

ANALISA ALIRAN UDARA DI KAMAR MESIN
PADA KRI OSWALD SIAHAAN – 354 DENGAN
PENDEKATAN CFD (*COMPUTATIONAL FLUIDS DYNAMICS*)

Oleh:
Irfan Syarif Arief, S.T., M.T.
Ir.Sutrisno, MT
Novi Shobi Hendri

Abstrak

Temperatur udara kamar mesin di KRI Oswald Siahaan-354 setelah *repowering*, pada saat operasional rata-rata suhu mencapai 60°C – 65°C . Kondisi ini mempengaruhi untuk kerja peralatan dan operator permesinan yang ada di dalamnya. Sedangkan temperatur udara maksimal yang direkomendasikan berdasarkan *Llyods Register* adalah dibawah 45°C . Karena ruangan ini kedap dari hubungan luar maka sirkulasi udara keluar dan masuk kamar mesin dibantu secara mekanis untuk mencukupi kebutuhan udara. Oleh karena itu dibutuhkan suatu rancangan saluran udara masuk dan keluar untuk menjaga temperatur ruangan sesuai dengan standar aturan yang ditentukan.

Dari rancangan sistem ducting saluran udara pada kamar mesin akan diperoleh aliran udara yang bersirkulasi di dalam kamar mesin. Pola aliran udara (temperatur, kecepatan, tekanan) dapat diketahui dengan simulasi *Computational Fluid Dynamics (CFD)*. Dengan simulasi CFD diharapkan dapat diketahui fenomena pola aliran udara di dalam kamar mesin, sehingga dapat diketahui sistem ventilasi yang dapat bekerja dengan optimal. Dimana dalam simulasi menggunakan CFD akan dilaksanakan simulasi pengkondisian udara sebanyak 6 (enam) kali variasi percobaan.

Penelitian ini bertujuan untuk mendapatkan rancangan sistem ventilasi, saluran udara (*ducting*) yang cocok dan suplai udara yang cukup agar temperatur udara yang direkomendasikan tercapai. Sehingga pada akhirnya dapat ditentukan spesifikasi dan besarnya daya dan kapasitas *blowery* yang dibutuhkan.

Kata kunci : *Sistem ducting, ventilasi, Simulasi CFD*

Abstract

After repowering, the air temperature of engine room at KRI Oswald Siahaan-354, when operational the average can reach 60°C - 65°C . This condition affecting the tools work and engine operator inside. But Llyods Register recommend the maximum air temperature is under 45°C . Since the room is proofed, it makes the air circulation of engine room need a help to fulfill its air.

Ducting System design of air duct on the room will be retrieved that circulate air flow in the engine room. The pattern of air flow (pressure, speed, temperature) can be known with simulated Computational Fluid Dynamics (CFD). With CFD simulation is expected to note the phenomenon of airflow pattern the engine compartement, so knowable ventilation system that can work optimally. Where in the simulation using CFD simulation os air conditioning will be conducted as many as 6 (six) times the variation of the experiment.

This research can help user to found the construction of ventilation system, good air circulation and air supply, so the recommended air temperature can be reached. Finally, the specification, power, and blower capacity can be determined.

Key word: Ducting system, ventilation, CFD simulation.

BAB 1 PENDAHULUAN

1.1. LatarBelakang.

Dalam jajaran Komando Armada RI Kawasan Timur kapal-kapal *Van Speijk* merupakan salah satu kekuatan yang sampai saat ini masih menjadi andalan dari TNI AngkatanLaut, untuk itu kehadirannya di Perairan Nusantara ini masih sangat diperlukan, hal ini karena Negara Indonesia merupakan Negara Kepulauan yang berdasar pada konvensi Perserikatan Bangsa Bangsa (PBB)

Pada saat ini TNI AngkatanLaut, khususnya Komando Armada RI Kawasan Timur memiliki divisi kapal *Van Speijk* yang terdiri dari 6 (enam) kapal Perang Republik Indonesia (KRI) tipe *Van Speijk* yang memiliki tugas :

- a. Anti peperanganatas air
- b. Anti peperanganudara
- c. Anti peperanganbawah air
- d. Peperanganelektronika
- e. KapalPengawal
- f. Bantuansenjata
- g. Pengawasandalammendukung proteksiperikanan
- h. Pencarijejak
- i. Pencegahanmasuknyaobatterl arang
- j. Anti Penyelundupan

k. Anti bajaklaut

Semua KRI tipe *Van Speijk* ini telah mengalami perubahan sistem penggerak pokok dari mesin turbin uap digantikan dengan mesin diesel. Salah satu diantaranya KRI Oswald Siahaan-354 (OWA-354) untuk sistem pendorong pokoknya yang semula mesin turbin uap merk Zoelly & Curtis dengan daya 15.000 HP diganti dengan diesel merk S.E.M.T Pielstick tipe 12 PA6 B STC dengan daya 5.346 KW.

Untuk lima KRI class AhmadYani lainnya yang melaksanakan *repowering* yang sama dengan mesin diesel pendorong pokok namun tidak memiliki permasalahan temperatur pada ruang mesinnya. Dari survey yang dilaksanakan ke KRI Class AhmadYani lainnya selama pasca *repowering* semua pesawat pendorong pokok, pesawat bantu dan sistem elektronika atau panel kontrolnya tidak pernah mengalami permasalahan seperti pada KRI OWA-354

Setelah pasca *repowering* KRI OWA-354 dalam pengoperasiannya mengalami perubahan kondisi temperatur ruang mesin yang menyebabkan suasana tidak nyaman dan berbahaya bagi pengoperasian pesawat-pesawat yang ada di ruang mesin terutama untuk sistem

kontrol mesin pendorong pokok (*engine controller*) dan pesawat bantu lainnya. Sistem kontrol tersebut sangat riskan terhadap temperatur yang tinggi sehingga dapat menyebabkan sistem operasi mesin pendorong pokok dan pesawat bantu lainnya tidak bekerja dengan maksimal dan bahkan mesin tidak dapat dioperasikan meskipun kondisi mesin pendorong optimal.

Dengan suhu yang tinggi udara dalam kamar mesin akan memuai sehingga menyebabkan kandungan oksigen dalam udara tersebut menipis. Bila kandungan oksigen dalam udara yang dibutuhkan sebagai campuran bahan bakar pada proses pembakaran kurang, maka akan terjadi pembakaran yang tidak sempurna dan menyebabkan daya yang dikeluarkan oleh mesin menurun. Hal inipun menyebabkan pesawat dan beberapa peralatan elektronik menjadi cepat rusak sehingga *life time*-nya menjadi berkurang dan tidak sesuai dengan *maintenance concept* yang dilaksanakan.

Hasil dugaan sementara *ambient temperature* yang naik ini disebabkan karena sistem ventilasi ruang mesin yang tidak sesuai dengan kebutuhan karena *supply fan* dan *exhaust fan* ruang mesin masih menggunakan yang lama seperti sebelum dilaksanakannya *repowering*. Sesuai dengan "*Rules and Regulations for the Classification of ships for Main and auxiliary machinery 2007 Llyods Register Part 5 Chapter 1*" bahwa temperatur yang diijinkan dalam kamar mesin tidak lebih dari 45°C, hal ini disebabkan oleh batas ambang pemuatan udara adalah 45°C. Hal ini pun menyebabkan sistem operasi mesin pendorong pokok dan pesawat bantu lainnya tidak bekerja dengan maksimal dan bahkan mesin tidak dapat dioperasikan meskipun kondisi mesin pendorong optimal dan juga menyebabkan suasana tidak nyaman bagi personil yang bekerja di ruang mesin.

1.2 Perumusan Masalah

Dalam proposal Tugas Akhir ini, dapat dirumuskan beberapa masalah sebagai berikut :

1. Apakah sistem saluran udara yang lama masih mampu menyuplai kebutuhan udara dalam ruang mesin.
2. Apakah kapasitas blower yang terpasang saat ini masih mampu menjaga temperatur ruang mesin pada kondisi yang ideal.
3. Apakah dengan bantuan software CFD nantinya akan di dapat model design ducting baru yang sesuai, untuk dipasang di Ruang Mesin KRI OWA-354.
4. Berapakah spesifikasi blower yang cocok untuk ruang mesin KRI OWA-354 pascare *powering* yang diperlukan untuk menyuplai udara, sehingga nantinya bisa diharapkan mampu menurunkan temperatur ruang mesin KRI OWA-354 sesuai yang diijinkan.

1.3 Batasan Masalah

1. Analisa yang dilakukan tidak membahas perencanaan konstruksi saluran udara dan ruang mesin beserta pesawat – pesawat yang ada secara detail.
2. Data yang digunakan adalah data dari KRI Oswal Siahaan – 354.
3. Analisa menggunakan simulasi CFD.
4. Analisa aliran udara hanya sebatas didalam ruang mesin.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian rencana tugas akhir ini adalah :

1. Menganalisa kondisi udara di dalam ruang mesin agar mencapai temperatur yang sesuai kebutuhan dengan

mengacu pada “*Rules and Regulations for the Classification of ships for Main and auxiliary machinery 2007 Llyods Register Part 5 Chapter 1*” bahwa temperatur yang diijinkan dalam ruang mesin tidak lebih dari 45°C.

2. Menentukan kapasitas sblower yang diperlukan dan design ducting yang ideal agar mampu mendinginkan ruang mesin.
3. Mengetahui bentuk aliran dan distribusi udara didalam ruang mesin setelah dilaksanakan modifikasi sistem ducting dengan CFD.

1.5 Manfaat Rencana Tugas Akhir

Manfaat dari rencana tugas akhir adalah:

1. Memberikan gambaran fenomena tentang kondisi udara di dalam ruang mesin yang terjadisaatini.
2. Menjadi bahan masukan bagi TNI AngkatanLaut dalam
3. perancangan sistem ventilasi udara baru yang baik di dalam ruang mesin.

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

2.1. KalkulasiAliranUdara.

Dalam ruang mesin terdapat mesin pokok dan beberapa mesin bantu. Panas merupakan efek samping dari pembakaran yang terjadi pada permesinan sehingga suhu dalam kamar mesin meningkat. Kenaikan emperaturdalamkamar mesin dapat mempengaruhi output peralatan dan operator permesinan. Dengan suhu yang tinggi udara dalam kamar mesin akan memuai sehingga menyebabkan kandungan oksigen dalam udara tersebut menipis. Bila kandungan oksigen dalam udara yang dibutuhkan sebagai campuran bahan bakar pada proses pembakaran kurang, maka akan terjadi pembakaran yang tidak sempurna sehingga menyebabkan daya yang dikeluarkan oleh mesin menurun. Jika temperature udara yang masuk kedalam mesin diesel rendah maka daya yang dihasilkan akan semakin besar. Dari Tabel 2.1. dapat diketahui dengan naiknya temperature udara maka densitas udara menjadi rendah.

Tabel 2.1. Density and Specific Weight of Air at Standard Atmospheric Pressure in SI

7	25	1,184	11,61
8	30	1,165	11,43
9	40	1,127	11,05
10	50	1,109	10,88
11	60	1,06	10,4
12	70	1,029	10,09
13	80	0,9996	9,803
14	90	0,9721	9,533
15	100	0,9461	9,278
16	200	0,7461	7,317
17	300	0,6159	6,04
18	400	0,5243	5,142
19	500	0,4565	4,477
20	1000	0,2772	2,719

No	Tem perat ure - t - (°C)	Densit y - ρ - (kg/m³)	Specific Weight - γ - (N/m³)
1	2	3	4
1	-20	1,395	13,68
2	0	1,293	12,67
3	5	1,269	12,45
4	10	1,247	12,23
5	15	1,225	12,01
6	20	1,204	11,81

Tabel 2.1.(lanjutan) Density and Specific Weight of Air at Standard Atmospheric Pressure in SI Unit.

Sumber
: <http://www.engineeringtoolbox.com>.

Temperatur yang diijinkan dalam kamar mesin tidak lebih dari 45°C sesuai dengan "*Rules and Regulations for the Classification of ships for Main and auxiliary machinery 2007 Lloyds Register Part 5 Chapter 1*" bahwa temperatur yang diijinkan dalam kamar mesin tidak lebih dari 45°C, hal ini disebabkan oleh batas ambang pemuatan udara adalah 45°C. Untuk setiap peralatan biasanya sudah di rancang desain *life timenya* khususnya peralatan elektronika. Apabila terjadi kerusakan dalam waktu kurang dari *lifetimenya* maka perlu dicaritahu penyebab kerusakannya dan temperatur yang tinggi dapat menyebabkan *lifetime* peralatan elektronika menjadi berkurang dari design *lifetimenya*.

Mesin dan peralatan yang berada di dalam kamar mesin mengeluarkan panas ketika beroperasi, untuk mengatasi panas tersebut, diperlukan udara yang disuplai dari luar kamar mesin oleh sistem ventilasi. Selain berfungsi untuk menyuplai udara segar ke dalam kamar mesin, sistem ventilasi juga berfungsi untuk mensirkulasikan udara panas yang dikeluarkan oleh mesin dan peralatan keluar kamar mesin. Sehingga sistem ventilasi mampu menyuplai dan mensirkulasikan udara dengan baik di dalam kamar mesin. Tugas akhir ini dilakukan untuk mengetahui dan menganalisa kondisi udara di dalam kamar mesin melalui sistem ventilasi dan saluran udaranya sehingga didapatkan temperatur yang sesuai dengan kebutuhan dengan menggunakan simulasi CFD.

2.2. Komponen – Komponen Ventilasi

Sistem ventilasi dirancang untuk memenuhi kebutuhan udara dalam penggunaan untuk permesinan, untuk menjamin sirkulasi udara bersih. Selain sistem ventilasi secara natural juga

dibutuhkan sistem ventilasi secara paksa. Sehingga suplai kebutuhan udara dalam kamar mesin mencukupi. Sistem ventilasi secara paksa / mekanis dengan menggunakan fan atau blower untuk menyuplai udara ke kamar mesin, di mana blower terdiri dari sentrifugal dan axial. Komponen – komponennya terdiri dari:

1. Fan, ada 2 tipe dari fan yaitu fan aliran axial dimana dipakai untuk ventilasi pada ruang muat, ruang mesin, dan tempat-tempat dimana suaranya tidak menjadi masalah. Tipe yang kedua adalah fan aliran sentrifugal, dimana dipakai pada ruang dapur, ruang baterai sebagai pengeluaran, dan daerah dimana uap harus dihilangkan.
2. *Weather terminal opening* yang biasanya dilengkapi kawat kasa untuk penahan tikus dan dibuat kedap air atau kedap cuaca tergantung pada lokasi dan tempatnya, terminal pengisian harus diletakkan di luar gas berbahaya, dan terminal udara pengeluaran atau gas buang tidak mengotori pengisian udara.
3. Terminal pengeluaran, letaknya tertutup dari sumber panas dan ujung saluran terbuka harus ditutup kawat kasa atau kisi-kisi. Terminal dalam ruang muat harus diberi pelindung dan balok-balok bulat untuk menahan agar muatan dalam ruang muat tidak mengalami kerusakan akibat saluran terminal.
4. Filter udara, memakai lapisan tipis metalik atau rol manual lubang masuk, sedangkan filter tanpa lapisan tipis untuk lubang pembuangan pada dapur agar memudahkan pembersihan

saat pemeliharaan. Filter yang kotor atau kusut akan beresiko kebakaran cukup tinggi.

2.3. Pengaturan Ventilasi Ducting.

Pengaturan dalam ventilasi *ducting* meliputi penentuan jumlah fan/blower dan juga kapasitas dari fan/blower tersebut. Udara dari fan/blower ini kemudian didistribusikan ke kamar mesin dengan *ducting*. Ujung-ujung *ducting* harus diatur penempatannya sehingga udara luar dapat mencapai semua bagian kamar mesin dan tidak ada udara yang tidak bersirkulasi.

2.4. Jumlah Kebutuhan Udara Untuk Kamar Mesin

Design standart *Japanese Engineering Society* terhadap kebutuhan udara untuk kamar mesin dan sirkulasi udara segar rata-rata di kamar mesin untuk mempertahankan kesehatan lingkungan adalah:

Ruangan dengan disipasi panas : 20 kali volume ruangan per jam

Ruangan lainnya (workshop, dll) : 15 kali volume ruangan per jam

Ruangan dibukaan geladak sekeliling mesin induk dan di dalam engine casing yang lebih dari 2,5 meter diatas platform tidak dimasukkan dalam perhitungan ventilasi, karena ruangan ini akan dimasukkan dalam *exhaust way*.

2.5. Perpindahan Kalor

Perpindahan kalor terdiri dari 3 bagian, yaitu:

1. Perpindahan Kalor Konduksi

Perpindahan kalor terjadi jika pada suatu benda terdapat perbedaan/gradien suhu, maka akan terjadi perpindahan energi dari bagian yang bertemperatur tinggi ke bagian yang bertemperatur rendah. Perpindahan panas ini disebut perpindahan kalor

secara konduksi karena media penghantarnya berupa benda padat/solid. Model matematikanya adalah:

$$Q = \frac{A \Delta t}{L} \cdot K \quad 2.1$$

Dimana, A = Luas penampang, (m²)
 Δt = beda temperatur, (K^o)
 L = panjang benda, (m)
 K = daya hantar (konduktivitas termal) W/m.k

Daya hantar (konduktivitas) termal dan laju perpindahan kalor konduktif ditentukan oleh struktur molekul bahan. Semakin rapat susunan molekulnya maka akan semakin cepat pula perpindahan energinya dibandingkan dengan susunan yang renggang dan acak, yang biasanya terdapat pada bahan-bahan bukan logam.

2. Perpindahan kalor konveksi

Jika sebuah fluida lewat diatas permukaan padat panas, maka energi akan dipindahkan kepada fluida dari dinding oleh proses hantaran. Energi ini kemudian dikonveksikan dan difusikan melalui fluida oleh hantaran didalam fluida tersebut (Reynold, perkins, 1983). Perpindahan panas konveksi dinyatakan sebagai berikut :

$$q = h_c \cdot A (t_s - t_f) \quad 2.2$$

Dimana, h_c = Koefisien Konveksi, W/m².°C

t_s
= Suhu permukaan, °C
 t_f =
Suhu Fluida,
°C

3. Perpindahan kalor Radiasi

Perpindahan energi secara radiasi adalah perpindahan foton-foton yang dipancarkan dari suatu benda ke benda lainnya. Pada saat mencapai benda tersebut, foton-foton akan diserap, dipantulkan dan diteruskan (supratman Hara, 1992). Energi yang diradiasikan dari suatu permukaan ditentukan dalam bentuk daya pancar, yang secara termodinamika dapat dibuktikan bahwa daya pancar tersebut sebanding dengan pangkat empat suhu absolutnya. Untuk radiasi ideal, biasanya berupa benda hitam, daya pancar $E_b = (W/m^2)$ adalah :

$$E_b = \sigma \cdot T^4 \dots\dots\dots 2.3$$

Dimana,
 σ = Koefisien Stefan Boltzman

$$= 5,669 \times 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$$

= Suhu absolut, °K

2.6. Design Sistem ventilasi

Saluran yang dirancang untuk mengalirkan udara pada kondisi tekanan statik 50 mm H₂O dan kecepatan 10 m/s dinamai sebagai saluran udara standar. Untuk kondisi lebih rendah dari harga di atas, saluran tersebut termasuk golongan saluran udara kecepatan rendah (*low velocity air duct*). Sedangkan untuk kondisi lebih tinggi dari kondisi standar,

termasuk saluran udara kecepatan tinggi (*high velocity air duct*).

Tabel 2.2. Tabel Pelat Saluran Berpenampang Segi Empat Dan Lingkaran Yang Disarankan

Tebal dinding (mm)	saluran kecepatan rendah (15 m/detik dan lebih kecil)	saluran kecepatan tinggi (lebih dari 15 m/detik)		
	Ukuran saluran segi empat (mm)	Ukuran saluran lingkaran (mm)	Ukuran saluran segi empat (mm)	Ukuran saluran lingkaran (mm)
0,5	450	—	—	—
0,6	460	—	—	—
0,8	— 750	500	—	—
1,0	760	510	450	—
1,2	—	700	460	450
	1500	710	—	460
	1510	1000	1200	700
	—	1010	1210	710
	1800	— 1250	—	1250
	1810	—	1800	—
	—	—	—	—

Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto Arismunandar, Heizo Saito, 2002

Mengutip dari buku HVAC

Calculation in Accommodation, kecepatan udara dalam ducting, berdasarkan pengalaman agar tidak melampaui tingkat kebisingan yang dipersyaratkan untuk kapal, direncanakan sebagai berikut :

1. *Ducting* persegi empat (*low pressure*) : 4 s/d 12 (m/s)
2. *Ducting* lingkaran (*high pressure*) : 6 s/d 16 (m/s)

Model dari saluran udara yang dirancang adalah saluran udara segi empat dengan menggunakan kecepatan aliran (*V*)

dan luas penampang (A) Perhitungannya dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$Q = V \times A \dots \dots \dots 2.4$$

Dimana :

Q = kapasitas udara (m^3/s)

V = kecepatan udara (m/s)

A = luas *ducting* (m^2)

2.7. Kerugian Tekanan Sistem Saluran Udara.

Losses ducting (P_t) merupakan penjumlahan antara tekanan statik dengan tekanan dinamis. Perhitungan ini dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$P_t = \Delta P_f + \Delta P_d + \Delta P_v \dots \dots \dots 2.5$$

Dimana:

P_t = Kerugian tekanan total (kg/m^2 atau $mm \text{ H}_2\text{O}$)

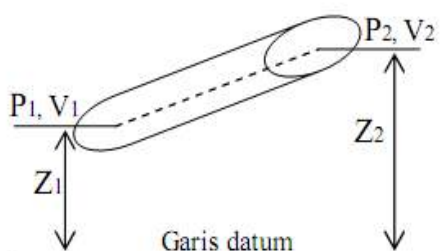
ΔP_f = Kerugian tekanan karena adanya tahanan gesek pada pipa lurus.

ΔP_d = Kerugian tekanan karena adanya tahanan aliran lokal.

ΔP_v = Kerugian tekanan karena adanya perubahan kecepatan aliran.

2.8. Tekanan Statik dan Dinamik.

Udara yang mengalir di dalam suatu saluran seperti pada Gambar 2.1, maka terdapat hubungan tingkat keadaan udara pada dua tempat di dalam saluran tersebut dapat dinyatakan dengan persamaan :



Gambar 2.1 Aliran Dalam Pipa

$$P_1 + \frac{\gamma}{2g} V_1^2 + Z_1 \gamma = P_2 + \frac{\gamma}{2g} V_2^2 + Z_2 \gamma + \Delta P_e \dots \dots \dots 2.6$$

Dimana :

P = Tekanan, (kg/m^2)

γ = Berat jenis udara, (kg/m^3)

V = Kecepatan udara, (m/s)

Z = Tinggi saluran terhadap datum, (m)

g = Percepatan gravitasi = $9,8 \text{ m/s}^2$

ΔP_e = Kerugian tekanan antara dua buah titik pada saluran (kg/m^2).

Untuk perhitungan-perhitungan pada saluran udara yang terdapat pada sistem penyegar udara pada umumnya, maka suku yang mengandung faktor Z (energi potensial persatuan berat) pada Persamaan 2.9 dapat diabaikan, sehingga diperoleh hubungan :

$$P_1 + \frac{\gamma}{2g} V_1^2 = P_2 + \frac{\gamma}{2g} V_2^2 + \Delta P \dots \dots \dots 2.7$$

Dimana :

$P = P_s$ = Tekanan statik

$\frac{\gamma}{2g} V^2 = P_v$ = Tekanan dinamik

$P + \frac{\gamma}{2g} V^2 = P_t$ = Tekanan total

2.9. Tahanan Gesek Saluran Udara.

Aliran Udara di dalam suatu saluran akan mengalami tahanan gesek. Hal ini biasanya terjadi pada belokan dan cabang saluran. Untuk mengalirkan udara melalui saluran, diperlukan daya upaya dapat mengatasi tahanan aliran tersebut. Dengan demikian tekanan udara akan berkurang sepanjang aliran di dalam saluran udara. Tahanan gesek dari pipa lurus dapat dengan persamaan 2.8 (Darcy-Weisbach),

$$\Delta P_f = \lambda \times \frac{l}{De} \times \frac{\gamma}{2g} \times V^2 \dots \dots \dots 2.8$$

Dimana:

λ = Koefisien gesek dari pipa

V = Kecepatan rata-rata udara dalam saluran (m/s)

l = Panjang pipa lurus (m)
 γ = Berat jenis udara (kg/m³)
 g = Percepatan gravitasi (m/s²)
 De = Diameter ekivalen pipa (m)

Biasanya sistem saluran udara banyak dipergunakan pipa saluran berpenampang segi empat maupun lingkaran. Untuk saluran udara segi empat besar diameter ekivalennya menggunakan persamaan

$$De = \frac{4 \times ab}{2(a + b)}$$

a dan b adalah panjang sisi-sisi saluran segi empat tersebut (m). Koefisien gesek dalam pipa (λ), adalah fungsi dari bilangan *Reynolds* (Re) dan kekasaran relatif dari pipa (ε/d). Bilangan *Reynolds* merupakan parameter tanpa satuan,

$$Re = \frac{Vd}{\nu} \dots\dots\dots 2.10$$

Dimana :

d = Diameter pipa (m)
 ν = Viskositas dinamis udara (m²/s) ; (Lihat Tabel 2.3)

Tabel 2.3. Viskositas Dinamis Dari Udara Dan Air.

Temperatur (°C)	0	20	40	60	80	100
$\nu_{udara} (m^2/detik)$	13,2 x 10 ⁻⁶	15,0	16,9	18,8	20,9	23,0
$\nu_{air} (m^2/detik)$	1,79 x 10 ⁻⁶	1,01	0,66	0,48	0,27	0,29

Sumber : Penyegaran Udara/ Wiranto Arismunandar, Heizo Saito, 2002

Tabel 2.4. Kekasaran Absolut Dari Beberapa Permukaan Saluran

Material	ε (mm)
Pipa halus	0,00015
Pipa aluminum	0,04 – 0,06
Pipa baja	0,045 – 0,15
Pipa baja galvanisasi	0,15
Pipa besi tempa	0,25
Pipa beton	1,0 – 3,0

Sumber : Penyegaran Udara/ Wiranto Arismunandar, Heizo Saito, 2002

Kekasaran relatif dari pipa (ε/d) adalah kekasaran rata-rata permukaan dalam dari saluran. Tabel 2.4 memberikan beberapa harga kekasaran absolut pipa. Untuk aliran laminar, harga λ dapat diketahui dengan Persamaan 2.31 dimana nilai $Re \leq 2.300$,

$$\lambda = \frac{64}{Re} \dots\dots\dots 2.11$$

Untuk aliran *turbulen*, dapat dipergunakan persamaan *Moody* untuk mengetahui harga λ dengan Persamaan 2.11 dimana nilai $Re \geq 10.000$,

$$\lambda = 0,0055 \left[1 + \left(20000 \frac{\varepsilon}{d} + \frac{10^6}{Re} \right)^{\frac{1}{3}} \right] \dots\dots\dots 2.12$$

2.9.1. Tahanan Aliran Lokal.

Tahanan aliran lokal dari saluran dapat dinyatakan dengan kerugian tekanan an yang disebabkan karena terjadinya perubahan aliran, penyempitan atau perluasan saluran, maupun kombinasinya. Pada umumnya kerugian tekanan tersebut ditetapkan berdasarkan data koefisien tahanan lokal yang diperoleh dari eksperimen, karena tidak terlampau mudah menetapkan secara teori besarnya

kerugian tekanan karena tahanan aliran lokal. Besarnya kerugian tekanan karena tahanan lokal ΔP_d , dapat dinyatakan dengan :

$$\Delta P_d =$$

$$\zeta_T \times \frac{\gamma}{2g} \times V^2 \dots\dots\dots 2.13$$

$$\zeta_T = \lambda \times \frac{le}{d} \dots\dots\dots 2.14$$

Dimana :

ζ_T = koefisien tahanan lokal pipa. (simbol C dalam ASHRAE)

le = panjang ekivalen pipa dengan tahanan lokal yang sama (m).

2.9.2. Kerugian Tekanan Karena Adanya Perubahan Kecepatan Aliran.

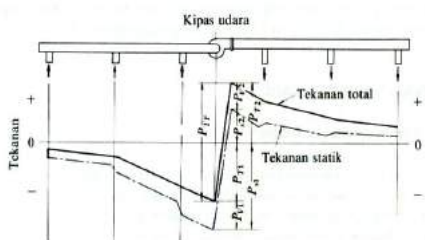
Kerugian tekanan karena adanya perubahan kecepatan aliran dapat diketahui dengan menggunakan Rumus 2.15 sebagai berikut :

$$\Delta P_v =$$

$$\frac{\gamma}{2g} \times V^2 \dots\dots\dots 2.15$$

2.9.3. Perubahan Tekanan Sistem Saluran Kipas Udara.

Di dalam setiap saluran udara terjadi perubahan tekanan total, karena adanya kerugian tekanan yang disebabkan adanya tahanan gesek dan tahanan lokal ataupun perubahan tekanan dinamik yang disebabkan karena adanya perubahan kecepatan.



Gambar 2.2. Perubahan Tekanan Dalam Sistem Saluran Kipas Udara.

Untuk sistem saluran udara, berlakupersamaan :

$$P_t = P_s + P_v \dots\dots\dots 2.16$$

Dimana :

P_s = Tekanan statik

P_v = Tekanan dinamik

P_t = Tekanan total

Kipas udara menghisap dan menekan udara masuk ke dalam saluran suplai. Oleh karena udara keluar dari kipas udara dengan tekanan statik dan dinamik yang positif, maka dengan sendirinya tekanan totalnya akan positif. Di dalam saluran keluar juga terjadi kerugian tekanan sehingga tekanan totalnya akan semakin berkurang di tempat yang lebih jauh dari kipas udara.

Tekanan yang dihasilkan oleh kipas udara adalah tekanan total pada lubang keluar kipas dikurangi tekanan total pada lubang isap kipas udara yaitu :

$$P_t = P_{t2} - P_{t1} = (P_{v2} + P_{s2}) - (P_{v1} + P_{s1}) \\ = (P_{s2} - P_{s1}) + (P_{v2} - P_{v1})$$

Karena kecepatan udara pada lubang isap dan keluar kipas udara kira-kira sama, maka : $P_{v1} = P_{s2} - P_{s1}$

Sehingga tekanan statik kipas udara :

$$P_s = P_t - P_{v1} = (P_{s2} - P_{s1}) - P_{v1} \dots\dots\dots 2.17$$

Dimana :

P_s = tekanan statik

P_t = tekanan total dari kipas udara

P_{v2} = tekanan dinamik pada lubang keluar kipas udara.

Jumlah kerugian tekanan untuk masing-masing bagian dari saluran udara yang disebut *total resistance* adalah dengan tekanan total kipas yang diperlukan.

2.9.4. Daya Motor Penggerak.

Untuk menentukan berapa besar daya yang diperlukan oleh blower dapat dihitung dengan Persamaan 2.21 yaitu :

$$Daya motor penggerak (kW) =$$

$$\frac{Q \times P_t}{6120 \times \eta} \dots \dots \dots 2.18$$

Dimana :

Q = Kapasitas udara suplai,
(m³/menit)

P_t = Tekanan total, (kg/m²
atau mm H₂O)

η = Efisiensi blower.

2.10. Analisa *Computational Fluid Dynamics*

CFD adalah metode penghitungan, memprediksi, dan pendekatan aliran fluida secara numerik dengan bantuan komputer. Aliran fluida dalam kehidupan nyata memiliki banyak sekali jenis dan karakteristik tertentu yang begitu kompleks, CFD melakukan pendekatan dengan metode numerasi serta menggunakan persamaan-persamaan fluida.

CFD merupakan metode penghitungan dengan sebuah kontrol dimensi, luas dan volume dengan memanfaatkan bantuan komputasi komputer untuk melakukan perhitungan pada tiap-tiap elemen pembagiannya. Prinsipnya adalah suatu ruang yang berisi fluida yang akan dilakukan penghitungan dibagi-bagi menjadi beberapa bagian, hal ini sering disebut dengan sel dan prosesnya dinamakan meshing. Bagian-bagian yang terbagi tersebut merupakan sebuah kontrol penghitungan yang akan dilakukan oleh aplikasi atau *software*. Kontrol-kontrol penghitungan ini beserta kontrol-kontrol penghitungan lainnya merupakan pembagian ruang yang disebutkan tadi atau meshing. Nantinya, pada setiap titik kontrol penghitungan akan dilakukan penghitungan oleh aplikasi dengan batasan domain dan boundary condition yang telah ditentukan. Prinsip inilah yang banyak dipakai pada proses penghitungan dengan menggunakan bantuan komputasi komputer. Contoh lain penerapan prinsip

ini adalah *Finite Element Analysis (FEA)* yang digunakan untuk menghitung tegangan yang terjadi pada benda solid.

2.10.1. Pre-processor

Pre-processor meliputi masukan dari permasalahan aliran ke suatu program CFD dan transformasi dari masukan tersebut ke bentuk yang cocok digunakan oleh *Solver*. Langkah-langkah dalam tahap ini adalah sebagai berikut :

1. Pendefinisian geometri yang dianalisa
2. *Grid generation*, yaitu pembagian daerah domain menjadi bagian-bagian lebih kecil yang tidak tumpang tindih
3. Seleksi fenomena fisik dan kimia yang perlu dimodelkan
4. Pendefinisian properti fluida
5. Pemilihan *boundary condition* (kondisi batas) pada kontrol volume atau sel yang berhimpit dengan batas domain
6. Penyelesaian permasalahan aliran (kecepatan, tekanan, temperatur dan sebagainya) yang didefinisikan pada titik nodal dalam setiap sel.

2.10.2. Solver

Solver dapat dibedakan menjadi tiga jenis yaitu *finite difference*, *finite element* dan metode *spectral*. Secara umum metode *numeric Solver* tersebut terdiri dari langkah-langkah sebagai berikut:

1. Prediksi variabel aliran yang tidak diketahui dengan menggunakan fungsi sederhana.
2. *Diskretisasi* dengan substitusi prediksi-prediksi tersebut menjadi persamaan-persamaan aliran utama yang berlaku dan kemudian melakukan manipulasi matematis.
3. Penyelesaian persamaan aljabar. Pada proses *Solver*,

terdapat 3 persamaan aturan aliran fluida yang menyatakan hukum kekekalan fisika.

2.10.3. Post-Processor

Post processing merupakan tahap visualisasi dari tahapan sebelumnya. *Post processor* semakin berkembang dengan majunya *engineering workstation* yang mempunyai kemampuan grafik dan visualisasi cukup besar. Alat visualisasi tersebut antara lain:

1. *Domain geometri dan display*
2. *Plot vektor*
3. *Plot kontur*
4. *Plot 2D dan 3D surface*
5. *Particle tracking*
6. Manipulasi tampilan (translasi, skala dan sebagainya)
7. Animasi display hasil dinamik

Dalam simulasi, model-model yang digunakan didiskretisasi dengan metode formulasi dan diselesaikan dengan menggunakan bermacam-macam algoritma numerik. Metode diskretisasi dan algoritma yang terbaik digunakan tergantung dari tipe masalah dan tingkat kedetailan yang dibutuhkan.

BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

3.1. Metodologi Penelitian

Metode penelitian pada Tugas Akhir ini berisi uraian desain, metode, dan pendekatan yang digunakan. Metodologi penelitian yang digunakan adalah sebagai berikut:

3.1.1. Studi Literatur

Tahapan telaah pustaka dilaksanakan di awal penelitian dengan tujuan untuk memperoleh dasar-dasar teori dan berbagai informasi yang berhubungan dengan penelitian yang

akan dilakukan. Dalam hal ini telaah pustaka dilakukan melalui jurnal, paper, buku-buku, diskusi, panduan CFD dan media lain yang menunjang penulisan tugas akhir ini.

3.1.2. Survey Data

Survey dalam hal ini adalah pengambilan data-data yang dibutuhkan untuk pengolahan data seperti:

- a. Data ukuran kapal.
- b. Spesifikasi peralatan kapal.
- c. Pengukuran temperatur pesawat pesawat yang beroperasi, pada saat kapal melaksanakan pelayaran dengan asumsi kapal menggunakan balingan maksimal.

3.1.3. Pengolahan Data

Pada tahap ini dilakukan pengolahan data dari hasil survey data sehingga data tersebut dapat dijadikan acuan dalam proses berikutnya seperti permodelan dan perhitungan.

3.1.4. Permodelan sistem ventilasi dan model kamar mesin kapal

Permodelan sistem ventilasi dan model kamar mesin kapal menyiapkan model sistem ventilasi dan model kamar mesin dengan menggunakan bantuan *software CFX* dan data olahan dalam hal ini adalah data koordinat xyz. Setelah model terbentuk, kemudian dalam program ini dilakukan proses *pre-prosesor* yaitu dengan melakukan meshing dan memasukkan nilai input dan outputnya agar dapat dijalankan pada tahap berikutnya.

3.1.5. Running Model

Model disimulasikan dengan menggunakan program *CFX* untuk mendapatkan data baru hasil simulasi.

Dimana setelah model valid maka dilakukan proses *solver* dan *post-processor*. Dari *post-processor*, maka dapat dilakukan proses visualisasi model terhadap variabel yang kita inginkan.

3.1.6. Analisa Data

Analisa data dilakukan pada hasil visualisasi yang didapatkan dari data hasil simulasi dengan bantuan *software* CFX.

3.1.7. Kesimpulan dan saran

Setelah seluruh proses penelitian telah selesai, maka akan ditarik kesimpulan secara menyeluruh mengenai efektifitas solusi yang diterapkan di lapangan berdasarkan analisa data yang telah dilakukan. Hasil akhir akan ditarik beberapa masukan dan rekomendasi bagi pihak TNI Angkatan Laut atau saran bagi penelitian berikutnya.

3.2. Eksperimen

Permodelan untuk menganalisa aliran udara pada kamar mesin perlu dilakukan perencanaan awal yang bertujuan untuk efisiensi waktu dan mengoptimalkan hasil percobaan.

Percobaan untuk menganalisa aliran fluida dengan menggunakan simulasi CFD dilakukan melalui 2 tahap, hal ini dilakukan untuk efisiensi waktu. Permodelan pertama adalah untuk menganalisa aliran dalam saluran ventilasi *ducting*. Untuk mendapatkan nilai output dari ujung-ujung *ducting*, nilai output yang akan diambil antara lain adalah kecepatan udara pada ujung *ducting*. Input dari permodelan pertama ini adalah data dari kapasitas blower, dan bentuk geometri dari sistem ventilasi *ducting*.

Tabel 3.1 Rangkaian Variasi Simulasi CFD

Variasi 1	6 Outlet Duct	Blower capacity = 33.876 cfm, daya motor 40 Hp
-----------	---------------	--

variasi 2	6 Outlet Duct	Blower capacity = 45.758 cfm, daya motor 50 Hp
Variasi 3	12 Outlet Duct	Blower capacity = 33.876 cfm, daya motor 40 Hp
Variasi 4	12 Outlet Duct	Blower capacity = 45.758 cfm, daya motor 50 Hp
Variasi 5	24 Outlet Duct	Blower capacity = 33.876 cfm, daya motor 40 Hp
Variasi 6	24 Outlet Duct	Blower capacity = 45.758 cfm, daya motor 50 Hp

Dimana :

- 1) Variasi 1 adalah simulasi percobaan dimana tetap menggunakan design *ducting* yang lama namun untuk kapasitas blower isap dan blower tekan dinaikan dengan daya 40 Hp dan kapasitas Q = 33.876 cfm dimana diketahui jumlah *Outlet Duct* keseluruhan yang berada di ruang mesin sebanyak 6 *Outlet Duct*.
- 2) Variasi 2 adalah hampir sama dengan simulasi variasi 1 namun disini untuk kapasitasnya dinaikan menjadi 50 Hp kapasitas blower Q = 45.758 cfm. Percobaan ini dilakukan untuk mencari perbandingan apakah dengan sistem *ducting* yang lama apakah mampu menurunkan temperatur ruangan dengan hanya menambah

kemampuan atau daya dari blower yang menyuplai udara ke ruang mesin.

- 3) Variasi 3 adalah simulasi dengan penambahan jumlah *Outlet Duct* yang menyemburkan udara ke ruang mesin dengan menggunakan design *ducting* baru dan ditambahkan penampang masing-masing sejumlah 3 di tiap-tiap sistem *ducting* jadi total penampang yang ada sejumlah 12 *Outlet Duct* . Dan Blower yang digunakan menggunakan daya 40 Hp dan kapasitas $Q = 33.876$ cfm
- 4) Variasi 4 adalah simulasi yang sama dengan simulasi variasi 3 namun untuk kapasitasnya dinaikan menjadi $Q = 45.758$ cfm dengan daya 50 Hp dengan tujuan apakah dengan menambah jumlah *Outlet Duct* dan penambahan kemampuan blower akan sanggup menurunkan suhu ruangan di ruang mesin.
- 5) Variasi 5 adalah simulasi dengan penambahan jumlah *Outlet Duct* yang menyemburkan udara ke ruang mesin dengan menggunakan design *ducting* baru dan ditambahkan *Outlet Duct* masing-masing sejumlah 6 di tiap-tiap sistem *ducting* dari model variasi 4 jadi total penampang yang ada sejumlah 24 *Outlet Duct* . Disini kami akan tetap menggunakan blower kapasitas $Q = 33.876$ cfm dengan daya 40 Hp.

- 6) Variasi 6 adalah simulasi sama dengan variasi 5 namun untuk kapasitasnya dinaikan menjadi $Q = 45.758$ cfm dengan daya 50 Hp dengan tujuan apakah penambahan *Outlet Duct* dan kapasitas apakah lebih optimal lagi untuk mendinginkan ruangan yang sesuai standarisasi yang diijinkan.

3.3. Percobaan Pemodelan Saluran Udara

Percobaan pemodelan saluran udara ini dilakukan untuk mengetahui kapasitas, kecepatan, dan tekanan udara pada saat keluar dari ujung-ujung ventilasi *ducting*. Percobaan menggunakan software CFX 13.0 dilakukandalam 3 tahap, yaitu *pre-processor*, *solver*, *post-processor*. Dalam tahap awal, yaitu *pre-processor* masukan data dalam sub bagiannya terdiri dari beberapa langkah.

Berikut ini adalah langkah-langkah yang harus dilakukan dalam penyelesaian tahap *pre processor*:

1. *Geometry Modelling*
2. *Fluid Domains*
3. *Boundary Conditions*
4. *Initial Conditions*
5. *Meshing*
6. *Solver Control*
7. *Definition File*
8. *Result File*

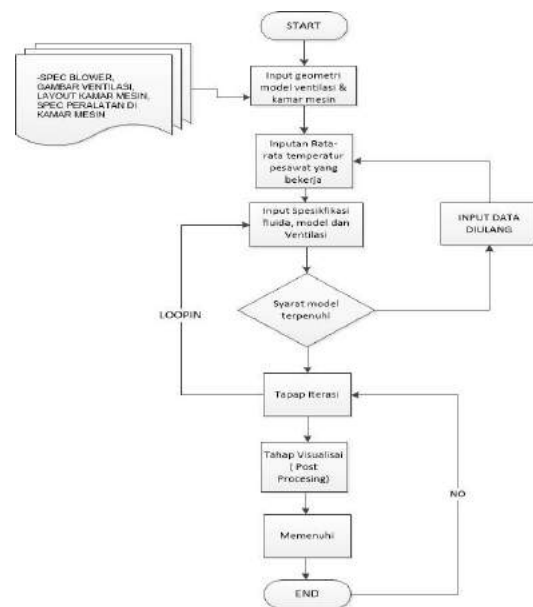
3.4. Percobaan Pemodelan Kamar Mesin

Percobaan pemodelan kamar mesin dilakukan untuk mengetahui kapasitas, kecepatan, dan tekanan udara di dalam kamar mesin. Percobaan

menggunakan software CFX 13.0 dilakukan dalam 3 tahap, yaitu *pre-processor*, *solver*, *post-processor*. Dalam tahap awal, yaitu *pre-processor* masukan data dalam sub bagiannya terdiri dari beberapa langkah.

Berikut ini adalah langkah – langkah yang harus dilakukan dalam penyelesaian tahap *pre processor*:

1. *Geometry Modelling*
2. *Fluid Domains*
3. *Boundary Conditions*
4. *Initial Conditions*
5. *Meshing*
6. *Solver Control*
7. *Definition File*



Tabel 3.2 Flowchart Metode Penelitian

BAB 4 ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Survey

Dari hasil *survey* yang dilaksanakan di KRI OWA-354, untuk Sistem ventilasi awal pada kamar mesin, kapal ini menggunakan sistem ventilasi paksa. Sistem ventilasi paksa dengan menggunakan *supply blower* untuk mengalirkan udara dari luar masuk ke kamar mesin melalui saluran *ducting*. Sedangkan udara di dalam ruangan akan keluar ruangan melewati sistem ventilasi paksa pula berupa *ducting* yang dihisap oleh *exhaust blower* dan ditekan keluar ruangan melalui saluran udara.

3.5. Diagram Alir Penyelesaian Masalah



Gambar 4.1. Kapal Kri Oswald Siahaan – 354

4.1.1. Data Umum Kapal KRI Oswald Siahaan - 354

- a. Nama Kapal : KRI OSWALD SIAHAAN-354
- b. Jenis : Van Speijk
- c. Merk / Type : PKR
- d. Tahun Pembuatan: 1967
- e. Pabrik / Galangan: N.V. Koninklijke
- f. Material Bakap : Baja
- g. Ukuran dan berat.
 - 1) Panjang Max (LOA): 113,42 m
 - 2) Panjang LPP : 109,76 m
 - 3) Lebar Max : 12,506 m
 - 4) Netto Tonage : 2.320,140 ton
 - 5) Draft Max / Fb : 3,772 m
 - 6) Ketinggian di atas garis air.
 - a) Tinggi Max: 30,60 m
 - b) Ting. bordes DA 05: 22,50 m
 - c) Ting. Gldk. isyarat : 11 m
 - d) Tinggi anjungan: 10,20 m
 - e) Tinggi wing bridge: 9,00 m
 - f) Tinggi gldk. helly: 6,30 m
 - g) Tinggi gldk. Haluan: 8,610 m
 - 7) Peralatan jangkar.
 - a) Berat jangkar : 1.450 kg
 - b) P. rantai (Ø 35 mm) : Ka 9 x 25 m Ki 7 x 25 m

c) Kecepat. putar lier : 0,33 m/det

Berikut ini data-data pesawat yang berada di ruang mesin KRI OWA-354 setelah melaksanakan repowering (pasca repowering) yang menjadi sumber panas:

1. Sistem Pendorong Pokok

Merk : S.E.M.T Pielstick

Tipe : 12 PA6 B STC

Serial Number : 8536 / 8537

Pabrik : S.E.M.T Pielstick

France

Th. Pembuatan : 2005

Daya : 5346kW

Idle Speed : 450 rpm

Max Speed : 1050 rpm

Cycle : 4 stroke

Berat (dry engine): 29.500 Kg ± 5 %

Bentuk selinder : V 60°

Lubang selinder : 280 mm

Langkah piston : 330 mm

Displacement : 244 liter

Volume ratio : 12,5 / 1

Supercharging : 2 turbocharger

&1 intercooler

Tek. turbocharger inlet: 2,65 bar

Temp. Maks. Gas buang: 580°C

Sfoc : 160 gr/HP.hr

Pemakaian ML : 2-3 gr/HP.hr

Eng. inlet oil pres. at MC 600

Kpa

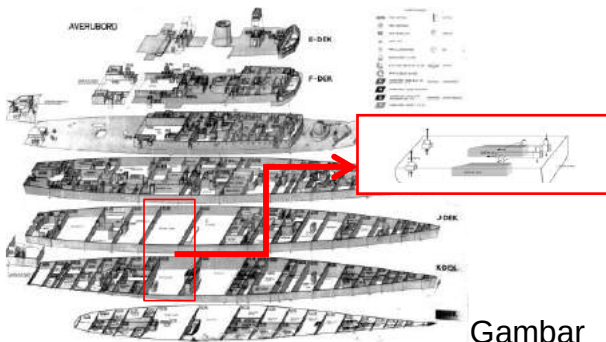
Injector calibration pres. : 32±

0,5 Mpa

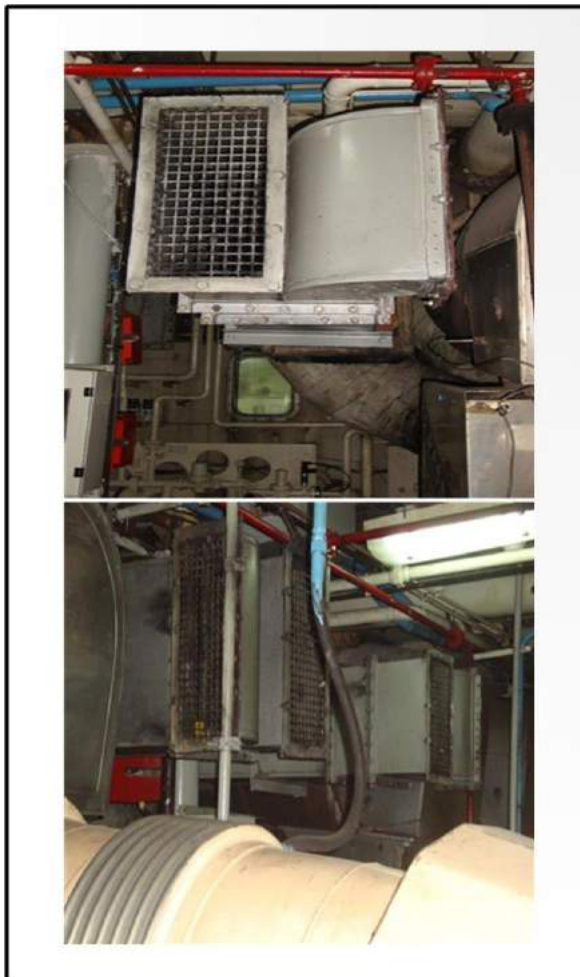
Lokasi : Ru. MPK

4.1.2. Layout Saluran Udara Kamar Mesin.

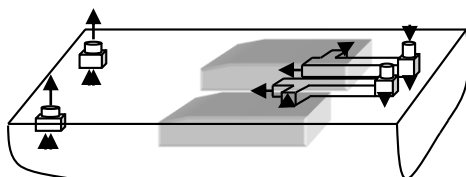
Berikut ini layout Ruang Mesin KRI OWA-354 pasca repowering :



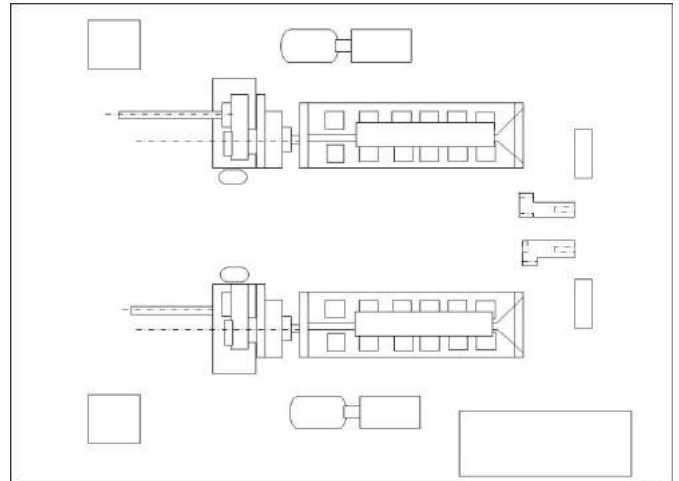
Gambar 4.2 General Arrangement Plan KRI OWA – 354



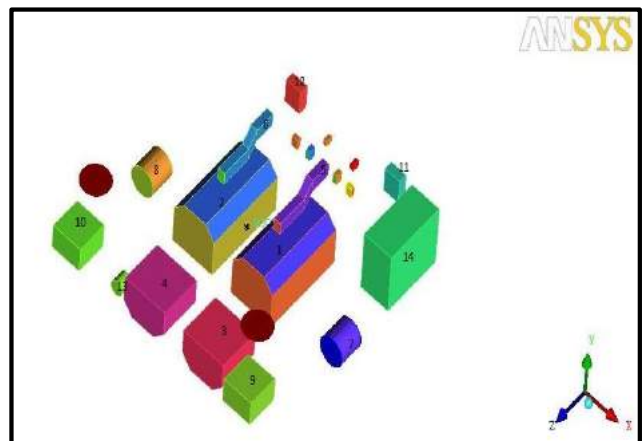
Gambar 4.3 PhotoDucting Udara Ruang Mesin KRI OWA – 354



Gambar 4.4 Sistem Ventilasi Udara Ruang Mesin KRI OWA – 354



Gambar 4.5 Denah Ruang Mesin KRI OWA-354 Tampak Atas



Gambar 4.6 Drawing Denah Ruang Mesin KRI Oswald Siahaan-354 Menggunakan ICEM CFD

- Keterangan:
1. Main Engine I
 2. Main Engine II
 3. Gear Box I
 4. Gear Box II
 5. Gas Buang Engine I
 6. Gas Buang Engine II
 7. Motor Kompresor Tingkat Menengah I
 8. Motor Kompresor Tingkat Menengah II
 9. Tangki Olie I
 10. Tangki Olie II

4.1.3. Analisa Sistem Udara Kamar Mesin.

Sebelum membahas pemecahan masalah mengenai kebutuhan udara untuk ruang mesin. Berikut ini beberapa permasalahan yang ada di ruang mesin akibat perubahan temperatur yang signifikan pada saat kapal melaksanakan pelayaran, antara lain :

Tabel 4.1. Permasalahan Teknis Pesawat Di Ruang Mesin KRI OWA-354 Pasca Repowering

N O	MP K	PERMASALAHAN
1	K a i	Remot control valve untuk sistem air tawar pendingin <i>main engine</i> tidak dapat dioperasikan secara otomatis sehingga dirubah secara manual dengan mematikan input tegangan pada PID Controller.
2	K a i	Pada saat start, engine sering hunting. Hal ini terjadi setelah engine controller dari main engine sering mengalami beberapa <i>failure</i> karena udara ruang mesin yang panas.
3	K a i	Engine controller kanan dan kiri rusak sehingga dilaksanakan penggantian 1 unit baru untuk engine controller yang kanan. Untuk engine controller kiri di lepas sehingga untuk start engine di dilaksanakan secara manual. Hal ini sangat riskan terhadap main enginenya karena mengabaikan beberapa parameter pada saat berlayar.
4	K i	Sensor control Oil Governor pada <i>Local Control Panel</i> sering rusak sehingga tidak menunjukkan besarnya tekanan pada main engine.
5	K a	Modul TB 770 dan Sensor Fuel Rack ZT006 tidak berfungsi sehingga tidak menunjukkan tekanan pada <i>Local Control Panel (LCP)</i> .

6	K i	Putaran <i>main engine</i> sering hunting. Hal ini terjadi setelah <i>main engine</i> dioperasikan tanpa adanya engine controller karena rusak.
7	K a i	Sensor seal udara (air sealing) digital pada turbocharger rusak
8	K a i	Sensor temperatur air tawar tidak normal
9	K a i	Module U642 pada LCP rusak sehingga komunikasi dari <i>Main Engine</i> ke LCP bermasalah.

Kedua, Daya yang dihasilkan *Main Engine* menjadi menurun dan temperatur gas buang lebih tinggi. *Ambient temperature* ideal untuk ruang mesin tidak tercapai, hal ini terjadi karena temperatur udara yang tinggi dalam kamar mesin menyebabkan udara memuai sehingga menyebabkan kandungan oksigen dalam udara tersebut menipis atau berkurang sehingga pembakaran tidak sempurna.

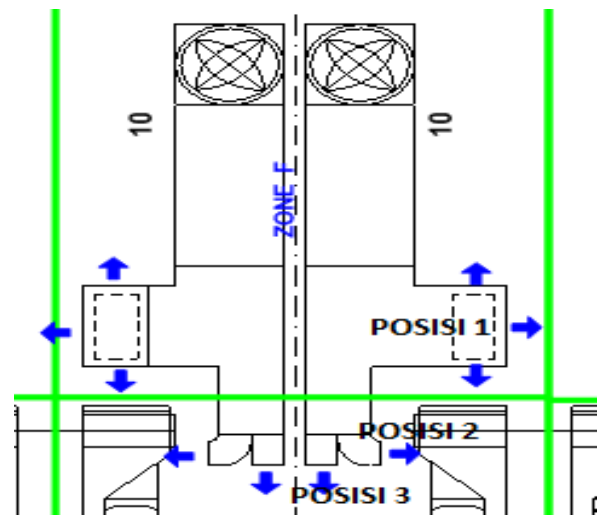
Ketiga, Kapasitas udara yang dihasilkan oleh *supply fan/ blower* tidak cukup untuk memasok udara untuk peralatan permesinan maupun untuk peralatan keamanan seperti peralatan PEK, hal ini menyebabkan peralatan keamanan (*safety device*) seperti tabung CO₂, Powder dan Foam menjadi tidak berfungsi yang semestinya ditempatkan pada ruangan yang bertemperatur maksimal 45°C karena temperatur ruangan diatas 45°C mengakibatkan peralatan PEK menjadi cepat rusak. Temperatur ruang mesin yang panas ini dikhawatirkan terjadinya bahaya kebakaran pada komponen-komponen yang rentan sebagai pemicu terjadinya bahaya kebakaran hal tersebut dapat membahayakan keselamatan personil yang mengawaknya. Sudah banyak terjadi kasus kebakaran ruang mesin yang diakibatkan karena permasalahan sistim ventilasi udara ruang mesin yang rusak ataupun bekerja tidak maksimal. Apalagi ruang mesin yang terdapat tangki bahan bakar yang dapat mengakibatkan terjadinya kebakaran

yang sangat besar.

P O S I S I	OUTLET DUCT		KECEPATAN SUPPLY FAN (V)				DEBIT UDARA (Q)	
			KANAN		KIRI		KANAN	KIRI
	Pa nja ng (m)	Le bar (m)	KN OT	m/s	KN OT	m/s	m ³ / s	m ³ / s
1	0.35	0.15	35	18.0554	34	17.4911	0.9452	0.9182
2	0.4	0.18	30	15.4333	32	16.4622	1.1112	1.1852
3	0.4	0.18	29	14.9888	30	15.4333	1.0741	1.1112
1 knot : 0.5144444 M/S							3.13056	3.2147



Gambar 4.7 Anemometer.



Gambar 4.8 Posisi Pengambilan Data Kecepatan.

Dari pengambilan data yang dilaksanakan maka dapat diketahui berapa kecepatan dari tiap-tiap posisi. Data yang didapatkan sebagai berikut :

Tabel 4.2. Pengambilan Data Kecepatan Supply

Fan KRI OWA-354

Dari data yang di ambil dapat diketahui Total Debit Udara (**Q**) yang dialirkan oleh kedua *supply fan* untuk kebutuhan ruang mesin sebesar 7,314473 m³/s. Kemudian dilaksanakan pengukuran temperatur terhadap pesawat-pesawat yang beroperasi secara *kontinu/ steady state*. Pesawat-pesawat yang beroperasi secara kontinu dan menghasilkan panas pada saat beroperasi antara lain adalah :

1. *Main Engine I & II*
2. *Gear Box I & II*
3. *Kompresor Udara Tekanan Menengah (KTM) I & II*
4. *Motor pompa Oli Gear Box I & II*
5. *Pipa Gas buang Main Engine I & II*
6. *Tangki Olie I & II* (dikarenakan terdapat elemen pemanas di

- dalamnya)
7. Tangki Bahan Bakar Pokok harian (dikarenakan terdapat elemen pemanas di dalamnya)
 8. Lokal Panel Control *Main Engine I & II*

Di bawah ini adalah tabel hasil pengukuran temperatur pada pesawat-pesawat yang beroperasi secara kontinu pada saat menggunakan balingan penuh, untuk data selengkapnya pada saat pengambilan data ada pada lampiran A.

Tabel 4.3 Pengambilan Data Rata-Rata Temperatur Pesawat-Pesawat Yang Bekerja Di *Engine Room KRI OWA-354*

O	N	NA MA PESAWA T	SUH U TEMPERA TUR RATA- RATA °C
1		<i>Main Engine I</i>	130
2		<i>Main Engine II</i>	135
3		KT M I	85
4		KT M II	85
5		Mot or Pompa olie Gear Box I	65
6		Mot or Pompa olie Gear Box II	65
7		Pip a Gas Buang <i>Main Engine I</i>	350
8		Pip a Gas Buang <i>Main Engine II</i>	300
9		Tan gki Olie I	43

1		Tan	43
0		gki Olie II	
		Tan	67
1		gki Bahan Bakar Pokok	
1		Loc	55
2		al panel Control I	
1		Loc	55
3		al panel Control II	

Dengan data-data pengukuran yang diambil diatas akan menjadi inputan untuk parameter sebelum melaksanakan proses simulasi. Namun untuk data-data diatas hanyalah secara global yang kami sebutkan dikarenakan untuk inputan *CFX solver* untuk tiap-tiap surface berbeda, sehingga tidak kami tampilkan secara lengkap dalam daftar di atas.

4.2. Desain Kondisi Ventilasi

Persyaratan HVAC pada kapal tergantung dari data spesifik yang harus dikumpulkan sebelum perhitungan dilakukan. Adapun data-data menurut ISO 8861 adalah sebagai berikut :

Summer Temperatur :

1. *Outdoor Air* 35° C dan 70% Humidity, the density of air $\rho = 1.13 \frac{Kg}{m^3}$
2. *Indor Air* 38° C, Max. 45° C dan 70% Humidity
3. *Sea Water* 30° C

Kondisi udara desain berdasarkan data-data di atas dapat dilihat di diagram psikrometrik pada lampiran F. Saluran yang dirancang untuk mengalirkan udara pada kondisi tekanan statik 50 mm H₂O dan kecepatan 10 m/s dinamai sebagai saluran udara standar. Untuk kondisi lebih rendah dari harga di atas, saluran tersebut termasuk golongan saluran udara kecepatan rendah (*low velocity air duct*). Sedangkan untuk kondisi lebih tinggi dari kondisi standar, termasuk

saluran udara kecepatan tinggi (*high velocity air duct*).

4.3. Tahap Validasi

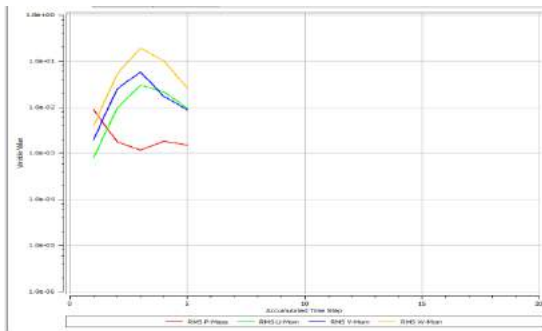
Dari hasil percobaan yang telah dilakukan dengan *software Ansys*, dan untuk mendapatkan prosedur penyelesaian masalah dan pengambilan data yang benar, maka perlu untuk dilakukannya *validasi*. *Validasi* dalam CFX dilakukan sebagai berikut:

4.3.1. Convergence

Convergence merupakan tahap pada saat proses iterasi perhitungan yang hasilnya ditampilkan dalam bentuk suatu grafik. Tahap pada *Convergence* sangat dipengaruhi terhadap input data dan meshing dari obyek yang diuji.

4.3.2. Grafik RMS Convergency Prematur

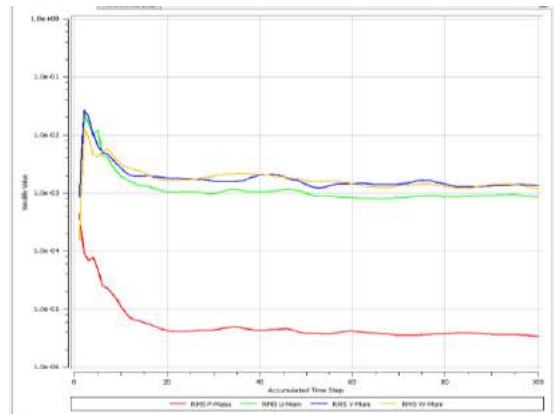
Konvergensi menunjukkan *premature* apabila *iterasi* berhenti sebelum waktu yang telah ditentukan.



Gambar 4.9 Grafik Rms Iterasi Premature

4.3.3. Grafik RMS Convergency Normal

Konvergensi yang normal terjadi apabila pada grafik, iterasi yang terjadi cenderung turun dan berhenti setelah waktu yang ditentukan. Konvergensi pada grafik 4.2 menunjukkan konvergensi yang normal, grafik ini sesuai dengan anjuran dari *software CFX-solver* dan konvergensi tidak berulang-ulang.



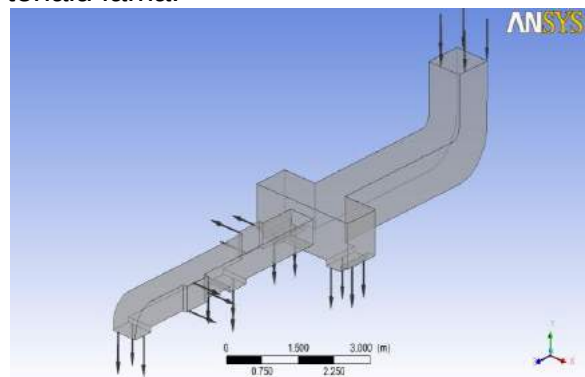
Gambar 4.10 Grafik Rms Iterasi Normal

4.3.4. Grid Independence

Grid independence merupakan tahap penentuan *iterasi cell* yang kita gunakan dalam perhitungan yang akan menentukan keakuratan hasil yang didapat. Semakin besar nilai *iterasinya* maka semakin tinggi pula keakuratan dari suatu obyek tersebut. Tetapi perlu diketahui bahwa semakin besar nilai *iterasinya* maka proses *running program* akan semakin

Tabel 4.4 Perhitungan *Mass Flow* Kondisi Riil

lama. Sehingga penentuan nilai *iterasi* yang optimum perlu diketahui oleh pengguna, agar waktu *running* tidak terlalu lama.



Gambar 4.11 Model Simulasi Pada CFX Pre- Processor

Inlet no	$\rho = 1,13 \text{ (Kg/m}^3\text{)}$	$V \text{ (m/s)}$	$A = \left(\frac{m^2}{s} \right)$	$\dot{m} = \left(\frac{Kg}{s} \right)$
1	1.13	18	0.05	1.01
2	1.13	15.4	0.07	1.21
3	1.13	14.9	0.07	1.17
4	1.13	17.5	0.05	0.98
5	1.13	16.5	0.07	1.30
6	1.13	104.1	0.07	8.23
		1	7	5

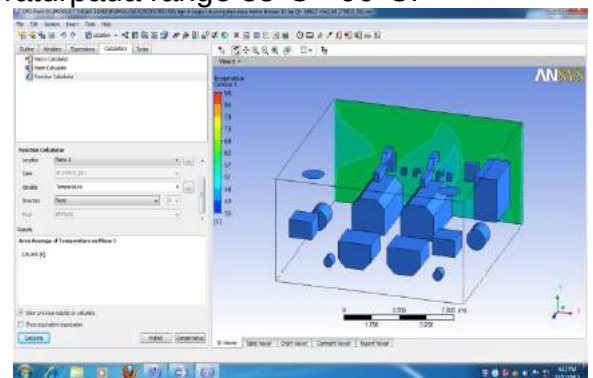
4.3.5. Tahap Analisa Dan Simulasi Kamar Mesin

Pada Tahap ini kami akan melaksanakan percobaan untuk menghasilkan solusi untuk mendapatkan bagaimana kondisi yang diharapkan agar ruang mesin nantinya bisa mencapai kondisi ruangan mesin yang diijinkan pada saat beroperasi. Namun untuk pertama tama kita akan mensimulasikan kondisi *riel* yang terjadi saat ini dengan menggunakan analisa CFD apakah simulasi ini sesuai atau tidak dengan keadaan *riel* dilapangan dimana rata-rata temperatur saat ini di ruang mesin apabila kapal sedang melaksanakan pelayaran dengan menggunakan mode engine dengan balingan penuh 1000 rpm adalah mencapai 65 °C. Pada Tabel 4.2 kita mendapatkan data hasil pengukuran pada kondisi *riel* bahwa didapat kecepatan rata-rata di tiap-tiap *Outlet duct* adalah :

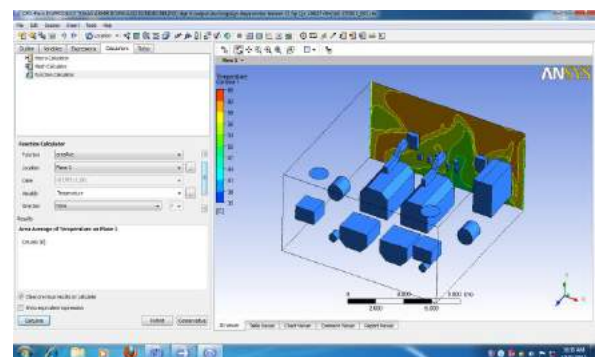
1. $V_1 = 18 \text{ m/s}$
2. $V_2 = 15.4 \text{ m/s}$
3. $V_3 = 14.9 \text{ m/s}$
4. $V_4 = 17.5 \text{ m/s}$
5. $V_5 = 16.5 \text{ m/s}$
6. $V_6 = 15.4 \text{ m/s}$

Dengan data –data kecepatan diatas kita akan mendapatkan hasil yang bisa kita konversikan menjadi inputan *mass flow* untuk *CFX solver* sebagai berikut :

Dengan *mass flow* yang didapat di atas kita bisa menjadikan inputan data buat parameter pada langkah proses *solver CFX*. Setelah langkah tersebut kita akan melaksanakan proses *running* sebanyak 100 iterasi. Sehingga mendapatkan hasil output penggambaran kondisi *riel* sesuai simulasi CFD sebagai berikut, dimana visualisasi akan kami tampilkan dalam 2 (dua) model, yaitu model pertama visualisai *legend standart* dimana akan kami tampilkan temperatur pada range 35°C - 90°C.



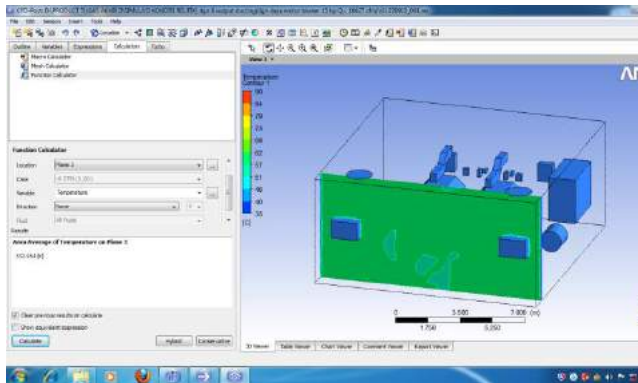
Gambar 4.12 Kondisi Temperatur Pada Plane Z = 0m (Legend Range 35°C - 90°C)



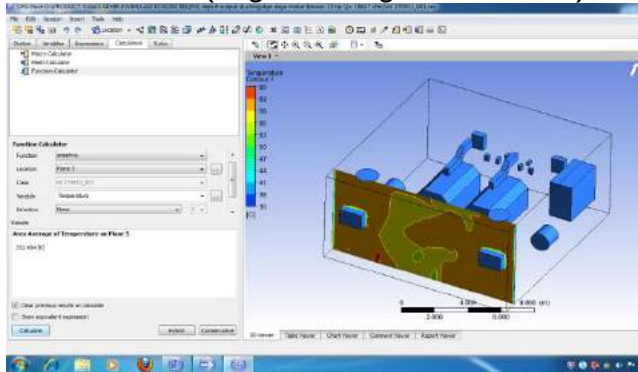
Gambar 4.13 Kondisi Temperatur Pada Plane Z = 0m (Legend Detail)

Pada gambar 4.12 dan gambar 4.13 tersebut menjelaskan bahwa pada plane $z=0m$ pada ruang mesin Temperatur rata-rata adalah 58.67 °C. Yang mana artinya pada daerah tersebut telah dihitung oleh CFD untuk rata-rata temperaturnya sebesar 58.67 °C.

Begitupun selanjutnya untuk tampilan-tampilan gambar yang akan kami sampaikan untuk tiap-tiap variasi memiliki pengertian sedemikian rupa. Selanjutnya akan kami tampilkan untuk plane pada $z = 12\text{m}$ dan plane $y = 4\text{m}$, dengan tujuan untuk memperjelas kondisi yang terjadi menurut analisa CFD.

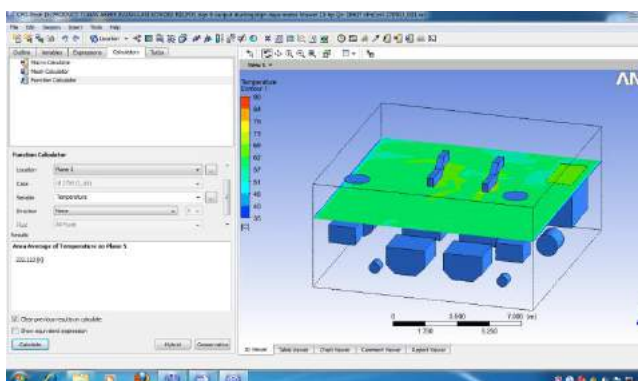


Gambar 4.14 Kondisi Temperatur Pada Plane Z = 0m (*LegendRange 35°C-90°C*)

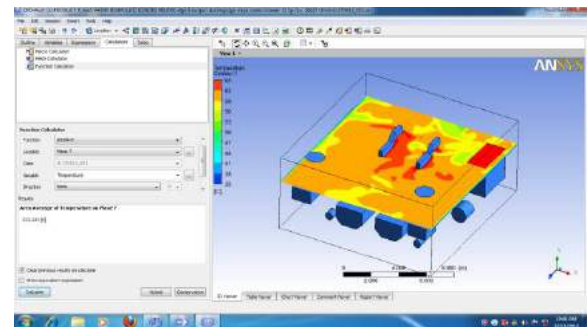


Gambar 4.15 Kondisi Temperatur Pada Plane Z = 12m (*Legend Detail*)

Pada Gambar 4.14 dan 4.15 menunjukan pada plane $z = 12\text{m}$ menurut analisa CFD rata-rata temperatur pada area tersebut adalah 332.96°K atau 59.96°C .

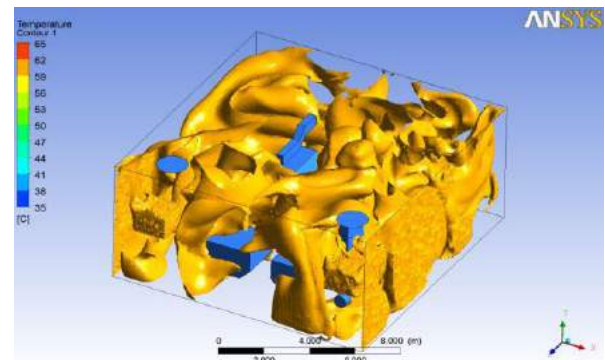


Gambar 4.16 Kondisi Temperatur Pada Plane Y = 4m (*LegendRange 35°C-90°C*)



Gambar 4.17 Kondisi Temperatur Pada Plane Y = 4m (*Legend Detail*)

Pada Gambar 4.16 dan 4.17 menunjukan pada plane $y = 4\text{m}$ menurut analisa CFD rata-rata temperatur pada area tersebut adalah 333.223°K atau 60.223°C .



Gambar 4.18 Kondisi Pada Iso Surface 60°C

Sedangkan Gambar 4.18 adalah gambar *iso surface* dimana gambar tersebut menjelaskan bahwa udara yang tersebar di dalam ruang mesin merupakan udara yang memiliki temperatur rata-rata 60°C .

Berdasarkan penjelasan dari gambar-gambar tersebut kita dapat menyimpulkan bahwa kondisi ruang mesin KRI OWA – 354 tidak sesuai dengan kondisi ruang mesin yang di iijinkan oleh aturan *Lyods Register* dimana temperatur untuk ruang mesin maksimal adalah sebesar 45°C . Jadi hasil simulasi dan kondisi kenyataan mendekati sama, dimana kondisi ruang mesin saat ini memang panas, temperatur ruangan rata-rata mencapai 60°C serta temperatur

tertinggi adalah 65°C, karena itu harus dicari solusi agar kondisi ruang mesin dapat mencapai temperatur dibawah 45°C dimana yang berfungsi untuk kebutuhan udara dalam proses pembakaran engine, disipasi panas dari pesawat-pesawat yang bekerja serta kenyamanan bagi ABK kapal yang melaksanakan purba jaga.

4.3.6. Rangkaian simulasi

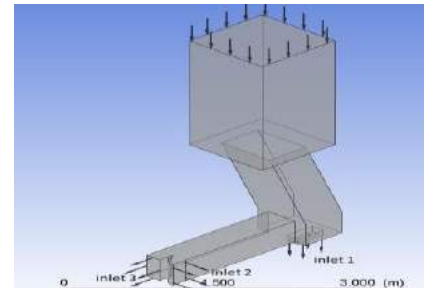
Disini kami akan melaksanakan beberapa simulasi dimana semua simulasi tersebut ditujukan untuk mendapatkan suatu penggambaran bagaimana nantinya temperatur ruang mesin bisa mencapai temperatur yang diijinkan yaitu dibawah 45°C. Dalam simulasi ini pertama-tama kami akan menentukan dan membatasi daya motor baru yang akan digunakan, dikarenakan untuk efisien waktu dalam simulasi. Kami akan ambil sampel motor dari vendor *HARTZELL*, dalam bulletin *Mine Duty Blower and Heater* yang akan digunakan antara lain :

1. Daya motor 40 Hp kapasitas blower $Q = 33.876 \text{ cfm}$ atau setara dengan $57.555,69 \text{ m}^3/\text{h}$
2. Daya motor 50 Hp kapasitas blower $Q = 45.758 \text{ cfm}$ atau setara dengan $77.743,34 \text{ m}^3/\text{h}$

Setelah menentukan daya motor dan kapasitas yang akan digunakan, dalam simulasi ini kami akan juga merancang model *ducting* yang akan disarankan untuk digunakan mendukung kemampuan blower yang tersedia diatas. Rencana *ducting* yang akan kami rancang antara lain :

1. Model *ducting* yang lama tetap kita gunakan dalam simulasi untuk mencari pembandingan apakah dengan mengganti blower yang lama dengan blower yang baru, dimana nantinya apakah mampu mendinginkan seluruh ruangan

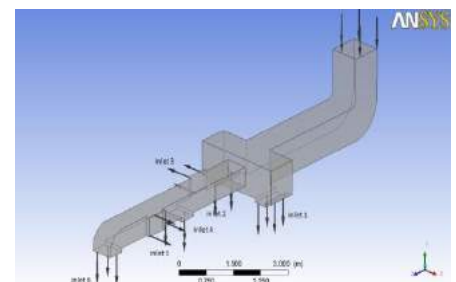
mesin sampai mencapai temperatur dibawah 45°C.



Gambar 4.19 Design *Ducting* Saat Ini

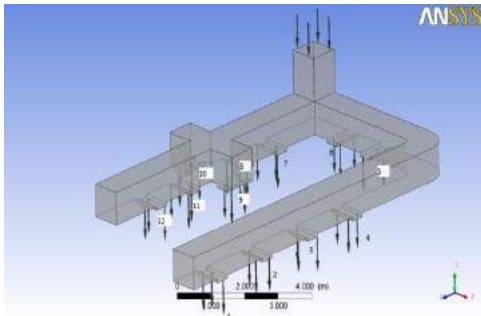
2. Model *Ducting* alternatif 1 kami gunakan sebagai langkah berikutnya, apabila model *ducting* lama dengan menggunakan blower yang baru belum mampu mencukupi kebutuhan untuk mendinginkan ruang mesin, *ducting* alternatif 1 ini nantinya kami akan simulasikan 2 (dua) kali yaitu dengan menggunakan kedua blower yang spesifikasinya kami sebutkan diatas.

3.



Gambar 4.20 Design *Ducting* Dengan 6 *Outlet Ducting*

4. Model *Ducting* alternatif 2 kami gunakan apabila langkah di nomer 2 masih belum mampu mendinginkan ruang mesin mencapai temperatur di bawah 45°C, namun dengan kapasitas blower yang sama seperti blower yang kami sarankan diatas.



Gambar 4.21 Design Ducting Dengan 12 OutletDucting.

Setelah menentukan model-model *ducting* yang akan digunakan, kami memulai langkah simulasi dengan rangkaian simulasi sebanyak 6 (enam) kali model dengan antara lain :

1. Variasi 1 adalah simulasi percobaan dimana adalah tetap menggunakan design *ducting* yang lama namun untuk kapasitas blower isap dan tekan dinaikan dengan daya 40 Hp dan kapasitas $Q = 33.876$ cfm dimana diketahui jumlah *Outlet duct* keseluruhan yang berada di ruang mesin sebanyak 6 *Outletduct*.
2. Variasi 2 adalah hampir sama dengan simulasi variasi 1 namun disini untuk kapasitasnya dinaikan menjadi dengan daya 50 Hp kapasitas blower $Q = 45.758$ cfm. Percobaan ini dilakukan untuk mencari apakah dengan sistem *ducting* yang lama apakah mampu menurunkan temperatur ruangan dengan hanya menambah kemampuan atau daya dari blower yang menyuplai udara ke ruang mesin.
3. Variasi 3 adalah simulasi dengan penambahan jumlah *Outlet duct* yang menyemburkan udara ke ruang mesin dengan menggunakan design *ducting* baru dan ditambahkan *Outlet duct* masing-masing sejumlah 3 di tiap-tiap sistem *ducting* jadi total penampang yang ada sejumlah 12 *Outletduct*. Dan Blower yang digunakan menggunakan daya 40 Hp dan kapasitas $Q = 33.876$ cfm
4. Variasi 4 adalah simulasi yang sama dengan simulasi variasi 3 namun untuk kapasitasnya dinaikan menjadi 50 Hp kapasitas blower $Q = 45.758$ cfm dengan tujuan apakah dengan menambah jumlah *Outlet duct* dan penambahan kemampuan blower akan sanggup menurunkan suhu ruangan di ruang mesin.
5. Variasi 5 adalah simulasi dengan penambahan jumlah *Outlet duct* yang menyemburkan udara ke ruang mesin dengan menggunakan design *ducting* baru dan ditambahkan penampang masing-masing sejumlah 6 di tiap-tiap sistem *ducting* dari model variasi 4. Jadi total penampang yang ada sejumlah 24 *Outletduct*. Disini kami akan tetap menggunakan blower dengan daya 40 Hp kapasitas $Q = 33.876$ cfm
6. Variasi 6 adalah simulasi sama dengan variasi 5 namun untuk daya blower menggunakan 50 Hp kapasitas $Q = 45.758$ cfm dengan tujuan apakah dengan penambahan penampang *ducting* dan kapasitas apakah lebih optimal lagi untuk mendinginkan ruangan yang sesuai dengan standarisasi yang diijinkan.

4.3.7. Hasil Rangkaian simulasi

Pada dasarnya proses untuk menentukan parameter yang diperlukan dalam memasukan data dalam proses *CFX solver* adalah sama, dimana yang kami gunakan adalah inputan hasil pengukuran temperatur secara *riel* di kapal dan penggunaan harga *mass flow* dari tiap-tiap *outletducting*. Untuk harga rata-rata temperatur pesawat yang beroperasi secara *steady state* telah kami sampaikan di atas, sedangkan untuk perhitungan *mass flow* dari tiap-tiap *outletducting* akan kami terangkan dibawah ini sesuai dengan percobaan yang telah dilakukan. Kita akan mengawali dari Variasi 1.

1. Variasi 1

Digunakan kapasitas blower 33.876 CFM dengan daya motor 40 Hp dengan menggunakan sistem *ducting* yang lama dimana untuk *outletducting* hanya 3 dalam satu sistem, sedangkan yang ada di kapal ada 2 sistem *ducting* sehingga total jumlah *outletducting* sebanyak 6 *outletducting* dan 2 *outlet engine room*. Sehingga kebutuhan Blower adalah sebanyak 4 buah blower. Untuk gambar model *ducting* yang ada saat ini seperti tampak pada gambar 4.27. Pertama yang harus kita tentukan sebelum melaksanakan proses *running* pada *ducting* adalah :

- Perhitungan *inletducting*, diketahui bahwa untuk *inletducting* dengan penampang berbentuk bujur sangkar dengan P x L dalah 1m X 1m sehingga didapat luas penampang adalah 1m². Sedangkan harga *mass flow* didapat dari Q=33.876 CFM setara dengan 57.555,69 m³/h

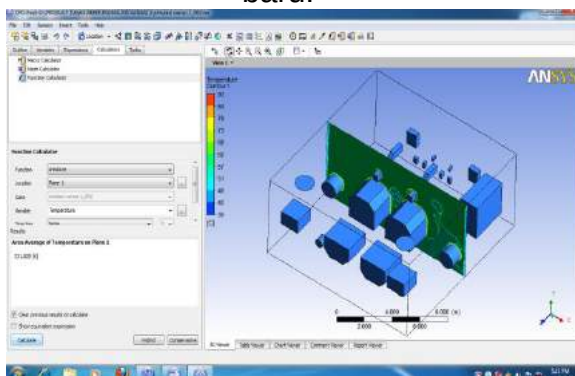
atau 15,99 m³/s sehingga didapat harga kecepatan *inletducting* sebesar $V = Q/A$
 $\frac{15,99 \text{ m}^3/\text{s}}{1 \text{ m}^2} = 15,99 \text{ m/s}$
 dengan ketentuan bahwa massa jenis udara pada suhu 35°C dan kelembapan 70% adalah $\rho = 1.13 \text{ Kg/m}^3$ maka bisa ditentukan bahwa $\dot{m} = \rho \times V \times A$ dengan hasil $\dot{m}^{\circ}$ *inletducting* adalah = 18,07 Kg/s dan *outletengine room* dengan diameter *outletengine room* 0,5 m maka $\dot{m}^{\circ}$ *outletengine room* adalah = 18,07 Kg/s . bisa menentukan harga *mass flow* dari tiap-tiap *outlet*

nlet no ke-	$\rho = 1.13 \text{ Kg/m}^3$	$V = 15.99 \text{ m/s}$	$A = 1 \text{ m}^2$	$\dot{m}^{\circ} = 18.07 \text{ Kg/s}$
1	1.1	3	0.5	1.017
2	1.1	3	0.7	1.218
3	1.1	3	0.7	1.179
4	1.1	3	0.5	0.989
5	1.1	3	0.7	1.305
6	1.1	3	0.7	8.235

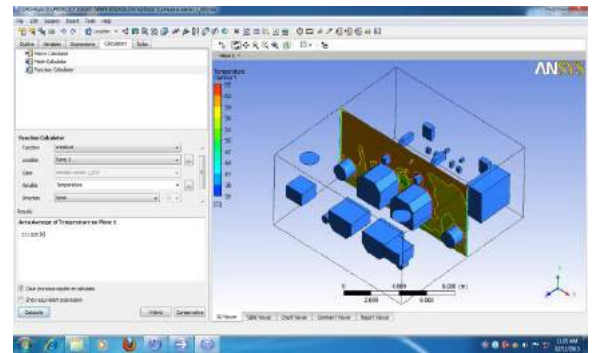
Tabel 4.5 Perhitungan *Mass Flow* Di Tiap-Tiap *Outletduct*

duct yang nantinya harga tersebut akan berguna dalam proses *running* keseluruhan pada tahap *running* geometri keseluruhan *engine room*.

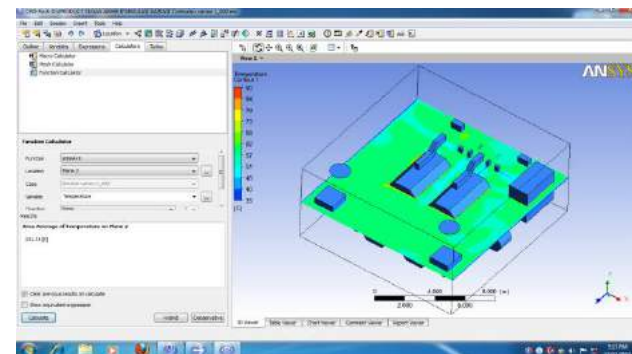
Setelah kita mendapatkan harga *mass flow* dari tiap-tiap *outletducting* kita akan melaksanakan proses *runing* untuk *engine room* apakah sistem *ducting* yang lama dengan hanya mengganti kapasitas blower, apakah mampu mendinginkan ruang mesin. Disini kami tidak akan menjelaskan secara detail untuk proses *running*, namun kami akan menampilkan hasil dari proses *running* tersebut bagaimana fenomena kondisi udara setelah dilaksanakan penggantian blower baru.



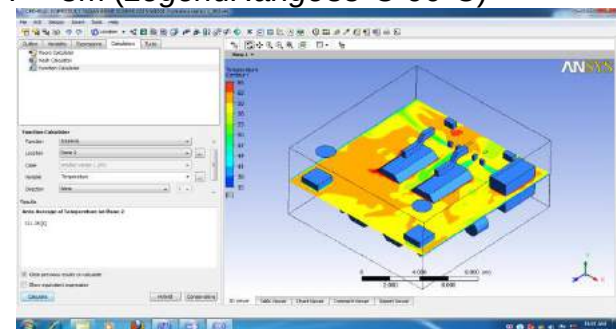
Gambar 4.22 Kondisi Temperatur Pada Plane Z = 6m (*LegendRange 35°C-90°C*)



Gambar 4.23 Kondisi Temperatur Pada Plane Z = 6m (*LegendDetail*)
Pada Gambar 4.22 dan Gambar 4.23 Menunjukkan bahwa Kondisi Temperatur pada plane z = 6m rata-rata adalah sebesar 331,828°K atau 58,81°C.

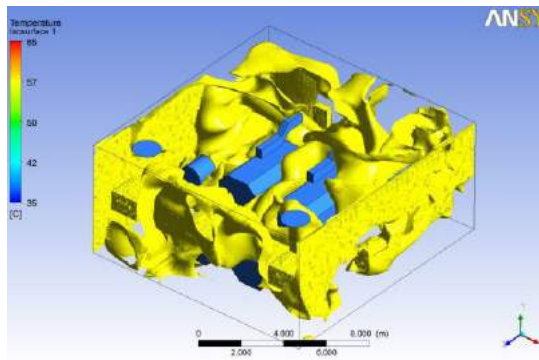


Gambar 4.24 Kondisi Temperatur Pada Plane Y = 3m (*LegendRange35°C-90°C*)



Gambar 4.25 Kondisi Temperatur Pada Plane Y = 3m (*LegendDetail*)

Pada Gambar 4.24 dan Gambar 4.25 Menunjukkan bahwa Kondisi Temperatur pada plane y = 3m rata-rata temperatur adalah sebesar 331,35°K atau 58,35°C.

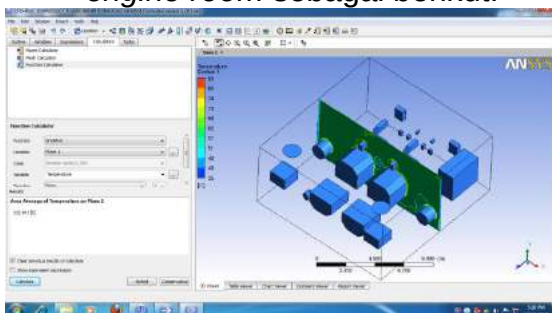


Gambar 4.26 Kondisi Temperatur Pada Iso Surface 58°C

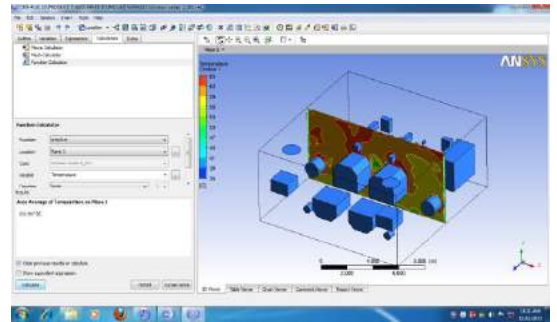
Berdasarkan sampel gambar beserta data-data diatas bahwa simulasi variasi 1 belum memenuhi apa yang diinginkan atau dipersyaratkan dimana *engine room* temperatur rata-rata ruangnya harus di bawah 45°C. Rata-rata temperatur ruangan masih berkisar 58°C walaupun kapasitas dari blower telah diperbesar. Jadi bisa kita ambil ke simpulan untuk model variasi 1 tidak bisa dijadikan solusi.

2. Variasi 2

Digunakan kapasitas blower 44.758 CFM dengan daya motor 50 Hp sama dengan simulasi variasi 1 namun kapasitas blower ditingkatkan bertujuan dengan menambah kapasitas blower, apakah ada pengaruhnya atau tidak terhadap perubahan suhu ruangan. Sama dengan langkah-langkah perhitungan pada variasi 1 maka akan didapatkan hasil *running* menggunakan program CFD yang akan kami tampilkan dalam bentuk layout *engine room* sebagai berikut.

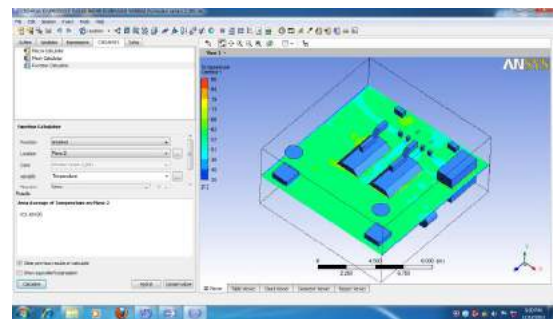


Gambar 4.27 Kondisi Temperatur Pada Plane Z = 6m (LegendRange 35°C-90°C)

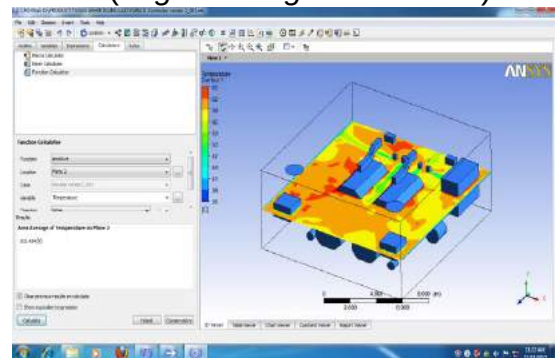


Gambar 4.28 Kondisi Temperatur Pada Plane Z = 6m (LegendDetail)

Pada Gambar 4.27 dan Gambar 4.28 Menunjukkan bahwa Kondisi Temperatur pada plane z = 6m rata-rata temperatur adalah sebesar 332,907°K atau 59,92°C.

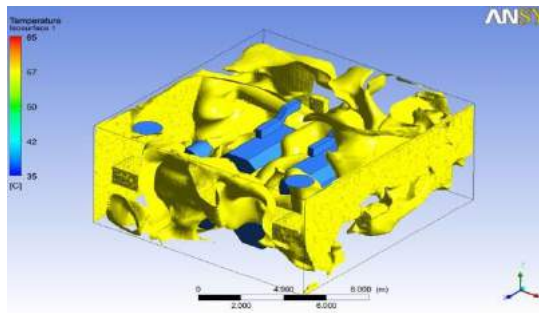


Gambar 4.29 Kondisi Temperatur Pada Plane Y = 3m (LegendRange 35°C-90°C)



Gambar 4.30 Kondisi Temperatur Pada Plane Y = 3m (LegendDetail)

Pada Gambar 4.29 dan Gambar 4.30 Menunjukkan bahwa Kondisi Temperatur pada plane y = 3m rata-rata temperatur adalah sebesar 332,42°K atau 59,42°C



Gambar 4.31 Kondisi Temperatur Pada Iso Surface 59°C

Berdasarkan gambar beserta data-data diatas bahwa simulasi variasi 2 juga belum memenuhi apa yang diinginkan atau dipersyaratkan. Rata-rata temperatur ruangan masih berkisar 59°C malah temperatur rata-rata *engine room* naik 1°C. Disini kita bisa ambil kesimpulan untuk model variasi 1 & 2 tidak bisa dijadikan solusi.

3. Variasi 3

- a) Digunakan kapasitas blower 33.876 CFM dengan daya motor 40 Hp dengan menggunakan sistem *ducting* baru dimana untuk *outlet* tiap sistem *ducting* terdapat 6 *outlet*, sehingga total jumlah *outletducting* sebanyak 12 *outletducting* dan 2 *outlet* *engine room*. Sehingga kebutuhan Blower adalah sebanyak 4 buah blower. Untuk gambar model *ducting* seperti tampak pada gambar 4.28, dengan langkah yang sama pada perhitungan pada variasi 1 kita akan mendapatkan harga *mass flow* di tiap-tiap *outletducting* :
- b) Perhitungan *inletducting*, diketahui bahwa untuk *inletducting* dengan

penampang berbentuk bujur sangkar dengan P x L adalah 0,86m X 0,86m sehingga didapat luas penampang adalah 0,74m². Sedangkan harga *mass flow* didapat dari Q=33.876 CFM setara dengan 57.555,69 m³/h atau 15,99 m³/s sehingga didapat harga kecepatan *inletducting* sebesar $V = Q/A$

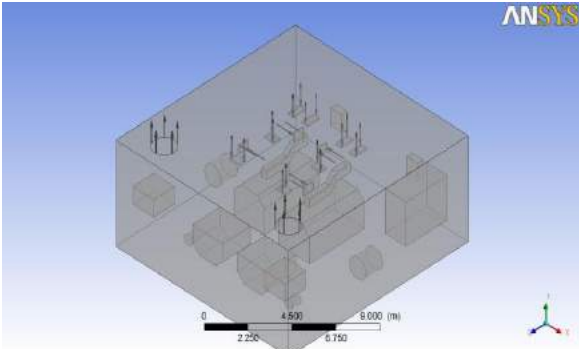
$$\frac{15,99 \text{ m}^3/\text{s}}{0,74 \text{ m}^2} = 21,62 \text{ m/s}$$
 dengan ketetapan bahwa massa jenis udara pada suhu 35°C dan kelembapan 70% adalah $\rho = 1.13 \text{ Kg/m}^3$ maka bisa ditentukan bahwa $m^\circ = \rho x V x A$ dengan hasil m° *inletducting* adalah = 18,1 Kg/s dan *outletengine room* dengan diameter *outletengine room* 0,5 m maka m° *outletengine room* adalah = 18,1 Kg/s. Setelah mendapatkan harga tersebut diatas kita akan menggunakan data-data dari *inletducting* untuk digunakan dalam proses CFX sebagai inputan parameter sebelum melakukan proses *runningducting*. Sehingga setelah proses *runningducting* kita akan mendapatkan data kecepatan dari masing –masing

Tabel 4.6 Perhitungan Mass Flow Di Tiap-Tiap Outlet L
 menentukan harga
 mass flow dari tiap-tiap

outletducting yang nantinya harga tersebut akan berguna dalam proses running keseluruhan pada tahap running geometri keseluruhan engine room. Dibawah ini akan kami tampilkan hasil kecepatan di tiap-tiap outletducting dari hasil proses running.

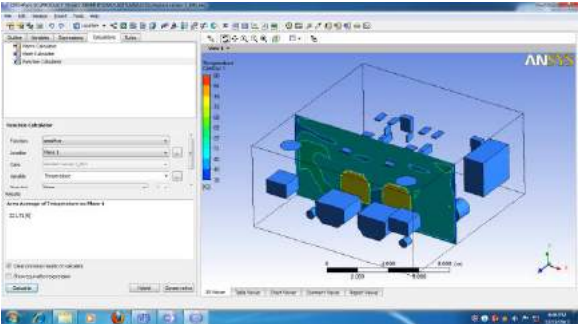
Inlet no	ke-	$\rho = 1.13 (KG/m^3)$	$V (m/s)$	$A = (m^2)$	$m \dot{=} (Kg/s)$
			15.	0.3	5.8
1		1.13	06	44	54
			15.	0.3	5.9
2		1.13	29	44	44
			6.7	0.3	2.3
3		1.13	3	07	35
			8.4	0.3	2.9
4		1.13	1	07	18
			18.	0.3	6.2
5		1.13	15	07	96
			23.	0.3	8.3
6		1.13	96	07	12
			15.	0.3	5.2
7		1.13	06	07	24
			15.	0.3	5.3
8		1.13	29	07	04
			6.7	0.3	2.3
9		1.13	3	07	35
			8.4	0.3	2.9
10		1.13	1	07	18
			18.	0.3	6.2
11		1.13	15	07	96
			23.	0.3	8.3
12		1.13	96	07	12

Data-data mass flow diatas akan kami gunakan dalam proses running keseluruhan engine room dalam CFX solver.

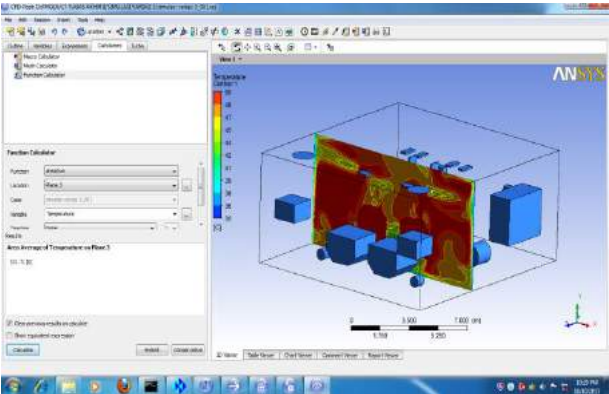


Gambar 4.32 Tampilan Dalam CFX Solver Sebelum Memasukan Keseluruhan Parameter Data Yang Telah Kita Dapatkan.

Setelah melaksanakan rangkaian prosesi diatas kita akan mendapatkan hasil dari running geometri keseluruhan dalam engine room dalam CFD POST, bagaimana hasil apabila menggunakan sistem ducting dengan outletducting sejumlah 12 outletduct. Dibawah ini akan kami tampilkan satu persatu dalam tampilan layout gambar.

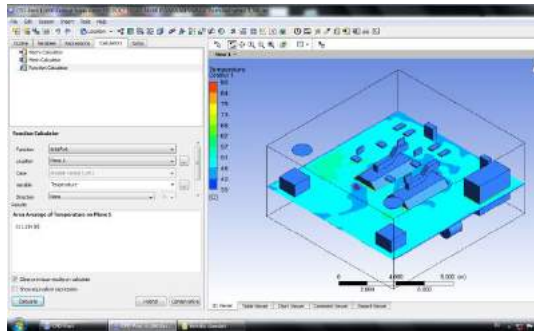


Gambar 4.33 Kondisi Temperatur Pada Plane Z = 8m (Legend Range 35°C- 90°C)

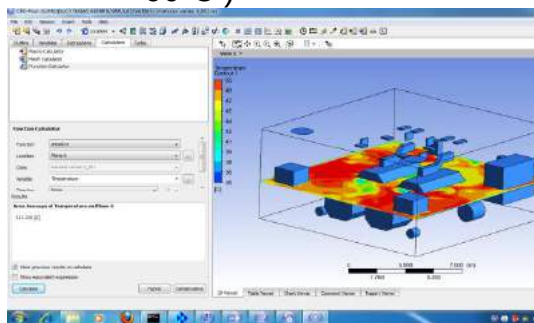


Gambar 4.34 Kondisi Temperatur Pada Plane Z = 8m (LegendDetail)

Pada Gambar 4.33 dan Gambar 4.34 Menunjukkan bahwa Kondisi Temperatur pada plane $z = 8\text{m}$ rata-rata temperatur adalah sebesar $321,71^\circ\text{K}$ atau $48,71^\circ\text{C}$.

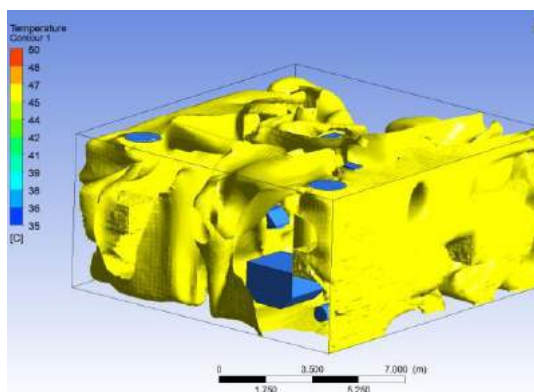


Gambar 4.35 Kondisi Temperatur Pada Plane $Y = 2.5\text{m}$ (Legend Range 35°C - 90°C)



Gambar 4.36 Kondisi Temperatur Pada Plane $Y = 2.5\text{m}$ (LegendDetail)

Pada Gambar 4.35 dan Gambar 4.36 Menunjukkan bahwa Kondisi Temperatur pada plane $y = 2.5\text{m}$ rata-rata temperatur adalah sebesar $321,22^\circ\text{K}$ atau $48,22^\circ\text{C}$.



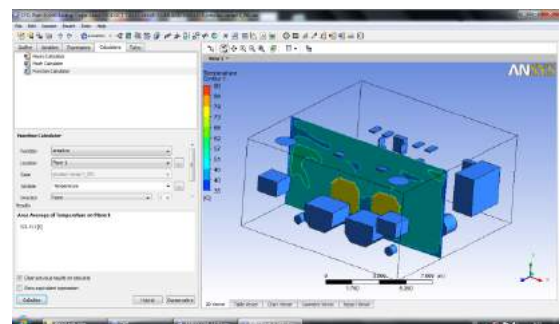
Gambar 4.37 Kondisi Temperatur Pada Iso Surface 47°C

Berdasarkan gambar dan tampilan diatas menunjukkan bahwa

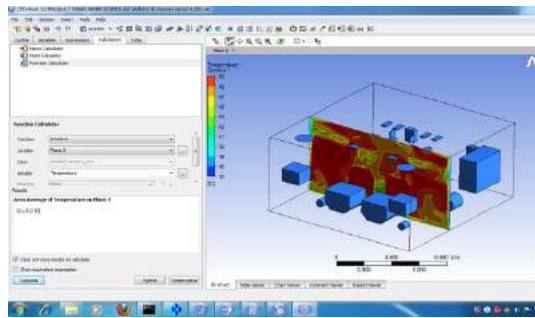
dengan sistem *ducting* yang menggunakan 12 *outletducting* belum mampu merubah kondisi temperatur ruangan mencapai temperatur dibawah 45°C . Memang sistem *ducting* baru sudah menurunkan suhu ruangan secara global namun belum memenuhi ketentuan *Lyods Register* agar suhu *engine room* dibawah 45°C kondisinya hanya mampu mencapai temperatur 47°C . Sehingga kami melakukan kembali simulasi untuk variasi 4 dengan menaikkan kapasitas blower menjadi $Q=45.758\text{ CFM}$ dengan daya 50 Hp , dengan harapan bisa menurunkan temperatur secara signifikan agar mencapai temperatur di bawah 45°C .

4. Variasi 4

Dengan cara yang sama pada perhitungan variasi 3 yaitu tetap menggunakan 12 *outletducting* kami akan melakukan prosesi *running* untuk variasi 4 dengan inputan yang berbeda yaitu dengan menaikkan kapasitas blower menjadi $Q=45.758\text{ CFM}$ dengan daya 50 Hp . Setelah prosesi *running* kami dapatkan hasil yang akan kami tampilkan dalam gambar – gambar dibawah ini :

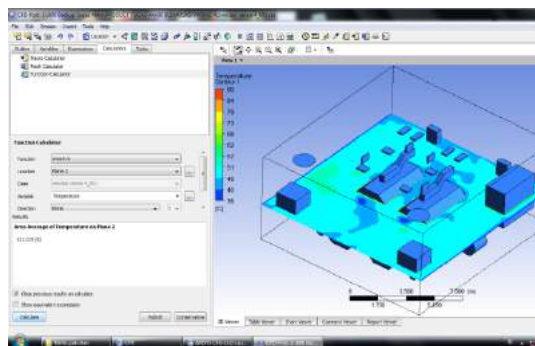


Gambar 4.38 Kondisi Temperatur Pada Plane $Z = 8\text{m}$ (Legend Range 35°C - 90°C)

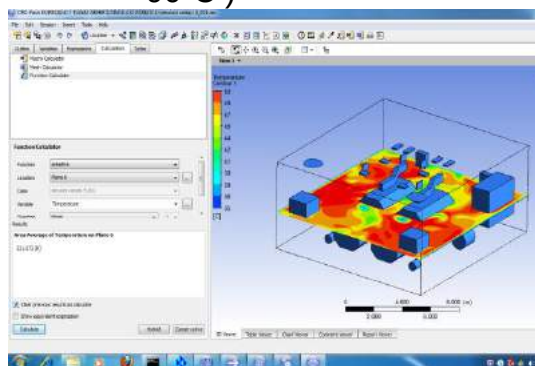


Gambar 4.39 Kondisi Temperatur Pada Plane Z = 8m (*LegendDetail*)

Pada Gambar 4.38 dan Gambar 4.39 Menunjukkan bahwa Kondisi Temperatur pada plane z = 8m rata-rata temperatur adalah sebesar 321,51°K atau 48,51°C.

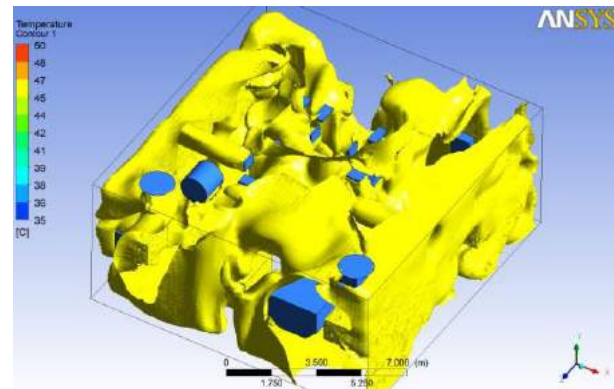


Gambar 4.40 Kondisi Temperatur Pada Plane Y = 2.5m (*Legend Range 35°C-90°C*)



Gambar 4.41 Kondisi Temperatur Pada Plane Y = 2.5m (*LegendDetail*)

Pada Gambar 4.40 dan Gambar 4.41 Menunjukkan bahwa Kondisi Temperatur pada plane y = 2.5m rata-rata temperatur adalah sebesar 321,07°K atau 48,07°C.



Gambar 4.42 Kondisi Temperatur Pada *Iso Surface* 47°C

Dengan hasil-hasil diatas menunjukkan bahwa dengan menggunakan 12 *outletducting* serta menaikan kapasitas blower menjadi Q= 45.758 CFM dengan daya 50 Hp, sangat kecil sekali perbedaanya dan cenderung tidak mengalami perubahan signifikan kondisi tetap pada temperatur rata-rata ruangan adalah 47°C itu bisa ditunjukan dengan pada tampilan *iso surface* di temperatur 47°C. Dengan ini bisa kami ambil kesimpulan bahwa dengan kondisi 12 *outletducting* masih belum mampu mendinginkan ruangan secara signifikan sampai mencapai suhu dipersyaratkan oleh *Lyods Register*, namun sangat tidak efisien juga kalau dinaikan kapasitasnya dimana akan menjadi pemborosan energi. Dikarenakan hal diatas kami mencoba lagi untuk mencari solusi yang kami gambarkan dalam simulasi variasi 5.

5. Variasi 5

Didalam variasi 5 ini kami akan mendesain ulang kondisi *ducting* dimana untuk *outlet* kami tambahkan dalam satu sistem *ducting* terdapat 12 *outletduct*, sehingga total keseluruhan *outletducting* berjumlah 24 *Outlet duct* dengan menggunakan kapasitas blower yang sama pada variasi 1 dan 3 yaitu Q = 33.876

CFM dengan daya 40 Hp. Dengan perhitungan yang sama pada variasi 1 dan 3 akan kami rinci seperti dibawah ini :

- Perhitungan *inletducting*, diketahui bahwa untuk *inletducting* dengan penampang berbentuk bujur sangkar dengan P x L dalah 0,86m X 0,86m sehingga didapat luas penampang adalah 0,74m². Sedangkan harga *mass flow* didapat dari Q=33.876 CFM setara dengan 57.555,69 m³/h atau 15,99 m³/s sehingga didapat harga kecepatan *inletducting* sebesara $V = Q/A = \frac{15,99m^3/s}{0,74m^2} = 21,62m/s$ dengan ketetapan bahwa massa jenis udara pada suhu

35°C dan kelembaban 70% adalah $\rho = 1.13 \frac{Kg}{m^3}$ maka bisa ditentukan bahwa $m^o = \rho x V x A$ dengan hasil m^o *inletducting* adalah = 18,1 Kg/s dan *outletengine room* dengan diameter *outlet*

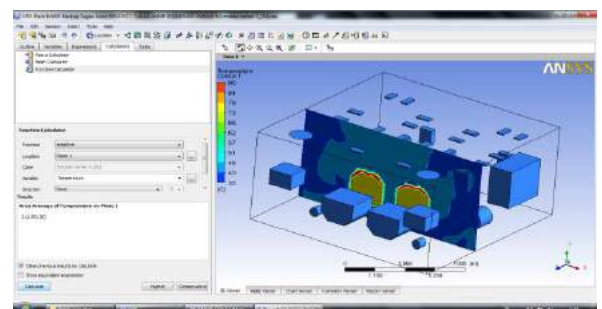
engine room 0,5 m maka m^o *outletengine room* adalah = 18,1 Kg/s

Dengan hasil perhitungan di atas kita akan mendapatkan data kecepatan di tiap-tiap *Outlet duct* untuk mendapatkan harga *mass flow* dengan menggunakan kapasitas blower Q = 33.876 CFM engan daya 40 Hp yang tertera dalam tabel dibawah ini.

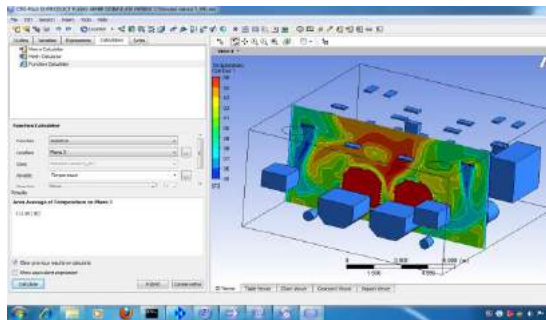
Tabel 4.7 Perhitungan
Mass Flow Di Tiap-Tiap Outlet
Duct Variasi 5

1	1.13	5.18	0.344	2.014
2	1.13	4.7	0.344	1.827
3	1.13	4.23	0.344	1.644
4	1.13	3.7	0.344	1.438
5	1.13	7.24	0.344	2.814
6	1.13	11.708	0.344	4.551
7	1.13	7.95	0.344	3.090
8	1.13	7.88	0.344	3.063
9	1.13	2.92	0.344	1.135
10	1.13	2.52	0.344	0.980
11	1.13	9.23	0.344	3.588
12	1.13	9.69	0.344	3.767
13	1.13	5.18	0.344	2.014
14	1.13	4.7	0.344	1.827
15	1.13	4.23	0.344	1.644
16	1.13	3.7	0.344	1.438
17	1.13	7.24	0.344	2.814
18	1.13	11.708	0.344	4.551
19	1.13	7.95	0.344	3.090
20	1.13	7.88	0.344	3.063
21	1.13	2.92	0.344	1.135
22	1.13	2.52	0.344	0.980
23	1.13	9.23	0.344	3.588
24	1.13	9.69	0.344	3.767

dengan hasil data *mass flow* yang ada diatas kita selanjutnya akan melaksanakan proses *running* kembali untuk mendapatkan hasil apakah akan terjadi penurunan temperatur pada *engine room* secara signifikan. Dibawah ini akan kami tampilkan hasil dari proses simulasi variasi 5.

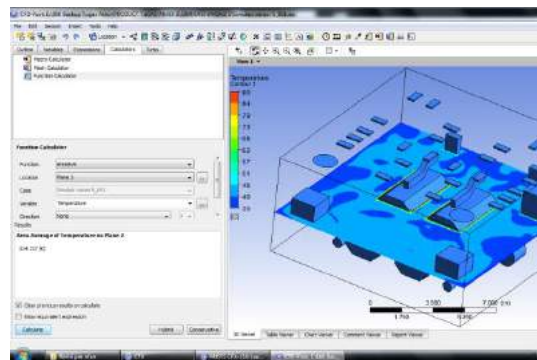


Gambar 4.43 Kondisi Temperatur Pada
Plane Z = 8m (Legend Range 35°C-
90°C)

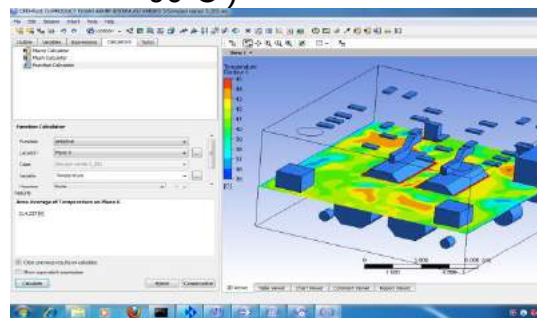


Gambar 4.44 Kondisi Temperatur Pada Plane Z = 8m (*LegendDetail*)

Pada Gambar 4.43 dan Gambar 4.44 Menunjukkan bahwa Kondisi Temperatur pada plane z = 8m rata-rata temperatur adalah sebesar 313,95°K atau 40,95°C.

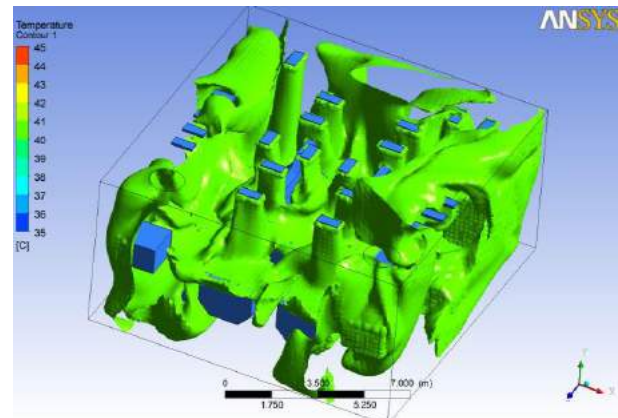


Gambar 4.45 Kondisi Temperatur Pada Plane Y = 2.5m (*Legend Range 35°C-90°C*)



Gambar 4.46 Kondisi Temperatur Pada Plane Y = 2.5m (*LegendDetail*)

Pada Gambar 4.45 dan Gambar 4.46 Menunjukkan bahwa Kondisi Temperatur pada plane y = 2.5m rata-rata temperatur adalah sebesar 314,24°K atau 41,24°C.

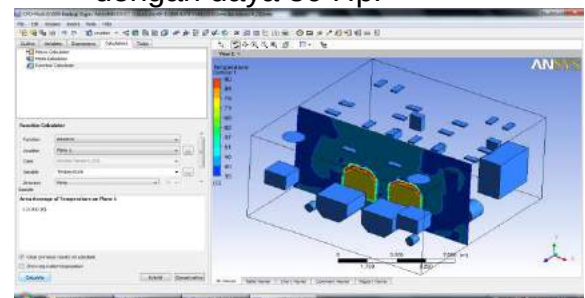


Gambar 4.47 Kondisi Temperatur Pada Iso Surface 41°C

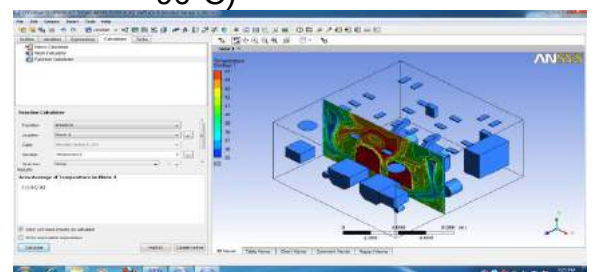
Berdasarkan tampilan-tampilan gambar diatas menjelaskan bahwa dengan penambahan *ducting* sejumlah 24 *Outlet duct* sangat berpengaruh sekali dalam menghasilkan temperatur *engine room* sehingga mencapai temperatur 41°C secara rata-rata.

Variasi 6

Di variasi 6 ini akan kami tampilkan langsung gambar hasil proses *running*, dimana perhitungan dan cara analisisnya sama dengan variasi 5 yang berbeda adalah kapasitas blowernya saja dimana kapasitas di naikan menjadi Q= 45.758 CFM dengan daya 50 Hp.

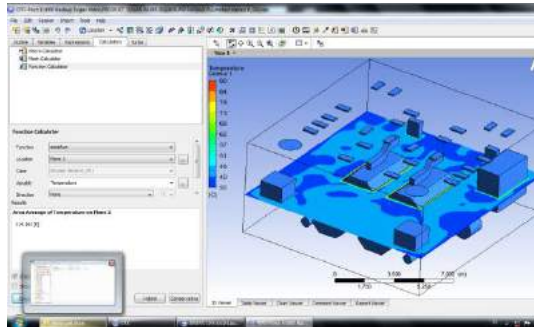


Gambar 4.48 Kondisi Temperatur Pada Plane Z = 8m (*Legend Range 35°C-90°C*)

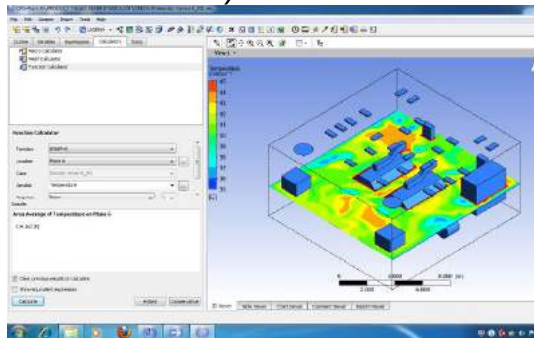


Gambar 4.49 Kondisi Temperatur Pada Plane Z = 8m (*LegendDetail*)

Pada Gambar 4.48 dan Gambar 4.49 Menunjukkan bahwa Kondisi Temperatur pada plane z = 8m rata-rata temperatur adalah sebesar 313,93°K atau 40,93°C.

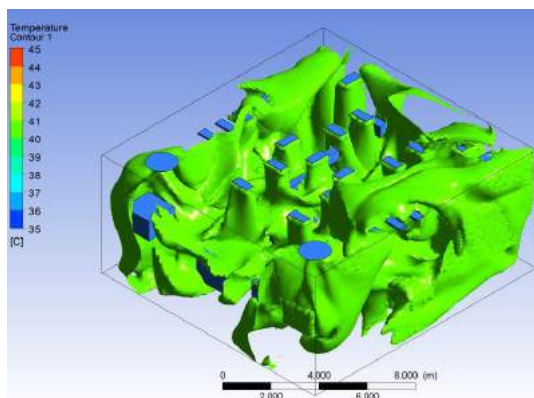


Gambar 4.50 Kondisi Temperatur Pada Plane Y = 2.5m (*Legend Range 35°C-90°C*)



Gambar 4.51 Kondisi Temperatur Pada Plane Y = 2.5m (*LegendDetail*)

Pada Gambar 4.50 dan Gambar 4.51 Menunjukkan bahwa Kondisi Temperatur pada plane y = 2.5m rata-rata temperatur adalah sebesar 314,16°K atau 41,16°C.



Gambar 4.52 Kondisi Temperatur Pada Iso Surface 41°C

Dari rangkaian simulasi variasi 6 bisa kita ambil kesimpulan bahwa tidak terdapat peningkatan secara signifikan, dimana tidak memberikan efek penurunan temperatur yang ekstrim dari variasi 5, jadi dengan menaikkan kapasitas blower sangat kecil sekali perubahannya untuk menghasilkan penurunan temperatur pada engine room. Maka dengan pertimbangan biaya, efektivitas, hemat energi dan optimalisasi kami memilih untuk solusi yang terbaik adalah pada variasi 5 dimana hanya dengan daya 40 Hp kapasitas blower $Q = 33.876$ CFM sudah mampu menurunkan temperatur *engine room* dibawah 45°C yaitu kurang lebih berkisar di temperatur 41°C yang mana temperatur ini adalah temperatur yang di iijinkan oleh *Lyods Register*. Dengan ini bisa ditarik kesimpulan bahwa penambahan kapasitas blower tidak selalu signifikan menghasilkan perubahan terhadap temperatur ruangan namun yang sangat berpengaruh besar adalah berapa banyak penampang *outletducting* yang di desain, semakin banyak *outlet* yang terpasang dan penempatannya secara merata di dalam *engine room* maka prosesi pendinginan akan lebih optimal.

4.3.8. Spesifikasi Kebutuhan Blower.

Sebelum memilih blower yang akan di pasang terlebih dahulu harus memperhitungkan ketersediaan listrik di kapal. Apakah dapat mendukung kebutuhan daya untuk ke empat blower pada saat kapal melaksanakan pelayaran. KRI OWA-354 memiliki empat diesel generator dengan merk Caterpillar 3412 D.I dengan daya 356 KW. Kondisi sekarang ini, pada saat kapal berlayar digunakan dua diesel generator terhubung secara paralel dengan total daya 270 KW. Total daya yang ideal digunakan pada saat kapal berlayar dengan dua diesel generator adalah 70% dari 712 KW yaitu sebesar 534 KW. Ini berarti masih ada total daya sisa sebesar 264 KW yang dapat digunakan. Bila dilaksanakan penggantian baru empat blower yang akan di pasang maka masing-masing blower yang akan dipilih harus memiliki daya maksimal sebesar 66 kW (88,50746 HP).

Dengan memperhitungkan ketersediaan listrik di kapal dan biaya yang ekonomis maka spesifikasi blower yang direncanakan dipasang pada ruang mesin sebagai berikut:

- Merk : Hartzell Fan
- Tipe : Series 53CM–Marine
- Model : 53CM-487VA---STAIS4
- Diameter kipas (*blade*) : 48 inch
- Kapasitas udara : 57555,69 m³/jam (33876 cfm)
- Daya : 40 HP
- Putaran : 1180 Rpm
- Jumlah : 4 unit (2 untuk sisi isap dan 2 untuk sisi buang)

BAB 5 PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari hasil analisa CFD dan

No	Data Spesifik	Blower Lama	Blower Baru
1	Merk	Keith Blackman	Hartzell
2	Seri	Axial Flow Blower	53CM Marine Duct Axial Blower
3	Tipe	A/AC/12	53CM-487VA-STAIS4
4	Daya (HP)	15	40
5	Kapasitas (cfm)	16627,32	33876
6	Tegangan (Volt)	440	440
7	Putaran (Rpm)	1750	1180

perhitungan data di atas maka dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Sistem saluran udara/*ducting* yang lama tidak mampu menyuplai kebutuhan udara pendingin dalam kamar mesin dikarenakan adanya penambahan pesawat - pesawat dan peralatan baru setelah dilaksanakan *repowering*.

2. Kapasitas blower yang terpasang saat ini masih sangat kecil untuk menjaga agar temperatur ruang mesin pada kondisi yang ideal, sehingga harus dilaksanakan penggantian.

3. Bahwa dengan bantuan *Software* CFD akan di dapat sistem Design *ducting* yang ideal untuk dipasang di ruang mesin KRI OWA-354. Dimana design *ducting* yang sesuai adalah dengan jumlah penampang sebanyak 12 outlet *duct* dalam satu sistem *ducting* atau total keseluruhan berjumlah 24 outlet *duct*, dengan dimensi inlet *duct* berbentuk persegi empat ukuran 860 mm x 860 mm

4. Dibutuhkan dua blower untuk menyuplai ruang mesin dan dua buah blower isap engine room dengan kemampuan kapasitas udara masing-masing sebesar 33.876 CFM atau setara dengan 57.555,69

m^3/h dengan daya 40 HP pada saat kapal melaksanakan pelayaran. Sedangkan pada saat kapal sandar cukup satu blower bekerja, untuk satu blower lagi stand by. Sedangkan kapasitas dan spesifikasi blower lama yang terpasang pada penggunaan operasional masing-masing sebesar 16.627,32 CFM atau setara 28.250 m^3/hr dengan daya 15 HP sehingga tidak bisa digunakan untuk menyuplai kebutuhan udara dan menagat temperatur di dalam kamar mesin pada kondisi yang ideal.

5.2 Saran

Dari hasil analisa yang telah dilakukan, maka penulis dapat menyarankan sebagai berikut :

1. Perlu diadakan kajian mengenai pemasukan nilai *meshing* pada model hendaknya sebanyak mungkin, karena akan mempengaruhi hasil yang akan keluar
2. Kapasitas dan kemampuan komputer sangat mengaruhi dalam proses *running*, jadi diperlukan komputer spek tinggi
3. Agar dalam hal ini bisa menjadi masukan buat TNI Angkatan Laut, bahwa telah dilaksanakan analisa menggunakan CFD pada ruang mesin KRI Oswald Siahaan – 354, agar dapatnya dilaksanakan penggantian sistem blower yang telah ada.
4. Agar dilaksanakan analisa dari sisi lain mungkin dapat dari sistem konstruksi *engine room* di kapal atau sistem gas buang dengan tujuan untuk menyempurnakan analisa yang telah kami lakukan.

DAFTAR PUSTAKA

- ASHRAE Handbook.
 ISO 8861, (1998), “*Shipbuilding – Engine-Room Ventilation in Diesel-Engined Ships – Design Requirements and Basis of Calculations*”.
- Technical and Research Bulletin No. 4-16, (1980), “*Merchant Ship Heating, Ventilation and Air Conditioning Design Calculations*”. Ship Technical Operations Committee.
- Wilbert F. Stoecker & Jerold W. Jones terjemahan oleh Supratman Hara, (1996), “*Refrigerasi dan Pengkondisian Udara*”. Erlangga.
- Rules and Regulations for the Classification of ships for Main and auxiliary machinery 2007 Llyods Register Part 5 Chapter 1*
- Wiranto Aris Munandar & Heizo Saito, (2002), “*Penyegaran Udara*”, Pradnya Paramita.
- J.P. Holman & E. Jasjfi, (1994), “*Perpindahan Kalor*”, Erlangga.
- Robert W. FOX & Alan T. McDonald, (1994), “*Introduction to Fluid Mechanics*”, Fourth Edition, John Wiley & Sons, Inc.
- ANSYS CFX Analysis Guide
 ANSYS Basic Analysis Guide

