

# Analisa Unjuk Kerja *Secondary Superheater* PLTGU Dan Evaluasi Peluang Peningkatan *Effectiveness* Dengan Cara Variasi Jarak, Jumlah dan Diameter *Tube*

Viki Wahyu Endriyana dan Djatmiko Ichsani

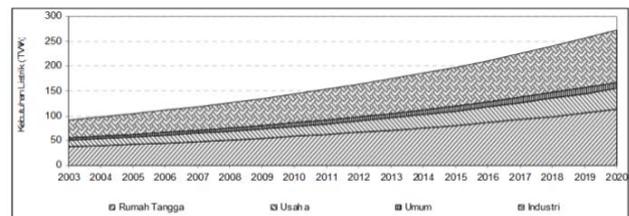
Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)  
Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia  
e-mail: djatmiko@me.its.ac.id

**Abstrak** - *Superheater* merupakan alat yang berfungsi untuk menghilangkan kadar air dalam uap dengan cara menaikkan temperatur uap jenuh sampai menjadi uap panas lanjut (*superheated vapour*). Kondisi uap panas lanjut yang memasuki turbin uap adalah uap yang tidak akan mengembun ketika digunakan untuk melakukan kerja dengan jalan ekspansi di dalam turbin uap. Hal tersebut bertujuan untuk mengurangi kemungkinan timbulnya bahaya yang disebabkan oleh terjadinya pukulan balik atau *back stroke* sehingga mengakibatkan penurunan kinerja peralatan pembangkitan khususnya pada turbin uap. Pada PLTGU, hasil dari data operasi *secondary superheater* menunjukkan adanya penurunan temperature uap keluar *secondary superheater* menuju *steam turbine* yang cukup signifikan jika dibandingkan dengan *design point*. Maka dari itu, dilakukan analisa performa *secondary superheater* dan mencari peluang peningkatan *effectiveness* dengan cara memvariasikan jarak, jumlah dan diameter *tube*. Analisa dilakukan dengan menggunakan metode *LMTD* dan *NTU*. Dari perhitungan didapatkan *effectiveness secondary superheater* eksisting adalah sebesar 0,649. Berdasarkan hasil perhitungan dipilih hasil *redesign* yang sesuai yaitu pada *CF-9.05-3/4 (e)* dengan kondisi *mass flowrate* 40 kg/s dengan temperature keluar *superheated steam* sebesar 767,8 K dengan *effectiveness* sebesar 0,86. Adapun detail dimensi *redesign* adalah dengan jumlah *tube* sebesar 2886, diameter *tube* 0,01965 m, diameter *fins* 0,0371 m, jumlah *fins/meter* 356, *transverse pitch* 0,05 m dan *longitudinal pitch* sebesar 0,034 m.

**Kata Kunci** — *Secondary Superheater, LMTD, NTU, Overall Heat Transfer Coefficient, Effectiveness.*

## I. PENDAHULUAN

KONSUMSI listrik Indonesia setiap tahunnya terus meningkat sejalan dengan peningkatan pertumbuhan ekonomi nasional. Besarnya produksi listrik selama kurun waktu yang telah ditentukan dapat memberi gambaran besarnya pasokan listrik dalam pemenuhan kebutuhan listrik nasional. Kondisi ini merupakan gambaran umum dari negara yang sedang berkembang, dimana penyediaan listrik bukan merupakan pemenuhan kebutuhan riil seluruhnya tetapi lebih merupakan kemampuan untuk membangkitkan dan mendistribusikan listrik ke masyarakat. Besarnya kebutuhan listrik di Indonesia yang ditunjukkan pada Gambar 1 merupakan akumulasi dari kebutuhan listrik pada masing-masing sektor pengguna energi di 22 wilayah pemasaran listrik PLN. Berdasarkan hasil proyeksi kebutuhan listrik dari tahun 2003 s.d. 2020 yang dilakukan Dinas Perencanaan Sistem PT PLN (Persero) dan Tim



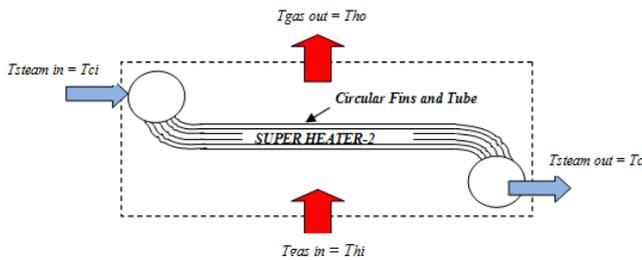
Gambar 1. Grafik Proyeksi Kebutuhan Listrik per Sektor di Indonesia Tahun 2003 s.d. 2020 [1]

Energi BPPT. Berdasarkan Gambar 1 terlihat bahwa kebutuhan listrik nasional didominasi oleh sektor industri, disusul sektor rumah tangga, dan umum.

Jenis pembangkit listrik yang memiliki efisiensi paling tinggi adalah Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap (PLTGU). Peningkatan efisiensi termal sistem ini mencapai 42%.

*Superheater* merupakan salah satu alat pada *HRS* (*boiler*) yang berfungsi untuk menaikkan temperatur uap jenuh sampai menjadi uap panas lanjut (*superheated steam*). Peranan alat *superheater* tersebut sangat vital, karena apabila mengalami gangguan sehingga kinerjanya menurun, maka tingkat keadaan uap yang dihasilkan menjadi lebih rendah sehingga daya yang dihasilkan oleh turbin dapat menjadi lebih rendah [2]. Pada kondisi operasional harian didapatkan bahwa kondisi temperature uap keluar *secondary superheater* mengalami penurunan yang signifikan dari kondisi temperature maksimum yang sesuai dengan spesifikasi. Berdasarkan kondisi tersebut, maka dilakukan analisa performa meliputi *effectiveness* perpindahan panas pada *secondary superheater* eksisting dan mencari peluang peningkatan *effectiveness* dengan cara memvariasikan jarak, jumlah dan diameter *tube secondary superheater* yang sesuai. *Secondary superheater* yang dianalisa merupakan *compact heat exchanger* tipe *fins and tube heat exchanger* khususnya menggunakan tipe *circular fins*.

Penelitian terkait performa *compact heat exchanger* pernah dilakukan oleh beberapa peneliti. Penelitian ini membahas mengenai efek dari diameter *tube* terhadap performa pada *air side* [3]. Parameter geometri yang digunakan dalam penelitian ini adalah, *fin spacing, fin height, transverse pitch, and longitudinal pitch*. Dari penelitian ini didapatkan bahwa, *heat transfer coefficient* meningkat seiring dengan penurunan dimensi *tube*.



Gambar 2. Skema Proses pada Secondary Superheater

Sedangkan *pressure drop* meningkat seiring dengan peningkatan diameter *tube*.

Selanjutnya, penelitian lain terkait evaluasi performa *flat tube fins heat exchanger* dengan menggunakan konfigurasi *fins* yang berbeda berdasarkan *standard surface designation* [4]. Pada penelitian ini juga menggunakan variasi *mass flowrate* yang berbeda pada dua sisi fluida dingin dan juga fluida panas. Dengan variasi konfigurasi *fins* dan *water mass flowrate* sedangkan *air mass flowrate* dijaga konstan maka didapatkan bahwa dengan semakin tinggi *mass flowrate* pada *water side* maka *reynolds number* pun akan semakin meningkat. Dengan semakin meningkat nilai *reynolds* maka akan semakin meningkat pula nilai *effectiveness* dari *heat exchanger* tersebut.

Berdasarkan beberapa acuan di atas, maka pada penelitian kali ini akan menganalisa performa dari *secondary superheater* eksisting serta melakukan *redesign* dengan cara memvariasikan dimensi meliputi jarak jumlah dan diameter *tube* serta memvariasikan *mass flowrate* dari *superheated steam*.

Pada penelitian ini digunakan analisa matematis menggunakan metode *LMTD* dan *NTU*. Hasil analisa berupa karakteristik dimensi baru *secondary superheater* yang sesuai dengan peningkatan *effectiveness* serta temperatur uap keluar *secondary superheater*. Hasil tersebut nantinya harus disesuaikan dengan batasan *volume* ruang penempatan *heat exchanger* serta batasan temperatur uap maksimum keluar dari *secondary superheater*.

II. METODE PENELITIAN

Penelitian dilakukan dengan cara melakukan variasi dimensi *tube* dan *fins* berdasarkan *standard surface designation* dan variasi *mass flowrate superheated steam*. Pada metode analisa secara matematis ini dibutuhkan tiga tahapan utama yang harus dilakukan, antara lain: *analisa desain eksisting*, *analisa redesign* dan *analisa matematis*.

A. Analisa Desain Eksisting

Dalam menganalisa *secondary superheater* eksisting maka dibutuhkan *control volume* dari system yang akan dianalisis. *Control volume* berfungsi untuk memberi batasan – batasan yang akan mempermudah perhitungan. Proses pada *secondary superheater* dapat ditampilkan pada Gambar 2 sebagai berikut:

Data dimensi *secondary superheater* pada instalasi *HRSG PLTGU* dapat terlihat pada Tabel 1 di bawah ini. Data dimensi ini digunakan sebagai pembanding dengan hasil *redesign* nantinya dan juga sebagai batasan untuk melakukan *redesign* terutama pada panjang, lebar dan tinggi *HE*.

Tabel 1.

Data Dimensi Secondary Superheater

*Type compact heat exchanger tipe circular fins*

Pengukuran	Ukuran	Satuan
Luasan HE	7254 X 16386	mm <sup>2</sup>
Lebar HE	7254	mm
Panjang Total Tube SH	16386	mm
Tinggi HE	757	mm
Panjang Tube Berfin	14526	mm
Jumlah Tube	232	lonjor
Diameter Luar Tube	31.8	mm
Tebal Tube	3	mm
Diameter Luar Fin	58	mm
Fins/m	187	
<i>P<sub>T</sub> / P<sub>L</sub></i>	122/79	
Diameter Inlet Header	323.9	mm
Diameter Outlet Header	355.6	mm
Material Tube dan Fins	10 Cr Mo 910 TP 409	
Tipe Tube Arrangement	Staggered	

Tabel 2. Data Operasi Rata – Rata

Data	Desain	Operasional	Satuan
Temperatur Gas Masuk	<i>T<sub>h,i</sub></i> 518	501.8	°C
Temperatur Gas Keluar	<i>T<sub>h,o</sub></i> 506	490.3	°C
Temperatur Uap Masuk	<i>T<sub>c,i</sub></i> 453	450.2	°C
Temperatur Uap Keluar	<i>T<sub>c,o</sub></i> 495	483.7	°C
Laju Aliran Massa Uap	<i>m<sub>c</sub></i> 40	42.3	kg/s
Tekanan	<i>P</i> 74.6	67.6	kg/cm <sup>2</sup>

Untuk melakukan *recalculation* dan *redesign* pada *secondary superheater*, maka diperlukan data pendukung lainnya yaitu data operasi harian. Perbandingan data desain manual dengan data operasional harian dapat dilihat pada Tabel 2.

B. Analisa Redesign

*Redesign secondary superheater* dimaksudkan untuk meningkatkan *effectiveness* perpindahan panas dari kondisi eksisting. *Redesign* dilakukan dengan cara mengubah dimensi *secondary superheater* meliputi besar diameter, jarak dan jumlah *tube* berdasar *standard surface designation circular fins*. Sedangkan untuk *properties* fluida dingin berupa *mass flowrate superheated steam* juga divariasikan. Batasan yang digunakan sebagai acuan hasil *redesign* adalah kondisi temperature uap keluar *secondary superheater* (*T<sub>co</sub>*). Dimana temperature maksimum uap keluar *secondary superheater* selanjutnya akan masuk dalam *steam turbine*. Temperatur masuk *steam turbine* yang diizinkan sesuai dengan kondisi desain manual dari *steam turbine* yaitu sebesar 768 K. Selain itu, *volume* penempatan *secondary superheater redesign* tidak boleh lebih besar dari *volume* eksisting *secondary superheater*. *Volume* eksisting *secondary superheater* adalah sebesar 76,125 m<sup>3</sup> dengan rincian panjang *HE*, tinggi *HE* dan lebar *HE* adalah sebesar 15 m, 0,7 m dan 7,25 m. Pada saat mendesain ulang nantinya, panjang, jumlah dan jarak *tube secondary*

superheater tidak boleh melebihi volume penempatan secondary superheater eksisting.

Tabel 3.

Properties Fluida Secondary Superheater Menggunakan T-mean Baru

Properties		Fluida Panas (Exhaust Gas)	Fluida Dingin (Superheated Steam)
Mass Flowrate	kg/s	272.6	40
Temperatur In (T <sub>i</sub> )	K	774.8	723.3
Temperatur Out (T <sub>o</sub> )	K	759.81	768
Spesific Heat (c <sub>p</sub> )	J/kg.K	1095.4	2498.33
Density (ρ)	kg/m <sup>3</sup>	0.444	23.58
Viscosity (μ)	N.s/m <sup>2</sup>	0.000036	0.000027
Thermal Conductivity (k)	W/mK	0.0565	0.07
Prandtl Number (Pr)		0.7	0.985

Tabel 4.

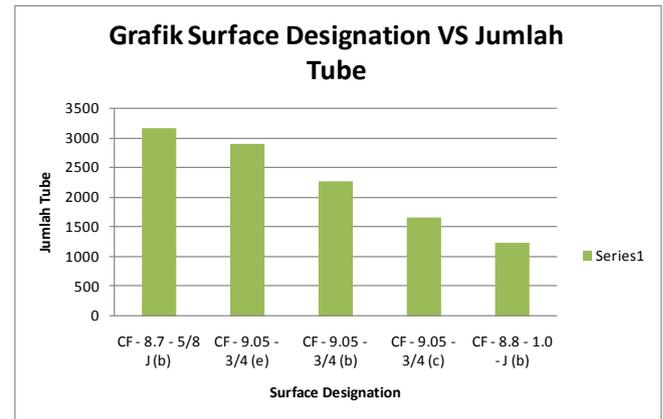
Data Variasi Surface Designation

	CF- 8.7 5/8 J (b)	CF- 9.05- 3/4(b)	CF- 9.05- 3/4(c)	CF- 9.05- 3/4(e)	CF- 8.8- 1.0 J (b)
Tube Diameter (m)	0.016	0.019	0.019	0.019	0.026
Fin Diameter (m)	0.028	0.037	0.037	0.037	0.044
S <sub>T</sub> (m)	0.046	0.05	0.069	0.05	0.078
S <sub>L</sub> (m)	0.034	0.044	0.044	0.034	0.052
Fins/m	342	356	356	356	342
Diameter Hydraulic (m)	0.011	0.008	0.013	0.006	0.013
Fin Area/ Total Area	0.862	0.835	0.835	0.835	0.825
Heat Transfer Area/ Total Volume	215	279	203	354	190

Dalam melakukan perancangan maupun mendesain ulang secondary superheater digunakan 2 macam metode yaitu metode LMTD dan NTU. Kedua metode tersebut digunakan dalam merancang ulang secondary superheater ini. Metode LMTD merupakan metode pertama yang digunakan untuk merancang secondary superheater ini, sedangkan untuk metode NTU nantinya digunakan pada saat menghitung nilai performa dari hasil perancangan. Sebelum melakukan perhitungan dengan menggunakan metode LMTD maka terlebih dahulu diperlukan beberapa data input seperti di pada Tabel 3 di bawah ini:

Variasi surface designation circular fins dan mass flowrate dari superheated steam. Untuk menentukan variasi jumlah tube, diperlukan beberapa data input dimensi. Berdasarkan standard surface designation [5] dipilih standard CF - 8.7 - 5/8 J (b), CF - 9.05 - 3/4 (b), CF - 9.05 -

3/4 (c), CF - 9.05 - 3/4 (e) dan CF - 8.8 - 1.0 - J (b) sebagai variasi. Data variasi tersebut dapat dilihat pada Tabel 4.



Gambar 3. Grafik Perbandingan Surface Designation VS Jumlah Tube

Setelah ditentukan variasi surface designation circular fins, maka perlu dihitung jumlah tube yang sesuai dengan ruang penempatan heat exchanger. Banyaknya jumlah tube yang sesuai dapat dihitung dengan input data awal jarak antar tube. Variasi jarak antar tube merupakan data awal perhitungan yang digunakan untuk menentukan jumlah tube yang sesuai dengan ruang penempatan secondary superheater. Pemasangan jumlah tube disesuaikan dengan volume ruang penempatan heat exchanger. Penempatan jumlah tube arah transversal tidak boleh melebihi lebar ruang penempatan heat exchanger dalam hal ini sama dengan panjang header secondary superheater. Sedangkan jumlah rows atau jumlah tube arah longitudinal tidak boleh melebihi tinggi dari ruang penempatan heat exchanger. Perbandingan surface designation dengan jumlah tube yang sesuai terlihat pada Gambar 3.

C. Analisa Matematis

Metode Beda Temperatur Rata-Rata Logaritmik (LMTD)[6].

$$q = U \cdot A \cdot \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2})} \tag{1}$$

Dimana:

- q = heat transfer ( W )
- U = Overall heat transfer coefficient ( W/m<sup>2</sup>K )
- A = Luasan perpindahan panas ( m<sup>2</sup> )
- ΔT = Perbedaan temperature fluida panas dengan fluida dingin ( K )

Tinjauan Perpindahan Panas Sisi Internal

$$Re_c = \frac{4 \cdot \dot{m}_c}{\pi \cdot D \cdot \mu \cdot N_T} \tag{2}$$

Sedangkan, untuk menghitung koefisien konveksi yang terjadi di dalam tube dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$h_c = \frac{Nu_c \cdot k}{D} \tag{3}$$

$$Nu_c = 0,023 \cdot Re_c^{4/5} \cdot Pr_c^{0,33} \tag{4}$$

Dimana :

- Re<sub>c</sub> = Reynolds number sisi internal tube
- h<sub>c</sub> = Koefisien konveksi sisi internal tube (W/m<sup>2</sup>K)
- Nu<sub>c</sub> = Nusselt number sisi internal tube
- ṁ<sub>c</sub> = Laju alir massa sisi internal tube (kg/s)
- μ = Viskositas fluida sisi internal tube (N.s/m<sup>2</sup>)
- N<sub>T</sub> = Jumlah tube
- k = Konduktifitas thermal (W/K)
- Pr<sub>c</sub> = Prandalt number sisi internal tube
- D = Diameter tube (m)

Luasan perpindahan panas sisi internal tube [7].

$$A_c = N_T \cdot \pi \cdot D \cdot L_T \tag{5}$$

Dimana:

$A_c$  = Luasan perpindahan panas *internal tube* (m<sup>2</sup>)

$N_T$  = Jumlah *tube*

$D$  = Diameter *tube* (m)

$L_T$  = Panjang *tube* (m)

Tinjauan Perpindahan Panas Sisi Eksternal [5].

$$A_h = \alpha \cdot Volume \tag{6}$$

Dimana:

$A_h$  = Luasan perpindahan panas sisi *eksternal* (m<sup>2</sup>)

$\alpha$  = Rasio *heat transfer area* dengan *total volume*

Persamaan untuk menghitung bilangan *reynolds* adalah sebagai berikut:

$$Re_h = \frac{G \cdot D_h}{\mu} \tag{7}$$

Koefisien konveksi yang terjadi pada *fins* atau daerah gas panas dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$h_h = \frac{j_H \cdot G \cdot c_p}{Pr_h^{2/3}} \tag{8}$$

Untuk mendapatkan persamaan tersebut, maka perlu didapatkan variabel penyusunnya yaitu:

$$G = \frac{\dot{m}_h}{\sigma \cdot A_{fr}} \tag{9}$$

Dimana :

$h_h$  = koefisien konveksi pada sisi *fin* (W/m<sup>2</sup>K)

$j_H$  = Colburn J Faktor

$D_h$  = Diameter hidrolik (m)

$Re_h$  = Reynolds number sisi *fin*

$\sigma$  = Rasio antara *Free Flow Area* dengan *Frontal Area*

$A_{fr}$  = *Frontal Area* (m<sup>2</sup>)

$G$  = *Maximum Mass Velocity* (kg/s.m<sup>2</sup>)

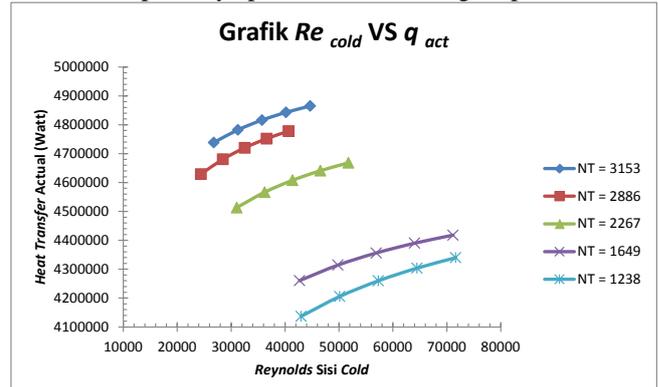
### III. ANALISA DAN PEMBAHASAN

Dari penelitian ini didapatkan beberapa grafik hasil perbandingan *surface* geometri terhadap karakteristik performa *heat exchanger*.

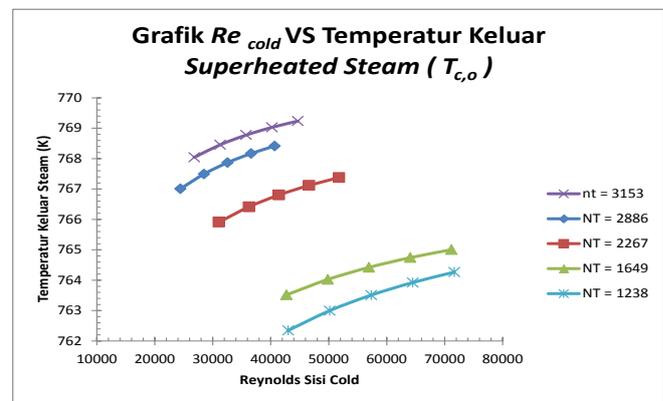
Berdasarkan Gambar 4 dapat dilihat hubungan antara besar *Reynolds number* setiap *surface designation* dengan perpindahan panas aktual yang terjadi. Trend grafik memperlihatkan semakin besar *reynolds number*, maka akan semakin besar pula perpindahan panas aktual yang terjadi. Hal tersebut dapat dilihat pada setiap kenaikan *mass flowrate superheated steam* maka akan semakin meningkat pula *reynolds number* beserta perpindahan panas aktualnya. Pada kelima variasi *surface designation*, yaitu CF-8.7 – 5/8 J (b), CF-9.05 – 3/4(e), CF-9.05 – 3/4(b), CF-9.05 – 3/4(c), dan CF-8.8 -1.0-J(b) memiliki tren grafik yang sama. Pada variasi *surface designation* CF-8.7 – 5/8 J (b) dengan jumlah *tube* 3153 memiliki nilai  $q_{actual}$  tertinggi kemudian diikuti berturut – turut CF-9.05 – 3/4(e), CF-9.05 – 3/4(b), CF-9.05 – 3/4(c), dan CF-8.8 -1.0-J(b) dengan jumlah *tube* masing – masing sebesar 2886, 2267, 1649, dan 1238 memiliki trend grafik yang sama..

Besarnya bilangan *reynolds* dipengaruhi oleh beberapa hal diantaranya *mass flowrate superheated steam*, serta dimensi dan jumlah *tube*. Hal tersebut dikarenakan, dengan semakin besar jumlah *tube* maka akan semakin memperkecil kecepatan aliran yang masuk dalam tiap *tube*. Selain itu besar diameter *tube* juga berpengaruh pada kecepatan aliran dalam *tube*, makin besar diameter *tube* maka akan makin besar pula kecepatan fluida dalam pipa. Trend grafik *reynolds number* terhadap  $q_{actual}$  pada *secondary superheater* untuk kelima variasi mengalami kenaikan

karena semakin besar harga *reynolds* maka semakin *turbulen* aliran yang terjadi sehingga kemampuan mentransfer panasnya pun semakin meningkat pula.



Gambar 4. Grafik Pengaruh Reynolds Number Sisi Cold Terhadap Heat Transfer Aktual



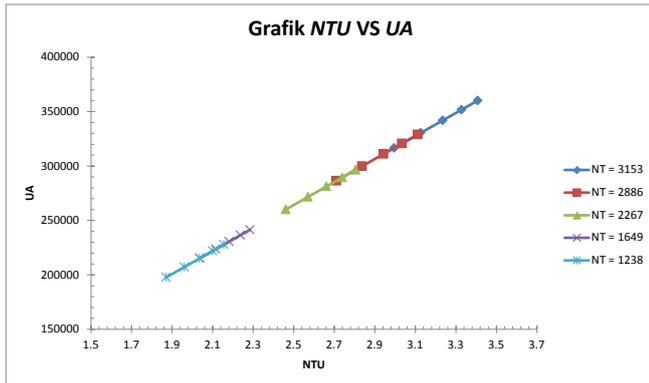
Gambar 5. Grafik Pengaruh Reynolds Number Sisi Cold Terhadap Temperatur Keluar Fluida Secondary Superheater

Dengan *mass flowrate* semakin diperbesar maka bilangan *reynolds* yang terjadi pun semakin besar, dengan semakin besar bilangan *reynolds* maka nilai koefisien konveksi juga akan semakin besar pula. Dengan didukung besarnya kemampuan mentransfer panas tersebut dan juga dengan semakin memperluas area perpindahan panas, dalam hal ini memperbesar jumlah *tube* maka perpindahan panas aktual yang terjadi akan semakin baik.

Berdasarkan Gambar 5 dapat dilihat hubungan antara besar *reynoldsnumber* setiap *surface designation* dengan temperature keluar *superheated steam* ( $T_{co}$ ). Trend grafik memperlihatkan semakin besar *reynolds number*, maka akan semakin besar pula temperature keluar *superheated steam*. Hal tersebut dapat dilihat pada setiap kenaikan *mass flowrate superheated steam* maka akan semakin meningkat pula *reynolds number* beserta pula temperature keluar *superheated steam*. Pada kelima variasi *surface designation*, yaitu CF-8.7 – 5/8 J (b), CF-9.05 – 3/4(e), CF-9.05 – 3/4(b), CF-9.05 – 3/4(c), dan CF-8.8 -1.0-J(b) memiliki tren grafik yang sama. Pada variasi *surface designation* CF-8.7 – 5/8 J (b) dengan jumlah *tube* 3153 memiliki nilai temperature keluar *superheated steam* tertinggi kemudian diikuti berturut – turut CF-9.05 – 3/4(e), CF-9.05 – 3/4(b), CF-9.05 – 3/4(c), dan CF-8.8 -1.0-J(b) dengan jumlah *tube* masing – masing sebesar 2886, 2267, 1649, dan 1238 memiliki trend grafik yang sama.

Besarnya bilangan *reynolds* dipengaruhi oleh beberapa hal diantaranya *mass flowrate superheated steam*, serta dimensi dan jumlah *tube*. Semakin tinggi *mass flowrate* dari

superheated steam maka kecepatan aliran dalam tube akan semakin meningkat sehingga harga reynolds sisi cold pun semakin meningkat pula. Dengan semakin meningkatnya



Gambar 6. Grafik NTU VS Overall Heat Transfer Coefficient (UA)

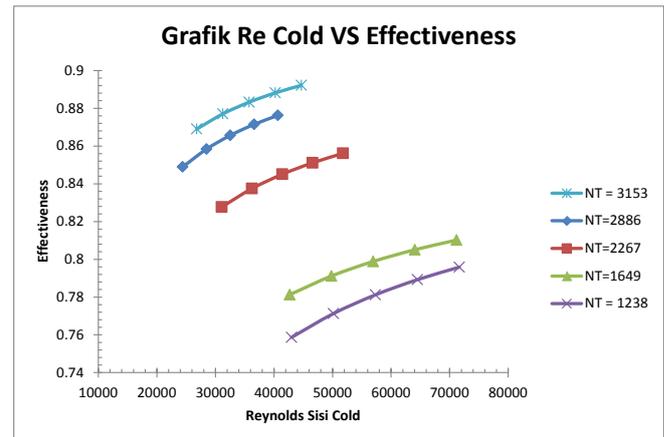
jumlah laluan tube akan mempengaruhi temperature keluar dari superheated steam (fluida dingin) dan gas panas. Semakin meningkat jumlah laluan tube maka semakin besar luasan perpindahan panas yang terjadi. Dengan semakin meningkat luasan perpindahan panas yang terjadi maka akan meningkatkan peluang perpindahan panas yang terjadi antara superheated steam dan gas panas. Dengan semakin luas area perpindahan panasnya, maka jumlah panas yang diserap oleh superheated steam semakin meningkat pula sehingga berakibat pada peningkatan temperature keluar superheated steam. Sebaliknya, dengan semakin luas area perpindahan panas yang terjadi maka akan semakin menurunkan temperature gas panas keluar secondary superheater. Hal tersebut dikarenakan semakin meningkatnya panas yang dilepaskan oleh exhaust gas untuk memanaskan superheated steam. Sehingga temperatur keluar exhaust gas semakin menurun.

Dari grafik di atas dapat ditarik suatu kesimpulan yaitu, dengan semakin meningkatkan laju aliran massa superheated steam dan meningkatkan jumlah laluan tube maka akan semakin meningkat pula temperature superheated steam keluar secondary superheater. Nilai temperature keluar superheated steam dalam redesign ini tidak boleh melebihi temperature design manual yaitu 768 K. Pada redesign ini didapatkan temperature keluar superheated steam paling tinggi yaitu 769,23 K dengan kondisi temperature exhaust gas keluar sebesar 758,05 K.

Dari Gambar 6 menunjukkan trend grafik yang semakin naik seiring dengan meningkatnya nilai NTU (Number Of Transfer Unit) dan Overall Heat Transfer Coefficient. Semakin meningkat mass flowrate yang terjadi maka akan semakin meningkatkan pula nilai NTU. Dengan semakin meningkat mass flowrate maka akan semakin meningkat pula kecepatan aliran fluida dalam tube sehingga transfer panas yang terjadi semakin meningkat yang berarti bahwa semakin besar pula number of transfer unit. Dari grafik juga dapat terlihat bahwa UA terbesar diperoleh pada surface designation dengan jumlah tube paling besar pula. Pada kelima variasi surface designation, yaitu CF-8.7 - 5/8 J (b), CF-9.05 - 3/4(e), CF-9.05 - 3/4(b), CF-9.05 - 3/4(c), dan CF-8.8 -1.0-J(b) memiliki tren grafik yang sama. Pada variasi surface designation CF-8.7 - 5/8 J (b) dengan jumlah tube 3153 memiliki nilai temperature keluar superheated steam tertinggi kemudian diikuti berturut-turut CF-9.05 - 3/4(e), CF-9.05 - 3/4(b), CF-9.05 - 3/4(c), dan CF-8.8 -1.0-J(b) dengan jumlah tube masing-masing

sebesar 2886, 2267, 1649, dan 1238 memiliki tren grafik yang sama.

Hal tersebut menunjukkan bahwa semakin meningkatnya jumlah tube maka akan semakin memperluas luasan



Gambar 7. Grafik Reynolds Number Sisi Cold VS Effectiveness

perpindahan panas yang ada. Peningkatan luasan perpindahan panas dilakukan dengan memvariasikan diameter, jumlah tube dan jarak tube. Semakin banyak tube maka akan semakin meningkatkan nilai UA. Dengan semakin besar UA maka transfer panas yang terjadi akan semakin besar.

Dari grafik tersebut, dapat ditarik kesimpulan bahwa, dengan semakin meningkatkan mass flowrate superheated steam maka akan semakin meningkat pula number of transfer unit yang terjadi. Selain itu, dengan semakin memperbanyak jumlah laluan tube berarti semakin memperluas luasan perpindahan panas dan semakin memperbesar nilai UA.

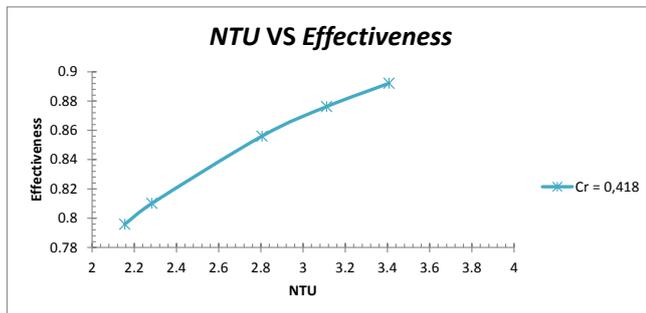
Dari Gambar 7 menunjukkan trend grafik effectiveness yang semakin naik seiring dengan meningkatnya nilai reynolds number sisi cold. Semakin meningkat mass flowrate yang terjadi maka akan semakin meningkatkan pula nilai reynolds number. Dengan semakin meningkat mass flowrate maka akan semakin meningkat pula kecepatan aliran fluida dalam tube sehingga transfer panas yang terjadi semakin meningkat. Dengan adanya variasi surface designation yang digunakan juga sangat mempengaruhi besar perpindahan panas yang terjadi. Dari grafik 4.12 dapat dilihat bahwa harga effectiveness tertinggi didapatkan pada CF - 8.7 - 5/8 J (b) dengan jumlah tube paling tinggi yaitu sebesar 3153.

Pada CF - 8.7 - 5/8 J (b) memiliki harga diameter paling kecil dan jumlah tube terbanyak. Dengan semakin banyaknya jumlah tube maka akan semakin memperluas luasan perpindahan panas yang terjadi sehingga panas aktual yang dapat ditransfer pun akan semakin besar. Dengan semakin besarnya nilai perpindahan panas yang dapat ditransfer maka akan semakin besar pula nilai effectiveness perpindahan panas.

Dari grafik tersebut, dapat ditarik kesimpulan bahwa, dengan semakin meningkatkan Reynolds number maka akan berpengaruh pada perpindahan panas yang terjadi. Sehingga berpengaruh juga pada efektivitas perpindahan panas yang terjadi. Selain itu, effectiveness tertinggi didapatkan dengan semakin menambah jumlah tube yang dipasang pada secondary superheater.

Dari Gambar 8 menunjukkan bahwa semakin kecil nilai NTU maka effectiveness juga akan semakin kecil dengan

nilai  $C_r$  yang konstan. Grafik  $NTU - \epsilon$  didapat dengan memvariasikan jumlah tube yaitu sebesar 1238, 1649, 2267, 2886 dan 3153 tube. Semakin banyak jumlah tube yang dipasang maka nilai  $NTU$  semakin bertambah akibat luasan perpindahan panas sisi tube juga semakin bertambah besar. Meningkatnya nilai  $NTU$  maka akan semakin meningkatkan



Gambar 8. Pengaruh  $NTU$  dan  $\epsilon$  Akibat Variasi Jumlah Tube

effectiveness heat exchanger dalam hal ini secondary superheater. Jadi, semakin besar jumlah tube maka semakin bertambah pula effectiveness heat exchanger.

#### IV. KESIMPULAN/RINGKASAN

Dari hasil perancangan *secondary superheater* dengan menggunakan metode *LMTD* dan *NTU*, dengan variasi *surface designation* dan *mass flowrate* dari *superheated steam* maka diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. Berdasarkan analisa performa eksisting *secondary superheater* didapatkan bahwa nilai *effectiveness* yang terjadi adalah 0,649.
2. Semakin meningkat *mass flowrate superheated steam* maka akan semakin meningkatkan koefisien konveksi yang terjadi. Semakin meningkat jumlah *tube* yang dipasang maka akan semakin memperluas area perpindahan panas yang terjadi pula. Sehingga dengan meningkatkan *mass flowrate superheated steam* dan menambah jumlah *tube* maka akan semakin memperbesar  $q_{actual}$  yang terjadi. Pada hasil perhitungan didapatkan  $q_{actual}$  terbesar adalah 4864895,4 Watt pada *CF-8.7-5/8 J (b)* dengan jumlah *tube* sebesar 3153 pada *mass flowrate* sebesar 50 kg/s.
3. Dengan semakin besar  $q_{actual}$  yang terjadi maka *effectiveness* perpindahan panas yang terjadi akan semakin baik. Karena nilai  $q_{actual}$  semakin mendekati nilai  $q_{max}$ . Pada hasil perhitungan didapatkan *effectiveness* terbesar adalah 0,8921 pada *CF-8.7-5/8 J (b)* dengan jumlah *tube* sebesar 3153 pada *mass flowrate* sebesar 50 kg/s.
4. Semakin banyak jumlah laluan *tube* maka akan semakin meningkat temperature fluida dingin keluar dari *secondary superheater*. Hal tersebut dikarenakan dengan semakin banyaknya jumlah laluan *tube* maka area perpindahan panas pun akan semakin besar. Dan panas yang diserap oleh fluida dingin pun akan semakin besar pula. Begitu juga sebaliknya. Temperatur uap keluar tertinggi dan sesuai dengan batas maksimum didapatkan sebesar 769,2 K pada *CF-8.7-5/8 J (b)* dengan jumlah *tube* sebesar 3153 pada *mass flowrate* sebesar 50 kg/s.
5. Berdasarkan batasan desain manual *steam turbin* yaitu temperature keluar *superheated steam* tidak boleh melebihi 768 K dengan *mass flowrate* maksimum

adalah sebesar 40 kg/s. Maka dari perhitungan, dipilih hasil *redesign* yang sesuai yaitu pada *CF-9.05-3/4 (e)* dengan kondisi *mass flowrate* 40 kg/s. Dengan temperature keluar *superheated steam* sebesar 767,8 K dengan *effectiveness* sebesar 0,86.

#### UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis Viki Wahyu Endriyana mengucapkan terima kasih kepada Prof.Dr.Ir.Djatkiko Ichani.,MEng sebagai dosen pembimbing atas bimbingan dan arahnya dalam proses penyusunan jurnal ilmiah.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] *Badan Pengkajian Dan Penerapan Teknologi*.2003.Jakarta.Indonesia
- [2] Setyoko, Bambang. *Analisa Efisiensi Performa HRSG (Heat Recovery Steam Generator) Pada PLTGU*. 2006.Teknik Mesin Undip.Semarang
- [3] Rathod,MK , Niyati,K Shah and Prabhakaran,P. Performance Evaluation Of Flat Finned Tube Fin Heat Exchanger. *Applied Thermal Engineering Journal* 27(11): 2131-2137.
- [4] Nuntaphan,A and Kiatsiriorat,T and Wang,CC.Air Side Performance At Low Reynolds Number Of Cross Flow Heat Exchanger Using Crimped Spiral Fins. *Applied Thermal Engineering Journal* 32(1): 151-165.
- [5] Kays, W.M. London. *Compact heat Exchangers 2nd*. 1964. Mc Grow Hill Book Company. New York.
- [6] Incropera, Frank P., De Witt, David P. *Fundamental of Heat and Mass Transfer*. 2002. John Wiley & Sons Inc. New York
- [7] Bejan, Adrian. Jones, JA. *Heat Transfer Handbook*. 2003. John Wiley & Sons Inc. New York.