

PEMODELAN PERPINDAHAN PANAS PROSES PENDINGINAN TERAK SEMEN DALAM *GRATE COOLER*

Prihadi Setyo Darmanto dan Sri Sugiharto

Laboratorium Teknik Pendingin
Departemen Teknik Mesin, FTI - ITB

Ringkasan

Proses pendinginan terak di dalam sebuah grate cooler merupakan bagian proses penting dalam pembuatan semen karena selain menentukan kualitas terak juga diharapkan sebagai cara rekuperasi panas untuk menurunkan konsumsi bahan bakar. Proses perpindahan panas antara terak dengan udara berlangsung dengan mekanisme gabungan radiasi, konveksi, dan konduksi. Makalah ini mengemukakan suatu model perpindahan panas untuk mengevaluasi distribusi temperatur baik pada tumpukan terak maupun udara selama melewatinya dalam arah vertikal dan horisontal di sepanjang grate yang sangat sulit diukur di lapangan. Hasil evaluasi teoritis divalidasi dengan pengukuran temperatur terak saat meninggalkan cooler. Metode perhitungan yang diusulkan ini diharapkan menjadi langkah dalam menentukan nilai konstanta pada sistem pengaturan debit udara pendingin terak.

Abstract

Cooling of clinker into grate cooler is one of important processes in cement manufacturing because it influences the quality of the clinker and also determines heat recovery of the combustion air which related well to the fuel consumption. Heat transfer mechanism of the clinker cooling comprises radiation, convection, and conduction. This paper presents a numerical method of clinker cooling process on a grate cooler in order to evaluate temperature distribution of both clinker and cooling air in vertical and horizontal directions along the grates. The result was validated with the measurement of clinker temperature at the discharge section of the cooler. The proposed evaluation method will pave the way for determining the constant values of the control system for cooling air..

Keywords: *clinker, grate cooler, cooling process, heat transfer*

1. PENDAHULUAN

Grate cooler, seperti diperlihatkan pada Gambar (1), merupakan salah satu jenis *clinker cooler* yang dipakai di pabrik semen, untuk mendinginkan terak yang keluar dari proses pembakaran di *kiln*. *Cooler* diharapkan dapat mendinginkan terak dari temperatur $\pm 1400^{\circ}\text{C}$ hingga $\pm 100^{\circ}\text{C}$, sehingga diperlukan sistem pendinginan yang efektif agar harapan tersebut dapat direalisasikan.



Gambar 1 *Grate Cooler* [1].

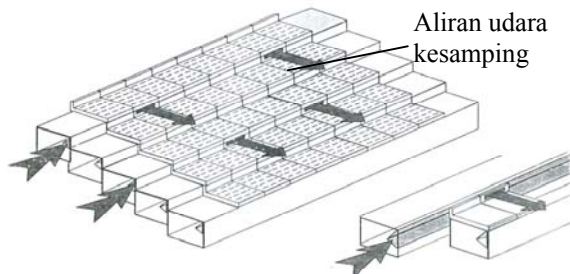
Terak yang keluar dari *cooler* dimasukkan ke dalam silo, sebelum akhirnya digiling di dalam *cement mill*.

Pada *cement mill*, temperatur terak pada saat masuk tidak boleh terlalu tinggi karena dapat mengakibatkan penurunan kualitas semen akibat terdehidrasinya gipsum pada temperatur yang cukup tinggi sehingga fungsi gipsum sebagai *retarder* dapat hilang (*false set*). Sehubungan dengan permintaan semen di pasaran semakin lama semakin tinggi akan berimplikasi pada waktu tinggal terak di dalam silo yang semakin cepat. Apabila pendinginan di dalam *cooler* tidak baik akan mengakibatkan terjadinya *false set* ini dan dapat mengganggu kinerja *cement mill*. Oleh karena itu, *cooler* harus dapat menurunkan temperatur terak dengan baik agar kualitas semen yang dihasilkan tetap baik dan kinerja *cement mill* tidak terganggu. Proses pendinginan pada *grate cooler* dilakukan dengan menyemprotkan udara dari *fan* ke setiap *grate* pada *cooler*, yang berarti bahwa temperatur terak hasil pendinginan di *cooler* sangat dipengaruhi oleh besarnya laju aliran (debit) udara yang disuplai oleh *fan*. Permasalahan yang terjadi adalah seberapa besar nilai rasio antara udara terhadap produksi terak yang harus didinginkan (kg udara/kg terak) agar target temperatur terak keluar dari *cooler* dapat dicapai. Konsumsi spesifik udara dalam suatu *grate cooler* ditetapkan dan dijaga oleh sistem kontrol operasinya dengan mengandalkan tekanan udara di bawah *grate* sebagai parameter kontrol. Untuk menetapkan nilai konstanta dalam sistem kontrol

tersebut biasanya dilakukan dengan coba-coba saat *commissioning* peralatan. Namun demikian sepanjang operasi peralatan dengan berjalannya waktu parameter operasi sebaiknya harus selalu diset ulang (*retuning*) akibat selalu terjadi perubahan parameter operasi. Selain itu dengan adanya variasi kualitas umpan *kiln* (*kiln feed*) akan berakibat bervariasinya pula temperatur terak saat keluar dari kiln. Operator perlu mengantisipasi variasi perubahan sifat fisik terak saat keluar dari kiln. Dengan menyesuaikan rasio udara pendingin terhadap produksi terak akan diperoleh pendinginan yang efektif dan penurunan temperatur terak sesuai dengan target temperatur terak keluar *cooler* yang diinginkan. Penelitian yang dilakukan di sini dimaksudkan untuk mengetahui kaitan antara rasio udara pendingin terhadap produksi terak dengan efektifitas pendinginan yang ditandai dengan temperatur produk terak saat keluar dari *cooler*. Disamping itu, penelitian juga dimaksudkan untuk mengetahui distribusi temperatur terak dan udara pendingin di sekitarnya di sepanjang *cooler*. Dengan mengetahui karakteristik pendinginan terak di dalam *grate cooler*, perkiraan nilai debit udara yang harus ditambahkan untuk memperoleh temperatur terak yang diinginkan dapat ditentukan dan nilai-nilai konstanta pada sistem kontrol debit udara pendingin dapat ditentukan secara cepat dan tepat.

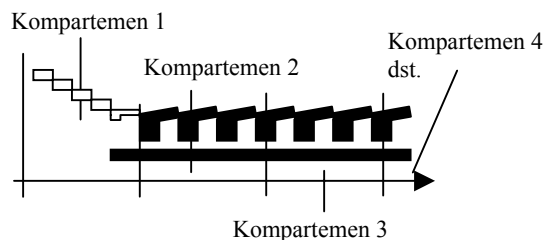
2. PERPINDAHAN PANAS ANTARA TERAK DAN UDARA

Konstruksi dari susunan *grate* sebuah *grate cooler* dimana tumpukan terak yang akan didinginkan mengalir di atasnya, dapat diperlihatkan pada Gambar (2).



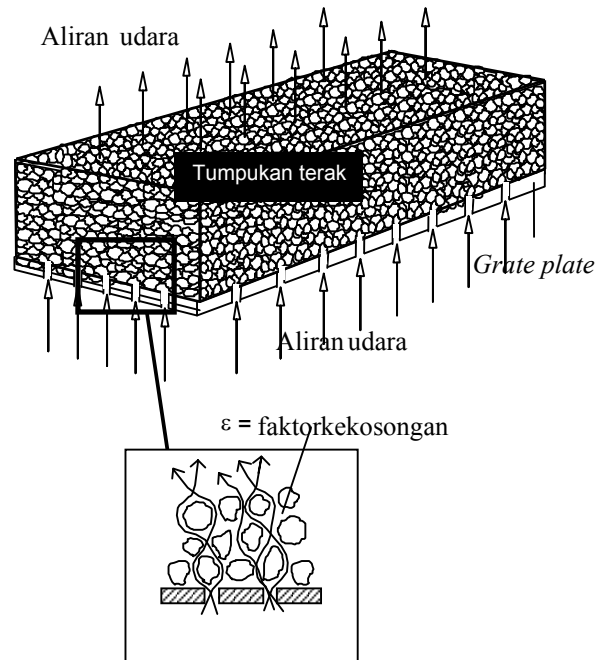
Gambar 2 Susunan *grate* pada sebuah *grate cooler*[1]

Sepanjang *grate cooler*, susunan *grate* biasanya dibagi menjadi beberapa kompartemen yang merupakan plenum bagi udara pendingin yang mengalir dari bawah *grate* seperti diperlihatkan pada Gambar (3).



Gambar 3 Pembagian barisan *grate* menjadi beberapa kompartemen

Aliran terak dan udara pendingin di dalam *grate cooler* saling bersilangan (*cross flow*), sehingga diharapkan perpindahan panas yang terjadi antara terak dengan udara pendingin berlangsung dengan baik. Udara yang mengalir melalui *grate* dan tumpukan terak seperti diperlihatkan pada Gambar (4) menerima energi (kalor) dari terak yang bertemperatur lebih tinggi. Dengan berpindahnya energi dari terak ke udara tersebut mengakibatkan temperatur terak turun, sedangkan temperatur udara pendingin naik.



Gambar 4 Skema aliran udara pendingin melalui tumpukan terak.

Gambar (4) menunjukkan tumpukan terak di atas *grate plate*. Terak yang berjalan di atas *grate plate* akibat gerakan *moving grate* didinginkan oleh udara pendingin yang disuplai oleh *fan* dari bawah. Dari gambar tersebut nampak bahwa udara mengalir melalui celah antar butiran terak, sehingga mekanisme perpindahan panas terjadi secara konveksi dan atau radiasi dari permukaan butiran yang bersentuhan dengan udara yang melewatinya menuju ke udara. Mekanisme ini dapat dipandang sebagai perpindahan panas pada *fluidized bed*, sehingga formulasi yang akan digunakan dalam penelitian ini didasarkan pada kaidah-kaidah dan hasil penelitian terdahulu dalam *fluidized bed*. Berikut ini akan diuraikan mengenai metode evaluasi perpindahan panas yang terjadi antara terak dengan udara.

Metode perhitungan perpindahan panas yang terjadi antara terak dengan udara pendingin dapat diuraikan sebagai berikut:

1. Perhitungan perpindahan panas dimulai dengan menghitung tinggi *bed* / tumpukan terak (H_t), yang secara matematis dirumuskan sebagai [2,3]:

$$H_t = \frac{1000 \times \text{prodcl}}{24 \times 60 \times \left(1 - \frac{\varepsilon}{100}\right) \times \rho_{\text{par}} \times f_{\text{str}} \times L_{\text{str}} \times w_{\text{bed}}} \quad (1)$$

dengan:

H_t = tinggi *bed* (m)

$prodcl$ = produksi terak (ton/hari)
 ρ_{par} = massa jenis partikel (kg/m^3)
 f_{str} = jumlah langkah yang ditempuh oleh setiap *grate* per menit
 L_{str} = Panjang langkah tiap *stroke* (m)
 w_{bed} = lebar *bed* (m)
 ε = faktor kekosongan antar partikel (%)

- Langkah selanjutnya adalah menghitung luas permukaan efektif kontak partikel A_{pd-tot} tiap meter kubik tumpukan terak. Apabila diasumsikan bahwa setiap tumpukan dikelompokkan menjadi j kelompok diameter berdasarkan distribusi partikel hasil test di laboratorium, maka luas permukaan kontak efektif total dalam suatu tumpukan terak dapat dievaluasi dengan formulasi [5,6]:

$$A_{pd-tot} = A_{pd(1)} + A_{pd(2)} + \dots + A_{pd(j)} \quad (2)$$

dengan,

$$A_{pd(1)} = n_{pd(1)} * 0,5 * \pi * (d_{rata(1)})^2$$

hingga

$$A_{pd(j)} = n_{pd(j)} * 0,5 * \pi * (d_{rata(j)})^2$$

adalah luas efektif kontak setiap kelompok ukuran partikel di mana $n_{pd(j)}$ menunjukkan jumlah partikel dalam suatu kelompok ukuran dan $d_{rata(1)}$ sampai $d_{rata(j)}$ adalah diameter rata-rata partikel per kelompok

- Langkah berikutnya adalah mencari data kebutuhan laju massa udara pendingin yang mengalir melalui *bed* terak. Jumlah udara pendingin ini sama dengan jumlah total udara yang mengalir dari seluruh *fan*. Biasanya data ini diambil dari data debit aliran seluruh *fan* yang tercantum di pusat pengontrolan operasi saat perhitungan dilakukan atau data hasil pengukuran langsung debit seluruh *fan* di lapangan.
- Langkah selanjutnya mengevaluasi laju perpindahan panas yang didahului dengan menaksir nilai koefisien perpindahan panas. Koefisien perpindahan panas gabungan radiasi dan konveksi (h_{gp}) untuk setiap kelompok diameter rata-rata partikel d_{rata1} hingga d_{rata5} secara matematis dirumuskan sebagai [1]:

$$h_{gp(i)} = \frac{0,9 \times Re^{0,33} \times k_{ud} \times 1000}{d_{rata(i)}} \quad (3)$$

dimana Re dan k_{ud} masing-masing adalah bilangan Reynolds aliran udara pendingin terak dan konduktivitas termal udara. Untuk tumpukan terak tersebut yang terdiri dari j kelompok diameter partikel, nilai rata-rata koefisien perpindahan panas gabungan h_{tot} dapat ditulis sebagai:

$$h_{tot} = \phi_1 \cdot h_{gp(1)} + \phi_2 \cdot h_{gp2} + \dots + \phi_j \cdot h_{gp(j)} \quad (4)$$

dengan ϕ_1 , ϕ_2 , hingga ϕ_j berturut-turut adalah fraksi massa partikel kelompok diameter pertama, kedua, hingga ke- j .

Mengingat tumpukan terak yang dilalui udara tidak merupakan partikel yang terpisah-pisah satu sama lain (artinya masih ada beberapa partikel yang saling teraglomerasi), perlu pula ditaksir luas permukaan yang benar-benar efektif dalam proses

transfer panas dari terak ke udara pendingin. Taksiran ini dinyatakan dengan mendefinisikan suatu faktor koreksi (untuk mengetahui luas permukaan kontak efektif terak) dan untuk setiap zona *grate* (misalnya seluruh *grate* dibagi menjadi empat zona) mempunyai nilai yang berbeda. Pengelompokan zona ini didasarkan pada fakta yang menunjukkan bahwa laju perpindahan panas juga dipengaruhi oleh beda temperatur antara terak dan udara pendingin serta koefisien perpindahan panas, sehingga secara keseluruhan sebenarnya faktor koreksi ini menunjukkan faktor koreksi efektifitas transfer panas. Kedua parameter yang disebutkan berpengaruh terhadap mekanisme transfer panas tersebut sangat dipengaruhi oleh laju massa udara yang mengalir di sekitar partikel (M_{udara}) sehingga faktor koreksi (*faktorA*) secara matematis dirumuskan sebagai [5,7,8]:

- Zona 1 (misal untuk *grate* nomor 1 s/d 20):

$$faktorA = 0,16 \times M_{udara}$$

- Zona 2 (*grate* nomor 21 sampai dengan 50):

$$faktorA = 0,375 \times M_{udara}$$

- Zona 3 (*grate* nomor 51 sampai dengan 65):

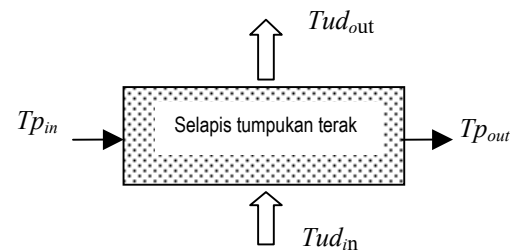
$$faktorA = 0,175 \times M_{udara}$$

- Zona 4 (*grate* nomor 66 sampai dengan nomor terakhir):

$$faktorA = 0,215 \times M_{udara}$$

dengan M_{udara} yang dimaksud di sini adalah laju aliran massa udara pada setiap *grate* yang bersangkutan.

Perhitungan perpindahan panas dilakukan dengan membagi satu tumpukan (*bed*) di atas satu *grate* menjadi dua ratus lapis. Gambar (5) menunjukkan pemodelan perpindahan panas pada satu lapis tumpukan terak. Pada model tersebut hanya temperatur terak saat memasuki suatu *bed* Tp_{in} dan temperatur udara saat memasuki tumpukan Tud_i yang diketahui.



Gambar 5 Pemodelan transfer panas pada selapis tumpukan terak.

Tp_{in} pada *grate* nomor 1 dianggap sama dengan temperatur terak saat keluar dari kiln. Sedangkan temperatur udara saat pertama kali mendinginkan tumpukan paling bawah diasumsikan sama dengan temperatur udara sekitar *cooler*. Perhitungan dilakukan dengan melakukan iterasi pada setiap lapis dengan cara sebagai berikut :

Iterasi pertama:

Laju aliran energi ditulis sebagai :

$$Q = h_{total} \times A_{pd-total} \times faktorA \times (T_{p_{in}} - T_{ud_{in}}) \quad (5)$$

atau

$$Q = m_{ud} \times Cp_{ud} \times (T_{ud_{out}} - T_{ud_{in}}) \quad (6)$$

di sisi udara (yang diterima udara) dan di sisi terak (yang diberikan oleh terak ke udara) adalah:

$$Q = m_p \times Cp_p \times (T_{p_{in}} - T_{p_{out}}) \quad (7)$$

dengan Cp_{ud} adalah panas jenis udara sebagai fungsi dari $T_{ud_{in}}$ sedangkan Cp_p adalah panas jenis terak yang nilainya merupakan fungsi dari $T_{p_{in}}$.

Eliminasi persamaan (5), (6) dan (7) akan menghasilkan nilai temperatur yaitu :

$$T_{ud_{out}} = \frac{Q^{(1)}}{M_{ud} * Cp_{ud}} + T_{ud_{in}} \quad (8)$$

untuk udara keluar tumpukan dan

$$T_{p_{out}} = T_{p_{in}} - \frac{Q^{(1)}}{m_p * Cp_p} \quad (9)$$

untuk terak saat meninggalkan grate.

Dengan demikian temperatur rata-rata baik terak maupun udara pendingin di setiap lapisan dapat dievaluasi, yaitu:

$$T_{ud_{rata}} = 0,5 \times (T_{ud_{in}} + T_{ud_{out}}) \quad (10)$$

dan

$$T_{p_{rata}} = 0,5 \times (T_{p_{in}} + T_{p_{out}}) \quad (11)$$

Nilai kedua temperatur rata-rata inilah yang akan dipergunakan sebagai taksiran temperatur pada iterasi kedua.

Iterasi kedua dan seterusnya:

Pada iterasi kedua, laju aliran energi dievaluasi dengan persamaan berikut :

$$Q^{(2)} = h_{total} \times A \times (T_{p_{rata}} - T_{ud_{rata}}) \quad (12)$$

dan

$$Q^{(2)} = m_{ud} \times Cp_{ud} \times (T_{ud_{out}} - T_{ud_{in}}) \quad (13)$$

di sisi udara dan

$$Q^{(2)} = m_p \times Cp_p \times (T_{p_{in}} - T_{p_{out}}) \quad (14)$$

di sisi terak, sehingga :

$$T_{ud_{out}} = \frac{Q^{(2)}}{M_{ud} * Cp_{ud}} + T_{ud_{in}}, \text{ dan}$$

$$T_{p_{out}} = T_{p_{in}} - \frac{Q^{(2)}}{m_p * Cp_p}$$

Temperatur untuk iterasi berikutnya :

$$T_{ud_{rata}} = 0,5 \times (T_{ud_{in}} + T_{ud_{out}})$$

dan

$$T_{p_{rata}} = 0,5 \times (T_{p_{in}} + T_{p_{out}})$$

Iterasi dilakukan beberapa kali dengan batasan pemberhentian operasi bila:

$$|Q^{(n+1)} - Q^{(n)}| < eps$$

dengan eps adalah suatu nilai kecil (misalnya 0,1) yang ditentukan. Apabila iterasi telah konvergen maka iterasi dilanjutkan untuk lapisan terak di atasnya pada grate yang sama. Setelah iterasi pada satu grate selesai iterasi dilanjutkan pada grate selanjutnya, dengan data masukan menggunakan hasil iterasi pada grate sebelumnya.

Dengan pendekatan yang dilakukan di atas, perhitungan laju perpindahan panas dan temperatur terak di sepanjang grate serta temperatur udara di atas tumpukan terak dapat dilakukan.

3. HASIL PERHITUNGAN DAN ANALISIS

Untuk menerapkan metode perhitungan yang telah diusulkan di atas, perlu kiranya diberikan contoh perhitungan aplikasi pada sebuah kasus pendinginan terak di suatu pabrik semen di Indonesia. Kasus yang dipilih untuk contoh perhitungan perpindahan panas pada grate cooler ini adalah operasi suatu pabrik semen di Indonesia. Data yang diperlukan untuk perhitungan antara lain:

1. Data cooler yang meliputi dimensi cooler dan langkah (*stroke*) yang ditempuh oleh setiap grate per menit. Dalam penelitian ini, formulasi yang diturunkan di atas diaplikasikan untuk suatu grate cooler dengan 102 baris grate dimana lebar cooler adalah 5,2 m dan lebar setiap grate adalah 0,33 m. Sedangkan data lain mengenai operasi cooler untuk produksi terak sekitar 8100 ton/hari diberikan pada Tabel (1).

Tabel 1 Data operasi cooler

Kompartemen ke:	Kecepatan Stroke (langkah/menit)	Tebal lapisan terak di atas grate (m)
1	15,5	0,42595
2	15,5	0,42595
3	15,6	0,42322
4	15,6	0,42322
5	16	0,41264
6	16	0,41264
7	16	0,41264
8	16	0,41264
9	16	0,41264

2. Data udara dari fan yang meliputi laju aliran massa udara dari setiap fan, temperatur udara yang dipergunakan sebagai pendingin terak saat memasuki cooler dan massa jenis udara. Pada contoh evaluasi numerik yang dilakukan, temperatur udara saat memasuki cooler yang merupakan hasil pengukuran di lapangan adalah 33°C dengan massa jenis udara adalah 1,2875 kg/m³. Sedangkan laju aliran udara pendingin dicatu dari 14 fan yang secara rinci diberikan pada Tabel 2 dengan nilai rerata sebesar 2,4 kg udara/ kg terak atau 1,8624 m³/kg terak.

Tabel 2 Laju aliran udara di setiap *fan* [7]

No	Kode <i>Fan</i>	Laju aliran udara (m ³ /menit)
1	FN 7	164
2	FN 8	256
3	FN 9	266
4	FN A	747
5	FN B	625
6	FN C	797
7	FN D	720
8	FN E	793
9	FN F	823
10	FN G	1010
11	FN H	894
12	FN I	912
13	FN J	954
14	FN K	746

3. Data partikel (partikel dikelompokkan menjadi lima kelompok) yang meliputi diameter rata-rata dari setiap kelompok partikel, fraksi massa dari setiap kelompok partikel, produksi terak, massa jenis partikel dan temperatur partikel (terak) keluar dari *kiln*. Untuk penelitian ini data partikel disesuaikan dengan hasil penelitian F.L Smidth [5], seperti ditabelkan pada Tabel (3).

Tabel 3 Data pengelompokan ukuran terak [5]

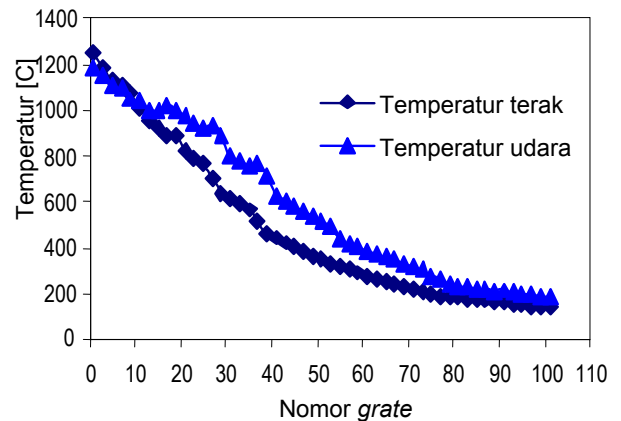
Diameter partikel d_p (mm)	Diameter rerata partikel (mm)	Fraksi massa (%)	Luas permukaan partikel total (m ² /m ³)
$d_p < 0,5$	0,35	3	308,57
$0,5 < d_p < 1$	0,75	4	192
$1 < d_p < 5$	3	33	396
$5 < d_p < 10$	7,5	28	134,4
$d_p > 10$	15	32	76,8

4. Faktor kekosongan ruang (ϵ) yang didefinisikan sebagai perbandingan antara volume yang terisi oleh udara di antara tumpukan butiran dengan volume total (volume udara ditambah volume partikel). Dalam penelitian faktor kekosongan diasumsikan sebesar 0,4 dengan massa jenis partikel terak 2600 kg/m³ [2,3].

Dengan data operasi *cooler* dan data pendukung lainnya yang diperlukan, perhitungan numerik dilakukan secara simultan bersama-sama dengan perhitungan neraca massa dan energi seluruh peralatan utama proses [7]. Salah satu hasil utama dari perhitungan di bagian *cooler* ini adalah perkiraan temperatur terak rata-rata saat meninggalkan setiap deret *grate* serta temperatur rata-rata udara pendingin saat meninggalkan tumpukan terak. Untuk contoh kasus operasi dengan data di atas, nilai kedua temperatur tersebut diperlihatkan pada Gambar (6).

Dari hasil tersebut nampak bahwa temperatur rerata terak saat meninggalkan *grate* secara umum berada di bawah temperatur udara di atas tumpukan terak. Ini

berarti bahwa sebenarnya temperatur terak pada tumpukan paling atas atau bagian atas tumpukan akan selalu lebih tinggi dibanding temperatur udara yang mendinginkannya. Hasil perhitungan ini divalidasi dengan pengukuran temperatur terak keluar dari *cooler*. Pada kondisi operasi yang dipakai sebagai contoh evaluasi diperoleh hasil perhitungan temperatur rerata terak keluar dari *cooler* sebesar 144,5 °C sedangkan temperatur hasil pengukuran di lapangan adalah 145°C. Dengan demikian, hasil perhitungan sangat dekat dengan hasil pengukuran. Untuk lebih meningkatkan kepercayaan hasil perhitungan, juga dilakukan pengukuran udara keluar *cooler* yang menuju *electrostatic precipitator* (EP). Hasil perhitungan numerik menunjukkan nilai temperatur udara menuju EP sebesar 253,6°C sedangkan hasil pengukuran di lapangan menunjukkan nilai berkisar antara 253 °C hingga 256°C. Dengan demikian perhitungan di sisi udarapun memberikan hasil yang cukup baik dan metode perhitungan yang dikembangkan ini akan memudahkan para staf/praktisi di lapangan untuk mengoperasikan *grate cooler*.



Gambar 6 Hasil perhitungan numerik temperatur terak rata-rata saat meninggalkan *grate* dan temperatur udara di atas tumpukan terak.

Dari pengalaman operasi *grate cooler* di lapangan diperoleh fakta bahwa laju aliran udara dapat diubah-ubah dalam batas kemampuan *fan* yang tersedia untuk memperoleh temperatur terak yang serendah mungkin agar tidak mengganggu operasi berikutnya yaitu di penggilingan terak. Metode perhitungan yang diusulkan dalam penelitian ini juga dapat digunakan sebagai simulasi untuk meramalkan bagaimana perubahan temperatur rerata terak apabila laju aliran udara pendingin diubah-ubah. Hasil simulasi untuk laju produksi sama dengan data contoh diatas diperlihatkan pada Tabel (4). Dari tabel tersebut nampak bahwa perubahan laju aliran udara akan mengubah temperatur rerata terak keluar dari *cooler*, namun perubahannya tidak linier. Semakin rendah temperatur terak yang diinginkan dibutuhkan udara yang semakin besar. Kecenderungan perubahan laju udara yang dibutuhkan untuk menurunkan temperatur terak keluar dari *cooler* ini meningkat secara eksponensial. Hal ini diduga sebagai akibat dari dimensi *cooler* yang sudah tertentu

serta kecepatan gerak *grate* yang tetap sehingga waktu tinggal udara semakin singkat.

Tabel 4 Perubahan temperatur rerata terak keluar *cooler* sebagai fungsi dari laju aliran udara pendingin

Laju aliran udara spesifik (kg udara/kg terak)	Temperatur rerata terak keluar dari <i>cooler</i> (°C)
2,27	180
2,40	145
2,60	116

4. KESIMPULAN

Dari hasil penelitian proses pendinginan terak serta metode perhitungan yang dikembangkan dalam mengevaluasi temperatur udara dan terak di sepanjang *grate* dapat ditarik beberapa kesimpulan antara lain:

1. Penelitian ini telah berhasil mengembangkan suatu metode untuk mengevaluasi distribusi temperatur baik terak maupun udara yang mendinginkannya dalam sebuah *grate cooler* suatu pabrik semen. Hasil perhitungan numerik yang telah divalidasi dengan hasil pengukuran di lapangan menunjukkan bahwa metode yang diusulkan dapat diterima dengan baik, dengan kesalahan sekitar 1%.
2. Metode ini dapat digunakan untuk menaksir nilai temperatur udara di atas tumpukan terak di sepanjang *grate* dalam sebuah *grate cooler*. Selain itu temperatur terak juga dapat diestimasi di setiap tumpukan di atas suatu *grate*.
3. Dengan metode yang dikembangkan ini pemanfaatan kembali panas oleh udara dapat dihitung efektivitasnya karena udara pendingin terak

dimanfaatkan untuk memenuhi kebutuhan udara pembakaran bahan bakar.

4. Apabila diterapkan di pabrik semen, metode perhitungan yang diusulkan dapat dipergunakan sebagai petunjuk operator dalam mengoperasikan *cooler* agar diperoleh temperatur terak yang diinginkan sehingga operasi pengolahan terak berikutnya tidak akan terganggu.

5. DAFTAR PUSTAKA

1. Duda, Walter. H., *Cement-Data Book, International Process Engineering in the Cement Industry*, Bauverlag GMBH Wiesbaden, Berlin.
2. Howard, J. R., *Fluidized Bed Technology*, Principles and Applications, Adam Hilger, 1976.
3. Kunii, Daizo dan Levenspiel, Octave., *Fluidization Engineering*, Butterworth-Heinemann, Boston, 1969.
4. Incropera, Frank P. & Dewitt, David P., *Introduction to Heat Transfer*, 3rd edition, John Wiley & Sons, 1990.
5. International Cement Production Seminar, *Cooling of Clinker (To be handed out during the lecture)*, Lecture 5.3, Parts & Services Division, F.L. Smidth.
6. Nu Rhahida Arini, *Kaji Teoritik Perpindahan Panas antara Klinker dan Udara serta Penyusunan Perangkat Lunak sebagai Alat Bantu Operasi Termal pada Grate Cooler*, Tugas Sarjana Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Bandung, 1997.
7. PT.Indocement Tunggal Prakarsa, Tbk., *Cooler Performance Unit Produksi Tarjun-P12*, Kumpulan makalah Workshop Teknik ASI di PT. Semen Gresik, 2001.
8. Studi Operasi *Grate Cooler* 4CC-301 Unit NG-3, PT. Semen Cibinong Tbk., Pabrik Narogong, 2001.