

Analisis Performa *Lubricating Oil (L.O.) Cooler Tipe Plate Heat Exchanger* Untuk Penggantian *Heat Exchanger Tipe Shell And Tube* Pada KM Spil Rumi

Adam Aryo Kirono^{1*}, George Endri Kusuma², Muhammad Shah³

Program Studi D-IV Teknik Permesinan Kapal, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia^{1*23}

Email: adamaryo@student.ppns.ac.id^{1*}; kusuma.george@ppns.ac.id²; muh.shah59@yahoo.co.id³

Abstract - There is a case on KM Spil Rumi in the form of Lubricating Oil (L.O.) cooler damaged due to leakage. The existence of this case is the basis of this research to find an alternative replacement with a redesign. The methodology used in this research uses LMTD (Log Mean Temperature Different). Based on the calculation results, it is found that the shell and tube heat exchanger has a better overall convection coefficient value with a value of 538.98 W/m².C compared to the plate heat exchanger with a value of 459.19 W/m².C. Although the overall convection coefficient value of the shell and tube heat exchanger is greater, the shell and tube heat exchanger has an overdesign value that is too large at 74.42%. Therefore, the plate heat exchanger with an overdesign value of 31.39% has a higher effectiveness value with a value of 64.3% compared to the shell and tube heat exchanger with a value of 46.4%.

Keyword: Redesign, Heat exchanger

Nomenclature

Nomenclature menyatakan simbol dan keterangan yang kita tampilkan dalam paper

U_f	: koefisien perpindahan panas keseluruhan (<i>dirty</i>)
U_c	: Koefisien perpindahan panas keseluruhan (<i>clean</i>)
ΔT_{lmtd}	: perbedaan temperatur rata-rata logaritmik
h	: koefisien perpindahan panas
Re	: angka reynolds
Nu	: angka nusslet
k	: konduktivitas termal fluida
μ	: viskositas

1. PENDAHULUAN

Keberadaan M/E pada sebuah kapal tentunya membutuhkan sistem pendukung seperti sistem pelumas, sistem pendingin, sistem *starting*, dan sebagainya. Salah satu sistem pendukung M/E yang tidak kalah penting yaitu sistem pelumas. Sistem pelumas memiliki fungsi untuk melumasi bagian-bagian mesin yang bergesekan. Adanya gesekan pada minyak pelumas, mengakibatkan meningkatnya temperatur minyak pelumas yang mana hal ini dapat mengakibatkan menurunnya kualitas minyak pelumas dan menyebabkan kegagalan pelumasan pada M/E. Dengan adanya kasus tersebut, maka diperlukan sistem pendukung lainnya yaitu sistem pendingin pelumas. Alat penukar kalor adalah alat yang difungsikan untuk melakukan perpindahan, memanaskan, ataupun mendinginkan suatu fluida

hingga mencapai temperatur tertentu yang diinginkan ataupun juga bertujuan untuk mengubah keadaan (fase) fluida dari satu fase ke fase yang lainnya. Pada alat penukar kalor ini perpindahan panas dapat terjadi secara konduksi, konveksi, ataupun radiasi tergantung dari tipe dan konstruksi alat tersebut [1].

Heat exchanger (HE), adalah suatu alat yang memungkinkan perpindahan panas dan bisa berfungsi sebagai pemanas maupun sebagai pendingin. Biasanya, medium pemanas yang dipakai adalah air yang dipanaskan sebagai fluida panas dan air biasa sebagai air pendingin (*cooling water*) [2].

Pada sistem pelumasan M/E KM Spil Rumi, digunakan *heat exchanger* tipe *shell and tube* untuk mendinginkan minyak pelumasnya. Pada spesifikasi M/E Yanmar tipe 6N330-EW tertera suhu minyak pelumas yang masuk pada mesin harus dibawah 60°C pada tekanan 4,5 – 5 bar. *Heat exchanger* tersebut didinginkan oleh air laut pada sisi *shell* dan minyak pelumas pada sisi tube. Performa dari *heat exchanger* ini harus terjaga agar bekerja secara optimal agar dapat mendinginkan minyak pelumas dengan maksimal. Terdapat beberapa faktor yang dapat menyebabkan turunnya performa pendinginan dari *heat exchanger* diantaranya, korosi, penyumbatan, kebocoran, suhu fluida pendingin kurang rendah, dan sebagainya.

Pada kondisi *existing*, *heat exchanger* yang digunakan untuk mendinginkan minyak pelumas M/E KM Spil Rumi mengalami kerusakan yaitu terdapat kebocoran pada tube *heat exchanger*

tersebut sehingga pendinginan minyak pelumas tidak bekerja secara optimal. Dalam pengoperasian sehari-harinya apabila terjadi kerusakan, dilakukan perbaikan berupa penutupan tube yang terjadi kebocoran. Akibat dari perbaikan tersebut, luasan perpindahan panas menjadi lebih kecil sehingga suhu minyak pelumas yang masuk ke dalam M/E menjadi lebih tinggi di luar ketentuan spesifikasi mesin tersebut.

Sehubungan dengan hal tersebut, diperlukan sebuah solusi untuk meningkatkan performa dari *heat exchanger*, yaitu dengan melakukan perancangan ulang (*re-design*). Perancangan ulang dalam penelitian tugas akhir ini dilakukan dengan merancang tipe alat penukar kalor yang lain yaitu *plate heat exchanger*. Selain melakukan perancangan ulang, dilakukan juga analisis keandalan (*reliability*) untuk membandingkan performa dari *shell and tube heat exchanger* dan *plate heat exchanger*.

2. METODOLOGI

Metode yang digunakan pada penelitian ini menggunakan metode LMTD (*Log Mean Temperature Different*) untuk mendapatkan analisis termal berupa koefisien konveksi keseluruhan.

2.1 Perancangan Plate Heat Exchanger

Pada perancangan ulang L.O. cooler ini digunakan *plate heat exchanger* dengan tipe *gasketed-plate heat exchanger*. Penggunaan tipe *gasketed-plate heat exchanger* ini ditujukan untuk kemudahan dalam perawatan dikarenakan kemudahan dalam pembongkaran dan penyusunan *heat exchanger* tersebut. *Gasketed-plate heat exchanger* sangat terspesialisasi mengingat banyaknya desain yang tersedia untuk berbagai macam kebutuhan. Tidak seperti *shell and tube heat exchanger* yang desain dan metodenya tersedia dengan mudah, *gasketed-plate heat exchanger* bersifat spesial dikarenakan produsen telah mengembangkan prosedur desain terkomputerisasi mereka sendiri yang berlaku untuk penukar panas yang di pasarkan [3].

2.1.1 Perhitungan Laju Perpindahan Panas

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (1)$$

dengan : dengan:

Q = laju perpindahan panas (kW)

U = overall heat transfer coefficient (W/m².K)

A = luasan perpindahan panas (m²)

ΔT_{lmtd} = perbedaan temperatur rata-rata logaritmik

Dengan formula (1) maka nilai A dapat dihitung, sehingga:

$$A_D = \frac{Q}{U \cdot \Delta T_{lmtd}}$$

2.1.2 Perhitungan Koefisien Perpindahan panas

Koefisien perpindahan panas merupakan banyaknya perpindahan panas di setiap fluida setiap satuan luasan.

$$h = \frac{Nu \cdot \mu}{D_h} \quad (2)$$

dengan:

h = heat transfer coefficient (W/m².K)

Nu = angka Nusselt

μ = konduktivitas termal fluida (W/m.K)

D_h = diameter hidrolis

2.1.3 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

Overall heat transfer coefficient merupakan penjumlahan heat transfer coefficient fluida panas, heat transfer coefficient fluida dingin, dan hambatan pada pelat. Terdapat dua overall heat transfer coefficient yaitu perpindahan panas menyeluruh bersih (U_c) dan perpindahan panas menyeluruh kotor (U_f). Perbedaan terletak pada penambahan nilai *fouling resistance* pada perpindahan panas menyeluruh kotor.

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k} \quad (3) \quad (2.29)$$

sedangkan untuk perpindahan panas menyeluruh kotor:

$$\frac{1}{U_f} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k} + R_{fh} + R_{fc} \quad (4) \quad (2.30)$$

dengan:

U_c = overall heat transfer coefficient (clean) (W/m².K)

U_f = overall heat transfer coefficient (dirty) (W/m².K)

h_h = heat transfer coefficient fluida panas (W/m².K)

h_c = heat transfer coefficient fluida dingin (W/m².K)

t = tebal pelat (m)

k = konduktivitas termal pelat (W/m.K)

R_{fh} = fouling resistance fluida panas (m².K/W)

R_{fc} = fouling resistance fluida dingin (m².K/W)

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Dari hasil penelitian diperoleh data penelitian seperti yang ditunjukkan dalam Tabel 1 dan Tabel 2

Tabel 1 : Properti fluida panas

Properti	Fluida Panas (Oli)	
Tipe		Shell Argina S2 30
ISO grade		SAE 30
Massa jenis, kg/m ³	ρ	898
Panas jenis, kJ/kg.K	C _p	1,67

Debit aliran, m ³ /h	q	56
Konduktivitas termal, W/m.K	μ	0,152
Viskositas, N.s/m ²	k	0,061
Temperatur masuk, C	T _{hin}	68
Temperatur keluar, C	T _{hout}	50
Bilangan Prandtl		67,02

Tabel 2 : Properti fluida dingin

Properti	Fluida Dingin (Air Laut)	
Tipe		Air Laut
Massa jenis, kg/m ³	ρ	1022
Panas jenis, kJ/kg.K	C _p	4,011
Debit aliran, m ³ /h	q	120
Konduktivitas termal, W/m.K	μ	0,6
Viskositas, N.s/m ²	k	0,00087
Temperatur masuk, C	T _{cin}	40
Temperatur keluar, C	T _{cout}	43,07
Bilangan Prandtl		5,816

Pada perancangan *plate heat exchanger* ini dipilih *plate heat exchanger* dengan tipe *gasketed plate heat exchanger* dan spesifikasi yang ditunjukkan pada Tabel 4.3. Pemilihan PHE ini didasarkan pada produk dari pabrikan yang telah dipasarkan dan rungan pada kondisi *existing* KM Spil Rumi.

Tabel 3 : Data *plate heat exchanger*

Tipe		Alfa Laval M10-M
Jumlah laluan	N _p	1
Material pelat		<i>Stainless Steel</i> 316
Ketebalan pelat, mm	e	0,6
Sudut chevron	β	60
Konduktivitas termal pelat, W/m.K	k	16,3
Luas permukaan efektif, m ²	A _e	0,223
Jarak antar port vertikal, mm	L _v	711,2
Jarak antar port horizontal, mm	L _h	228,6
Diameter port, mm	D _p	100
Jarak channel, mm		3,988

3.1 Perancangan *Plate Heat Exchanger*

Pada penelitian ini dilakukan variasi nilai U asumsi untuk mendapatkan desain terbaik pada kasus ini. Nilai U asumsi berpengaruh pada besarnya luasan perpindahan panas dan tentunya berpengaruh juga pada nilai koefisien perpindahan panas. Variasi nilai U asumsi yang digunakan untuk perancangan *plate heat exchanger* adalah sebagai berikut:

Tabel 4 : Variasi nilai U asumsi

Properti	U = 290 W/m ² .C	U = 309 W/m ² .C	U = 350 W/m ² .C
Area, m ²	88,6	83,15	73,41
Jumlah <i>plate</i>	397	373	329
Jumlah <i>channel</i>	198	186	169
Velocity pada fluida panas, m/s	0,07	0,08	0,09
Velocity pada fluida dingin, m/s	0,15	0,16	0,18
Reynolds fluida panas	62,55	66,59	75,52
Reynolds fluida dingin	1069,63	1138,64	1291,39
Nusselt fluida panas	23,92	25,07	27,55
Nusselt fluida dingin	66,19	69,15	75,52
Koefisien perpindahan panas fluida panas, W/m ² .C	603,71	632,72	695,35
Koefisien perpindahan panas fluida dingin, W/m ² .C	6595,01	6890,05	7524,75
Koefisien perpindahan panas keseluruhan (<i>clean</i>), W/m ² .C	542,07	567,43	621,99
Koefisien perpindahan panas keseluruhan (<i>dirty</i>), W/m ² .C	414,16	428,75	459,19
<i>Overdesign</i>	42,8 %	38,76 %	31,19 %

3.2 Perhitungan Performa *Shell and Tube Heat Exchanger*

Diketahui data operasi *shell and tube (existing)* seperti pada tabel berikut:

Tabel 5 : Data operasi kondisi *existing*

Properti	
OD Shell, mm	450
ID Shell, mm	430,95
Area, m ²	88,1
OD Tube, mm	10
ID Tube, mm	8

Jumlah Tube	388
Konduktivitas termal <i>tube</i> (CuNi 60/40), W/m.K	22,7
Temperatur masuk fluida panas, C ($T_{h,in}$)	68
Temperatur keluar fluida panas, C ($T_{h,out}$)	55
Temperatur masuk fluida dingin, C ($T_{c,in}$)	40
Temperatur keluar fluida dingin, C ($T_{c,out}$)	60

Pada kondisi *existing shell and tube heat exchanger*, fluida panas (oli) mengalir pada sisi *shell*, dan fluida dingin (air laut) mengalir pada sisi *tube*. Maka didapatkan hasil sebagai berikut:
 Tabel 6 : Data perbandingan *shell and tube heat exchanger* dengan *plate heat exchanger*

No	Properti	
1	Luas Area, m ²	88,1
2	Q aktual, kW	303,2
3	Q maksimal, kW	653,1
4	Reynolds fluida panas	521,57
5	Reynolds fluida dingin	16070,07
6	Nusselt fluida panas	45,92
7	Nusselt fluida dingin	152,2
8	Koefisien perpindahan panas fluida panas, W/m ² .C	697,98
9	Koefisien perpindahan panas fluida dingin, W/m ² .C	11415,03
10	Koefisien perpindahan panas keseluruhan (<i>design</i>), W/m ² .C	309
11	Koefisien perpindahan panas keseluruhan (<i>clean</i>), W/m ² .C	628,39
12	Koefisien perpindahan panas keseluruhan (<i>dirty</i>), W/m ² .C	538,98
13	<i>Overdesign</i>	74,42 %
14	Efektifitas	46,4 %

3.3 Pembahasan Perbandingan Performa *Shell and Tube Heat Exchanger* dengan *Plate Heat Exchanger*

Pada pembahasan perbandingan performa ini dipilih *plate heat exchanger* dengan nilai koefisien konveksi keseluruhan yang terbaik dari variasi yang telah dilakukan.

Tabel 7 : Data perbandingan *shell and tube heat exchanger* dengan *plate heat exchanger*

No	Properti	Shell and Tube	Plate
1	Luas Area, m ²	88,1	73,41
2	Q aktual, kW	303,2	419,9
3	Q maksimal, kW	653,1	653,1
4	Reynolds fluida panas	521,57	75,52
5	Reynolds fluida dingin	16070,07	1291,39
6	Nusselt fluida panas	45,92	27,55
7	Nusselt fluida dingin	152,2	75,52
8	Koefisien perpindahan panas fluida panas, W/m ² .C	697,98	695,35
9	Koefisien perpindahan panas fluida dingin, W/m ² .C	11415,03	7524,75
10	Koefisien perpindahan panas keseluruhan (<i>design</i>), W/m ² .C	309	350
11	Koefisien perpindahan panas keseluruhan (<i>clean</i>), W/m ² .C	628,39	621,99
12	Koefisien perpindahan panas keseluruhan (<i>dirty</i>), W/m ² .C	538,98	459,19
13	<i>Overdesign</i>	74,42 %	31,19 %
14	Efektifitas	46,4 %	64,3 %

4. KESIMPULAN

Dari hasil analisis performa *heat exchanger* tipe pelat untuk penggantian tipe *shell and tube*, diperoleh beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. *Plate heat exchanger* memiliki nilai koefisien konveksi keseluruhan yang tidak lebih baik

dibanding dengan *shell and tube heat exchanger*.

2. *Plate heat exchanger* memiliki nilai efektifitas yang lebih baik dengan nilai 64,3% dibanding *shell and tube* dengan nilai 46,4%

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak George Endri Kusuma, S.T., Msc. Eng. selaku dosen pembimbing I.
2. Bapak Muhammad Shah, S.T., M.T. selaku dosen pembimbing II.
3. Bapak Taufikur Rahmadani selaku narasumber pada penelitian ini.
4. Kedua orang tua yang telah memberikan dukungan materi, motivasi, kasih sayang, do'a, nasehat hidup bagi penulis
5. Kerabat dan sahabat seperjuangan Teknik Permesinan Kapal PPNS

5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] M. Patayang and S. Shanty, "ANALISA LAJU PERPINDAHAN PANAS LOCOOLER TIPE SHELL AND TUBE ALIRAN BERLAWANAN ARAH PADA KM PANTOKRATOR," *PROSIDING SNITT POLTEKBA*, vol. 2, no. 1, pp. 19–25, Dec. 2017, Accessed: Jan. 25, 2023. [Online]. Available: <https://jurnal.poltekba.ac.id/index.php/prosiding/article/view/370>
- [2] "HEAT EXCHANGER | Teknik Kimia UNIMUDA Sorong." <https://kimia.unimudasorong.ac.id/artikel/heat-exchanger> (accessed Jan. 25, 2023).
- [3] S. Kakac and H. Liu, "HEAT EXCHANGER SELECTION, RATING, AND THERMAL DESIGN," 1998.