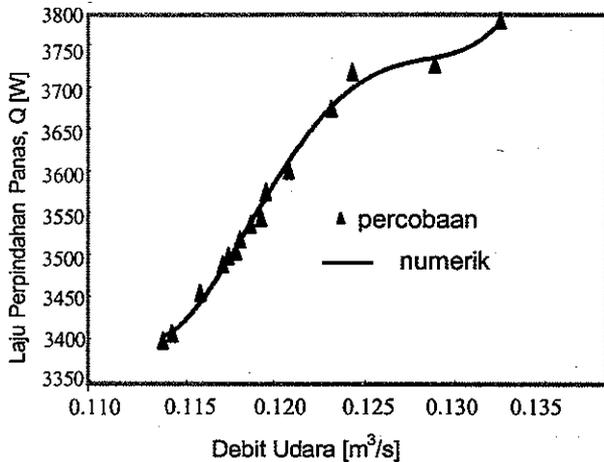
Gambar 8 Koefisien perpindahan panas di sisi refrigeran pada kondensor uji.

Perbandingan antara hasil evaluasi numerik dan eksperimental.

Untuk menguji validitas program perhitungan yang disusun, perangkat lunak ini perlu divalidasi. Validasi yang dilakukan dalam penelitian ini adalah dengan cara memasukkan beberapa data pengujian kemudian mengevaluasi kinerja penukar kalor uji dan mencocokkannya dengan hasil eksperimen yang dilakukan. Salah satu contoh hasil validasi yang telah dilakukan diberikan dalam Gambar (9). Dalam Gambar (9) tersebut ditunjukkan perbandingan antara hasil evaluasi numerik dan hasil pengujian eksperimental dari laju perpindahan panas di kondenser untuk berbagai laju aliran massa udara. Dari gambar tersebut beberapa hal dapat dicatat antara lain:

- Diperoleh kecenderungan perbandingan yang sangat baik antara hasil numerik dengan dengan hasil eksperimental. Walaupun diperoleh kecenderungan yang baik, namun masih terdapat perbedaan berkisar antara 2,5% hingga 4%. Perbedaan ini diduga sebagai akibat keterbatasan ketelitian pengukuran temperatur dan laju massa aliran saat pengujian. Hal

ini akan mengakibatkan penyimpangan perhitungan sifat-sifat termodinamik udara dan kalor laten yang terjadi saat proses kondensasi refrigeran.

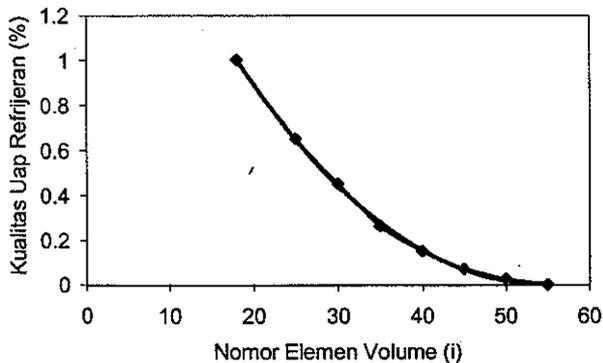


Gambar 9 Perbandingan antara hasil kaji numerik dan eksperimental kondenser uji.

- Dalam pandangan rekayasa perbedaan sekitar 4% maksimum tersebut masih dapat diterima, karena pada kenyataannya dalam desain penukar kalor dimensi yang diperoleh diperbesar hingga 25% untuk kompensasi keamanan desain. Hal ini dikaitkan dengan fungsi operasi penukar kalor pada umumnya, yang apabila dipasang dalam suatu sistem, banyak parameter yang saling mempengaruhi dan kadang-kadang memang diinginkan agar dapat bekerja dengan kapasitas yang bervariasi hingga 25%.
- Dengan hasil perbandingan tersebut, berarti bahwa untuk data yang terkait dengan evaluasi di atas, model perhitungan yang diusulkan dapat dipergunakan dengan baik.

Perubahan kualitas uap refrigeran di sepanjang pipa.

Dengan menerapkan persamaan kekekalan energi di setiap elemen volume seperti diperlihatkan pada persamaan (14), akhirnya kualitas dan perubahannya di sepanjang pipa kondenser dapat dievaluasi. Perubahan nilai kualitas sebagai fungsi dari nomor elemen volume diperlihatkan pada Gambar (10).



Gambar 10 Hasil evaluasi perubahan kualitas uap refrigeran sepanjang pipa.

Dari hasil nampak bahwa perubahan kualitas tidak linier terhadap panjang pipa.

Berdasarkan gambar tersebut perubahan nilai kualitas uap refrigeran x_i dapat dinyatakan sebagai fungsi polinomial pangkat tiga dari nomor elemen volume i yaitu:

$$x_i = -0,000002 i^3 + 0,001 i^2 - 0,0905 i + 2,3272 \quad (23)$$

5. KESIMPULAN

Dari penelitian yang telah dilakukan beberapa hal dapat ditarik sebagai kesimpulan antara lain:

1. Telah dilakukan suatu kaji eksperimen kinerja kondenser berpendingin udara dalam aliran silang. Dari pengamatan eksperimental diperoleh beberapa hal yang menarik yaitu :
 - Proses kondensasi refrigeran merupakan fenomena yang cukup kompleks. Banyak sekali parameter yang mempengaruhinya. Secara garis besar kemampuan perpindahan panas sebuah kondenser dipengaruhi oleh parameter operasi kerja sistem secara keseluruhan.
 - Nilai koefisien perpindahan panas di sisi refrigeran yang berubah fasa secara umum lebih besar dibanding tanpa perubahan fasa. Dalam hal ini proses perpindahan panas laten berpengaruh secara signifikan sehingga praktis koefisien perpindahan panas tidak banyak dipengaruhi oleh laju aliran udara yang mendinginkan refrigeran. Dengan demikian bukan hanya beda temperatur yang dominan sebagai potensial perpindahan panas namun laju fluks panas yang ditransfer dari refrigeran juga merupakan faktor yang berpengaruh terhadap koefisien perpindahan panas kondensasi.
 - Kualitas uap refrigeran sepanjang pipa dalam kondenser uji dapat didekati dengan fungsi polinomial pangkat tiga terhadap nomer elemen volume yang diteliti.
 - Dalam sebuah unit pengkondisian udara, kinerja kondensor terkait dengan kinerja komponen lainnya, sehingga sangat sulit untuk mempertahankan laju refrigeran yang tetap. Kapasitas perpindahan panas di kondenser ini dibatasi oleh dinamika sistem mesin pendingin kompresi uap uji. Artinya hasil pengujian akan berbeda apabila pengujian dilakukan dalam suatu sistem dengan jika pengujian kondenser tersebut dilakukan secara terpisah.
2. Dari hasil penelitian diperoleh bahwa untuk evaporator dan kondensor uji yang terdiri dari penukar kalor bersirip dengan spesifikasi geometri yang sejenis menghasilkan kisaran antara laju perpindahan panas senilai 3,8 kW hingga 4,4 kW, dengan nilai rata-rata di sekitar 4,2 kW.
3. Model matematik neraca massa dan energi yang diterapkan dalam elemen volume dapat dipakai sebagai salah satu metode dalam perancangan dimensi kondenser sejenis, sehingga diharapkan dapat menambah khasanah ilmu pengetahuan di bidang perancangan penukar kalor.

Ucapan terima kasih

Penelitian ini dibiayai oleh Proyek Peningkatan Penelitian dan Pengabdian pada Masyarakat, DIKTI, melalui proyek penelitian hibah bersaing. Atas dukungan finansial yang diperoleh, penulis ingin mengucapkan banyak terima kasih.

DAFTAR PUSTAKA

1. Eric M. Smith, *Thermal Design of Heat Exchangers, A Numerical Approach: Direct Sizing and Stepwise Rating*, John Wiley & Sons, Singapore, 1997.
2. Idem SA, Jung C, Gonzalez GJ, and Goldschmidt VW, *Performance of Air-to-Water Cooper Finned-Tube Heat Exchanger at Moderately Low Air-Side Reynolds Number, Including Effects of Baffles*, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 30, No 8, 1987.
3. Incropera and De Witt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons, 2nd Edition, New York, 1990.
4. Kays, WM and London, AL, *Compact Heat Exchanger*, 2nd Edition, Mc Graw-Hill Company, New York, 1964.
5. Setyo Darmanto P and Santosa B, *Numerical Study of Cross Flow Heat Exchanger With Partial Fins*, Proceedings of First International Thermal Energy Congress, Morocco, 1993.
6. Setyo Darmanto P., Windy Hermawan and Wahyu Purwo Raharjo, *Experimental Study of Partial Fins Heat Exchanger*, Proceedings of International Conference on Fluid and Thermal Energy Conversion, Jogjakarta, 1997.
7. Van den Bluck, E, *Optimal Design of Cross-Flow Heat Exchanger*, Journal of Heat Transfer, 113, Trans. ASME, May 1991.
8. Xin RC, Li HZ, Kang HJ, and Tao WQ, *Heat Transfer and Pressure Drop Measurement on Four Types of Plate Fin-and-Tube Heat Exchanger Surfaces*, Proceeding of Transport Phenomena Science and Technology, Higher Education Press, Beijing, 1992.