

PEMODELAN DAN PERANCANGAN GAS COOLER UNTUK MESIN REFRIGERASI CO₂

Willy Adriansyah

Laboratorium Termodinamika, KPP-IR ITB

Ringkasan

Gas cooler merupakan komponen vital pada suatu sistem refrigerasi CO₂ dan harus dirancang dengan baik. Perancangan penukar kalor dengan metode yang umum memiliki keterbatasan jika diterapkan untuk fluida kerja dengan variasi sifat termofisik yang besar. Makalah ini mengulas rincian pemodelan dan perancangan salah satu jenis gas cooler dengan mempertimbangkan sifat khas CO₂ sebagai refrigeran. Model matematis ini kemudian divalidasi dengan data eksperimen pada berbagai kondisi operasi. Perbandingan menunjukkan model matematis dapat memprediksi kinerja gas cooler dengan kesalahan maksimum 2%. Prinsip pemodelan yang dikembangkan ini dapat diterapkan pada berbagai jenis penukar kalor.

Abstract

Gas cooler is one of the important components in CO₂ refrigeration system and it must be designed properly. Conventional mathematical modeling used in designing heat exchanger have some drawbacks when the working fluid has large variation on its thermo physical properties. This paper discusses detail modeling and designing one of heat exchanger types which takes into account unique characteristic of CO₂ as refrigerant. The mathematical model is then validated by experimental data. The comparison shows that the model predicts gas cooler performance within 2% maximum deviation. The principles of modeling can be applied to various types of heat exchanger.

Keywords: Gas Cooler, CO₂ refrigeration, heat exchanger modeling

1. PENDAHULUAN

Salah satu refrigeran alternatif pengganti CFC adalah CO₂. Karena CO₂ adalah gas alami, penggunaan CO₂ sebagai refrigeran sangat baik ditinjau dari aspek lingkungan. CO₂ memiliki ODP (*Ozone Depletion Potential*) nol dan GWP (*Global Warming Potential*) satu, jauh lebih rendah daripada CFC dan HFC. Berbeda dengan CFC atau HFC, siklus refrigerasi yang sesuai untuk CO₂ adalah siklus transkritis.

Komponen utama siklus refrigerasi transkritis hampir sama dengan siklus refrigerasi konvensional kecuali komponen untuk pembuangan panas. Pada siklus transkritis panas dibuang melalui penukar kalor yang disebut *gas cooler*. Dalam perancangan siklus refrigerasi CO₂, perancangan gas cooler mutlak diperlukan. Akan tetapi, perancangan komponen ini tidak dapat dilakukan dengan metoda perancangan penukar kalor yang umum, seperti metoda UA-LMTD atau ϵ -NTU. Kedua metode ini tidak dapat digunakan secara langsung karena akan menghasilkan rancangan yang tidak sesuai.

Pada tulisan ini akan dibahas teknik perancangan gas cooler yang lebih baik dengan tetap menggunakan kedua metoda di atas, tetapi disertai dengan teknik segmentasi dengan mempertimbangkan sifat termofisik CO₂ yang khas. Akan ditunjukkan dengan metode ini dapat dihasilkan rancangan gas cooler yang jauh lebih

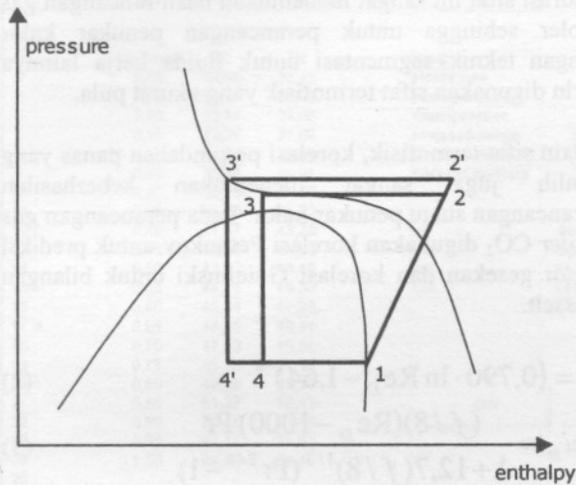
baik dan mungkin satu-satunya cara yang dapat diterapkan pada kasus perancangan gas cooler.

2. SIKLUS TRANSKRITIS

Untuk aplikasi refrigerasi, CO₂ harus bekerja dalam siklus transkritis. Berbeda dengan siklus refrigerasi konvensional siklus transkritis membuang panas pada daerah superkritis. Pada daerah ini, temperatur dan tekanan tidak saling bergantung sehingga tekanan dapat diubah pada temperatur konstan. Sedangkan pada siklus konvensional seluruh proses terjadi di bawah titik kritis refrigeran yang digunakan sehingga tekanan dan temperatur tidak saling bebas. Siklus transkritis diperlihatkan pada Gb. (1).

Perbedaan mendasar ini membawa kekhasan tersendiri dari siklus transkritis. Karena ketakterkaitan antara temperatur dan tekanan, kapasitas refrigerasi dapat dikontrol dengan cara mengubah tekanan buang kompresor. Pengubahan tekanan dilakukan dengan cara memberikan penurunan tekanan yang lebih besar pada proses ekspansi sehingga tekanan keluar kompresor naik (dari 3 menjadi 3' pada Gb.(1)) dan dapat dilihat hal ini menyebabkan kapasitas refrigerasi spesifik juga naik (dari 4-1 menjadi 4'-1). Karakteristik kontrol kapasitas ini sangat baik digunakan pada saat dibutuhkan daya refrigerasi yang besar dalam waktu singkat, misalnya pada proses *pulldown* (proses mulai mesin refrigerasi

dinyalakan sampai temperatur ruang yang ditargetkan dicapai).



Gambar 1 Siklus refrigerasi transkritis

Pembuangan panas pada daerah superkritis merupakan parameter kontrol dalam hal perancangan penukar kalor. Untuk refrigeran CO₂, pembuangan panas dilakukan di sekitar tekanan 90 bar. Kondisi ini cukup dekat dengan tekanan kritis CO₂ yakni 73,7 bar. Akibatnya terjadi variasi sifat-sifat termofisik yang besar apabila CO₂ didinginkan pada proses pembuangan panas.

3. KELEMAHAN METODE UA-LMTD DAN ε-NTU

Terdapat dua metode dalam melakukan perancangan penukar kalor; metode UA-LMTD dan ε-NTU. Kedua metode ini pada dasarnya akan menghasilkan rancangan yang sama tetapi penggunaan salah satu metode terkadang lebih baik daripada metode lainnya untuk kasus tertentu. Metode UA-LMTD sangat baik digunakan jika seluruh temperatur rancangan (temperatur masuk dan keluar) diketahui, sedangkan jika hanya temperatur masuk yang diketahui maka metode ε-NTU yang lebih baik digunakan. Kedua metode di atas dapat dinyatakan dalam persamaan pada Tabel 1.

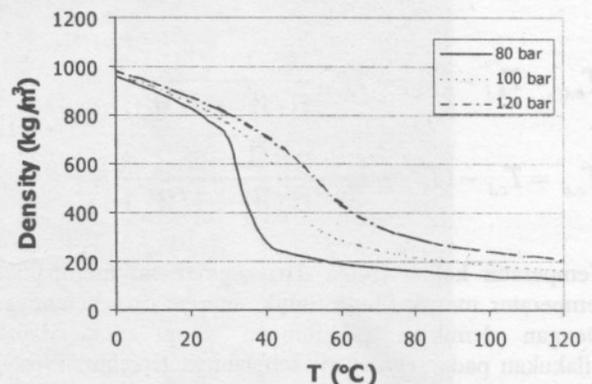
Baik metode UA-LMTD maupun ε-NTU, keduanya berlandaskan pada asumsi tahanan termal konstan di sepanjang penukar kalor. Pada kenyataannya tahanan termal tidaklah konstan namun untuk banyak kasus kesalahan akibat asumsi ini dapat diterima dalam perancangan. Asumsi ini masih dipakai sampai sekarang bahkan pada standar perancangan penukar kalor sekalipun. Akan tetapi, mengingat variasi sifat termofisik yang sangat besar pada proses pembuangan panas yang terjadi pada mesin refrigerasi CO₂, asumsi tahanan termal konstan ini tidak dapat lagi diterima. Jika asumsi ini tetap digunakan, hasil rancangan akan jauh menyimpang dari apa yang dihasilkan jika penukar kalor yang dirancang benar-benar dibuat.

Tabel 1 Persamaan Metode UA-LMTD dan ε-NTU

Metode	Persamaan
	$Q = U \cdot A \cdot F \cdot LMTD$
UA-LMTD	$LMTD = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln \frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}}}$
ε-NTU	$Q = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in})$
	$\varepsilon = \varepsilon(C_{min} / C_{max}, NTU)$
	$NTU = UA / C_{min}$

Gb. (2) memperlihatkan variasi densitas CO₂ terhadap temperatur pada berbagai tekanan superkritis. Jangkauan temperatur pada absis dipilih sesuai dengan daerah kerja sistem refrigerasi pada umumnya. Dapat dilihat bagaimana densitas berubah dengan berubahnya temperatur dan perubahan makin tajam jika tekanan makin mendekati tekanan kritis CO₂. Untuk sifat-sifat termofisik lain yang terkait dengan perancangan penukar kalor, variasi sifat terhadap temperatur juga terjadi.

Kenyataan ini menunjukkan bahwa tahanan termal akan sangat bervariasi di sepanjang penukar panas pada proses pembuangan panas di daerah superkritis. Dengan demikian perlu dikembangkan metode yang sesuai untuk keperluan perancangan penukar kalor sehingga kesalahan dapat diperkecil dan hasil rancangan diharapkan dapat beroperasi sesuai dengan target rancangan.

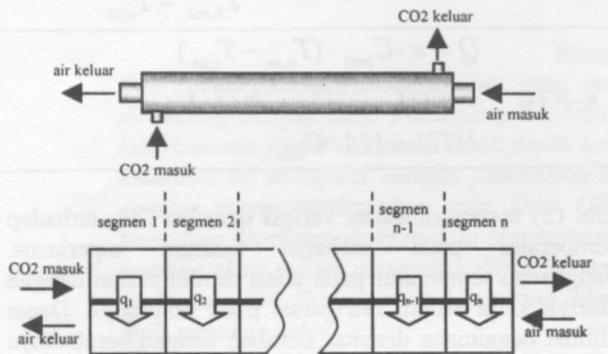


Gambar 2 Variasi densitas CO₂ terhadap temperatur pada berbagai tekanan^[2]

4. METODE SEGMENTASI

Kelemahan metode UA-LMTD dan ε-NTU jika digunakan untuk merancang gas cooler masih dapat diperbaiki dengan cara mengusahakan agar asumsi tahanan termal konstan tetap dapat didekati. Melihat besarnya variasi sifat termofisik yang terjadi selama proses pendinginan CO₂ di dalam gas cooler, cara paling logis dalam upaya mendekati asumsi tersebut adalah dengan membuat segmentasi terhadap temperatur mulai dari temperatur masuk hingga

temperatur keluar *gas cooler*. Dengan membuat segmentasi yang cukup banyak, variasi temperatur (pada tekanan konstan) dapat diperkecil sehingga variasi sifat termofisik lain juga akan ikut mengecil dan asumsi tahanan termal konstan dapat didekati sehingga kedua metode di atas dapat digunakan seperti biasanya. Prinsip segmentasi ditunjukkan pada Gb. (3).



Gambar 3 Prinsip segmentasi untuk mendekati asumsi tahanan termal konstan

Karena pada konfigurasi aliran berlawanan (*counter flow*), di mana harga $F = 1$, temperatur masuk kedua fluida berada pada segmen yang berbeda diperlukan teknik iterasi untuk memperoleh solusi keseimbangan energi. Hal ini dengan mudah dilakukan dengan cara memberi tebakan awal profil temperatur di sepanjang penukar kalor dan profil linear dapat digunakan untuk mempermudah. Kemudian dimulai dari salah satu sisi penukar kalor (sisi panas atau sisi dingin), temperatur keluar fluida pada tiap segmen dapat ditentukan dengan persamaan berikut^[1]:

$$T_{h,o} = T_{h,i} - (T_{h,i} - T_{c,i}) \frac{1 - e^D}{(1/W_h - 1/W_c)} \quad (1)$$

$$T_{c,o} = T_{c,i} - (T_{c,i} - T_{h,i}) \frac{1 - e^D}{(1/W_c - 1/W_h)}$$

Temperatur keluar fluida dari segmen ini merupakan temperatur masuk fluida untuk segmen di sebelahnya. Dengan demikian perhitungan yang sama dapat dilakukan pada segmen di sebelahnya tersebut. Proses ini diteruskan hingga mencapai segmen terakhir dan iterasi dihentikan jika perubahan profil temperatur hasil iterasi sebelumnya dengan hasil iterasi sesudahnya lebih kecil dari kriteria konvergensi yang ditetapkan. Dari hasil validasi kasus *gas cooler*, konvergensi sebesar 0,1 K sudah cukup baik.

5. SIFAT TERMOFISIK CO₂ DAN KORELASI PERPINDAHAN PANAS

Model sifat termofisik CO₂ terkomputerisasi merupakan bagian terpenting dalam perancangan *gas cooler*. Pada tulisan ini digunakan sifat termofisik CO₂

terkomputerisasi yang telah dikembangkan sebelumnya[2]. Sifat termofisik ini menggunakan persamaan tingkat keadaan khusus CO₂ terkini dan paling akurat. Akurasi sifat ini sangat menentukan hasil rancangan *gas cooler* sehingga untuk perancangan penukar kalor dengan teknik segmentasi untuk fluida kerja lainnya perlu digunakan sifat termofisik yang akurat pula.

Selain sifat termofisik, korelasi perpindahan panas yang dipilih juga sangat menentukan keberhasilan perancangan suatu penukar kalor. Pada perancangan *gas cooler* CO₂ digunakan korelasi Pethukov untuk prediksi faktor gesekan dan korelasi Gnielinski untuk bilangan Nusselt.

$$f = (0,790 \cdot \ln Re_D - 1,64)^{-2} \quad (2)$$

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (3)$$

Pemilihan korelasi didasarkan pada kenyataan bahwa fasa selama proses pendinginan CO₂ di dalam *gas cooler* seluruhnya gas sehingga korelasi aliran dalam konveksi paksa satu fasa dapat digunakan.

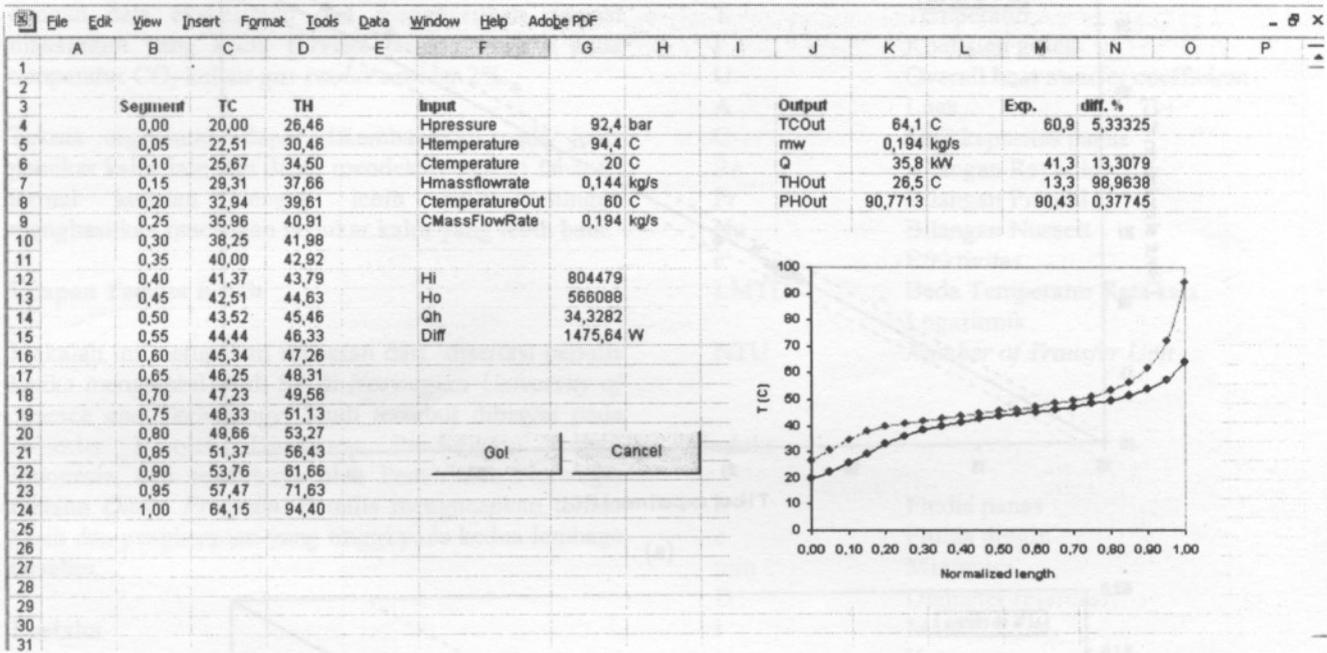
6. PROGRAM PERANCANGAN GAS COOLER

Adanya sifat termofisik terkomputerisasi sangat memudahkan perancangan *gas cooler* dilakukan dengan bantuan komputer dalam bentuk program. Pada aplikasi Excel^(TM) dari Microsoft^(TM) terdapat fasilitas *macro* yang dapat dimanfaatkan untuk menulis program. Perlu dicatat bahwa sifat termofisik CO₂ yang telah dikembangkan dapat dipanggil dari Excel^(TM) melalui fasilitas *dynamic link library*. Gb. (4) menunjukkan contoh tampilan program perancangan *gas cooler* yang telah dibuat.

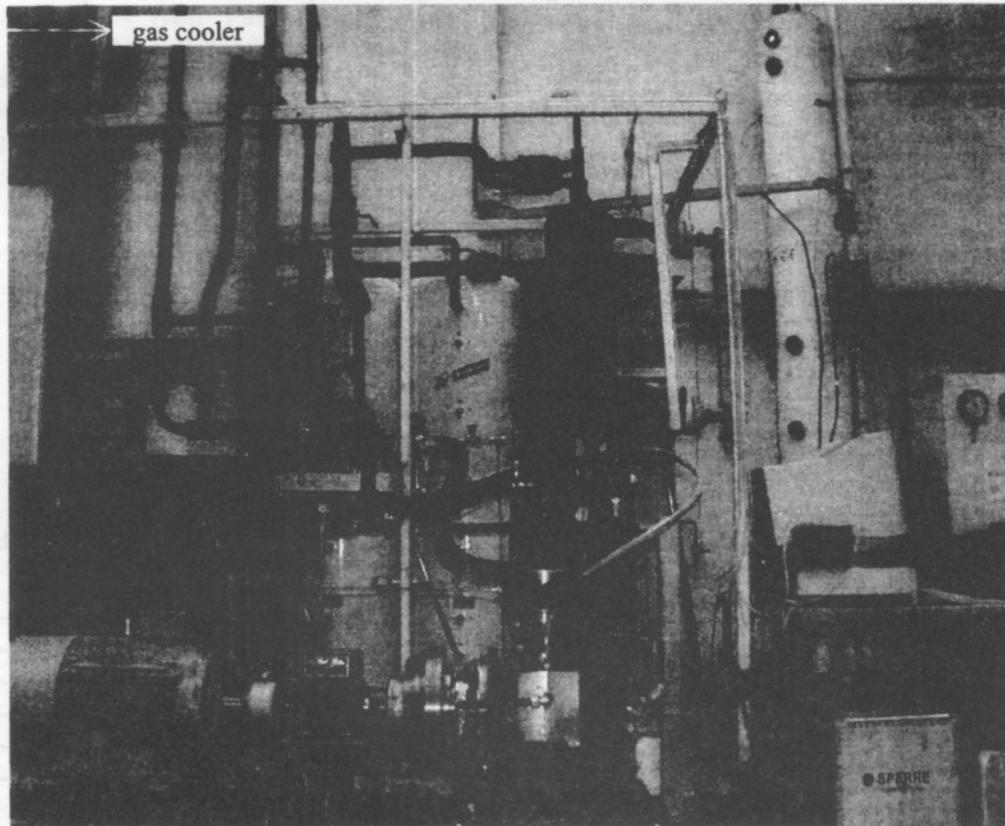
7. VALIDASI PROGRAM PERANCANGAN GAS COOLER

Sejumlah besar data eksperimen telah dihasilkan dari fasilitas pengujian sistem refrigerasi CO₂ yang terdapat di Departemen Refrigerasi, Norwegian University of Science and Technology (NTNU)^[3]. Fasilitas tersebut ditunjukkan pada Gb. (5).

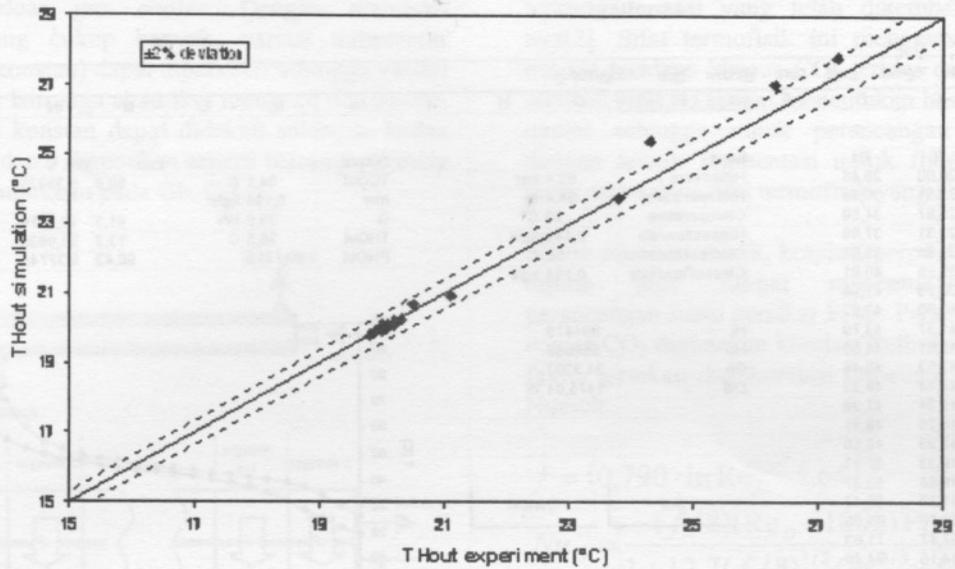
Validasi perancangan *gas cooler* dengan metode segmentasi dilakukan dengan cara membandingkan hasil rancangan dengan data hasil pengukuran. Gb. (6) memperlihatkan contoh hasil validasi untuk temperatur air dan CO₂ keluar dari *gas cooler*. Dapat dilihat deviasi maksimum adalah sekitar 2% yang menunjukkan program perancangan dapat merepresentasikan data eksperimen dengan sangat baik. Penyimpangan yang terjadi masih dapat diterima mengingat akurasi korelasi koefisien gesek dan koefisien perpindahan panas yang digunakan.



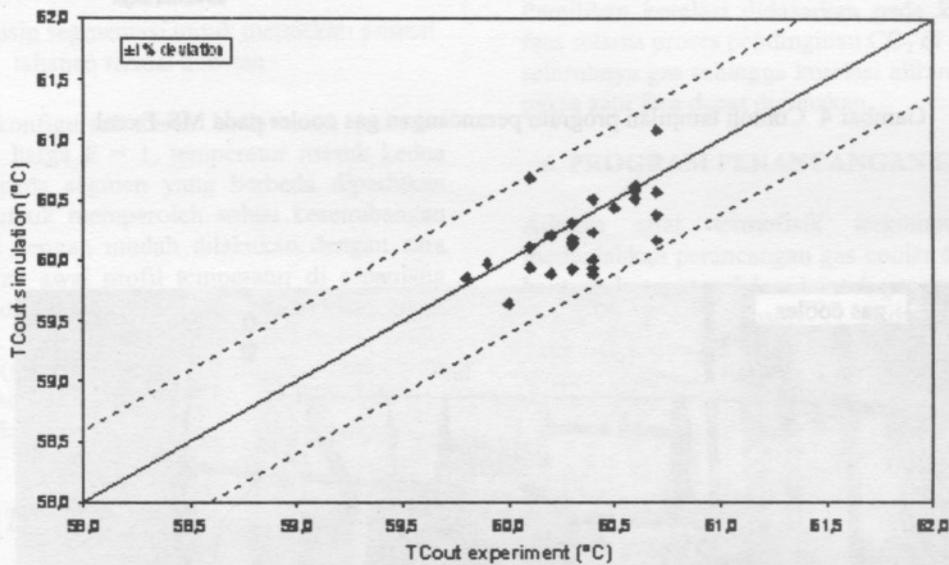
Gambar 4 Contoh tampilan program perancangan gas cooler pada MS-Excel



Gambar 5 Fasilitas uji sistem refrigerasi CO₂^[2]



(a)



(b)

Gambar 6 Perbandingan data eksperimen dengan data hasil program perancangan (a) temperatur CO₂ keluar *gas cooler* (b) temperatur air keluar *gas cooler*^[2]

Perbandingan juga dibuat terhadap kinerja keseluruhan *gas cooler*. Tabel 1 berikut memberikan informasi penyimpangan maksimum program perancangan dari berbagai kondisi operasi. Dapat dilihat bahwa teknik segmentasi dapat memprediksi kinerja *gas cooler* dengan sangat baik.

Teknik segmentasi tentu saja dapat diterapkan pada jenis penukar kalor yang lain. Salah satu program perancangan penukar kalor jenis kompak yang dikembangkan juga menggunakan teknik segmentasi dan menghasilkan kesalahan maksimum 10% untuk fluida kerja udara dan CO₂^[4].

Tabel 1 Penyimpangan maksimum pada berbagai kinerja *gas cooler*^[2]

Kuantitas	Deviasi
Kapasitas (kW)	±2%
Temperatur keluar CO ₂ (°C)	±2%
Tekanan CO ₂ keluar (bar)	±0.5%
Temperatur air keluar (°C)	±1%

8. KESIMPULAN

Metode UA-LMTD dan ϵ -NTU masih dapat digunakan dalam perancangan penukar kalor dengan variasi sifat termofisik yang besar jika dilakukan segmentasi terhadap profil temperatur di sepanjang penukar kalor.

Dengan teknik segmentasi telah berhasil dikembangkan program perancangan gas cooler yang telah divalidasi dengan data eksperimen dan menghasilkan deviasi maksimum yang kecil. Deviasi terbesar terjadi pada temperatur CO₂ keluar *gas cooler* sebesar 2%.

Teknik segmentasi dapat dikembangkan pada jenis penukar kalor lain dan dapat mendekati asumsi tahanan termal konstan dengan lebih baik sehingga menghasilkan rancangan penukar kalor yang lebih baik.

Ucapan Terima Kasih

Makalah ini merupakan sebagian dari disertasi penulis ketika mengambil studi S3 di *Norwegian University of Science and Technology*. Studi tersebut dibiayai pada semester I oleh Direktorat Pendidikan Tinggi, Indonesia, dan selebihnya oleh Pemerintah Norwegia melalui *Quota Program*. Penulis mengucapkan terima kasih dan penghargaan yang tinggi pada kedua lembaga tersebut.

Pustaka

1. W.F. Stoecker, *Design of Thermal System*, McGraw-Hill Inc., (1982)
2. Willy Adriansyah, *Combined Air Conditioning and Tap Water Heating Plant Using CO₂ as Refrgerant for Indonesian Climate Condition*, PhD. Thesis, NTNU, Norway, (2001)
3. Petter Neksa, *CO₂ Heat Pump System*, Sintef Energy Research, Refrigeration and Air Conditioning, Trondheim, Norway, (2000)
4. Geir Skaugen, *Private Communication*, Department of Refrigeration, NTNU, Norway, (2000)

Simbol

T	Temperatur
f	Koefisien gesek
U	Overall heat transfer coefficient
A	Luas
C	Laju kapasitas panas
Re	Bilangan Reynolds
Pr	Bilangan Prandtl
Nu	Bilangan Nusselt
e	Efektivitas
LMTD	Beda Temperatur Rata-rata Logaritmik
NTU	<i>Number of Transfer Unit</i>

Indeks

h	Fludia panas
c	Fluida dingin
min	Minimum
D	Diameter referensi
i	Masuk
o	Keluar