



Analisis Pengaruh Variasi Diameter Pipa Buang terhadap Distribusi Temperatur dan Penurunan Tekanan Menggunakan Simulasi CFD

Jasmita Nurdin^{1,*}, Surya Hariyanto¹

¹ Program Studi Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknik, Universitas Hasanuddin, Gowa, Sulawesi Selatan

Kata kunci

Pipa buang, diameter, penurunan tekanan, CFD

ABSTRAK

Penelitian ini dilatarbelakangi oleh permasalahan *overheat* pada mesin induk kapal TB Permata 999 akibat penggunaan diameter pipa buang yang tidak optimal. Penelitian ini bertujuan menganalisis pengaruh variasi diameter pipa buang terhadap temperatur *outlet* dan penurunan tekanan gas buang serta menentukan diameter optimal untuk mengatasi *overheat*. Metode yang digunakan adalah *Computational Fluid Dynamics* (CFD) dengan perangkat lunak ANSYS CFX. Variasi diameter yang dikaji meliputi 8", 10", 12", 14", dan 16". Simulasi dilakukan pada pipa sepanjang 7 meter yang dilengkapi tiga *elbow* 90° menggunakan material pipa baja hitam dengan konduktivitas termal sebesar 45 W/m·K. Hasil simulasi menunjukkan bahwa peningkatan diameter pipa buang dari 8" menjadi 16" menurunkan temperatur *outlet* gas buang dari 427,9 °C menjadi 236,1 °C atau sebesar 191,8 °C. Penurunan tekanan total juga mengalami penurunan signifikan, dari 69,625 Pa menjadi 4,008 Pa atau sebesar 94%. Secara praktis, penelitian ini merekomendasikan penggunaan diameter pipa buang minimal 14" untuk mencegah *overheat* pada mesin induk kapal *tugboat*, yang berimplikasi pada peningkatan umur komponen mesin dan pengurangan risiko kegagalan operasional.

* Corresponding author:

Jasmita Nurdin (email: jasmitanurdin@gmail.com)

Diterima: 21 Mei 2026

Disetujui: 7 Juni 2026

Dipublikasikan: 12 September 2026

1 Pendahuluan

Pada sistem pembuangan mesin diesel, diameter pipa buang berperan penting dalam menentukan temperatur gas buang, penurunan tekanan, dan kinerja mesin secara keseluruhan. Diameter pipa yang terlalu kecil dapat menyebabkan *backpressure* (tekanan balik) tinggi yang mengakibatkan *overheat* pada mesin, sedangkan diameter yang terlalu besar dapat mengurangi efisiensi perpindahan panas [1]. Fenomena *overheat* pada mesin induk kapal menjadi masalah serius karena dapat menurunkan umur komponen mesin, meningkatkan konsumsi bahan bakar, dan berpotensi menyebabkan kegagalan operasional [2], [3].

Berdasarkan data *logbook* yang diperoleh dari studi lapangan pada kapal TB Permata 999, mesin dengan diameter pipa buang 8" mengalami *overheat* dengan suhu rata-rata *cylinder* mencapai 448 °C. Setelah diameter dimodifikasi menjadi 14", suhu mesin turun menjadi 251 °C [4]. Fenomena ini diduga kuat disebabkan oleh penurunan tekanan yang tinggi pada diameter kecil sehingga menghambat aliran gas buang keluar dari mesin. Penelitian Gülmez dan Özmen [2] serta Ma dkk. [3] juga mengonfirmasi bahwa peningkatan *backpressure* pada sistem pembuangan berdampak signifikan terhadap kenaikan temperatur dan penurunan kinerja mesin diesel.

Beberapa penelitian terdahulu telah memanfaatkan metode *Computational Fluid Dynamics* (CFD) untuk menganalisis distribusi panas dan karakteristik aliran fluida. Meskipun kajian Febrian dkk. [5] dilakukan pada sistem pengeringan pangan, penelitian tersebut dirujuk untuk mendukung validitas penerapan metode CFD dalam menganalisis distribusi panas pada sistem perpipaan. Prinsip dasar perpindahan panas konduksi dan konveksi yang mendasari penelitian tersebut konsisten dengan pendekatan yang digunakan pada sistem pipa buang mesin diesel dalam penelitian ini. Kusuma dkk. [6] mengkaji pengaruh kecepatan udara terhadap kinerja mesin pengering kemiri. Penelitian lain mengenai karakteristik aliran fluida pada *exhaust manifold* menggunakan pendekatan CFD juga menunjukkan hasil yang relevan. Selain itu, pengaruh variasi putaran mesin terhadap temperatur gas buang telah dikonfirmasi dalam penelitian terpisah [7]. Liu dkk. [8] meneliti optimalisasi sistem pembuangan mesin diesel laut untuk meningkatkan kinerja pada putaran rendah. Ferdy [9] menganalisis

pengaruh variasi dimensi penampang *outlet ducting* menggunakan pendekatan CFD, sedangkan Wibowo dan Pratama [10] mengkaji pengaruh variasi diameter pipa buang terhadap unjuk kerja mesin diesel empat silinder. Penelitian-penelitian tersebut secara kolektif menunjukkan bahwa CFD efektif untuk memprediksi distribusi temperatur dan pola aliran fluida.

Secara metodologis, penelitian ini didasarkan pada teori perpindahan panas konveksi internal dan eksternal, perhitungan penurunan tekanan pada sistem perpipaan, serta simulasi CFD aliran gas buang sebagaimana diuraikan oleh Holman [1]. Korelasi konveksi alami untuk silinder horizontal digunakan untuk menentukan koefisien perpindahan panas konveksi luar (h_{out}), sedangkan persamaan Darcy-Weisbach dan koefisien kehilangan pada *elbow* digunakan untuk menghitung penurunan tekanan [1]. Referensi Ridhuan dkk. [11] dirujuk secara terbatas untuk mendukung prinsip umum efisiensi termal pada sistem perpipaan, bukan sebagai dasar metodologis utama penelitian ini. Pengaruh variasi temperatur dan kecepatan udara terhadap kinerja termal telah dikaji oleh Siregar dkk. [12]. Informasi teknis mengenai *marine exhaust manifold* diperoleh dari Marine Insight [13] dan buku petunjuk operasional mesin diesel Mitsubishi [14].

Meskipun demikian, penelitian yang secara khusus menganalisis pengaruh diameter pipa buang terhadap temperatur dan penurunan tekanan gas buang secara simultan pada sistem perkapalan, khususnya kapal *tugboat* dengan menggunakan data operasional aktual, masih sangat terbatas. Penelitian sebelumnya cenderung berfokus pada analisis penurunan tekanan pada sistem perpipaan secara umum atau temperatur mesin diesel tanpa mempertimbangkan data lapangan yang representatif. Dalam penelitian ini, data lapangan bersumber dari *logbook* operasional kapal TB Permata 999 yang mencatat suhu rata-rata silinder mesin induk Mitsubishi S12R secara periodik selama periode operasi aktif kapal, mencakup dua kondisi operasi, yaitu kondisi normal (diameter 14", suhu silinder 251 °C) dan kondisi *overheat* (diameter 8", suhu silinder 448 °C). Data tersebut dinilai representatif karena merekam kondisi nyata mesin pada beban operasional aktual di lapangan sehingga layak digunakan sebagai acuan validasi hasil simulasi CFD. Penurunan tekanan merupakan parameter kunci yang berkorelasi langsung dengan *backpressure* penyebab *overheat*, sebagaimana dijelaskan dalam studi Benduk dkk. [4] dan Irawan dkk. [15] pada mesin induk kapal.

Kebaruan penelitian ini meliputi: (1) pemanfaatan data *logbook* operasional aktual dari kapal *tugboat* TB Permata 999 sebagai acuan perbandingan awal yang bersifat indikatif, yaitu suhu silinder dari *logbook* dibandingkan dengan temperatur *outlet* gas buang hasil simulasi sebagai pendekatan verifikasi tren, bukan validasi langsung satu variabel; (2) analisis variasi diameter pipa buang yang lebih luas, mencakup lima variasi diameter (8", 10", 12", 14", dan 16"); (3) analisis hubungan simultan antara penurunan tekanan dan temperatur *outlet* pada dua skenario operasi yang berbeda; serta (4) simulasi yang merepresentasikan kondisi *overheat* dan kondisi normal secara bersamaan berdasarkan data operasional nyata dari kapal yang sama.

Berdasarkan latar belakang yang telah diuraikan, penelitian ini bertujuan menganalisis pengaruh variasi diameter pipa buang (8", 10", 12", 14", dan 16") terhadap temperatur *outlet* dan penurunan tekanan gas buang serta menentukan diameter pipa buang optimal untuk mengatasi kondisi *overheat* mesin. Ruang lingkup penelitian dibatasi pada simulasi CFD tiga dimensi dengan fluida udara menggunakan properti termofisik dari Holman [1], panjang pipa 7 meter, tiga *elbow* 90°, material baja hitam dengan konduktivitas termal (k) sebesar 45 W/m·K, serta variasi suhu lingkungan yang disesuaikan dengan estimasi kondisi ruang mesin.

2 Metode Penelitian

Metode penelitian ini menggunakan simulasi *Computational Fluid Dynamics* (CFD) dengan perangkat lunak ANSYS CFX. Simulasi dilakukan untuk lima variasi diameter pipa buang.

2.1 Geometri dan variasi diameter

Geometri pipa buang dimodelkan dalam tiga dimensi dengan total panjang 7 meter. Susunan pipa dibuat dalam konfigurasi tiga dimensi sebagai berikut: segmen 1 (*inlet* horizontal) berupa pipa lurus horizontal sepanjang 500 mm dari *inlet* menuju *elbow* 1. *Elbow* 1 merupakan belokan 90° dari arah horizontal ke vertikal. Segmen 2 (vertikal) berupa pipa lurus vertikal sepanjang 1.000 mm dari *elbow* 1 menuju *elbow* 2. *Elbow* 2 merupakan belokan 90° dari arah vertikal ke horizontal. Segmen 3 (horizontal) berupa pipa lurus horizontal sepanjang 2.500 mm dari *elbow* 2 menuju *elbow* 3. *Elbow* 3 merupakan belokan 90° dari arah horizontal ke vertikal. Segmen 4 (*outlet* vertikal) berupa pipa lurus vertikal sepanjang 3.000 mm dari *elbow* 3 menuju *outlet*.

Setiap *elbow* 90° memiliki radius tikungan (*bend radius*) sebesar 1,5 kali diameter nominal pipa (1,5D), sesuai dengan standar *long-radius elbow* (ASME B16.9). Ketebalan dinding pipa mengacu pada standar Schedule 40, dengan nilai

yang bervariasi bergantung pada diameter nominal. Penyederhanaan geometri dalam simulasi ini meliputi: (1) pipa dimodelkan sebagai saluran bundar sempurna tanpa cacat atau korosi; (2) sambungan las antar-pipa diabaikan karena dianggap tidak memengaruhi aliran secara signifikan; (3) permukaan dinding pipa diasumsikan halus; dan (4) tidak ada komponen tambahan, seperti *flexible joint* atau peredam suara.

Suhu lingkungan (T_{∞}) ditetapkan berbeda untuk setiap kelompok diameter berdasarkan estimasi kondisi termal ruang mesin yang disesuaikan dengan skenario operasi. Untuk diameter 8", 10", dan 12" (kondisi *overheat*), T_{∞} ditetapkan sebesar 353 K (80 °C) yang merepresentasikan kondisi ruang mesin saat terjadi *overheat* dengan akumulasi panas lebih tinggi. Untuk diameter 12" dan 14", T_{∞} ditetapkan sebesar 343 K (70 °C), sedangkan untuk diameter 16" ditetapkan sebesar 311 K (38 °C) yang merepresentasikan kondisi ruang mesin pada operasi normal dengan ventilasi lebih baik. Nilai-nilai tersebut ditetapkan berdasarkan estimasi *engineering* dari rentang suhu ruang mesin kapal yang umum dilaporkan dalam literatur teknis [13], [14], bukan dari pengukuran langsung di lapangan. Oleh karena itu, ketidakpastian nilai T_{∞} merupakan salah satu keterbatasan metode yang berpotensi memengaruhi akurasi absolut prediksi temperatur *outlet*, meskipun tren komparatif antardiameter tetap dapat dianalisis secara valid.

Variasi diameter pipa yang digunakan mengacu pada standar pipa Schedule 40 [14], seperti disajikan pada Tabel 1.

Tabel 1. Variasi diameter pipa buang (standar pipa Schedule 40)

Diameter (in)	ID (mm)	OD (mm)	Panjang (m)	Jumlah <i>elbow</i>
8	206	219,1	7	3
10	260	273,1	7	3
12	311	323,9	7	3
14	339	355,6	7	3
16	390	406,0	7	3

2.2 Mesh

Pembentukan *mesh (grid)* dilakukan menggunakan ANSYS Meshing dengan tipe *unstructured tetrahedral* serta penambahan *inflation layer* pada dinding pipa untuk menangkap fenomena *boundary layer* secara akurat [1]. Parameter *mesh* disajikan pada Tabel 2. Kualitas *mesh* diverifikasi menggunakan parameter *orthogonal quality* dan *skewness*, dengan nilai *orthogonal quality* > 0,15 dan *skewness* < 0,85 yang mengindikasikan bahwa kualitas *mesh* memenuhi kriteria yang disyaratkan untuk simulasi CFD [16].

Tabel 2. Parameter mesh

Tipe elemen	<i>Tetrahedral</i>
Ukuran mesh global	15 mm
<i>Inflation layer</i>	15 lapis
<i>Growth rate</i>	1,2
Total elemen	850.000–1.200.000
<i>Orthogonal quality</i>	> 0,15
<i>Skewness</i>	< 0,85

2.3 Kondisi batas

Temperatur *inlet* (T_{in}) ditetapkan berdasarkan data *logbook* suhu silinder mesin kapal TB Permata 999, yaitu 448 °C (721 K) untuk diameter 8", 10", dan 12" yang merepresentasikan kondisi *overheat* sebelum modifikasi diameter, serta 251 °C (524 K) untuk diameter 14" dan 16" yang merepresentasikan kondisi normal setelah modifikasi diameter. Penetapan ini didasarkan pada data operasional aktual; perbedaan temperatur *inlet* antar kelompok diameter mencerminkan perbedaan kondisi operasi nyata, bukan variabel kontrol yang seragam. Simulasi ini merepresentasikan dua skenario operasi mesin yang berbeda, bukan studi parametrik murni dengan temperatur *inlet* yang sama. Diameter 8", 10", dan 12" disimulasikan pada kondisi *overheat* (T_{in} = 448 °C) berdasarkan data *logbook* saat mesin mengalami *overheat*. Sementara itu, diameter 14" dan 16" disimulasikan pada kondisi normal (T_{in} = 251 °C) setelah mesin dimodifikasi. Dengan demikian, simulasi ini dirancang sebagai representasi dua skenario operasi yang berbeda, yaitu skenario *overheat* (diameter kecil, T_{in} tinggi) dan skenario normal (diameter besar, T_{in} rendah), bukan sebagai studi parametrik murni dengan temperatur *inlet*

yang sama. Konsekuensinya, interpretasi temperatur *outlet* dibatasi pada perbandingan antara skenario operasi tersebut dan tidak dimaksudkan sebagai isolasi pengaruh diameter secara tunggal. Suhu lingkungan (T_{∞}) ditetapkan berbeda untuk setiap kelompok diameter berdasarkan estimasi kondisi termal ruang mesin yang disesuaikan dengan skenario operasi. Untuk diameter 8", 10", dan 12" (kondisi *overheat*), T_{∞} ditetapkan sebesar 353 K (80 °C). Untuk diameter 12" dan 14", T_{∞} ditetapkan sebesar 343 K (70 °C), sedangkan untuk diameter 16" ditetapkan sebesar 311 K (38 °C). Nilai-nilai tersebut ditetapkan berdasarkan estimasi *engineering* dari rentang suhu ruang mesin kapal yang umum dilaporkan dalam literatur teknis [13], [14], bukan dari pengukuran langsung di lapangan. Oleh karena itu, ketidakpastian nilai T_{∞} merupakan salah satu keterbatasan metode yang berpotensi memengaruhi akurasi absolut prediksi temperatur *outlet*, meskipun tren komparatif antardiameter tetap dapat dianalisis secara valid. Koefisien perpindahan panas konveksi luar (h_{out}) dihitung menggunakan korelasi konveksi alami untuk silinder horizontal dari Holman [1]:

$$h_{out} = 0.53 \cdot \left(\frac{k_{air}}{D} \right) \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/4} \quad (1)$$

Kondisi batas lengkap untuk setiap diameter disajikan pada Tabel 3.

Tabel 3. Kondisi batas pada simulasi

Diameter	T_{in} (K)	T_{in} (°C)	T_{∞} (K)	h_{out} (W/m ² ·K)	Mass flow (kg/s)
8"	721	448	353	7,36	0,490
10"	721	448	353	6,41	0,490
12"	721	448	343	6,26	0,490
14"	524	251	343	5,99	0,490
16"	524	251	311	5,69	0,490

Nilai *mass flow rate* gas buang ditetapkan sebesar 0,490 kg/s untuk semua variasi diameter. Nilai ini diperoleh berdasarkan estimasi laju aliran massa gas buang mesin induk Mitsubishi S12R yang beroperasi pada kapal TB Permata 999, dengan menggunakan pendekatan perhitungan teoretis berdasarkan spesifikasi mesin. Perhitungan didasarkan pada konsumsi udara mesin (*air consumption*) pada kondisi operasi normal dengan putaran *rated*, mengacu pada data teknis mesin dari manual operasional Mitsubishi S12R [14]. Nilai tersebut kemudian diverifikasi kesesuaiannya dengan rentang kecepatan aliran gas buang yang wajar (8,37–30,0 m/s) untuk kelima variasi diameter yang dikaji dan dinilai konsisten dengan karakteristik sistem pembuangan mesin diesel kapal pada umumnya [1], [15].

2.4 Perhitungan penurunan tekanan

Penurunan tekanan total (ΔP_{total}) merupakan penjumlahan penurunan tekanan pada pipa lurus dan penurunan tekanan pada *elbow* [1]:

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{lurus} + \Delta P_{elbow} \quad (2)$$

Penurunan tekanan pada pipa lurus dihitung dengan persamaan Darcy-Weisbach:

$$\Delta P_{lurus} = f \cdot \left(\frac{L}{d} \right) \cdot \left(\frac{\rho u^2}{2} \right) \quad (3)$$

Dengan faktor gesekan $f = \frac{0.316}{Re^{1/4}}$ untuk aliran turbulen (Blasius).

Penurunan tekanan pada *elbow* 90° dihitung dengan:

$$\Delta P_{elbow} = K \cdot \left(\frac{\rho u^2}{2} \right) \quad (4)$$

Dengan koefisien kehilangan $K = 0,4$ untuk *elbow* 90° [1]

2.5 Penyiapan simulasi CFX

Parameter simulasi yang digunakan dalam ANSYS CFX disajikan pada Tabel 4. Kriteria konvergensi simulasi ditetapkan berdasarkan panduan ANSYS CFX dan praktik umum dalam simulasi CFD aliran fluida kompresibel [9], [18]. Konvergensi dinyatakan tercapai apabila memenuhi tiga indikator secara simultan: (1) nilai residual RMS momentum di bawah 1×10^{-4} dan residual RMS energi di bawah 1×10^{-7} ; (2) parameter *outlet*, yaitu temperatur *outlet* (T_{out}) dan kecepatan aliran, tidak mengalami perubahan signifikan pada iterasi terakhir; serta (3) ketidakseimbangan massa (*mass*

imbalance) dan energi (*energy imbalance*) di bawah 1% dari total fluks massa dan energi yang masuk ke domain simulasi. Penetapan nilai residual RMS energi yang lebih ketat (1×10^{-7}) dibandingkan dengan momentum (1×10^{-4}) dilakukan untuk memastikan akurasi yang lebih tinggi pada prediksi distribusi temperatur yang menjadi fokus utama penelitian ini.

Tabel 4. Parameter simulasi CFX

Parameter	Spesifikasi
Solver	CFX
Tipe domain	Fluid domain
Material	Udara ideal (<i>ideal gas</i>) (Holman [1])
Model perpindahan panas	Thermal Energy
Model turbulensi	K-Epsilon dengan Scalable Wall Function [1]
<i>Inlet</i>	<i>Mass flow rate</i> (0,490 kg/s), temperatur statis (Tabel 3)
<i>Outlet</i>	Opening, tekanan relatif = 0 Pa, temperatur <i>backflow</i> = 500 K
Dinding	<i>No slip</i> , konveksi (h_{out} dan T_{∞} sesuai Tabel 3)
Iterasi maksimum	500
<i>Physical timescale</i>	0,01–0,02 detik
Kriteria konvergensi	$RMS < 1 \times 10^{-4}$ (momentum), $RMS < 1 \times 10^{-7}$ (energi)

Fluida gas buang dimodelkan sebagai udara ideal (*ideal gas*) dengan mengacu pada properti termofisik dari Holman [1]. Penggunaan udara ideal merupakan asumsi penyederhanaan yang umum diterapkan pada studi CFD awal sistem perpipaan gas buang [9], [17], mengingat komposisi aktual gas buang mesin diesel bersifat kompleks dan bervariasi bergantung pada kondisi pembakaran. Secara teknis, gas buang mesin diesel mengandung campuran nitrogen (N_2), karbon dioksida (CO_2), uap air (H_2O), oksigen sisa (O_2), dan sejumlah kecil polutan seperti NO_x dan partikulat, yang memiliki sifat termofisik sedikit berbeda dari udara murni, terutama pada densitas, viskositas dinamik, kalor jenis, dan konduktivitas termal. Penyederhanaan ini berpotensi memengaruhi akurasi absolut hasil simulasi, khususnya prediksi temperatur *outlet* dan penurunan tekanan. Namun, karena tujuan utama penelitian ini adalah analisis parametrik komparatif antardiameter, bukan prediksi nilai absolut yang presisi, asumsi udara ideal dinilai cukup memadai untuk mengidentifikasi tren dan pola pengaruh diameter terhadap distribusi temperatur dan penurunan tekanan. Studi lanjutan dengan pemodelan komposisi gas buang yang lebih akurat direkomendasikan untuk meningkatkan presisi hasil simulasi.

3 Hasil dan Pembahasan

Hasil simulasi temperatur *outlet* (T_{out}) untuk setiap diameter disajikan pada Tabel 5. Berdasarkan data tersebut, pada skenario kondisi batas yang digunakan, temperatur *outlet* gas buang menurun seiring perubahan diameter dan kondisi operasi. Namun demikian, pengaruh diameter terhadap temperatur *outlet* perlu dibaca dengan memperhatikan perbedaan temperatur *inlet* antar kelompok diameter, mengingat penurunan temperatur *outlet* dari diameter 12” ke 14” sangat dipengaruhi oleh perubahan T_{in} dari 448 °C menjadi 251 °C, bukan semata-mata akibat peningkatan diameter. Dalam kelompok diameter dengan T_{in} yang sama, yaitu diameter 8”–12” ($T_{in} = 448$ °C) dan diameter 14”–16” ($T_{in} = 251$ °C), tren penurunan temperatur *outlet* seiring peningkatan diameter dapat diinterpretasikan sebagai pengaruh diameter secara lebih terisolasi. Diameter 8” menghasilkan temperatur *outlet* tertinggi sebesar 427,9 °C, sedangkan diameter 16” menghasilkan temperatur *outlet* terendah sebesar 236,1 °C. Penurunan temperatur total dari diameter 8” ke 16” mencapai 191,8 °C. Secara fisis, peningkatan diameter pipa memperbesar luas permukaan perpindahan panas sehingga gas buang memiliki waktu tinggal (*residence time*) yang lebih lama di dalam pipa. Akibatnya, lebih banyak energi panas berpindah ke lingkungan melalui dinding pipa. Hasil ini konsisten dengan data *logbook* yang menunjukkan bahwa modifikasi diameter dari 8” ke 14” berhasil menurunkan suhu mesin dari 448 °C menjadi 251 °C [4]. Temuan ini juga sejalan dengan penelitian Ma dkk. [3], [18] yang menyatakan bahwa peningkatan *backpressure* menyebabkan kenaikan temperatur gas buang secara signifikan. Diameter pipa buang yang kecil menghasilkan penurunan tekanan lebih besar, seperti ditunjukkan pada Tabel 6, yang pada gilirannya meningkatkan hambatan aliran gas buang keluar dari mesin. Peningkatan hambatan aliran tersebut berkontribusi terhadap kenaikan *backpressure* pada sistem pembuangan. Dengan demikian, hasil simulasi ini secara konseptual mendukung temuan kedua studi tersebut, meskipun pendekatan yang digunakan berbeda.

Tabel 5. Hasil simulasi temperatur *outlet*

Diameter	T_{in} (K)	T_{in} (°C)	T_{out} (K)	T_{out} (°C)	ΔT (K)
8”	721	448	701,05	427,9	19.05
10”	721	448	700,11	427,0	20.89
12”	721	448	697,68	424,5	23.32
14”	524	251	512,43	239,3	11.57

16"

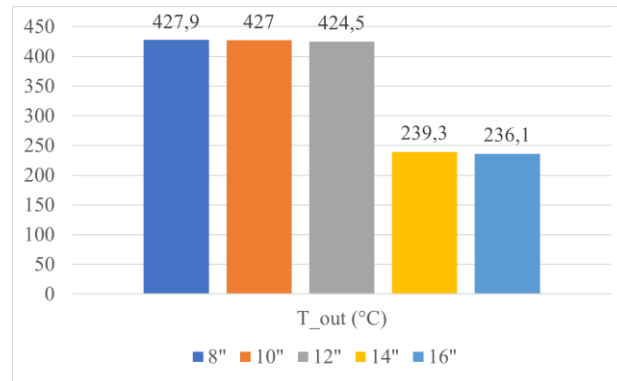
524

251

509,24

236,1

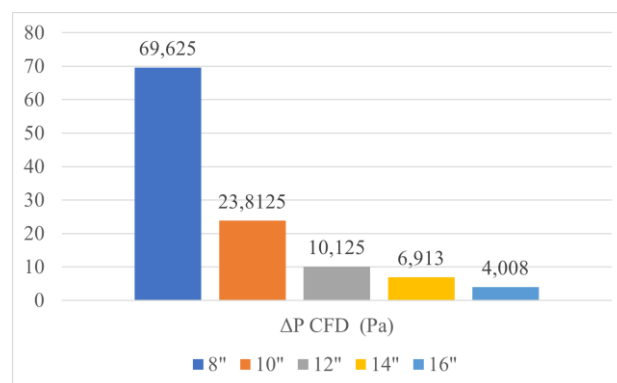
14.76

Gambar 1. Grafik temperatur *outlet* terhadap variasi diameter pipa buang

Selanjutnya, hasil perhitungan penurunan tekanan untuk setiap diameter disajikan pada Tabel 6. Penurunan tekanan menurun secara drastis seiring dengan peningkatan diameter pipa. Penurunan tekanan dari diameter 8" ke 16" mencapai 94% (dari 69,625 Pa menjadi 4,008 Pa). Penurunan paling signifikan terjadi antara diameter 8" dan 10" (69,625 Pa menjadi 23,8125 Pa). Secara fisis, penurunan tekanan berbanding terbalik dengan diameter pipa ($\Delta P \sim 1/d^5$ untuk aliran turbulen) [1]. Ketika diameter diperbesar, kecepatan aliran gas menurun secara signifikan, dari 30 m/s pada diameter 8" menjadi 8,37 m/s pada diameter 16", sehingga penurunan tekanan akibat gesekan antara gas buang dan dinding pipa berkurang. Hasil ini didukung oleh penelitian Ferdy [9] yang menganalisis pengaruh dimensi penampang *outlet ducting* menggunakan pendekatan CFD serta Wahyu dkk. [17] yang melaporkan hal serupa dalam analisis perancangan pipa gas buang.

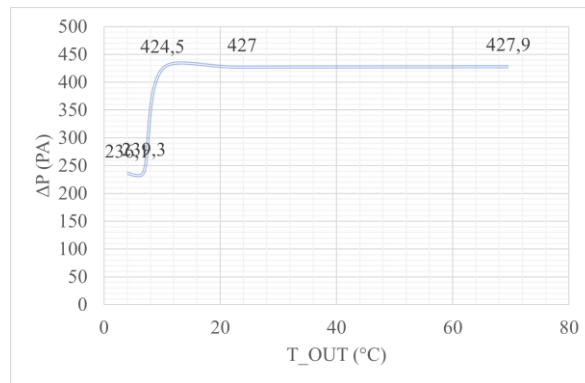
Tabel 6. Hasil perhitungan penurunan tekanan

Diameter	u (m/s)	ΔP CFD (Pa)
8"	30,0	69,625
10"	18,8	23,8125
12"	13,2	10,125
14"	11,1	6,913
16"	8,37	4,008



Gambar 2. Grafik penurunan tekanan terhadap variasi diameter pipa buang

Analisis hubungan antara penurunan tekanan dan temperatur *outlet* menunjukkan kecenderungan bahwa nilai penurunan tekanan yang lebih tinggi diikuti oleh temperatur *outlet* yang lebih tinggi pada skenario simulasi ini. Pada diameter 8", penurunan tekanan tertinggi (69,625 Pa) menghasilkan temperatur *outlet* tertinggi (427,9 °C). Sebaliknya, pada diameter 16", penurunan tekanan terendah (4,008 Pa) menghasilkan temperatur *outlet* terendah (236,1 °C). Fenomena ini menjelaskan mengapa mesin dengan diameter 8" mengalami *overheat*: penurunan tekanan yang sangat tinggi menghambat gas buang keluar dari mesin sehingga panas terperangkap dan suhu mesin meningkat [1]–[3]. Setelah diameter ditingkatkan menjadi 14", penurunan tekanan turun drastis menjadi 6,913 Pa, gas buang mengalir lebih lancar, dan suhu mesin turun ke kondisi normal. Hal ini juga dikonfirmasi oleh penelitian Wibowo dan Pratama [10] yang menganalisis pengaruh variasi diameter pipa buang terhadap unjuk kerja mesin diesel.

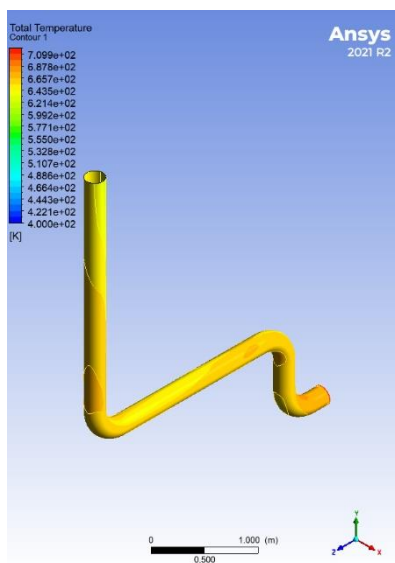
Gambar 3. Grafik korelasi penurunan tekanan dan temperatur *outlet*

Validasi hasil simulasi dilakukan dengan membandingkan temperatur *outlet* hasil CFD dengan data aktual dari *logbook*, seperti disajikan pada Tabel 7.

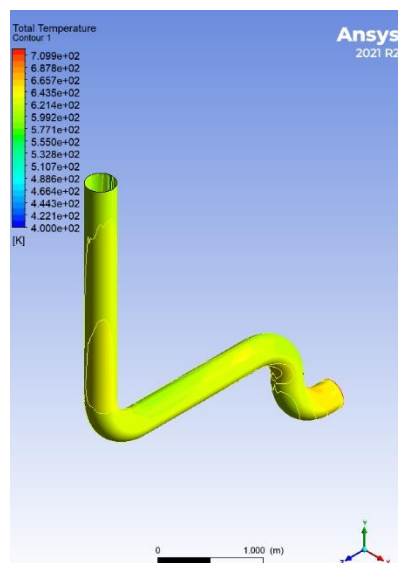
Tabel 7. Perbandingan hasil simulasi dengan data aktual

Diameter	Aktual	CFD	Error
8"	448°C	427,9°C	4,5%
14"	251°C	239,3°C	4,7%

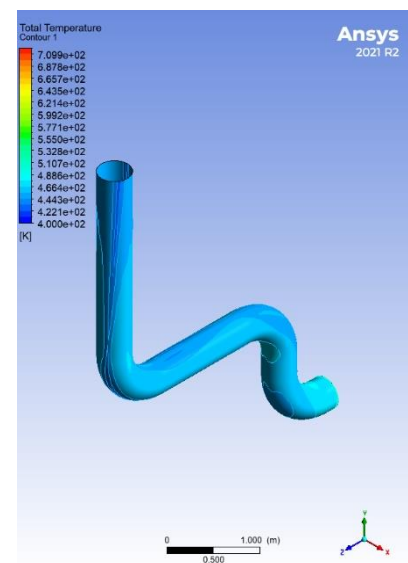
Berdasarkan Tabel 7, *error* yang diperoleh untuk diameter 8" sebesar 4,5% dan untuk diameter 14" sebesar 4,7%. Tingkat *error* sebesar 4,5–4,7% yang diperoleh dalam penelitian ini masih tergolong dalam batas toleransi yang umum diterima untuk CFD pada sistem perpipaan pembuangan yang kompleks. Beberapa faktor yang berkontribusi terhadap *error* ini antara lain: (1) perbedaan parameter yang diukur, yaitu data *logbook* mencatat suhu dinding *cylinder*, sedangkan simulasi menghitung suhu gas buang pada *outlet* pipa; (2) penyederhanaan geometri dalam simulasi, seperti asumsi pipa lurus sempurna dan kondisi batas ideal; serta (3) ketidakpastian nilai properti fluida dan kondisi batas, seperti suhu lingkungan dan koefisien perpindahan panas, yang diestimasi karena keterbatasan data lapangan. Tingkat *error* ini lebih rendah dibandingkan dengan penelitian sejenis seperti Ferdy [9] dan Wahyu dkk. [17] yang melaporkan rentang *error* serupa, yaitu 15–25%, untuk simulasi CFD pada sistem perpipaan kapal. Meskipun demikian, tren penurunan temperatur dan penurunan tekanan seiring peningkatan diameter pipa menunjukkan konsistensi yang baik dengan teori perpindahan panas [1] dan data *logbook* [4]. Oleh karena itu, model simulasi yang dikembangkan dapat digunakan sebagai pendekatan awal untuk mengevaluasi kecenderungan pengaruh diameter terhadap penurunan tekanan dan temperatur *outlet*, dengan mempertimbangkan keterbatasan data pembanding yang digunakan.



(a)



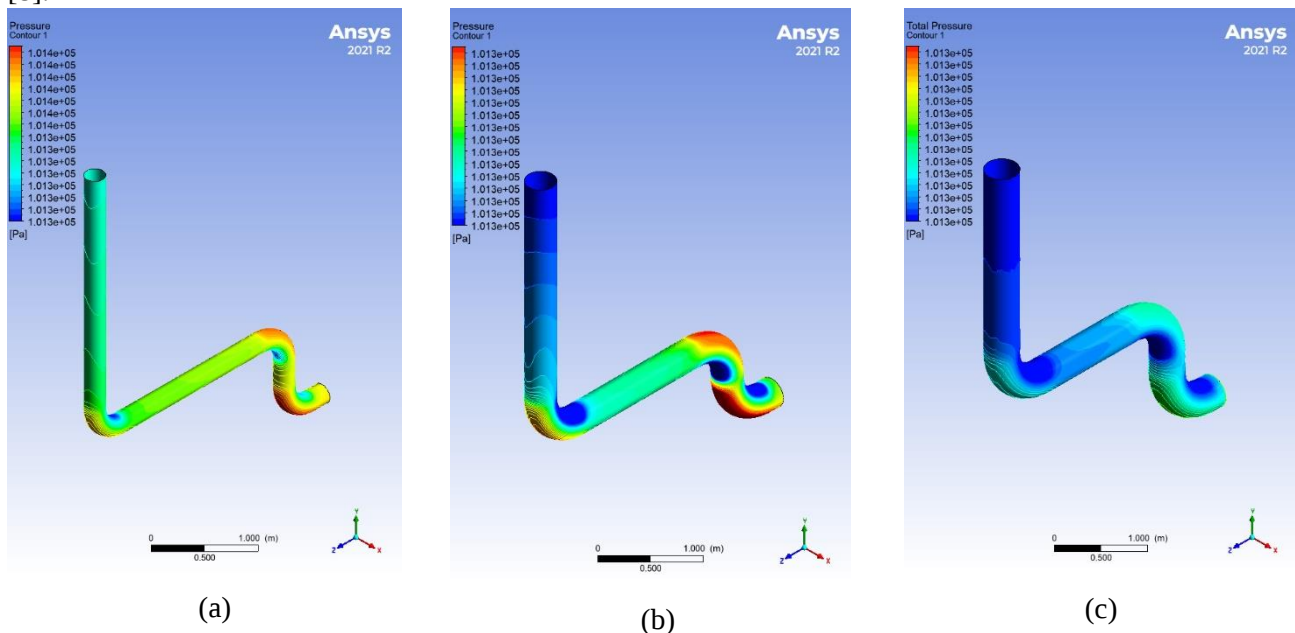
(b)



(c)

Gambar 4. Kontur temperatur pada dinding pipa dengan diameter (a) 8", (b) 12", dan (c) 16"

Berdasarkan visualisasi kontur temperatur pada Gambar 4, teramati bahwa pada diameter 8" distribusi temperatur sangat tinggi di seluruh bagian pipa, dengan area berwarna kuning panas hingga oranye yang mendominasi hampir seluruh domain. Hal ini mengindikasikan bahwa panas gas buang tidak dapat terbuang secara efektif akibat kecepatan aliran yang tinggi dan penurunan tekanan yang besar. Warna kuning pekat yang terkonsentrasi pada bagian *inlet* dan sekitar *elbow* menunjukkan adanya akumulasi panas pada titik-titik tersebut. Pada diameter 12", area berwarna kuning-oranye mulai berkurang dan berubah menjadi hijau hingga biru, terutama pada bagian *outlet* pipa. Perubahan warna ini mengindikasikan bahwa peningkatan diameter mulai efektif menurunkan temperatur gas buang sepanjang pipa. Pada diameter 16", dominasi warna biru di seluruh bagian pipa menunjukkan bahwa temperatur gas buang telah turun secara signifikan dan terdistribusi lebih merata. Gradien temperatur yang landai dari *inlet* ke *outlet* mengonfirmasi bahwa proses perpindahan panas berlangsung lebih efektif. Temuan ini mengonfirmasi bahwa peningkatan diameter pipa buang efektif menurunkan temperatur gas buang, sejalan dengan penelitian Febrian dkk. [5], Kusuma dkk. [6], dan Liu dkk. [8].



Gambar 5. Kontur tekanan pada diameter (a) 8", (b) 12", dan (c) 16"

Berdasarkan visualisasi kontur tekanan pada Gambar 5, teramati bahwa pada diameter 8", tekanan tinggi, yang ditunjukkan oleh warna kuning-oranye, terakumulasi pada bagian *inlet* dan di sekitar *elbow*. Kondisi ini mengindikasikan adanya hambatan aliran yang signifikan pada titik-titik belokan. Gradien tekanan yang curam teramati sepanjang pipa, menunjukkan bahwa energi tekanan banyak hilang akibat gesekan dengan dinding pipa dan perubahan arah aliran pada *elbow*. Pada diameter 12", area berwarna kuning-oranye mulai menyempit dan warna hijau mulai mendominasi, yang mengindikasikan bahwa hambatan aliran mulai berkurang. Gradien tekanan menjadi lebih landai dibandingkan dengan diameter 8". Pada diameter 16", distribusi tekanan hampir seragam di seluruh bagian pipa dengan dominasi warna biru kehijauan. Perbedaan tekanan antara *inlet* dan *outlet* sangat kecil, yang menunjukkan bahwa hambatan aliran telah berkurang secara drastis. Hal ini menunjukkan bahwa peningkatan diameter pipa mengurangi hambatan aliran dan menurunkan penurunan tekanan secara signifikan, yang pada gilirannya menurunkan beban kerja mesin dan mencegah *overheat* [10], [11].

Hasil perhitungan koefisien perpindahan panas yang disajikan pada Tabel 8 menunjukkan bahwa resistensi konveksi luar (h_{out}) mendominasi total resistansi termal sebesar 85–87% untuk semua diameter. Hal ini menunjukkan bahwa hambatan utama perpindahan panas pada pipa buang terletak pada proses konveksi alami dari dinding pipa ke lingkungan (ruang mesin), bukan pada konveksi paksa di dalam pipa atau konduksi melalui dinding pipa [1]. Nilai h_{out} yang relatif kecil (5,69–7,36 W/m²·K) dibandingkan dengan h_{in} (19,7–54,8 W/m²·K) mengindikasikan bahwa proses konveksi alami pada dinding luar pipa menjadi faktor pembatas utama dalam sistem perpindahan panas. Hasil ini konsisten dengan penelitian sebelumnya [6], [7] yang menyatakan bahwa koefisien konveksi alami pada silinder horizontal memiliki nilai relatif kecil.

Tabel 8. Perbandingan h_{in} dan h_{out}

Diameter	h_{in} (W/m ² ·K)	h_{out} (W/m ² ·K)	Dominasi h_{out}
8"	54,8	7,36	87%
10"	39,1	6,41	86%
12"	29,6	6,26	86%
14"	24,5	5,99	85%
16"	19,7	5,69	85%

Berdasarkan seluruh hasil analisis, diameter pipa 14" dan 16" terbukti paling efektif karena menghasilkan penurunan tekanan rendah (6,913 Pa dan 4,008 Pa) serta temperatur *outlet* rendah (239,3 °C dan 236,1 °C). Diameter minimal yang direkomendasikan untuk mengatasi *overheat* mesin adalah 14" [4], [5], [9]. Rekomendasi ini didasarkan pada pertimbangan bahwa diameter 14" memberikan keseimbangan yang baik antara penurunan tekanan (94% dari diameter 8") dan penurunan temperatur *outlet*, serta lebih ekonomis dan mudah diaplikasikan dibandingkan dengan diameter 16".

4 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi yang telah dilakukan pada skenario kondisi batas yang digunakan—diameter 8"–12" disimulasikan pada kondisi *overheat* ($T_{in} = 448$ °C) dan diameter 14"–16" pada kondisi normal ($T_{in} = 251$ °C)—temperatur *outlet* gas buang menurun dari 427,9 °C pada diameter 8" menjadi 236,1 °C pada diameter 16". Namun demikian, interpretasi efek diameter terhadap penurunan temperatur *outlet* perlu mempertimbangkan perbedaan temperatur *inlet* antarkelompok diameter karena penurunan temperatur yang teramati merupakan hasil gabungan pengaruh peningkatan diameter dan perbedaan kondisi operasi, bukan semata-mata akibat perubahan diameter secara tunggal. Tren penurunan bersifat monoton dan konsisten dengan teori perpindahan panas serta data *logbook*. Peningkatan diameter pipa buang dari 8" ke 16" juga menurunkan penurunan tekanan total sebesar 94% (dari 69,625 Pa menjadi 4,008 Pa), dengan penurunan paling drastis terjadi antara diameter 8" dan 10" (69,625 Pa menjadi 23,8125 Pa).

Hasil simulasi menunjukkan kecenderungan bahwa diameter kecil menghasilkan penurunan tekanan dan temperatur *outlet* yang lebih tinggi pada skenario yang dikaji, sehingga mendukung dugaan adanya hubungan antara hambatan aliran gas buang dan risiko *overheat* pada mesin induk kapal. Visualisasi kontur temperatur dan tekanan menunjukkan bahwa pada diameter 8", warna kuning-oranye mendominasi seluruh domain, sedangkan pada diameter 16", warna biru mendominasi. Gradien tekanan yang curam pada diameter 8" juga teramati, berbeda dengan diameter 16" yang menunjukkan distribusi tekanan hampir seragam.

Diameter pipa 14" dan 16" terbukti paling efektif karena menghasilkan penurunan tekanan rendah (6,913 Pa dan 4,008 Pa) serta temperatur *outlet* rendah (239,3 °C dan 236,1 °C). Diameter 14" direkomendasikan sebagai diameter minimal untuk mengatasi *overheat* mesin karena menghasilkan penurunan tekanan yang jauh lebih rendah dibandingkan dengan diameter 8" (dari 69,625 Pa menjadi 6,913 Pa) dan temperatur *outlet* yang mendekati diameter 16" (239,3 °C dibandingkan dengan 236,1 °C), dengan ukuran instalasi yang lebih moderat. Rekomendasi ini didasarkan semata-mata pada perbandingan hasil simulasi CFD yang tersedia, tanpa melibatkan analisis biaya atau kajian instalasi secara khusus; aspek ekonomis dan kemudahan pemasangan bukan bagian dari klaim penelitian ini.

Secara keseluruhan, penelitian ini menunjukkan bahwa peningkatan diameter pipa buang berpotensi menurunkan hambatan aliran dan temperatur *outlet* pada skenario simulasi yang dikaji sehingga secara indikatif mendukung upaya penanganan masalah *overheat* pada mesin induk kapal. Temuan ini bersifat numerik dan didasarkan pada model serta kondisi batas tertentu, sehingga perlu divalidasi lebih lanjut melalui pengujian eksperimental langsung pada kondisi operasi nyata sebelum dapat diterapkan sebagai rekomendasi teknis yang definitif. Penelitian lanjutan dengan variasi panjang pipa, jumlah *elbow*, dan jenis material pipa direkomendasikan untuk memperoleh pemahaman yang lebih komprehensif.

5 Ucapan Terima Kasih

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Program Studi Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknik, Universitas Hasanuddin yang telah mendukung pelaksanaan penelitian ini. Ucapan terima kasih juga

disampaikan kepada pihak industri yang telah memberikan data *logbook*, serta kepada semua pihak yang telah membantu penyelesaian penelitian dan penulisan manuskrip ini.

6 Referensi

- [1] J. P. Holman, *Heat Transfer*, 10th ed. Boston: McGraw-Hill Higher Education, 2010.
- [2] Y. Gülmez and G. Özmen, "Effects of Exhaust Backpressure Increment on the Performance and Exhaust Emissions of a Single Cylinder Diesel Engine," *J. ETA Marit. Sci.*, vol. 9, no. 3, pp. 177–191, 2021, doi: 10.4274/jems.2021.25582.
- [3] Z. Ma, K. Zhang, H. Xiang, J. Gu, M. Yang, and K. Deng, "Experimental study on influence of high exhaust backpressure on diesel engine performance via energy and exergy analysis," *Energy*, vol. 263, no. Part B, p. 125788, 2023, doi: 10.1016/j.energy.2022.125788.
- [4] M. F. R. B. Bin Labora, Siswanto, M. Idris, C. Nalle, Y. Absalom, and Filemon, "Analisis Penanganan Suhu Gas Buang yang Terlalu Tinggi pada Mesin Induk di Kapal MV. Star Sejati," *J. Patria Bahari*, vol. 4, no. 1, pp. 33–35, 2024, doi: 10.54017/jpb.v4i1.125.
- [5] W. Febrian and M. Anggara, "Analisis Distribusi Panas pada Variasi Posisi Pipa dan Diameter Pipa Penghantar Panas terhadap Efisiensi Pengeringan Rengginang menggunakan Computational Fluid Dynamic (CFD)," *J. Flywheel*, vol. 14, no. 2, pp. 36–49, 2023, doi: 10.36040/flywheel.v14i2.6854.
- [6] R. A. Kusuma, M. Anggara, F. D. Ikram, and Aldrin, "Analisis Kecepatan Udara Panas Dan Kapasitas Pengering Terhadap Kinerja Pada Mesin Pengering Kemiri Model Pembakaran Biomassa," *J. Flywheel*, vol. 16, no. 1, pp. 24–29, 2025, doi: 10.36040/flywheel.v16i1.10473.
- [7] O. Aradhye and S. Bari, "Continuously Varying Exhaust Pipe Length and Diameter to Improve the Performance of a Naturally Aspirated SI Engine," in *ASME 2017 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Florida: ASME, 2017. doi: 10.1115/IMECE2017-70638.
- [8] S. Liu, L. Leng, W. Zhou, and L. Shi, "Optimizing the Exhaust System of Marine Diesel Engines to Improve Low-speed Performances and Cylinder Working Conditions," *Fluid Dyn. Mater. Process.*, vol. 17, no. 4, pp. 683–695, 2021, doi: 10.32604/fdmp.2021.013575.
- [9] A. Ferdy, "Analisa Pengaruh Variasi Dimensi Penampang Outlet Ducting pada Kamar Mesin Kapal Ro-Ro dengan Pendekatan CFD," Universitas Hasanuddin, 2023. [Online]. Available: <https://repository.unhas.ac.id/id/eprint/47845/>
- [10] W. R. A. S. Pratama, "Pengaruh variasi diameter pipa exhaust terhadap unjuk kerja mesin diesel 4 silinder," in *Prosiding Seminar Nasional Teknik Mesin 2023*, 2023, pp. 88–95.
- [11] K. Ridhuan, D. Irawan, Y. Zanaria, and F. Firmansyah, "Pengaruh Jenis Biomassa pada Pembakaran Pirolisis terhadap Karakteristik dan Efisiensi Bioarang - Asap Cair yang Dihasilkan," *Media Mesin Maj. Tek. Mesin*, vol. 20, no. 1, pp. 18–27, 2019, doi: 10.23917/mesin.v20i1.7976.
- [12] M. S. Siregar, M. Anggara, Aldrin, and A. Hidayat, "Pengaruh Variasi Temperatur dan Kecepatan Udara terhadap Kinerja Mesin Pengering Kerupuk Rumpuk Laut," *J. Gear Energi, Perancangan, Manufaktur Mater.*, vol. 1, no. 2, pp. 49–56, 2023, doi: 10.36761/gear.v1i2.3165.
- [13] M. Insight, "What Are Marine Exhaust Manifolds?," Marine Insight. Accessed: Apr. 09, 2026. [Online]. Available: <https://www.marineinsight.com/marine-exhaust-manifolds/>
- [14] ManualsLib, "Mitsubishi S12R Operation & Maintenance Manual," ManualsLib. Accessed: Apr. 09, 2026. [Online]. Available: <https://www.manualslib.com/manual/3413887/Mitsubishi-S12r.html>
- [15] R. Irawan, C. Y. A. Nalle, R. P. Sumarta, Suroyo, and Y. A. Hafita, "Analisis Penyebab Kenaikan Temperatur Gas Buang pada Mesin Diesel Dua Langkah di MT. Mutiara Global," *JPB J. Patria Bahari*, vol. 5, no. 2, pp. 16–22, 2025, doi: 10.54017/jpb.v5i2.212.
- [16] D. C. Montgomery and G. C. Runger, *Applied Statistics and Probability for Engineers*, 7th ed. Wiley, 2018.
- [17] D. A. B. Wahyu S, G. E. Kusuma, and P. Mahardika, "Analisis Perancangan Pipa Gas Buang Diesel Generator pada Konversi Kapal Chemical Tanker 6200 DWT menjadi PLTD Terapung," in *Proceedings Conference on Marine Engineering and its Application*, Surabaya: Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, 2023. doi: 10.33863/cmea.v6i1.2677.
- [18] Z. Ma, W. Xie, H. Xiang, K. Zhang, M. Yang, and K. Deng, "Thermodynamic analysis of power recovery of marine diesel engine under high exhaust backpressure by additional electrically driven compressor," *Energy*, vol. 266, no. 126470, 2023, doi: 10.1016/j.energy.2022.126470.