

ANALISA PENGARUH LAJU ALIRAN MASSA FLUIDA DAN TEMPERATUR FLUIDA MASUK TERHADAP KAPASITAS RADIATOR PADA SISTEM PENDINGIN DAIHATSU XENIA 1300CC

Alir Rilo Putra Adi

S1 Pendidikan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Negeri Surabaya
E-mail: alir.adi@mhs.unesa.ac.id

I Made Arsana

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Negeri Surabaya
E-mail: madearsana@unesa.ac.id

Abstrak

Radiator pada mesin mobil berfungsi mendinginkan cairan pendingin yang telah menyerap panas dari mesin dan kemudian panas tersebut ditransfer keudara yang dialirkan oleh kipas. Penukar panas radiator dirancang agar perpindahan antar fluida dapat berlangsung secara efisien. Kapasitas radiator pada sistem pendingin mobil yang berpindah dari sistem ke sistem dan juga berfungsi sebagai pendingin atau menjaga suhu mesin agar tetap stabil. Oleh sebab itu laju aliran massa fluida (\dot{m}) dan temperatur fluida masuk (T_{in}) menentukan besar kecilnya nilai dari kapasitas radiator. Metode dalam penelitian ini menggunakan metode berbentuk eksperimen yaitu cara untuk mencari hubungan sebab dan akibat antara beberapa faktor yang saling berpengaruh. Penelitian ini bermaksud untuk mengetahui pengeruh laju aliran fluida dan temperatur fluida masuk terhadap kapasitas radiator sistem pendingin pada Daihatsu Xenia 1300cc. Data yang diambil dari penelitian ini yaitu besarnya kapasitas radiator dengan memvariasikan RPM dan temperatur fluida masing masing adalah 1000, 2000, 3000, 4000, 5000 dan 50°C, 60°C, 70°C, 80°C, 90°C. Hasil Penelitian menunjukkan pada suhu 50°C, 60°C, 70°C tidak terjadi perpindahan panas secara signifikan akibat dari termostat dan kipas radiator yang masih belum membuka dan berputar maka nilai laju aliran massa fluida bernilai 0 kg/s dan tidak terjadi konveksi. Pada suhu 80°C dan 90°C termostat mulai membuka dan kipas mulai berputar sehingga nilai dari kapasitas radiator (Q_{out}) terendah dan tertinggi yaitu 1.362 watt dan 1.841 watt. Koefisien perpindahan panas sisi luar radiator (h) dipengaruhi oleh laju aliran massa fluida dan temperatur permukaan radiator. Nilai h terendah yaitu pada angka 95.939 W/m².°K Sedangkan nilai h tertinggi yaitu 96.063 W/m².°K.

Kata Kunci : Laju aliran massa fluida, Temperatur fluida masuk, Kapasitas radiator, Konveksi paksa

Abstract

The radiator on the car's engine functions to cool the coolant that has absorbed heat from the engine and then the heat is transferred to the air flowed by the fan. The radiator heat exchanger is designed so that fluid transfer can take place efficiently. The radiator capacity of a car cooling system that moves from system to system and also serves as a coolant or keeps the engine temperature stable. Therefore, the fluid mass flow rate (\dot{m}) and the inlet fluid temperature (T_{in}) determine the magnitude of the value of the radiator capacity. Methods in this study using the method in the form of an experiment is a way to find the cause and effect relationship between several factors that influence each other. This research intends to find out the fluid flow rate and fluid inflows to the coolant system radiator capacity in Daihatsu Xenia 1300cc. The data taken from this research is the magnitude of the radiator capacity by varying the RPM and the fluid temperature are 1000, 2000, 3000, 4000, 5000 and 50 ° C, 60 ° C, 70 ° C, 80 ° C, 90 ° C, respectively. The results showed that at 50 ° C 60 ° C 70 ° C there was no significant heat transfer resulting from the unopened and rotating thermostat and radiator fan, the value of fluid mass flow rate was 0 kg / s and no convection occurred. At 80 ° C and 90 ° C the thermostat begins to open and the fan starts to rotate so that the value of the radiant (Q_{out}) capacity is high and the highest is 1,362 watts and 1,841 watts. The heat transfer coefficient of the outer side of the radiator (h) is influenced by the fluid mass flow rate and the radiator surface temperature. The lowest h value is 95.939 W / m². ° K while the highest h is 96.063 W / m². ° K.

Keywords : Fluid mass flow rate, Incoming fluid temperature, Radiator capacity, Forced convection

PENDAHULUAN

Perkembangan teknologi era ini berjalan sangat pesat khususnya di dunia otomotif. Perusahaan-perusahaan besar tiada henti berlalu lalang untuk mengembangkan inovasi teknologi di dalam produk buatannya. Seiring dengan hal tersebut maka perlu adanya peningkatan SDM di Indonesia khususnya para mahasiswa untuk bisa bersaing di dunia industri. Riset maupun penelitian harus selalu dilakukan dan dikembangkan oleh mahasiswa untuk meningkatkan ilmu, inovasi maupun kreatifitas dalam dunia otomotif untuk mengembangkan karya anak bangsa. Salah satunya yang menarik untuk dilakukan penelitian dan analisa yaitu efektifitas sistem pendingin pada kendaraan roda empat. Seringkali dijumpai gejala upnormal pada sistem pendingin radiator seperti *overheating* maupun yang lain. Perlu adanya investigasi atau analisa mendalam untuk mengetahui penyebab terjadinya gejala upnormal tersebut apakah terjadi kesalahan pada teknik perawatan mobil ataukah perlu adanya inovasi pembaharuan sistem agar kerja radiator lebih maksimal. Salah satunya hal yang perlu diidentifikasi yaitu laju aliran massa fluida.

Radiator merupakan komponen terpenting dalam proses pelepasan panas yang dihasilkan oleh mesin sewaktu bekerja, radiator juga memerlukan bantuan fluida yang digunakan sebagai perantara dalam menyerap panas yang terdapat pada mesin dan fluida yang dipakai didalam radiator adalah air atau *coolent*. Fluida yang dipakai harus sanggup menyerap panas dengan baik pada saat fluida tersebut melewati sumber panas yang dihasilkan oleh mesin. Sehingga kerja air ataupun *coolent* harus bekerja secara baik, pada saat fluida menyerap panas akan ditransfer ke sistem pendinginan yaitu radiator, dalam hal ini radiator menggunakan sirip-sirip yang terdapat di sisi masing-masing *tube* atau pipa yang mengalir didalam radiator dengan tujuan membantu panas yang akan diteruskan ke sirip-sirip dalam proses pendinginan. Radiator memiliki proses perpindahan panas berjenis perpindahan panas secara konveksi akan tetapi konveksi yang diterapkan adalah konveksi paksa.

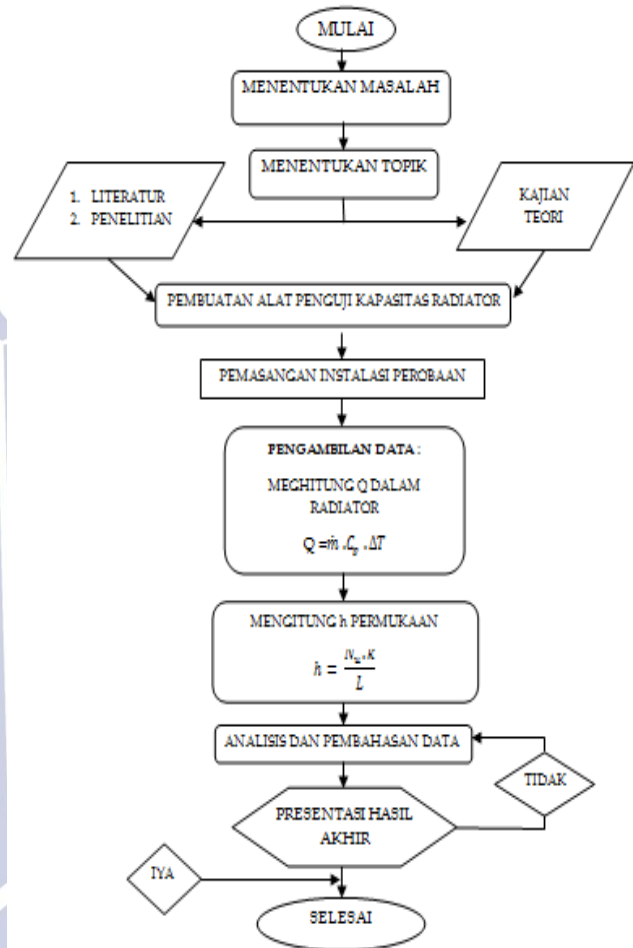
Kerja radiator tidak bisa lepas dari laju aliran massa fluida karena perpindahan panas dipengaruhi oleh laju aliran massa fluida, massa jenis fluida dan perubahan suhu atau yang biasa dirumuskan $Q = \dot{m} C_p \Delta T$. Dengan begitu kita bisa merubah dan berinovasi pada laju aliran massa (\dot{m}) untuk menghasilkan perpindahan kalor (Q) yang maksimal. Pada mobil daihatsu xenia 1300cc sering kali terjadi *over heating* pada sistem pendingin khususnya radiator dikarenakan perawatan mobil yang tidak maksimal ataupun kendala yang lainnya sehingga kerja radiator tidak maksimal. Oleh karena itu perlu analisa mendalam terhadap kerja sistem pendingin xenia 1300cc agar kinerja radiator dan komponen sistem pendingin lainnya bekerja dengan baik.

Penelitian berbentuk eksperimen ini bermaksud untuk mengetahui pengeruh laju aliran fluida dan temperatur fluida masuk terhadap kapasitas radiator sistem pendingin pada Daihatsu Xenia 1300cc. Pengujian ini dilaksanakan di laboratorium perpindaan panas dengan kondisi dan

peralatan yang disesuaikan (*steady state*) untuk memperoleh data yang akurat.

METODE PENELITIAN

Rancangan Penelitian



Gambar 1. Diagram alur prosedur penelitian

Waktu dan Tempat Penelitian

Penelitian ini dilakukan di tempat yang sama dan waktu yang berbeda yaitu dilaksanakan setelah proposal skripsi disetujui yang diperkirakan memerlukan waktu antara Oktober-Desember 2017 dan dilaksanakan di laboratorium heat transfer jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Negeri Surabaya

Variabel Penelitian

- Variabel bebas
Dalam penelitian variabel bebas menggunakan laju aliran massa fluida (\dot{m}) dan variasi temperatur fluida masuk (T_{in}) yang besarnya yaitu 50°C , 60°C , 70°C , 80°C , 90°C . Penentuan nilai dari variabel kontrol berdasarkan dari kondisi mesin jika keadaan hidup maka temperatur berkisar sebesar 50°C - 90°C
- Variabel terikat
Penelitian menggunakan variabel terikatnya yaitu kapasitas radiator dan koefisien perpindahan panas sisi luar radiator.

• Variabel kontrol

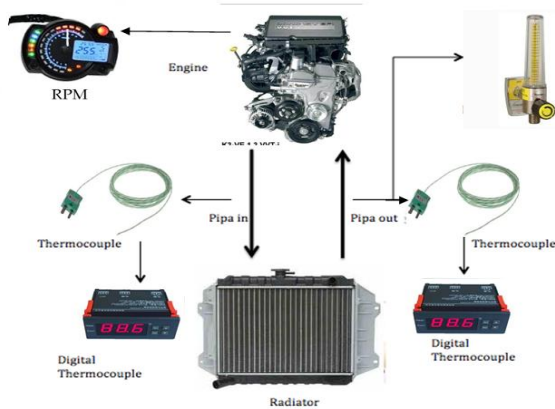
Dalam penelitian ini menggunakan variabel kontrol variasi dari RPM mesin yang besarnya masing masing adalah 1000, 2000, 3000, 4000, 5000. Penentuan nilai dari variabel bebas berdasarkan dari seringnya pengendara berpacu dengan kecepatan di RPM tersebut antara 1000 – 5000.

Instrumen penelitian Skema Peralatan

Peralatan yang secara skematis aliran pada aplikasi radiator pada Daihatsu Xenia disajikan dalam gambar 2 sebagai berikut :



Gambar 2. Trainer Radiator Sistem Pendingin Daihatsu Xenia 1300cc



Gambar 3. Skema Aliran Pada Trainer Radiator Sistem Pendingin Daihatsu Xenia 1300cc

Keterangan gambar:

- Mesin Daihatsu Xenia
- Spidometer
- Radiator
- Pipa Aliran Fluida/Pipa Radiator
- Flow meter
- Thermocouple
- Digital thermocouple

Langkah Percobaan

Untuk melakukan penelitian pengaruh laju aliran analisa pengaruh laju aliran massa fluida dan temperatur fluida masuk terhadap kapasitas radiator pada

sistem pendingin daihatsu xenia 1300cc, dilakukan langkka-langkahh percobaan sebagai berikut:

- Mempersiapkan semua peralatan yang diperlukan dalam pengujian kapasitas radiator sistem pendingin Daihatsu Xenia.
- Memasang *thermocoupe* *in* dan *out* pada *Radiator* dan tersambung dengan alat ukur suhu *digital thermocouple*.
- Memasukkan fluida (H2O) kedalam radiator.
- Menghidupkan mesin untuk mensirkulasikan fluida didalam radiator
- Lakukan 5 variasi RPM dan 5 variasi temperatur fluida masuk
- Lakukan penelitian laju aliran massa (\dot{m}) dengan melihat *flow meter*.
- Lakukan penelitian temperatur fluida masuk (T_{in}) dengan melihat *digital thermocouple*.
- Setelah melakukan pengujian di tiap variasi putaran mesin beserta variasi temperatur catat hasil yang telah didapat selama pengujian.
- Lakukan tahap tersebut secara berkala pada pengujian trainer sekitar 45 menit untuk mengembalikan suhu pada temperatur dingin.

Teknik Pengumpulan Data

Pengambilan data yang akan dilakukan pada alat trainer penguji kapasitas radiator sistem pendingin yaitu laju aliran perpindahan panas knveksi didalam radiator (Q_{in}) dengan persamaan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$Q_{in} = \dot{m} C_p (T_{in} - T_{out})$$

Selanjutnya menghitung laju perpindahan panas konveksi diluar radiator (Q_{out}) dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$Q_{out} = h \cdot A (T_w - T_{\infty})$$

Untuk koefisien perpindahan panas konveksi (h) tidak bisa diukur. Namun, koefisien perpindahan panas konveksi (h) hanya bisa dianalisa dengan melakukan percobaan-percobaan yang dirumuskan menggunakan persamaan rumus :

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} \text{ menjadi } h = \frac{Nu \cdot k}{L}$$

Sedangkan untuk mengetahui bilangan Nusselt (Nu) perlu terlebih dahulu mengetahui bilangan reynolds (Re) dan bilangan prandtl (Pr) yang dirumuskan pada persamaan rumus :

$$Re = \frac{\rho \cdot v_s \cdot L}{\mu} \text{ atau } Re = \frac{v_s \cdot L}{\gamma}$$

$$Pr = \frac{\gamma}{\alpha} = \frac{\mu/\rho}{k/\rho c_p} = \frac{c_p \cdot \mu}{k}$$

Selanjutnya hasil dari perhitungan bilangan reynolds (Re) dan bilangan prandtl (Pr) tersebut disubstitusikan ke rumus bilangan Nusselt (Nu) dengan menggunakan rumus yaitu

$$Nu = 0,664 Re^{1/2} Pr^{1/3}$$

Langkah-langkah pengumpulan data dari penelitian ini didapatkan data berupa angka-angka dan disajikan dalam bentuk tabel dan grafik serta penjelasan secara berurutan.

Teknik Analisa Data

Metode yang digunakan dalam penelitian ini yaitu berbentuk metode deskriptif. Pada statistik deskriptif ini akan dikemukakan cara-cara penyajian data dengan tabel biasa maupun distribusi frekuensi. Analisa data yang dilakukan dalam penelitian ini adalah dengan cara menelaah data yang diperoleh dari eksperimen. Penelitian ini bermaksud untuk mengetahui pengeruh laju aliran fluida dan temperatur fluida masuk terhadap kapasitas radiator sistem pendingin pada Daihatsu Xenia. Eksperimen ini dilaksanakan di laboratorium perpindaan panas dengan kondisi dan peralatan yang disesuaikan (steady state) untuk memperoleh data yang akurat.

HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

Hasil Penelitian

Pada Pengujian yang telah dilakukan dengan memvariasikan kecepatan pada RPM 1000, 2000, 3000, 4000, 5000 dan temperatur fluida masuk sebesar 50 °C, 60°C, 70°C, 80°C, 90°C dengan temperatur udara kamar Too = 30°C dan tekanan udara sebesar 1 atm serta suhu permukaan radiator sama dengan suhu fluida di dalam radiator. Pengambilan data dilakukan secara berurutan dari suhu rendah ke suhu tinggi di satu kali rpm dengan selang waktu 10 menit per pengujian. Berikut ini adalah hasil data dari pengujian dan disajikan dalam bentuk tabel.

Tabel 1. Hasil data penelitian

RPM	Tin (°C)	Tout (°C)	ΔT (°C)	Tekanan Udara (atm)	Waktu (Menit)	Too (°C)	Debit air (l/m)
1000	50	30.3	19.7	1	10	30	0
	60	31.6	28.4				0
	70	32.1	37.9				0
	80	64.3	15.7				15
	90	70	20				15
2000	50	31.4	18.6	1	10	30	0
	60	32.1	27.9				0
	70	33	37				0
	80	64.6	15.4				18
	90	71.5	18.5				18
3000	50	32.5	17.5	1	10	30	0
	60	32.8	27.2				0
	70	33	37				0
	80	65.3	14.7				22
	90	73.1	16.9				22
4000	50	32.5	17.5	1	10	30	0
	60	33.2	26.8				0
	70	33.5	36.5				0
	80	68.5	11.5				25
	90	73.5	16.5				25
5000	50	32.8	17.2	1	10	30	0
	60	33	27				0
	70	33.9	36.1				0
	80	69	11				28
	90	75.3	14.7				28

Perhitungan Data Pengujian

Penelitian ini menggunakan penukar panas dengan bentuk radiator dengan panjang keseluruhan 51.5 cm, lebar 45.3 cm dan tebal 1.5 cm. Jumlah sirip sebanyak 47 dan jumlah pipa sebanyak 46. Untuk panjang pipa yang terkena hampasan udara sebesar 43.3 cm dan panjang sirip yang terkena udara sebesar 42.5 cm

❖ Mengitung Laju Aliran Massa Fluida dengan $\rho_{air} = 1000 \text{ kg/m}^3$

$$\begin{aligned} \text{➤ } \dot{m} &= \rho \cdot V \\ &= (1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \frac{\text{m}^3}{10^3} \text{ dm}^3) (15 \frac{\text{L}}{\text{Menit}} \times \frac{\text{Menit}}{60 \text{ s}}) \\ &= 0.25 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{➤ } \dot{m} &= \rho \cdot V \\ &= (1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \frac{\text{m}^3}{10^3} \text{ dm}^3) (18 \frac{\text{L}}{\text{Menit}} \times \frac{\text{Menit}}{60 \text{ s}}) \\ &= 0.3 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{➤ } \dot{m} &= \rho \cdot V \\ &= (1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \frac{\text{m}^3}{10^3} \text{ dm}^3) (22 \frac{\text{L}}{\text{Menit}} \times \frac{\text{Menit}}{60 \text{ s}}) \\ &= 0.3667 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{➤ } \dot{m} &= \rho \cdot V \\ &= (1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \frac{\text{m}^3}{10^3} \text{ dm}^3) (25 \frac{\text{L}}{\text{Menit}} \times \frac{\text{Menit}}{60 \text{ s}}) \\ &= 0.41667 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{➤ } \dot{m} &= \rho \cdot V \\ &= (1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \frac{\text{m}^3}{10^3} \text{ dm}^3) (28 \frac{\text{L}}{\text{Menit}} \times \frac{\text{Menit}}{60 \text{ s}}) \\ &= 0.4667 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

❖ Menghitung laju perpindahan panas didalam radiator (Q_{in}) dengan satuan *watt*

Mencari nilai dari perpindahan panas didalam radiator (Q_{in}) dengan rumus $Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$ dimana \dot{m} adalah laju aliran massa fluida, C_p yaitu massa jenis fluida, dan ΔT perbedaan suhu masuk dan keluar. Untuk menyederhanakan perhitungan maka ditampilkan dengan bentuk tabel seperti berikut ini.

Tabel 2. Nilai dari laju perpindahan panas didalam radiator (Q)

RPM	\dot{m} (kg/s)	C_p (kJ/kg.°C)	ΔT (°C)	Q_{in} (Watt)
1000	0	4.2	19.7	0
	0	4.2	28.4	0
	0	4.2	37.9	0
	0.25	4.2	15.7	16485
2000	0	4.2	18.6	0
	0	4.2	27.9	0
	0	4.2	37	0
	0.3	4.2	15.4	19404
3000	0	4.2	18.5	23310
	0	4.2	17.5	0
	0	4.2	27.2	0
	0	4.2	37	0
4000	0.3667	4.2	14.7	22640.058
	0.3667	4.2	16.9	26028.366
	0	4.2	17.5	0
	0	4.2	26.8	0
5000	0	4.2	36.5	0
	0.41667	4.2	11.5	20125.161
	0.41667	4.2	16.5	28875.231
	0	4.2	17.2	0
5000	0	4.2	27	0
	0	4.2	36.1	0
	0.4667	4.2	11	21561.54
	0.4667	4.2	14.7	28814.058

❖ Menentukan propetis fluida

Untuk menentukan propetis fluida yaitu menggunakan rumus $T_f = \frac{T_{out} + T_{\infty}}{2}$ dimana T_f adalah *film temperature*. Nilai dari T_f akan dikonversikan menjadi (Kelvin) untuk mencari nilai dari viskositas kinematic (ν) prandtl (pr) konduktivitas panas (K) dan disfusitas panas (α) pada tabel A-4 *Thermophysical properties of gases at atmospheric pressure*. Suhu Tf dikonversikan dari Celcius (°C) menjadi Kelvin (°K).

Pada tabel tersebut terdapat keterbatasan dari nilai Tf, maka diperlukan cara tambahan yaitu dengan interpolasi. Untuk menyederhanakan perhitungan maka ditampilkan dengan bentuk tabel seperti berikut ini

Tabel 3. Data propertis udara

Tf (°K)	ρ (kg/m ³)	Cp (Kj/kg.K)	$\mu \cdot 10^{-7}$ (Ns/m ²)	$\nu \cdot 10^{-6}$ (m ² /s)	$k \cdot 10^{-3}$ (W/m ² .K)	$\alpha \cdot 10^{-6}$ (m ² /s)	Pr
303	1.1514	1.007	186.02	16.19	26.522	22.94	0.7066
304	1.1481	1.007	186.49	16.29	26.596	23.09	0.7064
304	1.1481	1.007	186.49	16.29	26.596	23.09	0.7064
320	1.0948	1.008	194.04	17.90	27.780	25.46	0.7042
323	1.0849	1.008	195.46	18.20	28.002	25.90	0.7038
304	1.1481	1.007	186.49	16.29	26.596	23.09	0.7064
304	1.1481	1.007	186.49	16.29	26.596	23.09	0.7064
305	1.1448	1.007	186.96	16.39	26.670	23.24	0.7063
320	1.0948	1.008	194.04	17.90	27.780	25.46	0.7042
324	1.0815	1.008	195.93	18.30	28.076	26.05	0.7036
304	1.1481	1.007	186.49	16.29	26.596	23.09	0.7064
305	1.1448	1.007	186.96	16.39	26.670	23.24	0.7063
305	1.1448	1.007	186.96	16.39	26.670	23.24	0.7063
321	1.0915	1.008	194.51	18.00	27.854	25.61	0.7041
325	1.0782	1.008	196.40	18.41	28.150	26.20	0.7035
304	1.1481	1.007	186.49	16.29	26.596	23.09	0.7064
305	1.1448	1.007	186.96	16.39	26.670	23.24	0.7063
305	1.1448	1.007	186.96	16.39	26.670	23.24	0.7063
322	1.0882	1.008	194.98	18.10	27.928	25.76	0.7039
325	1.0782	1.008	196.40	18.41	28.150	26.20	0.7035
305	1.1448	1.007	186.96	16.39	26.670	23.24	0.7063
305	1.1448	1.007	186.96	16.39	26.670	23.24	0.7063
305	1.1448	1.007	186.96	16.39	26.670	23.24	0.7063
323	1.0849	1.008	195.46	18.20	28.002	25.90	0.7038
326	1.0749	1.008	196.87	18.51	28.224	26.35	0.7034

❖ Menentukan bilangan Reynolds.

Mencari nilai dari bilangan reynold menggunakan rumus $Re = \frac{v_{\infty} L}{\nu}$ dimana v_{∞} adalah kecepatan udara, L yaitu panjang karakteristik yang terkena hampasan udara dan ν adalah viskositas kinematik udara. Untuk menyederhanakan perhitungan maka ditampilkan dengan bentuk tabel seperti berikut ini.

Tabel 4. Nilai data bilangan Reynold

RPM	Tf (°K)	$\nu \cdot 10^{-6}$ (m ² /s)	L (m)	v_{∞} (m/s)	Re
1000	303	16.19	0.015	0	0
	304	16.29	0.015	0	0
	304	16.29	0.015	0	0
	320	17.90	0.015	9.20	7709.50
	323	18.20	0.015	9.20	7582.42
2000	304	16.29	0.015	0	0
	304	16.29	0.015	0	0
	305	16.39	0.015	0	0
	320	17.90	0.015	9.20	7709.50
	324	18.30	0.015	9.20	7540.98
3000	304	16.29	0.015	0	0
	305	16.39	0.015	0	0
	305	16.39	0.015	0	0
	321	18.00	0.015	9.20	7666.67
	325	18.41	0.015	9.20	7495.93
4000	304	16.29	0.015	0	0
	305	16.39	0.015	0	0
	305	16.39	0.015	0	0
	322	18.10	0.015	9.20	7624.31
	325	18.41	0.015	9.20	7495.93
5000	305	16.39	0.015	0	0
	305	16.39	0.015	0	0
	305	16.39	0.015	0	0
	323	18.20	0.015	9.20	7582.42
	326	18.51	0.015	9.20	7455.29

❖ Menentukan bilangan Nusselt.

Mencari nilai dari bilangan nusselt menggunakan rumus $Nu = 0,664 Re^{1/2} Pr^{1/3}$ dimana Re adalah bilangan reynold dan Pr adalah bilangan prandtl. Untuk menyederhanakan perhitungan maka ditampilkan dengan bentuk tabel seperti berikut ini.

Tabel 5. Nilai data bilangan Nusselt

RPM	Re	Pr	Nu
1000	0	0.7066	0
	0	0.7064	0
	0	0.7064	0
	7709.50	0.7042	51.870
	7582.42	0.7038	51.431
2000	0	0.7064	0
	0	0.7064	0
	0	0.7063	0
	7709.50	0.7042	51.870
	7540.98	0.7036	51.285
3000	0	0.7064	0
	0	0.7063	0
	0	0.7063	0
	7666.67	0.7041	51.723
	7495.93	0.7035	51.129
4000	0	0.7064	0
	0	0.7063	0
	0	0.7063	0
	7624.31	0.7039	51.575
	7495.93	0.7035	51.129
5000	0	0.7063	0
	0	0.7063	0
	0	0.7063	0
	7582.42	0.7038	51.431
	7455.29	0.7034	50.988

❖ Menentukan koefisien perpindahan panas konveksi (h).

Mencari nilai dari perpindahan panas konveksi menggunakan rumus $h = \frac{Nu k}{L}$ dimana Nu adalah bilangan Nusselt, K yaitu konduktivitas termal udara dan L adalah panjang karakteristik. Untuk menyederhanakan perhitungan maka ditampilkan dengan bentuk tabel seperti berikut ini.

Tabel 6. Nilai data koefisien perpindahan panas konveksi

RPM	Nu	$k \cdot 10^{-3}$ (W/m ² .K)	L (m)	h (W/m ² .°K)
1000	0	26.522	0.015	0
	0	26.596	0.015	0
	0	26.596	0.015	0
	51.870	27.780	0.015	96.063
	51.431	28.002	0.015	96.011
2000	0	26.596	0.015	0
	0	26.596	0.015	0
	0	26.670	0.015	0
	51.870	27.780	0.015	96.063
	51.285	28.076	0.015	95.992
3000	0	26.596	0.015	0
	0	26.670	0.015	0
	0	26.670	0.015	0
	51.723	27.854	0.015	96.046
	51.129	28.150	0.015	95.952
4000	0	26.596	0.015	0
	0	26.670	0.015	0
	0	26.670	0.015	0
	51.575	27.928	0.015	96.026
	51.129	28.150	0.015	95.952
5000	0	26.670	0.015	0
	0	26.670	0.015	0
	0	26.670	0.015	0
	51.431	28.002	0.015	96.011
	50.988	28.224	0.015	95.939

Tabel diatas menunjukkan nilai koefisien perpindahan panas konveksi (h) terjadi konveksi paksa pada saat pengujian berlangsung. Hal ini berdasar pada tabel tipe aliran konveksi yang tertera pada buku incropera dimana nilai rentang h antara 25 -250 konveksi paksa. Berikut adalah tabel dari nilai penentuan konveksi.

Tabel 7 Tipe koefisien perpindahan panas konveksi

Proses	h (W/m ² .°K)
Konveksi Bebas	
Gas	2 - 25
Cair	50 - 1000
Konveksi Paksa	
Gas	25 - 250
Cair	50 - 20000
Konveksi dengan perubahan fase didih atau kondensasi	2500 - 100000

❖ Menentukan luas penampang perpindahan panas (A).

Untuk mencari luas penampang perpindahan panas maka nilai dari luas pipa keseluruhan (A_t) ditambah dengan nilai luas sirip keseluruhan (A_w). Nilai dari (A_t) dan (A_w) ditentukan terlebih dahulu sebelum menentukan (A). Maka perhitungannya sebagai berikut :

- Menghitung luas pipa keseluruhan A_t
 $A_t = [2 (p_t + l_t + t_t) \sum \text{tube}]$
 $= [2 (0.433 \text{ m} + 0.015 \text{ m} + 0.001 \text{ m}) 46]$
 $= 4.1308 \text{ m}^2$
- Menghitung luas sirip keseluruhan A_w
 $A_w = [2 (p_w + l_w + t_w) \sum \text{wire}]$
 $= [2 (0.425 \text{ m} + 0.015 \text{ m} + 0.008 \text{ m}) 47]$
 $= 4.2112 \text{ m}^2$
- Menghitung luas penampang perpindahan panas (A)
 $A = A_t + A_w$
 $= 4.1308 \text{ m}^2 + 4.2112 \text{ m}^2$
 $= 8.342 \text{ m}^2$

❖ Menentukan kapasitas penukar panas atau laju perpindahan panas konveksi sisi luar radiator (Q_{out})

Setelah nilai perpindahan panas konveksi (h) dan nilai penampang perpindahan panas (A) telah diketahui, maka keduanya disubstansikan kedalam rumus $Q = h \cdot A (T_s - T_\infty)$ dimana h adalah koefisien perpindahan panas konveksi, A yaitu luas penampang perpindahan panas, T_s adalah $\frac{T_{in} + T_{out}}{2}$ di asumsikan bahwa suhu dari permukaan radiator sama dengan temperatur fluida dalam radiator dan T_∞ adalah suhu ruangan. Untuk menyederhanakan perhitungan maka ditampilkan dengan bentuk tabel seperti berikut ini.

Tabel 8. Nilai data laju perpindahan panas konveksi sisi luar radiator (Q_{out})

RPM	h (W/m ² .°K)	A (m ²)	T _f (°K)	T _∞ (°K)	Qout (Watt)
1000	0	8.342	313	303	0
	0	8.342	319	303	0
	0	8.342	324	303	0
	96.063	8.342	345	303	13623.078282

2000	96.011	8.342	353	303	16018.47524
	0	8.342	314	303	0
	0	8.342	319	303	0
	0	8.342	325	303	0
	96.063	8.342	345	303	13623.078282
3000	95.992	8.342	354	303	16816.070544
	0	8.342	314	303	0
	0	8.342	320	303	0
	0	8.342	325	303	0
	96.046	8.342	346	303	14421.883176
4000	95.952	8.342	355	303	17609.494848
	0	8.342	314	303	0
	0	8.342	320	303	0
	0	8.342	325	303	0
	96.026	8.342	347	303	15219.928948
5000	95.952	8.342	355	303	17609.494848
	0	8.342	315	303	0
	0	8.342	320	303	0
	0	8.342	325	303	0
	96.011	8.342	348	303	16018.47524
	95.939	8.342	356	303	18407.432174

❖ Perbandingan antara perpindahan panas didalam radiator (Q_{in}) dengan laju perpindahan panas konveksi sisi luar radiator (Q_{out}).

Tabel 9. Perbandingan nilai Q_{in} dan Q_{out}

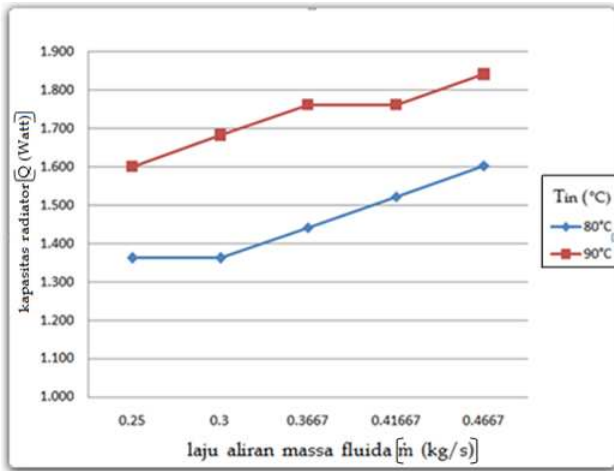
ṁ (kg/s)	T _{in} (°C)	h (W/m ² .°K)	Q _{in} . 10 ⁴ (Watt)	Q _{out} . 10 ⁴ (Watt)
0	50	0	0	0
0	60	0	0	0
0	70	0	0	0
0.25	80	96.063	1.6485	1.3623
0.25	90	96.011	2.1	1.6018
0	50	0	0	0
0	60	0	0	0
0	70	0	0	0
0.3	80	96.063	1.9404	1.3623
0.3	90	95.992	2.3310	1.6816
0	50	0	0	0
0	60	0	0	0
0	70	0	0	0
0.3667	80	96.046	2.2640	1.4421
0.3667	90	95.952	2.6028	1.7609
0	50	0	0	0
0	60	0	0	0
0	70	0	0	0
0.41667	80	96.026	2.0125	1.5219
0.41667	90	95.952	2.8875	1.7609
0	50	0	0	0
0	60	0	0	0
0	70	0	0	0
0.4667	80	96.011	2.1561	1.6018
0.4667	90	95.939	2.8814	1.8407

Analisa dan Pembahasan

Berdasarkan hasil pengujian dan perhitungan diatas terdapat beberapa data yang berupa angka yang tidak mudah dipahami maka data tersebut akan digambarkan dengan bentuk graik dan diskriptif agar mudah untuk dipelajari dan dipahami. Berikut ini adalah penjabaran dari hasil data diatas yang dikemas secara sistematis :

Analisa pada kapasitas radiator (Q) :

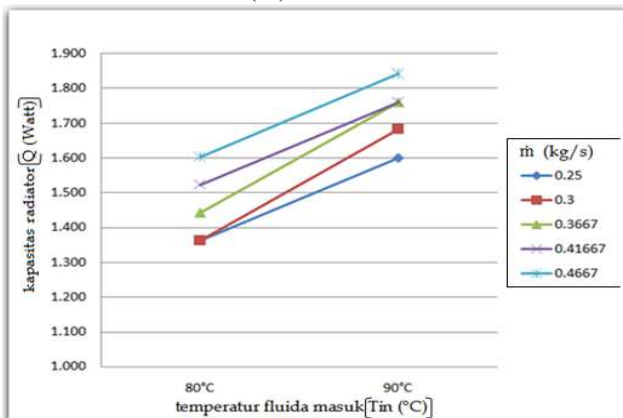
- ❖ Analisa pengaruh laju aliran massa fluida (ṁ) terhadap kapasitas radiator (Q) dalam berbagai temperatur fluida masuk (T_{in})



Grafik 1. Pengaruh laju aliran massa fluida (\dot{m}) terhadap kapasitas radiator (Q) dalam berbagai temperatur fluida masuk (T_{in})

Dari grafik 4.1 diatas menunjukkan bahwa laju aliran massa fluida (\dot{m}) di suhu 50°C 60°C 70°C bernilai 0 kg/s. Hal ini diakibatkan oleh belum terbukanya termostat pada sistem pendingin mobil maka aliran atau debit air yang masuk ke dalam radiator tersumbat oleh termostat sehingga laju aliran massa fluida juga tidak berpengaruh di suhu 50°C 60°C 70°C. Pada temperatur masuk (T_{in}) 80°C dan 90°C termostat mulai membuka sehingga laju aliran massa juga ikut naik (\dot{m}) maka nilai laju perpindahan panas sisi luar radiator meninggi. Pada laju aliran massa fluida (\dot{m}) menunjukkan angka 0.25kg/s di suhu 80°C kapasitas radiator bernilai $1.3623 \cdot 10^4$ watt. Nilai tersebut terus naik hingga mencapai angka $1.8407 \cdot 10^4$ watt dimana posisi (\dot{m}) di angka 0.4667 kg/s dan di suhu 90°C. Hal ini menunjukkan bahwa laju perpindahan panas sisi luar radiator (Qout) berbanding lurus dengan laju alira massa fluida (\dot{m}) Sehingga dapat dikatakan laju aliran massa fluida berpengaruh terhadap nilai dari kaasitas radiator (Qout).

- ❖ Analisa pegraruh temperatur fluida masuk (T_{in}) terhadap kapasitas radiator (Q) dalam berbagai laju aliran massa fluida (\dot{m})

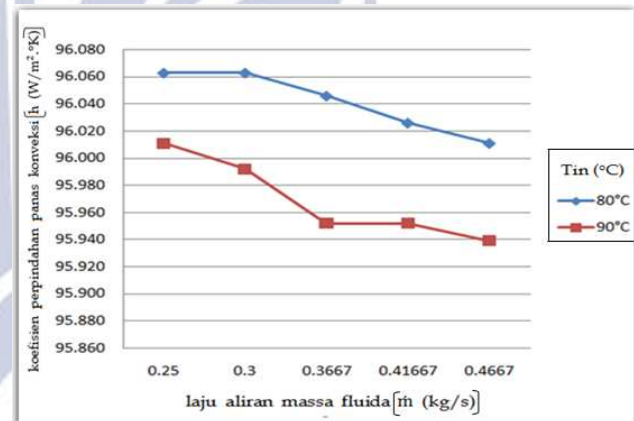


Grafik 2. Pegraruh temperatur fluida masuk (T_{in}) terhadap kapasits radiator (Q) dalam berbagai laju aliran massa fluida (\dot{m})

Dari grafik 4.2 diatas menunjukkan bahwa temperatur fluida masuk (T_{in}) di suhu 50°C 60°C 70°C bernilai 0 kg/s. Hal ini sama dengan grafik 4.1 yaitu diakibatkan oleh belum terbukanya termostat pada sistem pendingin mobil. Pada temperatur masuk (T_{in}) 80°C dan 90°C termostat mulai membuka, laju aliran massa juga ikut naik (\dot{m}) maka nilai laju perpindahan panas sisi luar radiator meninggi. Pada temperatur fluida masuk (T_{in}) menunjukkan suhu 80 °C terjadi peningkatan nilai kapasitas radiator dari angka $1.3623 \cdot 10^4$ watt hingga mencapai $1.608 \cdot 10^4$ watt begitupun di temperatur fluida masuk (T_{in}) menunjukkan suhu 90 °C juga terjadi peningkatan nilai kapasitas radiator dari angka $1.6018 \cdot 10^4$ watt sampai menunjukan angka tertinggi yaitu $1.8407 \cdot 10^4$ watt. Hal ini menunjukkan bahwa laju perpindahan panas sisi luar radiator atau kapasitas radiator (Qout) berbanding lurus dengan temperatur fluida masuk (T_{in}) Sehingga dapat dikatakan temperatur fluida masuk berpengaruh terhadap nilai dari kapasitas radiator (Qout).

Analisa koefisien perpindahan panas konveksi (h).

- ❖ Analisa laju aliran massa fluida (\dot{m}) terhadap koefisien perpindahan panas konveksi (h) dalam berbagai temperatur fluida masuk (T_{in}).

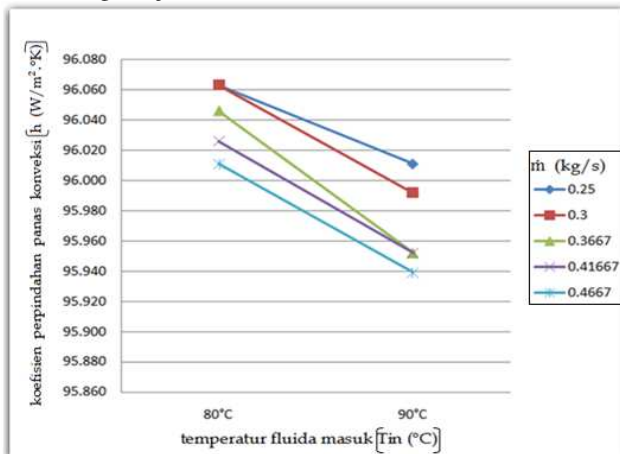


Grafik 3. Pengaruh laju aliran massa fluida (\dot{m}) terhadap koefisien perpindahan panas konveksi (h) dalam berbagai temperatur fluida masuk (T_{in})

Dari grafik 4.3 diatas menunjukkan bahwa terjadi penurunan nilai dari koefisien perpindahan panas konveksi (h). Hal ini menunjukkan bahwa semakin tinggi nilai dari laju aliran massa fluida (\dot{m}) maka semakin turun nilai dari koefisien perpindahan panas konveksi (h). Pada suhu 50°C 60°C 70°C kipas radiator tidak berputar sehingga tidak terjadi konveksi pada suhu tersebut maka nilai dari koefisien perpindahan panas konveksi (h) adalah 0 W/m²·°K. Pada laju aliran massa fluida (\dot{m}) di angka 0.25 kg/s dan suhu menunjukkan 80°C nilai dari koefisien perpindahan panas konveksi (h) yaitu 96.063 W/m²·°K. Nilai tersebut terus mengalami penurunan hingga mencapai di titik 95.939 dimana nilai dari laju aliran massa fluida (\dot{m}) sendiri yaitu 0.4667 kg/s di suhu 90°C. Dari keterangan tersebut maka laju aliran massa fluida (\dot{m}) sangat berpengaruh untuk menurunkan nilai dari koefisien perpindahan panas konveksi (h) itu sendiri sehingga dapat dikatakan laju aliran massa fluida (\dot{m}) saling

berkesinambungan dengan koefisien perpindahan panas konveksi (h).

- ❖ Analisa temperatur fluida masuk (T_{in}) terhadap koefisien perpindahan panas konveksi (h) dalam berbagai laju aliran massa fluida (\dot{m}).



Grafik 4. Pengaruh temperatur fluida masuk (T_{in}) terhadap koefisien perpindahan panas konveksi (h) dalam berbagai laju aliran massa fluida (\dot{m}).

Pada grafik 4.4 juga terterjadi penurunan nilai dari koefisien perpindahan panas konveksi (h) yang mana menunjukkan bahwa semakin tinggi nilai dari temperatur fluida masuk (T_{in}) maka semakin turun nilai dari koefisien perpindahan panas konveksi (h). Pada temperatur fluida masuk (T_{in}) menunjukkan suhu 50°C 60°C 70°C nilai dari koefisien perpindahan panas konveksi (h) adalah 0 W/m².°K. Hal ini mempunyai sebab yang sama dengan grafik 4.3 yang mana mengakibatkan tidak terjadinya konveksi. Pada temperatur fluida masuk (T_{in}) menunjukkan suhu 80°C nilai dari koefisien perpindahan panas konveksi h (W/m².°K) yaitu di angka 96.063 W/m².°K. Nilai dari koefisien perpindahan panas konveksi (h) terus mengalami penurunan hingga mencapai 96.011 W/m².°K. Begitupun juga pada temperatur fluida masuk (T_{in}) menunjukkan suhu 90°C nilai dari koefisien perpindahan panas konveksi (h) yaitu di angka 96.011 W/m².°K turun hingga mencapai nilai 95.939 W/m².°K. Dari data tersebut maka temperatur fluida masuk (T_{in}) berpengaruh terhadap nilai dari koefisien perpindahan panas konveksi (h) itu sendiri.

SIMPULAN DAN SARAN

Simpulan

Berdasarkan hasil penelitian dan analisa yang telah dilakukan dapat disimpulkan beberapa sub yaitu :

- Laju aliran massa fluida (\dot{m}) di suhu 50°C 60°C 70°C bernilai 0 kg/s. Hal ini diakibatkan oleh belum terbukanya termostat pada sistem pendingin mobil maka aliran atau debit air yang masuk ke dalam radiator tersumbat oleh termostat sehingga laju aliran massa fluida juga tidak berpengaruh di suhu 50°C 60°C 70°C. Pada temperatur masuk (T_{in}) 80°C dan 90°C termostat mulai membuka sehingga laju aliran

massa juga ikut naik (\dot{m}) maka nilai laju perpindahan panas sisi luar radiator meninggi. Pada laju aliran massa fluida (\dot{m}) menunjukkan angka 0.25kg/s di suhu 80°C kapasitas radiator bernilai 1.362 watt. Nilai tersebut terus naik hingga mencapai angka 1.841 watt dimana posisi (\dot{m}) di angka 0.4667 kg/s dan di suhu 90°C.

- Pada temperatur fluida masuk (T_{in}) menunjukkan suhu 80°C terjadi peningkatan nilai kapasitas radiator dari angka 1.362 watt hingga mencapai 1.602 watt begitupun di temperatur fluida masuk (T_{in}) menunjukkan suhu 90°C juga terjadi peningkatan nilai kapasitas radiator dari angka 1.601 watt sampai menunjukkan angka tertinggi yaitu 1.841 watt. Hal ini menunjukkan bahwa laju perpindahan panas sisi luar radiator atau kapasitas radiator (Q_{out}) berbanding lurus dengan temperatur fluida masuk (T_{in}) Sehingga dapat dikatakan temperatur fluida masuk berpengaruh terhadap nilai dari kaasitas radiator (Q_{out}).
- Pada suhu 50°C 60°C 70°C kipas radiator tidak berputar sehingga tidak terjadi konveksi pada suhu tersebut maka nilai dari koefisien perpindahan panas konveksi (h) adalah 0 W/m².°K. Pada laju aliran massa fluida (\dot{m}) di angka 0.25 kg/s dan suhu menunjukkan 80°C nilai dari koefisien perpindahan panas konveksi (h) yaitu 96.063 W/m².°K. Nilai tersebut terus mengalami penurunan hingga mencapai di titik 95.939 dimana nilai dari laju aliran massa fluida (\dot{m}) sendiri yaitu 0.4667 kg/s di suhu 90°C. Hal ini menunjukkan bahwa semakin tinggi nilai dari laju aliran massa fluida (\dot{m}) maka semakin turun nilai dari koefisien perpindahan panas konveksi (h).
- Pada temperatur fluida masuk (T_{in}) menunjukkan suhu 80°C nilai dari koefisien perpindahan panas konveksi (h) yaitu di angka 96.063 W/m².°K. Nilai dari koefisien perpindahan panas konveksi (h) terus mengalami penurunan hingga mencapai 96.011 W/m².°K. Begitupun juga pada temperatur fluida masuk (T_{in}) menunjukkan suhu 90°C nilai dari koefisien perpindahan panas konveksi (h) yaitu di angka 96.011 W/m².°K turun hingga mencapai nilai 95.939 W/m².°K. Dari data tersebut maka temperatur fluida masuk (T_{in}) berpengaruh terhadap nilai dari koefisien perpindahan panas konveksi (h) itu sendiri.

Saran

Berdasarkan hasil yang diperoleh dari penelitian ini, maka peneliti menyarankan beberapa hal, yaitu :

- Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut untuk mengetahui kapasitas radiator pada sistem pendingin mobil dengan bahan yang berbeda dalam kondisi aktual agar mendapatkan hasil lebih optimal dan efisien
- Pada saat pengujian trainer kapasitas radiator perlu diperhatikan katup dari *flow meter* apakah kondisi katup tertutup atau terbuka.
- Diwaktu melakukan pengujian peneliti menyarankan untuk mengedepankan *safety first* agar pengujian berjalan dengan baik.

DAFTAR PUSTAKA

- Agung, Dhanurendra Priambodo 2013. *Pengaruh Temperatur Fluida Masuk Terhadap Kapasitas Penukar Panas jenis Pembuluh Dan Kawat Pada Konveksi Bebas*. Jurnal Teknik Mesin. Vol. 01 Nomor 02 (2013): hal. 80 – 85. Universitas Negeri Surabaya
- Ahmad, Fandi. 2014. *Perencanaan Sistem Aliran Fluida Pada Rancang Bangun Alat Penguji Kapasitas Radiator* Jurnal Rekayasa Mesin. Vol. 02 Nomor 01 (2014): hal. 48 – 54. Universitas Negeri Surabaya
- Arsana, I Made 2001. *Studi Eksperimental Pengaruh Geometri Kawat Terhadap Efisiensi Penukar Panas Jenis Pembuluh Dan Kawat Konveksi Bebas*. Tesis tidak diterbitkan, Surabaya. PPs Institut Teknologi Sepuluh November Surabaya.
- Arsana, I Made 2016. “*Modelling Of The Single Staggered Wire And Tube Heat Exchanger*”. International Journal Of Applied Engineering. Vol. 11, Number 8 (2016).
- Arsana, I Made 2016. *Pengaruh Jarak Antar Kawat Terhadap Efisiensi Penukar Panas Jenis Pembuluh Dan Kawat Konveksi Bebas*. Jurnal Penelitian Saintek. Vol. 21 Nomor 2. Oktober (2016): hal. 142 - 153.
- Bansal, P.K. and Chin, T.C. 2001. “*Modelling And Optimisation Of Wire-And-Tube Condensor*”. International journal of refrigerant. Vol. 26 (2003): hal. 601-613.
- Choiril, Bagus 2015. *Pengaruh Laju Aliran Massa Fluida Terhadap Kapasitas Oil Cooler Pada Sistem Pelumasan Sepeda Motor*. Jurnal Teknik Mesin. Vol. 04 Nomor 01 (2015): hal. 1 – 5. Universitas Negeri Surabaya.
- Fikri, Moch. Ubab Kanzul. 2013. *Pengaruh Laju Aliran Fluida Masuk Terhadap Kapasitas Penukar Panas Jenis Pembuluh Dan Kawat Pada Konveksi Bebas*. Jurnal Teknik Mesin. Vol. 01 Nomor 02 (2013): hal. 71 – 79. Universitas Negeri Surabaya
- Holman, J.P. 1994. *Perpindahan Kalor*. Edisi Keenam. Alih Bahasa E. Jasfi. Jakarta: Erlangga.
- Kreith, Frank dan Pujiono, A. 1986. *Prinsip-prinsip Perpindahan Panas*. Edisi Ketiga. Jakarta: Erlangga.
- Setiawan, Kholis Nur. 2015. *Pengaruh Temperatur Fluida Masuk Terhadap Kapasitas Oil Cooler Pada Sistem Pelumasan Sepeda Motor Suzuki Satria 150cc*. Jurnal Teknik Mesin. Vol. 04 Nomor 01 (2015): hal. 1 – 8. Universitas Negeri Surabaya