

REDESAIN KONDENSOR AMONIAK UNTUK MENINGKATKAN KAPASITAS PRODUKSI

Naufal Moralis Jakaria

S1 Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Negeri Surabaya

E-mail: naufal.19094@mhs.unesa.ac.id

Dr. I Made Arsana, S.Pd., M.T.

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Negeri Surabaya

E-mail: madearsana@unesa.ac.id

Abstrak

Produksi pupuk selalu meningkat tiap tahun hingga kebutuhannya melebihi kapasitas yang dapat diproses oleh peralatan maka dibutuhkan peralatan yang dapat memproses kapasitas produksi lebih tinggi tanpa merubah geometri luar yang dapat mengganggu sistem perpipaan dalam kasus ini kondensor amoniak. Proses redesign sesuai standar TEMA, ASME Section VIII, dan API. Didapatkan hasil berupa spesifikasi desain baru menggunakan tebal *tube* 1,829, diameter luar sebesar 22,2 mm, *pitch* sebesar 28,58 mm, dan jumlah *tube* sebanyak 6113 dengan nilai *overdesign* sebesar 40,7% atau mengalami peningkatan sebesar 18,5% dari desain awal sedangkan *tube* dan *shell pressure drop* masing-masing mengalami peningkatan sebesar 2,33% dan 0,01%. Daya pompa *cooling water* sebesar 1100 kWatt. *Bundle tubes* desain baru lebih ringan 3837 kg akibat tebal *tube* lebih tipis sehingga terjadi *saving cost* sebesar Rp. 30.696.000.

Kata Kunci: Redesain, Kondensor Amoniak, *Tube thickness*, *Tube pitch*, TEMA, ASME Section VIII.

Abstract

Fertilizer production always increases every year until the demand exceeds the capacity that can be processed by the equipment, so equipment that can process higher production capacity is needed without changing the external geometry which can disrupt the piping system in this case the ammonia condenser. The redesign process complies with TEMA, ASME Section VIII, and API standards. The results obtained in the form of a new design specification using a tube thickness of 1.829, an outer diameter of 22.2 mm, a pitch of 28.58 mm, and a number of tubes of 6113 with an overdesign value of 40.7% or an increase of 18.5% from the original design while tube and shell pressure drop increased by 2.33% and 0.01%, respectively. The cooling water pump power is 1100 kWatt. The new design Bundle tubes are 3837 kg lighter due to the thinner tube thickness, resulting in a cost saving of Rp. 30,696,000.

Keywords: Redesign, Ammonia Condenser, *Tube thickness*, *Tube pitch*, TEMA, ASME Section VIII.

PENDAHULUAN

Ammonia Condenser merupakan salah satu peralatan penting yang ada pada pabrik amoniak yang berfungsi untuk mengubah *ammonia vapor* menjadi *ammonia liquid*. *Ammonia Condenser* memiliki cara kerja yang sama dengan kondensor jenis lainnya pada umumnya yang berfungsi sebagai mengubah fluida gas menjadi cair hanya saja fluida yang diproses adalah amoniak. *Ammonia Condenser* merupakan salah satu jenis *shell and tube heat exchanger*.

Heat exchanger adalah peralatan yang digunakan untuk pertukaran energi dalam bentuk panas antara sirkulasi fluida yang memiliki suhu berbeda yang dapat terjadi melalui kontak langsung maupun tidak langsung. (Arsana, 2016)

Sektor industri merupakan salah satu sektor dengan kontribusi konsumsi energi terbesar di samping sektor transportasi. Oleh karena itu, upaya konservasi energi di energi juga akan berkontribusi besar terhadap capaian penurunan kebutuhan energi. Kebutuhan energi untuk mengoperasikan *ammonia condenser* berasal dari daya pompa yang digunakan untuk mengalirkan air pendingin.

Penggunaan debit air pendingin yang digunakan akan berdampak pada konsumsi daya pompa.

Kajian dalam tulisan ini bertujuan untuk mendapatkan desain yang hemat energi dan tetap mendapatkan performa yang optimal ketika memproses beban maksimal dengan cara mempertimbangkan jumlah penggunaan debit air pendingin yang digunakan dan melakukan perubahan pada penggunaan dimensi *tube* yang lebih kecil seperti menurunkan nilai diameter dan tebal *tube*.

Penggunaan tebal *tube* yang lebih kecil dapat meningkatkan performa *heat exchanger* hal ini disebabkan tebal *tube* yang digunakan semakin kecil dapat menyebabkan penurunan *thermal resistance*, meningkatkan nilai *effectiveness* maupun *overall heat transfer coefficient*, dan menurunkan nilai *pressure drop* pada sisi *shell*. (Krisdiyanto, 2021)

Nilai dimensi *tube* yang digunakan juga perlu ditinjau dalam segi desain mekanikal, hal ini dikarenakan untuk mengetahui apakah tebal *tube* yang digunakan sudah memenuhi dua faktor utama. Faktor pertama yaitu tebal *tube* yang digunakan harus mampu menahan tekanan internal maupun eksternal yang terjadi pada sisi bagian

dalam *tube* dan sisi *shell*. Faktor kedua yaitu tebal *tube* yang digunakan harus mampu memenuhi *lifetime* yang diinginkan oleh perusahaan.

Penggunaan diameter *tube* yang lebih kecil dapat meningkatkan nilai *maximum allowable working pressure* (MAWP) dan *maximum allowable external pressure* (MAEP). (Patil, 2014)

Penggunaan diameter *tube* yang lebih kecil juga akan meningkatkan effektivitas tetapi juga akan meningkatkan nilai *pressure drop* pada sisi *tube*. (Arsana et al., 2020)

Tujuan penelitian ini untuk mendapatkan rekomendasi desain yang memiliki nilai *overdesign* yang lebih besar dari desain awal sehingga perusahaan dapat melakukan proses produksi dengan kapasitas yang lebih besar tanpa perlu melakukan perubahan dimensi bagian luar yang dapat menyebabkan perubahan sistem perpipaan yang sudah ada dan tetap mempertimbangkan konsumsi energi pada pompa untuk memompa *cooling water* sehingga tidak terjadi pemborosan energi.

METODE

• Thermal Design (TEMA)

- Pressure drop tube side

$$\Delta P_t = f \frac{L_{tube} \rho v^2}{d_i} \quad (1)$$

- Pressure drop shell side condensation

$$\Delta P_s = \frac{1}{2} f \frac{G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho D_e \phi_s} \quad (2)$$

- Overall heat transfer Clean

$$\frac{1}{U_{clean}} = \frac{1}{h_i} \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + R_w + \frac{1}{h_o} \quad (3)$$

- Overall heat transfer Actual

$$\frac{1}{U_{actual}} = \frac{1}{h_i} \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + R_{fc} \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + R_w + R_{fh} + \frac{1}{h_o} \quad (4)$$

- Heat duty, heat transfer rate of hot fluid

$$Q_h = \dot{m} \times (h_g - h_f) \quad (5)$$

- Effective surface area

$$A_{eff} = n_t \cdot L_{eff} \cdot \pi \cdot d_{o,t} \quad (6)$$

- Overall heat transfer required

$$U_{required} = \frac{Q_h}{A_{effective} \times LMTD} \quad (7)$$

- Overdesign berdasarkan overall heat transfer

$$\%Overdesign = \left(\frac{U_{actual} - U_{required}}{U_{required}} \right) \times 100\% \quad (8)$$

• Mechanical Design (ASME Section VIII Division 1)

- Required thickness for cylinder (UG-27)

$$t_{req} = \frac{P_d \cdot R_{corr}}{S \cdot E - 0,6 P_d} + CA \quad (9)$$

- MAWP for cylinder (UG-27)

$$MAWP = \frac{S \cdot E \cdot t_{corr}}{R + 0,6 t_{corr}} \quad (10)$$

- MAEP for cylinder (UG-28)

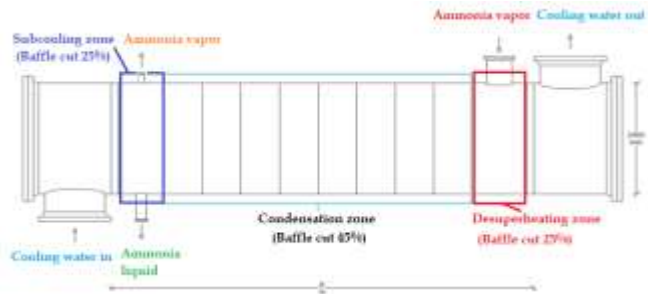
$$MAEP = \frac{4 \cdot B}{3 \left(\frac{D_o}{t} \right)} \quad (11)$$

- Lifetime (API 510)

$$Lifetime = \frac{t_{actual} - t_{req}}{CR} \quad (12)$$

Objek Penelitian

Objek penelitian merupakan *Ammonia Condenser* milik PT. Petrokimia Gresik seperti pada Gambar 1.



Gambar 1. Ammonia Condenser

Data lebih lengkap pada Tabel 1 spesifikasi desain awal.

Tabel 1. Spesifikasi Desain Awal

Properties	Symbol	Value
Outer diameter tube	Do	25,4 mm
Inner diameter tube	Di	21,2 mm
Tube thickness	t	2,1 mm
Inner diameter shell	Ds	2,4 m
Number of passes	n	1
Tube length	Lt	8 m
Number of tubes	Nt	4836
Number of baffles	Nb	9
Baffle spacing	Lb	0,73 m
Number of row tubes	Nrt	143
fouling factor water	R _{fc}	0,000352 m ² K/W
fouling factor ammonia	R _{fh}	0,000176 m ² K/W
Pressure drop allowed shell	dPs	20,6 kPa
Pressure drop allowed tube	dPt	58,84 kPa
Design pressure shell	P _{ds}	1726 kPaG
Design pressure channel	P _{dc}	1206 kPaG
Transversal & Diagonal Pitch	S _T & S _D	31,8 mm
Longitudinal Pitch	S _L	27,54 mm
TEMA type		N.E.N
Baffle type		Single Segmental
Baffle orientation		Parallel
Baffle cut (Condensation)		45%
Baffle cut first & last		25%
Tube type		plain

Variabel Penelitian

• Variabel Kontrol

- Tube thickness 1,829 mm
- Material tube SA 179 (Carbon steel)
- Data operasional kapasitas maksimal

Tabel 2. Operasional Data

Properties	Nilai
Sea water inlet temperature	30,01 °C
Sea water outlet temperature	33,3 °C
Ammonia vapor inlet flow rate	23,28 kg/s
Ammonia vapor inlet temperature	150 °C
Ammonia liquid outlet temperature	43,1 °C
Ammonia vapor inlet pressure	17,23 kgf/cm ² G
Sea water flow rate	8323 m ³ /hr

• Variabel Bebas

Untuk mendapatkan *heat transfer* yang lebih baik tanpa terjadinya peningkatan *pressure drop* pada sisi *shell* yang merupakan proses produksi dilakukan maka variabel bebas yang digunakan adalah diameter dan *pitch tube* seperti pada Tabel 3.

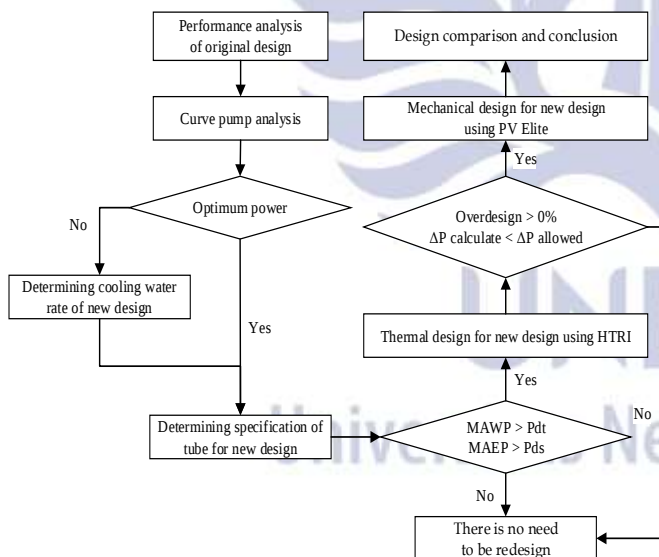
Tabel 3. Design Case Tema Section 5.7

Case	Diameter tube	Tube pitch
1	19,05 mm	23,81 mm
		25,4 mm
		26,99 mm
		28,58 mm
2	22,2 mm	27,78 mm
		28,58 mm
		30,16 mm
		31,75 mm
3	25,4 mm	31,75 mm
		33,34 mm
		34,93 mm

• Variabel Terikat

- Mechanical : MAWP dan MAEP tube.
- Thermal : Overall heat transfer (clean, actual, required Pressure drop (shell & tube) Overdesign.

Rancangan Penelitian



Gambar 2. Kerangka berpikir

HASIL DAN PEMBAHASAN

Menentukan Debit Cooling Water Desain Baru

Berdasarkan analisa *curve pump* didapatkan bahwa penggunaan debit *cooling water* sebesar 8323 m³/hr sudah mendapatkan daya optimum terhadap hubungan *cooling water pump* dengan *ammonia condenser*. Pengurangan jumlah debit *cooling water* akan menyebabkan:

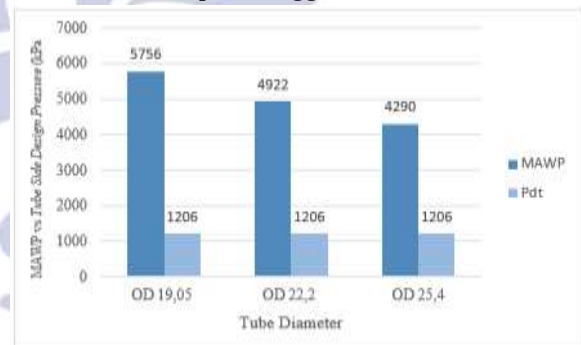
1. Kenaikan daya motor pada pompa yang digunakan akibat peningkatan *head* dalam bentuk kuat arus.
2. Terjadi penurunan *thermal performance ammonia condenser* dikarenakan penurunan koefisien konveksi di dalam *tube* akibat berkurangnya *cooling water rate*.
3. Proses kristalisasi dapat cepat terjadi yang menyebabkan *clogging* akibat peningkatan suhu keluar *cooling water*.

Sedangkan penambahan debit akan berdampak pada meningkatnya vibrasi dalam *tube* jika menganalisa berdasarkan TEMA Section 5 RCB 4.6 akibat meningkatnya kecepatan *flowrate*, maka tidak ada perubahan pada penggunaan jumlah debit pada desain baru.

Analisis Tube Strength

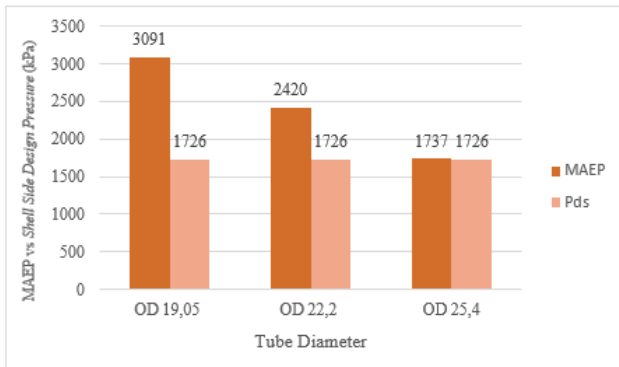
Berdasarkan hasil analisis MAWP dan MAEP pada Gambar 3-4 hanya diameter *tube* 25,4 mm yang dirasa tidak cukup kuat untuk menahan tekanan eksternal dalam keadaan terkorosi maka diameter *tube* 25,4 mm tidak digunakan dalam *thermal design*.

- Analisis *Maximum Allowable Working Pressure* (kPa) Pada Gambar 3. terlihat semakin besar diameter *tube* yang digunakan maka nilai MAWP akan semakin kecil. Nilai MAWP terendah yaitu pada diameter 25,4 mm sebesar 4290 kPa sedangkan nilai terbesar yaitu pada diameter 19,05 mm sebesar 5756 kPa untuk keseluruhan variasi diameter *tube* yang digunakan masih aman karena nilainya jauh melebihi tekanan desain *tube* meskipun menggunakan tebal 1,829 mm.

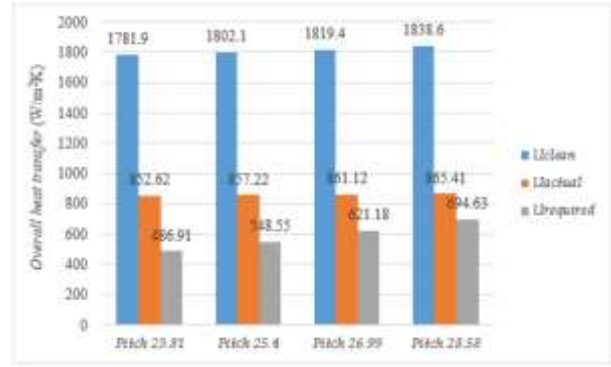


Gambar 3. MAWP & Design Pressure Tube

- Analisis *Maximum Allowable External Pressure* (kPa) Pada Gambar 4 terlihat semakin besar diameter *tube* yang digunakan maka nilai MAEP akan semakin kecil. Nilai MAEP terendah yaitu pada diameter 25,4 mm sebesar 1737 kPa sedangkan nilai terbesar yaitu pada diameter 19,05 mm sebesar 3091 kPa untuk diameter *tube* 19,05 mm dan 22,2 mm dengan tebal 1,829 mm dirasa aman karena nilainya melebihi tekanan desain *shell* tetapi untuk diameter 25,4 mm dirasa kurang aman karena selisih nilainya yang hanya sedikit lebih besar yaitu 11 kPa dari tekanan eksternal maka diameter 25,4 mm tidak digunakan pada *thermal design*.



Gambar 4. MAEP & Design Pressure Shell



Gambar 6. Overall Heat Transfer OD 19,05

Thermal Performance Diameter Tube 19,05 mm

• Analisis Pressure Drop

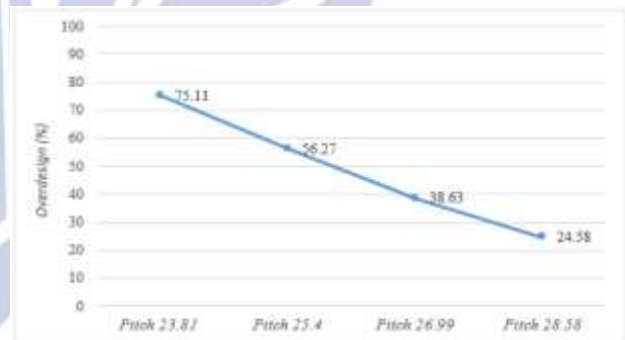
Pada Gambar 5. Terlihat nilai *pressure drop* pada sisi *tube* tertinggi pada *pitch* 28,58 sebesar 44,383 kPa dan terendah pada *pitch* 23,81 sebesar 29,313 kPa hal ini dikarenakan semakin tinggi nilai *pitch* maka jumlah *tube* yang dapat dimuat dalam *shell* semakin sedikit sehingga terjadi peningkatan kecepatan aliran dalam *tube* yang membuat *pressure drop* semakin besar. Nilai *pressure drop* pada sisi *shell* tertinggi pada *pitch* 23,81 sebesar 12,382 kPa dan terendah pada *pitch* 28,58 sebesar 8,424 kPa hal ini dikarenakan semakin tinggi nilai *pitch* maka jarak antar *tube* semakin besar sehingga hambatan aliran pada *shell* semakin kecil.



Gambar 5. Pressure Drop Shell and Tube OD 19,05

• Analisis Overdesign

Pada Gambar 7. Terlihat nilai *overdesign* semakin tinggi jika menggunakan *pitch* yang lebih kecil hal ini dikarenakan pada *pitch* yang lebih kecil memungkinkan untuk memuat jumlah *tube* yang lebih banyak sehingga *overall heat transfer required* menjadi lebih kecil sehingga perbedaan nilainya dengan *overall heat transfer actual* menjadi lebih besar. Nilai *overdesign* tertinggi pada *pitch* 23,81 mm sebesar 75,11% dan *overdesign* terendah pada *pitch* 28,58 mm sebesar 24,58%.



Gambar 7. Overdesign OD 19,05

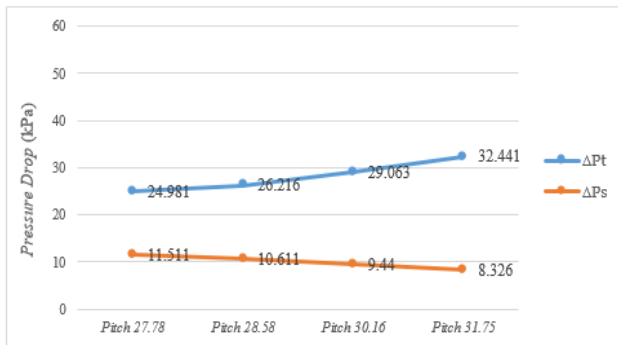
Thermal Performance Diameter Tube 22,2 mm

• Analisis Pressure Drop

Pada Gambar 8. terlihat terlihat grafik nilai *pressure drop* relative sama dengan grafik *pressure drop* diameter 19,05 mm tetapi pada sisi *tube* tidak terjadi kenaikan *pressure drop* yang signifikan hal ini dikarenakan kecepatan aliran dalam *tube* berdiameter 22,2 mm lebih kecil dibandingkan 19,05 mm. Nilai tertinggi pada *pitch* 31,75 sebesar 32,44 kPa dan terendah pada *pitch* 27,78 sebesar 24,981 kPa sedangkan nilai *pressure drop* pada sisi *shell* tertinggi pada *pitch* 27,78 sebesar 11,511 kPa dan terendah pada *pitch* 31,75 sebesar 8,326 kPa tetapi tidak ada nilai *pressure drop* yang melebihi batas *pressure drop* yang diijinkan sehingga semua variasi dapat digunakan sesuai dengan performa dan kebutuhan.

• Analisis Overall Heat Transfer

Pada Gambar 6. Terlihat nilai *overall heat transfer* baik *clean*, *actual*, maupun *required* semakin tinggi jika menggunakan *pitch* yang lebih besar hal ini dikarenakan jumlah *tube* yang dapat dimuat dalam *shell* semakin sedikit sehingga *overall heat transfer* akan dibagi dengan jumlah *tube* yang lebih sedikit membuat *overall heat transfer* semakin besar terutama *overall heat transfer required*. Nilai *fouling factor* sangat mempengaruhi nilai *overall heat transfer* hal ini dikarenakan kualitas fluida atau faktor pengotoran dapat menurunkan nilai heat transfer. Nilai *fouling factor* berdasarkan standar TEMA Section 10.



Gambar 8. Pressure Drop Shell and Tube OD 22,2

- Analisis Overall Heat Transfer

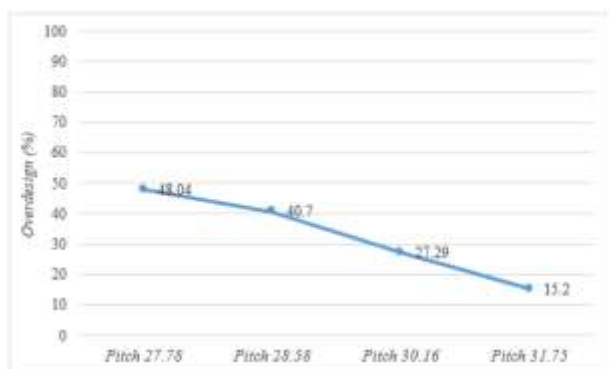
Pada Gambar 9, terlihat grafik overall heat transfer pada diameter 22,2 mm relatif sama dengan diameter 19,05 mm perbedaannya hanya terletak pada selisih nilai overall heat transfer actual dengan required tidak sebesar menggunakan diameter 19,05 mm.



Gambar 9. Overall Heat Transfer OD 22,2

- Analisis Overdesign

Pada Gambar 10, Terlihat nilai overdesign semakin tinggi jika menggunakan pitch yang lebih kecil hal ini dikarenakan pada pitch yang lebih kecil memungkinkan untuk memuat jumlah tube yang lebih banyak sehingga overall heat transfer required menjadi lebih kecil sehingga perbedaan nilainya dengan overall heat transfer actual menjadi lebih besar. Nilai overdesign tertinggi pada pitch 23,81 mm sebesar 75,11% dan overdesign terendah pitch 28,58 mm sebesar 24,58%.



Gambar 10. Overdesign OD 22,2

Spesifikasi Tube

Nilai pitch yang semakin kecil memungkinkan untuk memuat lebih banyak jumlah tube sehingga terjadi peningkatan dalam berat bundle tubes pada Tabel 4.

Tabel 4. Spesifikasi Tube

OD tube (mm)	Pitch	Tube	Bundle tubes weight (kg)
19.05	23.81	8809	60490
19.05	25.4	7780	54563
19.05	26.99	6845	49197
19.05	28.58	6117	44989
22.2	27.78	6460	53218
22.2	28.58	6113	50877
22.2	30.16	5481	46654
22.2	31.75	4929	42957

Pemilihan Dimensi Tube untuk New Thermal Design

Nilai overdesign pada desain baru direncanakan lebih besar dari desain awal tetapi tidak terlalu besar yang dapat menyebabkan meningkatnya biaya dan tingkat kesulitan proses pembuatan akibat berat dan jumlah tube yang banyak maka dipilih diameter tube 22,2 dengan pitch 28,58.

Analisa Lifetime

Pada desain baru didapatkan nilai lifetime shell sebesar 107,7 tahun dan lifetime tube sebesar 37,42 tahun sehingga proses re-tubing dilakukan sebelum 37,42 tahun nilai tersebut sudah melebihi penjadwalan perusahaan yaitu 20 tahun.

Analisis Biaya

Tidak terdapat saving energy dan saving cost setelah dilakukan redesign dalam segi operasional dikarenakan jumlah debit cooling water sama tetapi dalam segi manufaktur saving cost sebesar Rp. 30.696.000 akibat bundle tubes desain baru lebih ringan sebesar 3837 kg dikarenakan menggunakan tebal tube yang lebih tipis.

Perbandingan Desain Awal dengan Baru

Pada Tabel 5 dapat dilihat secara keseluruhan desain baru memiliki performa yang lebih baik dengan overdesign 18,5% lebih besar sehingga dapat memproses beban lebih besar dalam bentuk flowrate maupun temperatur masuk dan pressure drop pada sisi shell dan tube juga relative sama hanya berbeda 0,01 kPa dan 2,33 kPa tetapi bundle tubes memiliki lifetime 5,5 tahun lebih sedikit dari desain awal akibat tebal tube yang lebih tipis.

Tabel 5. Perbandingan Desain Awal dengan Baru

Parameter	Desain Awal	Desain Baru
Overall heat transfer clean	1625,9 W/m²K	1732,4 W/m²K
Overall heat transfer actual	824,35 W/m²K	851,3 W/m²K
Overall heat transfer required	674,56 W/m²K	605,05 W/m²K
Overdesign	22,2%	40,7%
Shell Pressure drop	10,60 kPa	10,61 kPa
Tube Pressure drop	23,88 kPa	26,21 kPa
Lifetime shell	107,7 tahun	107,7 tahun
Lifetime tube	42,97 tahun	37,42 tahun

PENUTUP

Simpulan

- Desain awal memiliki *overdesign* sebesar 22,2% dengan *prsessure drop* pada sisi *shell* sebesar 10,6 kPa dan sisi *tube* sebesar 23,88 kPa pada saat menerima beban maksimal.
- Daya pompa *cooling water* yang digunakan untuk mengoperasikan *ammonia condenser* pada desain awal dan desain baru sekitar 1100 kWatt.
- Desain baru menggunakan *tube* dengan diameter luar sebesar 22,2 mm, *pitch* sebesar 28,58 mm, tebal sebesar 1,829 mm, dan jumlah *tube* sebanyak 6113.
- Berdasarkan hasil desain thermal, desain NEN *ammonia condenser* dikatakan aman dibuktikan dengan *overdesign* melebihi 0% dan *pressure drop* yang terjadi di dalam *ammonia condenser* tidak ada yang melebihi batas *pressure drop* yang diijinkan.
- Tidak terdapat *saving energy* dan *saving cost* setelah dilakukan redesain dalam segi operasional tetapi dalam segi manufaktur *saving cost* sebesar Rp. 30.696.000.
- Hasil desain baru memiliki *overdesign* sebesar 40,7% atau mengalami peningkatan sebesar 18,5% sedangkan *tube pressure drop* dan *shell pressure drop* masing-masing mengalami peningkatan sebesar 2,33 kPa dan 0,01 kPa.

Saran

- Sebaiknya proses redesain juga menggunakan data jumlah peningkatan kapasitas produksi yang akan digunakan sehingga pemilihan nilai *overdesign* pada desain baru menjadi lebih tepat.
- Sebaiknya ada kajian lebih lanjut tentang penggunaan ketebalan *tube* lebih rendah dari 1,829 mm dikarenakan nilai MAWP dan MAEP pada diameter 19,05 mm dan 22,2 mm dirasa masih terlalu besar atau ketebalan masih bisa diperkecil tanpa perlu melakukan penurunan nilai diameter *tube* yang dapat menyebabkan meningkatnya nilai *pressure drop tube* sehingga *thermal performance* menjadi lebih baik.
- Sebaiknya ada kajian lebih lanjut tentang penggunaan material *tube* yang berbeda seperti SS 304, SS 310, dan SS 316 hal itu dikarenakan material tersebut mengandung *chrom*, *nickel*, dan *molybdenum* yang memiliki *corroton rate* yang rendah sehingga meningkatkan *lifetime tube*.

DAFTAR PUSTAKA

API, Tenth ed. (2014). *API 510, Pressure Vessel Code : In-service Inspection , Rating , Repair , and Alteration*. May 2014.

Arsana, I. M., Budhikardjono, K., Susianto, & Altway, A. (2016). Modelling of the single staggered wire and tube heat exchanger. *International Journal of Applied Engineering Research*, 11(8), 5591–5599.

Arsana, I. M., Ramadhani, Y., Putra, R., Sari, H. N., Nurjannah, I., & Wahyuono, A. (2020). Optimized Hydraulic Diameter and Operating Condition of Tube Heat Exchanger for Food Industry – A Numerical Study. *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*, 43(6), 329–338.

ASME VIII 2019. *Rules for Construction of Pressure Vessels*. American Society Mechanical Engineering, Three Park Avenue, New York, 10016 USA.

ASME II part D 2019. *Materials*. American Society Mechanical Engineering, Three Park Avenue, New York, 10016 USA.

ASME 16.5 2013. *Pipe Flanges and Flange fittings*. American Society Mechanical Engineering, Two Park Avenue, New York, 10016 USA

Chantasiriwan, S. (2013). Estimation of Power Consumption by Centrifugal Pump with Reduced Impeller Size. *Thammasat International Journal of Science and Technology*, 18(1), 10–21.

Dewitt D.P., Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P. (2015). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer Seventh Edition*. John Wiley & sons, inc.

Eugene F. Megyesy. (2001). *Pressure vessel handbook 12th edition*.

I Made Arsana, Q. A. N. (2021). Rancang Bangun Baffle Bersudut pada Heat Exchanger Shell and Tube. *JTM*, 09(01), 159–164.

Kern, D. Q. (1983). *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill Book Company.

Krisdiyanto. (2021). An Analysis of Tube Thickness Effect on Shell and Tube Heat Exchanger. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, February. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.225334>

Kuppan T. (2000). *Heat Exchanger Design Handbook*.

Made Arsana, I. (2012). Nanofluid-Enhancing Shell and Tube Heat Exchanger Effectiveness with Modified Baffle Architecture. In *Intech*.

Mahajan, K. K. (1985). *Design of Process Equipment*.

Moss, D. R. (2004). *Pressure Vessel Design Manual*.

Patil, R. V. (2014). Determination of Internal Pressure in a Shell and Tube Type of Heat Exchanger by Using IBR and ASME Codes. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 11(2), 49–54. <https://doi.org/10.9790/1684-11244954>

Prasetyawan, I., Pengajar, S., & Teknik, J. (2009). *Analisa Perbandingan Laju Korosi Material Stainless Steel SS 316 dengan Carbon SA 516 terhadap Pengaruh Amoniak*.

Sahajpal, S., & Shah, P. D. (2013). Thermal design of ammonia desuperheater-condenser and comparative study with HTRI. *Procedia Engineering*, 51(NUIcone 2012), 375–379. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2013.01.052>

TEMA-10th-Edition. (2019).

Towler, G., & Sinnott, R. A. Y. (2008). *Chemical Engineering Principles , Practice and Economics of Plant and Process Design*.