# OPTIMASI SIKLUS TERMODINAMIKA INTEGRASI BOILER AQC DAN PH PADA DESAIN WHRPG DI INDUSTRI SEMEN

Teguh Sasono, Tjatur Udjianto

Jurusan Teknik Energi, Politeknik Negeri Bandung Email: teguhssn@gmail.com, tjatur\_te@yahoo.com

# Abstrak

The cement industry is a chemical industry that requires large amounts of energy and releases  $CO_2$  emissions, one of which is produced from limestone calcination. Electricity consumption index for 2017 at PT Holcim Indonesia Tbk. Cilacap Plant averaged 92.20 kWh / ton cement and 3,352MJ / ton clinker in thermal form. This shows that the use of thermal energy is very dominant in the production process. The opportunity to reduce the index of electricity consumption is a very appropriate step in order to reduce greenhouse gas (GHG) emissions and production costs, thereby increasing its competitiveness. Installation of WHRPG system in the preheater (PH) process output unit and the water quenching cooler (AQC) output to utilize exhaust heat that can produce pressurized steam and when combined with the steam turbine starter drive and electric generator coupled, the system is able to generate electricity to supply the needs electrical energy industry. From the data of potential exhaust gases in PH and AQC and the design determination of the choice of operating conditions of the selected three-level steam turbine pressure, the optimization results are obtained by applying a graded nonlinear GRG model, the thermal efficiency of the WHRPG water system is optimal at 24.38% with work output the optimum thermal value is 6,420.29 kW and the estimated gross electric power yield is 6.089.51kW. The optimal conditions achieved are indicated by the pinch point value on the AOC boiler that occurs in the economizer at 10K while the PH boiler occurs at the superheater of 10K according to the specified pinch minimum constraints. If the estimated power of the balance of plant and auxiliaries in the WHRPG system is 12% and the cement production capacity is 7,800 tons / day assuming a WHRPG capacity factor of 73%, then the magnitude of the reduction in electrical energy intensity is at least 12.04 kWh / ton cement.

**Keyword :** Preheater, Air Quenching Cooler, WHRPG, HRSG, Cement, GRG nonlinear, Optimamization, Kawasaki.

## 1. PENDAHULUAN

Proses produksi dalam industri semen membutuhkan jumlah energi yang besar. Produksi semen di PT Holcim Indonesia Tbk. Cilacap Plant rata-rata sebesar 7.800 ton/hari rata-rata dengan rata-rata indeks konsumsi energi listrik sebesar 92,20 kWh/ton semen dalam bentuk thermal sebesar 3.352MJ/ton *clinker*. Hal ini menunjukkan bahwa penggunaan energi termal sangat dominan dalam proses produksinya [1]. Peluang untuk menurunkan indeks konsumsi energi listrik merupakan langkah yang sangat tepat agar dapat menurunkan emisi gas rumah kaca (GRK) dan biaya produksinya, sehingga akan meningkatkan daya saing terhadap industry sejenisnya.

Salah satu pemanfaatan energi yang terdapat dalam Industri semen adalah terdapat pada gas buang (*Waste Gas*) yang berasal dari proses utama pembuatan semen, yaitu proses preheater (PH) kiln dan air qenching cooler (AQC). Kedua keluaran gas panas ini dapat dimanfaatkan oleh dua boiler PH dan AQC dalam satu sistem waste heat recovery power generation (WHRPG) yang terintegrasi untuk menghasilkan uap bertekanan yang digunakan sebagai penggerak turbin uap yang terhubung dengan generator untuk membangkitkan daya listrik.

Komponen yang terdapat di dalam boiler terdiri dari susunan pipa pembentuk uap diantaranya ekonomiser, evaporator dan superheater. Ekonomiser berfungsi sebagai pemanas awal, evaporator berfungsi sebagai penghasil uap dan superheater berfungsi untuk pemanas lanjut. Optimalisasi siklus termodinamika kedua boiler dalam sistem WHRPG sangat diperlukan untuk mencapai efisiensi yang tertinggi berdasarkan konfigurasi tekanan pada desain turbin uap yang diteliti.

Sejauh menyangkut teknologi, klasifikasi berdasarkan suhu memberikan gambaran umum tentang teknologi yang tersedia. Organic Rankine Cycle (ORC) memiliki efisiensi yang lebih baik untuk gas buang yang suhunya di bawah 310 °C sedangkan siklus air memiliki efisiensi yang lebih baik untuk sumber suhu di atas 350°C. Di antara dua batas itu, kinerja kedua siklus itu serupa [2]. Pada penelitian ini desain sistem WRHPG yang digunakan menggunakan paten Kawasaki [3]. Desain WHRPG Kawasaki ini dipilih karena pemanfaatan gas buang pada desain ini lebih maksimal dibanding desain lainnya [4]. Perbedaan desain WHRPG

Jurnal Teknik Enerni	Volume 9 Nomor 1	November 2019

Kawasaki dan yang lainnya adalah penambahan komponen *flash drum* untuk memanfaatkan output dari ekonomiser AQC boiler sebagai input turbin uap tekanan rendah sehingga dimungkinkannya pemanfaatan gas buang panas AQC menjadi optimal. Perancangan WHRPG ini didasarkan pada parameter temperatur gas buang proses *preheater* dan air *quenching cooler* berdasarkan metode PINCH [5].

Perancangannya senantiasa memerlukan penyesuaian parameter-parameter untuk mencapai hasil yang optimal. Optimasi siklus termodinamika pada sistem WHRPG dilakukan untuk mencari parameter siklus air-uap pada masing-masing boiler PH dan AQC dengan metode PINCH terhadap kendala laju dan kualitas gas panas yang tersedia. Optimisasi HRSG yang detail merupakan masalah yang pelik, tergantung dari jumlah variable independennya, diantaranya jumlah tingkat tekanan, adanya reheat, laju massa uap, dan suhu masukan ke bagian-bagian WHRPG [5, 6]. Optimisasi biaya WHRPG merupakan topik yang lebih pelik [7], mengoptimalkan fungsi tujuan tentang penambahan penerimaan dengan adanya konfigurasi flash tank dan tiga tingkat tekanan pada boiler PH dan AQC yang berbeda. Optimisasi dilakukan pada sistem WHRPG dengan menggunakan GRG non-linear bertingkat [8].

### 2. POTENSI PEMANFAATAN GAS BUANG

Dalam pabrik semen, limbah panas dapat dihasilkan dari sumber berikut sesuai gambar di bawah ini:

- a) Udara pendingin klinker (AQC)
- b) Gas buang setelah menara suspension preheater (PH)



Gambar 1 Limbah panas di Industri Semen [4]

Dalam proses optimasi yang dilakukan parameter data temperatur limbah bahang PH digunakan suhu 395°C dan temperatur AQC 265°C, sedangkan jumlah laju alir massa gas buang PH yang dimanfaatkan hanya 50% kapasitasnya yaitu 67,17 kg/s. Pemanfaatan gas buang PH ini dalam sistem digunakan untuk pengeringan di *raw mill* dan sedikit pengeringan untuk *coal mill*. Dari kapasitas gas buang PH yang dimanfaatkan tersebut hanya sekitar 50% potensi energi yang dimanfaatkan untuk PH boiler dan keluarannya dialirkan kembali ke *Raw Mill* untuk menjamin proses pengeringan di raw mill dapat dicapai pada musim hujan. Keputusan ini aman karena sifat fluktuasi musiman yang mempengaruhi kadar air *limestone*.

			U				-
Suspension Preheater		Air Quenching Cooler			er		
Parameter Nilai		Nilai	Satuan	Parameter		Nilai	Satuan
Tempe	ratur	388-440	°C	Temper	atur	250-296	°C
Komposisi	$N_2$	54.3%		Komposisi	$N_2$	78.0%	
Gas	CO <sub>2</sub>	33.7%		Gas	CO <sub>2</sub>	1.0%	
	02	2.0%			02	21.0%	
	H <sub>2</sub> O	10.0%					
Laju alir	massa	67.17	kg/s	Laju alir 1	massa	62.44	kg/s

# Tabel 1 Data limbah bahang pada proses PH dan AQC

3. ANALISIS TERMODINAMIKA HRSG

Konfigurasi HRSG [5, 4, 9] dalam gambar 2 menunjukkan diagram sirkulasi air-uap yang sering diterapkan bila memanfaatkan proses reheat tunggal. Sedangkan diagram temperatur-perpindahan panas dapat disimak dalam gambar 3 di bawah ini



Gambar 2 Diagram konfigurasi HRSG tiga tingkat tekanan

Untuk lebih memudahkan pemahaman, persamaanpersamaan di bawah ini dikembangkan untuk konfigurasi HRSG tiga tekanan dengan satu reheater. Kerja yang dihasilkan oleh siklus uap per satuan unit massa gas buang turbin gas adalah:



Gambar 3. Diagram temperatur dan panas terpindahkan

 $W_{su} = (m_1 + m_2 + m_3)W_{TR} + (m_2 + m_3)W_{TM} + m_3W_{TT}$ (1)

 $m_1, m_2$ , dan  $m_3$  menunjukkan massa fraksi uap pada tingkat tekanan rendah, menengah, dan tinggi.

Pada TT, kesetimbangan energi pada economizer, evaporator, reheater, dan superheater:

Jurnal Teknik Energi Volume 9 Nomor 1 November 2019 ISSN: 2089-252	.7
--	----

$$m_3(h_{e\ EC\ TT} - h_{i\ EC\ TT}) = \int_{T_{g_5}}^{T_{g_4}} cp(T) dT,$$
(2)

Dengan mendefinisikan approach temperature 3K, maka temperatur air keluar economizer adalah

$$T_{ae EC TT} = T_{ue EV TT} - 3.$$
(3)

$$m_{3}h_{fg \, EV \, TT} = \int_{T_{g4}}^{T_{g3}} cp(T)dT \tag{4}$$

$$m_3(h_{e\,RH} - h_{i\,RH}) = \int_{T_{g3}}^{T_{g2}} cp(T) dT$$
(5)

$$m_3(h_{e\,SH\,TT} - h_{i\,SH\,TT}) = \int_{T_{g_2}}^{T_{g_1}} cp(T) dT$$
(6)

Efektivitas superheater dan reheater didefinisikan dengan:

$$E_{SH TT} = \frac{I_{ue SH TT} - I_{ue EV TT}}{TET - T_{ue EV TT}}$$
(7)

$$E_{RH} = \frac{T_{ue\,RH} - T_{ui\,RH}}{T_{g2} - T_{ui\,RH}} \tag{8}$$

Dengan definisi titik pinch pada TT adalah:

$$T_{g4} = T_{ui\,EV\,TT} + \Delta T P_{TT} \tag{9}$$

Dari persamaan 2-9 di atas  $m_3$ ,  $T_{se RH}$ ,  $T_{si RH}$ ,  $T_{g2}$ ,  $T_{g3}$ ,  $T_{g5}$  akan diselesaikan secara optimisasi numeris dengan konstraint  $T_{se SH TT} = 917K$  ditetapkan berdasarkan keekonomian material yang akan digunakan.

## 4. ANALISIS TERMODINAMIKA WHRPG SISTEM Kawasaki

Diagram alir siklus yang digunakan dalam penelitian ini dapat dilihat pada gambar di bawah ini. Sistem menggunakan condenser dengan sistem pendingin *mechanical draft cooling tower* sehingga temperature *condenser* menjadi 42°C.

Turbin uap menggunakan turbin uap tiga tahap dengan input tekanan uap utama sebesar ( $P_{1,TT}$ ) 13 bar kemudian ( $P_{2,TM}$ ) 3,3 bar dan yang terendah ( $P_{3,TR}$ ) 0,75 bar. Sedangkan tekanan flash tank tekanan tinggi berkisar pada harga 3,4 bar dan tekanan *flash tank* tekanan rendah adalah 0,78 bar.



Gambar 4 Diagram alir Water-Steam Kawasaki Plant System

Properti air dan uap didasarkan pada persamaan IAPWS– IF97(International Association of the Properties of Water and Steam) [10, 11]. Sedangkan  $c_p$  gas buang diadaptasi dari [12] yang didasarkan pada NASA SP-273, U.S. Government Printing Office, Washington, DC, 1971 dan dinyatakan valid pada temperature 300K s.d. 1.000K.

Persamaan neraca massa dalam sistem air di WHRPG dapat dilihat dalam gambar 5 bahwa laju massa uap kering keluar boiler AQC ( $m_{sh,w,aqc}$ ), laju massa uap kering keluar

boiler PH ( $m_{sh,w,ph}$ ), dan laju massa air masuk ke flash tank tekanan tinggi ( $m_{ft,hp}$ ), ketiganya merupakan penentu dan sekaligus sebagai variable keputusan untuk model optimasi yang dikembangkan. Persamaan laju massa uap jenuh keluar flash tank tekanan rendah dan tinggi yang masuk ke dalam turbin uap dapat dihitung berdasarkan persamaan 31 dan 31. Sehingga jumlah total massa air keluar turbin uap yang dikondensasikan dalam kondensor merupakan penjumlahannya.

Diagram temperatur dalam komponen *heat exchanger* pada boiler AQC ditunjukkan pada gambar di bawah ini, suhu kritis Pinch dapat terjadi pada sisi masuk *economizer*, sisi masuk evaporator dan sisi keluaran superheater. Sedangkan pada boiler PH titik kritis Pinch dapat terjadi pada sisi masuk *evaporator* dan sisi keluaran *superheater*.



Gambar 5 Diagram temperatur dan panas terpindahkan pada WHRPG

#### 5. METODE OPTIMISASI

Model optimisasi yang dikembangkan merupakan optimisasi dari masalah non-linear dengan beberapa pembatas, formulasi masalah diselesaikan dengan algoritma yang digunakan dalam metode GRG nonlinear bertingkat yang terdiri dari fungsi tujuan, vaiabel-variabel keputusan, dan pembatas (*constraint*).

#### 5.1. Fungsi Tujuan dan Variable Optimisasi

Pada kondisi desain turbin uap yang terpilih, kondisi udara dan kerja cooling tower untuk mendinginkan kondensor optimisasi siklus uap gabungan PH dan AQC harus dapat memanfaatkan secara optimal potensi laju massa limbah bahang gas buang di PH dan udara panas di AQC. Fungsi tujuan tersebut merupakan maksimasi dari persamaan-1 f(x)dengan vector x( $T_{sh,w,aqc}$ ,  $T_{sh,g,aqc}$ ,  $T_{ev,g,aqc}$ ,  $T_{ec,g,aqc}$ ,  $T_{sh,g,ph}$ ,  $T_{ev,g,ph}$ ,  $T_{sh,w,ph}$ , x,  $m_{sh,w,aqc}$ ,  $m_{sh,w,ph}$ ,  $m_{ft,hp}$ ,  $\Delta TP_{ev,aqc}$ ,  $\Delta TP_{sh,aqc}$ ,  $\Delta TP_{ec,aqc}$ ,  $\Delta TP_{ev,ph}$ ,  $\Delta TP_{sh,ph}$ ) yang merupakan variable karakteristik PH dan AQC.

## 5.2. Analisis Pembatas Optimisisasi

Dalam studi ini  $P_{1,TT}$ ,  $P_{2,TM}$ , dan  $P_{3,TR}$  merupakan variable yang ditentukan berdasarkan data turbin uap yang digunakan. Untuk mencegah degradasi dan pengikisan kinerja turbin tekanan rendah ditetapkan maksimum fraksi uap ke kondensor minimum 88% [12]. Penetapan temperature pinch minimal sebesar 10K sesuai dengan desain praktis pada peralatan perpindahan panas gas [13]. Selain itu ditetapkan

Jurnal Teknik Energi Volume 9 Nomor 1 November 2019 IS	ISSN: 2089-2527
--	-----------------

juga maksimum efektivitas superheater sebesar 0,85 [14] agar konstruksi pipa-pipa secara praktis dapat dilakukan. Secara matematis masalah optimisasi non linear tersebut dapat dilihat di bawah ini:

$$\begin{aligned} &\text{Max. f(x)} (10) \\ &\text{s.t. (dengan pembatas)} \\ &\text{x-0,88} \ge 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &T_{ev,w,aqc} + \Delta T P_{ev,aqc} - T_{ev,g,aqc} \ge 0 \\ &T_{sh,w,aqc} + \Delta T P_{sh,aqc} - T_{sh,g,aqc} \ge 0 \\ &T_{cco,w,aqc} + \Delta T P_{cco,aqc} - T_{eco,g,aqc} \ge 0 \\ &T_{sh,w,ph} + \Delta T P_{sh,ph} - T_{sh,g,ph} \ge 0 \\ &265 - T_{sh,g,aqc} \ge 0 \\ &T_{sh,g,aqc} - T_{ev,g,aqc} \ge 0 \\ &T_{sh,g,aqc} - T_{ev,g,aqc} \ge 0 \\ &395 - T_{sh,g,ph} \ge 0 \\ &T_{sh,g,ph} - T_{ev,g,ph} \ge 0 \\ &E_{sh,aqc} - 0,85 \le 0 \\ &E_{sh,ph} - 0,85 \le 0 \\ &m_{sh,w,aqc} (h_{fg,eva,aqc}) = \int_{T_{ev,g,aqc}}^{T_{sh,g,aqc}} cp_{aqc}(T)dT \\ &m_{ev,w,aqc} (h_{fg,eva,aqc}) = \int_{T_{ev,g,aqc}}^{T_{sh,g,aqc}} cp_{aqc}(T)dT \\ &m_{ec,w,aqc} (h_{out,sh,ph} - h_{in,sh,ph}) = \int_{T_{sh,g,ph}}^{395} cp_{ph}(T)dT \\ &m_{ev,w,ph} (h_{fg,ev,ph}) = \int_{T_{ev,g,ph}}^{T_{sh,g,ph}} cp_{ph}(T)dT \end{aligned}$$

Fungsi objektif dihitung dari total laju energi yang memasuki penggerak mula turbin uap yang terdiri dari penjumlahan keluaran boiler PH dan AQC serta laju energi keluar kedua flash tank. Besarnya laju energi keluar flash tank ditentukan dengan persamaan berikut:

$$\dot{m}_{ft,hp,out} = m_{ft,hp} \frac{\dot{h}_{f}(P_{1,TT},T) - h_{l,sat}(P_{2,TM})}{h_{v,sat}(P_{2,TM}) - h_{l,sat}(P_{2,TM})},$$
(11)

dan laju energi keluar flash tank tekanan rendah adalah

 $\dot{Q}_{ft,hp} = \dot{m}_{ft,hp,out} \dot{h}_{fg} (P_{2,TM})$  , sedangkan untuk flash tank tekanan rendah diperoleh sebagai berikut:

$$\begin{split} \dot{m}_{ft,lp,out} &= (\dot{m}_{ft,hp} - \dot{m}_{ft,hp,out}) \frac{h_f(P_{2,TM},T) - h_{l,sat}(P_{3,TR})}{h_{v,sat}(P_{3,TR}) - h_{l,sat}(P_{3,TR})}, (12) \\ \dot{Q}_{ft,lp} &= \dot{m}_{ft,lp,out} h_{fg} \Big( P_{3,TR} \Big) \end{split}$$

## 6. ALGORITMA GRG NONLINEAR

Metode Generalized Reduced Gradient (GRG) adalah algoritma fungsi min f(x) dengan  $\bar{d}_k = -\tilde{g}_k$ . Yaitu merupakan metode langkah stepest descent dalam ruang tereduksi [15].

Setiap iterasi, yang dinamakan pereduksian langkah trial berulang hingga satu yang feasible dapat diterima didapatkan. Kondisi untuk menerima titik yang baru dapat berupa reduksi sederhana berikut:

$$f(x_{k+1}) < f(x_k) \tag{13}$$

Dalam setiap iterasi diterapkan

$$d_k^{(1)} = \alpha_k (S_k)_N \bar{d}_k, \tag{14}$$

Sebanyak N kali untuk menghitung  $x_B$ , N adalah bilangan bulat yang diberikan. Jika aproksimasi metode Newton tidak konvergen setelah N iterasi, maka Langkah trial berulang tadi  $\alpha$  direduksi dan ulangi iterasi. Karena konvergensi kuadratis metode Newton, secara normal satu atau dua iterasi dari persamaan ini

$$x_B^{(i+1)} = x_B^{(i)} - \left[\frac{\delta c(x_k)^T}{\delta x_B}\right]^{-1} c(x_B^{(i)}, (x_N)_k + \alpha \bar{d}_k).$$
(15)

akan memberikan titik  $f(x_{k+1})$  yang feasible dengan akurasi yang memadai. Meskipun demikian dalam kondisi praktis dapat dipilih N antara 3 s.d. 6 saja.

Adapun algoritma GRG sebagai berikut:

- $x_1 \in X, \epsilon \geq 0, \overline{\epsilon} > 0;$ 1. Diberikan titik feasible bilangan bulat positif M; k:=1.
- 2. Hitung  $\nabla c(x_k)^T = \begin{bmatrix} A_B \\ A_B \end{bmatrix}$ ,

Dimana partisi memenuhi  $A_B \in \mathbb{R}^{mxm}$  adalah nonsigular; hitung  $\lambda$  dari

$$rac{\partial f(x)}{\partial x_B} = rac{\partial c^T(x)}{\partial x_B} \operatorname{dan} \tilde{g}_k \operatorname{dari} \tilde{g}(x_N) = rac{\partial}{\partial x_N} [f(x) - \lambda^T c(x)]$$

3. Jika  $\|\tilde{g}_k\| \leq \epsilon$  maka berhenti.

Jadikan  $\bar{d}_k = -\tilde{g}_k$ ; dan  $\alpha = \alpha_k^{(0)} > 0$ 

4.  $x_N = (x_k)N + \alpha d_k$ 

$$x_B = (x_k)B; j := 0$$

5.  $x_B = x_B - A_{\bar{B}}^T c(x_B, x_N);$ 

compute  $c(x_B, x_N)$  $if \parallel c(x_B, x_N) \parallel \leq \bar{\epsilon} menuju \ langkah \ 7;$ j := j + 1; if j < M menuju langkah 5. 6.  $\alpha := \frac{\alpha}{2}$ , menuju langkah 4.

- 7. Jika  $f(x_B, x_N) \ge f(x_k)$  lalu menuju langkah 6.

 $x_{k+1} = (x_B, x_N), k := k + 1; menuju langkah 2.$ 

Algotitma di atas adalah metoda reduksi gradien. Maka reduksi sederhana persamaan  $f(x_{k+1}) < f(x_k)$  pada fungsi

Jurnal Teknik Energi	Volume 9 Nomor 1	November 2019	ISSN: 2089-2527	

tujuan tidak dapat dijamin konvergennya. Dengan kata lain, tidak dapat dijamin iterasi algoritma tersebut konvergen pada titik KKT (Karush-Kuhn-Tucker (conditions)) pada masalah optimisasi *min f(x), s.t. c(x)=0* [16]. Terdapat dua cara untuk mencapainya, pertama menggunakan garis terbaik pada kondisi pencariannya, sebagai contohnya, menggantikan kondisi pencarian sederhana dengan kondisi pencarian garis Wolve berikut:

$$\tilde{f}((x_k)_N + \alpha_k \bar{d}_k) \le \tilde{f}((x_k)_N) + \beta \alpha_k \bar{d}_k^T \tilde{g}_k$$
(16)

Dimana  $\alpha$  adalah panjang langkah,  $\beta \in (0,1)$  adalah konstanta positif, dan  $\tilde{f}(x_N) = \frac{\min}{x_{n\in R}^{n-m} f(x_B, x_N)} = f(\phi(x_N)), x_N)$ , kondisi pencarian garis Wolfe di atas dapat dituliskan  $f(x_{k+1}) \leq f(x_k) - \alpha_k \beta \|\tilde{g}_k\|_2^2$ .

Maka, jika kondisi  $f(x_B, x_N) = f(x_k)$  digantikan untuk menolak titik baru pada Langkah 7 dengan algoritma  $f(x_B, x_N) = f(x_k) - \alpha \beta ||\tilde{g}_k||_2^2$ , maka kondisi garis Wolfe akan dapat dipenuhi. Cara lain (kedua) diperlukan Langkah trial awal  $\alpha_k^{(0)}$  dalam langkah 3 akan dipenuhi sebagai berikut

$$\frac{\alpha_k^{(c)}}{\|\tilde{g}_k\|} \to 0, \tag{17}$$

$$\sum_{k=1}^{\infty} \frac{\alpha_k^{(0)}}{\|\tilde{g}_k\|} = +\infty$$
 (18)

Mirip dengan analisis konvergen pada metode optimisasi tanpa pembatas, sehingga akan dapat dipecahkan hasil konvergensi tersebut.

## 7. ANALISIS DATA DAN HASIL

Kondisi ambient untuk simulasi optimasi digunakan data sebagai berikut: temperature udara 305,15K dengan kelembaban 60% pada altitude 10 m; sedangkan air pendingin kondensor digunakan mechanical draft cooling tower sehingga dapat dicapai temperatur kondensor menjadi 315,15K. Berdasarkan komposisi gas limbah bahang PH dan AQC seperti yang ditunjukkan pada tabel 1 dapat dihitung laju komposisi molaritas gasnya. Laju molaritas ini digunakan untuk menghitung kalor spesifik  $c_p$  gas. Terlihat perbedaan mendasar komposisi gas AQC yang menyerupai udara ambient dan komposisi PH merupakan campuran hasil pembakaran kiln dan sedikit gas buang dari AQC.

Dari hasil proses simulasi GRG non linear didapatkan besarnya daya dalam komponen-komponen boiler AQC dan PH seperti yang ditunjukkan dalam tabel 2 di bawah ini. Dari data tersebut terlihat komponen boiler pemanfaat energi yang terbesar adalah komponen evaporator sebesar 53,29%, kemudian AQC economizer sebesar 37,55%. Economizer ini merupakan penyumbang laju energi bersih yang diumpankan ke turbin uap pada komponen flash tank high dan low pressure. Jika dilihat dari jenis boilernya, AQC dan PH, daya yang dihasilkan hampir memberikan proporsi yang sama, dengan boiler AQC menyumbang 47,64% dan boiler PH 52,36%.

Tabel 2 Komponen daya konfigurasi boiler AQC dan PH hasil simulasi

No.	Komponen Sistem	Daya (kW)	Proporsi
1	AQC superheater	164.40	0.67%
2	AQC evaporator	2355.61	9.54%
3	AQC economizer	9272.43	37.55%
4	PH superheater	2098.10	8.50%
5	PH evaporator	10805.91	43.75%
6	Condenser	19910.47	-

Daya kotor yang dihasilkan turbin uap ini merupakan fungsi tujuan maksimasi hasil simulasi dengan total nilai sebesar 6.373,61kW ditunjukkan dalam tabel 3. Terlihat peranan flash tank yang yang cukup besar dalam memberikan kontribusi daya sebesar 14,00%, sedangkan nilai proporsi 75,70% pada boiler PH sejatinya hanya memberikan nilai proporsi 51,27% saja, karena (75,70%-52,36%)=23,34% berasal dari *economizer* boiler AQC.

Perhitungan efisiensi gross sistem *water-steam* WHRPG dapat dilakukan dengan membandingkan nilai output kerja termal turbin yang besarnya 6.420,29kW dibandingkan energi

	turoni uap				
No.	Komponen Sistem	Daya (kW)	Proporsi		
1	AQC	758.79	11.82%		
2	PH	4824.76	75.15%		
3	Flash Tank High Pressure	515.98	8.04%		
4	Flash Tank Low Pressure	320.76	5.00%		
	Total	6420.29	100.00%		

Tabel 3 Komposisi hasil simulasi fungsi tujuan dari nilai kerja termal

termal steam sebesar (6.420,29+19.910,47)kW= 26.330,76kW, yaitu sebesar 24,38%. Sedangkan kalau efisiensi sistem WHRPG dihitung dengan perbandingan daya output turbin dibandingkan dengan potensi limbah panas akan lebih kecil lagi. Pemilihan sistem ini bertujuan memberikan sisa laju panas gas buang boiler PH untuk dapat digunakan pada pengeringan di raw mill.

Parameter atau variable keputusan dalam optimasi sistem WHRPG ini dapat dilihat dalam tabel 5 di bawah ini. Laju air keluaran super heater boiler AQC dan PH berturut-turut sebesar 1,1947kg/s dan 5,4804kg/s dan laju aliran masuk ke *flash tank high pressure* sebesar 11,3450kg/s. Dengan perhitungan kesetimbangan massa dan energi pada *flash tank high pressure* didapatkan laju massa uap jenuh menuju turbin uap berturut-turut sebesar 1,16825kg/s dan 0,8551kg/s, sehingga jumlah laju massa di condenser sebesar 8,69845kg/s.

Proses optimasi sesuai dengan kendala penetapan titik pinch pada boiler AQC dan PH minimum sebesar 10K, dari hasil yang didapatkan titik pinch pada boiler AQC terjadi di *economizer* dengan nilai 10K dan pada boiler PH terjadi di *superheater* sebesar 10K.

Akhirnya, jika kerja turbin digunakan untuk membangkitkan daya listrik dengan menggunakan generator akan dapat digunakan untuk mengurangi intensitas produksi klinker atau sementius di Pabrik Semen ini. Jika diasumsikan besarnya rugi-rugi mekanik sebesar 1,2% dan efisiensi generator 96%, maka besarnya daya listrik kotor yang

Jurnal Teknik Energi	Volume 9 Nomor 1	November 2019	ISSN: 2089-2527	
----------------------	------------------	---------------	-----------------	--

dibangkitkan sebesar 6.089,51kW. Daya kotor ini juga digunakan untuk menyokong peralatan kelistrikan auxiliaries sistem WHRPG, seperti pompa-pompa, sistem pendingin kondenser dan closed cooling sistem, menara pendingin kondensor, sistem auxiliaries elektrikal, dan penerangan. Jika estimasi besarnya daya *balance of plant* dan *auxiliaries* tersebut sebesar 12% maka daya listrik bersih yang dibangkitkan menjadi 5.358,8kW. Dengan rata-rata produksi semen sebesar 7.800 ton/hari dan asumsi faktor kapasitas WHRPG sebesar 73% [17] maka besarnya pengurangan intensitas energi listrik minimal sebesar 12,04 kWh/ton semen.

Tabel 4 Hasil optimasi variable keputusan sistem WHRPG dengan GRG nonlinear

No.	Variabel Keputusan	Hasil	Satuan
1	T-sh,w,aqc	246,6532	°C
2	T-sh,g,aqc	262,3848	°C
3	T-ev,g,aqc	224,9065	°C
4	T-ec,g,aqc	78,2812	°C
5	T-sh,g,ph	364,7308	°C
6	T-ev,g,ph	201,6128	°C
7	T-sh,w,ph	358	°C
8	m-sh,w,aqc	1,1947	kg/s
9	m-sh,w,ph	5,4804	kg/s
10	m-in,f,hp	11,3450	kg/s
11	Х	88%	
12	Pinch-sh,aqc	18,35	°C
13	Pinch-ev,aqc	33,29	°C
14	Pinch-ec,aqc	10,00	°C
15	Pinch-ev,ph	37,00	°C
16	Pinch-sh,ph	10,00	°C

# 8. KESIMPULAN

Hasil kajian yang telah dilakukan pada optimisasi integrasi boiler AQC dan PH pada sistem WHRPG di industri semen dengan menggunakan pendekatan GRG non Linear sangat tergantung dengan kualitas dan laju energi sumber limbah bahang yang tersedia. Pemilihan disain turbin uap disesuaikan dengan potensi thermal uap kering dan sebagai konsekwensinya mempengaruhi hasil optimasinya. Terkait dengan hasil parameter atau variable keputusan yang telah dilakukan dari proses optimisasi dapat disimpulkan bahwa:

- Perhitungan energi transfer gas buang ke sistem watersteam sistem WHRPG dengan cara integrasi memberikan perhitungan yang akurat dan cepat.
- 2. Efisiensi water-steam sistem WHRPG optimal dicapai pada 24,38%.
- 3. Nilai titik pinch pada boiler AQC terjadi di economizer dengan nilai 10K sedangkan pada boiler PH terjadi di superhetaer sebesar 10K sesuai dengan batasan minimal pinch pada boiler di sistem WHRPG.

- 4. Output kerja termal optimum sistem water-steam WHRPG sebesar 6.420,29kW dan hasil daya kotor listrik sebesar 6.089,51kW.
- 5. Pengurangan intensitas energi listrik minimal sebesar 12,04 kWh/ton semen.

Diperlukan penelitian lanjut dengan mempertimbangkan penurunan tekanan air atau uap dan gas buang dalam sistem pemipaan dan *heat exchanger* agar diperoleh hasil perhitungan kerja bersih energi mekanik yang dilakukan turbin dalam sistem WHRPG dapat terhitung dengan sempurna. Selain itu, perhitungan analisis kemusiman atau faktor cuaca yang berkaitan dengan kebutuhan pengeringan di unit raw mill dapat dilakukan dengan analisis simulasi untuk optimalisasi penggunaan semua potensi limbah bahang gas PH.

## Referensi

- [1] PT Holcim Indonesia Tbk Pabrik Cilacap, 2018. Sebaran Konsumsi Energi Listrik di PT Holcim Indonesia Tbk Pabrik Cilacap Tahun 2017.
- [2] Blanquart, Fanny, 2017. Perspectives for Power Generation from Industrial Waste Heat Recovery, Master of Science Thesis, KTH School of Industrial Engineering and Management Energy Technology, Stockholm
- [3] Kawasaki Plant Systems Ltd., Oct 2009, Waste Heat Recovery Power Generation for Cement Plant, VDZ congress
- [4] Apergi, Panagiota. 2012. Power Generation from Waste Heat in cement plants Application in Lafarge Volos Plant. University of Thessaly.
- [5] Ali Rezaie Navaie, 2017. Thermal Design and Optimization of Heat Recovery Steam Generators and Waste Heat Boilers, Dissertation, Technische Universität Berlin.
- [6] Mahmoud Nadir, Adel Ghenaiet, 2015. Thermodynamic optimization of several (heat recovery steam generator) HRSG configurations for a range of exhaust gas temperatures, Elsevier.
- [7] Bassily A.M., 2008. Analysis and cost optimization of the triplepressure steam-reheat gas-reheat gas-recuperated combined power cycle. Int J Energy Res; 32:116-34.
- [8] Alan R. Parkinson Richard J. Balling John D. Hedengren, Optimization Methods for Engineering Design Applications and Theory, Brigham Young University, 2013
- [9] Bassily AM, 2007. Modeling, numerical optimization, and irreversibility reduction of a triple-pressure reheat combined cycle. Energy; 32:778-94.
- [10] Wagner W, Kretzschmar H.J., 2008. International steam tables properties of water and steam based on the industrial formulation IAPWS-IF97, Springer.
- [11] Magnus Holmgren, Excel macro-Water and steam properties according to IAPWS IF-97, XSteam\_Excel\_v2.6\_US.xls
- [12] K. Wark, 1971. Thermodynamics, 4th ed., McGraw-Hill, New York, 1983, as based on NASA SP-273, U.S. Government Printing Office, Washington, DC.
- [13] F. Carl Knopf, 2012. Modeling, Analysis and Optimization of Process and Energy Systems, Louisiana State University, Baton Rouge, LA, Willey.
- [14] Moran, Shapiro, Boettner, Bailey, 2014. Fundamental of Engineering Thermodynamics, 8th edition, Willey.
- [15] L.A. Lasdon and A.D. Waren, Generalized Reduced Gradient Method for linearly and nonlinearly constrained programming, in (H.J. Greenberg, ed.) Design and Implementation of Optimization Software. Alphen aan den Rijn, The Netherlands: Sijthoff and Noordhoff, 1978, pp. 363–396.
- [16] Singiresu S., Rao, 2009. Engineering Optimization, Theory and Practice. John Wiley & Sons, New York, fourth edition.

Jurnal Teknik Energi	Volume 9 Nomor 1	November 2019	ISSN: 2089-2527

[17] IFC world Bank Group, 2018, Waste Heat Recovery in Turkish Cement Industry, Review of Existing Installations and Assessment of Remaining Potential, IFC Washington DC