



TUGAS AKHIR – TM141585

**STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH VARIASI
DUCTING DAN SUDUT PEMASANGAN
TERHADAP PERFORMA RADIATOR
SAPUANGIN SPEED VI**

SATRIO HARYO PRAKOSO
NRP. 02111440000132

Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E.

Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



TUGAS AKHIR – TM141585

**STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH VARIASI
DUCTING DAN SUDUT PEMASANGAN TERHADAP
PERFORMA RADIATOR SAPUANGIN SPEED VI**

SATRIO HARYO PRAKOSO
NRP. 02111440000132

Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E.

Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”



FINAL PROJECT – TM141585

***EXPERIMENTAL STUDY ON THE
VARIATION OF DUCTING AND
INSTALATION ANGLE EFFECT ON THE
PERFORMANCE OF SAPUANGIN SPEED
VI RADIATOR***

SATRIO HARYO PRAKOSO
NRP. 02111440000132

Supervisor
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E.

*Department of Mechanical Engineering
Faculty Of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2018*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

**STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH VARIASI
DUCTING DAN SUDUT PEMASANGAN TERHADAP
PERFORMA RADIATOR SAPUANGIN SPEED VI**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

SATRIO HARYO PRAKOSO

NRP. 02111440000132

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E. (Pembimbing)
NIP. 195312191981031001
2. Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng. (Penguji I)
NIP. 196505051990031005
3. Bambang Arip Dwiyantoro, ST, M.Eng, PhD (Penguji II)
NIP. 197804012002121001
4. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT. (Penguji III)
NIP. 197301161997021001

SURABAYA

JULI 2018

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

ABSTRAK

STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH VARIASI DUCTING DAN SUDUT PEMASANGAN TERHADAP PERFORMA RADIATOR SAPUANGIN SPEED VI

Nama Mahasiswa : Satrio Haryo Prakoso
NRP : 02111440000132
Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS
**Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo,
M.E.**

Sejak 2013 ITS Team Sapuangin telah mengikuti kompetisi Student Formula Japan dan salah satu permasalahan yang sering dialami adalah panas berlebihan pada mesin terutama saat kendaraan dipacu secara kontinu. Tugas akhir ini dilakukan dengan eksperimen menyusun perangkat uji untuk menguji performa radiator dalam melepas panas dengan variasi pada sudut pemasangan radiator terhadap arah aliran udara dan luas area ducting pada bagian inlet radiator. Sudut pemasangan pada sudut 45° , 60° , 75° dan 90° . Luas area pada bagian inlet radiator akan divariasikan pada 100%, 75% dan 50% dari luas penampang radiator menggunakan ducting.

Metode pengambilan dilakukan dengan mengukur panas pada sisi keluar, masuk air dan udara menggunakan termokopel. Laju aliran air dari pompa diukur menggunakan flow meter dan laju alir udara didapatkan dari perhitungan kesetimbangan energi. Besarnya panas yang dapat dibuang oleh radiator kemudian akan dianalisis untuk menemukan besar pengaruh dari sudut pemasangan

serta perbandingan luas area pada sisi inlet radiator terhadap performa radiator secara keseluruhan.

Dari percobaan ini didapatkan laju perpindahan panas maksimum ada pada sudut pemasangan 90° sebesar 11kW dengan nilai effectiveness sebesar 0,451 dan terjadi pada debit air maksimum 28 LPM atau setara dengan 0,47 kg/s. Sedangkan pada sudut 75° pada debit 28 LPM mengalami penurunan laju perpindahan panas menjadi 9 kW, dan sudut 60° pada debit 28 LPM mengalami penurunan menjadi 8,35 kW. Dan pada sudut 45° penurunan laju perpindahan panas menjadi sebesar 7 kW. Dari hasil eksperimen didapatkan bahwa perpindahan panas terbesar ada pada $AR = 1$ dengan nilai sebesar 8,15 kW, Pada $AR = 0,75$ didapatkan nilai laju perpindahan panas sebesar 7,62 kW menurun sebesar 6,5 %. Sedangkan pada $AR = 0,5$ laju perpindahan panas berkurang sebesar 14,1% menjadi 7 kW

Kata Kunci : Radiator, Sudut Pemasangan, Ducting.

ABSTRACT
EXPERIMENTAL STUDY ON THE VARIATION OF
DUCTING AND INSTALATION ANGLE EFFECT ON
THE PERFORMANCE OF SAPUANGIN SPEED VI
RADIATOR

Nama Mahasiswa : Satrio Haryo Prakoso
NRP : 02111440000132
Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS
Supervisor : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo,
M.E.

Since 2013 ITS Team Sapuangin have been in the competition of student formula japan, and one of the main problem that keeps occuring is overheating problem from the engine especially when engine is in high load operation for a long time. This final project will be done by building a test apparatus for the radiator of sapuangin speed VI to evaluate the radiator performannce in rejecting heat.

The method for data aquisition will be done by measuring the temperature at the inlet and outlet of the air and water side radiator using thermocouple. Flow of water from the pump is measured using flow meter. This final project is done using experimental method by making a test apparatus to test the performance of the radiator to reject heat by varying the instalation angle and area ratio of the ducting that will be installed to the radiator at the inlet side. The variation of the instalation angle in which the experiment will be done is at 45° , 60° , 75° and 90° . and the inlet area ratio of 100%, 75%, 50%.

From the experiment it has been found that the radiator best performance is at 90° instalation angle with the effectiveness value of 0,451 and heat rejection of 11 kW which happens at highest water flow rate of 28 LPM. At 75° the heat transfer rate has the value of 9 kW, at 60° the heat transfer rate has the value of 8,35 kW and at 45° the heat transfer rate value has the value of 7 kW. From the experiment it has been found that the highest heat transfer rate is at AR = 1 with the value of 8,15 kW, at AR = 9,75 the heat transfer rate is 7,62 kW which has decreased as much as 6,5% compared to AR =1 and at AR = 0,5 the heat transfer rate value is 7 kW the value has decreased as much as 14,1 % .

Key Words : Radiator, Instalation Angle, Ducting

KATA PENGANTAR

Segala Puji dan Syukur penulis panjatkan sepenuhnya kepada Allah SWT, karena atas berkah dan izin-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materiil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Bapak Ibu tercinta dan Keluarga yang senantiasa memberi dukungan dan doa hingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
2. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E. , selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis. Terima kasih atas kesabarannya selama membimbing penulis.
3. Bapak Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng., DEA., Bambang Arip Dwiyantoro, ST, M.Eng, PhD, Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT. selaku dosen penguji tugas akhir penulis, terima kasih telah meluangkan waktunya dan atas saran-saran yang telah diberikan.
4. Rekan satu bimbingan tugas akhir penulis Faisal, Nila, Nabila, dan kawan lainnya yang dalam susah senang menyelesaikan tugas akhir bersama.
5. Seluruh Sahabat laboratorium Rekayasa Termal, terutama saudara Muhammad Rifai Arif yang atas peran aktifnya memungkinkan penyelesaian tugas akhir ini.
6. Keluarga M57 yang banyak memberikan pengalaman dan pembelajaran berharga selama di Departemen Teknik Mesin.

7. Teman ITS Team Sapuangin atas bantuan, semangat dan hiburannya dalam pengerjaan dan penulisan Tugas Akhir
8. Seluruh civitas akademika Teknik Mesin ITS yang Baik dan Ramah.
9. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, 28 Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	Error! Bookmark not defined.
ABSTRAK.....	vii
ABSTRACT.....	ix
KATA PENGANTAR	xi
DAFTAR ISI.....	xiii
DAFTAR GAMBAR.....	xvii
DAFTAR TABEL.....	xx
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan Penelitian	3
1.5 Manfaat Penelitian	3
1.6 Sistematika Laporan.....	3
BAB II DASAR TEORI.....	5
2.1.1 Prinsip kerja	5
2.1.2 Konstruksi	7
2.2 Neraca panas pada Mesin.....	8
2.3 Proses perpindahan panas dalam radiator	8
2.4 SNI 09 – 0605 - 1985.....	9
2.5 Perhitungan unjuk kerja radiator sebagai alat penukar panas	10

2.6	Internal Flow.....	12
2.7	Hukum Darcy	14
2.8	Formula SAE.....	15
2.8.1	Regulasi teknis 2017-18 Formula SAE®	16
2.8.2	Dynamic events endurance.....	17
2.9	<i>Specific Dissipation</i>	17
2.10	Penelitian terdahulu	18
2.10.1	Lasse Christoffersen et al (2009).....	18
2.10.2	Durajad Wahyudi (2010).....	21
2.10.3	Henri Siitonen (2011)	22
2.10.4	Man – Hoe Kim <i>et al</i> (2015)	25
BAB III METODOLOGI PENELITIAN		28
3.1	Variabel pengujian.....	28
3.1.1	Menentukan kecepatan udara / kipas	28
3.2	Instalasi pengujian	29
3.3	Peralatan penunjang dan alat ukur.....	31
a.	Flow Straightener	31
b.	Fan Blower	31
c.	Termokopel tipe K.....	32
d.	KTA 259 K Thermocouple Shield.....	32
e.	Arduino Mega 2560.....	33
f.	Elemen Pemanas / <i>Heater</i>	33
g.	Pompa Air.....	34

h.	Termostat	34
i.	Flowmeter	35
j.	Anemometer.....	35
k.	Control Box.....	36
3.4	Prosedur Pengujian	36
3.5	Diagram Alir Pengujian	38
3.6	Diagram alir perhitungan	40
BAB IV	43
ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN	43
4.1	Data Penelitian dan Contoh Perhitungan	43
4.2	Analisis pengaruh sudut pemasangan radiator terhadap performa radiator	46
4.2.1	Analisis pengaruh debit air dan sudut pemasangan radiator terhadap beda temperatur air dan udara.....	47
4.2.2	Analisis pengaruh debit air dan sudut pemasangan terhadap laju perpindahan panas	51
4.2.3	Analisis pengaruh sudut pemasangan radiator terhadap performa radiator	52
4.3	Analisis Pengaruh Area Ratio Ducting terhadap Performa Radiator.....	55
4.3.1	Analisis Pengaruh <i>Area Ratio Ducting</i> terhadap Laju Perpindahan Panas dan <i>Specific Dissipation</i>	56
BAB V	63
KESIMPULAN DAN SARAN	63
5.1	Kesimpulan	63

5.2 Saran	63
DAFTAR PUSTAKA.....	xxix
LAMPIRAN A	xxxI
LAMPIRAN B	xxxii
TABEL PERHITUNGAN	xxxii
.....	Error! Bookmark not defined.
BIODATA PENULIS.....	xxxv

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Prinsip Kerja Radiator.....	6
Gambar 2. 2 Konstruksi Radiator SapuAngin Speed 5.....	7
Gambar 2. 3 Neraca Panas (Crouse william, <i>Automotive Engines</i> . 1986 : 165).....	8
Gambar 2. 4 Diagram analisis Termal Kelestarian Energi Pada Radiator.....	9
Gambar 2. 5 Faktor Koreksi untuk cross flow heat exchanger single pass dengan Kedua fluida tidak bercampur	11
Gambar 2. 6 Skema Umum Ducting Sistem Pendinginan pada Mobil Balap (Joseph Katz, <i>Race Car Aerodynamics</i> . 1995 :214)	14
Gambar 2. 7 Batasan Performa karena Internal Stall dari Diffuser Lurus 2 Dimensi.....	14
Gambar 2. 8 diagram skematik eksperimen darcy pada aliran air melewati pasir dengan ketebalan tertentu.	15
Gambar 2. 9 <i>Engine ZX-6R</i> 600 cc dan kurva performansi	17
Gambar 2. 10 Track Endurance Shizuoka Jepang 2016	17
Gambar 2. 11 Distribusi tekanan di ducting pada Lasse Christoffersen et al (a)baseline (b) unsealed (c) smaller inlet.....	19
Gambar 2. 12 Hasil penelitian simulasi Lasse Christoffersent ...	20
Gambar 2. 13 Skema Alat Uji <i>windtunnel</i> Durajad	21
Gambar 2. 14 Hasil pengujian besar kalor terhadap kecepatan debit air dan kecepatan udara.....	22
Gambar 2. 15 Skema alat Uji dan Flow Straightener.....	22
Gambar 2. 16(a) round inlet (b) round inlet + barge board (c) small duct (65% smaller)	23
Gambar 2. 17 Grafik specific dissipation untuk setiap modifikasi aerodinamik (a) round inlet +barge board (b) small duct	24
Gambar 2. 18 skema alat uji.....	25
Gambar 2. 19 Hasil uji eksperimental untuk angled compact heat exchanger (a) penurunan tekanan (b) perpindahan panas	

(c)penurunan tekanan vs perpindahan panas (d)laju perpindahan panas perluasan area 26

Gambar 3. 1 Hasil Simulasi *Optimum Lap Track Endurance* Shizuoka Jepang 2017 29

Gambar 3. 2 Skema alat uji dan variasi yang akan dilakukan 30

Gambar 3. 3 Flow Straightener..... 31

Gambar 3. 4 Fan Blower 31

Gambar 3. 5 Termokopel tipe K..... 32

Gambar 3. 6 KTA 259-K Thermocouple Shield 32

Gambar 3. 7 Arduino Mega 2560..... 33

Gambar 3. 8 Elemen Pemanas 33

Gambar 3. 9 Pompa Air 34

Gambar 3. 10 Termostat Autonics..... 34

Gambar 3. 11 Flowmeter 35

Gambar 3. 12 Anemometer 35

Gambar 3. 13 Control Box 36

Gambar 4. 1 Pengaruh sudut pemasangan & debit air terhadap ΔT air.....47

Gambar 4. 2 Pengaruh sudut pemasangan & debit air terhadap ΔT udara.....49

Gambar 4. 3 Pengaruh Sudut Pemasangan & Debit air terhadap Laju perpindahan panas.....51

Gambar 4. 4 Effectiveness vs NTU untuk sudut pemasangan 45° - 90°

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

DAFTAR TABEL

Tabel 1. 1 <i>Point Breakdown</i> Kompetisi FSAE.....	1
---	---

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Formula SAE adalah ajang kompetisi desain yang terbuka untuk mahasiswa sarjana dan pascasarjana di seluruh dunia. Mahasiswa dituntut untuk merancang dan membangun purwarupa kendaraan jenis formula yang cocok untuk penggunaan balap amatir. Sehingga kendaraan yang akan di bangun harus memiliki performa yang cukup di beberapa aspek seperti akselerasi, pengereman, maupun stabilitas kendaraan. Kendaraan formula yang dimanufaktur oleh mahasiswa akan dinilai secara statis maupun dinamis dengan rincian sebagai berikut :

Tabel 1. 1 Point Breakdown Kompetisi FSAE

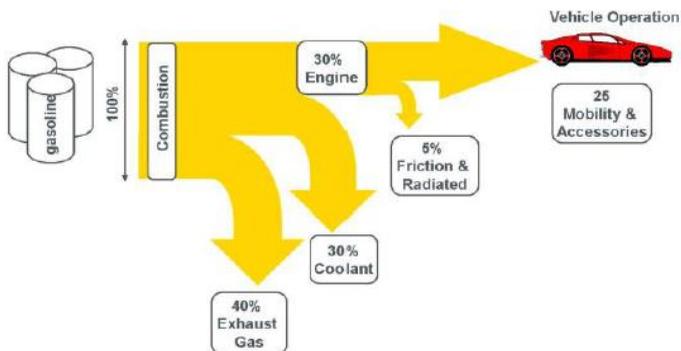
<i>Static Events</i>	<i>Max Points Available</i>
<i>Presentation</i>	75
<i>Engineering Design</i>	150
<i>Cost Analysis</i>	100
<i>Dynamic Events</i>	75
<i>Dynamic Events</i>	
<i>Acceleration</i>	75
<i>Skid-Pad</i>	50
<i>Autocross</i>	150
<i>Fuel Economy</i>	100
<i>Endurance</i>	300
Total:	1000 Poin

Sesuai dengan tabel 1.1 dapat dilihat bahwa mayoritas dari poin kompetisi yang ada terdapat pada *dynamic events*. Salah satu kegiatan dinamis yaitu *endurance* akan berkontribusi sebesar 30% dari seluruh poin kompetisi sehingga akan dibutuhkan banyak usaha untuk memastikan kendaraan yang handal sehingga mampu menerima beban besar yang akan diberikan pada saat *endurance* dimana kendaraan akan melewati 20 putaran sebagai uji coba ketahanan dan keandalan kendaraan.

Tim Sapuangin ITS mulai berpartisipasi di Student Formula Japan sejak tahun 2012 dengan kendaraan pertama yang

dimanufaktur adalah Sapuangan Speed 1, hingga pada tahun 2017 yang lalu Sapuangan Speed 5 di manufktatur untuk Student Formula Japan 2017. Namun, pada radiator yang digunakan sebelumnya dinilai kurang mampu dalam melepas panas mesin Kawasaki ZX – 6R yang digunakan karena pada saat uji coba kendaraan secara intensif permasalahan *overheating* terus terjadi.

Radiator sebagai komponen otomotif yang digunakan untuk melepas sebagian panas hasil proses pembakaran yang terjadi dalam ruang bakar. Pengaplikasian pendinginan dengan radiator ini diyakini dapat melepas panas dari ruang bakar lebih efektif dibandingkan dengan pendinginan udara langsung sehingga dapat menjaga performa mesin. Seperti yang dapat dilihat pada Gambar 1.1 , pada umumnya suatu motor pembakaran hanya menghasilkan kerja yang berguna sekitar 25 – 30% dari energi bahan bakar yang dibakar, sekitar 30 % energi yang ada dilepaskan ke udara melalui sistem pendinginan kendaraan seperti radiator dan sisa 40% nya ada pada gas buang yang dihasilkan proses pembakaran.



Gambar 1. 1 Sankey Diagram Internal Combustion Engine

Tugas akhir ini bertujuan untuk mengembangkan metode yang dapat digunakan untuk menilai kinerja serta instalasi yang akan digunakan pada radiator. Saat ini prosedur pemilihan radiator hanya melalui evaluasi dari tim sebelumnya tanpa adanya Analisis sistem pendinginan yang dilakukan untuk mendapatkan

instalasi yang dapat memenuhi kebutuhan pendinginan mesin yang digunakan.

1.2 Rumusan Masalah

Masalah yang timbul untuk mencapai semua tujuan penelitian, dirumuskan sebagai berikut :

1. Menganalisis pengaruh sudut pemasangan radiator terhadap performa radiator dalam melepas panas
2. Menganalisis pengaruh *area ratio ducting* pada sisi *inlet* udara radiator terhadap performa radiator *Sapuangin Speed 6* yang sudah ada

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah dari tugas akhir ini adalah :

1. Fluida panas yang mengalir dalam *tube* dianggap dalam kondisi *fully developed*
2. Fluida kerja tidak mengalami perubahan fase
3. Sistem beroperasi pada keadaan tunak
4. Karakteristik fluida pada sisi fluida panas dan dingin konstan
5. Efek radiasi diabaikan
6. Eksperimen dilakukan pada suhu ruangan
7. Analisis yang dilakukan hanya sebatas analisis termal saja

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari tugas akhir ini adalah :

1. Menemukan pengaruh sudut instalasi radiator dan *ducting* pada kinerja radiator *Sapuangin Speed 6*

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat tugas akhir ini diharapkan dapat:

1. Meningkatkan performa radiator yang ada agar dapat memenuhi kebutuhan pendinginan *Sapuangin Speed 6*
2. Menghasilkan prosedur untuk menganalisis radiator dan menentukan instalasi radiator yang sudah ada

1.6 Sistematika Laporan

Sistematika penulisan terdiri dari lima bab dimana masing-masing bab berisi sebagai berikut :

Bab I Pendahuluan

Bab ini berisi tentang latar belakang perancangan, rumusan masalah, batasan masalah, manfaat penelitian dan sistematika penulisan laporan.

Bab II Dasar Teori

Bab ini berisi tentang dasar-dasar ilmu yang mendukung pengerjaan tugas akhir.

Bab III Metode Penelitian

Bab ini berisi tentang langkah-langkah yang dilakukan untuk memperoleh hasil yang diinginkan dalam penelitian ini, baik langkah-langkah permodelan dan langkah-langkah simulasi.

Bab IV Hasil dan Diskusi

Berisi tentang analisa data hasil simulasi yang telah dilakukan untuk mendapatkan suatu kesimpulan.

Bab V Kesimpulan dan Saran

Pada bagian ini berisikan kesimpulan hasil dan saran untuk penelitian lebih lanjut.

BAB II DASAR TEORI

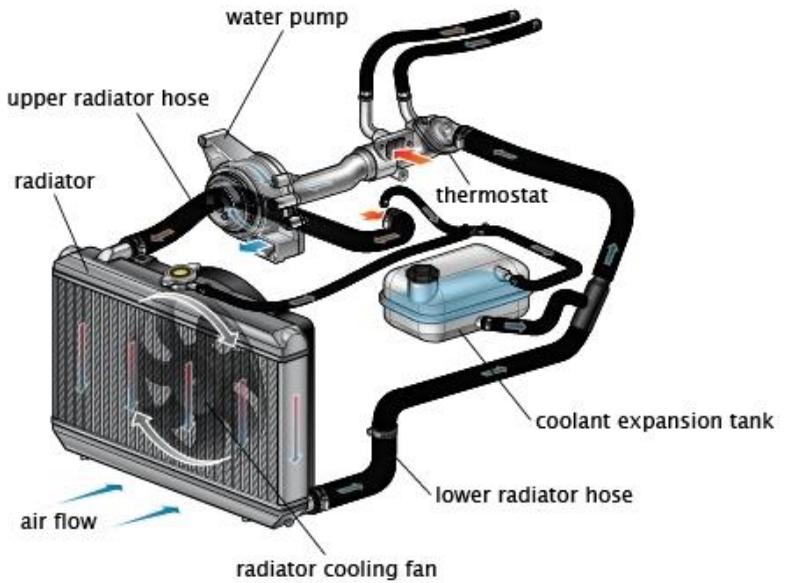
2.1 Radiator sebagai sistem pendingin pada otomotif

Radiator sebagai salah satu komponen otomotif digunakan untuk melepas sebagian panas hasil proses pembakaran yang terjadi dalam ruang bakar. Umumnya pada aplikasi teknologi otomotif radiator digunakan untuk kendaraan roda empat atau lebih.

2.1.1 Prinsip kerja

Panas mesin yang terpusat pada ruang bakar adalah merupakan hasil dari proses pembakaran udara dengan bahan bakar. Di mana panas di ruang mesin ini akan dipindahkan dari sisi dalam silinder menuju ke *water jacket* secara konduksi, yang selanjutnya akan diteruskan menuju air secara konveksi. Sehingga air akan mengalami peningkatan suhu. Air yang telah mengalami peningkatan suhu ini kemudian akan dipompa menuju radiator untuk mengalami proses pendinginan agar dapat digunakan kembali untuk mendinginkan panas yang dihasilkan oleh ruang bakar

Proses pembuangan panas yang terjadi pada radiator pada *radiator core*. Dimana air yang telah mengalami peningkatan suhu akan mengalir pada tube untuk memindahkan panas dari air ke permukaan dalam tube secara konveksi yang akan dilanjutkan secara konduksi menuju permukaan luar tube dan sirip radiator. Hingga akhirnya panas di luar tube dan sirip pada radiator akan dipindahkan ke udara secara konveksi



Gambar 2. 1 Prinsip Kerja Radiator

2.1.2 Konstruksi



Gambar 2. 2 Konstruksi Radiator SapuAngin Speed 5

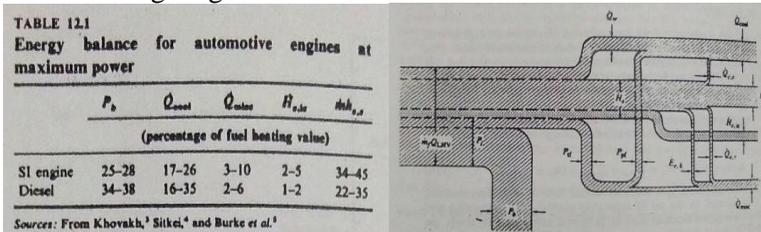
Umumnya konstruksi pada radiator terdiri dari :

1. Tangki Atas (*Upper Tank*)
Berfungsi untuk menampung air yang telah dipanaskan dari ruang bakar mesin. Tangki atas dilengkapi dengan saluran masuk (*upper hose*) dari mesin dan tutup radiator (*radiator cap*).
2. Inti radiator (*Radiator Core*)
Inti radiator memiliki peran utama untuk membuang atau memindahkan panas dari air ke udara luar agar suhu air yang panas dapat didinginkan dan siap digunakan kembali untuk proses pendinginan pada ruang bakar di mesin. Inti radiator terdiri dari pipa – pipa untuk mengalirkan air dari tangki atas menuju tangki bawah dan juga sirip – sirip yang digunakan untuk membantu proses pendinginan
3. Tangki bawah(*Lower Tank*)
Tangki bawah berfungsi untuk menampung air yang telah mengalami proses pendinginan oleh inti radiator dan akan dilanjutkan menuju mesin kembali melalui pompa.

Pada tangki bawah terdapat saluran air (*lower hose*) yang dihubungkan dengan pompa air dan juga lubang untuk menguras.

2.2 Neraca panas pada Mesin

Neraca panas secara umum dari suatu bahan bakar mesin, dapat dilihat pada gambar 2.4 dimana sebagian besar panas akan keluar melalui gas buang (Sekitar 34%), sistem pendinginan (Sekitar 26 %), dan hanya sekitar 25 % yang dapat diubah menjadi energi mekanik yang dapat digunakan. Sisanya terbuang melalui kerugian gesekan.



Gambar 2. 3 Neraca Panas (Crouse william, *Automotive Engines*. 1986 : 165)

Berdasarkan neraca panas pada gambar 2.14 maka fungsi pendinginan pada mesin menjadi penting, dikarenakan panas yang akan terseerap oleh sistem pendinginan dapat mencapai sekitar 32%. Sehingga radiator harus mampu membuang panas sekitar 32% dari total energi masukan dalam mesin. Untuk itu desain dan operasi radiator sangat menentukan unjuk kerja mesin. Operasi yang kurang tepat pada radiator dapat mengakibatkan pendinginan yang kurang efektif dan suhu air pendingin menjadi terlalu tinggi (*overheated*) atau terlalu rendah (*overcooled*).

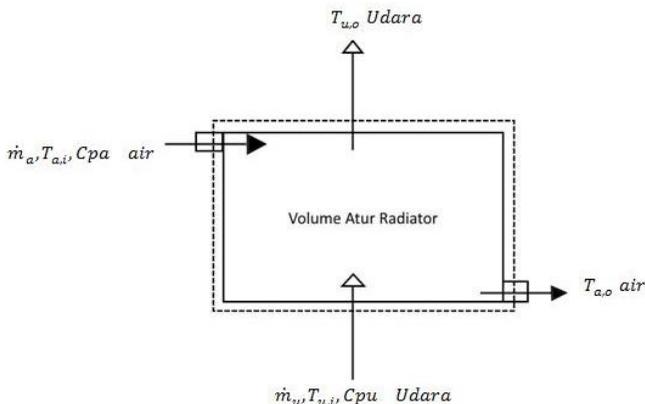
2.3 Proses perpindahan panas dalam radiator

Perpindahan panas yang terjadi pada radiator secara umum terjadi antara air dengan udara. Dimana panas dari mesin akan diserap oleh air dan akan dilepaskan ke udara melalui *core* radiator untuk mendinginkan air sebagai fluida pendingin.

Dengan menerapkan hukum 1 termodinamika tentang kelestarian energi pada volume atur radiator maka akan diperoleh hubungan sebagai berikut :

$$\dot{E}_{in} + \dot{E}_g - \dot{E}_{out} + \dot{E}_{st} = 0 \dots\dots\dots(2.1)$$

dengan $\dot{E}_{st} = \Delta U + \Delta EP + \Delta EK$



Gambar 2. 4 Diagram analisis Termal Kelestarian Energi Pada Radiator

Dikarenakan tidak adanya bangkitan energi didalam sistem maka ($\dot{E}_g = 0$), tidak ada perubahan fase pada fluida kerja didalam sistem, dan energi kinetik dan potensial diabaikan ($\Delta EP = \Delta EK = 0$) maka akan diperoleh persamaan :

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} \dots\dots\dots(2.2)$$

$$\dot{m}_a \cdot C_{p,a} \cdot T_{a,i} + \dot{m}_u \cdot C_{p,u} \cdot T_{u,i} = \dot{m}_a \cdot C_{p,a} \cdot T_{a,o} + \dot{m}_u \cdot C_{p,u} \cdot T_{u,o} \dots\dots\dots(2.3)$$

$$\dot{m}_a \cdot C_{p,a} \cdot (T_{a,i} - T_{a,o}) = \dot{m}_u \cdot C_{p,u} \cdot (T_{u,o} - T_{u,i}) \dots\dots\dots(2.4)$$

Sehingga dengan menggunakan hukum kelestarian energi diatas persamaan 2.4 akan menjadi:

$$q_a = q_u \dots\dots\dots(2.5)$$

2.4 SNI 09 – 0605 - 1985

Pada umumnya dalam melakukan pengujian akan tetap terjadi penyimpangan terhadap keadaan teoritik. Oleh karena itu, sesuai

dengan SNI 09 – 0605- 1989, ditetapkan bahwa standar simpangan yang masih dapat diterima adalah sebagai berikut :

$$-10\% < D < 10\%$$

dengan:

$$D = \frac{q_a - q_u}{q_a} \times 100\% \dots\dots\dots(2.6)$$

2.5 Perhitungan unjuk kerja radiator sebagai alat penukar panas

Unjuk kerja alat penukar panas akan ditentukan dari nilai efektivitasnya, dimana yang dimaksud sebagai efektivitas disini adalah seberapa besar energi panas yang dapat dipindahkan secara aktual dibandingkan dengan energi panas yang mampu dipindahkan secara maksimal oleh alat penukar panas tersebut.

Energi panas yang mampu dipindahkan didapatkan dengan memberikan asumsi bahwa alat penukar panas memiliki arah aliran yang berlawanan (*counterflow*), dengan panjang tak terhingga sehingga jika terdapat dua aliran fluida masing masing akan memiliki nilai kapasitas tertentu.

Kapasitas fluida panas (air) jika lebih tinggi dibandingkan kapasitas fluida dingin pada radiator (udara) atau $C_u < C_a$, temperatur udara keluar akan mampu menyamai temperatur air yang akan masuk atau ($T_{u,o} = T_{a,i}$) sehingga energi panas yang akan dipindahkan pada kondisi ini adalah

$$q = C_u \cdot (T_{u,o} - T_{a,i}) \dots\dots\dots(2.19)$$

$$q = C_u \cdot (T_{a,i} - T_{u,i}) \dots\dots\dots(2.20)$$

Sedangkan jika kapasitas panas udara lebih tinggi daripada kapasitas panas air atau $C_a < C_u$, dalam kondisi ini temperatur air keluar akan mampu menyamai temperatur udara masuk atau ($T_{a,o} = T_{u,i}$), sehingga energi panas yang dihasilkan pada kondisi ini adalah:

$$q = C_u \cdot (T_{u,o} - T_{a,i}) \dots\dots\dots(2.21)$$

$$q = C_u \cdot (T_{a,i} - T_{u,i}) \dots\dots\dots(2.22)$$

Berdasarkan uraian sebelumnya maka dapat disimpulkan bahwa persamaan umum untuk laju perpindahan panas maksimal adalah:

$$q = C_{min} \cdot (T_{a,i} - T_{u,i}) \dots \dots \dots (2.23)$$

dengan laju perpindahan panas aktual akan dirumuskan sebagai berikut:

$$q = C_a \cdot (T_{a,i} - T_{a,o}) \dots \dots \dots (2.24)$$

$$q = C_u \cdot (T_{u,o} - T_{u,i}) \dots \dots \dots (2.25)$$

$$q = UA \cdot (LMTD) \dots \dots \dots (2.26)$$

akan tetapi karena radiator merupakan jenis dari *crossflow heat exchanger* dengan kedua fluida tidak bercampur. Untuk mendapatkan taksir laju perpindahan panas yang sesuai maka diperlukan suatu faktor koreksi terhadap beda suhu rerata logaritmik seperti pada gambar 2.7. Dengan persamaan yang mengatur sebagai berikut:

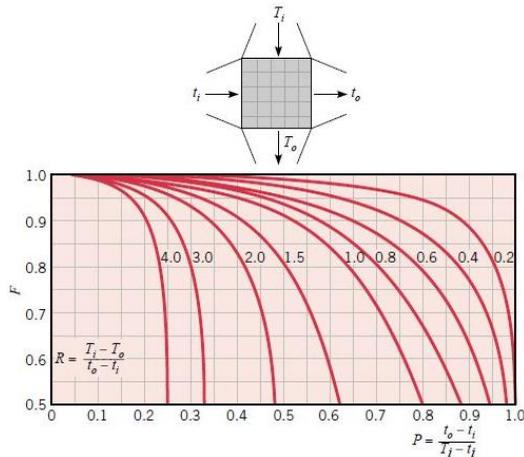
$$q = UA \cdot (LMTD)_{CF} \cdot F \dots \dots \dots (2.27)$$

$$q = q_a = q_u \dots \dots \dots (2.28)$$

$$(LMTD)_{CF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \dots \dots \dots (2.29)$$

$$\Delta T_1 = T_{a,i} - T_{u,o} \dots \dots \dots (2.30)$$

$$\Delta T_2 = T_{a,o} - T_{u,i} \dots \dots \dots (2.31)$$



Gambar 2. 5 Faktor Koreksi untuk cross flow heat exchanger single pass dengan Kedua fluida tidak bercampur

Sehingga dari persamaan diatas dapat didapatkan koefisien perpindahan panas menyeluruhnya sebagai berikut:

$$UA = q \cdot \frac{1}{F \cdot \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2})}} \dots\dots\dots(2.32)$$

Dimana, efektifitas suatu alat penukar panas adalah fungsi dari NTU dan Cr, nilai efektifitas adalah perbandingan dari kapasitas panas aktual dengan kapasitas panas maksimal dari kedua fluida untuk dapat saling memindahkan panas dapat didefinisikan dengan persamaan sebagai berikut:

$$\varepsilon_{akt} = \frac{q_{akt}}{q_{max}} \dots\dots\dots(2.33)$$

Sedangkan Cr adalah perbandingan antara kapasitas panas minimum terhadap kapasitas panas maksimum yang dimiliki oleh masing – masing fluida. Agar terjadi perpindahan panas yang maksimal maka nilai Cr diharapkan memiliki nilai yang rendah dan hal ini dapat digambarkan melalui perbedaan temperatur yang semakin tinggi pada nilai Cr yang rendah. Efektifitas alat penukar panas akan semakin tinggi dengan nilai Cr yang rendah dan NTU yang tinggi atau dapat didefinisikan dengan persamaan

$$\varepsilon = f(NTU, Cr) \dots\dots\dots(2.34)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \dots\dots\dots(2.35)$$

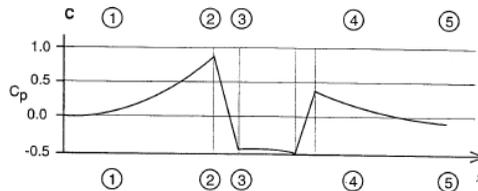
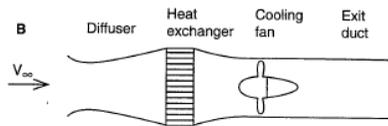
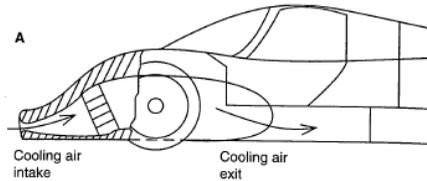
Untuk mencari nilai efektifitas teoritis akan digunakan persamaan hubungan antara efektifitas dengan NTU yaitu:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{1}{Cr} \cdot (NTU)^{0,22} \cdot \{\exp[-Cr \cdot (NTU)^{0,78}] - 1\}\right] \dots\dots(2.36)$$

2.6 Internal Flow

Kasus paling umum dari suatu sistem *internal flow* yang didapati pada mobil balap adalah pada sistem pendinginan kendaraan dimana panas akan dilepas oleh radiator menuju aliran eksternal kendaraan. Konfigurasi sistem pendinginan umumnya terdiri dari *diffuser* yang berfungsi untuk memperlambat kecepatan dan meningkatkan tekanan statis dari aliran udara masuk yang

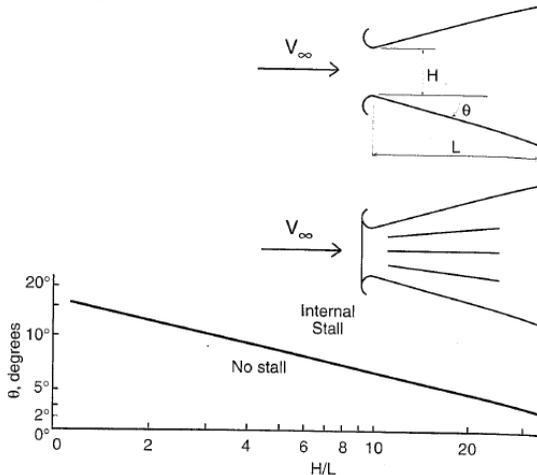
akan melewati radiator dan dilepaskan menuju daerah dengan tekanan rendah.



Flow condition with fixed inlet but at varying speed	Inlet size at constant speed	
High speed	Too large	
Result: spillage, external separation		
Design speed	Matched	
Result: desirable smooth flow		
Low speed	Too small	
Result: internal separation		

Gambar 2. 6 Skema Umum Ducting Sistem Pendinginan pada Mobil Balap (Joseph Katz, Race Car Aerodynamics. 1995 :214)

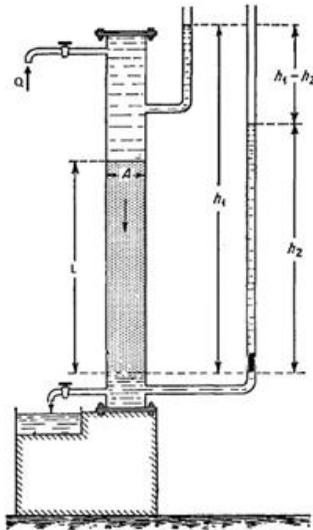
Pada elemen *diffuser* sangatlah penting untuk menjaga kualitas aliran udara didalamnya agar tidak terjadi *internal stall* karena akan berpengaruh terhadap pemerataan aliran yang melewati radiator dan akan berdampak negatif terhadap performa radiator jika terjadi. Performa *diffuser* secara dua dimensi dapat diatur dari perbandingan antara panjang dengan lebar suatu *diffuser* agar didapatkan performa yang sesuai



Gambar 2. 7 Batasan Performa karena Internal Stall dari Diffuser Lurus 2 Dimensi

2.7 Hukum Darcy

Hukum darcy adalah persamaan yang mendeskripsikan aliran suatu fluida yang melewati suatu media dengan porositas tertentu. Hukum ini diformulasikan oleh Henry Darcy berdasarkan hasil dari eksperimen tentang aliran air melewati pasir dengan ketebalan tertentu.



Gambar 2. 8 diagram skematik eksperimen darcy pada aliran air melewati pasir dengan ketebalan tertentu.

Berdasarkan hasil eksperimennya Darcy mengintrepetasikan hasilnya dengan merumuskan persamaan untuk aliran fluida yang melewati medium berporositas sebagai :

$$Q = \frac{k.A.(h_1-h_2)}{L} \dots\dots(2.37)$$

Dimana Q adalah debit aliran fluida yang melewati medium dengan porositas tertentu A luas penampang dari medium dengan konstanta permeabilitas K. Setelah beberapa penelitian didapatkan bahwa persamaan Darcy dapat diaplikasikan pada fluida lain dengan menambahkan parameter viskositas fluida didalamnya sehingga didapatkan persamaan :

$$Q = \frac{k.A.(dP)}{\mu.L} \dots\dots\dots(2.38)$$

2.8 Formula SAE

Student Formula Japan 2018 adalah kompetisi yang menuntut peserta yang berupa mahasiswa di penjuru dunia untuk mendesain, membuat dan menguji kemampuan dalam hal memasarkan hasil riset berupa kendaraan. Adapun model

kendaraan yang dikompertisikan dalam kejuaraan tersebut harus disesuaikan dengan peraturan yang ditetapkan oleh *SAE (Society of Automotive Engineer)*.

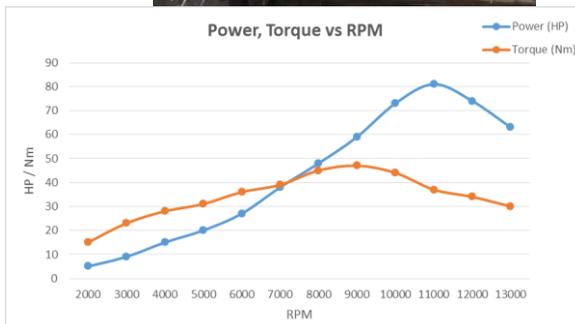
2.8.1 Regulasi teknis 2017-18 Formula SAE®

2.9.1.1 Artikel T8.1

Batasan fluida pendingin untuk mesin adalah air biasa dan tidak menggunakan tambahan pendingin lain berupa anti beku, pelumas pompa atau jenis tambahan lainnya.

2.9.1.2 Artikel ICI.1

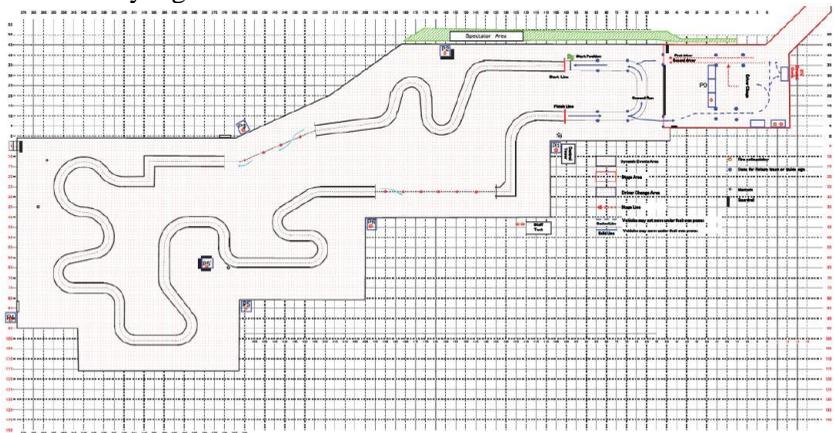
Mesin yang digunakan untuk mendorong kendaraan harus mesin berpiston dengan 4 tahapan kerja dengan volume ruang bakar maksimal tidak melebihi 710 cc.



Gambar 2. 9 *Engine ZX-6R 600 cc* dan kurva performansi

2.8.2 Dynamic events endurance

Events Formula SAE terdiri dari beberapa *event* dinamis diantaranya adalah *endurance event* yang dirancang untuk mengevaluasi performa kendaraan secara menyeluruh dan juga untuk menguji ketahanan dan keandalan dari komponen – komponen yang ada pada kendaraan. Pada *event* ini kendaraan akan bergerak dengan kecepatan rata – rata 48 – 57 km/jam dan kecepatan maksimum sekitar 105 km/jam dengan panjang lintasan total sebesar 22 km. Lintasan yang dicantumkan berikut akan digunakan untuk mendapatkan kecepatan rata – rata kendaraan yang sesuai.



Gambar 2. 10 *Track Endurance Shizuoka Jepang 2016*

2.9 Specific Dissipation

Specific dissipation (SD) didefinisikan sebagai laju perpindahan panas dibagi dengan beda temperatur maksimum pada suatu *heat exchanger*. Persamaan SD antara lain :

$$SD = \frac{Q}{T_{hot,in} - T_{cold,in}} \dots (2.39)$$

Dimana, $T_{hot,in}$ dan $T_{cold,in}$ adalah fluida panas dan dingin saat memasuki *heat exchanger* dan Q adalah laju perpindahan panas suatu *heat exchanger*. *Effectiveness*

membandingkan laju perpindahan panas aktual dengan laju perpindahan maksimum yang mungkin terjadi. Sehingga *effectiveness* menggambarkan kemampuan suatu *heat exchanger* dari sudut pandang termodinamika. Namun, *effectiveness* tidak dapat digunakan dengan mudah untuk mengevaluasi performa suatu *heat exchanger* dikarenakan tingkat kesulitan dalam mengukur laju alir massa udara yang melewati radiator maupun distribusi temperatur yang ada pada sisi belakang radiator. SD juga dapat diekspresikan dengan Persamaan :

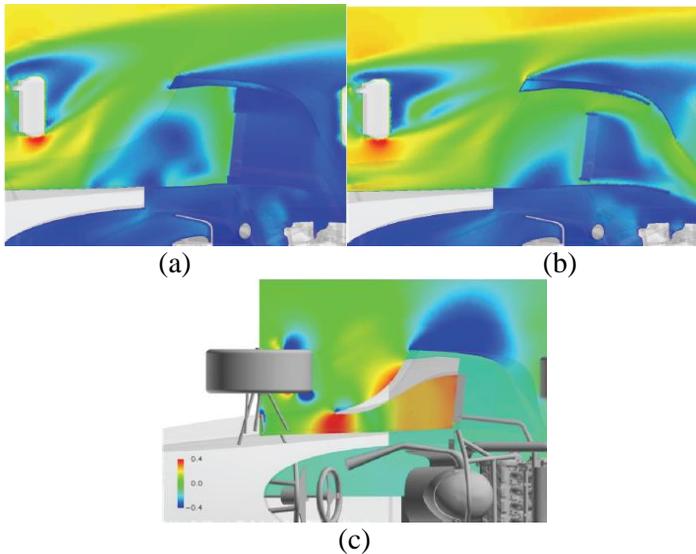
$$SD = \frac{Q}{Q_{max}} \cdot C_{min} = \varepsilon \cdot C_{min} \dots (2.40)$$

Pada Persamaan 2.40 dapat dilihat untuk perubahan kecil pada nilai C_{min} menunjukkan bahwa SD juga dapat menggambarkan performa suatu *heat exchanger* yang serupa dengan *effectiveness*. Sehingga, perubahan pada nilai SD dapat mengindikasikan perubahan laju perpindahan panas pada suatu radiator otomotif pada kondisi konstan

2.10 Penelitian terdahulu

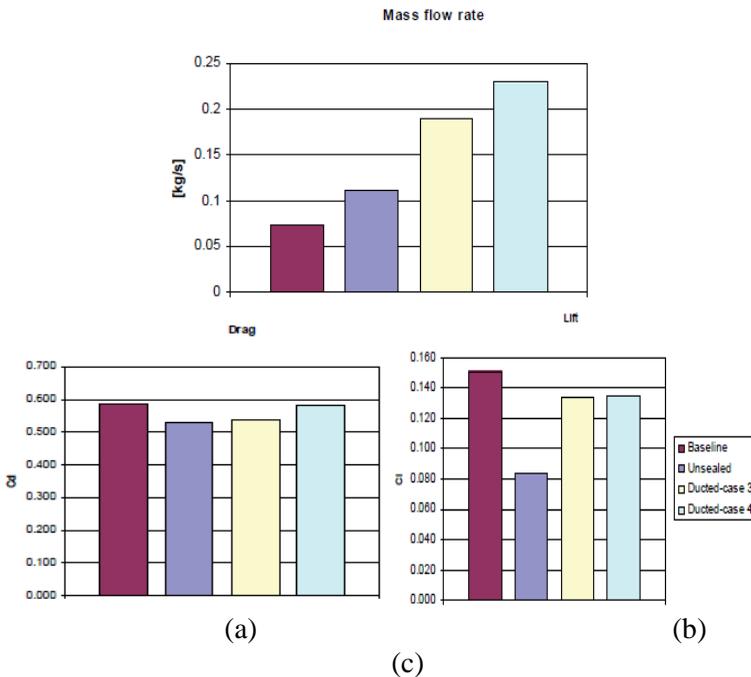
2.10.1 Lasse Christoffersen et al (2009)

Lasse Christoffersen, David Soderblom dan Lennart Iofdahl melakukan optimasi aliran udara menuju radiator pada kendaraan *Chalmers Formula SAE 2007* dengan menggunakan metode simulasi Computational Fluid Dynamics (CFD) Simulasi dilakukan dengan memodelkan 1 kendaraan utuh dan sebuah radiator sebagai daerah berpori (*porous zone*) untuk memodelkan penurunan tekanan yang terjadi di sepanjang radiator, lalu *ducting* pada sisi *inlet* dan *outlet* di variasikan.



Gambar 2. 11 Distribusi tekanan di ducting pada Lasse Christoffersen et al (a)baseline (b) unsealed (c) smaller inlet

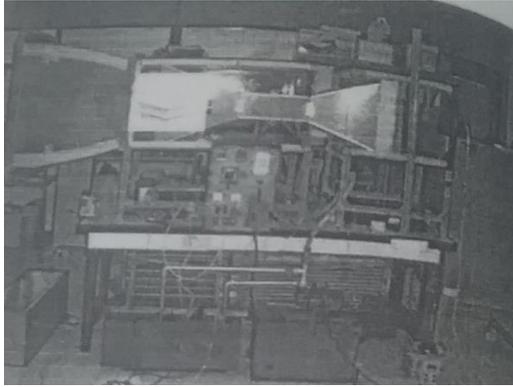
Gambar 2.11 menunjukkan variasi dan hasil distribusi tekanan *ducting* yang disimulasikan untuk optimasi aliran pada sisi radiator dimana kasus (a) adalah desain awal sebelum di modifikasi, (b) adalah *ducting* yang sama dengan menghilangkan sekat pembatas antara *inlet* dan *outlet* dan (c) adalah *ducting* dengan luas area *inlet* yang lebih kecil dibandingkan luas permukaan radiator hal ini dilakukan untuk meningkatkan dan meratakan tekanan pada sisi depan radiator.



Gambar 2. 12 Hasil penelitian simulasi Lasse Christoffersen *et al*
 (a) mass flow rate (b) coefficient of drag (c) coefficient of lift

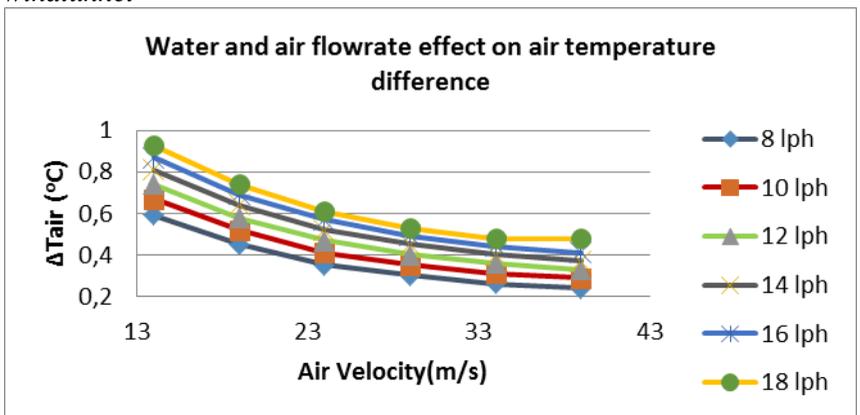
Pada penelitian ini telah ditunjukkan bahwa penambahan *ducting* untuk radiator pada kendaraan *Formula SAE* dapat meningkatkan laju alir massa yang melewati suatu radiator secara signifikan. Pada iterasi desain *ducting* terakhir laju alir massa yang melewati radiator mengalami peningkatan sebesar 206 % dibandingkan pada desain awal yang tidak menggunakan *ducting*.

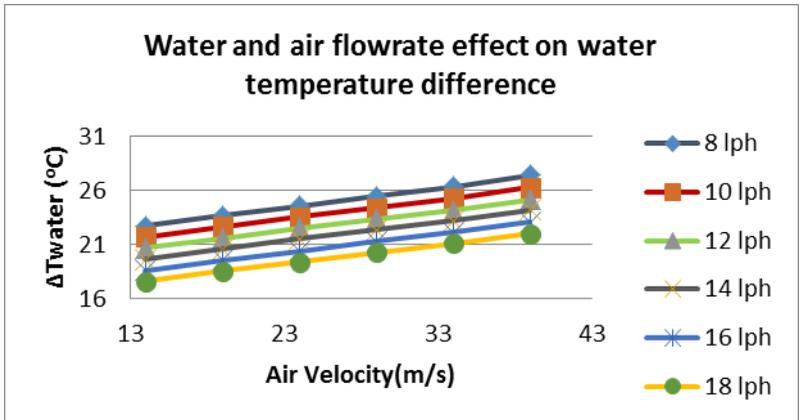
2.10.2 Durajad Wahyudi (2010)



Gambar 2. 13 Skema Alat Uji *windtunnel* Durajad

Wahyudi Melaksanakan penelitian terhadap radiator sepeda motor studi kasus Jupiter MX untuk melihat dampak variasi dari kecepatan udara dan debit air terhadap perubahan temperatur pada sisi air dan juga perubahan temperatur pada sisi udara. Proses pengujian dilakukan dengan menggunakan *windtunnel*





Gambar 2. 14 Hasil pengujian besar kalor terhadap kecepatan debit air dan kecepatan udara

Pada Penelitian ini didapatkan peningkatan air dan kecepatan udara pada radiator akan menghasilkan peningkatan koefisien perpindahan panas konveksi, dan laju perpindahan panas yang lebih besar.

2.10.3 Henri Siitonen (2011)



Gambar 2. 15 Skema alat Uji dan Flow Straightener

Henri Siitonen melakukan penelitian secara eksperimen mengenai penambahan modifikasi aerodinamik pada kendaraan *Formula SAE* dengan tujuan untuk meningkatkan laju alir massa yang akan diterima oleh radiator dan menganalisa dampaknya terhadap performa perpindahan panas radiator. Kemampuan

melepas panas radiator dievaluasi dengan menggunakan *Specific Dissipation*, dimana *Specific Dissipation* didefinisikan sebagai laju perpindahan panas suatu *heat exchanger* dibagi dengan perbedaan temperatur terbesar yang ada pada *heat exchanger*.



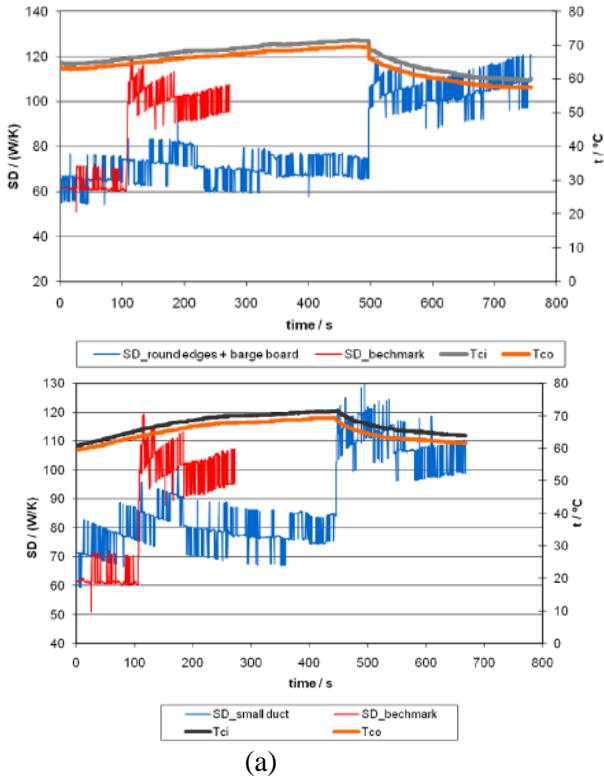
(a)

(b)

(c)

Gambar 2. 16(a) round inlet (b) round inlet + barge board (c) small duct (65% smaller)

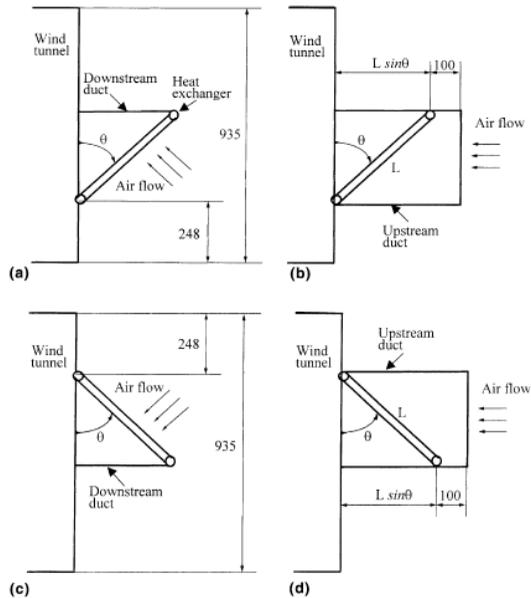
Variasi pertama yang dilakukan adalah menghilangkan sisi tajam pada bagian *inlet* dengan penambahan *fillet*, penambahan *barge board* dan variasi berikutnya adalah pengurangan luas area *inlet* pada *ducting* sebesar 65% dari ukuran awal.



Gambar 2. 17 Grafik specific dissipation untuk setiap modifikasi aerodinamik (a) round inlet +barge board (b) small duct

Berdasarkan hasil eksperimen Henri Siitonen setiap modifikasi aerodinamik yang dilakukan memberikan peningkatan pada kemampuan radiator dalam melepas panas yang diukur oleh nilai rata – rata SD, walaupun beberapa peningkatan tidak terlalu besar. Namun, peningkatan terbesar terdapat pada kasus *small duct* dimana terjadi peningkatan sebesar 30% pada kemampuan radiator dalam melepas panas.

2.10.4 Man – Hoe Kim *et al* (2015)



Gambar 2. 18 skema alat uji

Studi ini menjelaskan tentang efek dari pemasangan sudut kemiringan dari posisi vertikal pada performa multi louver fin and flat tube heat exchanger pada sisi udaranya. Berbagai jenis tes telah dilakukan pada kondisi basah dan kering. Sudut kemiringan yang divariasikan dalam pengujiannya adalah 0° , $\pm 30^\circ$, $\pm 45^\circ$, $\pm 60^\circ$. Kemampuan perpindahan panasnya untuk kondisi kering maupun basah keduanya tidak dipengaruhi secara signifikan oleh sudut kemiringan, sementara pressure drop yang dialami terus meningkat seiring dengan peningkatan sudut kemiringan heat exchanger.

Table 2
Heat transfer data for both dry and wet conditions

Inclined angle, θ ($^{\circ}$)	Air flow rate (m^3/min)/heat transfer rate (W)									
	4 (m^3/min)		6 (m^3/min)		8 (m^3/min)		10 (m^3/min)		12 (m^3/min)	
	Dry	Wet	Dry	Wet	Dry	Wet	Dry	Wet	Dry	Wet
-60	1499	1667	1990	2071	2366	2349	2681	2573	2946	2750
-45	1512	1643	2018	2086	2399	2373	2703	2577	2962	2774
-45*	1521	1654	2028	2048	2411	2336	2725	2540	2980	2710
-30	1536	1667	2037	2063	2422	2329	2710	2532	2959	2692
0	1513	1631	2029	2046	2419	2314	2733	2524	2995	2712
30	1538	1675	2039	2056	2449	2326	2778	2528	3031	2704
45	1522	1655	2026	2035	2426	2289	2746	2495	3004	2672
45*	1528	1653	2031	2032	2441	2292	2764	2510	3017	2691
60	1529	1654	2028	2015	2409	2273	2713	2467	2951	2616

* Data with the upstream duct.

Pressure drop data for the dry conditions

Inclined angle, θ ($^{\circ}$)	Air flow rate (m^3/min)/pressure drop (Pa)									
	4 (m^3/min)		6 (m^3/min)		8 (m^3/min)		10 (m^3/min)		12 (m^3/min)	
	ΔP_{total}	ΔP_{net}	ΔP_{total}	ΔP_{net}	ΔP_{total}	ΔP_{net}	ΔP_{total}	ΔP_{net}	ΔP_{total}	ΔP_{net}
-60	8.6	6.7	16.3	12.1	25.9	18.7	37.1	26.3	50.2	34.9
-45	7.6	6.6	13.2	11.2	20.3	17.0	28.0	22.9	36.7	29.5
-45*	8.0	7.0	14.3	12.3	21.8	18.5	30.4	25.2	40.7	33.6
-30	7.5	6.5	12.7	10.9	18.7	15.6	25.6	21.4	33.2	27.5
0	6.1	5.4	11.1	9.6	17.3	14.8	23.6	20.0	30.6	25.4
30	7.8	6.8	13.2	11.4	19.4	16.3	26.3	22.1	33.8	28.2
45	7.7	6.7	14.0	12.0	20.9	17.7	29.2	24.0	38.5	31.3
45*	8.3	7.3	14.8	12.9	22.9	19.6	31.9	26.7	42.5	35.3
60	9.7	7.7	18.1	13.8	28.6	21.4	40.3	29.5	54.3	38.9

* Data with the upstream duct.

Gambar 2. 19 Hasil uji eksperimental untuk angled compact heat exchanger (a) penurunan tekanan (b) perpindahan panas (c)penurunan tekanan vs perpindahan panas (d)laju perpindahan panas perluasan area

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Variabel pengujian

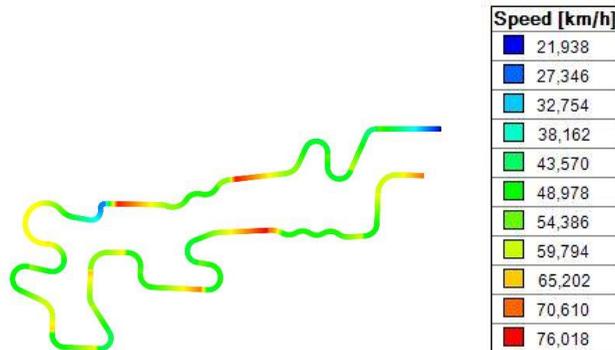
Pengujian radiator Sapuwingin Speed VI ini akan dilakukan di laboratorium Rekayasa Termal Teknik Mesin FTI ITS. Dimana variabel pengujian yang akan divariasikan adalah pada sudut pemasangan radiator relatif terhadap aliran udara dan perbandingan luas area *ducting* pada sisi *inlet* udara radiator. Kecepatan udara, debit air sudut pemasangan dan *ducting* yang akan di uji disesuaikan sedekat mungkin dengan keadaan aktual di lapangan untuk mendapatkan hasil yang sesuai.

3.1.1 Menentukan kecepatan udara / kipas

Kecepatan udara yang akan melewati *flow straightener* diperoleh dengan mengatur putaran kipas menggunakan *voltage regulator* sebagai pengatur tegangan listrik yang mengalir pada kipas. Dikarenakan umumnya *ducting* dapat bekerja pada kecepatan spesifik dari suatu kendaraan maka pada penelitian ini akan diambil kecepatan rata – rata kendaraan berdasarkan dari lintasan, tenaga mesin, massa kendaraan dan hambatan jalan kendaraan.

Untuk mendapatkan kecepatan rata – rata berdasarkan lintasan, tenaga mesin, massa kendaraan dan hambatan jalan kendaraan maka akan dilakukan simulasi menggunakan *software* simulasi dinamika kendaraan *Optimum Lap* untuk mendapatkan kecepatan rata – rata pada suatu lintasan. Data tenaga mesin dan lintasan yang digunakan sesuai dengan gambar 2.8 dan 2.9 .

Dari hasil simulasi didapatkan kecepatan rata – rata sebesar 54 km/jam atau sekitar 15 m/s. Sehingga kecepatan kipas akan diatur untuk mendapatkan aliran udara mendekati 15 m/s agar pengujian semakin dekat dengan kondisi aktual.

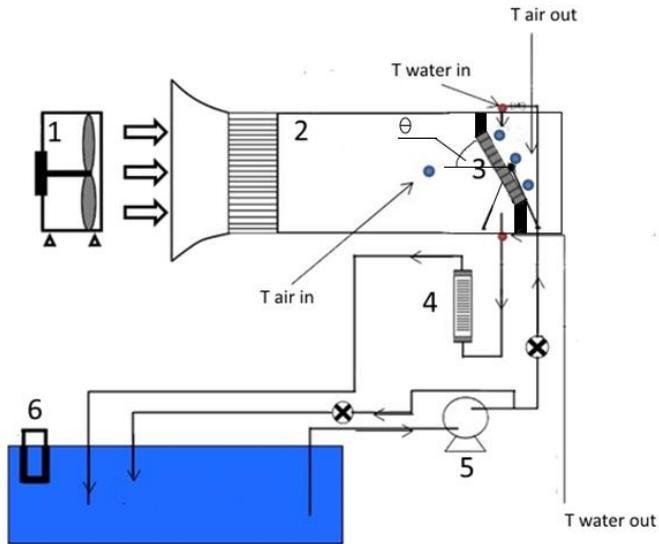


Gambar 3. 1 Hasil Simulasi *Optimum Lap Track Endurance* Shizuoka Jepang 2017

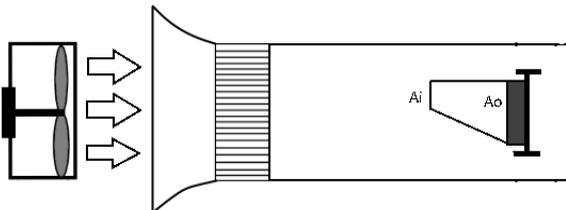
3.2 Instalasi pengujian

Pengujian dilakukan dengan melakukan pengukuran secara langsung terhadap spesimen berupa radiator Sapu angin Speed VI, di mana radiator bertipe aliran *downflow*. Pada instalasi ini air akan dipertahankan pada suhu 80°C dan akan didinginkan oleh udara yang bersumber dari kipas / *fan blower*. Temperatur air akan dipanaskan menggunakan heater yang dikontrol melalui termokontrol.

Pengukuran temperatur pada air dan udara akan dilakukan dengan termokopel. Skema instalasi yang akan digunakan adalah seperti pada gambar 3.3



(a)



(b)

Gambar 3. 2 Skema alat uji dan variasi yang akan dilakukan
Keterangan Gambar :

1. *Fan Blower*
2. *Flow Straightener*
3. Radiator
4. *Flow Meter*
5. Pompa
6. Heater
7. *Bypass*
8. Katup
9. Termokontrol

3.3 Peralatan penunjang dan alat ukur

a. Flow Straightener

	<p>Spesifikasi</p> <p>Nozzle : Bellmouth(Aluminium)</p> <p>Test Chamber : Akrilik</p> <p>Dimensi :</p>
<p>Gambar 3. 3 Flow Straightener</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Panjang = 1,2 m • Lebar = 0,5 m • Tinggi = 0,5 m

b. Fan Blower

	<p>Spesifikasi</p>
<p>Gambar 3. 4 Fan Blower</p>	<p>Merk : CKE</p> <p>Portable Vent</p> <p>Model : SF - 45</p> <p>Size : 450 mm</p> <p>Voltage : 220 – 240 V</p> <p>Capacity : 125 m^3/min</p> <p>Power : 1800 W</p> <p>Speed : 2800r/min</p>

c. Termokopel tipe K

 <p>Gambar 3. 5 Termokopel tipe K</p>	Spesifikasi
	Tipe : K Range : 0- 400^oC

d. KTA 259 K Thermocouple Shield

 <p>Gambar 3. 6 KTA 259-K Thermocouple Shield</p>	Spesifikasi
	Tipe : KTA – 259 Range : 0 - 1024^oC Terminal : 8 Buah

e. Arduino Mega 2560



Gambar 3. 7 Arduino Mega 2560

Spesifikasi

Microcontroller: ATmega 2560
 Operating Voltage : 5V
 Input Voltage(Recommended) : 7-12 V
 Input Voltage (limits) : 6- 20 V
 Digital I/O Pins : 54
 Analog Input Pins : 16
 DC Current per I/O Pin: 40 mA
 DC Current for 3.3 V Pin : 50 mA

f. Elemen Pemanas / *Heater*

Gambar 3. 8 Elemen Pemanas

Spesifikasi

Pembuat : Sintech
 Panjang : 25 cm
 Kapasitas : 220V 1000 w
 Bahan : Stainless Steel

g. Pompa Air

	Spesifikasi
	Merek : Intermilano Model : IM-175A Daya Hisap : 9 meter Head max : 20 meter Kapasitas max : 100 lpm Motor : 175 W; 220 V ; 50 Hz; 1 Phase

Gambar 3. 9 Pompa Air

h. Termostat

	Spesifikasi
	Power: 100 – 240 VAC 50/60Hz Akurasi: $\pm 1\%$ reading, ± 1 digit Termokopel : J&K

Gambar 3. 10 Termostat Autonics
T3S – B4RK – 4C

i. Flowmeter

**Gambar 3. 11 Flowmeter**

Spesifikasi

Merek :Techfluid
 Model : PT- 05 C
 Range : 10 – 100 lph

j. Anemometer

**Gambar 3. 12 Anemometer**

Spesifikasi

Merk : Intellisafe
 Tipe : AR 816
 Max speed : 0 – 45 m/s
 Temp : -10 - 45⁰C

k. Control Box

	<p style="text-align: center;">Keterangan</p> <p>Tombol ON/OFF</p> <ul style="list-style-type: none"> • H : Heater • P : Pompa • K : Kipas <p>Inverter : Kecepatan Kipas Heater disambung dengan termokontrol</p>
---	--

Gambar 3. 13 Control Box

3.4 Prosedur Pengujian

Pengujian ini melalui beberapa tahapan proses, diantaranya :

1. Tahap Persiapan

Tahap persiapan ini diperlukan untuk melancarkan proses pengambilan data. Berikut langkah yang dilakukan pada tahap persiapan :

- a. Mempersiapkan alat percobaan seperti heater, pompa, radiator, blower dan peralatan lainnya
- b. Menghubungkan termokopel pada radiator ke arduino mega untuk pembacaan temperatur
- c. Memeriksa instalasi pompa dan perpipaan terhadap kebocoran yang dapat terjadi

2. Tahap Pengambilan Data

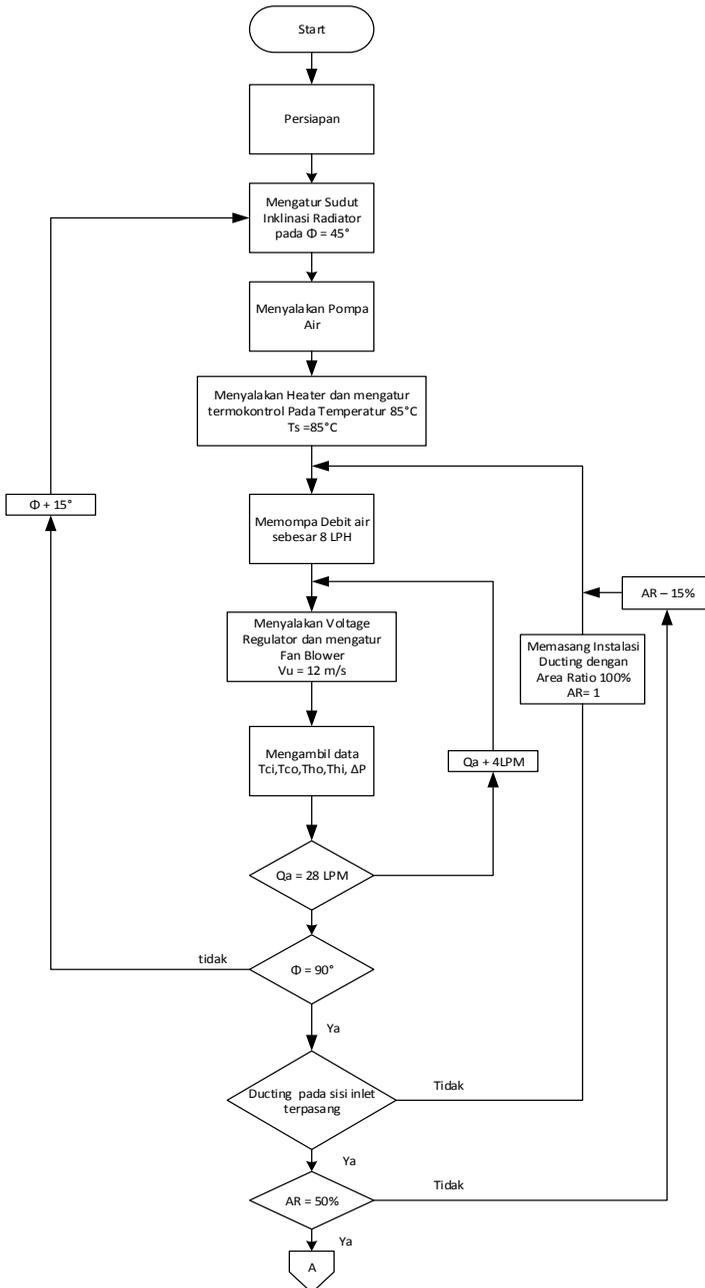
Pengambilan data dilakukan berdasarkan proses dibawah ini:

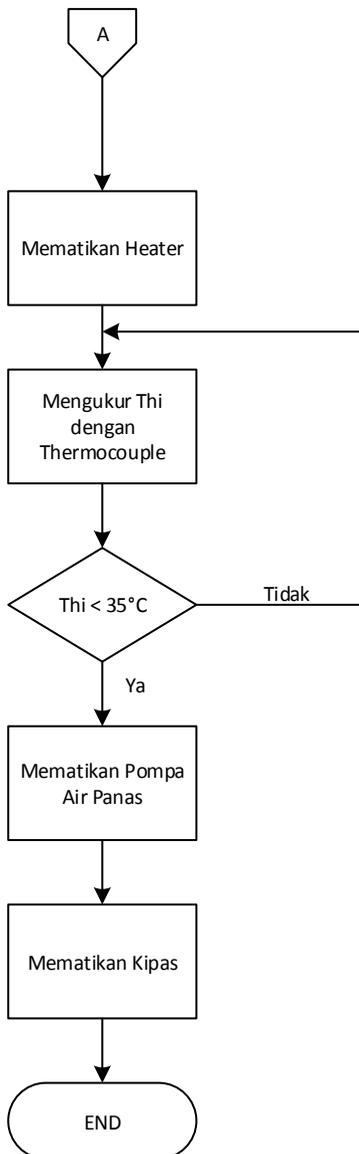
- a. Mengatur sudut inklinasi radiator dimulai dari 45° terhadap arah aliran udara dari blower pada alat uji radiator
- b. Menyalakan *heater* dan mengatur termokontrol pada temperatur $85^\circ C$

- c. Memompa air masuk kedalam radiator dengan debit sebesar 8 lpm
- d. Menyalakan blower fan dan mengatur kecepatan aliran udara sebesar 14m/s dengan menggunakan voltage regulator, selama 5 menit
- e. Melakukan pengambilan data : Temperatur air masuk dan keluar ($T_{a,i}, T_{a,o}$), Temperatur udara masuk dan keluar ($T_{u,i}, T_{u,o}$) pada titik pengambilan data untuk diambil rata – ratanya, serta penurunan tekanan statis
- f. Mengulangi kembali langkah b – d dengan penambahan debit aliran (Q_a sebesar 8 lpm) variasi debit aliran air dilakukan hingga 40 lpm, serta penambahan sudut inklinasi radiator hingga 90°
- g. Dilanjutkan dengan pemasangan *ducting* pada sisi *inlet* radiator dengan rasio area

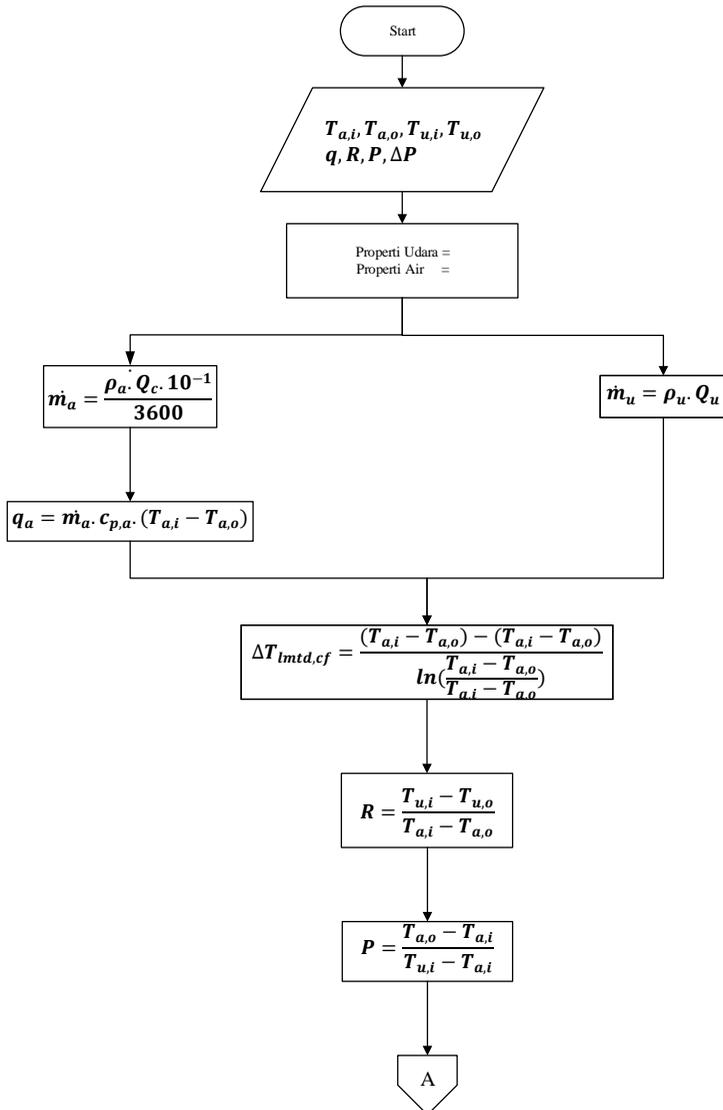
$$(AR) = \frac{A_{inlet}}{A_{radiator}} = 1$$
- h. Mengulangi lagi kembali langkah b – d dengan penambahan debit aliran (Q_a sebesar 8 lpm) variasi debit aliran air dilakukan hingga 40 lpm, serta pengurangan AR hingga 0,5
- i. Pengambilan data selesai dilakukan diikuti dengan mematikan heater dan pompa
- j. Mematikan pompa air setelah temperatur air masuk mendekati $35^\circ C$, untuk mencegah terjadinya *thermal stress* pada pompa agar pompa tidak cepat mengalami kerusakan.

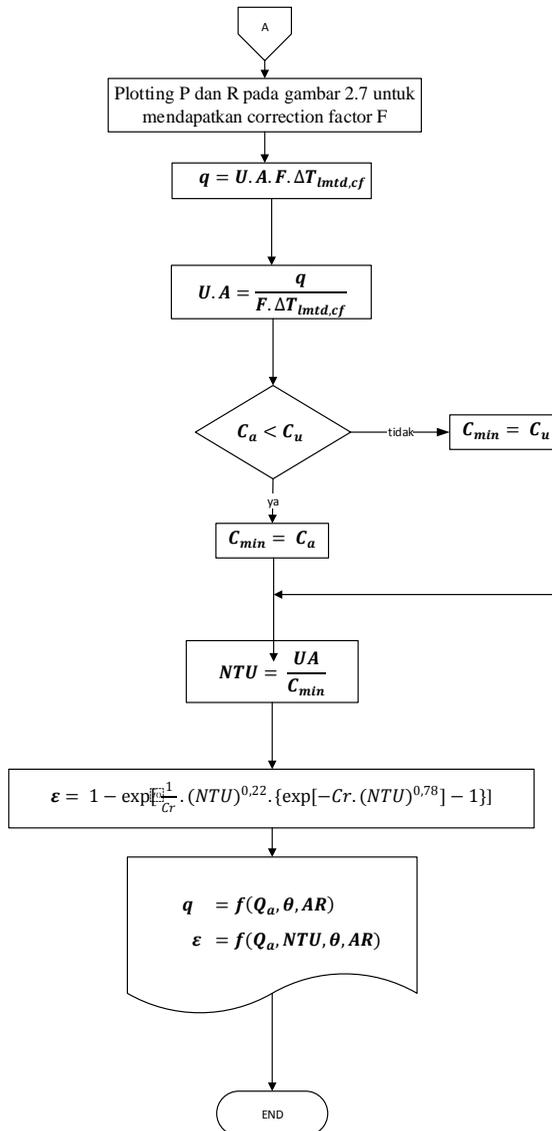
3.5 Diagram Alir Pengujian





3.6 Diagram alir perhitungan





BAB IV

ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

Dari hasil studi eksperimen yang telah dilakukan, didapatkan beberapa data yang menunjukkan pengaruh variasi sudut pemasangan radiator relatif terhadap arah angin dan pemberian *ducting* pada sisi *inlet* udara radiator terhadap performa. Variasi yang digunakan pada kecepatan udara dan kecepatan pompa air radiator. Data yang diperoleh dari eksperimen ini adalah temperatur masuk, temperatur keluar air dan udara. Yang kemudian data ini akan diolah untuk perhitungan kalor, *effectiveness*, dan *specific dissipation* radiator dengan sudut pemasangan dan *ducting*.

4.1 Data Penelitian dan Contoh Perhitungan

1. Menghitung temperatur udara rata-rata :

$$T_u = \frac{T_{u,i} + T_{u,o}}{2}$$

$$T_u = \frac{31 + 62}{2}$$

Dengan temperatur udara $31,5^\circ C$ didapatkan properti udara (tabel A-4 Incropera):

$$\text{Densitas } (\rho_a) = 1,15 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Panas Spesifik } (C_{p,u}) = 1007,9 \text{ J/kg.K}$$

$$\text{Prandtl} = 0,71$$

$$\text{Viskositas Absolut } (\mu_u) = 0,0000187$$

2. Menghitung temperatur air rata – rata :

$$T_a = \frac{T_{a,i} + T_{a,o}}{2}$$

$$T_u = \frac{75 + 67,25}{2}$$

Dengan temperatur air 71°C didapatkan properti udara (tabel A-4 Incropera):

$$\text{Densitas } (\rho_a) = 978,5 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Panas Spesifik } (C_{p,u}) = 4188,3 \text{ J/kg.K}$$

$$\text{Prandtl untuk air} = 2,59$$

$$\text{Viskositas Absolut air } (\mu_a) = 0,00041$$

3. Menghitung laju alir massa air

$$\dot{m}_a = \frac{\text{dm}^3}{\text{min}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \cdot \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ dm}^3} \cdot \frac{1000 \text{ kg}}{\text{m}^3} = (Q_{lpm}/60)_{\text{air}}$$

$$\dot{m}_a = (16/60)_{\text{air}} = 0,27 \text{ kg/s}$$

4. Menghitung laju perpindahan panas

$$q = \dot{m}_a \cdot C_{p,a} \cdot (T_{a,i} - T_{a,o})$$

$$q = 8777 \text{ W}$$

5. Menghitung koefisien perpindahan panas menyeluruh (UA)

$$q = UA \cdot (LMTD)_{CF} \cdot F, \text{ dimana}$$

$$(LMTD)_{CF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}; \Delta T_1 = T_{a,i} - T_{u,o};$$

$$\Delta T_2 = T_{a,o} - T_{u,i}$$

$$UA = q \cdot \frac{1}{F \cdot \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}}$$

$$(LMTD)_{CF} = 23,61$$

F didapat, dengan mencari R dan P dari perhitungan

$$R = \frac{T_{u,i} - T_{u,o}}{t_{a,o} - t_{a,i}} \quad P =$$

$$\frac{t_{a,o} - t_{a,i}}{T_{u,i} - t_{a,i}}$$

$$R = \frac{27,64 - 62}{67,24 - 74,95} \quad P =$$

$$\frac{67,24 - 74,95}{27,64 - 74,95}$$

$$R = 4,34 \quad P =$$

0,16

Maka diperoleh $F = 1$, sehingga

$$UA = \frac{207,19 \text{ W}}{1.23,6\text{K}}$$

$$UA = 337 \text{ W/K}$$

6. Menghitung kapasitas panas udara

$$C_u = \dot{m}_u \cdot C_{p,u}$$

$$C_u = 0,38 \text{ kg/s} \cdot 1007,09 \text{ J/kg.K}$$

$$C_u = 867,1$$

7. Menghitung kapasitas panas air

$$C_a = \dot{m}_a \cdot C_{p,a}$$

$$C_a = 0,38 \text{ kg/s} \cdot 4198 \text{ J/kg.K}$$

$$C_a = 1134$$

8. Menghitung rasio kapasitas (Cr)

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

$$C_r = m = \frac{867}{1134}$$

$$C_r = 0,765$$

9. Menghitung *Number of Transfer Unit* (NTU)

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$$

$$NTU = \frac{371,8 \text{ W/K}}{867 \frac{\text{J}}{\text{K.S}}}$$

$$NTU = 0,43$$

10. Menghitung *Effectiveness*

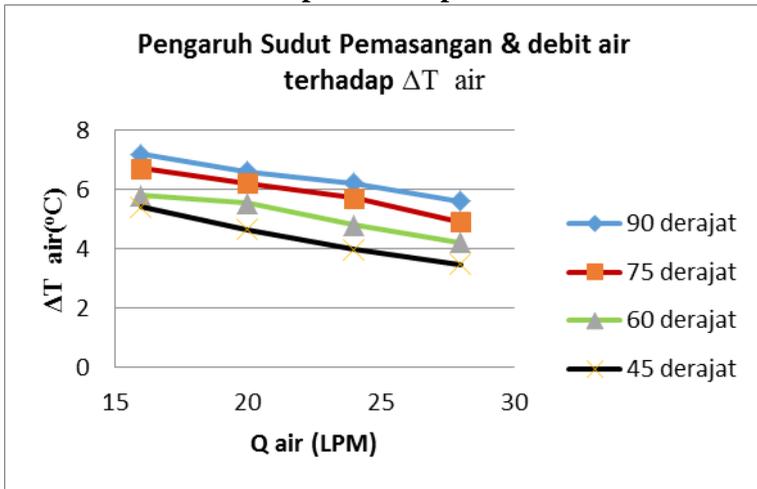
$$\varepsilon_{tso} = 1 - \exp\left[\frac{1}{C_r} \cdot (NTU)^{0,22} \cdot \{\exp[-C_r \cdot (NTU)^{0,78}] - 1\}\right]$$

$$\varepsilon_{tso} = 0,451$$

4.2 Analisis pengaruh sudut pemasangan radiator terhadap performa radiator

Telah dilakukan eksperimen dan pengambilan data dengan variasi sudut 45° - 90° dan debit aliran pompa pada 16, 20, 24, & 28 LPM. Hasil dari eksperimen pengaruh sudut pemasangan terhadap performa radiator akan dibahas pada sub bab ini. Analisis yang dilakukan adalah dengan Analisis termal dari data temperatur yang didapatkan pada proses eksperimen yang diambil menggunakan sensor temperatur termokopel yang akan mencatat temperatur masuk dan keluar dari fluida panas dan dingin yaitu air dan udara.

4.2.1 Analisis pengaruh debit air dan sudut pemasangan radiator terhadap beda temperatur air dan udara.



Gambar 4. 1 Pengaruh sudut pemasangan & debit air terhadap ΔT air

Pada Gambar 4.1 terlihat bahwa dengan pengurangan sudut pemasangan radiator maka beda temperatur air akan mengalami penurunan, dan beda temperatur air mengalami penurunan seiring dengan meningkatnya debit air. Untuk menjelaskan fenomena menurunnya beda temperatur air seiring dengan meningkatnya debit air akan digunakan Analisis secara termodinamika, dengan perumusan :

$$q_a = \dot{m}_a \cdot C_{p,a} \cdot \Delta T_a \dots\dots\dots(4.1)$$

$$q_a = q_u$$

$$q_u = \dot{m}_u \cdot C_{p,u} \cdot \Delta T_u \dots\dots\dots(4.2)$$

Dengan menyamakan Persamaan 4.1 dan 4.2 akan diperoleh Persamaan 4.3 sebagai berikut :

$$\dot{m}_u \cdot C_{p,u} \cdot \Delta T_u = \dot{m}_a \cdot C_{p,a} \cdot \Delta T_a \dots\dots(4.3)$$

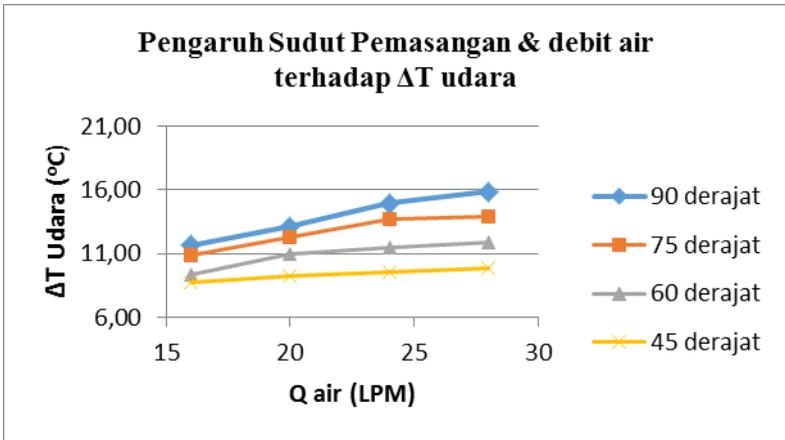
$$\Delta T_a = \left(\frac{C_{p,u} \cdot \Delta T_u}{\dot{m}_a \cdot C_{p,a}} \right) \cdot \dot{m}_u \dots\dots\dots(4.4)$$

Dari Persamaan 4.4 dapat dilihat bahwa beda temperatur air merupakan fungsi dari laju massa alir udara dan debit air. Adanya beberapa faktor lain seperti panas spesifik air dan udara serta beda temperatur udara juga ikut mempengaruhi. Oleh karena itu agar Analisis dapat dilakukan ada beberapa kondisi faktor yang harus diperhatikan yang dapat mempengaruhi hal tersebut sebagai berikut:

1. Panas spesifik air dan udara diasumsikan konstan
2. Laju alir massa air konstan karena pengambilan data & Analisis dilakukan pada kecepatan pompa tertentu
3. Kecepatan udara dijaga konstan.

Sehingga fenomena menurunnya beda temperatur air seiring dengan meningkatnya debit air sesuai dengan hukum termodinamika dan penelitian terdahulu oleh saudara Durajad Wahyudi (2010).

Pada Gambar 4.1 dapat dilihat seiring dengan berkurangnya sudut pemasangan radiator relatif terhadap arah aliran udara maka beda temperatur air pun juga semakin menurun. Untuk menjelaskan fenomena ini maka akan dilakukan kembali Analisis termodinamika dengan perumusan 4.4 dimana beda temperatur air dipengaruhi oleh beda temperatur udara.



Gambar 4. 2 Pengaruh sudut pemasangan & debit air terhadap ΔT udara

Gambar 4.2 menunjukkan bahwa seiring dengan berkurangnya sudut pemasangan maka beda temperatur udara juga akan mengalami penurunan jika dilakukan Analisis termodinamika menggunakan perumusan :

$$q_u = \dot{m}_u \cdot C_{p,u} \cdot \Delta T_u \dots\dots\dots(4.5)$$

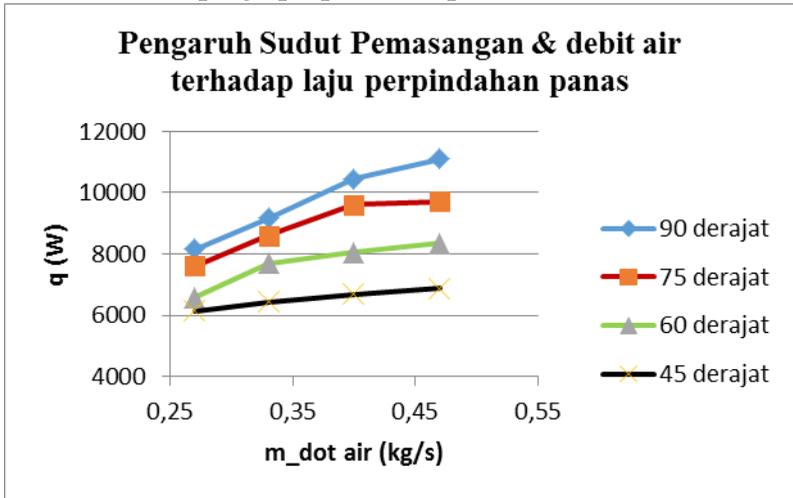
$$\Delta T_u = \left(\frac{C_{p,a} \cdot \Delta T_a}{\dot{m}_u \cdot C_{p,u}} \right) \cdot \dot{m}_a \dots\dots\dots(4.6)$$

Peningkatan beda temperatur udara mengindikasikan adanya perpindahan panas dari sisi air panas menuju udara. Dimana pada laju alir massa udara yang konstan perpindahan panas udara hanya dipengaruhi oleh beda temperatur air dan laju alir massa air saja. Sehingga dengan berkurangnya beda temperatur air pada radiator seiring

dengan pengurangan sudut pemasangan maka, panas yang dapat dipindahkan ke udara dari air pun juga berkurang

Fenomena ini dapat disebabkan karena adanya peningkatan *pressure drop* seiring dengan berkurangnya sudut pemasangan radiator. Dimana, umumnya *pressure drop* yang terjadi pada *heat exchanger* tersusun dari 4 komponen yaitu *entrance loss*, *friction loss*, *acceleration medium loss*, dan *exit losses* hal ini dinyatakan oleh Kays & London dalam bukunya. Dengan dirubahnya sudut pemasangan radiator relatif terhadap arah aliran udara maka komponen *entrance & exit losses* akan meningkat sehingga *pressure drop* juga akan meningkat yang berakibat berkurangnya laju alir massa udara yang melewati radiator. Hal ini dapat dibuktikan dengan meningkatnya beda temperatur udara seiring berkurangnya sudut pemasangan radiator.

4.2.2 Analisis pengaruh debit air dan sudut pemasangan terhadap laju perpindahan panas



Gambar 4. 3 Pengaruh Sudut Pemasangan & Debit air terhadap Laju perpindahan panas

Besarnya perpindahan panas yang terjadi secara termodinamika sebanding dengan beda temperatur keluar dan masuk suatu sistem yang sesuai dengan perumusan:

$$q_a = \dot{m}_a \cdot C_{p,a} \cdot \Delta T_a \dots\dots\dots(4.6)$$

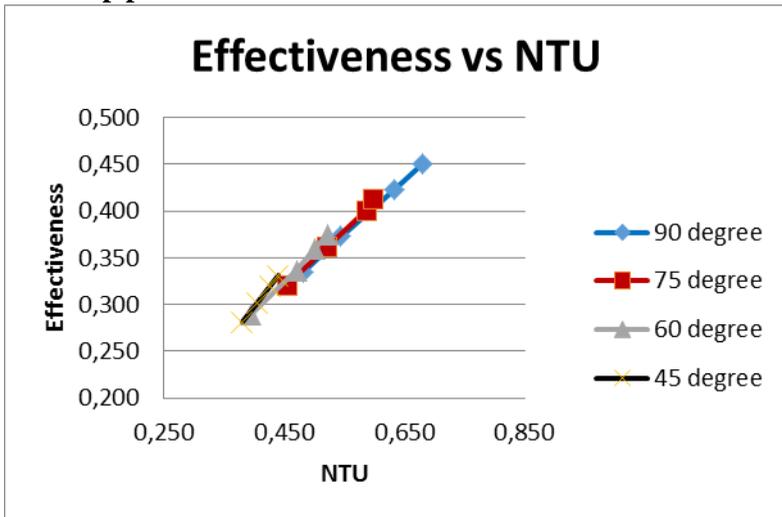
Pada Gambar 4.3 terlihat bahwa semakin meningkatnya debit air maka laju perpindahan panas juga ikut meningkat. Fenomena ini dapat dijelaskan melalui Persamaan 4.6 dimana nilai laju perpindahan panas yang ada dipengaruhi oleh laju alir massa air, panas spesifik air dan beda temperatur air. Dengan panas spesifik air yang relatif konstan maka dapat dilihat dari Persamaan 4.6 bahwa laju perpindahan panas hanya dipengaruhi oleh beda temperaatur air dan debit air. Dimana, beda temperatur air

akan semakin berkurang seiring dengan berkurangnya sudut pemasangan radiator sehingga akan mengakibatkan berkurangnya laju perpindahan panas seiring dengan pengurangan sudut pemasangan radiator.

Dari percobaan ini didapatkan laju perpindahan panas maksimum ada pada sudut pemasangan tegak lurus atau pada 90° sebesar 11 kW, yang terjadi pada debit air tertinggi sebesar 28 LPM atau setara dengan 0,47 kg/s. Sedangkan pada sudut 75° pada debit 28 LPM mengalami penurunan menjadi 9 kW, sudut 60° pada debit 28 LPM mengalami penurunan menjadi 8,35 kW. Dan pada sudut 45° pada debit 28 LPM mengalami penurunan menjadi 7 kW.

Hasil eksperimen ini sesuai dengan penelitian sebelumnya oleh Man – Hoe Kim dll (2001) dimana laju perpindahan panas akan berkurang seiring dengan perubahan sudut pemasangan radiator.

4.2.3 Analisis pengaruh sudut pemasangan radiator terhadap performa radiator



Gambar 4. 4 Effectiveness vs NTU untuk sudut pemasangan
45°- 90°

Effectiveness merupakan salah satu parameter unjuk kerja dari suatu *heat exchanger*, yang mendefinisikan perbandingan antara laju perpindahan panas aktual dengan laju perpindahan panas maksimum. Dimana, laju perpindahan panas adalah laju perpindahan panas yang dipindahkan dari sisi dalam *tube* ke udara. Sedangkan perpindahan panas maksimum merupakan laju perpindahan panas yang mungkin dapat dipindahkan oleh *heat exchanger*.

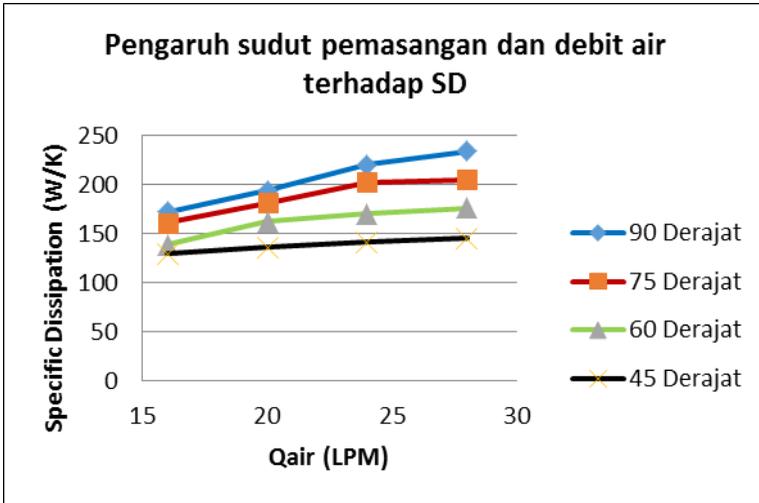
$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \dots \dots \dots (4.7)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{1}{C_r} \cdot (NTU)^{0,22} \cdot \{\exp[-C_r \cdot (NTU)^{0,78}] - 1\}\right] \dots \dots \dots$$

.....(4.8)

Kapasitas panas ratio (C_r) adalah perbandingan antara kapasitas panas sisi udara (C_{min}) dengan kapasitas panas sisi udara (C_{max}). Pada Gambar 4.4 dapat dilihat besar nilai *effectiveness* radiator pada setiap tahapan operasinya berdasarkan sudut pemasangannya.

Pada sudut pemasangan 90° didapatkan *effectiveness* tertinggi pada debit air maksimum- 28 LPM dengan nilai 0,45, pada sudut pemasangan 75° didapatkan *effectiveness* maksimum dengan nilai 0,41, pada sudut pemasangan 60° didapatkan *effectiveness* maksimum dengan nilai 0,37, dan pada sudut pemasangan 45° didapatkan *effectiveness* maksimum 0,33.



Gambar 4.5 Pengaruh sudut pemasangan dan debit air terhadap SD

Seperti yang telah dinyatakan pada Persamaan 2.40 bahwa untuk perubahan kecil pada nilai C_{min} SD juga dapat menggambarkan performa suatu *heat exchanger* yang serupa dengan *effectiveness*. Sehingga, perubahan pada nilai SD dapat mengindikasikan perubahan laju perpindahan panas pada suatu radiator otomotif pada kondisi konstan. Pada kondisi laju alir massa udara yang dijaga konstan perubahan pada sisi sudut pemasangan telah dilakukan dan perhitungan SD juga telah selesai dilakukan.

Didapatkan melalui hasil eksperimen bahwa nilai SD tertinggi didapatkan pada debit air maksimum 28 LPM pada sudut pemasangan 90° sebesar 234,5 W/K, pada sudut pemasangan 75° didapatkan nilai SD sebesar 205 W/K dan pada sudut pemasangan 60° didapatkan nilai SD sebesar 176,5 W/K dan pada sudut pemasangan 45° didapatkan nilai SD sebesar 145 W/K. Pada hasil

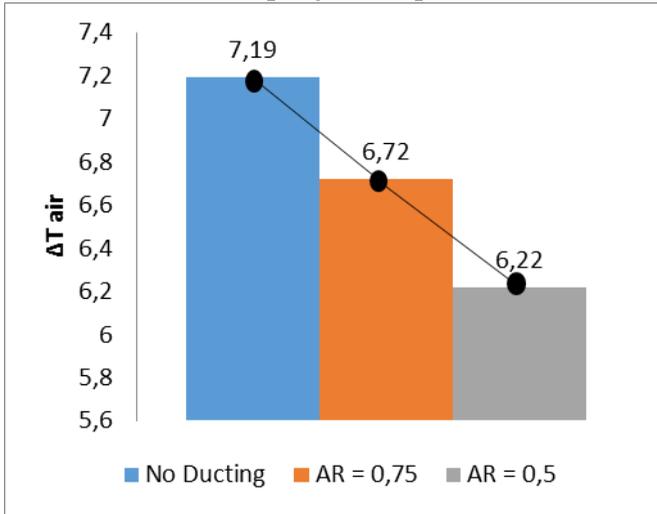
eksperimen didapatkan bahwa nilai SD tertinggi terdapat pada sudut pemasangan 90° yang menunjukkan bahwa performa tertinggi terdapat pada sudut pemasangan terbesar dan berkurang seiring dengan berkurangnya sudut pemasangan.

Hasil yang serupa juga didapatkan pada Analisis menggunakan *effectiveness* sehingga dapat disimpulkan bahwa Analisis menggunakan parameter SD juga dapat dijadikan salah satu metode yang cukup untuk meninjau pengaruh perubahan parameter terhadap performa radiator.

4.3 Analisis Pengaruh Area Ratio Ducting terhadap Performa Radiator

Telah dilakukan eksperimen dan pengambilan data dengan variasi sudut *area ratio* 0.5 ; 0.75 pada debit aliran pompa konstan pada 16 LPM dan kecepatan udara 12 m/s. Hasil dari eksperimen pengaruh *area ratio ducting* pada sisi *inlet* terhadap performa radiator akan dibahas pada sub bab ini. Analisis yang dilakukan adalah dengan Analisis termal dari data temperatur yang didapatkan pada proses eksperimen yang diambil menggunakan sensor temperatur termokopel yang akan mencatat temperatur masuk dan keluar dari fluida panas dan dingin yaitu air dan udara.

4.3.1 Analisis Pengaruh *Area Ratio Ducting* terhadap Laju Perpindahan Panas dan *Specific Dissipation*



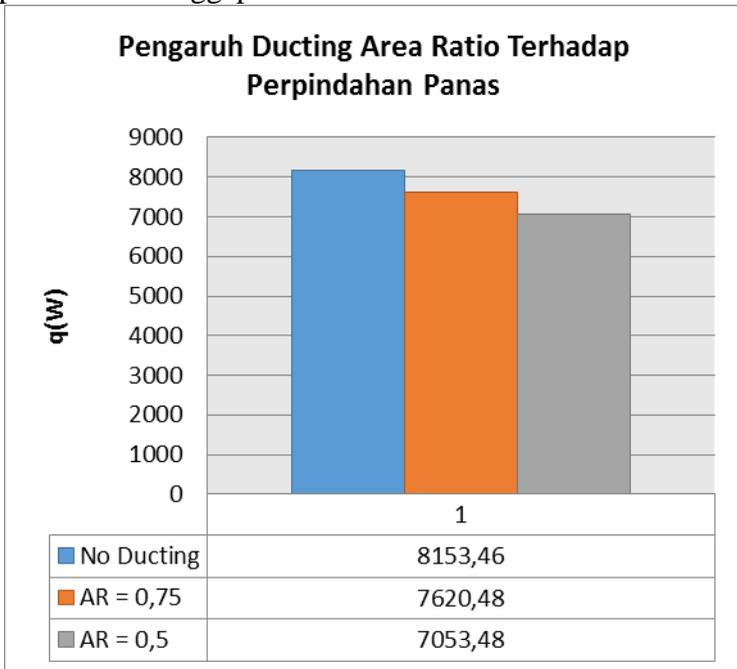
Gambar 4. 6 pengaruh ducting AR terhadap beda temperatur air

Pada Gambar 4.5 dapat dilihat pengaruh penambahan *ducting* dengan variasi *area ratio* pada sisi *inlet* udara radiator. Hasil eksperimen menunjukkan dengan mengurangi *area ratio* pada sisi *inlet* besar beda temperatur air yang melewati radiator akan mengalami penurunan. Didapatkan hasil tanpa menggunakan *ducting* beda temperatur air sebesar 7,19 °C, pada AR = 0,75 memiliki nilai beda temperatur air sebesar 6,72 °C dan pada AR = 0,5 nilai beda temperatur air adalah sebesar 6,22 °C.

Besarnya perpindahan panas yang terjadi secara termodinamika sebanding dengan beda temperatur keluar dan masuk suatu sistem yang sesuai dengan perumusan:

$$q_a = \dot{m}_a \cdot C_{p,a} \cdot \Delta T_a$$

Dikarenakan Analisis dilakukan pada debit air konstan maka besarnya laju perpindahan panas hanya dipengaruhi oleh fungsi beda temperatur air dengan asumsi panas spesifik air dianggap konstan.



Gambar 4.6 pengaruh *ducting* AR terhadap laju alir perpindahan panas

Dari hasil eksperimen didapatkan bahwa pemasangan tanpa *ducting* pada 16 LPM didapatkan nilai perpindahan panas sebesar 8,15 kW , pada pemasangan *ducting* dengan AR = 0,75 didapatkan nilai laju perpindahan panas sebesar 7,62 kW atau terjadi penurunan sebesar 6,5 % dibandingkan dengan variasi tanpa ducting dan pada pemasangan AR = 0,5 didapatkan nilai laju perpindahan panas sebesar 7 kW atau terjadi penurunan sebesar 14,1 % dibandingkan dengan variasi tanpa ducting. Tren yang

didapatkan dengan mengurangi area ratio pada sisi inlet adalah penurunan pada laju alir perpindahan panas oleh radiator.

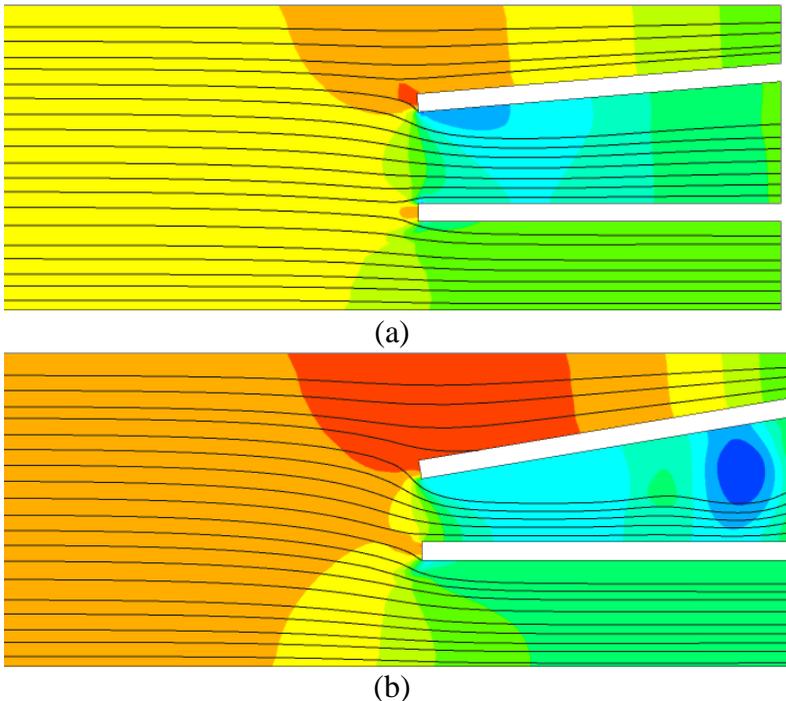
Untuk menjelaskan fenomena ini dapat dijelaskan menggunakan hukum darcy yang menggunakan perumusan :

$$Q = \frac{k.A.(h_1 - h_2)}{L}$$

Laju alir massa suatu fluida yang akan melewati suatu media berpori – pori akan dipengaruhi oleh beberapa faktor seperti k adalah porositas suatu media, A luas penampang media yang akan dilewati fluida, $(h_1 - h_2)$ sebagai perbedaan tekanan statis pada 2 sisi media berpori – pori dan L sebagai ketebalan media berpori. Dengan nilai k atau porositas radiator dan L sebagai ketebalan *core* radiator dianggap konstan maka dengan memvariasikan *area ratio* pada sisi inlet maka tekanan statis di muka radiator dapat ditingkatkan untuk meningkatkan nilai $(h_1 - h_2)$ sehingga laju alir massa udara yang melewati radiator dapat meningkat.

Namun, variasi *ducting* yang digunakan diduga tidak dapat meningkatkan tekanan statis di muka radiator sehingga diduga jumlah laju alir yang melewati radiator justru berkurang dikarenakan sudut inlet yang terlalu tajam sehingga mengakibatkan separasi aliran yang terjadi pada sisi inlet dan diduga panjang *ducting* yang digunakan yaitu 60 cm tidak cukup panjang sehingga aliran belum memiliki waktu untuk *fully developed* dan meningkatkan tekanan statisnya. Dikarenakan tidak adanya alat pengukuran sensor yang digunakan untuk mengukur besar tekanan statis yang benar – benar terjadi pada muka radiator maka penulis mendekati dengan melakukan analisis sederhana menggunakan CFD untuk melihat kontur tekanan dan

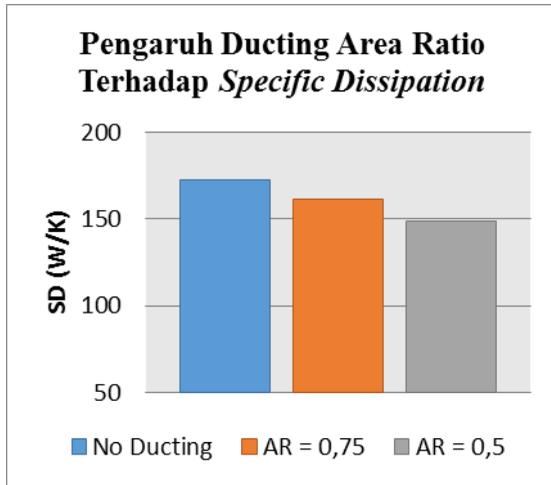
streamline partikel udara yang terjadi pada sisi muka radiator atau didalam variasi *ducting* yang digunakan.



Gambar 4.7 Kontur tekanan dan *streamline* pada (a) AR = 0,75 (b) AR = 0,5

Pada Gambar 4.7 dapat dilihat bahwa terjadi penurunan tekanan di sisi *outlet ducting* atau pada sisi muka radiator hal ini yang menyebabkan kurangnya aliran yang melewati radiator dibandingkan dengan variasi tanpa *ducting*. Selain itu pada garis *streamline* aliran dapat diamati tidak meratanya persebaran udara pada sisi muka radiator terutama pada variasi AR = 0,5. Berkurangnya tekanan statis dan tidak meratanya distribusi aliran pada sisi

outlet ducting yang ditunjukkan pada simulasi aliran CFD sederhana pada Gambar 4.7 adalah beberapa faktor yang menyebabkan terjadinya penurunan kemampuan perpindahan panas pada variasi *ducting* AR = 0,75 dan AR = 0,5.



Gambar 4. 8 Pengaruh area ratio terhadap specific dissipation

Specific dissipation didefinisikan sebagai laju perpindahan panas suatu *heat exchanger* dibagi dengan perbedaan temperatur maximum yang melewati suatu *heat exchanger*. Besarnya nilai *Specific dissipation* dapat dihitung dengan rumusan :

$$SD = \frac{q}{T_{hot,in} - T_{cold,in}} \dots\dots(4.11)$$

Metode ini umumnya digunakan karena parameter SD relatif tidak sensitif terhadap perubahan pada temperatur

udara sekitar. Tren yang ditunjukkan pada perhitungan *specific dissipation* sangat mirip dengan hasil pada perhitungan laju perpindahan panas. Dimana, SD dengan maksimum terdapat pada variasi tanpa *ducting* yaitu sebesar 172, 3 W/K dan SD pada $AR = 0,75$ memiliki nilai sebesar 161 W/K sedangkan pada $AR = 0,5$ memiliki nilai sebesar 149 W/K.

Hal ini dapat dinyatakan sesuai dengan penelitian sebelumnya yaitu pada penelitian Lasse Christoffersen (2009) dimana variasi dengan tekanan statis yang paling tinggi pada sisi muka radiator yang memiliki laju perpindahan panas tertinggi. Dari hasil tugas akhir ini didapatkan bahwa geometri *ducting* memiliki dampak yang besar karena faktor distribusi aliran dan kondisi *fully developed* dalam *ducting* agar tekanan statis dapat meningkat sebelum melewati radiator.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan dari studi eksperimental pengaruh variasi *ducting* dan sudut pemasangan terhadap performa radiator sapuangan speed VI adalah:

1. Seiring dengan berkurangnya sudut pemasangan radiator ($<90^\circ$) performa radiator untuk melepas panas juga semakin berkurang.
2. Laju perpindahan panas maksimum ada pada sudut pemasangan tegak lurus atau pada 90° sebesar 11 kW, yang terjadi pada debit air tertinggi sebesar 28 LPM atau setara dengan 0,47 kg/s.
3. Pengurangan *area ratio* pada sisi inlet mengakibatkan pengurangan performa laju perpindahan panas. Hal ini dikarenakan kurang baiknya desain geometri *ducting* yang digunakan yaitu *straight diffuser*, sehingga mengakibatkan aliran yang belum *fully developed* dan tidak terdistribusi secara merata.
4. Laju perpindahan panas maksimum terdapat pada variasi tanpa *ducting* dengan nilai laju perpindahan panas sebesar 8,16 kW

5.2 Saran

Saran untuk penelitian selanjutnya adalah;

1. Menggunakan wind tunnel yang lebih sesuai agar dapat mensimulasikan kondisi serealistik mungkin mendekati kondisi lapangan
2. Melanjutkan penelitian dengan menggunakan sensor *pressure* agar dapat menganalisis dan memvalidasi fenomena yang terjadi secara lebih akurat.
3. Menggunakan material *ducting* yang lebih rigid agar tidak terjadi kebocoran
4. Memvariasikan sudut *angle of attack* dengan orientasi arah horizontal

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

DAFTAR PUSTAKA

- [1] *2017 – 18 Formula SAE Rules. Society of Automotive Engineers (SAE) International*
- [2] Williams, Crouse. 1986. “*Automotive Engines*”.
- [3] Incropera, Frank P, *et al.* 2005. “*Fundamentals of Heat and Mass Transfer Sixth Edition*”. John Wiley & Sons, Inc
- [4] Kakac, Sadik. Liu, Hongtan. 2002. “*Heat Exchanger – Selection Rating And Thermal Design*”. CRC Press LLC
- [5] Katz, Joseph. 1947. “*Race Car Aerodynamics*”. Bentley Publisher
- [6] .Wahyudi, Durajad. 2010. “*Experimental Studyy of the Performance Test of Motorcycle Radiator(Case Study Yamaha Jupiter MX)*”.Teknik Mesin FTI Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- [7] Siitonen, Henri. December. 2011. “*Improving The Aerodynamics of a Cooling System of A Formula Student Car*”. Mikkeli University of Applied Science
- [8] Christoffersen, Lasse. Soderblom, David. Lofdahl, Lennart. Munich, Germany. 2009. “*Optimizing the Cooling Airflow of a Formula Car Using CFD*”. EASC
- [9] Henrikson, Lissa. Dahl, Erik. Gulberg, Peter. Lofdahl, Lennart. Japan. May 22 2014. “*Experimental Investigations of Heat Transfer Rates and Pressure Drops of Compact Heat Exchanger – where Heat Exchanger is Angled Relative to the Airflow-*”. JSAE Annual Congress

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

LAMPIRAN A
DATA HASIL PENGUJIAN

90°	Tui	Tuo1	Tuo2	Tuo3	Tai	Tao
16	27,64	40,30	39,80	37,80	74,95	67,76
20	27,64	41,76	41,26	39,26	74,95	68,33
24	27,64	43,59	43,09	41,09	74,95	68,73
28	27,64	44,51	44,01	42,01	74,95	69,33
	Temperatur (celcius)					
75°	Tui	Tuo1	Tuo2	Tuo3	Tai	Tao
16	27,64	39,54	39,04	37,04	74,95	68,23
20	27,64	40,95	40,45	38,45	74,95	68,74
24	27,64	42,38	41,88	39,88	74,95	69,23
28	27,64	42,53	42,03	40,03	74,95	70,03
	Temperatur (celcius)					
60°	Tui	Tuo1	Tuo2	Tuo3	Tai	Tao
16	27,64	38,05	37,55	35,55	74,95	69,15
20	27,64	39,64	39,14	37,14	74,95	69,40
24	27,64	40,17	39,67	37,67	74,95	70,15
28	27,64	40,58	40,08	38,08	74,95	70,72
	Temperatur (celcius)					
45°	Tui	Tuo1	Tuo2	Tuo3	Tai	Tao
16	27,64	37,43	36,43	36,43	74,95	69,53
20	27,64	37,86	36,86	36,86	74,95	70,3
24	27,64	38,20	37,20	37,20	74,95	70,97
28	27,64	38,46	37,46	37,46	74,95	71,47

LAMPIRAN B
TABEL PERHITUNGAN
90 derajat

dT1	dT2	LMTD	UA	SD (W/K)	R	P
13,10333	40,12	24,1434	337,7097	172,3412	4,757534	0,151976
12,78	40,69	24,0998	380,7218	193,9404	5,216012	0,139928
11,97	41,09	23,61028	442,5869	220,8751	5,681672	0,131473
11,32	41,69	23,29541	476,226	234,4933	6,403915	0,118791

q (W)	m_dot (kg/s)	Cr	NTU	eff teori
8153,46	0,27	0,617	0,483	0,335
9175,32	0,33	0,504	0,545	0,373
10449,6	0,4	0,416	0,633	0,423
11093,88	0,47	0,354	0,681	0,451

75 derajat

dT1	dT2	LMTD	UA	SD	R	P
12,60667	40,59	23,93178	318,4251	161,0755	5,164187	0,142042
11,98333	41,1	23,62424	364,3318	181,929	5,688674	0,131262
11,51333	41,59	23,41774	410,3556	203,1198	6,258159	0,120905
10,95333	42,39	23,23017	418,0804	205,286	7,389566	0,103995

q	m_dot (kg/s)	Cr	NTU		eff teori
7620,48	0,27	0,617	0,455	0,391	0,321
8607,06	0,33	0,504	0,521	0,432	0,362
9609,6	0,4	0,416	0,587	0,471	0,401
9712,08	0,47	0,354	0,598	0,483	0,413

60 derajat

dT1	dT2	LMTD	UA	SD	R	P
11,98667	41,51	23,76813	276,7235	139,0235	6,09023	0,122596
11,38667	41,76	23,37317	329,1082	162,5935	6,472673	0,117311
10,64333	42,51	23,01165	350,4311	170,4502	7,638889	0,101458
10,25333	43,08	22,86846	365,1326	176,4959	8,760441	0,08941
q	m_dot (kg/s)	Cr	NTU	eff teori		
6577,2	0,27	0,617	0,396	0,290		
7692,3	0,33	0,504	0,471	0,337		
8064	0,4	0,416	0,501	0,359		
8350,02	0,47	0,354	0,522	0,375		

45 Derajat

dT1	dT2	LMTD	UA	SD	R	P
10,99333	41,89	23,09585	266,1205	129,915	6,700492	0,114564
10,30333	42,66	22,77365	282,9982	136,227	7,958423	0,098288
9,63	43,33	22,40748	298,4003	141,3316	9,467337	0,084126
9,346667	43,83	22,31499	307,8432	145,2023	10,909	0,073557
q	m_dot (kg/s)	Cr	NTU	eff teori		
6146,28	0,27	0,617	0,381	0,281		
6444,9	0,33	0,504	0,405	0,301		
6686,4	0,4	0,416	0,427	0,319		
6869,52	0,47	0,354	0,440	0,331		

Variasi Area Ratio Ducting

AR	dT1	dT2	LMTD	UA	SD
1	10,76	40,12	22,30936	365,4726	172,3412
0,75	10,96389	40,59	22,6341	336,6813	161,0755
0,5	11,97	41,09	23,61028	298,7462	149,0907
AR	q	m_dot (kg/s)	NTU	eff teori	
1	8153,46	0,27	0,421	0,295	
0,75	7620,48	0,27	0,388	0,285	
0,5	7053,48	0,27	0,345	0,265	

BIODATA PENULIS



Satrio Haryo Prakoso merupakan nama lengkap dari penulis tugas akhir ini. Penulis lahir di Jakarta pada 19 Februari 1996 merupakan anak ke dua dari pasangan Bapak Adi Sunaryo dan Ibu Dyah Probosari. Penulis memulai pendidikan formal di MI UIN Syarif Hidayatullah Jakarta. Setelah lulus tahun 2008 penulis melanjutkan ke MTS UIN Syarif Hidayatullah Jakarta dan kemudian melanjutkan ke SMA Plus Pembangunan Jaya pada tahun 2011. Setelah menyelesaikan studi tingkat menengah atas, penulis melanjutkan studi S1 dan diterima di Program S1 Departemen Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan NRP 02111440000132.

Selama menuntut ilmu S1, penulis aktif mengikuti kegiatan kemahasiswaan seperti menjadi pengurus organisasi mahasiswa Himpunan Mahasiswa Mesin. Di akhir tahun perkuliahan aktif sebagai anggota tim Sapuangin pada divisi *vehicle dynamics*. Karena ketertarikan terhadap bidang konversi energi, penulis memutuskan tugas akhir pada bidang rekayasa termal dengan topik penelitian yang diambil berupa “Studi Eksperimental Variasi *Ducting* dan Sudut Pemasangan Terhadap Performa Radiator Sapuangin Speed VI”.