

## Perancangan *Fill Pack Cooling Tower Induced Draft Counterflow* Pada Sistem Pendingin

Alisa Gandini Suganda<sup>1</sup>, Ratu Fenny Muldiani<sup>2</sup>, Budi Suharto<sup>3</sup>

<sup>1,2,3</sup> Jurusan Teknik Konversi Energi, Politeknik Negeri Bandung, Bandung 40559

<sup>1</sup>E-mail : [alisa.gandini.tken420@polban.ac.id](mailto:alisa.gandini.tken420@polban.ac.id)

<sup>2</sup>E-mail : [ratu.fenny@polban.ac.id](mailto:ratu.fenny@polban.ac.id)

<sup>3</sup>E-mail : [budi.suharto@polban.ac.id](mailto:budi.suharto@polban.ac.id)

### ABSTRAK

*Cooling tower* merupakan mesin penukar kalor antar dua fluida berupa air dan udara yang terjadi melalui penguapan dan perpindahan kalor secara konveksi. Proses pendinginan air pada *cooling tower* sangat bergantung pada *fill pack* sebagai tempat terjadinya perluasan area kontak air dengan udara dalam pertukaran panas. *Cooling tower* tersebut mengalami penurunan kinerja yang ditandai dengan menurunnya nilai *cooling range*. Hal ini dikarenakan karena adanya gangguan kerusakan dari *fill pack* sehingga aliran air yang keluar dari *fill pack* tidak merata dan temperatur air keluar yang dihasilkan masih tinggi. Salah satu upaya untuk mengatasi masalah tersebut, dilakukan rancangan bentuk *fill pack* menggunakan metode perhitungan NTU dan simulasi menggunakan *software* Aspen Plus dengan pendekatan *absorber* untuk menghasilkan temperatur air keluar. Hasil perancangan manual menghasilkan nilai *cooling range* sebesar 13,11 °C dan efektivitas sebesar 73,70%. Analisis kelayakan ekonomi diperoleh NPV sebesar Rp 1.585.436.176,44, *Payback Period* selama 11 bulan, dan IRR sebesar 75%.

### Kata Kunci

*Cooling Tower, Fill Pack, Efektivitas*

### ABSTRACT

A *cooling tower* is a heat exchange machine between two fluids in the form of water and air, that occurs through evaporation and heat transfer by convection. The *cooling tower's* water cooling process depends heavily on the *fill pack* as the place of expansion of the contact area of water with air in heat exchange. *Cooling towers* experience a decrease in performance, characterized by decreased *cooling range* values. One attempt to solve the problem was to design a *fill pack* using the NTU calculation method and simulate using Aspen Plus with an *absorber* approach to generate the output water temperature. Manual design results in *cooling range* values of 13,11 °C and an effectiveness of 73,70%. Economic viability analysis obtained an NPV of Rp 1.585.436.176,44, a *Payback Period* of 11 month, and IRR of 75%.

### Keywords

*Cooling Tower, Fill Pack, Effectiveness*

### 1. PENDAHULUAN

Industri-industri di Indonesia membutuhkan sistem pendinginan yang efektif untuk menjaga temperatur pada unit proses produksi tetap normal dan mencapai target. *Cooling tower* memainkan peran penting dalam menjaga temperatur unit – unit proses produksi agar sesuai dengan standar normalnya. Hal ini dilakukan dengan menyediakan air pendingin untuk mencegah rugi – rugi atau kerusakan yang diakibatkan panas berlebih pada peralatan produksi. *Cooling tower* yang digunakan saat ini adalah tipe *induced draft*

*counterflow* dengan kinerja 76,21% berdasarkan desain awal.

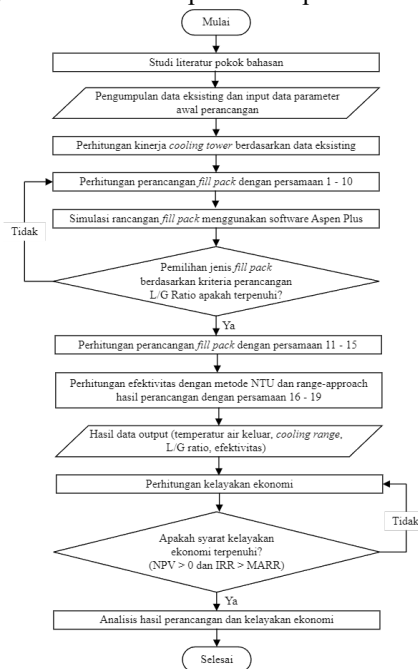
Namun, seiring berjalannya waktu, kinerja *cooling tower* menurun menjadi 56,27%. Hal ini ditandai dengan penurunan nilai *cooling range* dari 12,5 °C (standar desain) menjadi 9,96 °C. *Cooling range* ialah perbedaan temperatur antara air panas yang mengalir ke menara dan air dingin yang keluar (1). Penurunan ini terutama disebabkan oleh performa termal *fill pack* yang kurang optimal, dimana 70% kapasitas pembuangan panas bergantung pada komponen ini (2).

Pemeriksaan secara fisik, *fill pack* mengalami kerusakan berupa penggeroposan yang menyebabkan aliran air tidak merata dan menghasilkan temperatur air keluar yang masih tinggi. Hal ini menyebabkan proses perpindahan panas tidak optimal. Berkaitan dengan permasalahan tersebut, salah satu cara yang dapat diterapkan ialah dilakukan perancangan ulang bentuk *fill pack* untuk meningkatkan performa termalnya (3).

Bentuk *fill pack* yang digunakan harus memenuhi kriteria yang telah ditetapkan seperti menyediakan area kontak yang luas, meminimalkan hambatan aliran udara, memiliki kekuatan tinggi/kokoh, ekonomis, dan tahan lama terhadap perubahan kondisi operasi (4). Bentuk *fill pack* yang optimal akan meningkatkan pendinginan melalui perpindahan panas dari air menuju ke udara dan memungkinkan kontak yang lebih baik antara air dan udara (5). Hal ini diharapkan dapat memberikan peningkatan kinerja *cooling tower*, ditandai dengan terjadinya peningkatan nilai dari efektivitas dan analisis kelayakannya secara ekonomi.

## 2. METODE PENELITIAN

Tahapan – tahapan yang harus dilakukan pada penelitian ini dimulai dari studi literatur, perhitungan kinerja berdasarkan kondisi eksisting, perhitungan perancangan *fill pack*, simulasi perancangan, analisis perancangan, dan analisis kelayakan ekonomi dapat dilihat pada Gambar 1.



Gambar 1. Tahapan Perancangan

## 2.1 Perhitungan Perancangan *Fill Pack*

### 2.1.1 Kapasitas Pendinginan *Cooling Tower* (q)

Kapasitas pendingin ialah besarnya energi panas yang dihilangkan *cooling tower* dalam satuan waktu, diukur dalam satuan kJ/h. Untuk menentukan kapasitas pendingin diperlukan nilai laju alir massa air ( $\dot{m}_{\text{air}}$ ), kapasitas kalor spesifik air ( $c_{p_{\text{air}}}$ ), dan selisih temperatur air masuk dan keluar *cooling tower* ( $\Delta T_{\text{air}}$ ). Oleh karena itu, besarnya energi panas yang dihilangkan oleh *cooling tower* dapat dihitung dengan rumus berikut.

$$q = \dot{m}_{\text{air}} [\text{kg/s}] \times c_{p_{\text{air}}} [\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}] \times \Delta T_{\text{air}} [^\circ\text{C}] \quad (1)$$

Adapun kapasitas pendingin spesifik dilakukan perhitungan dengan membagikan kapasitas pendingin (q) dengan luas penampang *cooling tower* ( $A_{\text{tower}}$ ). Kapasitas pendingin spesifik diukur dalam satuan kJ/s.m<sup>2</sup> dengan persamaan berikut ini.

$$q_{\text{sp}} = \frac{q [\text{kJ/s}]}{A_{\text{tower}} [\text{m}^2]} \quad (2)$$

### 2.1.2 Laju Alir Massa Udara ( $\dot{m}_{\text{udara}}$ )

Laju alir massa udara merupakan jumlah massa udara yang melewati *cooling tower* per detik, diukur dalam kg/s. Parameter ini sangat penting karena efektivitas pendinginan dan keseragaman pendinginan air. Menurut hukum termodinamika, panas yang dilepaskan oleh air ( $q_{\text{air}}$ ) sama dengan panas yang diserap oleh udara masuk ( $q_{\text{udara}}$ ). Hubungan ini dapat digambarkan dengan persamaan berikut.

$$q_{\text{air}} = q_{\text{udara}} \quad (3)$$

$$q_{\text{air}} = \dot{m}_{\text{udara}} [\text{kg/s}] \times (h_{\text{out,udara}} [\text{kJ/kg}] - h_{\text{in,udara}} [\text{kJ/kg}]) \quad (4)$$

Dengan begitu untuk mengetahui laju alir massa udara ( $\dot{m}_{\text{udara}}$ ), diperlukan nilai kapasitas pendingin ( $q_{\text{air}}$ ) dibagi dengan selisih antara entalpi udara keluar ( $h_{\text{out,udara}}$ ) dan entalpi udara masuk ( $h_{\text{in,udara}}$ ) seperti pada persamaan berikut ini (6).

$$\dot{m}_{\text{udara}} = \frac{q_{\text{air}} [\text{kJ/s}]}{(h_{\text{out,udara}} [\text{kJ/kg}] - h_{\text{in,udara}} [\text{kJ/kg}])} \quad (5)$$

### 2.1.3 Liquid/Gas (L/G) Ratio

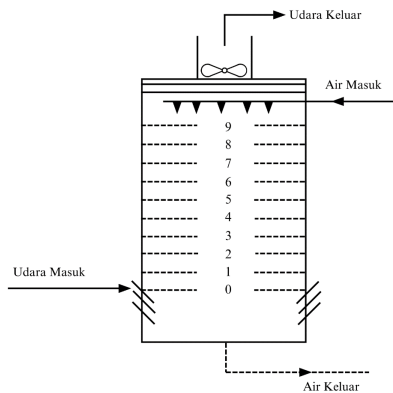
Liquid/Gas ratio merupakan persamaan yang disajikan menunjukkan hubungan antara laju alir massa air masuk ( $\dot{m}_{\text{air}}$ ) dan laju alir massa udara masuk ( $\dot{m}_{\text{udara}}$ ). Perbandingan antara kedua laju alir ini penting untuk menentukan efektivitas

pendinginan air pada *cooling tower* dengan persamaan dibawah ini.

$$\frac{L}{G} = \frac{\dot{m}_{air} [kg/s]}{\dot{m}_{udara} [kg/s]} \quad (6)$$

#### 2.1.4 Karakteristik *Cooling Tower* (Ka.V/L)

Nilai karakteristik *cooling tower* (Ka.V/L) merupakan parameter penting untuk menentukan kinerja termal pada *cooling tower*. Secara umum, nilai Ka.V/L yang lebih tinggi menunjukkan bahwa *cooling tower* dalam mendinginkan air dikatakan lebih baik. Kemampuan pendinginan pada *cooling tower* dapat dinilai dengan menghitung nilai Ka.V/L ini. Dengan cara membagi persebaran temperatur menjadi beberapa interval dan mengamati penurunan temperatur pada setiap interval seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.



Gambar 2. Distribusi Temperatur Pada *Cooling Tower* (7)

Setelah temperatur air didistribusikan ke dalam beberapa interval, perubahan temperatur rata – rata di setiap interval dihitung dengan selisih temperatur air ( $\Delta T$ ) pada bagian pertama ( $T_{air,1}$ ) dengan temperatur air bagian kedua ( $T_{air,2}$ ) yang kemudian dibagi dengan jumlah interval fill ( $n$ ) sehingga diperoleh dengan menggunakan persamaan berikut ini.

$$\Delta T [^{\circ}F] = \frac{T_{air,1}[^{\circ}F] - T_{air,2}[^{\circ}F]}{\text{jumlah interval fill (n)}} \quad (7)$$

Setelah temperatur air dibagi menjadi beberapa interval, keseimbangan energi pada bagian terbawah diperoleh dengan menghitung nilai ( $h_i$ ) dengan mencari terlebih dahulu nilai ( $h_0$ ) yang diketahui berdasarkan tabel termodinamika *enthalpies and humidities air-water mixture at various elevations* (8). Nilai ( $h_i$ ) dicari dengan menggunakan persamaan berikut ini.

$$h_i [BTU/lb] - h_0 [BTU/lb] = C_p [BTU/lb \cdot ^{\circ}F] \times \frac{L}{G} \times \Delta T [^{\circ}F] \quad (8)$$

Dengan menggunakan persamaan yang telah disebutkan, nilai entalpi udara jenuh ( $h_i$ ) di setiap bagian dilakukan perhitungan. Selanjutnya, nilai entalpi udara rata – rata ( $h_a$ ) di setiap bagian ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut:

$$h_a = \frac{h_0 [BTU/lb] + h_i [BTU/lb]}{2} \quad (9)$$

Setelah temperatur rata – rata diketahui, nilai entalpi udara ( $h_1$ ) pada temperatur tersebut dihitung. Tujuannya adalah untuk menentukan entalpi *driving force* ( $h_1 - h_a$ ), yaitu perubahan entalpi rata – rata pada bagian kecil dari satuan volume. Berdasarkan entalpi *driving force*, nilai karakteristik *cooling tower* (Ka.V/L) dapat dihitung dengan menerapkan persamaan berikut.

$$\frac{Ka.V}{L} = \Delta T [^{\circ}F] \times \sum \frac{1}{h_1 [BTU/lb] - h_a [BTU/lb]} \quad (10)$$

#### 2.1.5 Fluks Massa Air dan Udara

Pada *cooling tower* memiliki fluks massa air dan udara yang merujuk pada total massa air dan massa udara yang diproses per detik, diukur dalam satuan  $kg/s \cdot m^2$ . Untuk menghitung fluks massa air diperlukan nilai laju alir massa air ( $\dot{m}_{air}$ ) dibagi dengan luas penampang dari *cooling tower* ( $A_{tower}$ ) (9) seperti persamaan berikut.

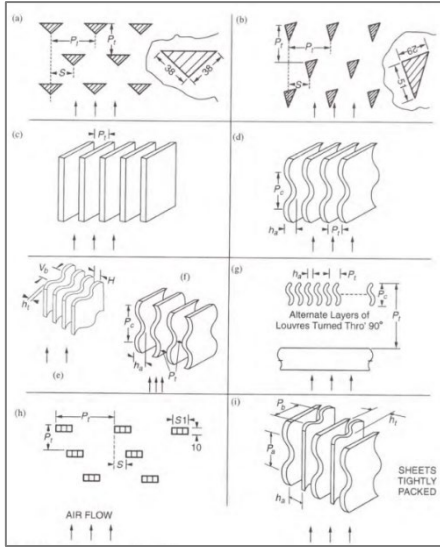
$$G_a = \frac{\dot{m}_{air} [kg/s]}{A_{tower} [m^2]} \quad (11)$$

Sedangkan fluks massa udara dibutuhkan nilai laju alir massa udara ( $\dot{m}_{udara}$ ) seperti pada persamaan dibawah ini.

$$G_u = \frac{\dot{m}_{udara} [kg/s]}{A_{tower} [m^2]} \quad (12)$$

#### 2.1.6 Perencanaan Bentuk dan Jenis *Fill Pack*

Bentuk – bentuk dan jenis dari *fill pack* diantaranya dapat dilihat pada Gambar 3 berikut.



Gambar 3. Ilustrasi Bentuk *Fill Pack*. [a] dan [b] menunjukkan *Splash Fill*; [c][d][e][f] dan [i] menunjukkan *Film Fill* (9)

Selain dari bentuknya, terdapat perbedaan pada tiap jenis *fill pack*, salah satunya jumlah udara yang dibutuhkan pada jenis *splash fill* tinggi, sedangkan jenis *low-clog film fill* rendah dan *film fill* sangat rendah. Hal ini ditunjukkan pada nilai desain dari tiap jenis *fill pack* yang berbeda dalam Tabel 1 berikut.

Tabel 1. Nilai Desain Jenis *Fill Pack* (10)

Parameter	<i>Splash Fill</i>	<i>Film Fill</i>	<i>Low Clog Film Fill</i>
Possible L/G Ratio	1,1 – 1,5	1,5 – 2	1,4 – 1,8
Effective Heat Exchanger	30 – 45 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>	150 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>	85 – 100 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>
Fill Height Required	5 – 10 m	1,2 – 1,5 m	1,5 – 1,8 m
Pumping Head Requirement	9 – 12 m	5 – 8 m	6 – 9 m
Quantity of Air Required	High	Much Low	Low

### 2.1.7 Jumlah *Fill Pack* ( $N_{fill}$ )

Jumlah *fill pack* ini menunjukkan *fill pack* yang dibutuhkan setelah dilakukan perancangan. Untuk menentukan jumlah *fill pack* diperlukan nilai karakteristik *cooling tower* ( $Ka.V/L$ ), koefisien perpindahan massa *fill pack* ( $a_d; b_d$ ), dan Liquid/Gas Ratio (L/G). Maka dari itu, jumlah *fill pack* dapat dihitung menggunakan persamaan berikut (3).

$$N_{fill} = \frac{\frac{Ka.V}{L} - 0,07}{a_d \times \left(\frac{L}{G}\right)^{b_d}} \quad (13)$$

### 2.1.8 Koefisien Perpindahan Panas ( $h_d$ )

Koefisien perpindahan panas pada bagian *fill pack*, perlu mempertimbangkan proses transfer massa dan menyesuakannya dengan bentuk dan

dimensi *fill pack*. Untuk menentukan koefisien perpindahan panas diperlukan nilai koefisien perpindahan massa *fill pack* ( $a_d; b_d$ ), rasio luas permukaan yang dibasahi air terhadap volume ( $a_{fi}$ ), fluks massa air ( $G_a$ ), dan fluks massa udara ( $G_u$ ) seperti yang dicantumkan pada persamaan dibawah ini.

$$h_d = \frac{a_d \times G_a^{1-b_d}}{a_{fi}/G_u^{b_d}} \quad (14)$$

### 2.1.9 Tinggi Packed *Fill Pack* (H)

Tinggi packed *fill pack* ini diperhitungkan sesuai dengan bentuk dan dimensi dari *fill pack*, diukur dalam satuan meter (m). Tinggi packed ini juga dipengaruhi oleh jumlah *fill pack* yang dibutuhkan ( $N_{fill}$ ) dan jarak vertikal (s). Maka dari itu, tinggi packed dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut ini.

$$H = (N_{fill} - 1) \times \frac{s}{12} \quad (15)$$

### 2.1.10 Efektivitas

Efektivitas perancangan dilakukan dengan perhitungan menggunakan metode NTU (*Number of Transfer Unit*). NTU ini merupakan parameter yang mewakili perbandingan antara kapasitas perpindahan panas minimum ( $C_{r \min}$ ) dengan kapasitas perpindahan panas maksimum ( $C_{r \max}$ ), dimana kapasitas perpindahan panas minimum dan kapasitas perpindahan panas maksimum diperoleh dari hasil perkalian laju alir massa ( $\dot{m}$ ) pada dua fluida (11). Kapasitas perpindahan panas diukur dalam satuan kJ/kg.°C seperti pada persamaan berikut ini.

$$C_r = \frac{C_{r \min}[\text{kJ/kg.}^\circ\text{C}]}{C_{r \max}[\text{kJ/kg.}^\circ\text{C}]} \quad (16)$$

$$C_r = \frac{\dot{m}_a[\text{kg/s}] \times C_{p_a}[\text{kJ/kg.}^\circ\text{C}]}{\dot{m}_u[\text{kg/s}] \times C_{p_u}[\text{kJ/kg.}^\circ\text{C}]} \quad (17)$$

Nilai NTU diperoleh dengan perhitungan dari nilai koefisien perpindahan panas ( $h_d$ ), luas penampang *cooling tower* (A), dan kapasitas perpindahan panas minimum ( $C_{r \min}$ ) seperti persamaan dibawah ini.

$$NTU = \frac{h_d \times A}{C_{r \min}} \quad (18)$$

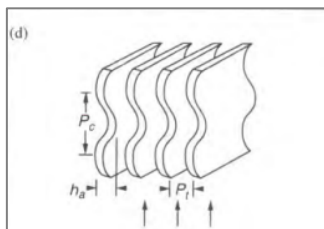
Maka dari itu, dengan diketahui nilai kapasitas perpindahan panas dan NTU, maka dapat dilakukan perhitungan efektivitas berikut ini (11).

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1-C_r)]} \quad (19)$$

### 3. HASIL DAN ANALISIS

#### 3.1 Analisis Hasil Perancangan Bentuk *Fill Pack*

Penerapan metode perhitungan berdasarkan literatur dalam perancangan bentuk *fill pack* secara manual menghasilkan desain yang cukup optimal karena memenuhi kriteria perancangan yang ditetapkan. Setelah dilakukan perbandingan dari setiap bentuk dan jenis *fill pack* antara *splash fill* dan *film fill*, untuk jenis *fill pack* yang sesuai dilihat dari hasil perhitungan dan dibandingkan dengan kriteria perancangan dari parameter syarat L/G ratio adalah jenis *film fill*. *Film fill* menghasilkan penyebaran air menjadi lapisan tipis, mengalir di area vertikal yang luas untuk meningkatkan paparan maksimum terhadap aliran udara (12). Adapun temperatur air keluar yang diharapkan pada perancangan bentuk *fill pack* ini sebesar 31 °C sesuai dengan standar desain dari *cooling tower* tersebut agar dapat memenuhi kebutuhan proses selanjutnya. Berdasarkan hasil perhitungan manual diperoleh bentuk yang meningkatkan efektivitas lebih tinggi yaitu pada tipe D yang memiliki bentuk bergelombang. Adapun bentuk dari *film fill* tipe D tercantum dalam Gambar 4 berikut ini.



Gambar 4. Bentuk *Fill Pack* Tipe D (*Film Fill*)

Jika dilihat dari Gambar 4, bentuk *fill pack* hasil perancangan dapat dilihat bahwa tipe D memiliki bentuk bergelombang secara vertikal. Hal ini didukung pula pada penelitian sebelumnya, *fill pack* bentuk gelombang memiliki *heat rejected* yang tinggi (13). Desain *fill pack* ini meminimalkan celah dan sudut, sehingga meminimalisasi penumpukan kotoran dan pembentukan endapan yang berpotensi mengakibatkan penurunan performa pendinginan dan menurunkan potensi kerusakan *fill pack*. Bentuknya juga memfasilitasi pemecahan tetesan air besar menjadi tetesan air yang lebih kecil, sehingga menunjukkan penyerapan panas yang lebih optimal dari air panas. Berdasarkan hasil perhitungan diperoleh nilai kapasitas pendinginan sebesar 461468,07 kJ/s. Perancangan bentuk *fill pack* juga menghasilkan nilai L/G ratio sebesar 1,65 yang memenuhi kriteria perancangan jenis *film fill*.

Hasil perhitungan manual dilakukan sinkronisasi dengan menggunakan simulasi Aspen Plus. Simulasi dilakukan dengan pendekatan *absorber* untuk menghasilkan temperatur air keluar seperti pada referensi (14). Adapun perbandingan perhitungan manual dengan perhitungan simulasi disajikan dalam Tabel 2.

Tabel 2. *Komparasi Hasil Perhitungan Manual dan Hasil Simulasi*

Parameter	Hasil Perhitungan	Hasil Simulasi	Satuan	%Perbedaan
Temperatur air masuk ( $T_{in}$ )	44,11	44,11	°C	N/A
Temperatur air keluar ( $T_{out}$ )	31	31,0502	°C	0,2%
Temperatur bola basah ( $T_{wb}$ )	26,41	26,41	°C	N/A
Kapasitas Pendinginan ( $q$ )	461468,07	459987,66	kJ/s	0,32%

Seperti yang ditunjukkan dalam Tabel 2 diatas diperoleh perbandingan antara perhitungan manual dengan simulasi, dimana terdapat persentase perbedaan <1% yang membuktikan bahwa hasil perhitungan manual dapat di toleransi.

Tabel 3. *Hasil Perancangan Bentuk Fill Pack*

Parameter	Nilai	Kriteria Perancangan	Satuan
Cooling Range (R)	13,11	$\geq 12,5$	°C
Approach (A)	4,59	N/A	°C
Efektivitas (E)	73,70	$> 56,21$	%
Kapasitas Pendinginan ( $q$ )	461468,07	N/A	kJ/s
L/G Ratio	1,65	1,1 – 1,5 ( <i>splash fill</i> ) ; 1,5 – 2 ( <i>film fill</i> )	-
Ka.V/L	1,996	N/A	-

Maka dari itu, berdasarkan Tabel 3 dari hasil perancangan bentuk *fill pack* dengan tipe D menghasilkan peningkatan nilai *cooling range* sebesar 13,11 °C. Dibandingkan dengan desain lama, desain baru menunjukkan peningkatan efektivitas yang cukup signifikan. Efektivitas hasil perancangan mencapai 73,70%, sedangkan pada desain lama kondisi eksisting efektivitas sebesar 56,27%. Peningkatan efektivitas ini mencapai 17,43%. Kapasitas pendinginan yang dihasilkan mengalami peningkatan menjadi 461468,07 kJ/s dari kondisi eksistingnya sebesar 350624,73 kJ/s. Oleh karena itu, dapat dikatakan bahwa proses pendinginan dua fluida di dalam *cooling tower* mencapai tingkat optimalisasi yang lebih tinggi dalam menurunkan temperatur air panas yang masuk ke dalam *cooling tower*. Dengan dilakukannya perancangan ulang penggantian bentuk *fill pack* tidak hanya meningkatkan kinerja *cooling tower*, tetapi juga melakukan pemerataan distribusi air di seluruh area permukaannya sehingga menghasilkan pendinginan yang lebih optimal. *Fill pack* hasil perancangan dengan

dimensi dan bentuk baru mampu memperlambat laju air yang mengalir, sehingga memungkinkan waktu kontak yang lebih lama antara air dan udara. Hal ini meningkatkan efisiensi transfer panas dan menghasilkan pendinginan yang lebih merata dan efektif.

Adapun hasil perhitungan *energy saving* yang diperoleh setelah dilakukannya perancangan yang diperoleh dari berkurangnya konsumsi daya fan *cooling tower*. Hal ini dikarenakan terjadi penurunan kebutuhan udara dalam mendinginkan air. Tabel 4 di bawah ini menunjukkan hasil perhitungan penghematan energi (*energy saving*).

Tabel 4. Hasil Perhitungan Energy Saving

Kondisi	Daya Fan Cooling Tower	Operasi/hari	Konsumsi Listrik
	kW		kWh
Eksisting	116,3376	24	2792,103
Rancangan	67,1617	24	1611,881
<i>Energy saving</i> (kWh/hari)			1180,221
<i>Energy saving</i> (kWh/bulan)			29505,52
<i>Energy saving</i> (kWh/tahun)			354066,3

Tabel 4 menunjukkan bahwa perancangan bentuk *fill pack cooling tower* efektif dalam menurunkan temperatur air keluar. Peningkatan efisiensi pendinginan ini disebabkan oleh kemampuan *fill pack* yang semakin baik dalam memperpanjang waktu kontak antara air dengan udara. Hal ini berdampak pada berkurangnya kebutuhan udara pendingin dan konsumsi daya fan *cooling tower* dengan mengatur fan yang beroperasi. Hal ini karena pengaruh dari nilai L/G ratio yang lebih rendah menunjukkan berkurangnya kebutuhan udara untuk mendinginkan air.

### 3.2 Analisis Kelayakan Ekonomi

Hasil perhitungan *energy saving* menghasilkan perhitungan *cost saving* setelah perancangan dengan menggunakan tarif listrik industri sebesar Rp 1.444,7/kWh sebagaimana disajikan dalam Tabel 5 berikut.

Tabel 5. Cost Saving

Kondisi	Daya Fan Cooling tower	Operasi / hari	Konsumsi Listrik	Biaya Listrik/hari
	kW			Rp
Eksisting	116,3376	24	2792,103	Rp 4.033.750,71
Rancangan	67,1617	24	1611,881	Rp 2.328.685,43
<i>Cost saving</i> (Rp/hari)				Rp 1.705.065,28
<i>Cost saving</i> (Rp/bulan)				Rp 42.626.631,98
<i>Cost saving</i> (Rp/tahun)				Rp 511.519.583,7

Mengacu pada hasil perhitungan yang ditunjukkan dalam Tabel 5, diperoleh penghematan biaya (*cost*

*saving*) sebesar Rp 1.705.065,28 per hari sebagai hasil dari perancangan ulang bentuk *fill pack*.

#### 3.2.1 Net Present Value (NPV)

*Net Present Value* (NPV) ialah metode yang digunakan untuk menghitung nilai sekarang dari perkiraan arus kas yang dihasilkan oleh suatu investasi di masa mendatang. Dengan nilai NPV, memberikan informasi untuk menilai apakah investasi tersebut menguntungkan atau tidak serta mempertimbangkan inflasi dan biaya awal. Dalam kasus ini, kalkulasi NPV menghasilkan nilai sebesar Rp 1.585.436.176,44. Nilai NPV positif ini menunjukkan bahwa perancangan yang dilakukan menghasilkan keuntungan dan layak untuk dilaksanakan karena  $NPV > 0$  (15).

#### 3.2.2 Payback Period (PBP)

*Payback period* ialah indikator penting untuk menilai kelayakan suatu investasi. *Payback Period* mengukur waktu yang dibutuhkan untuk merealisasikan kembali modal awal investasi. Semakin pendek *payback period*, semakin cepat pula mendapatkan kembali modalnya dan semakin menguntungkan investasi tersebut. Dalam hal ini, *payback period* dihitung dengan membagi jumlah biaya investasi dengan *After Tax Cash Flow* (ATCF). Total biaya investasi mencapai Rp 542.739.117,31, sedangkan arus kas bersih dari operasi ATCF sebesar Rp 602.710.796,70. Berdasarkan perhitungan tersebut, *payback period* diperoleh selama 0,90 tahun atau 11 bulan. Berdasarkan analisis menunjukkan bahwa modal yang diinvestasikan dalam perancangan bentuk *fill pack* dapat diperoleh kembali dalam waktu kurang dari 1 tahun. Hal ini mengindikasikan kelayakan implementasi rancangan bentuk *fill pack* tipe D.

#### 3.2.3 Internal Rate of Return (IRR)

*Internal Rate of Return* ialah metode yang digunakan untuk mengukur tingkat keuntungan yang diharapkan dari suatu investasi. Dengan menggunakan tingkat diskonto IRR, nilai sekarang arus kas masa depan investasi menjadi sama dengan nilai investasi awal yang menunjukkan bahwa investasi tersebut mencapai titik balik modal. Secara ringkas, IRR memperlihatkan tingkat keuntungan tahunan yang direncanakan dari suatu investasi. Dalam hal ini, perhitungan IRR menghasilkan nilai sebesar 75%. Syarat kelayakan investasi adalah IRR harus melampaui nilai *Minimum Acceptable Rate of Return* (MARR) atau  $IRR > MARR$  (15). MARR memperlihatkan tingkat pengembalian terendah

yang diprediksi, dengan memperhitungkan inflasi, suku bunga, dan premi resiko. Dalam hal ini, nilai MARR sebesar 12,84%. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa IRR (75%) lebih besar dari MARR (12,84%), sehingga perancangan ulang bentuk *fill pack* pada *cooling tower* dianggap memenuhi kelayakan dan dapat dilaksanakan.

#### 4. KESIMPULAN

Melalui hasil analisis perancangan yang telah dilakukan, dapat disimpulkan bahwa:

1. Rancangan *fill pack* pada *cooling tower* menggunakan *film fill* tipe D menunjukkan hasil yang paling sesuai. Kinerja *cooling tower* setelah dilakukan penggantian bentuk *fill pack* baru mencapai 73,70% jauh lebih tinggi dibandingkan dengan kinerja yang sebelumnya sebesar 56,27%. Peningkatan kinerja ini dimungkinkan ditandai oleh dua faktor, yakni nilai *cooling range* meningkat dari 9,96 °C menjadi 13,11 °C dan perubahan perbandingan L/G ratio menjadi 1,65. Hasil ini membuktikan bahwa rancangan *fill pack* dengan *film fill* tipe D terbukti efektif dalam meningkatkan kinerja *cooling tower*.
2. Analisis ekonomi menunjukkan dengan penggantian *fill pack* baru mampu menghasilkan keuntungan yang signifikan. Penggantian ini dapat melakukan penghematan biaya (*cost saving*) sebesar Rp 511.519.583,72 /tahun dengan *payback period* selama 11 bulan. Nilai NPV pun positif, yakni sebesar Rp 1.585.436.176,44 dengan usia pakai penggunaan *fill pack* maksimal 5 tahun. Nilai IRR terpenuhi sebesar 75%, dimana IRR lebih besar dari MARR.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Coker, A. K. (2010). *Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants (Fourth Edition)*. Oxford, UK: Gulf Professional Publishing is an imprint of Elsevier.
- [2] N. Williamson, M. Behnia, S. Armfield. (2008). Comparison of as 2D Asymmetric CFD Model of a Natural Draft Wet Cooling Tower and a 1D Model, *Int. J. Heat Mass Transfer*.pp. 2227-2236.
- [3] Fikri, M. I., Wuryanti, S., & Syafitri, A. (2022). Perancangan Variasi Bentuk Filler Pada Menara Pendingin Tipe Induced Draft Counterflow di PT Indolakto – Jakarta. *Prosiding The 13th Industrial Research Workshop and National Seminar*, 837-842.
- [4] Chomiak, M, Rojek, M, Stabik, J., & Szymiczek, M (2021). Prediction of Strength Properties of Filling Packets in Selected Cooling Tower. *Polymers 2021, 13, 3840.*, 1-17.
- [5] Setiawan, A., & Fahrudin, A. (2021). Pengaruh Kecepatan Fluida dan Jarak Antar Zig Zag Foam Filler Terhadap Efektivitas Cooling Tower. *R.E.M. (Rekayasa Eenergi Manufaktur) Jurnal Vol.6 no.1*.
- [6] Melkias, A. A. (2020). Analisa Performa Pada Cooling Tower Jenis Mechanical Draft Crossflow. *Jurnal Energi Volume 10 Nomor 1*, 24-28.
- [7] La Ode M Firman, M.G. (n.d.). Perencanaan Cooling Tower Induced Draft Untuk Mesin Pendingin Kapasitas 450 TR dengan Debit Kondensor 414 m<sup>3</sup>/jam dan Range Pendinginan 5,3 °C. *Jurnal Ilmiah TEKNOBIZ Vol. 3 No. 1, 3, 40-46*.
- [8] Kern, D. Q (1965). *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill.
- [9] Kroger, D. G. (2004). *Air -Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers: Thermal-Flow Performance Evaluation and Design (Vol.I & Vol.II)*. Tulsa, Oklahoma: PenWell Corporation.
- [10] *Bureau of Energy Efficiency – Energu Efficiency in Electrical Utilities (Fourth Edition)*. (2015). New Delhi.
- [11] Incropera, F. P. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer Sixth Edition*. John Wiley & Sons.
- [12] Hensley, J. C. (2009). *Cooling Tower Fundamentals (Second Edition)*. Kansas USA: SPX Cooling Technologies.
- [13] Novianarenti, E., Setyono, G., & Safitra, A. G. (2019). Experimental Study of The Performance Characteristic an Induced Draft Cooling Tower with Variates Fillings. *The 1st International Conference on Advanced Engineering and Technology*, 1-6.
- [14] Queiroz, J. A., Rodrigues, V. M., Matos, H. A., & Martins, F. (2012). Modeling of Exsisting Cooling Towers in ASPEN PLUS using an Equilibrium Stage Method. *Energy Conversion and Management*, 473-481.
- [15] Sullivan, W.G., Wicks, E. M., & Koelling, C. P. (2015). *Engineering Economy*. Upper Saddle River: Pearson Higher Education Inc.