ANALISA TERMOHIDROLIKA KERUSAKAN KONDENSOR ORTHO DICHLOROBENZENE TIPE SHELL DAN TUBE

Thermohydraulic Analysis of Failure of Shell and Tube Ortho Dichlorobenzene Condenser

Bambang Teguh P.^(1,2) dan Riki Jaka Komara⁽²⁾

¹⁾Balai Termodinamika, Motor dan Propulsi (BTMP)

Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi (BPPT)

Gedung 233 Kawasan Puspiptek Serpong-Tangerang Selatan

²⁾Pascasarjana, Program Studi Magister Teknik Mesin

Institute Sains dan Teknologi Nasional

Jln. PLN Duren Tiga, Jakarta, Indonesia

Email: bambang.teguh@bppt.go.id

Diterima: 9 Maret 2015; Diperiksa: 17 Maret 2015; Revisi: 4 April Mei 2015; Disetujui: 15 April 2015

Abstract

A number of tubes in the Ortho-Dichlorobenzene (ODCB) condenser have been damaged. ODCB condenser is vertical shell and tube exchangers, BEM type, with the expansion joint on the shell. ODCB flows in the tube side and cooling water (CW) flows in the shell side in parallel from top to bottom. The test of material concluded that the damage in the form of stress corrosion cracking (SCC) caused by bending stress due to longitudinal expansion of tube cannot be accommodated. However, in reality cracks were not occurred in the middle of a tube length, but at a distance of about 450-500 mm from the tube sheet, not far from the shell inlet nozzle. The purpose of this study was to determine the local thermohydraulic phenomena that occur which is related to damage of tubes. Simulation results show at a range of about 450-500 mm from the tube sheet, CW in the shell side begins to boil and ODCB began condensed in the tube side. Water vapor fill the space of the upper shell. In this zone, ODCB in the tube still in the gas phase. The combination of these two circumstances cause convection heat transfer in this zone is very bad and lead to the tube wall temperature gradient is high enough at longitudinal direction. High temperature gradient causes the tube wall strength decreases, so that when the tube expansion on hold, the tube will be bent in the zone.

Keywords: Ortho-Dichlorobenzene, condenser, shell and tube, BEM, parallel flow, SS 316 L, stress corrosion cracking, bent tube, condensation, boiling.

Abstrak

Telah terjadi kerusakan pada sejumlah tube pada kondensor Ortho Dichlorobenzene (ODCB). Kondensor ODCB adalah jenis *shell and tube* tipe BEM, posisi vertikal, dengan *expansion joint* pada *shell*. ODCB mengalir di sisi *tube* dan air pendingin (CW) mengalir di sisi *shell* secara paralel dari atas ke bawah. Hasil uji material menyimpulkan bahwa kerusakan berupa *Stress Corrosion Cracking* (SCC) yang disebabkan oleh tegangan bengkok akibat ekspansi tube yang tertahan. Namun demikian, ternyata retakan tube terjadi tidak pada tengah-tengah bentangan panjang tube melainkan pada jarak sekitar 450 – 500 mm dari *tube sheet*, tidak jauh dari *shell inlet nozzle*. Tujuan studi ini adalah untuk mempelajari fenomena termohidrolika lokal yang menyebabkan kerusakan tube. Hasil simulasi menunjukkan pada jarak sekitar 450 – 500 mm dari *tube sheet*, CW di sisi *shell* mulai mendidih dan ODCB di sisi *tube* mulai terkondensasi. Uap air yang terbentuk mengisi ruang *shell* bagian atas. Proses pendinginan di zona ini menjadi sangat buruk dan mengakibatkan gradien temperatur dinding tube ke arah longitudinal cukup tinggi. Gradien temperatur yang tinggi menyebabkan kekuatan dinding tube menurun, sehingga saat ekspansi tube tertahan, tube akan bengkok pada zona tersebut.

Kata kunci: Ortho Dichlorobenzene, kondensor, *shell and tube*, BEM, aliran paralel, SS 316 L, *stress corrosion cracking*, tube bengkok, kondensasi, pendidihan

1. PENDAHULUAN

1.1 Kondensor ODCB

Kondensor ODCB pada salah satu industri kimia berfungsi untuk mengkondensasikan *Ortho Dichlorobenzene* (ODCB). Merujuk pada (TEMA, 1998) kondensor ODCB pada studi ini adalah sebuah alat penukar kalor (APK) *shell and tube*, tipe BEM, posisi vertikal dengan *expansion joint* di *shell*. Sebagai media pendingin digunakan air (CW). ODCB mengalir di sisi *tube* dan CW mengalir di sisi *shell* secara paralel dari atas ke bawah. Tube dibuat dari pipa SS 316 L, diameter luar 26,67 mm *schedule* 40. Jumlah tube 106 buah disusun dengan konfigurasi segitiga sama sisi dengan jarak antar tube 34 mm. Susunan *tube* dan *setting plan* ditunjukkan pada Gambar 1 dan Gambar 2. Panjang *tube* 2580 mm dan diameter *shell* 461 mm. Data proses di dalam kondensor ditunjukkan pada Tabel 1.

Tube-tube yang rusak pada penampang melintang *tube bundle* ditunjukkan pada Gambar 1. Tube-tube warna biru (gelap) adalah tube-tube yang sudah lebih dulu bocor dan sudah diperbaiki, sedangkan yang berwarna terang (merah) adalah tube-tube yang belum lama bocor.

Posisi longitudinal kerusakan tube, berjarak sekitar 450 - 500 mm diukur dari *tebe sheet* ditunjukkan pada Gambar 2.

Tabel 1. Data Proses di Kondensor

Fluid allocation	Units	Shell Side		Tube Side	
Fluid name		CW		ODCB	
Fluid quantity, Total	kg/s	0,4615		0,5778	
Vapor (In/Out)	kg/s	0	-	0,5778	0
Liquid	kg/s	0,4615	-	0	-
Noncondensable	kg/s	0	-	0	-
Temperature (In/Out)	°C	30	-	180	-
Dew / Bubble point	°C	119,97	119,97	179,82	179,82
Pressure (abs)	bar	2	-	1	-
Pressure drop,	bar	0,4	-	0,4	-

Gambar 1. Tube Layout

Analisa kerusakan material tube telah dilakukan secara visual dan metalografi (Laporan Investigasi, 2013). Tidak terdapat deformasi plastis, rambatan retak berasal dari permukaan tube bagian luar menuju bagian dalam. Perambatan retak lebih dari satu yang diawali dari permukaan luar, lebih dominan transgranular dan intergranular. Perbedaan struktur mikro antara daerah retak dan daerah jauh dari retakan tidak menunjukkan perbedaan, dan tidak menunjukkan adanya karbida khrom pada batas butir. Dari ciri-ciri tersebut di atas disimpulkan retakan dapat dikelompokkan kedalam korosi retak tegang (*Stress Corrosion Cracking = SCC*).

Analisa lanjut terhadap ciri-ciri SCC yang terjadi menunjukkan bahwa kerusakan disebabkan oleh tegangan lentur akibat ekspansi tube yang tertahan pada saat beroperasi (Laporan Investigasi, 2013). Salah satu indikatornya adalah retakan dalam bentuk melintang, diawali dari permukaan tube bagian luar, serta terdapat beberapa retakan pada permukaan dalam tube. Hal ini disebabkan permukaan luar tube menerima tegangan tarik yang paling tinggi, sedangkan bagian dalam tube mengalami tegangan tekan. Akibatnya, retakan yang terjadi melintang atau melingkar sepanjang 1/3 -1/2 lingkaran tube. Mekanisme korosi SCC diawali oleh rusaknya atau pecahnya lapisan pasif oleh ion Cl dengan konsentrasi tertentu, sehingga menimbulkan konsentrasi tegangan yang tinggi dan daerah retak terjadi pada daerah momen lentur yang tinggi pula. Akibatnya dinding pipa akan retak seperti telah dijelaskan diatas

Gambar 2. Setting Plan Kondensor ODCB

Terjadinya momen lentur pada tube sebuah APK *shell and tube* kemungkinan disebabkan oleh beda temperatur yang relatif tinggi antara fluida sisi *tube* (ODCB) dan fluida sisi *shell* (CW) mengakibatkan beda muai panjang yang besar antara *tube* dan *shell*. Beda muai panjang ini tidak diakomodasi oleh desain yang memadai (tipe BEM) sehingga terjadi momen lentur pada tube (R. K. Sinott, *et. al.*, 1998).

Pada kenyataannya, retak tegang terjadi bukan pada pertengahan panjang tube melainkan pada jarak sekitar 450 – 500 mm dari *tube sheet* (Gambar 2). Artinya, zona ini adalah daerah yang ketahanan material terhadap tegangan lentur terendah dibanding zona lain di sepanjang tube. Menurunnya kekuatan material bisa disebabkan oleh suhu yang tinggi. Dalam kasus APK *shell and tube*, kehadiran uap yang menyelimuti permukaan tube, memperburuk perpindahan panas yang menyebabkan kenaikan temperatur *tube* sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 3.

Gambar 3. Evolusi Temperatur Dinding Tube Sebuah Evaporator (S.C. Stultz and J.B. Kitto, 1992)

Jika sebuah *tube* menerima fluks panas konstan dari sisi luar tube dan di dalam tube mengalir air yang kemudian mendidih (*boiling*), maka pada daerah *mist-flow* akan terjadi lonjakan temperatur dinding tube. Kondisi seperti ini akan menyebabkan kerusakan tube lebih cepat terjadi.

Untuk bisa menginvestigasi bahwa fenomena tersebut kemungkinan terjadi pada kondensor ODCB yang dikaji, perlu dilakukan perhitungan perpindahan panas lokal antara ODCB dan CW sepanjang tube yang bisa dilakukan dengan metoda Diagram Temperatur – Entalpi (R. K. Sinott *et. al.*, 1998). Disamping itu perlu melakukan simulasi fenomena transport aliran CW dengan

Coputational Fluid Dynamics (CFD) untuk mengetahui fenomena lokal yang terjadi terkait kerusakan tube berupa SCC akibat tegangan bengkok.

1.2 Kurva Pendidihan dan Pengaruhnya pada Perpindahan Panas

Fenomena kenaikan temperatur dinding tube pada daerah yang diselimuti uap (daerah *mist flow*, Gambar 3) dapat dijelaskan dengan proses pendidihan sebagai berikut.

Gambar 4 mengilustrasikan kurva pendidihan yang merupakan resume dari hasil penelitian para peneliti sebelumnya. Salah satunya adalah (Nukiyama, 1966) yang mempopulerkannya sejak 1934. Ekperimennya dilakukan pada kasus *pool boiling*, namun demikian karakteristiknya similar dengan kebanyakan situasi. *Pool boiling* adalah proses dimana sebuah kawat pemanas direndam di dalam air yang volumenya lebih besar dari kawat tersebut dan dalam kondisi diam. Hasil eksperimen berupa fluks panas digambarkan sebagai fungsi selisih temperatur antara permukaan kawat dan temperatur jenuh fluida.

Gambar 4. *Boiling Regime* menurut Nukiyama (http://www.td.mw.tum.de/tumtd/de/forschung/themen/subcooled_flow_bolilig. 2014)

Sampai dengan titik A, perpindahan panas konveksi mendinginkan kawat pemanas dan pendidihan di permukaan belum terjadi. Bergeser ke kanan dari titik A, suhu cairan segera berdekatan dengan permukaan dipanaskan, sedikit melebihi suhu jenuh lokal cairan. Sementara itu limbak (*bulk*) cairan masih tetap bawah dingin (*subcooled*). Gelembung, awalnya sangat kecil, mulai terbentuk di zona yang berdekatan dengan permukaan kawat. Gelembung kemudian secara berkala kolaps karena mereka melayang dan bersentuhan dengan limbak cairan yang dingin. Fenomena ini, disebut sebagai *subcooled boiling*, terjadi di sekitar

titik B. Laju perpindahan panas cukup tinggi, akan tetapi tidak ada pembentukan uap bersih terjadi.

Dari titik B sampai mendekati C, temperatur limbak cairan telah mencapai temperatur jenuh lokal. Gelembung tidak lagi terbatas pada daerah yang berbatasan langsung ke permukaan, tapi juga ke daerah limbak cairan. Zona ini biasanya disebut sebagai zona *nucleate boiling*, dan seperti *subcooled boiling*, laju perpindahan panas yang cukup tinggi dan permukaan kawat hanya sedikit di atas temperatur jenuh cairan.

Pada titik terdekat dengan titik C, laju penguapan permukaan yang semakin besar terjadi. Akhirnya, laju pembentukan uap menjadi begitu besar sehingga membatasi aliran cairan kembali ke permukaan kawat. Permukaan akhirnya terselimuti dengan lapisan uap dan kemampuan permukaan kawat memindahkan panas turun. Transisi ini disebut sebagai fluks kritis panas (*Critical Heat Flux* = CHF).

J. Weisman (J. Weisman and B. S. Pei, 1999) menjelaskan saat terjadinya CHF gelembung-gelembung uap mengelompok menjadi selimut uap yang mencegah inti cairan mendinginkan permukaan yang dipanaskan. Hal tersebut diasumsikan bahwa pertukaran turbulen di sisi luar lapisan gelembung telah membatasi mekanisme perpindahan kalor.

Fenomena CHF dijelaskan pula oleh (C.H. Lee and I. Mudawar, 1988; Y. Katto, 1990; G.P. Celata *et al.*, 1994), bahwa selama terjadi *fully developed boiling*, selimut uap yang terbentuk di sekitar permukaan pemanas disebabkan oleh penggabungan dari gelembung-gelembung yang kecil, yang juga membentuk sub-lapisan cairan tipis di bawah selimut uap.

Respon temperatur permukaan pada kondisi seperti ini tergantung pada bagaimana cara permukaan tersebut dipanaskan. Dalam tungku boiler bahan bakar fosil dan inti reaktor nuklir, input panas tidak tergantung pada temperatur permukaan. Oleh karena itu, penurunan laju perpindahan panas menghasilkan peningkatan suhu permukaan yang signifikan dari titik C ke E pada Gambar 4 (S.C. Stultz and J.B. Kitto, 1992). Pada sejumlah kasus, tingginya kenaikan temperatur permukaan bisa menyebabkan permukaan meleleh.

Daerah titik C dan D pada Gambar 4 disebut tipikal *unstable film boiling* atau *transition boiling*. Disebabkan kenaikan temperatur permukaan yang besar tidak terjadi, konsekuensi utama adalah penurunan kemampuan perpindahan panas per satuan luas perpindahan panas dan perpindahan panas secara menyeluruh berkurang. Fenomena lokal aktual pada zona ini sangat kompleks dan tidak stabil.

Dari titik D ke E, permukaan pemanas secara efektif diselimuti oleh lapisan uap. Energi termal dipindahkan dari permukaan padat menembus lapisan tersebut secara radiasi, konduksi dan mikro-konveksi kepada cairan yang berbatasan dengan lapisan uap. Dari lapisan antara inilah

penguapan terjadi dan gelembung-gelembung lepas. Zona perpindahan panas ini sering disebut sebagai *stable film boiling*.

Akram (Akram W. Ahmed Ezzat, and Emad W. Nayyev, 2013) mengatakan bahwa peralatan sistem termohidrolika dapat terkena fenomena yang mungkin menyebabkan pendidihan dalam bentuk yang berbeda. Inisiator utama fenomena tersebut adalah kenaikan daya secara tiba-tiba, penurunan tekanan atau penurunan laju aliran pendingin yang menyebabkan apa yang disebut per-pindahan kalor yang buruk. Misalnya, daerah kritis akibat *film boiling* yang bisa menyebabkan kegagalan pembangkit panas. Studi analitis dan eksperimental perilaku termohidrolika pendinginan sebuah pemanas listrik oleh aliran air vertikal secara paksa (konveksi paksa) melalui sebuah anulus selama penurunan tekanan aliran dalam kondisi transien telah dilakukan. Hasil menunjukkan hadirnya *film boiling* menyebabkan buruknya perpindahan panas. Buruknya perpindahan panas pada daerah ini sudah lama dipopulerkan oleh (Nukiyama, 1966) dimana kurva didih di dalam kolam ditunjukkan pada Gambar 4.

Yuzhou Chen (Yuzhou Chen, 2012) mengatakan, *flow boiling* mempunyai koefisien perpindahan panas yang sangat tinggi, dan diaplikasikan dalam berbagai sistem termal. Namun demikian, sekali fluks panas melampaui harga tinggi tertentu, permukaan dipanaskan tidak bisa lagi mendukung kontak cairan terus menerus yang berakibat pada penurunan perpindahan panas. Ini dapat mengakibatkan kenaikan mendadak temperatur permukaan pada sistem dengan fluks panas terkontrol, atau penurunan drastis daya yang dipindahkan pada sistem suhu terkontrol. Fenomena ini disebut *boiling crisis*. Korelasi koefisien perpindahan panas yang umum dan baru untuk *forced convection boiling*, terutama untuk *saturated boiling* pada tube vertikal dan horizontal berbagai fluida telah dikembangkan oleh Gungor (K. E. Gungor and R. H. S. Winterton, 1986). Informasi yang signifikan tentang *subcooled boiling* pada *annulus* juga dipresentasikan. Korelasi baru ini sangat simple digunakan, dan hasilnya lebih akurat dibanding korelasi yang sudah ada.

2. BAHAN DAN METODE

Untuk membuktikan hipotesis bahwa pelemahan tube kondensor ODCB disebabkan oleh gradient temperatur tube akibat adanya selimut uap seperti fenomena CHF, *unstable film boiling*, dan *stable film boiling* maka dilakukan:

- Simulasi proses kondensor ODCB dengan perhitungan perpindahan panas lokal antara ODCB dan CW sepanjang tube dengan model perpindahan panas seperti dijelaskan pada bab 2.1. Simulasi ini dimaksudkan untuk mengetahui fenomena lokal yang terjadi di sepanjang kondenser setelah normal operasi.
- Menggunakan hasil-hasil perhitungan perpindahan panas sebagai syarat batas dan

kondisi inisial untuk melakukan simulasi CFD. Pemodelan dengan CFD dijelaskan pada bab 2.2.

- Memvisualisasi fenomena transport yang terjadi di dalam kondensor.

2.1 Model Perpindahan Panas

Perhitungan perpindahan panas dilakukan untuk mendapatkan distribusi temperatur fluida dan tube, dan perubahan fasa fluida sepanjang kondensor. Metoda yang digunakan adalah metoda diagram Temperatur – Entalpi (T-H), (Bambang Teguh P. Et. al, 2011; R. K. Sinott, 1998; H. J. Brackenbury, et. al., 1993).

2.1.1 Mengkonstruksi diagram T-H

Gambar 5 mengilustrasikan proses di dalam APK aliran paralel, laluan tunggal.

Gambar 5. Diagram Aliran Paralel, APK Laluan Tunggal

Laju aliran massa di sisi shell $\dot{m}_s$ dan $\dot{m}_t$ di sisi tube. Kesetimbangan panas di sepanjang permukaan A adalah:

$$(H_s - H_{s,in})\dot{m}_s = (H_t - H_{t,in})\dot{m}_t \dots\dots\dots(1)$$

Dimana H_s dan H_t masing-masing adalah entalpi spesifik fluida sisi shell dan sisi tube, dan subskrip *in* dan *out* untuk aliran fluida masuk dan keluar. Dengan demikian entalpi spesifik fluida sisi tube dapat dinyatakan secara eksplisit fungsi entalpi fluida sisi shell sebagai berikut:

$$H_{t,in} - H_t = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_t} (H_s - H_{s,in}) \dots\dots\dots(2)$$

$$H_t - H_{t,out} = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_t} (H_{s,out} - H_s) \dots\dots\dots(3)$$

Dimana persamaan (3) ditentukan dari persamaan (2) dengan mensubstitusikan kesetimbangan panas total di dalam APK, persamaan (4):

$$\dot{Q}_T = (H_{s,out} - H_{s,in})\dot{m}_s = (H_{t,in} - H_{t,out})\dot{m}_t \quad (4)$$

Dengan asumsi bahwa hubungan antara temperatur dan entalpi spesifik untuk setiap fluida diketahui, maka temperatur sisi shell T_s , dapat digambarkan sebagai fungsi H_s seperti ditunjukkan pada Gambar 6. Dengan menggunakan persamaan (2) atau (3) dan diagram T-H sisi tube maka temperatur sisi tube, T_t , dapat juga digambarkan sebagai fungsi H_s seperti ditunjukkan pada Gambar 6. Dengan demikian, beda temperatur $T_s - T_t$ dapat ditentukan untuk setiap harga H_s .

Persamaan 2, 3 dan 4 adalah problem termodinamik dan belum memperhitungkan koefisien perpindahan panas menyeluruh, U . Agar dapat ditentukan distribusi temperatur T_s dan T_t sepanjang APK, perlu ditetapkan geometri APK dan luas permukaan perpindahan panas dengan bantuan metoda LMTD yang diterapkan pada setiap zona.

Gambar 6. Ilustrasi Diagram T-H Aliran Paralel, APK Laluan Tunggal

2.1.2 Metoda LMTD

Laju perpindahan panas melalui segmen kecil permukaan perpindahan panas, dA , diberikan oleh:

$$\dot{m}_s dH_s = U \Delta T dA \dots\dots\dots(5)$$

dimana $\dot{m}_s$ adalah laju aliran massa fluida sisi shell, dH_s adalah perubahan entalpi spesifik fluida sisi shell sepanjang dA , U adalah koefisien perpindahan panas menyeluruh lokal, dan ΔT adalah beda temperatur fluida lokal.

Profil T-H digunakan untuk menyelesaikan persamaan (5) secara numerik. Kurva pada Gambar 6 dibagi menjadi sejumlah zona, dimana persamaan (6) diselesaikan untuk setiap zona dan ΔT_i masing-masing adalah rata-rata koefisien perpindahan panas menyeluruh dan beda temperatur rata-rata fluida di setiap zona.

Dalam kasus ini, dimensi dan kondisi proses kondensor sudah diberikan, sehingga untuk setiap A , yang diberikan, ΔT_i dapat dihitung.

$$A_i = \dot{m}_s \left(\frac{dH_s}{U \Delta T} \right)_i \dots\dots\dots(6)$$

2.1.3 Evaluasi Beda Temperatur Setiap Zona

Ketika membagi profil T - H menjadi sejumlah zona, batas-batas zona dipilih sedemikian rupa sehingga T_s dan T_t dapat dianggap sebagai bervariasi secara linear dengan H pada setiap zona, sehingga $LMTD$ dapat digunakan untuk mengevaluasi ΔT_i $LMTD$ diberikan sebagai berikut:

$$\Delta T_i = \frac{(T_s - T_t)_a - (T_s - T_t)_b}{\ln \left(\frac{(T_s - T_t)_a}{(T_s - T_t)_b} \right)} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)} \dots\dots\dots(7)$$

dimana $(T_s - T_t)_a$ dan $(T_s - T_t)_b$ adalah beda temperatur pada setiap batas zona.

2.1.4 Evaluasi U pada Setiap Zona

U pada setiap batas zona yang direferensikan pada diameter luar tube ditulis:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_{fs}} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k_w} + \frac{d_o}{d_i h_{fi}} + \frac{d_o}{d_i h_t}} \dots\dots\dots(8)$$

dimana h_s , h_t masing-masing adalah koefisien konveksi sisi *shell* dan sisi *tube*, h_{fs} , h_{fi} masing-masing adalah koefisien *fouling* sisi *shell* dan sisi *tube*, d_o , d_i masing-masing adalah diameter luar dan diameter dalam *tube*, dan k_w adalah konduktivitas termal dinding *tube*.

U untuk setiap batas zona kemudian dirata-rata untuk mendapatkan U setiap zona.

$$U_i = \frac{1}{2} (U_a + U_b) \dots\dots\dots(9)$$

2.1.5 Evaluasi Fasa Fluida pada Setiap Zona

Bila T_s , H_s , T_t dan H_t untuk setiap batas zona sudah didapat, maka dengan mem-plot pada diagram $T - H$ masing-masing fluida, diperoleh fraksi volume uap masing-masing fluida pada setiap batas zona.

2.2 Computational Fluid Dynamics

Computational Fluid Dynamics (CFD) merupakan suatu teknik komputasi berbasis numerik yang digunakan untuk menganalisa sistem yang melibatkan permasalahan-permasalahan aliran fluida, perpindahan panas dan fenomena terkait lainnya seperti reaksi kimia, proses pencampuran fluida dan lain-lain (H.K. Versteeg & W. Malalasekera, 1999). Dengan menggunakan CFD, dapat dibuat sebuah model komputasi untuk sebuah sistem aliran fluida yang ingin dipelajari, dengan *output* berupa prediksi pola aliran yang terjadi,

perpindahan panas dan massa, reaksi kimia, dan lain-lain.

2.2.1 Governing Equation

Persamaan transport yang diselesaikan dapat ditulis secara umum seperti persamaan (10); laju pertumbuhan ϕ pada elemen fluida + laju aliran netto ϕ keluar elemen fluida akibat konveksi = laju pertumbuhan ϕ akibat difusi + laju pertumbuhan ϕ akibat source

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi\vec{c}) = \text{div}(\Gamma \text{ grad } \phi) + S_\phi \dots\dots\dots(10)$$

dimana ϕ adalah variabel umum, dan koefisien difusi, S_ϕ term source.

Jika $\phi = 1$, diperoleh persamaan konservasi massa. Jika ϕ adalah komponen kecepatan $= u, v, w$, maka (ν viskositas dinamis), dan S_ϕ disesuaikan dengan kondisi aliran, diperoleh persamaan konservasi momentum. Jika $\phi = i$ (energi dalam) atau T (temperatur) atau (entalpi) maka $= k$ (konduktivitas termal) dan S_ϕ disesuaikan dgn kondisi aliran, diperoleh persamaan konservasi energi.

Untuk mengakomodasi perubahan sifat fisik dan perubahan fasa fluida, maka persamaan (10) perlu dikopel dengan persamaan tingkat keadaan:

$$p = p(\rho, T) \text{ dan } i = i(\rho, T) \dots\dots\dots(11)$$

Untuk gas ideal $p = p(\rho, T)$ dan $i = i(\rho, T)$ dimana p adalah tekanan, ρ massa jenis, R konstanta gas individual T temperatur absolut, C_v panas jenis pada volume konstanta.

2.2.2 Pembuatan model simulasi dengan CFD.

Pembuatan model simulasi yaitu melakukan pemodelan APK menggunakan paket perangkat lunak CFD berdasarkan data-data teknik dan data-data proses. Dalam pemodelan APK, ada tiga tahapan yang dilakukan yaitu pemodelan geometri dan teknik *meshing*, model numerik yang digunakan, dan syarat batas.

2.2.2.1 Model Geometri

Geometri kondensor ODCB sebagaimana Gambar 2 dimodelkan dalam tiga dimensi seperti pada Gambar 7. Dinding *shell* dimodelkan sebagai dinding adiabatik. Tube-tube dimodelkan sebagai dinding yang memiliki distribusi temperatur konstan sesuai hasil perhitungan perpindahan panas.

2.2.2.2 Model Proses

Dalam analisis ini, simulasi CFD hanya memodelkan fenomena transport fluida di sisi *shell* (CW) saja. Data proses aliran CW yang digunakan seperti ditunjukkan pada Tabel 1.

2.2.2.3 Diskretisasi Geometri

Model *mesh* yang digunakan adalah *unstructured mesh* karena domaine perhitungan memiliki geometri yang kompleks. Gambar geometri mesh ditunjukkan pada Gambar 7.

2.2.2.4 Domain Simulasi dan Syarat Batas

Domain simulasi ditunjukkan oleh Gambar 6. Domain berawal dari *inlet nozzle* CW sampai dengan CW keluar *outlet nozzle*.

Gambar 7. Model 3 Dimensi Kondensor ODCB

Gambar 8. Mesh 3 Dimensi

Syarat batas yang digunakan adalah sbb:

• Inlet

Inlet berasal dari CW memasuki *shell inlet nozzle*, dinyatakan sebagai *pressure inlet* dan ditetapkan 2 bara sesuai dengan kondisi proses. Syarat batas ini sangat penting mengingat studi yang sedang dilakukan adalah boiling dari CW

• Outlet

Outlet setelah *shell outlet nozzle* dinyatakan sebagai *velocity outlet* yang disesuaikan dengan laju aliran massa CW dan penampang *shell outlet nozzle*.

2.2.2.5 Model Numerik

Perangkat lunak CFD adalah alat bantu untuk menyelesaikan persamaan (10) dan (11). Hasil yang diperoleh adalah profil temperatur, profil kecepatan, profil tekanan, fraksi volume, dan komponen transport yang lain. Dalam studi ini simulasi dilakukan dalam kondisi transient sampai sistem mencapai keadaan tunak.

2.2.2.6 Model Turbulen

Model turbulen adalah pemodelan prosedur perhitungan/komputasi untuk menutup sistem persamaan aliran (10) sehingga permasalahan aliran tersebut dapat diselesaikan. Model turbulen yang dipilih adalah $k-\epsilon$ standar, yang paling umum digunakan dan telah teruji. Model $k-\epsilon$ menutup persamaan-persamaan tersebut dengan memasukkan dua governing equation baru yaitu *turbulent kinetic energy* (k) dan *turbulent kinetic energy dissipation* (ϵ).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k C) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad } k \right] + 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - \rho \epsilon \quad (13)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \epsilon C) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \text{grad } \epsilon \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (14)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad \text{dan} \quad \epsilon = 2\nu \overline{e'_{ij} \cdot e'_{ij}} \quad (15)$$

dimana μ_t eddy viscosity, e_{ij} adalah *rate of deformation*,

Harga-harga konstanta yang sudah secara luas digunakan untuk aliran turbulen adalah : $C_\mu=0,09$; $\sigma_k=1,00$; $\sigma_\epsilon=1,30$; $C_{1\epsilon}=1,44$; $C_{2\epsilon}=1,92$

Dibandingkan dengan model yang lain, dalam kasus ini metoda $k-\epsilon$ mempunyai beberapa keuntungan antara lain sbb:

- Model sederhana, oleh sebab itu hanya membutuhkan kondisi inisial dan/atau syarat batas yang harus di masukkan.
- Memberikan hasil yang excellent untuk sejumlah aliran fluida industrial yang relevan.
- Sangat mapan (model turbulen yang secara luas telah tervalidasi)

2.2.2.7 Model Aliran Dua Fasa

Untuk bisa menampilkan proses boiling CW di sisi shell, model simulasi aliran dibuat dua fasa.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Hasil Simulasi Perpindahan Panas

Dari hasil simulasi perhitungan perpindahan panas, catatan penting terkait dengan desain ODCB condenser antara lain:

- Terdapat beda temperatur yang besar antara fluida sisi tube dan shell ($>80^{\circ}\text{C}$), dianjurkan menggunakan tipe floating head atau U tube untuk mengatasi perbedaan ekspansi termal antara tube dan shell (R.K. Sinott, 1998).
- Daya termal yang dipindahkan sekitar 201,8kW, sehingga kondensat ODCB keluar pada temperatur $126,8^{\circ}\text{C}$ dan CW keluar pada temperatur $119,87^{\circ}\text{C}$ dengan fraksi massa uap 1,3% atau sekitar 70% fraksi volume.

Gambar 9. Void fraction ODCB dan CW sepanjang APK

Gambar 9 menunjukkan void fraction yang merepresentasikan fraksi volume uap ODCB sepanjang tube dan fraksi volume uap CW sepanjang shell. Proses dimulainya kondensasi ODCB di dalam tube dan proses boiling CW di sisi shell dimulai pada jarak sekitar 450 s/d 500 mm dari tube sheet. Fenomena ini diikuti perubahan temperatur fluida (ODCB dan CW) dan tube wall yang tiba-tiba sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 10. Perubahan temperatur tube wall yang mendadak pada daerah tersebut bisa menyebabkan pelemahan material sehingga terjadi bending akibat dilatasi tube yang tertahan.

Gambar 10. Evolusi Temperatur Fluida dan Dinding Tube

3.2 Hasil Simulasi CFD

Proses boiling mulai tampak pada 100 detik setelah start up (Gambar 11). Gambar 12 menunjukkan fraksi volume uap setelah 447 detik beroperasi. Fraksi uap cenderung naik dan berkumpul di shell bagian atas, dan ruangan shell bagian atas yang ditempati uap setelah proses dalam keadaan steady ditunjukkan pada Gambar 12. Jika dibandingkan dengan void fraction hasil simulasi perpindahan panas (Gambar 9), ada kesesuaian antara kedua hasil simulasi tersebut.

Gambar 11. Fraksi Volume Uap Detik Ke 100

Gambar 12. Fraksi Volume Uap Detik ke 447

Gambar 13. Distribusi Temperatur Kondisi *Steady* (mulai detik ke 672)

Gambar 13 menunjukkan distribusi temperatur CW di dalam *shell* setelah proses dalam keadaan *steady* (mulai detik ke 672). Bila dibandingkan dengan hasil simulasi perpindahan panas (Gambar 6), ada kesesuaian dalam fraksi volume aliran CW. Namun demikian simulasi CFD lebih bisa menggambarkan kondisi yang lebih riil.

4. KESIMPULAN

Dari simulasi perhitungan perpindahan panas sepanjang kondensor dengan menggunakan metoda yang akurat (diagram T-H) dan simulasi CFD yang hasilnya sudah dipresentasikan pada Bab 3, maka dapat disimpulkan bahwa menurut analisa material, ekspansi pipa yang tertahan menyebabkan kerusakan berupa SCC akibat momen lentur. Kerusakan tidak terjadi di tengah-tengah panjang *tube* melainkan pada jarak sekitar 450 – 500 mm dari *tube sheet*.

Dari simulasi perpindahan panas, pada jarak sekitar 450 – 500 mm tersebut, CW di sisi *shell* mendidih dan ODCB di sisi *tube* terkondensasi. Kejadian ini menyebabkan gradien temperatur dinding tube ke arah longitudinal relatif tinggi yang menyebabkan dinding tube menjadi

lebih lemah dibanding pada zona yang lain.

Dari simulasi CFD, ditunjukkan fenomena *boiling* di sisi *shell* betul-betul terjadi. Dalam kondisi *steady*, uap akan terkumpul di sisi *shell* bagian atas. Kondisi inilah yang menyebabkan pendinginan *tube* di daerah ini berkurang sehingga terjadi gradien temperatur *tube* yang tinggi dan menimbulkan penurunan kekuatan.

Pelemahan kekuatan *tube* pada jarak sekitar 450-500 mm tersebut menyebabkan *tube* mengalami bending pada saat pemanasan tertahan.

DAFTAR PUSTAKA

- Akram W. Ahmed Ezzat, and Emad W. Nayyev, (2013). *Thermo-Hydraulic Behavior Of Water Cooling Channel Subjected to Constan Heat Flux during Pressure Reduction Transient In Its Cooling System*. International Journal of Computer Applicationsb(0975-8887) Vol. 80 – No 1, October 2013.
- Bambang Teguh P., Suyanto, and MD. Trisno, (2011). *Model of Binary Cycle Power Plant using Brine as Thermal Energy Sources and Development Potential in Sibayak*. International Journal of Electrical & Computer Sciences IJECS-IJENS Vol: 11 No: 02, April 2011.
- Brackenbury, H.J., Evans, D.J. and Gibons, D.B., (1993). *HTFS-Design Report*. Harwell-National Engineering Laboratory-Chalk River Laboratories, UK.
- Celata, G.P., Cumo, M., and Mariani, A, (1994). *Rationalization of Existing Mechanistic Models for Prediction of Water Subcooled Flow Boiling Critical Heat Flux*. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 37, 1, pp. 347, 1994.
- Gungor, K.E. and Winterton, R.H.S., (1986). *A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli*. Int. J. Heat and Mass Transfer, vol. 29, pp. 351-358.
- http://www.td.mw.tum.de/tum-td/de/forschung/themen/subcooled_flow_boiling. January 12, 2014.
- Katto, Y., (1990). *A Physical Approach to Critical Heat Flux on Subcooled Boiling in Round Tubes*. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 33, 8, pp. 611.
- Laporan Investigasi, (2013), *Analisa Kegagalan Pipa Baja Tahan Karat 316L pada Komponen HT-Tube*.
- Lee, C.H. and Mudawar, I., (1988). *A Mechanistic Critical Heat Flux Model for Subcooled Flow Boiling Based on Local Bulk Conditions*. Int. J. Multiphase Flow, 14, pp. 711.
- Nukiyama, S., (1966). *The Maximum and Minimum Values of the Heat Q Transmitted from Metal to Boiling Water under atmospheric Pressure*. International Journal Heat and Mass Transfer, 9, pp. 1419-1433.
- Sinott, R.K., (1998) *Coulson & Richardson's Chemical Engineering*. Vol. 6, Revised 2nd edition, Butterworth-Heinemann.
- Stultz, S.C. and Kitto, J. B., (1992). *Steam Its Generation and Use*. 40th edition, Babcock & Wilcock a Mc Dermott Company.
- TEMA, (1998), 7th Edition
- Versteeg, H.K. & Malalasekera, W., (1999). *An introduction to Computational Fluid Dynamics*. The finite volume method,

Longman.

Weisman, J. and Pei, B.S., (1999). *Prediction of Critical Heat Flux in Flow Boiling at Low Qualities*. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 26, pp.1463.

Yuzhou Chen, (2012). *Critical Heat Flux in Subcooled Flow Boiling of Water*. INTECH, 2012, chapter 9.