



RANCANG BANGUN SISTEM PENDINGIN *SHELL KILN* BERBASIS *TWIN-FLUID* UNTUK MENURUNKAN SUHU BERLEBIH PADA *KILN 46X-KL 1*

Muhammad Vicky Efendi¹, Budi Yuwono^{2*}, dan Ferry Aditya Nur Hidayat³

¹Program Studi Konsentrasi Rekayasa Industri Semen, Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Negeri Jakarta, Jl. Prof. G. A. Siwabessy, Kampus UI, Depok, 16425

²Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Negeri Jakarta, Jl. Prof. G. A. Siwabessy, Kampus UI, Depok, 16425

³PT Solusi Bangun Indonesia Tbk. Plant Tuban, Jawa Timur

*Corresponding author E-mail address: budi.yuwono@mesin.pnj.ac.id

Abstrak

Rotary kiln merupakan komponen krusial dalam produksi semen di PT Solusi Bangun Indonesia Tbk. Plant Tuban. Fenomena hotspot—kenaikan temperatur lokal permukaan shell melampaui batas aman 450°C akibat degradasi refractory lining—berpotensi menyebabkan deformasi plastis permanen dan shutdown tidak terencana. Sistem fan blower eksisting dinilai tidak efektif menangani hotspot lokal yang berpindah, sehingga diperlukan solusi yang lebih terfokus dan fleksibel. Penelitian eksperimental-analitis ini merancang dan membangun sistem pendingin shell kiln berbasis twin-fluid menggunakan nozzle DUSTEX tipe 5510. Metode meliputi: (1) analisis konduksi panas pada model silinder berlapis menggunakan tahanan termal, (2) analisis konveksi paksa dengan korelasi Churchill–Bernstein, (3) pemodelan transien penurunan suhu berdasarkan neraca energi, dan (4) validasi lapangan melalui tiga sesi trial pada Kiln 46X-KL 1. Hasil perhitungan menunjukkan laju konduksi 37,36 kW dan kapasitas konveksi paksa 93,31 kW ($Re = 4,93 \times 10^6$, $h = 25,73 \text{ W/m}^2\text{K}$), menghasilkan laju neto 55,95 kW dengan proyeksi penurunan suhu 1,45°C/menit. Validasi lapangan membuktikan sistem menurunkan temperatur shell dari 412°C menjadi 348–351°C dalam 280 menit tanpa risiko thermal shock. Total biaya fabrikasi Rp 5.668.725, jauh lebih terjangkau dibanding sistem komersial setara, sekaligus mengeliminasi kebutuhan scaffolding darurat.

Kata kunci: rotary kiln, hotspot, twin-fluid, konduksi, konveksi, penurunan suhu

Abstract

The rotary kiln is a critical component in cement production at PT Solusi Bangun Indonesia Tbk. Plant Tuban. Hotspot phenomena—localized shell surface temperature exceeding the 450°C safety limit due to refractory lining degradation—can cause permanent plastic deformation and unplanned kiln shutdown. The existing fan blower cooling system is considered ineffective in handling migrating localized hotspots, necessitating a more focused and flexible solution. This experimental-analytical research designs and builds a twin-fluid kiln shell cooling system using DUSTEX type 5510 nozzles. The methods include: (1) heat conduction analysis on a layered cylinder model using thermal resistance concepts, (2) forced convection analysis using the Churchill–Bernstein correlation for cross-flow over a cylinder, (3) transient temperature-decay modeling based on energy balance, and (4) field validation through three direct trial sessions on Kiln 46X-KL 1. Calculation results show a conductive heat rate of 37.36 kW and forced convection capacity of 93.31 kW ($Re = 4.93 \times 10^6$, $h = 25.73 \text{ W/m}^2\text{K}$), yielding a net rate of 55.95 kW with a theoretical cooling rate of 1.45°C/min. Field validation proved the system reduced shell temperature from 412°C to 348–351°C within 280 minutes, controlled and without thermal shock risk. Total fabrication cost was Rp 5,668,725, far more affordable than equivalent commercial systems, while eliminating the need for emergency scaffolding.

Keywords: rotary kiln, hotspot, twin-fluid, conduction, convection, cooling rate

1. PENDAHULUAN

Rotary kiln merupakan peralatan utama dalam produksi semen yang berperan sebagai reaktor pembakaran material mentah menjadi klinker pada suhu internal 950–1.450°C [1]. Shell kiln terbuat dari pelat baja karbon struktural setebal 30–60 mm yang terpapar beban termal tinggi secara kontinu. Perpindahan panas terjadi secara radial melalui lapisan refractory lining menuju shell baja, kemudian dilepaskan ke lingkungan melalui konveksi dan radiasi [2]. Apabila lapisan refractory mengalami degradasi lokal, hambatan termal berkurang sehingga temperatur permukaan shell melonjak melampaui batas aman 450°C dan memicu fenomena yang dikenal sebagai hotspot [3].

Hotspot mengakibatkan penurunan kekuatan mekanis baja secara signifikan, risiko deformasi plastis permanen, dan percepatan kerusakan refractory [4]. Data historis kiln 46X-KL 1 PT Solusi Bangun Indonesia mencatat beberapa kejadian hotspot yang memaksa shutdown tidak terencana, termasuk 104,45 jam pada Agustus–September 2025 (patching meter 22) dan 187,55 jam pada Oktober 2022 (patching meter 36–42). Kondisi ini menimbulkan kerugian produksi yang signifikan mengingat biaya fire-on kiln dan stop produksi klinker yang sangat tinggi dibandingkan biaya operasi normal.

Beberapa penelitian telah dilakukan untuk menangani permasalahan termal pada rotary kiln. Mohammed [2] melakukan simulasi numerik pendinginan shell rotary kiln dan mengidentifikasi distribusi panas pada berbagai kondisi operasi. Audu Seth et al. [3] menganalisis mekanisme perlindungan refractory dan shell kiln dari suhu tinggi dan menyimpulkan bahwa intervensi pendinginan eksternal diperlukan ketika degradasi refractory tidak dapat dihindari. Kim [10] dan Alnaimat [11] secara terpisah mengkaji efektivitas spray cooling berbasis air-mist dalam mentransfer panas pada permukaan bersuhu tinggi dan menunjukkan keunggulan signifikan dibandingkan pendinginan udara konvensional. Hariyanto et al. [5] merancang sliding rail dan frame blower untuk pendinginan kiln 461-KL 1 di instalasi serupa, namun sistem yang dihasilkan masih bergantung pada konveksi udara ambien yang kapasitasnya terbatas.

Kesenjangan yang ada pada penelitian-penelitian tersebut adalah belum adanya rancangan sistem pendingin berbasis twin-fluid yang dikembangkan secara mandiri, dianalisis secara kuantitatif melalui perhitungan perpindahan panas konduksi–konveksi, dan divalidasi langsung di lapangan pada kondisi hotspot aktual. Sistem komersial seperti KilnCooler Hot Spot dari KIMA Process Control GmbH (Jerman) telah terbukti efektif namun biaya pengadaannya sangat tinggi akibat kompleksitas infrared pyrometer dan FUZZY controller [1], sehingga tidak proporsional untuk pemeliharaan rutin pabrik semen skala lokal.

Sebagai solusi atas kesenjangan tersebut, penelitian ini menawarkan pendekatan perancangan sistem pendingin shell kiln berbasis twin-fluid yang sederhana, terjangkau, dan portable menggunakan nozzle atomisasi pneumatik DUSTEX tipe 5510 yang dikombinasikan dengan udara bertekanan dan air. Sistem dirancang agar dapat dipindahkan mengikuti posisi hotspot tanpa memerlukan instalasi scaffolding tambahan. Analisis perpindahan panas dilakukan secara kuantitatif untuk memproyeksikan kinerja pendinginan secara teoritis sebelum divalidasi melalui pengujian lapangan.

Tujuan penelitian ini secara eksplisit adalah: (1) merancang dan membangun sistem pendingin shell kiln berbasis twin-fluid yang portable menggunakan nozzle DUSTEX tipe 5510; (2) menganalisis perpindahan panas konduksi pada model silinder berlapis (refractory dan shell baja) untuk menentukan laju panas masuk ke permukaan shell; (3) menganalisis perpindahan panas konveksi paksa menggunakan korelasi Churchill–Bernstein untuk menentukan kapasitas pendinginan sistem; dan (4) memproyeksikan laju penurunan suhu shell kiln terhadap waktu melalui pemodelan transien serta memvalidasinya dengan data pengujian lapangan langsung pada kondisi hotspot aktual kiln 46X-KL 1..

2. METODE PENELITIAN

Penelitian ini merupakan penelitian eksperimental-analitis yang dilaksanakan Januari–Juni 2026 di PT Solusi Bangun Indonesia Tbk. Plant Tuban. Komponen eksperimental mencakup perancangan, fabrikasi, dan pengujian langsung sistem pendingin di lapangan (trial lapangan), sedangkan komponen analitis mencakup perhitungan perpindahan panas konduksi–konveksi dan pemodelan transien penurunan suhu berbasis data operasi aktual. Studi literatur digunakan sebagai pendukung untuk memilih korelasi dan model perhitungan yang tepat. Tahapan penelitian meliputi: (1) identifikasi masalah dan observasi lapangan, (2) studi literatur, (3) pengumpulan data operasi dan sifat termofisika, (4) perancangan sistem dan trial performa nozzle, (5) perhitungan perpindahan panas dan pemodelan transien, (6) fabrikasi sistem, dan (7) pengujian lapangan.

2.1 Pengumpulan Data Operasi dan Sifat Termofisika

Data operasi *shell kiln* diperoleh dari sistem monitoring CCR dan pengukuran langsung di lapangan. Sifat termofisika fluida pendingin (udara) dievaluasi pada temperatur film sesuai referensi Incropera et al. [6]. Parameter desain sistem ditentukan berdasarkan kombinasi data operasi aktual, hasil trial nozzle, dan data katalog pabrikan. Seluruh data input perhitungan dirangkum pada Tabel 1.

Tabel 1. Data Input Perhitungan Perpindahan Panas Sistem Pendingin *Twin-fluid*

Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
Temperatur permukaan <i>shell</i>	T_s	400	$^{\circ}\text{C}$
Temperatur lingkungan	T_{∞}	30	$^{\circ}\text{C}$
Temperatur dalam <i>kiln</i>	T_1	950	$^{\circ}\text{C}$
Diameter <i>shell kiln</i>	D	4,8	m
Tebal <i>shell kiln</i>	t_{shell}	0,06	m
Tebal <i>refractory</i>	t_{ref}	0,20	m
Panjang area pendinginan	L	0,65	m
Konduktivitas termal <i>refractory</i>	k_{ref}	1,5	$\text{W/m}\cdot\text{K}$
Konduktivitas termal baja	k_{steel}	45	$\text{W/m}\cdot\text{K}$
Massa jenis udara	ρ	1,225	kg/m^3
Viskositas dinamis udara	μ	$1,789 \times 10^{-5}$	$\text{Pa}\cdot\text{s}$
Konduktivitas termal udara	k	0,0242	$\text{W/m}\cdot\text{K}$
Bilangan Prandtl udara	Pr	0,707	–
Kecepatan udara semburan	V	15	m/s
Kalor jenis baja	C_p	500	$\text{J/kg}\cdot\text{K}$
Massa jenis baja	ρ_{steel}	7.850	kg/m^3

Perhitungan Perpindahan Panas Konduksi

Shell kiln dimodelkan sebagai silinder berlapis terdiri dari *refractory* dan *shell* baja. Radius lapisan dihitung dari diameter luar: $r_3 = 2,400$ m (luar *shell*), $r_2 = r_3 - t_{shell} = 2,340$ m, $r_1 = r_2 - t_{ref} = 2,140$ m. Tahanan termal tiap lapisan silinder dinyatakan oleh Persamaan (1) [6]:

$$R = \ln(r_2/r_1) / (2\pi k L) \quad (1)$$

Laju perpindahan panas konduksi total dihitung menggunakan Persamaan (2), di mana T_1 adalah temperatur gas panas dalam *kiln* dan T_3 adalah temperatur permukaan luar *shell kiln*:

$$\dot{Q}_{konx} = (T_1 - T_3) / R_{total} \quad (2)$$

Analisis Konveksi Paksa pada Permukaan Silinder

Sifat fluida dievaluasi pada temperatur film $T_f = (T_s + T_{\infty})/2$. Bilangan Reynolds untuk aliran melintang pada silinder dihitung dengan Persamaan (3), di mana V adalah kecepatan semburan fluida dan D adalah diameter luar *shell kiln*:

$$Re = \rho V D / \mu \quad (3)$$

Bilangan Nusselt dihitung menggunakan korelasi Churchill–Bernstein [7] yang valid untuk aliran eksternal melintang silinder pada rentang Re luas termasuk turbulen penuh, dinyatakan oleh Persamaan (4):

$$Nu = 0,3 + [0,62 Re^{1/2} Pr^{1/3} / (1 + (0,4/Pr)^{1/4})] \times [1 + (Re/282000)^5]^{1/4} \quad (4)$$

Koefisien perpindahan panas konveksi (h) ditentukan dari Persamaan (5):

$$h = Nu \cdot k / D \quad (5)$$

Laju perpindahan panas konveksi paksa pada area pendinginan dihitung dengan hukum pendinginan Newton, Persamaan (6), di mana A adalah luas selimut silinder pada area pendinginan ($A = \pi DL$):

$$Q_{kon}^v = h \cdot A \cdot (T_s - T_{\infty}) \quad (6)$$

Model Transien Penurunan Suhu terhadap Waktu

Laju perpindahan panas neto Q_{ne}^t merupakan selisih antara kapasitas pelepasan panas oleh sistem pendingin dan panas yang masuk secara konduksi dari dalam *kiln*, dinyatakan oleh Persamaan (7):

$$Q_{ne}^t = Q_{kon}^v - Q_{konx} \quad (7)$$

Massa *shell kiln* pada area pendinginan dihitung berdasarkan geometri selimut silinder tipis dengan Persamaan (8):

$$m = \rho_{stell} \times (\pi \cdot D \cdot t_s^{heq} \cdot L) \quad (8)$$

Berdasarkan kesetimbangan energi transien dengan Q_{ne}^t diasumsikan konstan, laju penurunan temperatur per satuan waktu dinyatakan oleh Persamaan (9):

$$dT/dt = Q_{ne}^t / (m \times Cp) \quad (9)$$

Temperatur *shell kiln* pada waktu t dinyatakan oleh Persamaan (10), di mana T_{a}^{Wal} adalah temperatur awal dan t adalah waktu pendinginan dalam detik:

$$T(t) = T_{a}^{Wal} - (Q_{ne}^t / m \cdot Cp) \times t \quad (10)$$

Perancangan Sistem dan Trial Nozzle

Sistem dirancang sebagai unit portable dengan dua nozzle DUSTEX tipe 5510 berjarak 30 mm pada frame Carbon Steel Sch 40 yang dikaitkan pada handrail *kiln* melalui mekanisme slot. Trial performa nozzle dilakukan dengan memvariasikan bukaan valve air (50%, 75%, 100%) pada bukaan valve udara tetap 30%, tekanan sumber udara 6 bar, tekanan air 1 bar. Tekanan aktual di nozzle diestimasi 1,8 bar (diaproksimasi ke 2,0 bar sesuai data katalog terdekat). Tiga sesi uji lapangan dilaksanakan: Trial 1 (28 Mei, meter 25, kondisi normal), Trial 2 (29 Mei, meter 5, hotspot aktual 412°C), dan Trial 3 (5 Juni, meter 5, single-fluid sebagai pembanding).

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Performa Nozzle dan Parameter Operasi Optimum

Hasil trial performa nozzle DUSTEX tipe 5510 ditunjukkan pada Tabel 2. Parameter operasi optimum diperoleh pada variasi 3.

Tabel 2. Hasil Trial Performa Nozzle *Twin-fluid* DUSTEX Tipe 5510

Variasi	Bukaan Valve Udara	Bukaan Valve Air	Jarak Semburan (mm)	Lebar Semburan (mm)
1	30%	50%	500	230
2	30%	75%	600	250
3*	30%	100%	650	300

*Kondisi operasi optimum yang dipilih sebagai dasar perhitungan.

Peningkatan bukaan valve air pada tekanan udara konstan secara konsisten meningkatkan jangkauan dan lebar semburan, sesuai teori atomisasi *twin-fluid* bahwa penurunan Air-to-Liquid Ratio (ALR) memperluas cakupan spray [8]. Fenomena back pressure ditemukan saat bukaan valve udara melebihi 30%: tekanan udara yang terlalu dominan menghalangi aliran air keluar meskipun valve air dibuka penuh. Parameter ini menjadi batasan kritis dalam SOP operasional sistem. Total konsumsi air pada kondisi optimum: 2 nozzle $\times$ 117 l/h = 234 l/h = 0,065 kg/s [9].

Hasil Perhitungan Perpindahan Panas Konduksi

Berdasarkan data Tabel 1 dan Persamaan (1), tahanan termal *refractory* dihitung sebagai:

$$R_{ref} = \ln(2,340/2,140) / (2\pi \times 1,5 \times 0,65) = \ln(1,0935) / 6,126 = 0,08929 / 6,126 = 0,01458 \text{ K/W}$$

Tahanan termal *shell* baja:

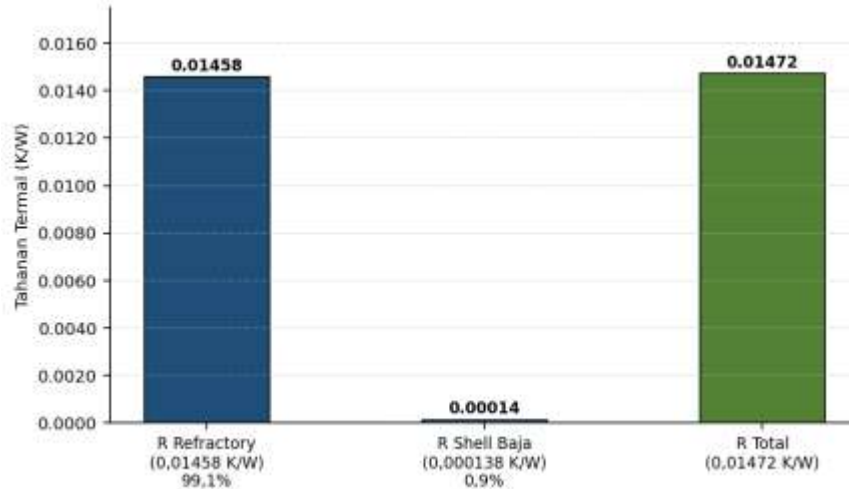
$$R_{shell} = \ln(2,400/2,340) / (2\pi \times 45 \times 0,65) = \ln(1,02564) / 183,78 = 0,02532 / 183,78 = 0,000138 \text{ K/W}$$

Tahanan termal total dan laju konduksi menggunakan Persamaan (2):

$$R_{\text{total}} = 0,01458 + 0,000138 = 0,01472 \text{ K/W}$$

$$Q_{\text{konduksi}} = (950 - 400) / 0,01472 = 550 / 0,01472 = 37.364 \text{ W} \approx 37,36 \text{ kW}$$

Gambar 1 menunjukkan distribusi tahanan termal pada kedua lapisan. *Refractory* mendominasi 99,1% dari R_{total} karena konduktivitasnya yang rendah ($K_{\text{ref}} = 1,5 \text{ W/m}\cdot\text{K}$), sedangkan *shell* baja hanya menyumbang 0,9% akibat konduktivitas tinggi ($K_{\text{steel}} = 45 \text{ W/m}\cdot\text{K}$). Hal ini mengkonfirmasi fungsi *refractory* sebagai barrier termal utama yang melindungi *shell kiln* dari panas pembakaran dalam [2].



Gambar 1. Distribusi Tahanan Termal pada Lapisan *Refractory* dan *Shell* Baja Kiln 46X-KL 1

Hasil Perhitungan Perpindahan Panas Konveksi Paksa

Temperatur film dihitung sebagai $T_f = (400 + 30) / 2 = 215^\circ\text{C}$. Nilai sifat termofisika udara yang digunakan merujuk pada kondisi standar [6]. Bilangan Reynolds menggunakan Persamaan (3):

$$Re = (1,225 \times 15 \times 4,8) / (1,789 \times 10^{-5}) = 88,2 / 1,789 \times 10^{-5} \approx 4,93 \times 10^6$$

Nilai $Re \gg 10^5$ menunjukkan aliran turbulen penuh. Bilangan Nusselt menggunakan korelasi Churchill–Bernstein Persamaan (4) dengan $Pr = 0,707$:

$$Nu = 0,3 + [0,62 \times (4,93 \times 10^6)^{1/2} \times (0,707)^{1/3} / (1 + (0,4/0,707)^{2/3})^{1/4}] \times [1 + (4,93 \times 10^6 / 282000)^{5/4}]^{1/4} \approx 5.103$$

Koefisien konveksi menggunakan Persamaan (5):

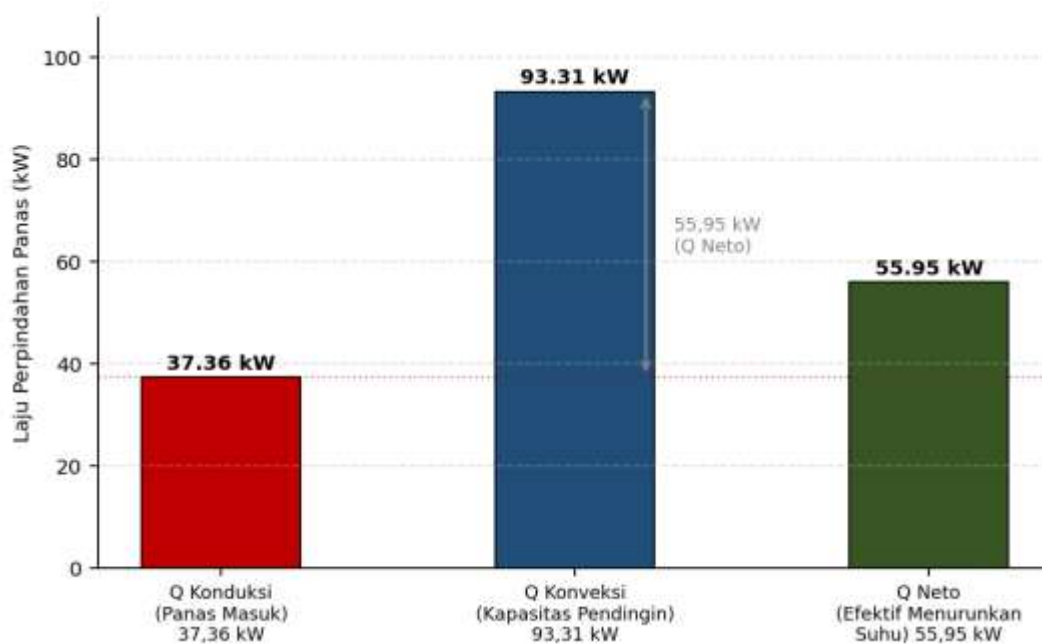
$$h = (5.103 \times 0,0242) / 4,8 = 123,49 / 4,8 = 25,73 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

Luas area pendinginan dan laju konveksi menggunakan Persamaan (6):

$$A = \pi \times 4,8 \times 0,65 = 9,80 \text{ m}^2$$

$$Q_{\text{konveksi}} = 25,73 \times 9,80 \times (400 - 30) = 25,73 \times 9,80 \times 370 = 93.308 \text{ W} \approx 93,31 \text{ kW}$$

Gambar 2 menyajikan perbandingan neraca laju perpindahan panas sistem. Q_{konveksi} (93,31 kW) melebihi Q_{konduksi} (37,36 kW), menghasilkan Q_{net} positif 55,95 kW yang merupakan kapasitas efektif sistem untuk menurunkan temperatur *shell*. Nilai Re yang tinggi ($4,93 \times 10^6$) menghasilkan Nu besar (5.103) dan $h = 25,73 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, mengkonfirmasi efektivitas konveksi paksa turbulen pada permukaan silinder besar [7].



Gambar 2. Neraca Laju Perpindahan Panas: Konduksi (Masuk), Konveksi (Kapasitas Pendingin), dan Neto

Proyeksi Penurunan Suhu dan Validasi Lapangan

Massa *shell kiln* pada area pendinginan menggunakan Persamaan (8):

$$V = \pi \times 4,8 \times 0,06 \times 0,65 = 0,588 \text{ m}^3$$

$$m = 7.850 \times 0,588 = 4.617 \text{ kg}$$

Laju neto menggunakan Persamaan (7):

$$Q_{\text{net}} = 93,31 - 37,36 = 55,95 \text{ kW}$$

Laju penurunan suhu teoritis menggunakan Persamaan (9):

$$dT/dt = 55.950 / (4.617 \times 500) = 55.950 / 2.308.500 \approx 0,0242^\circ\text{C/detik} \approx 1,45^\circ\text{C/menit}$$

Estimasi waktu pendinginan dari kondisi hotspot 412°C menuju 350°C menggunakan Persamaan (10):

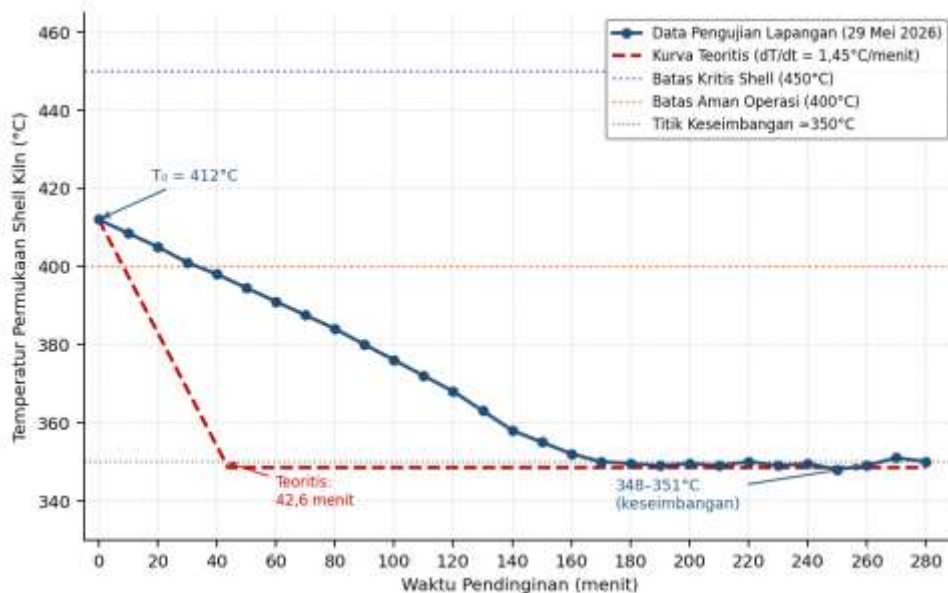
$$t = (412 - 350) \times (4.617 \times 500) / 55.950 = 62 \times 2.308.500 / 55.950 \approx 2.558 \text{ detik} \approx 42,6 \text{ menit}$$

Rangkuman seluruh hasil perhitungan ditampilkan pada Tabel 3.

Tabel 3. Rangkuman Hasil Perhitungan Perpindahan Panas dan Proyeksi Pendinginan

Parameter Hasil Perhitungan	Simbol	Nilai	Satuan
Tahanan termal <i>refractory</i>	R_{ref}	0,01458	K/W
Tahanan termal <i>shell</i> baja	R_{shell}	0,000138	K/W
Tahanan termal total	R_{total}	0,01472	K/W
Laju konduksi (panas masuk)	$Q_{konduksi}$	37,36	kW
Temperatur film	T_f	215	°C
Bilangan Reynolds	Re	$4,93 \times 10^6$	—
Bilangan Nusselt	Nu	5.103	—
Koefisien konveksi	h	25,73	W/m ² ·K
Luas area pendinginan	A	9,80	m ²
Laju konveksi (kapasitas pendingin)	$Q_{konveksi}$	93,31	kW
Laju neto	Q_{net}	55,95	kW
Massa <i>shell</i> pada area pendinginan	m	4.617	kg
Laju penurunan suhu teoritis	dT/dt	1,45	°C/menit
Estimasi waktu turun ke 350°C	t (dari 412°C)	42,6	menit

Gambar 3 menunjukkan perbandingan antara kurva teoritis (Persamaan 10) dengan data pengujian lapangan Trial 2 (29 Mei 2026, meter 5, hotspot aktual). Kurva teoritis memprediksi penurunan linier 1,45°C/menit hingga mencapai keseimbangan $\approx 349^\circ\text{C}$ dalam estimasi 42,6 menit. Data aktual menunjukkan penurunan dari 412°C ke 348–351°C dalam 280 menit, memberikan laju aktual $\approx 0,22^\circ\text{C/menit}$ atau sekitar 6,6× lebih lambat dari prediksi teoritis.



Gambar 3. Penurunan Temperatur *Shell Kiln* terhadap Waktu: Kurva Teoritis vs Data Pengujian Lapangan (Trial 29 Mei 2026, Meter 5)

Deviasi antara teoritis dan aktual dapat dijelaskan oleh tiga faktor fisis utama. Pertama, fenomena Leidenfrost effect: pada suhu permukaan di atas 300°C, terbentuk lapisan uap antara droplet dan permukaan *shell* yang mengisolasi kontak langsung sehingga efisiensi penyerapan kalor evaporatif berkurang signifikan [10]. Kedua, efek massa termal dinamis: *shell* yang berputar membawa massa termal dari zona lebih panjang secara kontinu ke area pendinginan, menjadikan massa termal efektif jauh lebih besar dari 4.617 kg yang dihitung pada area statis 0,65 m. Ketiga, model steady-state Q_{net} konstan tidak merepresentasikan kondisi nyata di mana laju konduksi panas masuk berfluktuasi

mengikuti dinamika proses pembakaran dalam *kiln* [2]. Meskipun demikian, tren penurunan yang linier dan terkendali tanpa lonjakan suhu mengkonfirmasi bahwa sistem beroperasi efektif tanpa risiko thermal shock pada material *shell kiln*.

Rancangan Anggaran Biaya

Total biaya fabrikasi sistem pendingin *twin-fluid* sebesar Rp 5.668.725, terdiri dari biaya material Rp 4.091.530 (pipa berbagai diameter, elektroda las, cat, baut dan mur, selang vinil, abrasif) dan biaya tenaga kerja Rp 1.577.195 (2 orang, 2,5 hari). Biaya ini jauh lebih rendah dibandingkan sistem *KilnCooler Hot spot* komersial dari KIMA Process Control GmbH [1] yang memerlukan infrared pyrometer, FUZZY controller, dan PLC interface dengan harga tidak proporsional terhadap anggaran pemeliharaan rutin. Selain itu, sistem portable ini mengeliminasi biaya dan risiko scaffolding darurat [5].

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perancangan, analisis perpindahan panas, fabrikasi, dan pengujian lapangan sistem pendingin *shell kiln* berbasis *twin-fluid* pada *kiln* 46X-KL 1, dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Analisis konduksi pada model silinder berlapis menghasilkan tahanan termal total $R_{total} = 0,01472 \text{ K/W}$, didominasi lapisan *refractory* sebesar 99,1% ($R_{ref} = 0,01458 \text{ K/W}$), dengan laju panas masuk $Q_{konduksi} = 37,36 \text{ kW}$. Struktur dominansi ini mengkonfirmasi peran *refractory* sebagai penghalang termal utama yang melindungi *shell kiln*.
2. Analisis konveksi paksa dengan korelasi Churchill–Bernstein pada $Re = 4,93 \times 10^6$ (aliran turbulen penuh) menghasilkan $h = 25,73 \text{ W/m}^2\text{K}$ dan kapasitas pendingin $Q_{konveksi} = 93,31 \text{ kW}$. Laju neto $Q_{net} = 55,95 \text{ kW}$ menghasilkan laju penurunan suhu teoritis $1,45^\circ\text{C}/\text{menit}$ dengan estimasi waktu pendinginan dari 412°C ke 350°C sebesar 42,6 menit.
3. Validasi lapangan (Trial 29 Mei 2026) mengkonfirmasi penurunan terkendali dari 412°C ke $348\text{--}351^\circ\text{C}$ dalam 280 menit (laju aktual $\approx 0,22^\circ\text{C}/\text{menit}$). Deviasi dari prediksi teoritis disebabkan oleh Leidenfrost effect, massa termal dinamis *kiln* berputar, dan fluktuasi panas masuk. Parameter operasi optimum nozzle: bukaan valve udara 30%, valve air 100%, jangkauan semburan 650 mm. Total biaya fabrikasi Rp 5.668.725.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih kepada PT Solusi Bangun Indonesia Tbk. Plant Tuban atas dukungan fasilitas, data operasional, dan akses lapangan. Terima kasih kepada tim maintenance *kiln* RMK TQ1, khususnya Bapak Medianto dan Bapak Asep Saepuloh, atas bimbingan teknis dalam proses fabrikasi dan instalasi sistem pendingin.

REFERENSI

- [1] KIMA Process Control GmbH, “*KilnCooler Hot spot*—Technical Specification,” KIMA Process Control GmbH, Herzogenrath, Germany, Tech. Spec., 2023.
- [2] B. Mohammed, “Numerical simulation of the *shell* cooling of a *rotary kiln*,” Journal of Thermal Engineering, pp. 670–679, 2024, doi: 10.14744/thermal.0000821.
- [3] S. Audu Seth, M. A. Bawa, A. Tokan, and J. S. Jatau, “Protecting the cement *kiln refractory* and *shell* from high temperature,” 2025.
- [4] F. Ridha Mutiara, “Analisis perpindahan panas pada *rotary kiln*,” Universitas Indonesia, Jakarta, 2013.
- [5] T. Hariyanto, S. T. Hamdi, M. Kom, and H. Arifandy, “Rancang bangun sliding rail dan frame blower pendingin *kiln* 461-KL 1,” Prosiding Seminar Nasional Teknik Mesin PNJ, 2024. [Online]. Available: <http://prosiding.pnj.ac.id>
- [6] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6th ed. Hoboken, NJ: John Wiley and Sons, 2007.
- [7] S. W. Churchill and M. Bernstein, “A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow,” J. Heat Transfer, vol. 99, no. 2, pp. 300–306, 1977.
- [8] A. H. Lefebvre and V. G. McDonell, Atomization and Sprays, 2nd ed. Boca Raton, FL: CRC Press, 2017, doi: 10.4324/9781315120911.
- [9] VSR Dustex, “DUSTEX Nozzle Type 5510 Manual Book,” VSR Dustex, 2023.

- [10] J. Kim, "Spray cooling heat transfer: The state of the art," *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 28, no. 4, pp. 753–767, Aug. 2007, doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2006.09.003.
- [11] F. Alnaimat, "Heat transfer analysis of air-mist evaporative cooling in heat sink," *International Journal of Thermofluids*, vol. 14, May 2022, doi: 10.1016/j.ijft.2022.100145.
- [12] S. D. Sovani, P. E. Sojka, and A. H. Lefebvre, "Effervescent atomization," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 27, no. 4, pp. 483–521, Jan. 2001, doi: 10.1016/S0360-1285(00)00029-0.
- [13] A. L. N. Moreira, A. S. Moita, and M. R. Panão, "Advances and challenges in explaining fuel spray impingement," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 36, no. 5, pp. 554–580, 2010, doi: 10.1016/j.pecs.2010.01.0

