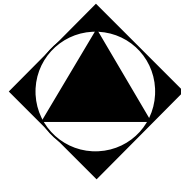


**LAPORAN AKHIR  
PENELITIAN TERAPAN UNGGULAN PERGURUAN TINGGI**



**Penggerak Mobil Listrik Berbasis Brushless Direct Current  
Motor Berpendingin Cairan**

**TIM PENGUSUL**

**Ketua**

**Dr. Tarsisius Kristyadi, ST., M.T. (NIDN : 0415087101)**

**Anggota**

**Marsono M.T. (NIDN : 0401017101)**

**Sahril Sayuti, MT (NIDN : 0430128004)**

**INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL  
DESEMBER 2020**

## HALAMAN PENGESAHAN

Judul : Penggerak Mobil Listrik Berbasis Brushless Direct Current Motor Berpendingin Cairan

**Peneliti/Pelaksana**

Nama Lengkap : TARSISIUS KRISTYADI, S.T, M.T  
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Nasional Bandung  
NIDN : 0415087101  
Jabatan Fungsional : Lektor Kepala  
Program Studi : Teknik Mesin  
Nomor HP : 081320917913  
Alamat surel (e-mail) : kristyadi@itenas.ac.id

**Anggota (1)**

Nama Lengkap : SYAHRIL SAYUTI S.T, M.T  
NIDN : 0424056101  
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Nasional Bandung

**Anggota (2)**

Nama Lengkap : MARSONO S.T, M.T  
NIDN : 0401017101  
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Nasional Bandung

**Institusi Mitra (jika ada)**

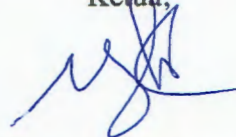
Nama Institusi Mitra : -  
Alamat : -  
Penanggung Jawab : -  
Tahun Pelaksanaan : Tahun ke 2 dari rencana 2 tahun  
Biaya Tahun Berjalan : Rp 114,725,000  
Biaya Keseluruhan : Rp 259,025,000

Mengetahui,  
Kepala Lppm Itenas



(Dr. Iwan Juwana)  
NIP/NIK 0403017701

Bandung, 9 - 12 - 2020  
Ketua,



( TARSISIUS KRISTYADI, S.T, M.T)  
NIP/NIK 0415087101

## **KATA PENGANTAR**

Puji syukur kami panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa karena laporan penelitian ini telah disusun. Penelitian ini merupakan Penelitian Terapan Unggulan Perguruan Tinggi dimana kendaraan listrik merupakan salah satu topik unggulan di Ite nas. Penelitian mengenai kendaraan listrik, merupakan prioritas atau unggulan yang dilaksanakan di Institut Teknologi Nasional Bandung (ITENAS). Penelitian mengenai kendaraan listrik ITENAS dimulai pada akhir 2003 berupa pengembangan sepeda listrik roda 3. Penelitian ini dilanjutkan untuk mengembangkan beberapa kekurangan yang terdapat pada sepeda listrik yang ada bertujuan agar dapat diproduksi di Indonesia.

Yang menjadi focus penelitian ini adalah komponen utama dari kendaraan listrik yaitu motor penggerak. Dengan penelitian ini diharapkan Ite nas dapat memproduksi sendiri motor penggerak yang saat ini pada umumnya masih import.

Ucapan terima kasih kepada DRPM Kementerian Pendidikan Dan Kebudayaan yang telah mendanai penelitian ini melalui skema penelitian Desentralisasi Penelitian Terapan Unggulan Perguruan Tinggi. Terima kasih kepada mitra PT. Betrix dan PT. Gistex yang telah mendukung, juga kepada Rektor Ite nas dan LPPM yang telah mendukung penelitian ini. Semoga hasil penelitian ini dapat bermanfaat.

Tim Peneliti

# **DAFTAR ISI**

**LEMBAR PENGESAHAN**

**KATA PENGANTAR**

**DAFTAR ISI**

**BAB I        PENDAHULUAN**

**BAB II       PELAKSANAAN PENELITIAN**

**BAB III      PEMODELAN MOTOR BLDC**

**BAB IV      RANCANG BANGUN BLDC MOTOR**

**BAB V       RANCANG BANGUN SISTEM PENDINGIN MOTOR LISTRIK BLDC**

**BAB VI      PENGUJIAN PRODUK**

**BAB VII     KESIMPULAN**

**DAFTAR PUSTAKA**

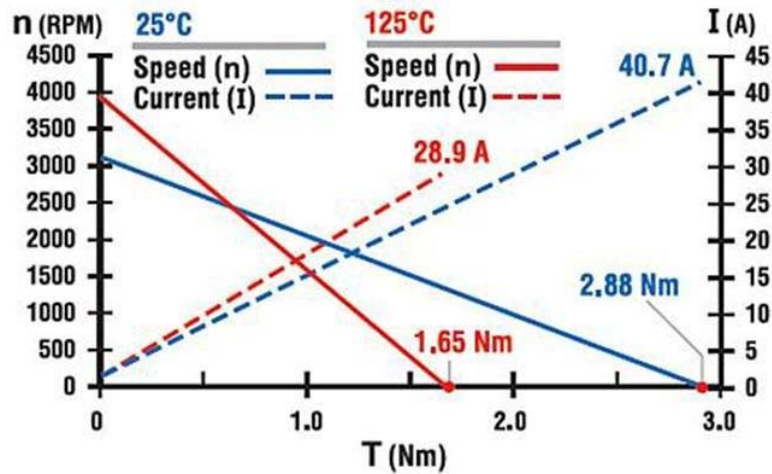
# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

BLDC motor adalah suatu jenis motor dimana medan magnet yang dihasilkan oleh stator dan medan magnet rotor berputar pada frekuensi dan kecepatan yang sama. BLDC motor tidak mengalami slip, tidak seperti yang terjadi pada motor induksi biasa. BLDC Motor merupakan sebuah perangkat elektromagnetis yang mengubah energy listrik menjadi energi mekanik. Motor Brushless Direct Current (BLDC) adalah salah satu jenis motor yang digunakan pada mobil listrik. BLDC motor tidak menggunakan sikat atau brush untuk pergantian medan magnet (komutasi), tetapi dilakukan secara elektronik commutated. Motor BLDC mempunyai banyak keuntungan dibandingkan dengan DC motor dan Motor induksi biasa.

Brushless DC (BLDC) motor adalah pilihan ideal untuk aplikasi sistem yang memerlukan keandalan yang tinggi dan efisiensi tinggi, secara umum motor BLDC dianggap motor performa tinggi yang mampu memberikan jumlah besar torsi pada rentang kecepatan yang luas. Pendinginan pada komponen utama merupakan aspek penting dalam menjaga ketahanan kerja dari komponen tersebut. Setiap komponen yang beroperasi akan menghasilkan losses berupa panas, termasuk pada Brushless Direct Current (BLDC) Motor. Apabila panas tersebut tidak dibuang maka akan mempengaruhi performa BLDC Motor tersebut, bahkan apabila ini dibiarkan secara terus menerus maka temperatur akan meningkat dan terjadi Overheat. Overheat pada motor listrik menimbulkan efek yang merugikan seperti degradasi isolasi kumparan, demagnetisasi, meningkatkan heat loss, penurunan efisiensi motor dan mengurangi life time motor listrik [1]. Temperatur motor listrik dapat mempengaruhi performa motor, sesuai pada grafik berikut :



**Gambar 1.1 Performa Motor Listrik saat Temperatur 25 oC dan 125 oC [2]**

Gambar di atas merupakan perbandingan performa Motor dengan variasi temperatur. Untuk menghasilkan torsi yang sama yaitu 1.65 Nm, Motor bertemperatur 125 oC memerlukan arus listrik yang lebih besar dibandingkan dengan Motor bertemperatur 25 oC. Peak Power Motor bertemperatur 125 oC terjadi pada torsi 1.65 Nm sedangkan Peak Power Motor bertemperatur 25 oC berada pada Torsi 2.88 Nm. Hal ini menunjukkan bahwa kenaikan temperatur Motor dapat menurunkan performa dari Motor Listrik tersebut.

James Kuria [ 3 ] , melakukan riset pada motor BLDC menggunakan analisis. Analisa yang dilakukan meliputi permasalahan thermal pada motor, panas yang dihasilkan pada losses electromagnet, dan analisa geometri dari housing pada motor yang dimodifikasi. Penelitian menunjukkan suhu tertinggi terjadi saat akhir winding pada motor. Simulasi ini dilakukan dengan modifikasi fin motor yang berpengaruh pada laju perpindahan panas yang mampu mengurangi suhu pada akhir winding pada motor sampai 15% .

Vu dan Hwang [4], menggunakan analisa CFD pada design housing pada motor BLDC. Motor BLDC di modifikasi dengan penambahan jalur pendinginan udara yang memungkinkan aliran udara pada bodi motor dapat lancar. Hasil modifikasi tersebut adalah pendinginan motor dapat berlangsung dengan baik.

Fasil, Muhammed [5] meneliti pendinginan pada Hub Motor Listrik dengan menggunakan Lumped Parameter (LP), Finite Element (FE) dan Computational Fluid Dynamic (CFD). Hub BLDC Motor memiliki konstruksi yang berbeda dengan Axial BLDC. Panas yang dihasilkan oleh stator didistribusikan melalui konduksi hanya pada poros yang bukan merupakan

pendingin utama. Pendinginan utama dilakukan pada bagian casing rotor (hub) sehingga perpindahan panas secara Konveksi merupakan peran utama dalam pendinginan hub motor. Penelitian ini memodelkan perpindahan panas secara konveksi menggunakan model thermal LP divalidasi dengan FE dan data eksperimental sedangkan CFD digunakan untuk permodelan aliran pada internal dan eksternal hub motor. Akhirnya, studi optimalisasi motor hub telah dilakukan dengan menggunakan model CFD untuk meningkatkan perpindahan panas dari stator. Metode FE dapat memodelkan bentuk yang lebih kompleks sehingga lebih akurat dibandingkan dengan model thermal LP.

## **1.2 Tujuan**

Tujuan dari penelitian ini adalah pengembangan system motor listrik BLDC berpendingin cairan (Liquid cooling) yang digunakan sebagai penggerak mobil listrik sehingga dihasilkan mobil listrik yang mempunyai karakteristik kendaraan listrik di Indonesia, mempunyai jarak tempuh yang optimum dan efisiensi tinggi.

## **1.3 Luaran Yang dihasilkan**

Pelaksanaan penelitian dilakukan selama 2 tahun dengan luaran sebagai berikut:

Tahun I : a. Luaran berupa produk motor listrik berpendingin cairan

b. Publikasi pada jurnal internasional (status submit)

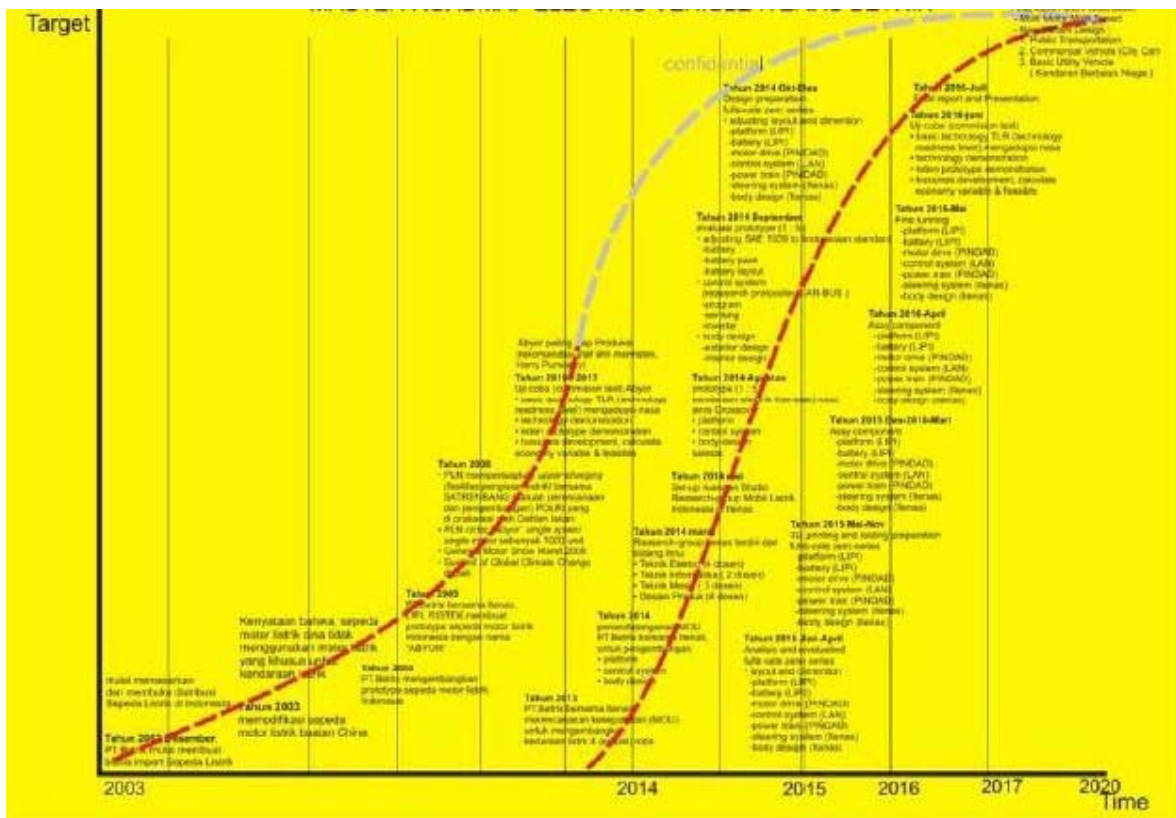
Tahun II : a. Luaran berupa produk motor listrik berpendingin cairan yang diaplikasikan pada mobil listrik

b. Publikasi pada jurnal internasional (status accepted)

# BAB II

## PELAKSANAAN PENELITIAN

Pelaksanaan kegiatan penelitian ini sebagian besar dilaksanakan di laboratorium penelitian mobil listrik yang berlokasi di kampus ITENAS. Pelaksanaan penelitian ini didasari atas Road Map kendaraan Listrik ITENAS yang tertuang dalam Rencana Strategis Penelitian ITENAS. Road map penelitian kendaraan listrik ITENAS adalah sebagai berikut:



Gambar 2.1 Road map penelitian mobil listrik Itenas

Penelitian mengenai motor listrik BLDC untuk penggerak mobil listrik dibagi menjadi beberapa tahapan metodologi yang dijelaskan sebagai berikut:



## **Tahun 1.**

Penelitian ini dimulai dengan pemodelan sistem pendinginan motor listrik BLDC yang dilakukan dengan perangkat lunak solidwork. Pemodelan ini bertujuan untuk mengetahui karakteristik pendinginan secara teoritik. Dalam pemodelan ini dilakukan dengan berbagai variasi sistem pendinginan. Namun yang paling utama adalah membandingkan karakteristik pendinginan dengan udara dan dengan cairan.

Tahapan selanjutnya adalah validasi model. Pada tahapan ini dilakukan pengujian pemanfaatan pendinginan menggunakan cairan pada motor BLDC. Pengujian dilakukan di laboratorium dengan memodifikasi motor BLDC berpendingin udara yang saat ini banyak di pasaran menjadi berpendingin cairan (liquid cooling). Parameter pengujian meliputi jenis cairan pendingin, laju aliran pendingin, temperatur motor, daya motor dan efisiensi.

Hasil uji kemudian dianalisa dan diharapkan terdapat suatu kesimpulan.

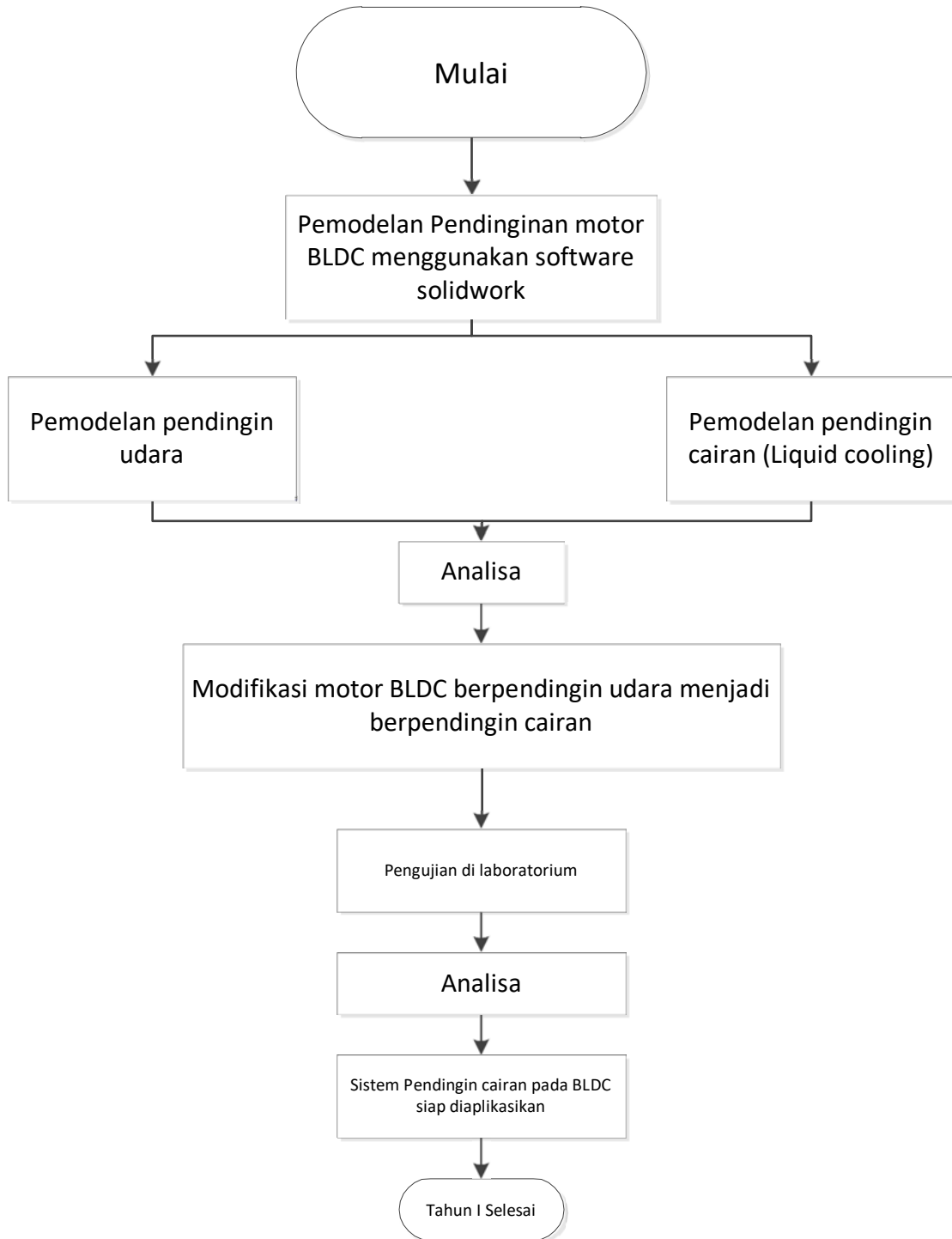
Dari hasil kesimpulan diharapkan bahwa sistem pendinginan cairan (liquid cooling) pada motor BLDC siap untuk diaplikasikan pada motor BLDC (TKT 4)

## **Tahun 2.**

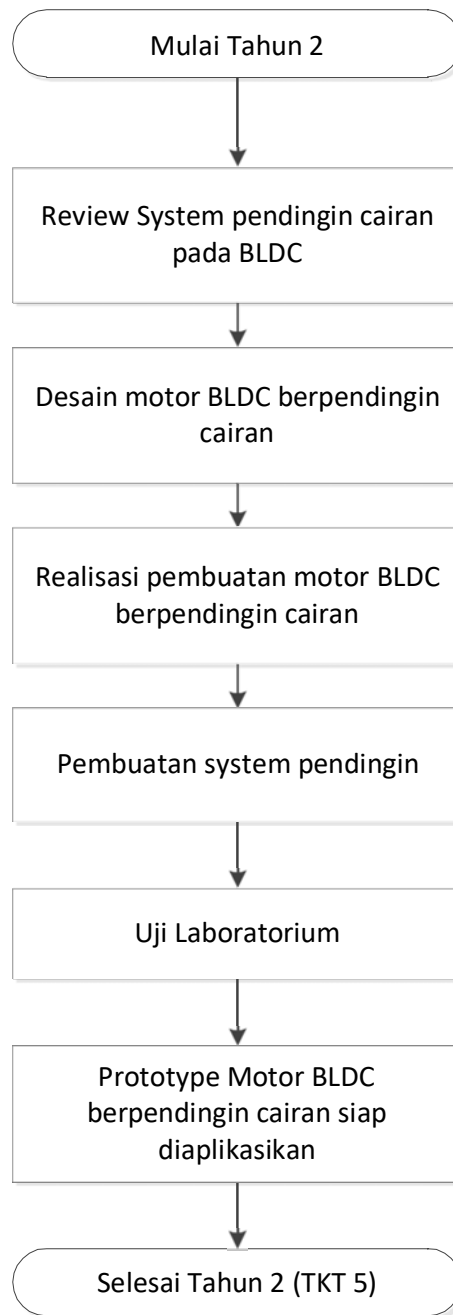
Pada tahun 2 fokus penelitian ini adalah untuk menghasilkan prototype motor BLDC berpendingin cairan (liquid cooling). Untuk membuat prototype ini yang dilakukan pertama kali adalah membuat desain motor listrik BLDC berpendingin cairan. Desain dilakukan menggunakan software solidwork.

Tahapan desain dilanjutkan dengan pembuatan prototype dengan skala 1 : 1. Dan setelah itu dilanjutkan dengan penyusunan sistem pendingin yaitu yang terdiri dari perangkat penunjang motor BLDC untuk proses pendinginan seperti radiator, pompa dan pipa-pipa. Hasil dari pembuatan prototype kemudian diuji pada laboratorium dan pada mobil listrik (TKT 5).

Secara garis besar metodologi penelitian diuraikan pada gambar berikut:



Gambar 2.2 Tahapan penelitian Tahun I



Gambar 2.3 Tahapan penelitian tahun II

## **BAB III**

### **PEMODELAN MOTOR BLDC**

Pada bab ini dibahas pemodelan perpindahan panas atau pendinginan motor BLDC yang digunakan pada penelitian ini.

#### **3.1 Deskripsi Motor**

Motor aksial BLDC yang dianalisa terdiri dari komponen utama yaitu rotor, stator, bearing dan casing. Stator motor terdiri dari 2 stator dimana setiap stator terdiri dari 12 inti yang identik. Inti angker terbuat dari serbuk besi murni dengan kandungan 99% Fe dicampur dengan resin serat karbon sebagai pembatasnya. Campuran serbuk besi dan resin ini terdiri dari resin sebesar 14% dari total berat campuran serbuk besi dan epoksi membentuk komposit karbon [7]. Gulungan stator (angker) menggunakan kawat tembaga yang dilapisi dengan isolator dengan diameter total 0,8 mm. Rotor pada motor BLDC terdiri dari 8 pasang magnet permanen. Magnet yang digunakan pada motor DC Brushless aksial adalah jenis neodymium. Magnet neodymium (NdFeB, NIB atau Neo magnet) adalah magnet kuat yang memiliki jangkauan aplikasi yang sangat luas [8,9,10,11]. Magnet ini sangat populer untuk penggunaan mesin listrik berbahan dasar magnet permanen. Kekuatan magnet ini dapat mencapai 440 kJ / m<sup>3</sup>, sehingga cocok digunakan pada motor BLDC [11].

Gambar 3.1. Menunjukkan stator yang terdiri dari inti dan lilitan tembaga yang membentuk inti dan satuan angker. Ada 2 stator identik untuk membentuk BLDC yang dianalisis.



Gambar 3.1 Stator terdiri dari core and armature

Gambar 3.1 menunjukkan sebuah rotor yang terdiri dari 8 pasang magnet neodymium. Pasangan magnet tersebut ditempelkan pada rotor dengan diklem supaya tidak mudah lepas. Magnet berbentuk kurva sehingga membentuk sebuah lingkaran. Rotor ini dipasangi magnet dalam dua muka dimana setiap muka dipasang magnet setebal 7 mm.



Gambar 3.2 Rotor magnet

Susunan motor BLDC yang dianalisa ditunjukkan pada gambar 4 berikut ini.

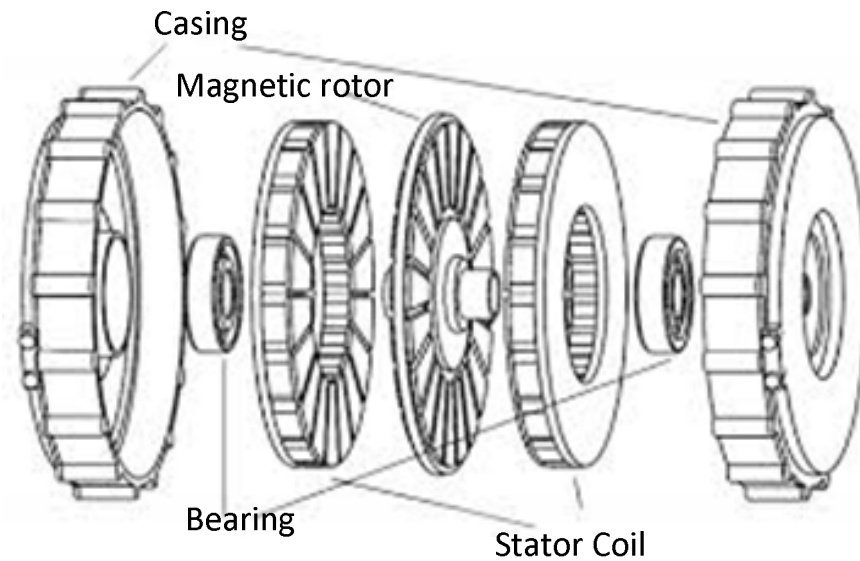


Figure 3.3. Susunan komponen motor BLDC yang dianalisa.

Motor ini memiliki tenaga nominal 20 kW dan mampu menghasilkan tenaga maksimal hingga 30 kW. Untuk menghasilkan daya 20 kW, motor terdiri dari 2 stator dan satu rotor antara 2 stator. Rotor terdiri dari 2 permukaan dimana setiap permukaan rotor bersifat magnet permanen, sehingga setiap stator menghadap magnet. Perbandingan antara diameter dalam rotor dan stator dengan diameter luar adalah 0,58 [12]. Motor memiliki kecepatan maksimum 6000 rpm, didukung oleh tegangan dc 72 v. Untuk analisis ini, motor pada awalnya didinginkan dengan udara dan kemudian didinginkan dengan cairan.

### 3.2 Analisa Numerik

Penelitian ini membahas tentang pemodelan proses pendinginan motor BLDC 20 kW. Motor memiliki daya laju 20 kW pada tegangan 72 V dengan efisiensi laju 90%. Kecepatan operasi motor sekitar 2000-6000 rpm, casing motor dibuat dari bahan alluminium dengan dimensi diameter 270 mm dan tinggi 306 mm. Dalam simulasi ini, rugi-rugi elektromagnetik seperti rugi-rugi coreloss dan tembaga diperoleh dengan simulasi MAXWELL, sedangkan rugi-rugi akibat gesekan bearing diabaikan [7].

#### Pemodelan

Pembangkitan Panas pada Motor BLDC Kerugian yang terjadi pada Motor Listrik dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

### **Kerugian Resistif**

Kerugian resistif umumnya merupakan komponen utama rugi daya pada motor BLDC dan dihitung sebagai [13]:

$$P_r = mI_{ph}^2 R_{ph} \quad (3.1)$$

dimana  $m$  is jumlah fasa,  $I_{ph}^2$  adalah arus and  $R_{ph}$  adalah tahanan yang bervariasi bergantung pada temperature [13]

Kehilangan per satuan Massa karena Histeresis (Ph)

Stator inti terbuat dari laminasi baja silikon terisolasi. Oleh karena itu, variasi fluks magnet akibat putaran magnet menghasilkan rugi-rugi arus Eddy dan rugi-rugi histeresis pada laminasi. Kehilangan ini diperkirakan secara individual untuk stator gigi yoke sebagai variasi yang berbeda di bidang dalam. Kehilangan massa per unit karena histeresis, arus eddy pada stator yoke dan arus eddy pada stator gigi dihitung sebagai [13,14]:

$$P_h = K_h f^\alpha B_m^\beta \quad (3.2)$$

dimana  $f$  adalah frekuensi dan variasi flux,  $B_m$  adalah densitas magnet,  $K_h$ ,  $K_e$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$  adalah konstanta berdasarkan grafik yang berasal dari data kehilangan energi pada laminasi.

### **Kehilangan Arus Eddy pada Stator Yoke (Pey)**

Untuk menghitung rugi-rugi arus eddy pada kuk stator, persamaan berikut dapat digunakan [13,15]:

$$P_{ey} = K_e \frac{8 f^2 B_m^2}{\beta_m} \quad (3.3)$$

dimana  $f$  adalah frekuensi,  $B_m$  adalah kerapatan flux,  $\beta_m$  konstanta berdasarkan variasi kurva,  $K_e$  adalah konstanta berdasarkan data laminasi.

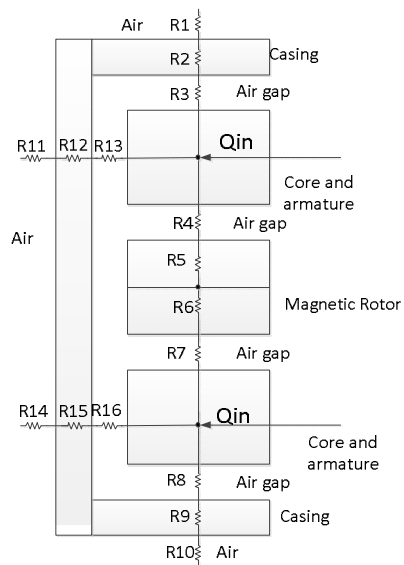
Untuk menghitung losses akibat arus eddy pada stator persamaan berikut dapat digunakan [15,16]:

$$P_{et} = K_e \frac{4 f^3 B_m^2}{\alpha_{tt}} \left[ 2 - \frac{\pi - \beta_m}{\alpha_{tt}} \right] \quad (3.4)$$

dimana  $f$  adalah frekuensi ,  $B_m$  adalah kerapatan flux,  $\sigma_{tt}$  dan  $\beta_m$  adalah konstanta kurva,  $K_h$ ,  $K_e$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$  adalah konstanta kurva yang diperoleh dari data laminasi [16]

### Model Perpindahan Panas

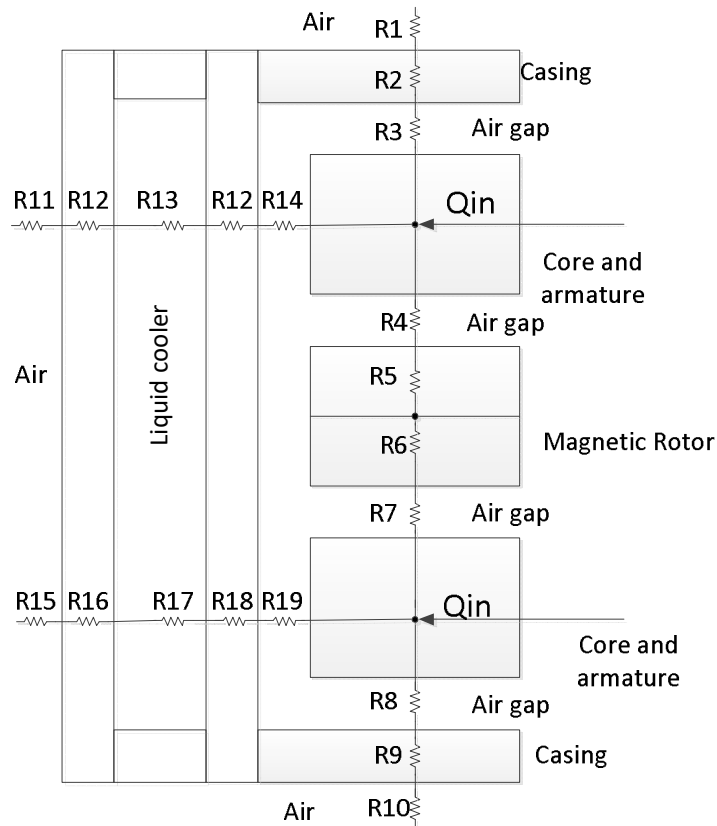
Model perpindahan panas pada motor dapat diilustrasikan melalui gambar berikut:



Gambar 3.4. Rangkaian thermal pada motor dengan pendingin udara

Gambar 3.4 menunjukkan sirkuit termal motor berpendingin udara, di mana panas yang dihasilkan dari inti dan angker dipindahkan ke udara atmosfer. Model rangkaian termal motor berpendingin cairan ditunjukkan pada Gambar 3.5. Pada gambar ini perpindahan panas dari inti dan angker ditransfer ke udara atmosfer secara aksial dan juga ditransfer ke pendingin cair secara radial.





Gambar 3.5. Rangkaian thermal motor berpendingin cairan

Pada analisa ini model perpindahan kalor dibagi menjadi 2 kasus yaitu motor berpendingin udara dan motor berpendingin cairan. Dalam kasus pertama, dimana motor menggunakan pendingin udara, perpindahan panas aksial terjadi dari inti dan dinamo ke udara luar melalui celah udara secara konveksi, ke casing melalui konduksi, kemudian melalui konveksi dan radiasi dari permukaan casing ke udara. Sedangkan perpindahan panas dalam arah radial terjadi dari inti dan dinamo melalui celah udara secara konveksi, melalui selubung secara konduksi dan berlanjut dari permukaan selubung ke udara luar melalui radiasi. Ilustrasi model kasus pertama ditunjukkan pada Gambar 3.4. Pada kasus kedua yang ditunjukkan pada Gambar 3.5 motor didinginkan menggunakan cairan (air), proses pendinginan pada arah aksial sama seperti pada kasus pertama, sedangkan pendinginan di radial ada mode perpindahan panas tambahan. Modus tambahan terjadi dari permukaan dalam selubung ke udara luar melalui konveksi dalam air dan konduksi dari permukaan dalam ke permukaan luar selubung (casing).

Gambar di atas mengilustrasikan perpindahan panas motor BLDC dari energi yang dihasilkan oleh belitan inti dan dinamo yang dapat digunakan untuk membuat dan menentukan Daerah

Batas yang dibutuhkan. Belitan inti dan dinamo merupakan sumber panas pada motor ini yang dapat disederhanakan sebagai Fluks panas [17,18,19]. Pada model ini celah udara antara angker / inti dan casing, dan celah udara antara inti / angker dan rotor magnet menggunakan Silicone Thermal Grease dengan konduktivitas termal 6,2 W / mK setebal 0,5 mm [17,18,19].

Besarnya perpindahan kalor Q dari inti dan dinamo lilitan ke udara atmosfer bergantung pada koefisien konveksi dan oleh karena itu perkiraannya menjadi rutin analisis termal. Perpindahan panas secara konveksi dijelaskan dengan persamaan di bawah ini [20]:

$$Q = hA(T_s - T_a) \quad (3.5)$$

Dimana A adalah luas permukaan,  $T_s$  adalah temperature permukaan casing dan  $T_a$  adalah temperature udara disekitarnya.

$h$  adalah koefisien perpindahan panas konveksi yang dihitung berdasarkan [20]:

$$h = \frac{k}{D} (0.11) [0.5Re^2 + GrPr]^{0.35} \quad (3.6)$$

dimana :

$k$  : thermal conductivity

$D$  : diameter

$Re$  : Reynolds number

$Gr$  : Grasoft number

$Pr$  : Prantl number

$T_s$  : Temperature permukaan (casing dan core)

$T_a$  : temperature udara atau cairan

### **Pemodelan Daya Mekanik Rotor**

Putaran rotor yang dihasilkan diperoleh berdasarkan persamaam berikut [21]:

$$J_m \frac{d\omega}{dt} = T_e - T_L + D\omega \quad (3.7)$$

Dimana  $J_m$  adalah momen inersia total  $\omega$  adalah putaran rotor;  $T_e$  adalah torsi elektromagnet,  $D$  adalah koefisien dumping dan  $T_L$  adalah torsi yang dibutuhkan untuk menggerakkan beban.

Rotor inertia diasumsikan bahwa semua bagian dari rotor yang dideskripsikan sebagai berikkut [21]:

$$J_{shaft} = 2\pi\rho L_{shaft} \left(\frac{D_{shaft}}{2}\right)^4 \quad (3.8)$$

### **Model Korelasi antara Mekanikal dan Elektrikal**

Antara bidang elektrikan dan mekanikal korelasinya dapat dideskripsikan menggunakan persamaan berikut: [22,23]:

$$P_{elect} = P_{mech\ shaft} + P_r + P_h + P_{ey} + P_{et} + P_{thermal\ loss} + P_f \quad (3.9)$$

Dimana  $P_{mech\ shaft}$  adalah daya mekanik yang dihasilkan oleh rotor,  $P_f$  adalah losses mekanis pada bearing (bantalan) yang pada kasus ini diabaikan.

Sehingga dari persamaan di atas dapat disederhanakan menjadi [22,23]:

$$P_{mech\ shaft} = P_{elect} - P_r - P_h - P_{ey} - P_{et} - P_{thermal\ loss} \quad (3.10)$$

Dalam kasus ini [24]

$$P_{elect} = V \cdot I \quad (3.11)$$

Dimana  $V$  adalah tegangan listrik dan  $I$  adalah arus listrik.

Tujuan dari simulasi adalah untuk menghitung daya dan efisiensi motor. Energi listrik disuplai ke motor dengan parameter tegangan dan arus masing-masing 72 V dan 400 A. Energi input ditransfer ke energi mekanik ( $P_{mech}$ ) dan kehilangan yang terdiri dari kerugian Resistif ( $P_r$ ), Histeresis ( $P_h$ ), Arus Eddy pada Stator Yoke ( $P_{ey}$ ), Arus Eddy pada Stator Tooth ( $P_{et}$ ) dan kehilangan perpindahan panas. Kondisi batas dapat digambarkan sebagai berikut [25,26]

Table 1 Boundary Condition of motor model

| <i>Specify Boundary Name</i> | Type                  | <i>Specify Continuum Name</i> | Type         |
|------------------------------|-----------------------|-------------------------------|--------------|
| <i>Inlet</i>                 | <i>Velocity Inlet</i> | <i>External_Fluid</i>         | <i>Fluid</i> |
| <i>Outlet</i>                | <i>Pressure Out</i>   | <i>Internal_Fluid</i>         | <i>Fluid</i> |
| <i>Wall_Surrounding</i>      | <i>Wall</i>           | <i>Heatsink</i>               | <i>Solid</i> |
| <i>Wall_Heatsink</i>         | <i>Wall</i>           | <i>Rotor</i>                  | <i>Solid</i> |
| <i>Wall_Rotor</i>            | <i>Wall</i>           | <i>Winding</i>                | <i>Solid</i> |
| <i>Wall_Winding</i>          | <i>Wall</i>           | <i>Core</i>                   | <i>Solid</i> |
| <i>Wall_Core</i>             | <i>Wall</i>           |                               |              |

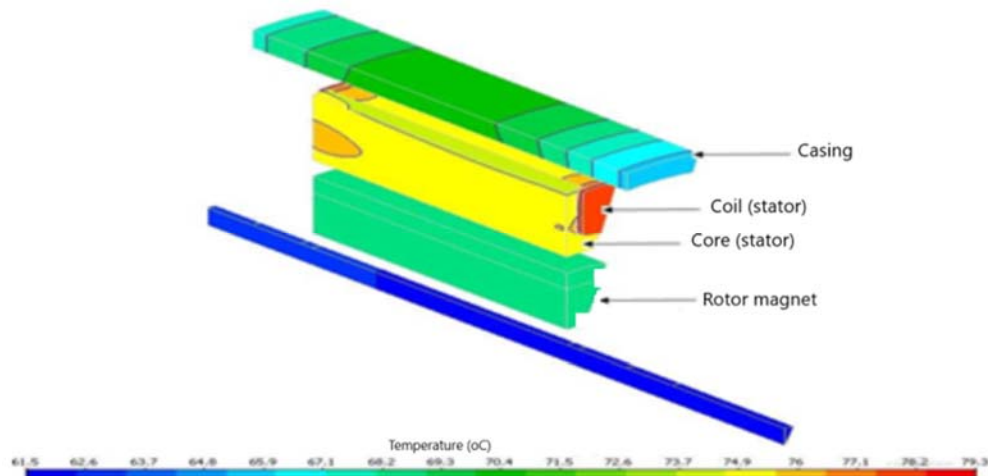
Perpindahan panas sesungguhnya akan terjadi dalam 3D ke segala arah mengikuti perbedaan suhu yang terjadi. Sumber panas pada Axial BLDC Motor berada pada belitan dan inti dimana heatflux ( $Q_{in}$  pada stator atas dan  $Q_{in}$  pada stator bawah) dipindahkan secara aksial dan radial. Pada fluks panas sisi atas yang ditransmisikan dalam arah aksial akan melalui konveksi dengan R3, konduksi pada casing dengan tahanan termal R2 diikuti oleh radiasi dari permukaan casing ke udara atmosfer. Di sisi lain, fluks panas ditransfer secara aksial ke magnet rotor melalui konveksi dan konduksi dengan resistansi termal R4 dan R5 masing-masing. Perpindahan panas radial terjadi ketika panas yang dihasilkan oleh stator dipindahkan ke udara sekitar secara konveksi (R13), kemudian konduksi (R12) dan dilanjutkan dengan radiasi dengan tahanan termal R11. Demikian juga pada sisi bawah, fluks panas ditransfer ke arah aksial melalui konveksi dengan tahanan termal R8, konduksi pada casing dengan tahanan termal R9 diikuti oleh radiasi dari permukaan casing ke udara atmosfer dengan resistansi termal R11. Fluks panas

juga ditransfer secara aksial ke magnet rotor secara konveksi dengan resistansi termal R7 dan konduksi dengan resistansi termal R6. Serupa dengan perpindahan panas radial sisi atas pada sisi bawah terjadi ketika panas yang dihasilkan oleh stator dipindahkan ke udara sekitar secara konveksi (R16), kemudian konduksi (R15) dan diikuti oleh radiasi dengan resistansi termal R14. Uraian di atas adalah pemodelan perpindahan panas pada motor berpendingin udara. Sedangkan perhitungan perpindahan kalor secara radial pada motor liquid-cooled terdapat mode tambahan yaitu konveksi arah radial dari casing ke liquid cooler. Mengacu pada gambar, konveksi terjadi dari permukaan casing ke pendingin yang dilambangkan dengan R13 di sisi atas dan R17 di sisi bawah. R12 dan R16 menunjukkan resistansi perpindahan panas konduksi dalam casing sedangkan R11 dan R15 adalah resistansi termal radiasi dari permukaan casing ke udara atmosfer.

### 3.3 Hasil Simulasi

Pemodelan pertama adalah motor BLDC 20 KW yang diberi energi listrik dan didinginkan oleh udara atmosfer dengan temperatur 27 °C. Putaran motor pada kecepatan maksimum pada 6000 rpm.

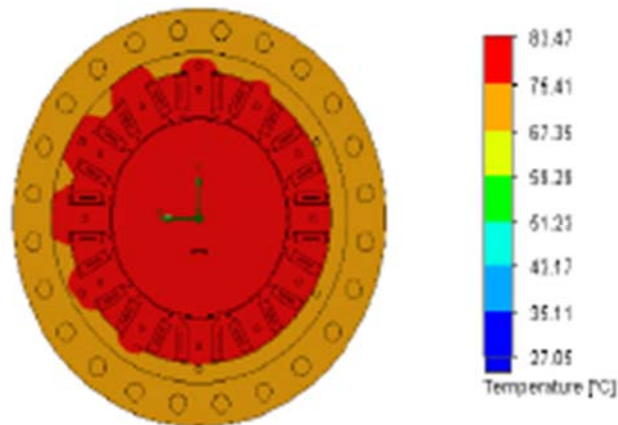
Analisis difokuskan pada kondisi termal antara inti stator dan rotor yang menjadi sumber panas dan membutuhkan pendinginan. Sedangkan rugi-rugi lainnya dianggap konstan tergantung dari sifat-sifat material magnet, inti dan kumparan. Gambar 7 menggambarkan distribusi temperatur antara dinamo stator, casing dan rotor magnet pada sisi atas motor secara aksial. Diasumsikan motor simetris atas dan bawah, sehingga karakteristik sisi bawah mirip dengan sisi atas.



Gambar 3.6. Distribusi tempertaur pada bagian dalam motor dengan berpendingin udara

Dapat dilihat bahwa temperatur maksimum terjadi pada dinamo khususnya pada coil. Perbedaan suhu antara suhu maksimum dan terendah sekitar 13°C. Dan perbedaan temperatur antara permukaan casing pada posisi aksial sekitar 42°C.

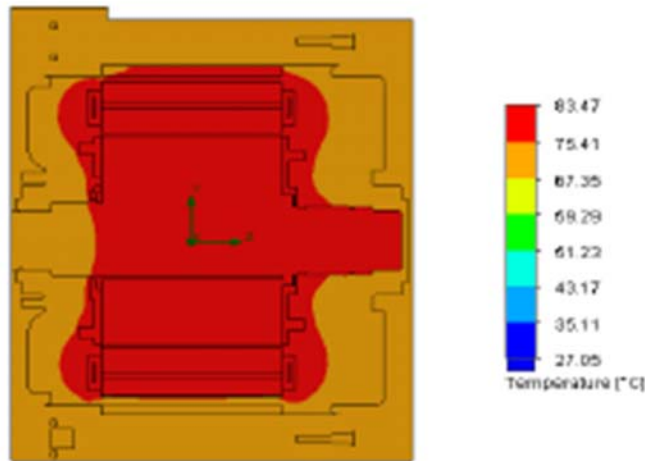
Pada kondisi perpindahan panas radial, distribusi temperatur motor BLDC dapat dilihat pada gambar berikut. Pada Gambar 3.7 di bawah ini, terlihat bahwa inti dan temperatur dinamo relatif seragam.



Gambar 3.7 Distribusi temperature motor dalam arah radial dengan berpendingin udara

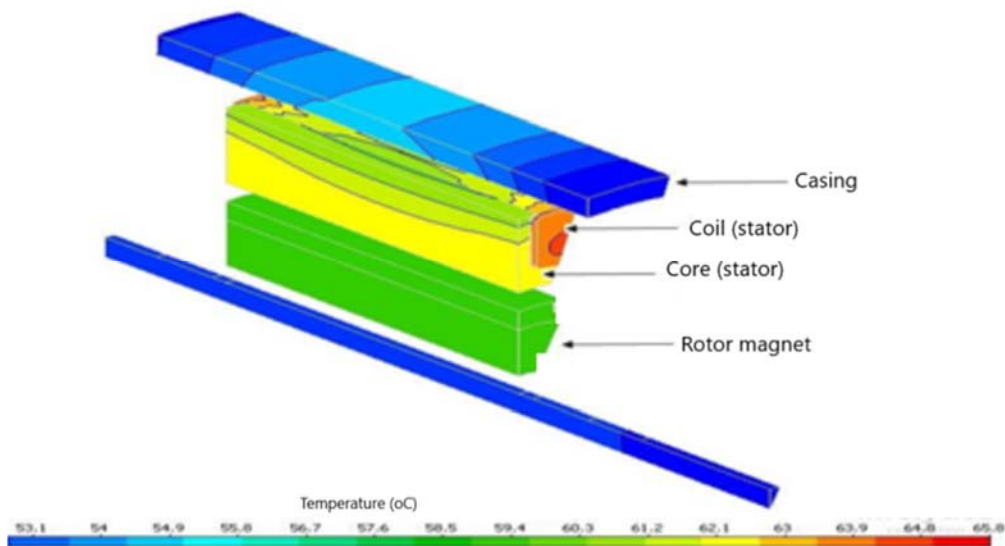
Sejalan dengan distribusi temperatur aksial yang ditunjukkan pada gambar sebelumnya, temperatur casing pada arah radial juga relatif panas, dan perbedaan temperatur casing dengan temperatur udara juga relatif sama yaitu sekitar 42 °C.

Hal tersebut diperkuat oleh Gambar 3.8 yang menunjukkan distribusi temperatur dalam arah radial (terlihat pada penampang).



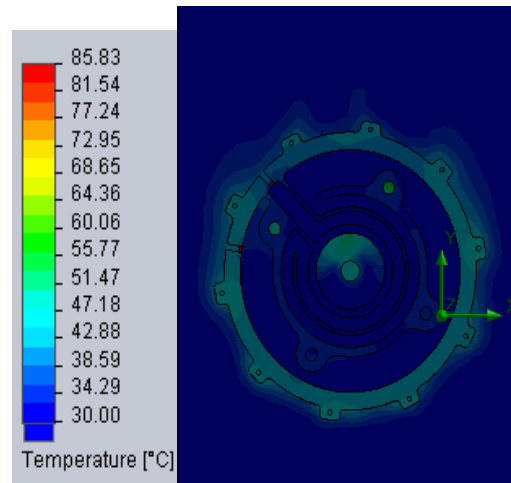
Gambar 3.8. Distribusi temperature Cross section motor berpendingin udara

Pemodelan kedua adalah BLDC 20 KW yang dioperasikan dan ditumpuk dengan air. Dalam hal ini, motor dimodifikasi dengan menyediakan water jacket dan dibalut dengan second casing untuk cooler. Suhu air sebagai liquid cooler diatur 20oC. Pada kondisi ini, konduktivitas termal air adalah 12 W / mK [20]. Serupa dengan model pertama, distribusi temperatur stator, magnet rotor dan casing dianalisis secara aksial. Gambar 3.9 menunjukkan distribusi suhu di atas. Suhu maksimum lebih rendah dari motor pendingin udara. Perbedaan temperatur antara permukaan casing pada posisi aksial sekitar 28oC.



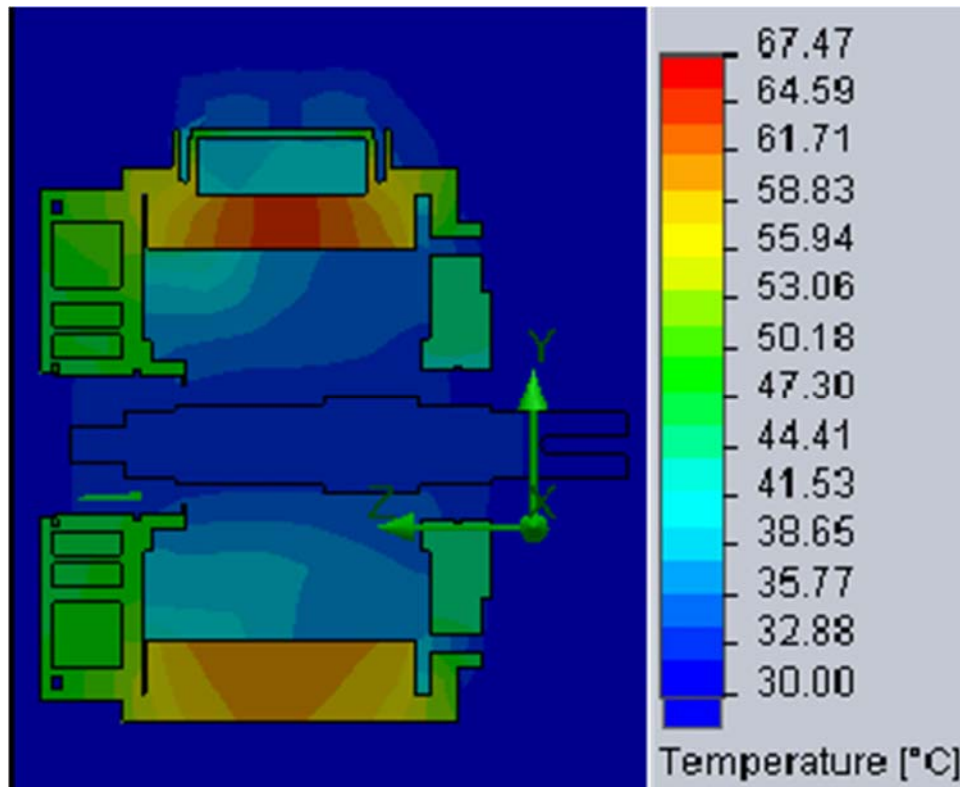
Gambar 3.9. Distribusi tempertaur pada bagian dalam motor dengan berpendingin cairan

Analisis distribusi temperatur pada arah radial ditunjukkan pada Gambar 3.10. Terlihat bahwa temperatur motor maksimum relatif lebih rendah dari pada motor berpendingin udara. Lebih jelasnya perbedaan temperatur antara permukaan casing dan water cooler ditunjukkan pada Gambar 3.11. Dari gambar tersebut, selisih temperatur casing dan pendingin mencapai 47oC.



Gambar 3.10 Distribusi temperature motor dalam arah radial dengan berpendingin cairan





Gambar 3.11. Distribusi temperature Cross section motor berpendingin cairan

Perhitungan serupa menggunakan berbagai temperatur air, temperatur udara dan kecepatan motor. Temperatur air diatur 20°C, 22°C, 24°C, 50°C, 60 °C dan 70°C. Temperatur udara ambient bervariasi dari 27°C hingga 50°C. Dan kecepatan motor divariasikan dari 1500 rpm hingga 6000 rpm

**Perhitungan Daya Motor dan efisiensi**

Dengan menggunakan analisis numerik, berdasarkan prosedur perhitungan sebelumnya, daya dan efisiensi motor dapat ditentukan dan dirangkum dalam tabel berikut:

Table 3.2. Daya motor dan efisiensni hasil perhitungan berdasarkan pada motor berpendingin udara

| Air temperature (°C) | Motor speed (rpm) | Motor power (kW) | Motor efficiency |
|----------------------|-------------------|------------------|------------------|
|----------------------|-------------------|------------------|------------------|

|    |      |       |       |
|----|------|-------|-------|
| 27 | 6000 | 22500 | 0.781 |
| 27 | 3000 | 21900 | 0.760 |
| 30 | 6000 | 21800 | 0.757 |
| 30 | 3000 | 21250 | 0.738 |
| 40 | 6000 | 19100 | 0.663 |
| 40 | 3000 | 18650 | 0.648 |
| 50 | 6000 | 16780 | 0.583 |
| 50 | 3000 | 15800 | 0.549 |

Table 3.2. Daya motor dan efisiesni hasil perhitungan berdasarkan pada motor berpendingin Cairan

| Water temperature (oC) | Motor speed (rpm) | Motor power (kW) | Motor efficiency |
|------------------------|-------------------|------------------|------------------|
| 20                     | 6000              | 25400            | 0.882            |
| 20                     | 3000              | 25150            | 0.873            |
| 22                     | 6000              | 24700            | 0.858            |
| 22                     | 3000              | 24300            | 0.844            |
| 24                     | 6000              | 23600            | 0.819            |
| 24                     | 3000              | 23050            | 0.800            |
| 50                     | 6000              | 17020            | 0.591            |
| 50                     | 3000              | 16550            | 0.575            |
| 60                     | 6000              | 14250            | 0.495            |
| 60                     | 3000              | 13800            | 0.479            |
| 70                     | 6000              | 13100            | 0.455            |
| 70                     | 3000              | 12060            | 0.419            |

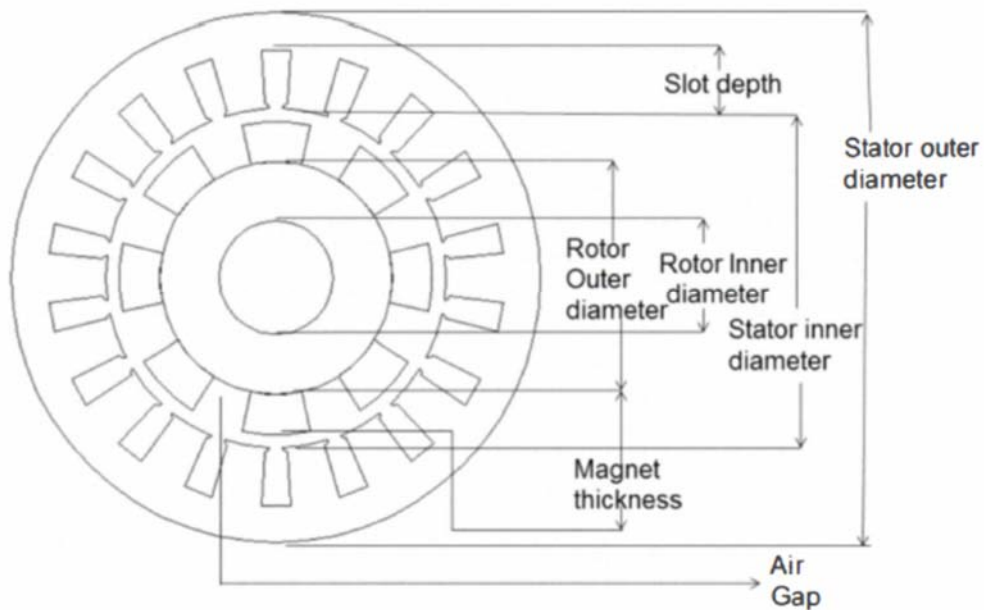
Dari table di atas dapat dilihat bahwa temperature pendingin mempunyai dampak yang cukup signifikan sementara putaran tidak memberikan pengaruh yang besar

## BAB IV

### RANCANG BANGUN BLDC MOTOR

#### 4.1 Konstruksi

Konstruksi motor brushless DC motor sangat mirip dengan motor ac, yang dikenal sebagai motor sinkron magnet permanen. Gulungan stator serupa dengan yang ada pada motor ac polifase, dan rotor terdiri dari satu atau lebih magnet permanen. Motor DC brushless adalah motor sinkron fr ac yang berbeda dimana yang pertama menggabungkan beberapa cara untuk mendeteksi posisi rotor (atau kutub magnet) untuk menghasilkan sinyal untuk mengontrol sakelar elektronik.



Gambar 4.1 Dimensi utama sebuah motor BLDC

Dimensi utama motor BLDC ditentukan sebagai berikut:

Diameter luar stator : Jarak maksimum antara pusat motor dan stator lingkaran luar disebut jari-jari luar stator. Dua kali jari-jari luar stator adalah luar stator diameter.

Diameter dalam stator : Jarak maksimum antara pusat motor dan stator lingkaran dalam disebut jari-jari dalam stator. Dua kali jari-jari dalam stator adalah bagian dalam stator diameter.

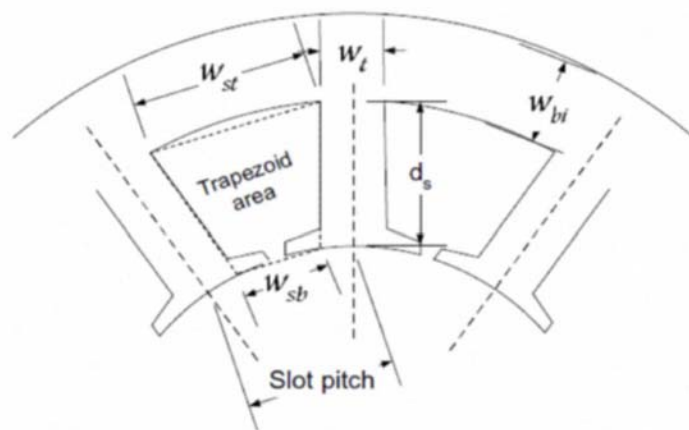
Diameter luar rotor : Jarak maksimum antara bagian tengah motor dan bagian luar rotor keliling disebut jari-jari luar rotor. Dua kali jari-jari luar rotor adalah rotor luar diameter.

Diameter dalam rotor : Jarak maksimum antara bagian tengah motor dan bagian dalam rotor keliling disebut jari-jari dalam rotor. Dua kali jari-jari dalam rotor adalah bagian dalam rotor diameter.

Ketebalan magnet : Jarak maksimum antar titik tengah bagian atas magnet dan titik tengah

dari bagian bawah magnet.

Celah udara : Celah antara bagian luar rotor lingkaran dan lingkaran dalam stator.



Gambar 4.2 Dimensi stator slot

|                              |  |
|------------------------------|--|
| Slot width top, $w_{st}$     | : Jarak antar awal titik dan titik akhir bukaan slot di bagian atas                          |
| Slot width bottom, $w_{sb}$  | : Jarak antar start titik dan titik akhir bukaan slot di bawah.                              |
| Lebar gigi, $W_{st}$         | : Lebar total stator gigi.   |
| Panjang besi belakang, $w_t$ | : Jarak linier antara lingkaran luar stator dan bagian dalam stator lingkaran.               |
| Kedalaman slot, $d$ ,        | : Jarak maksimum antara titik tengah titik awal dan titik tengah titik akhir titik gigi slot |

## 4.2 Prosedur Desain

Dalam proses desain, independen atau "masukan" variabel biasanya dimensi, belitan belitan dan sifat bahan magnet sedangkan variabel dependen (variabel output) biasanya angka kinerja seperti torsi, arus, efisiensi, kenaikan suhu, dll. Bahkan, masih banyak lagi variabel independen yang terlibat dalam desain proses dan kebanyakan dari mereka diberi nilai-nilai mereka dengan pengulangan. Artinya, prosedur desain tersebut harus dilakukan buat asumsi tertentu, tetapkan nilai uji coba variabel independen dan menghitung nilai dependen. Jika kinerjanya tidak memuaskan, proses berlanjut sampai yang diinginkan kinerja tercapai. Metode lain untuk mendesain adalah, variabel dependen tetap dan dengan demikian variabel independen diturunkan dengan bantuan persamaan:

Pada bagian ini, prosedur umum untuk merancang BLDC, baik yang memiliki ekstensi variabel dependen atau variabel independen atau sebaliknya diusulkan. Sebelum BLDC desain motor dapat dimulai, beberapa penting keputusan harus dibuat tentang fitur berbagai jenis motor tanpa sikat dan ketersediaan bahan magnet yang berbeda.

Untuk melakukan desain maka persamaan-persamaan berikut yang digunakan:

- a. Torsi

Gaya pada konduktor pembawa arus medan magnet diberikan oleh

$$F = IL \times B \quad (1)$$

dimana,  $L$  adalah panjang konduktor,  $B$  adalah magnet kerapatan fluks, dan arus melalui konduktor.

Besarnya gaya adalah

$$F = BIL \sin \theta \quad (2)$$

Dimana  $\theta$  adalah sudut antara  $L$  dan  $B$

Motor BLOC bekerja dengan prinsip yang sama seperti motor DC yaitu arus jangkar dan medan magnet disimpan ortogonal satu sama lain dalam ruang ( $\theta = 90^\circ$ ). Demikian gaya pada satu konduktor di BLDC motor diberikan oleh

$$F_c = B_g I_c L \quad (3)$$

Torsi pada konduktor diberikan oleh

$$T_c = B_g I_c L R_{si} \quad (4)$$

Lilitan terdiri dari 2 konduktor, satu di atas kutub utara dan lainnya di atas selatan. Karena itu torsi

di satu lilitan adalah

$$T_t = 2B_g I_c L R_{si} \quad (5)$$

Torsi pada kumparan dengan putaran  $n_s$  diberikan oleh

$$T_{coil} = 2B_g I_c n_s L R_{si} \quad (6)$$

Setiap pasangan kutub harus memiliki semua 3 kumparan fase. Oleh karena itu, jumlah kumparan per fase sama ke nomer dari pasangan tiang. Gulungan nada penuh ( $SPP = 1$ ) digunakan untuk mendapatkan gelombang mmf persegi.

Torsi setiap fasa menggunakan persamaan:

$$T_{phase} = 2pB_g I_c n_s L R_{si} \quad (7)$$

Inverter 3 fasa dioperasikan pada 120° mode konduksi yaitu dua fasa membawa arus pada setiap

diberikan waktu. Dengan demikian torsi total yang dikembangkan oleh motor akan menjadi

$$T = 2 \times 2p B_g I_c n_s L R_{si} \quad (8)$$

Dalam desain ini, kumparan fase yang sama berada terhubung secara seri. Juga 120° mode konduksi

digunakan.

$$\Rightarrow I_c = I_{phase} I_s \quad (9)$$

$$\therefore T = 2PB_g I_s n_s L R_{si}; \therefore P = 2p \quad (10)$$

#### b. Induksi Balik

Dengan cara yang sama, ggl balik bisa dihitung sebagai ekspresi torsi motor

$$E_c = B_g L v \quad (11)$$

$$E_c = B_g L \omega_m R_{si} \quad (12)$$

$$E_t = 2B_g L \omega_m R_{si} \quad (13)$$

$$E_{coil} = 2B_g L n_s \omega_m R_{si} \quad (14)$$

$$E_{phase} = PB_g L n_s \omega_m R_{si} \quad (15)$$

$$E_b = 2PB_g L n_s \omega_m R_{si} \quad (16)$$

Dimana Eb adalah induksi balik menggunakan tegangan DC.

c. Desain Stator Winding

Pengukur kabel konduktor akan ditentukan oleh kepadatan arus maksimum

$$A_c = \frac{I_c}{J}; \therefore D_c = \sqrt{\frac{A_c}{\pi}} \quad (17)$$

Dan

$$A_c * = \frac{\pi}{4} (D_c *)^2; \therefore A_{cu} = n_s \times A_{cu} = n_s \times A_c * \quad (18)$$

Dengan

$$\tau_c = 2\pi(R_{si} + \frac{1}{2}d_s)\frac{1}{p} \quad (19)$$

$$l_t = 2L + 2\tau_c \quad (20)$$

d. Desain Stator

Dianggap bahwa gigi seragam dan perkiraan area slot sebagai trapezium. Slot area dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$A_s = \frac{A_{cu}}{K_{fill}} \quad (21)$$

Faktor pengisian slot menangani isolasi masuk slot serta semua perkiraan yang ada dibuat sambil memilih area slot sebagai trapesium. Menggunakan Area ini memiliki berbagai dimensi menggunakan persamaan:

$$R_{ro} = R_{si} - g; N_s = P \times N_{ph} \quad (22)$$

$$\pi_s = \frac{2\pi R_{si}}{N_s}; \text{slot pitch} \quad (23)$$



Gigi harus membawa flux di dalam slot yang ditunjukkan dengan persamaan:

$$i.e. \Phi_{ts} = \Phi_t \Rightarrow \tau_s LB_g = w_t LB_{max} \quad (24)$$

$$\therefore w_t = \frac{B_g}{B_{max}} \tau_s; w_{sb} = \tau_s - w_t \quad (25)$$

Area trapesoid dalam slot dirumuskan dengan:

$$A_s = \frac{1}{2}(w_{st} + w_{sb}) \times d_s \quad (26)$$

$$w_{st} = \frac{2\pi(R_{si} + d_s)}{N_s} - w_t \quad (27)$$

Dengan substitusi persamaan 26 dan 27 maka akan menghasilkan

$$\frac{1}{2} \frac{2\pi R_{si}}{P} LB_g = w_{bi} LB_{max} \Rightarrow w_{bi} = \frac{B_g}{B_{max}} \frac{\pi R_{si}}{P} \quad (28)$$

Di sini diasumsikan bahwa

$$R_{so} = R_{si} + d_s + w_{bi} \quad (29)$$

Ini memperbaiki semua dimensi mesin. Sekarang berat motor dihitung

$$V_{rotor} = \pi R_{ro}^2 L \quad (30)$$

$$W_{rotor} = D_{steel} \times V_{rotor} \quad (31)$$

$$V_{stator} = \pi(R_{so}^2 - R_{si}^2)L - N_s \times A_s L \quad (32)$$

$$W_{stator} = D_{steel} \times V_{stator} \quad (33)$$

$$V_{cu} = N_{ph} p n_s l_t A_c \quad (34)$$

$$W_{cu} = D_{cu} \times V_{rotor} \quad (35)$$

$$W_{motor} = W_{rotor} + W_{stator} + W_{cu} \quad (36)$$

e. Perhitungan Loses

- Loses tembaga (coper losses)

$$R_t = \rho_{cu} \frac{l_t}{A_c^*}; R_{ph} = pn_s R_t \quad (37)$$

Karena 2 phase menghasilkan arus pada saat yang bersamaan maka

$$P_{loss\_cu} = 2I_s^2 R_{ph} \quad (38)$$

- Rugi Inti

Dibandingkan dengan rugi-rugi tembaga, rugi-rugi inti sangat sulit untuk dihitung karena terdiri dari kerugian histeresis dan arus eddy yang bervariasi secara nonlinier dengan frekuensi dan fluks magnet massa jenis. Untungnya pabrikan menyediakan data coreloss / kg baja pada berbagai nilai kerapatan fluks dan frekuensi yang dapat kita gunakan kira-kira menghitung kerugian inti. Kerugian inti hanya terjadi di stator.

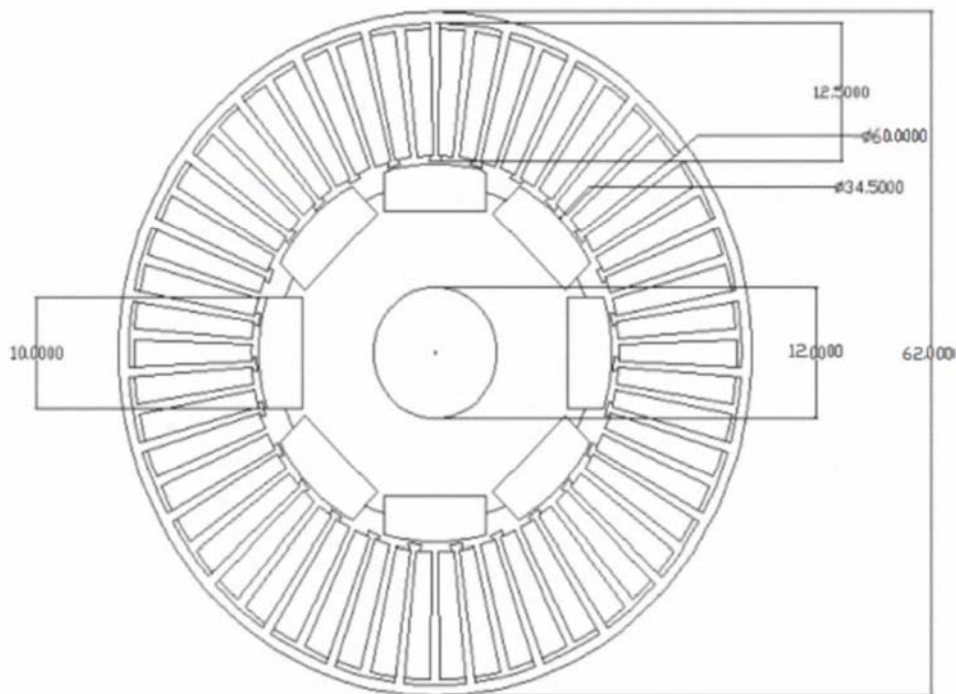
$$P_{loss\_core} = coreloss/kg(f_e, B_{max}) \times W_{stator} \quad (39)$$

### 4.3 Aplikasi Pada Software

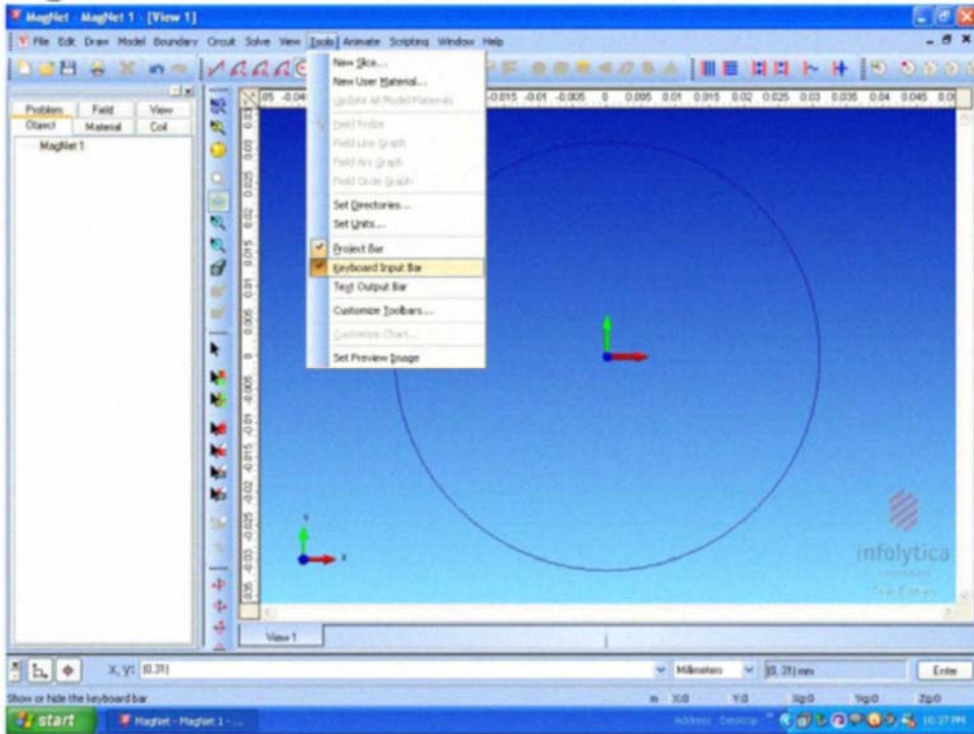
Untuk perancangan motor BLDC ini menggunakan software MAGNET. MagNet adalah paket paling canggih saat ini tersedia untuk pemodelan elektromagnetik perangkat di komputer pribadi. Ini memberikan a "laboratorium virtual" tempat pengguna dapat membuat model dari bahan dan kumparan magnet, lihat ditampilkan dalam bentuk plot dan grafik lapangan, dan dapatkan nilai numerik untuk besaran seperti fluks keterkaitan dan kekuatan. Pengguna MagNet hanya membutuhkan file pengetahuan dasar tentang konsep magnet memodelkan perangkat yang ada, memodifikasi desain, dan menguji ide baru..

MagNet dirancang sebagai pemodelan 3D lengkap alat untuk memecahkan medan magnet statis dan arus edar masalah. Banyak perangkat bisa diwakili sangat baik dengan 20 model, jadi MagNet menawarkan pilihan 20 pemodelan, dengan penghematan yang substantial sumber daya komputasi dan waktu solusi. Dengan 2D model, MagNet juga dapat menangani masalah dengan pengoptimalan dan penyediaan desain otomatis simulasi termal dan analisis getaran dalam tambahan.

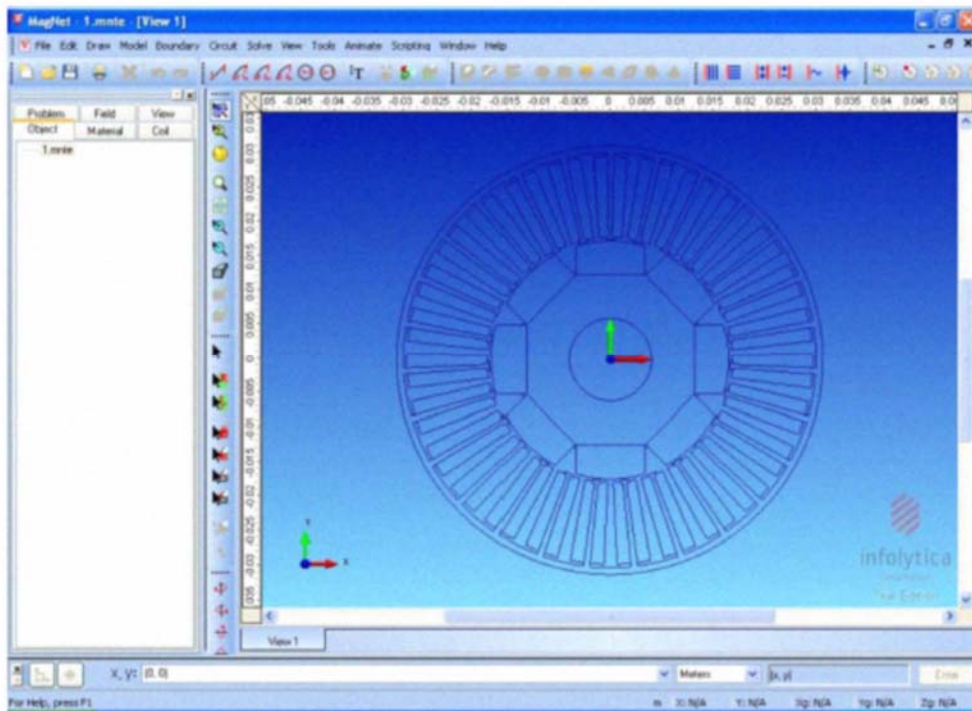
Hasil perancangan motor BLDC menggunakan software MAGNET dapat dilihat pada gambar berikut:



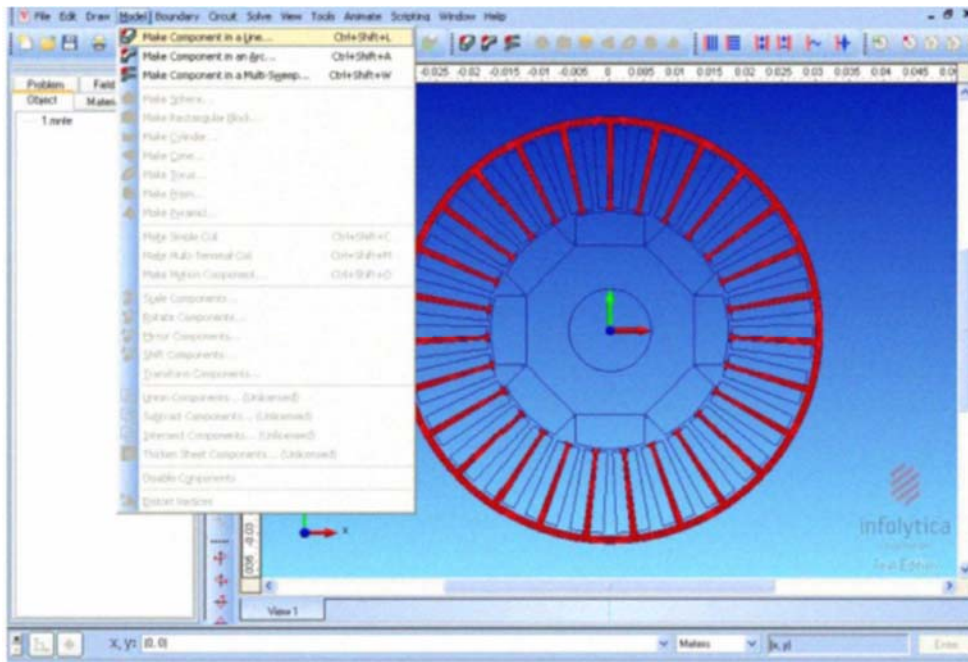
Gambar 4.3 Pemodelan geometri



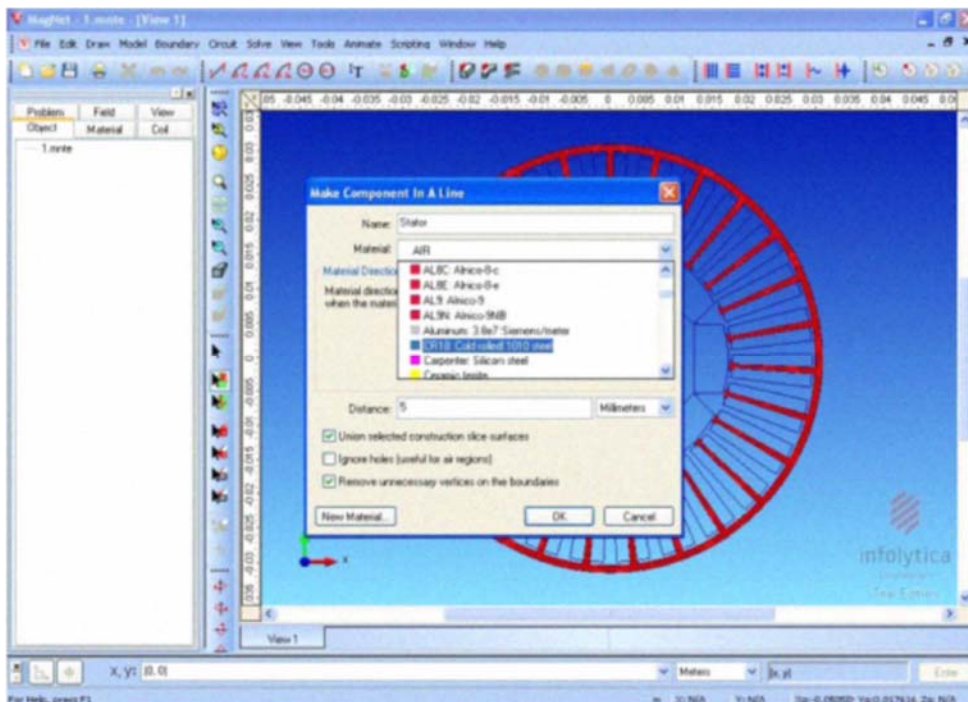
Gambar 4.4 Pemasukan model dalam MAGNET



Gambar 4.5 Melengkapi model

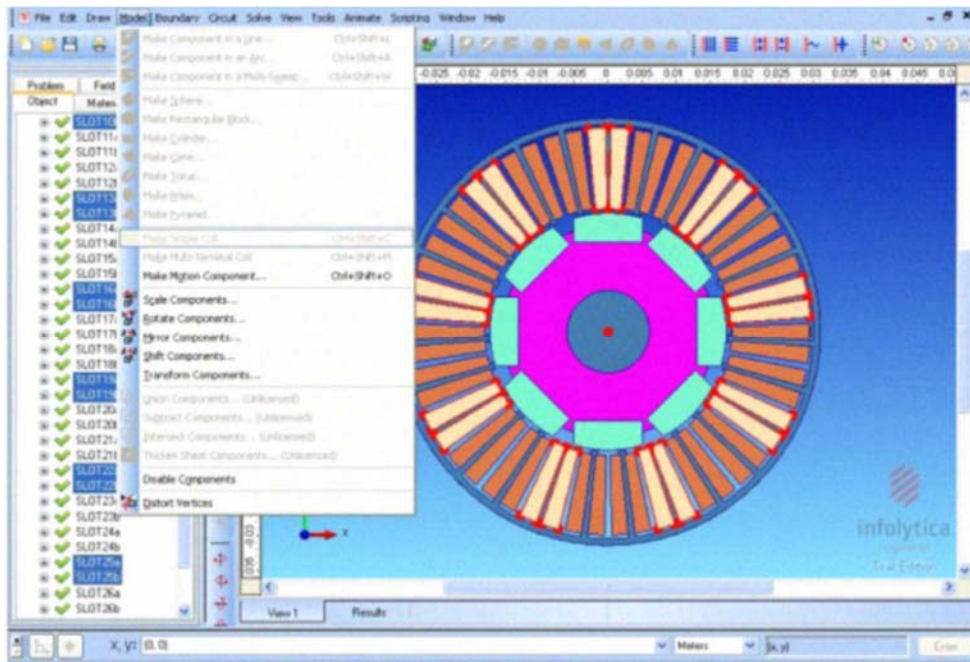


Gambar 4.6 Pemasukan komponen

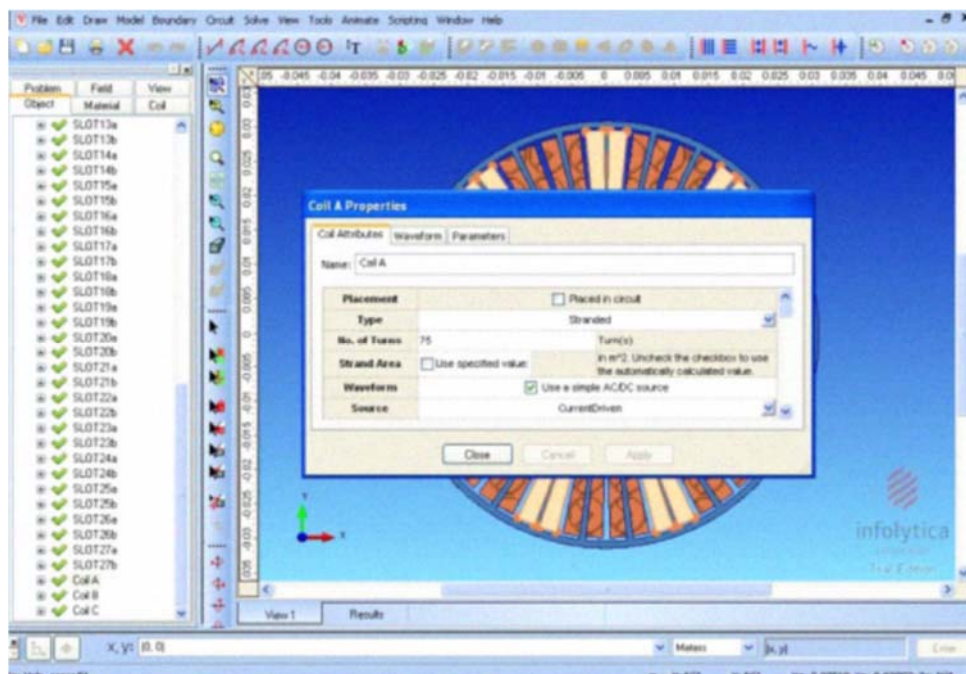


Gambar 4.7 Pengisian material

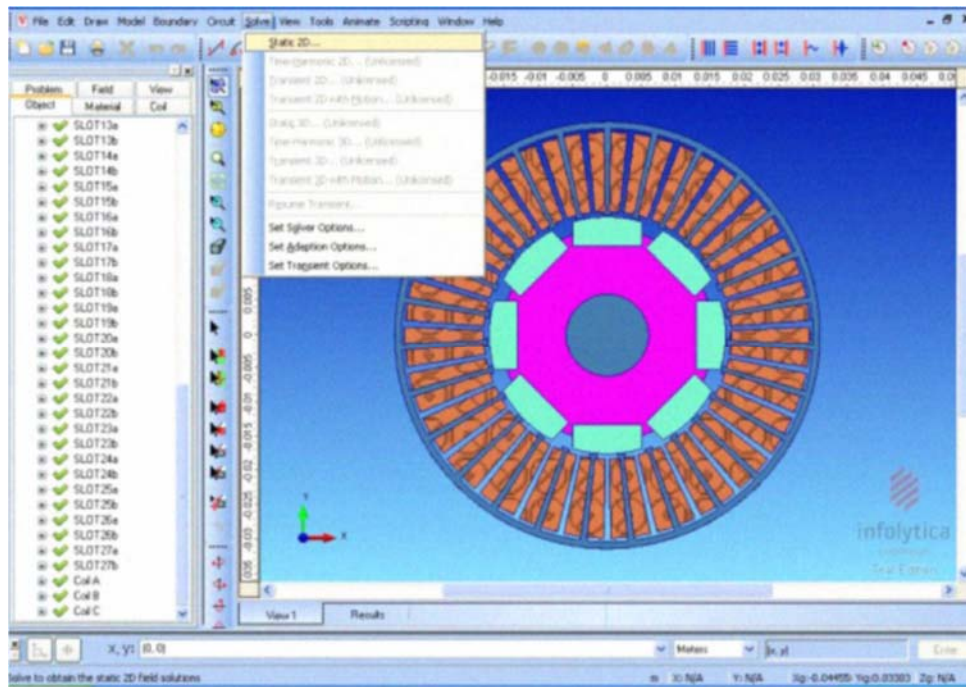




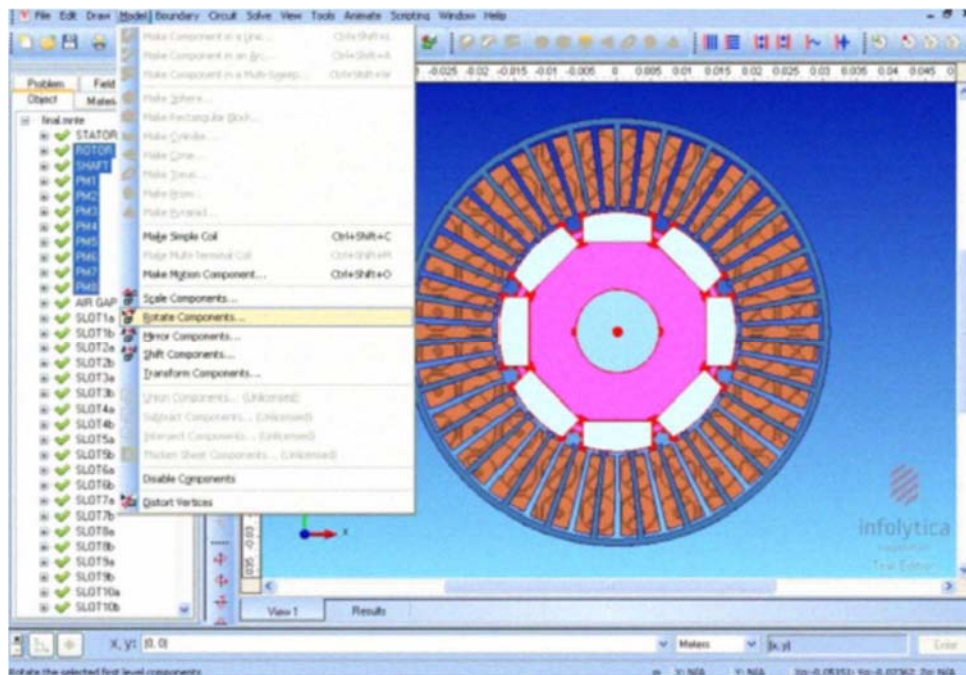
Gambar 4.8 Penyusunan koil



Gambar 4.9 Pengisian material koil

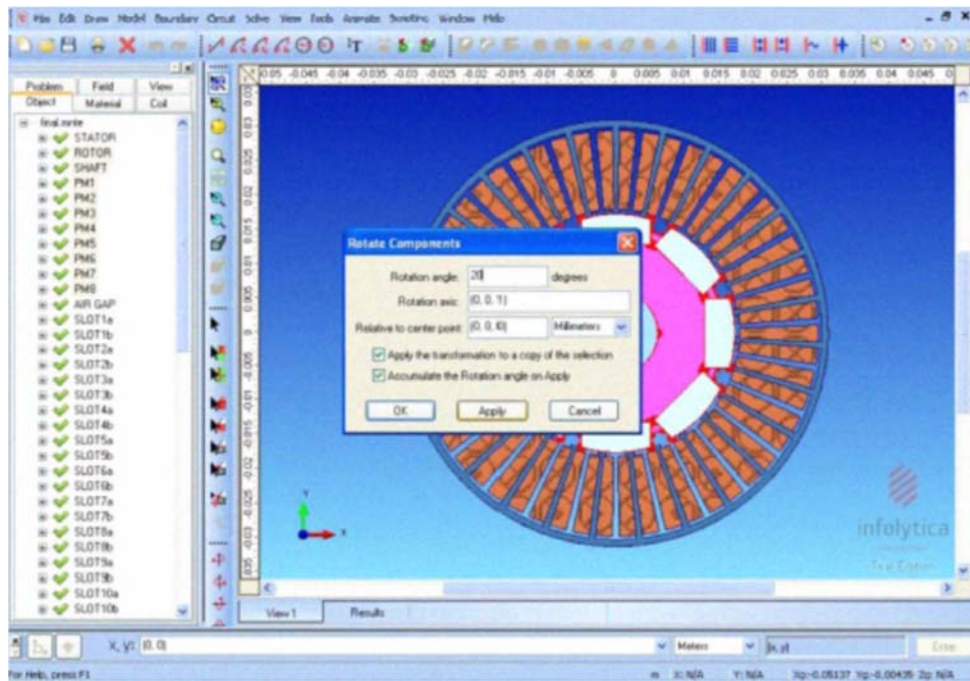


Gambar 4.10 Running Magnet

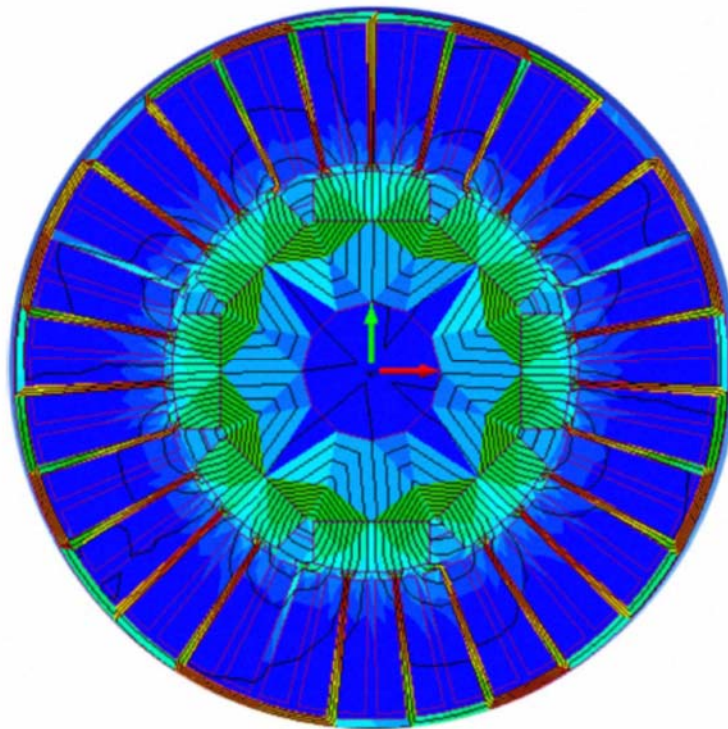


Gambar 4.11 Running perubahan posisi





Gambar 4.12 Running perubahan sudut



Gambar 413. Running flux magnet



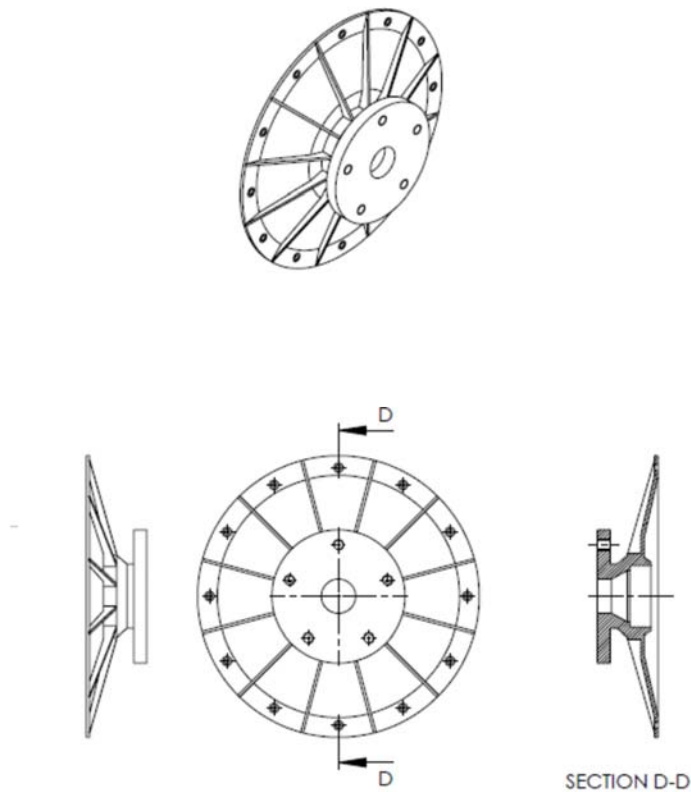
Berdasarkan perhitungan menggunakan MAGNET maka diperoleh parameter dimensi dari motor BLDC sebagai berikut:

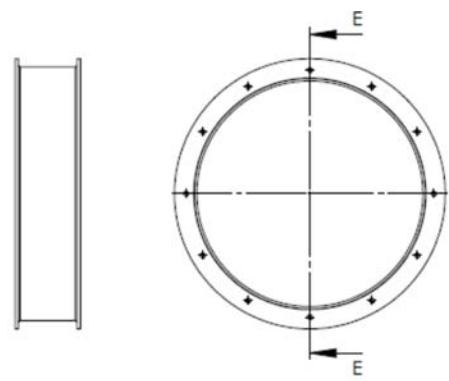
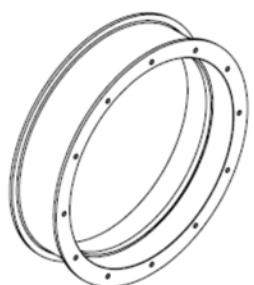
| Parameter            | Dimensi |
|----------------------|---------|
| Diameter luar Stator | 620 mm  |
| Stator yoke          | 20 mm   |
| Tinggi gigi stator   | 36 mm   |
| Diamter Dalam Rotor  | 90 mm   |
| Diameter luar rotor  | 420 mm  |
| Area Magnet          | 25 mm   |

#### 4.4 Realisasi (Pembuatan Motor)

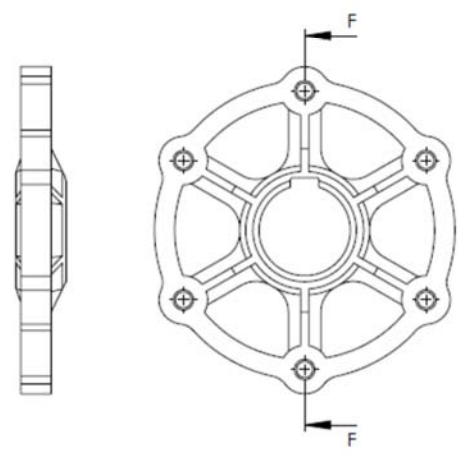
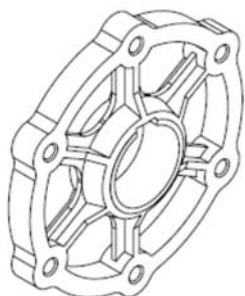
Dalam bab ini diuraikan gambar detail dari dimensi motor beserta proses pembuatannya.

Gambar-gambar dapat dilihat pada gambar berikut:

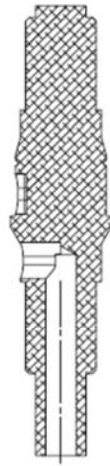
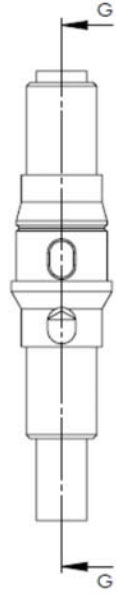




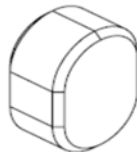
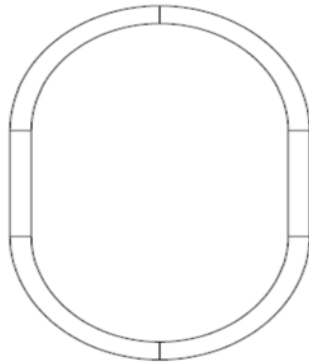
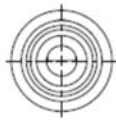
SECTION E-E  
SCALE 1 : 5

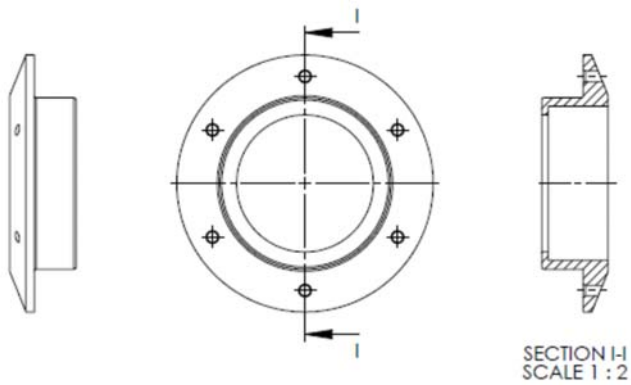
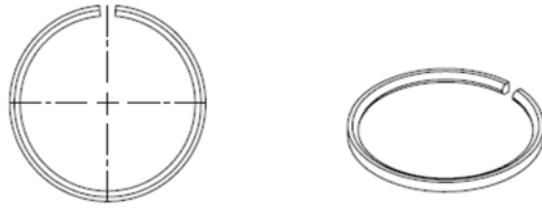


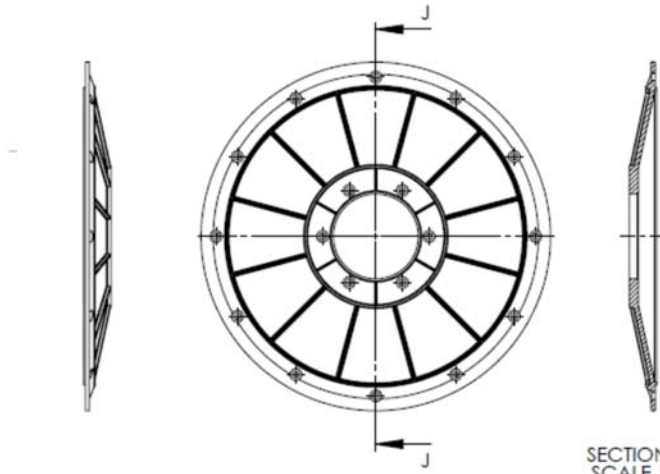
SECTION F-F



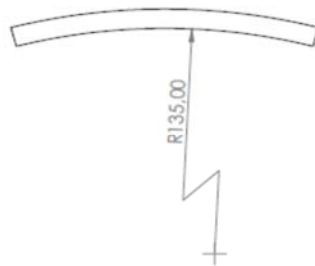
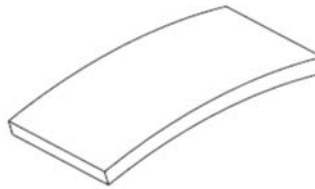
SECTION G-G  
SCALE 1 : 2

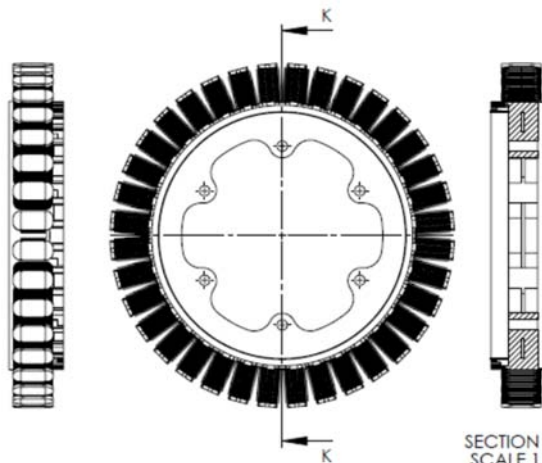
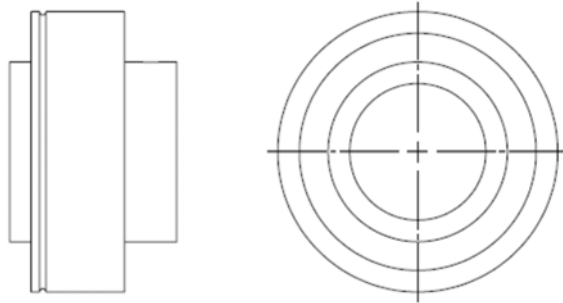
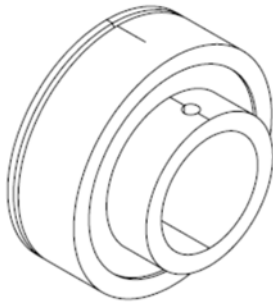


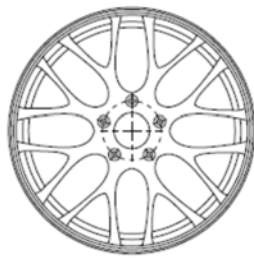


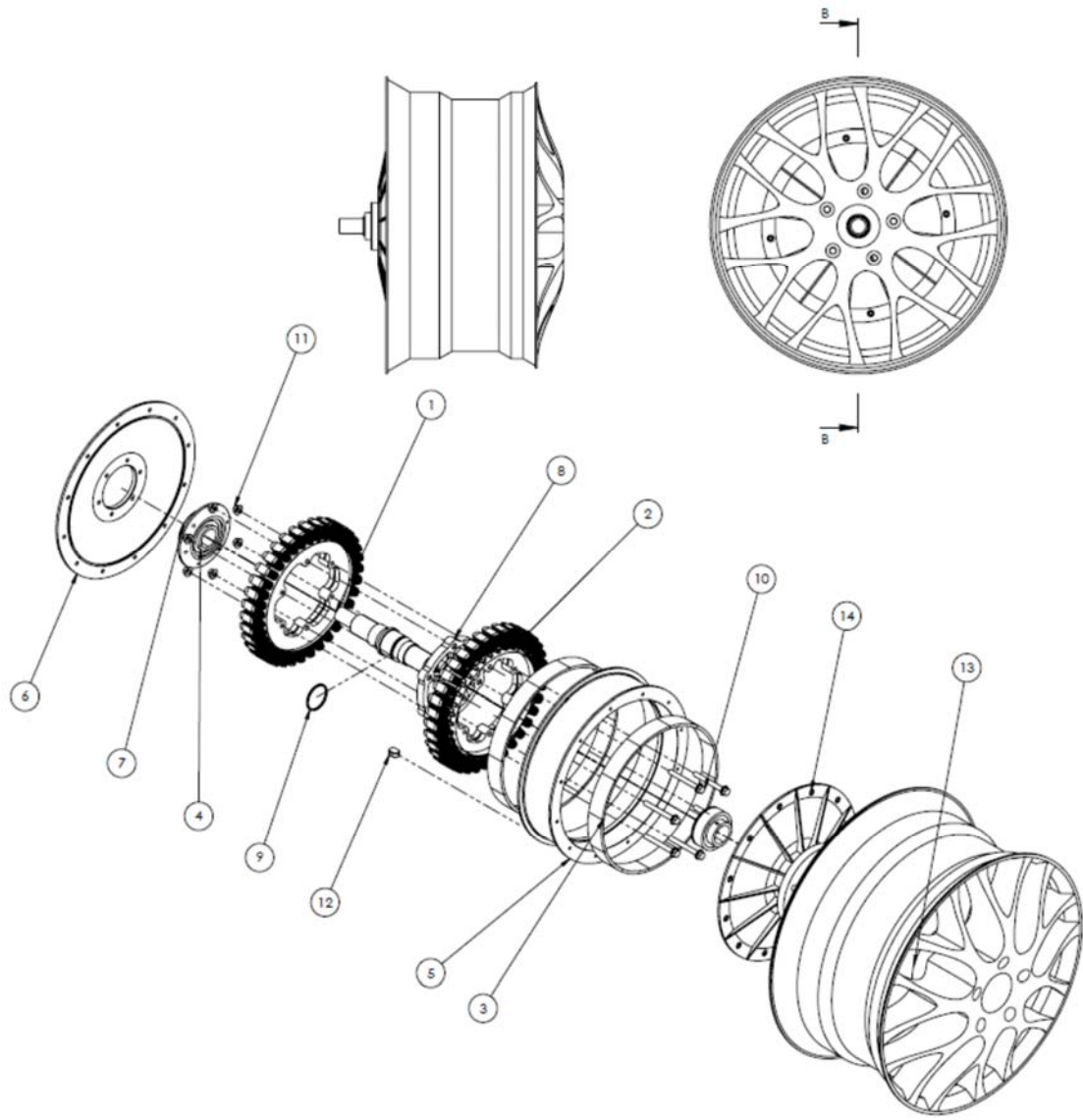


SECTION J-J  
SCALE 1 : 4

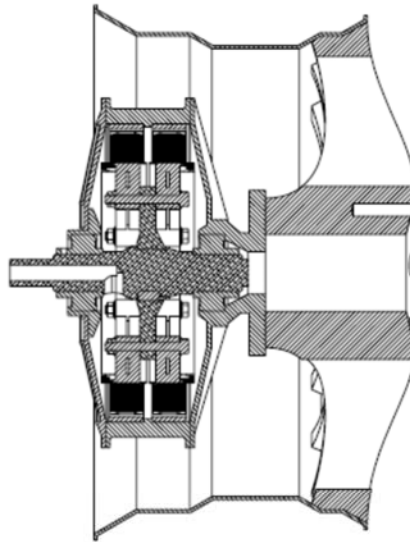








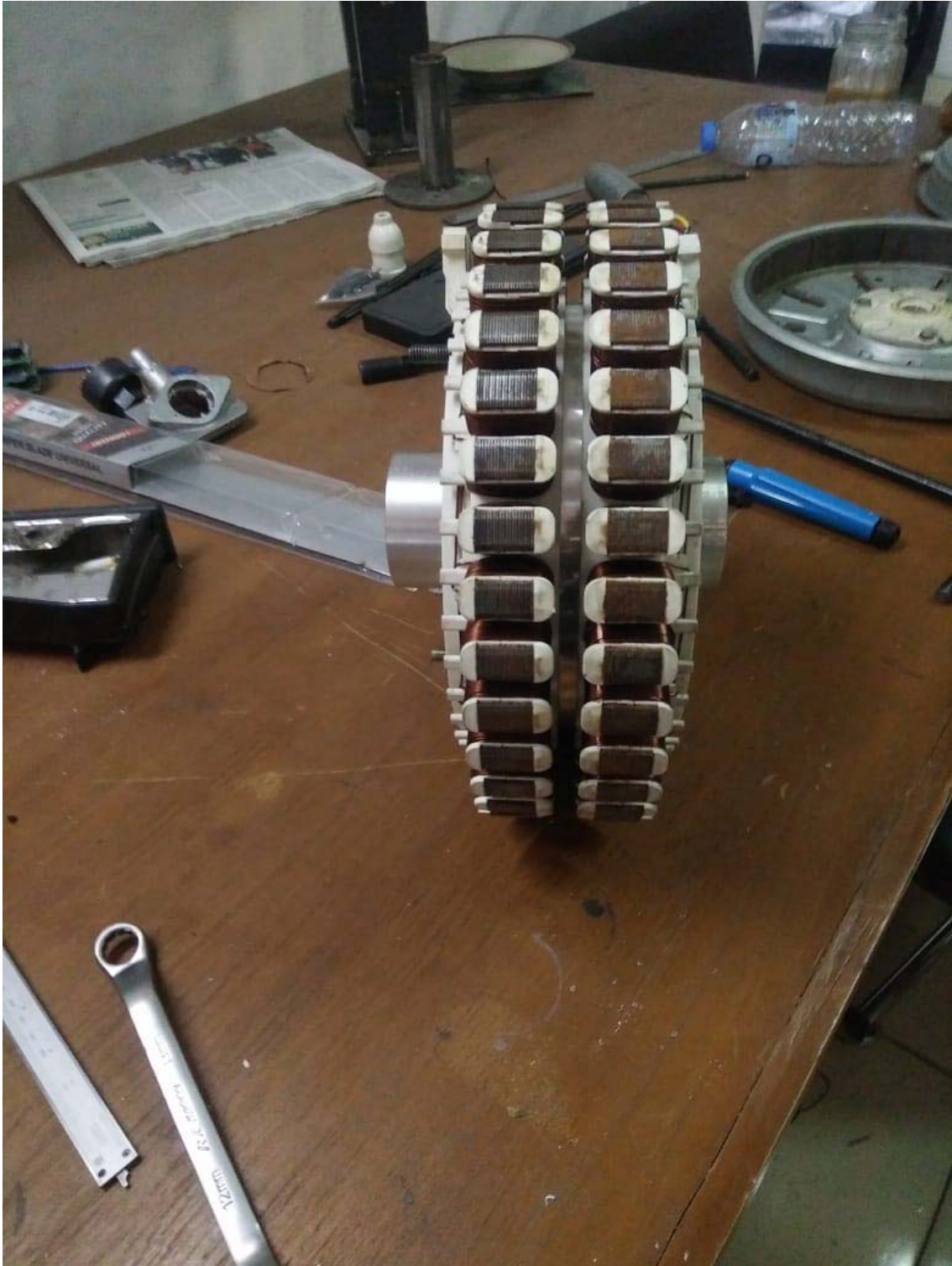


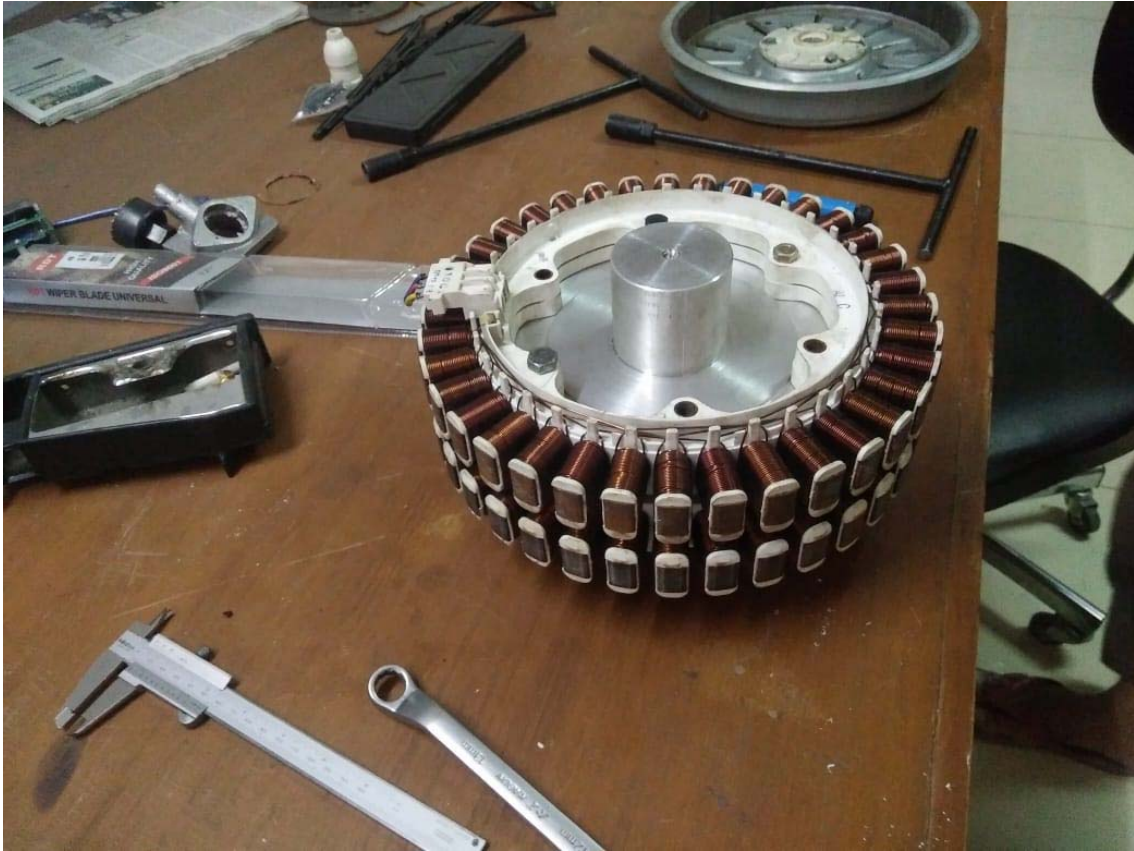


SECTION B-B  
SCALE 1 : 3

| ITEM NO. | PART NUMBER                        | DESCRIPTION | QTY. |
|----------|------------------------------------|-------------|------|
| 1        | shafts                             |             | 1    |
| 2        | Rotor                              |             | 2    |
| 3        | magnet                             |             | 24   |
| 4        | AST_Bearings_ER207                 |             | 2    |
| 5        | casing tengah 1                    |             | 1    |
| 6        | casing kiri 2                      |             | 1    |
| 7        | bearing house kiri                 |             | 1    |
| 8        | hub2                               |             | 1    |
| 9        | clrip searing                      |             | 1    |
| 10       | JIS B 1189 Type 2 M8 x 70 (22) --H |             | 6    |
| 11       | JIS B 1190 M8 --H                  |             | 6    |
| 12       | keyways                            |             | 1    |
| 13       | wheel rim                          |             | 1    |
| 14       | casing kanan 3 dengan flens 1      |             | 1    |

Dokumentasi pembuatan dapat dilihat pada gambar berikut:























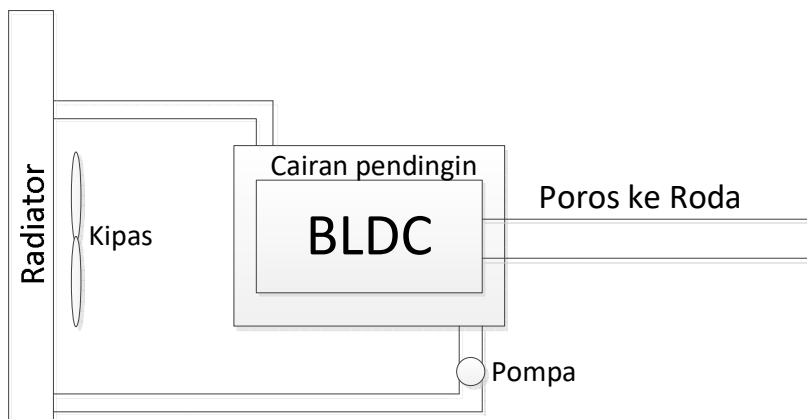
# BAB V

## RANCANG BANGUN SISTEM PENDINGIN MOTOR LISTRIK BLDC

### 5.1 Sistem pendingin

Untuk efektifitas pendinginan motor BLDC supaya menghasilkan efisiensi yang tinggi maka ditentukan system pendinginan menggunakan cairan (liquid cooling). Selanjutnya cairan pendingin didinginkan oleh udara luar menggunakan radiator.

Skema pendinginan adalah sebagai berikut:



Gambar 5.1 Skema system pendinginan pada BLDC

Pada bab ini di bahas proses desain dan realisasi system pendinginan terutama perancangan dan realisasi radiator

### 5.2 Metode Perhitungan

Pada sub bab ini akan dibahas metode untuk perhitungan penukar kalor yaitu radiator

Secara umum ada 2 cara yang biasa diterapkan untuk menganalisa karakteristik suatu penukar panas yaitu :

## 1. Beda keseluruhan rata-rata logaritmik

Beda keseluruhan rata-rata logaritmik (*logarithmic mean overall temperature difference-LMTD*). LMTD juga berlaku bila suhu salah satu fluida tersebut konstan, maka dalam aliran lawan beda suhunya konstan  $\Delta T_a = \Delta T_b$ . Jika beda suhu  $\Delta T_a$  tidak lebih dari pada 50 persen lebih besar dari pada  $\Delta T_b$ , maka beda suhu rata-rata aritmetik akan berbeda dari LMTD dengan kurang dari 1 persen dan dapat dipergunakan agar perhitungannya lebih sederhana.

Penggunaan beda suhu rata-rata logaritmik hanya suatu pendekatan dalam praktek karena pada umumnya  $U$  tidak konstan. Namun dalam pekerjaan rancang bangun, harga konduktansi keseluruhan biasanya di tentukan pada suatu penampang rata-rata, yang biasanya ditengah antara ujung, dan dianggap konstan. Jika  $U$  berbeda-beda yang bervariasi banyak, maka diperlukan integrasi numerik tahap demi tahap. Beda temperatur rata-rata logaritmik dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut :

$$LMTD = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} \quad (1)$$

Untuk penukar panas yang lebih rumit seperti susunan pipa dengan beberapa lintas pipa, maka LMTD yang harus dihitung dikalikan dengan faktor koreksi yang sesuai. Perbandingan suhu tanpa dimensi ( $p$ ) dapat di cari dengan persamaan sebagai berikut :

$$p = \frac{(T_{co} - T_{ci})}{(T_{hi} - T_{ci})}$$

dan

$$Z = \frac{m_{air} \times CP_{air}}{m_{gas} \times CP_{gas}} \quad (2)$$

Faktor koreksi terhadap LMTD aliran lawan untuk penukar panas aliran lintang, kedua fluida tidak bercampur, satu lintas pipa maka akan didapatkan  $F$ .

Maka :

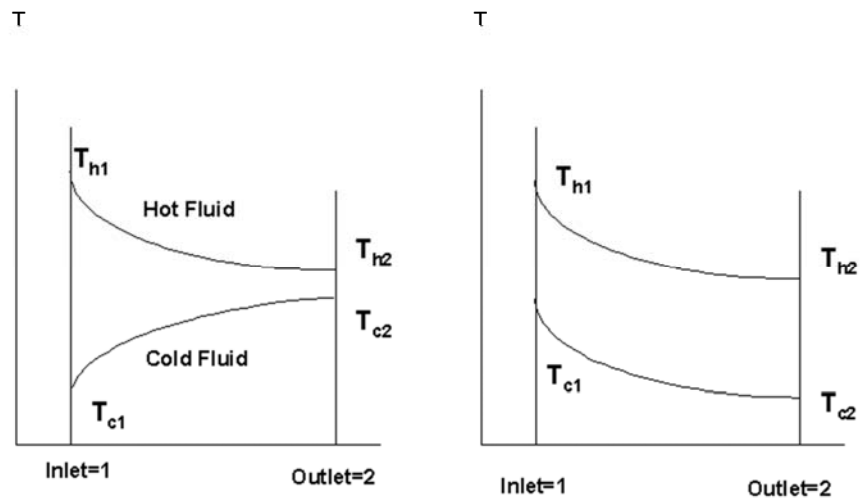
$$\Delta T_{\text{rata-rata nyata}} = \text{LMTD} \times F \quad (3)$$

Sehingga :

$$A = \frac{q}{U.F.LMTD} \quad (4)$$

Urutan dari metode LMTD :

1. Menghitung panas gas pembakaran
2. Menghitung panas yang terbuang
3. Menghitung panas yang dilepaskan



**Gambar 5.2** Temperatur untuk aliran sejajar dan aliran lawan arah dalam penukar panas

## 2. Cara pendekatan efektivitas ( $\epsilon$ ) dan NTU

NTU (*Number of Transfer Unit*) atau bilangan satuan pertukaran panas yang memberikan petunjuk tentang ukuran pertukaran panas yang terjadi pada NTU didefinisikan sebagai berikut :

$$NTU = \frac{A \cdot U_{av}}{C_{min}} \quad (5)$$

Ket :

$U_{av}$  = Koefisien perpindahan panas rata-rata ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

$C_{min}$  = Laju kapasitas minimal =  $(m \cdot C_p)_{min}$

Parameter lain yang diperlukan adalah rasio laju kapasitas perpindahan panas yang didefinisikan sebagai  $C_{\min} / C_{\max}$ . Dalam perencanaan di nyatakan bahwa :

$$\varepsilon = f(\text{NTU}, C_{\min} / C_{\max}, \text{susunan aliran}) \quad (6)$$

Dari hubungan antara NTU dan  $\varepsilon$ , dapat di tarik kesimpulan semakin besar NTU, maka efektifitas penukar panas akan mendekati harga batas sesuai dengan kaidah termodinamika.

Jumlah satuan panas merupakan tolak ukur perpindahan panas penukar panas tersebut. Untuk aliran silang dengan  $C_{\max}$  tidak campur dan  $C_{\min}$  campur, maka NTU dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut :

[9]

$$\text{NTU} = - \left( \frac{1}{C} \right) \ln[C \cdot \ln(1 - \varepsilon) + 1] \quad (7)$$

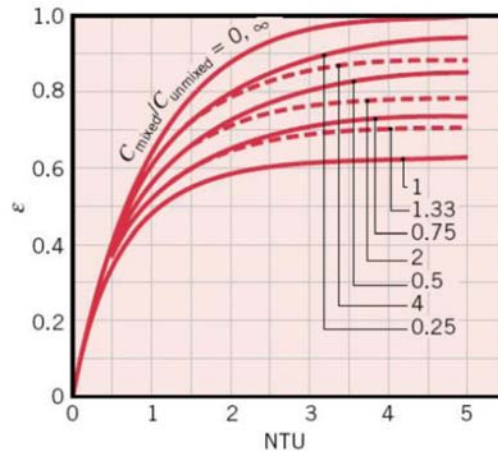
Nilai perbandingan :

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (8)$$

$$A = \text{NTU} \times \frac{C_{\min}}{U} \quad (9)$$

Perhitungan penukar kalor dengan menggunakan metode pendekatan NTU &  $\varepsilon$  dilakukan melalui beberapa tahapan berikut :

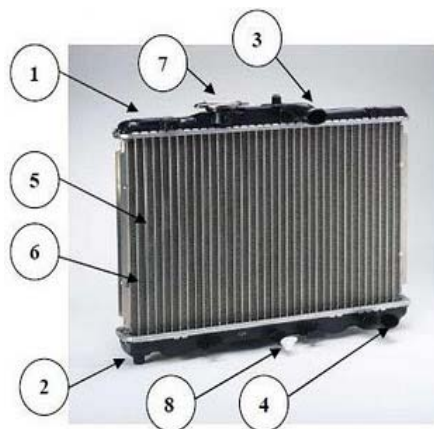
1. Menghitung kapasitas panas fluida panas dan fluida dingin
2. Menentukan kapasitas panas minimum yang lebih kecil dan kapasitas panas maksimum yang lebih besar di antara fluida panas dan fluida dingin.
3. Menghitung perbandingan  $C_{\min}$  dan  $C_{\max}$
4. Menghitung jumlah satuan perpindahan NTU
5. Menentukan efektifitas penukar kalor
6. Menghitung temperatur fluida panas dan fluida dingin
7. Menghitung luas permukaan penukar kalor
8. Menghitung luas permukaan



**Gambar 5.3 Keefektifan penukar panas untuk aliran silang dengan salah satu fluida bercampur dan fluida lainnya tidak bercampur**

### 5.3 Radiator

Radiator berfungsi untuk mendinginkan air yang menjadi panas setelah beredar dalam mantel air pendingin pada *motor*. Umumnya radiator dipasang dibagian depan kendaraan. Radiator terdiri 2 buah tabung air yang terletak dibagian atas dan bagian bawah. Kedua tabung ini dihubungkan oleh kisi-kisi radiator. Kisi-kisi ini terdiri dari berbagai saluran air yang biasanya berbentuk pipa yang pipih. Air dari tabung atas mengalir melalui saluran ini menuju tabung bawah. Untuk memperbanyak jumlah panas yang dapat dibuang, maka pada kisi-kisi ini di pasang pendingin. Konstruksi radiator ditunjukkan oleh gambar di bawah ini :



1. Tabung air atas
2. Tabung air bawah
3. Sambungan selang atas
4. Sambungan selang bawah
5. Kisi-kisi
6. Sirip-sirip
7. Tutup radiator
8. Kran pembuang air

**Gambar 5.4 Konstruksi radiator**

Bentuk-bentuk sirip radiator terdiri dari 2 macam :

a. Tipe sirip rata

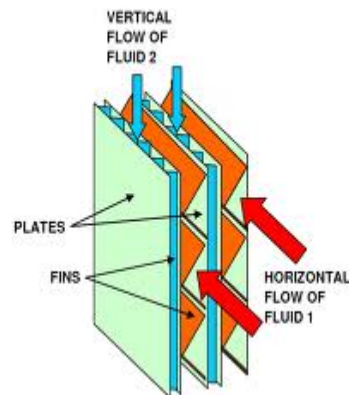
Terdiri dari tabung tembaga yang berbentuk oval dan mempunyai sirip yang berbentuk rata.



**Gambar 5.5 Jenis sirip rata**

b. Tipe berombak

Tipe ini mempunyai sirip yang bergelombang sehingga luas permukaannya lebih besar. Konstruksi radiator tipe ini adalah jenis yang paling banyak dipakai karena dapat menghasilkan efek pendinginan yang lebih baik.



**Gambar 5.6 Jenis sirip bergelombang**

#### 5.4 Perancangan Radiator

Sebelum melakukan perancangan ulang radiator ini, ada beberapa parameter yang harus ditentukan terlebih dahulu antara lain, :

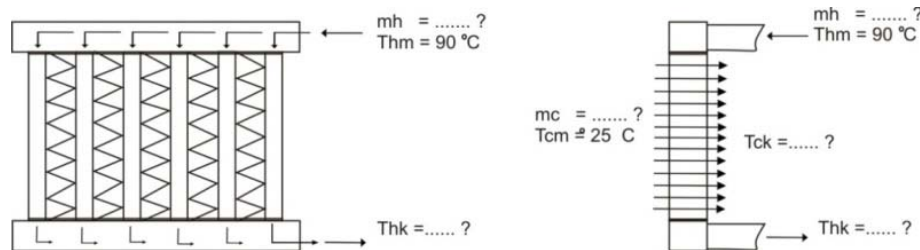
**Spesifikasi teknis *motor BLDC* yang digunakan**

Data spesifikasi *motor BLDC* yang digunakan untuk perancangan radiator adalah sebagai berikut.

1. Tipe motor : BLDC permanent magnet
2. Daya rate : 20 kW @ 3000 rpm
3. Daya maksimum : 50 kW @ 6000 rpm
4. Torsi maksimum : 8,2 kgm @ 4400 rpm
5. Voltage : 72 V

### Kondisi kerja radiator

Perancangan radiator diambil pada kondisi *BLDC* mencapai daya maksimum yaitu sebesar  $P_{\max} = 50 \text{ kW @ 6000 rpm}$ .



**Gambar 5.7 Skema kondisi kerja pada radiator**

Dari gambar 5.7 di atas dapat dilihat kondisi temperatur air dan udara serta laju aliran massa yang masuk dan keluar pada radiator. Dalam perancangan ulang radiator ini diketahui temperatur yang masuk saja yaitu untuk temperatur udara masuk ( $T_{cm}$ ) sebesar  $25^\circ\text{C}$  dan temperatur air masuk ( $T_{hm}$ )  $90^\circ\text{C}$ . sedangkan untuk temperatur yang keluar serta laju aliran massa dapat ditentukan pada bab berikut.

Dari berbagai hasil kajian, panas gas api hasil pembakaran bahan bakar 25% - 40% diubah menjadi daya poros, 40% - 50% panas gas buang dan 20% - 25% panas pendingin radiator.

1. Energi panas gas api hasil pembakaran dihitung dari persamaan efisiensi *engine* berikut :

$$\eta = \frac{P}{Q_{bb}}$$



$$30\% = \frac{50}{Q_{bb}}$$

Dengan asumsi efisiensi *engine* 30% maka panas hasil pembakaran,

$$\begin{aligned} Q_{bb} &= \frac{50}{30\%} \\ &= 166.6 \text{ kW} \end{aligned}$$

2. Dengan asumsi panas yang dibuang lewat air pendingin radiator 20% maka perpindahan panas pada radiator dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} Q_r &= 20\% \times Q_{bb} \\ &= 20\% \times 166.6 \\ &= 33.72 \text{ kW} \end{aligned}$$

Perpindahan panas yang mungkin terjadi ( $Q_{max}$ ) pada panas yang dilepaskan oleh radiator sebesar  $Q_r = 33.72 \text{ kW}$

### **Analisa termal**

Dalam hal ini parameter atau kondisi perancangan sudah ditentukan, maka dilakukan beberapa analisa termal terlebih dahulu dalam suatu perancangan radiator, dengan maksud untuk mengetahui perpindahan panas maksimum yang mungkin terjadi ( $Q_{max}$ ) dan luas permukaan perpindahan panasnya. Dalam penyelesaian masalah-masalah ini menggunakan metode LMTD. Adapun metode yang lebih praktis untuk penyelesaian masalah ini adalah dengan menggunakan metode Efektifitas ( $\epsilon$ ) dan NTU

Pada kondisi perancangan sudah ditentukan dan panas yang dilepaskan oleh radiator. Pada proses pendinginan atau disebut juga  $Q_{max}$  sudah ditentukan yaitu sebesar 33.72 kW. Harga Efektivitas yang dipilih sebesar 0.25 pemilihan Efektivitas tersebut didasarkan pada ukuran radiator yang akan dirancang. Jadi, apabila Efektivitas semakin tinggi maka ukuran radiator pun juga semakin besar.

Perpindahan panas aktual pada radiator dihitung dari persamaan Efektivitas radiator, yang dipilih dan perpindahan panas yang mungkin terjadi. dimana :

$$\epsilon = \frac{Q_{akt}}{Q_{max}}$$

Dengan asumsi Efektivitas 0.25 maka perpindahan panas aktual,

$$Q_{akt} = (0.25)(33.72)$$

$$Q_{akt} = 8.33 \text{ kW}$$

Dari data di atas maka dapat dihitung :

$$\begin{aligned} Q_{max} &= C_{min} \times \Delta T_{max} \\ &= C_{min} \times (T_{hm} - T_{cm}) \end{aligned}$$

$$C_{min} = \frac{Q_{max}}{(T_{hm} - T_{cm})}$$

Keterangan :

$$T_{hm} = 90 \text{ }^\circ\text{C} = 363 \text{ K}$$

$$T_{cm} = 25 \text{ }^\circ\text{C} = 298 \text{ K}$$

$$Q_{max} = 33.72 \text{ kW}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} C_{min} &= \frac{33.72 \text{ kW}}{(90 \text{ }^\circ\text{C} - 25 \text{ }^\circ\text{C})} \\ &= 0.50 \text{ kW/}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Dalam kondisi perancangan hanya menyebutkan beberapa parameter. Maka, pada proses perancangan ini  $C_{min}$  dianggap adiabatic dan neraca energi mensyaratkan bahwa energi yang diterima oleh fluida yang satu harus sama dengan energi yang di lepaskan fluida yang satu lagi. Dari perhitungan di atas didapatkan  $C_{min}$  dimana  $C_{min}$  adalah laju kapasitas selisih lebih kecil fluida.

**Perhitungan dengan menganggap  $C_{min} = C_c$**

$$\begin{aligned} Q_{akt} &= C_c \times \Delta T \\ &= C_c \times (T_{ck} - T_{cm}) \end{aligned}$$

$$T_{ck} = T_{cm} + \frac{Q_{akt}}{C_c}$$

$$= 25 \text{ }^{\circ}\text{C} + \frac{8.33 \text{ kW}}{0.50 \text{ kW}/^{\circ}\text{C}}$$

$$= 41.32 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$= 314.32 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

Laju aliran massa udara dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\dot{m}_c = \frac{C_{\min}}{C_{pc}}$$

$C_{pc}$  dicari dari tabel udara pada temperatur film udara.

$$T_f = \frac{T_{cm} + T_{ck}}{2}$$

$$\frac{298 + 314.32}{2}$$

$$= 306.16 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

Pada tabel udara diperoleh :

$$C_{pc} = 1.0061 \text{ kJ/kg. }^{\circ}\text{C}$$

Dengan memasukkan harga  $C_{pc}$  ,  $\dot{m}_c$  dapat dihitung :

$$\dot{m}_c = \frac{C_{\min}}{C_{pc}}$$

$$\dot{m}_c = \frac{0.50 \text{ kW}/^{\circ}\text{C}}{1.0061 \text{ kJ/kg.}^{\circ}\text{C}}$$

$$\dot{m}_c = 0.49 \text{ kg/s}$$

$C_{\min}/C_{\max}$  adalah perbandingan laju kapasitas panas maka dari perancangan radiator ini untuk pemilihan  $C_{\min}/C_{\max}$  didasarkan pada hasil grafik-grafik yang telah dibuat oleh (Kays dan London), yaitu  $C_{\min}/C_{\max} = 0.25, 0.50, 0.75, \text{ dan } 1$ . Di bawah ini merupakan tabel perbandingan harga  $C_c/C_h$  pada putaran tertentu.

**Tabel 5.1 perbandingan harga  $C_c$  dan  $C_h$  pada  $C_{min}/C_{max} = 0.25$**

| Putaran<br>(rpm) | Daya<br>(kW) | $\epsilon$ | $C_c$<br>kW/°C | $C_h$<br>kW/°C | $Q_{max}$<br>(kW) | $Q_{akt}$<br>(kW) |
|------------------|--------------|------------|----------------|----------------|-------------------|-------------------|
| 1400             | 10           | 0,25       | 0.08           | 0.31           | 4.96              | 1.24              |
| 2100             | 13           | 0,25       | 0.35           | 1.41           | 22.86             | 5.71              |
| 2800             | 18           | 0,25       | 0.35           | 1.41           | 22.86             | 5.71              |
| 3500             | 20           | 0,25       | 0.48           | 1.93           | 31.31             | 7.82              |
| 4200             | 30           | 0,25       | 0.44           | 1.77           | 28.83             | 7.20              |
| 4900             | 40           | 0,25       | 0.44           | 1.74           | 28.33             | 7.08              |
| 5600             | 45           | 0,25       | 0.44           | 1.74           | 28.33             | 7.08              |
| 6000             | 50           | 0,25       | 0,70           | 2,8            | 45.72             | 8.33              |

**Tabel 5.2 perbandingan harga  $C_c$  dan  $C_h$  pada  $C_{min}/C_{max} = 0.5$**

| Putaran<br>(rpm) | Daya<br>(kW) | $\epsilon$ | $C_c$<br>kW/°C | $C_h$<br>kW/°C | $Q_{max}$<br>(kW) | $Q_{akt}$<br>(kW) |
|------------------|--------------|------------|----------------|----------------|-------------------|-------------------|
| 1400             | 10           | 0,25       | 0.08           | 0.15           | 4.96              | 1.24              |
| 2100             | 13           | 0,25       | 0.35           | 0.70           | 22.86             | 5.71              |
| 2800             | 18           | 0,25       | 0.35           | 0.70           | 22.86             | 5.71              |
| 3500             | 20           | 0,25       | 0.48           | 0.96           | 31.31             | 7.82              |
| 4200             | 30           | 0,25       | 0.44           | 0.89           | 28.83             | 7.20              |
| 4900             | 40           | 0,25       | 0.44           | 0.87           | 28.33             | 7.08              |
| 5600             | 45           | 0,25       | 0.44           | 0.87           | 28.33             | 7.08              |
| 6000             | 50           | 0,25       | 0,70           | 1.41           | 45.72             | 11.43             |

**Tabel 5.3 perbandingan harga  $C_c$  dan  $C_h$  pada  $C_{min}/C_{max} = 0.75$**

| <b>Putaran<br/>(rpm)</b> | <b>Daya<br/>(kW)</b> | $\epsilon$ | $C_c$<br>kW/°C | $C_h$<br>kW/°C | $Q_{max}$<br>(kW) | $Q_{akt}$<br>(kW) |
|--------------------------|----------------------|------------|----------------|----------------|-------------------|-------------------|
| 1400                     | 10                   | 0,25       | 0.08           | 0.10           | 4.96              | 1.24              |
| 2100                     | 13                   | 0,25       | 0.35           | 0.47           | 22.86             | 5.71              |
| 2800                     | 18                   | 0,25       | 0.35           | 0.47           | 22.86             | 5.71              |
| 3500                     | 20                   | 0,25       | 0.48           | 0.64           | 31.31             | 7.82              |
| 4200                     | 30                   | 0,25       | 0.44           | 0.59           | 28.83             | 7.20              |
| 4900                     | 40                   | 0,25       | 0.44           | 0.58           | 28.33             | 7.08              |
| 5600                     | 45                   | 0,25       | 0.44           | 0.58           | 28.33             | 7.08              |
| 6000                     | 50                   | 0,25       | 0,70           | 0.94           | 45.72             | 8.33              |

**Tabel 5.4 perbandingan harga  $C_c$  dan  $C_h$  pada  $C_{min}/C_{max} = 1$**

| <b>Putaran<br/>(rpm)</b> | <b>Daya<br/>(kW)</b> | $\epsilon$ | $C_c$<br>kW/°C | $C_h$<br>kW/°C | $Q_{max}$<br>(kW) | $Q_{akt}$<br>(kW) |
|--------------------------|----------------------|------------|----------------|----------------|-------------------|-------------------|
| 1400                     | 10                   | 0,25       | 0.08           | 0.08           | 4.96              | 1.24              |
| 2100                     | 13                   | 0,25       | 0.35           | 0.35           | 22.86             | 5.71              |
| 2800                     | 18                   | 0,25       | 0.35           | 0.35           | 22.86             | 5.71              |
| 3500                     | 20                   | 0,25       | 0.48           | 0.48           | 31.31             | 7.82              |
| 4200                     | 30                   | 0,25       | 0.44           | 0.44           | 28.83             | 7.20              |
| 4900                     | 40                   | 0,25       | 0.44           | 0.44           | 28.33             | 7.08              |
| 5600                     | 45                   | 0,25       | 0.44           | 0.44           | 28.33             | 7.08              |
| 6000                     | 50                   | 0,25       | 0,70           | 0.70           | 45.72             | 8.33              |

Pada tabel di atas diketahui harga  $C_c$  dan  $C_h$  dari tiap rpm dan perbandingan rasio laju kapasitasnya ( $C_{\min}/C_{\max}$ ). Maka temperatur udara dan air yang keluar-masuk dapat diketahui.

**Mencari  $T_{hk}$  pada 6000 rpm dengan  $C_{\min}/C_{\max} = 0.25$**

Di bawah ini merupakan perhitungan dalam menentukan  $T_{hk}$  pada putaran 6000 rpm.

$$\begin{aligned} Q_{akt} &= C_h \times \Delta T \\ &= C_h \times (T_{hm} - T_{hk}) \end{aligned}$$

$$T_{hk} = T_{hm} - \frac{Q_{akt}}{C_h}$$

Di mana :

$$Q_{akt} = 8.33 \text{ kW}$$

$$T_{hm} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$C_h = 2.8 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} T_{hk} &= 90 \text{ }^\circ\text{C} - \frac{8.33 \text{ kW}}{2.8 \text{ kW/}^\circ\text{C}} \\ &= 85.9 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

**Mencari  $T_{ck}$  pada 6000 rpm dengan  $C_{\min}/C_{\max} = 0.25$**

Di bawah ini merupakan perhitungan dalam menentukan data  $T_{ck}$  pada putaran 6000 rpm.

$$\begin{aligned} Q_{akt} &= C_c \times \Delta T \\ &= C_{\min} \times (T_{ck} - T_{cm}) \end{aligned}$$

$$T_{ck} = T_{cm} + \frac{Q_{akt}}{C_c}$$

Dimana :

$$Q_{akt} = 8.33 \text{ kW}$$

$$T_{cm} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$C_c = 0.5 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$T_{ck} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C} + \frac{8.33 \text{ kW}}{0.5 \text{ kW}/^{\circ}\text{C}}$$

$$= 41.32 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Untuk menentukan  $T_{hk}$  serta  $T_{ck}$  pada putaran engine yang berbeda dan perbandingan  $C_{min}/C_{max}$  lainnya, digunakan cara yang sama pada perhitungan di atas. Sedangkan untuk  $T_{hm}$  dan  $T_{cm}$  pada daya maksimum (putaran 6000 rpm) sudah ditentukan pada kondisi perancangan yaitu  $T_{hm} = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$  dan  $T_{cm} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Untuk lebih jelasnya perbandingan nilai  $T_{hm}$ ,  $T_{hk}$ , dan  $T_{cm}$ ,  $T_{ck}$  pada putaran mesin yang berbeda dengan  $C_{min}/C_{max}$  yang di pilih 0.25 dapat dilihat pada tabel di bawah ini.

**Tabel 5.5 Perbandingan harga  $T_{hm}$ ,  $T_{hk}$ , dan  $T_{cm}$ ,  $T_{ck}$  pada putaran engine berbeda dengan  $C_{min}/C_{max} = 0.25$**

| Putaran (rpm) | Temperatur air masuk ( $T_{hm}$ ) | Temperatur air keluar ( $T_{hk}$ ) | Temperatur udara masuk ( $T_{cm}$ ) | Temperatur udara keluar ( $T_{ck}$ ) |
|---------------|-----------------------------------|------------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------------|
| 1400          | 88.23                             | 83.34                              | 25                                  | 41.25                                |
| 2100          | 81.85                             | 76.96                              | 25                                  | 41.24                                |
| 2800          | 81.85                             | 76.96                              | 25                                  | 41.24                                |
| 3500          | 78.83                             | 73.94                              | 25                                  | 41.23                                |
| 4200          | 79.72                             | 74.83                              | 25                                  | 41.23                                |
| 4900          | 79.89                             | 75                                 | 25                                  | 41.24                                |
| 5600          | 79.89                             | 75                                 | 25                                  | 41.24                                |
| 6000          | 90                                | 85.94                              | 25                                  | 41.30                                |

**Menghitung harga luas permukaan perpindahan panas menggunakan metode NTU dengan menganggap  $C_{min} = C_c$**

Dari data yang didapatkan di mulai dari kondisi perancangan pada energi maksimum yang diserap radiator sampai dengan berbagai perhitungan-perhitungan untuk menentukan harga luas permukaan perpindahan panasnya. Dimana harga tersebut dapat dihitung jika besar NTU,  $C_{min}$  dan U diketahui.

Untuk harga NTU dan perbandingan  $C_{\min}/C_{\max}$  dapat dilihat dari grafik efektivitas untuk aliran lintang dengan kedua fluida tidak bercampur. Dengan harga efektivitas yang di pilih  $\epsilon = 0.25$ , maka diperoleh :

**Tabel 5.6 Harga NTU dan  $C_{\min}/C_{\max}$  pada  $\epsilon = 0.25$**

| $\epsilon$  | $C_{\min}/C_{\max}$ | NTU         |
|-------------|---------------------|-------------|
| <b>0.25</b> | <b>0.25</b>         | <b>0.28</b> |
| 0.25        | 0.5                 | 0.33        |
| 0.25        | 0.75                | 0.38        |
| 0.25        | 1                   | 0.4         |

Dari tabel di atas diperoleh harga NTU dari pembacaan grafik efektivitas untuk aliran lintang dengan kedua fluidanya tidak bercampur. Sedangkan untuk nilai U (koefisien perpindahan panas menyeluruh) didapat dari tabel di bawah ini.

**Tabel 5.7 Nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh (U)**

| Situasi fisis   | U                         |                      |
|---|---------------------------|----------------------|
|   | Btu/h.ft <sup>2</sup> .°F | W/m <sup>2</sup> .°C |
| Dinding luar bata, bagian dalam plaster, tanpa isolasi                          | 0,45                      | 2,55                 |
| Dinding luar kayu bagian dalam plaster :  |                           |                      |
| Tanpa isolasi   | 0,25                      | 1,42                 |
| Dengan isolasi wol batuan   | 0,07                      | 0,4                  |
| Jendela kaca lempeng  | 1,10                      | 6,2                  |
| Jendela kaca lempeng rangkap dua  | 0,40                      | 2,3                  |
| Kondensor uap   | 200 – 1000                | 1100 – 5600          |
| Pemanas air umpan   | 200 – 1500                | 1100 – 8500          |
| Kondensor freon 12 dengan mesin pendingin air                                   | 50 – 150                  | 280 – 850            |
| Penukar kalor air ke air  | 150 – 300                 | 850 – 1700           |
| <b>Penukar kalor tabung bersirip, air didalam tabung, udara melintas tabung</b> | <b>5,2 – 10,5</b>         | <b>30 – 60</b>       |
| Penukar kalor air ke minyak   | 20 – 60                   | 110 – 350            |



Dari data tabel di atas nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh yang digunakan yaitu  $U = 30 - 60 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$  dan yang dipilih adalah  $60 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$

Metode NTU ini digunakan apabila harga-harga NTU,  $C_{\min}$  dan  $U$  sudah didapatkan dengan harga NTU yang diketahui dari efektivitas dipilih sebesar 0.25 dengan perbandingan  $C_{\min}/C_{\max} = 0.25$

Dimana :

$$\text{NTU} = 0.28$$

$$C_{\min} = 0.50 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$U = 60 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C} = 0.06 \text{ kW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\text{NTU} = \frac{U \times A}{C_{\min}}$$

$$\text{Maka, } A = \frac{\text{NTU} \times C_{\min}}{U}$$

$$A = \frac{0.28 \times 0.50 \text{ kW/}^\circ\text{C}}{0.06 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{C}}$$

Jadi, luas permukaan perpindahan panasnya adalah  $A = 3.26 \text{ m}^2$

**Mencari debit aliran fluida dan luas penampang aliran fluida pada 6000 rpm dengan  $C_{\min}/C_{\max} = 0.25$**

Debit aliran dan luas permukaan aliran dapat dicari dengan persamaan di bawah ini :

$$\text{Debit (Q)} = \rho \times v \times A$$

Keterangan :

$$Q = \text{Debit aliran fluida (m}^3/\text{s)}$$

$$\rho = \text{Massa jenis (kg/m}^3\text{)}$$

$$v = \text{Kecepatan aliran fluida (m/s)}$$

$$A = \text{Luas penampang aliran (m}^2\text{)}$$

## 1. Udara

$\rho_c$  dicari dari tabel udara pada temperatur film udara

$$T_f = \frac{T_{cm} + T_{ck}}{2} = \frac{298 + 314.32}{2} = 306.16 \text{ K}$$

Pada tabel udara diperoleh :

$$\rho_c = 1.155 \text{ kg/m}^3$$

Keterangan :

$$\dot{m}_c = 0.69 \text{ kg/s}$$

$$v_c = 40 \text{ km/s} = 11.11 \text{ m/s}$$

$$\rho_c = 1.155 \text{ kg/m}^3$$

Sehingga :

$$Q_c = \frac{\dot{m}}{\rho_c}$$

$$A_c = \frac{Q}{v_c}$$

$$Q_c = \frac{0.69}{1.155}$$

$$A_c = \frac{0.59}{11.11}$$

$$Q_c = 0.59 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A_c = 0.05 \text{ m}^2$$

## 2. Air

$$T_f = \frac{T_{hm} + T_{hk}}{2} = \frac{363 + 358.9}{2} = 360.95 \text{ K}$$

Pada tabel air diperoleh :

$$\rho_h = 966.68 \text{ kg/m}^3$$

Keterangan :

$$\dot{m}_h = 0.66 \text{ kg/s}$$

$$v_h = 1 \text{ m/s}$$

$$\rho_h = 966.68 \text{ kg/m}^3$$

Sehingga :

$$Q_h = \frac{\dot{m}}{\rho_h}$$

$$A_h = \frac{Q}{V_h}$$

$$Q_h = \frac{0.66}{966.68}$$

$$A_h = \frac{0.00068}{1}$$

$$Q_h = 0.00068 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A_h = 0.00068 \text{ m}^2$$

**Perhitungan dengan menganggap  $C_{\min} = C_h$**

$$\begin{aligned} T_{hk} &= T_{hm} - \frac{Q_{\text{aktual}}}{C_h} \\ &= 90 \text{ }^\circ\text{C} - \frac{11.43 \text{ kW}}{0.70 \text{ kW}/^\circ\text{C}} \\ &= 73.67 \text{ }^\circ\text{C} \\ &= 346.67 \text{ K} \end{aligned}$$

Laju aliran massa air dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\dot{m}_h = C_{\min}/C_{ph}$$

$C_{ph}$  dicari dari tabel air pada temperatur film air.

$$\begin{aligned} T_f &= \frac{T_{hm} + T_{hk}}{2} \\ &= \frac{363 + 346.67}{2} \\ &= 354.83 \text{ K} \end{aligned}$$

Pada tabel air diperoleh :

$$C_{ph} = 4.194 \text{ kJ/kg. }^\circ\text{C}$$

Dengan memasukkan harga  $C_{ph}$ ,  $\dot{m}_h$  dapat dihitung sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \dot{m}_h &= \frac{C_{\min}}{C_{ph}} \\ \dot{m}_h &= \frac{0.70 \text{ kW}/^\circ\text{C}}{4.194 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}} \end{aligned}$$

$$\dot{m}_h = 0.16 \text{ kg/s}$$

$C_{\min}/C_{\max}$  adalah perbandingan laju kapasitas panas, maka dari perancangan radiator ini untuk pemilihan  $C_{\min}/C_{\max}$  didasarkan pada hasil grafik yang telah di buat oleh (Kays dan London), yaitu  $C_{\min}/C_{\max} = 0.25, 0.50, 0.75,$  dan 1. Di bawah ini merupakan tabel perbandingan harga  $C_h/C_c$  pada putaran tertentu.

**Tabel 5.8 perbandingan harga  $C_h$  dan  $C_c$  pada  $C_{\min}/C_{\max} = 0.25$**

| Putaran (rpm) | Daya (kW) | $\epsilon$ | $C_h$ (kW/°C) | $C_c$ (kW/°C) | $Q_{\max}$ (kW) | $Q_{\text{akt}}$ (kW) |
|---------------|-----------|------------|---------------|---------------|-----------------|-----------------------|
| 1400          | 10        | 0,25       | 0.08          | 0.31          | 4.96            | 1.24                  |
| 2100          | 13        | 0,25       | 0.35          | 1.41          | 22.86           | 5.71                  |
| 2800          | 18        | 0,25       | 0.35          | 1.41          | 22.86           | 5.71                  |
| 3500          | 20        | 0,25       | 0.48          | 1.93          | 31.31           | 7.82                  |
| 4200          | 30        | 0,25       | 0.44          | 1.77          | 28.83           | 7.20                  |
| 4900          | 40        | 0,25       | 0.44          | 1.74          | 28.33           | 7.08                  |
| 5600          | 45        | 0,25       | 0.44          | 1.74          | 28.33           | 7.08                  |
| 6000          | 50        | 0,25       | 0,70          | 2,8           | 45.72           | 8.33                  |

**Tabel 5.9 perbandingan harga  $C_h$  dan  $C_c$  pada  $C_{\min}/C_{\max} = 0.5$**

| Putaran (rpm) | Daya (kW) | $\epsilon$ | $C_h$ (kW/°C) | $C_c$ (kW/°C) | $Q_{\max}$ (kW) | $Q_{\text{akt}}$ (kW) |
|---------------|-----------|------------|---------------|---------------|-----------------|-----------------------|
| 1400          | 10        | 0,25       | 0.08          | 0.15          | 4.96            | 1.24                  |
| 2100          | 13        | 0,25       | 0.35          | 0.70          | 22.86           | 5.71                  |
| 2800          | 18        | 0,25       | 0.35          | 0.70          | 22.86           | 5.71                  |
| 3500          | 20        | 0,25       | 0.48          | 0.96          | 31.31           | 7.82                  |
| 4200          | 30        | 0,25       | 0.44          | 0.89          | 28.83           | 7.20                  |
| 4900          | 40        | 0,25       | 0.44          | 0.87          | 28.33           | 7.08                  |
| 5600          | 45        | 0,25       | 0.44          | 0.87          | 28.33           | 7.08                  |
| 6000          | 50        | 0,25       | 0,70          | 1.41          | 45.72           | 8.33                  |

**Tabel 5.10 perbandingan harga  $C_h$  dan  $C_c$  pada  $C_{min}/C_{max} = 0.75$**

| Putaran (rpm) | Daya (kW) | $\epsilon$ | $C_h$ (kW/°C) | $C_c$ (kW/°C) | $Q_{max}$ (kW) | $Q_{akt}$ (kW) |
|---------------|-----------|------------|---------------|---------------|----------------|----------------|
| 1400          | 10        | 0,25       | 0.08          | 0.10          | 4.96           | 1.24           |
| 2100          | 13        | 0,25       | 0.35          | 0.47          | 22.86          | 5.71           |
| 2800          | 18        | 0,25       | 0.35          | 0.47          | 22.86          | 5.71           |
| 3500          | 20        | 0,25       | 0.48          | 0.64          | 31.31          | 7.82           |
| 4200          | 30        | 0,25       | 0.44          | 0.59          | 28.83          | 7.20           |
| 4900          | 40        | 0,25       | 0.44          | 0.58          | 28.33          | 7.08           |
| 5600          | 45        | 0,25       | 0.44          | 0.58          | 28.33          | 7.08           |
| 6000          | 50        | 0,25       | 0,70          | 0.94          | 45.72          | 8.33           |

**Tabel 5.11 perbandingan harga  $C_h$  dan  $C_c$  pada  $C_{min}/C_{max} = 1$**

| Putaran (rpm) | Daya (kW) | $\epsilon$ | $C_h$ (kW/°C) | $C_c$ (kW/°C) | $Q_{max}$ (kW) | $Q_{akt}$ (kW) |
|---------------|-----------|------------|---------------|---------------|----------------|----------------|
| 1400          | 10        | 0,25       | 0.08          | 0.08          | 4.96           | 1.24           |
| 2100          | 13        | 0,25       | 0.35          | 0.35          | 22.86          | 5.71           |
| 2800          | 18        | 0,25       | 0.35          | 0.35          | 22.86          | 5.71           |
| 3500          | 20        | 0,25       | 0.48          | 0.48          | 31.31          | 7.82           |
| 4200          | 30        | 0,25       | 0.44          | 0.44          | 28.83          | 7.20           |
| 4900          | 40        | 0,25       | 0.44          | 0.44          | 28.33          | 7.08           |
| 5600          | 45        | 0,25       | 0.44          | 0.44          | 28.33          | 7.08           |
| 6000          | 50        | 0,25       | 0,70          | 0.70          | 45.72          | 8.43           |

Pada tabel di atas diketahui harga  $C_h$  dan  $C_c$  dari tiap rpm dan perbandingan rasio laju kapasitasnya ( $C_{min}/C_{max}$ ). Maka temperatur udara dan air yang keluar-masuk dapat diketahui.

**Mencari  $T_{hk}$  pada 6000 rpm dengan  $C_{min}/C_{max} = 0.25$**

Di bawah ini merupakan perhitungan dalam menentukan  $T_{hk}$  pada putaran 6000 rpm.

$$\begin{aligned}Q_{akt} &= C_h \times \Delta T \\ &= C_h \times (T_{hm} - T_{hk}) \\ T_{hk} &= T_{hm} - \frac{Q_{akt}}{C_h}\end{aligned}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}Q_{akt} &= 8.33 \text{ kW} \\ T_{hm} &= 90 \text{ }^\circ\text{C} \\ C_h &= 0.5 \text{ kW/}^\circ\text{C} \\ T_{hk} &= 90 \text{ }^\circ\text{C} - \frac{8.33 \text{ kW}}{0.5 \text{ kW/}^\circ\text{C}} \\ &= 73.67 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

**Mencari  $T_{ck}$  pada 6000 rpm dengan  $C_{min}/C_{max} = 0.25$**

Di bawah ini merupakan perhitungan dalam menentukan data  $T_{ck}$  pada putaran 6000 rpm.

$$\begin{aligned}Q_{akt} &= C_c \times \Delta T \\ &= C_{min} \times (T_{ck} - T_{cm}) \\ T_{ck} &= T_{cm} + \frac{Q_{akt}}{C_c}\end{aligned}$$

Dimana :/

$$\begin{aligned}Q_{akt} &= 8.33 \text{ kW} \\ T_{cm} &= 25 \text{ }^\circ\text{C} \\ C_c &= 2.2 \text{ kW/}^\circ\text{C} \\ T_{ck} &= 25 \text{ }^\circ\text{C} + \frac{8.33 \text{ kW}}{2.2 \text{ kW/}^\circ\text{C}} \\ &= 29.08 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Untuk menentukan  $T_{hm}$ ,  $T_{hk}$  serta  $T_{ck}$  pada putaran engine yang berbeda dan perbandingan  $C_{min}/C_{max}$  lainnya, digunakan cara yang sama pada perhitungan di atas. Sedangkan untuk  $T_{hm}$  dan  $T_{cm}$  pada daya maksimum (putaran 6000 rpm) sudah ditentukan pada kondisi perancangan yaitu  $T_{hm} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$  dan  $T_{cm} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Untuk lebih jelasnya perbandingan nilai  $T_{hm}$ ,  $T_{hk}$ , dan  $T_{cm}$ ,  $T_{ck}$  pada putaran engine yang berbeda dengan  $C_{min}/C_{max}$  yang dipilih 0.25 dapat dilihat pada tabel di bawah ini.

**Tabel 5.12 Perbandingan harga  $T_{hm}$ ,  $T_{hk}$ , dan  $T_{cm}$ ,  $T_{ck}$  pada putaran engine berbeda dengan  $C_{min}/C_{max} = 0.25$**

| Putaran (rpm) | Temperatur air masuk ( $T_{hm}$ ) | Temperatur air keluar ( $T_{hk}$ ) | Temperatur udara masuk ( $T_{cm}$ ) | Temperatur udara keluar ( $T_{ck}$ ) |
|---------------|-----------------------------------|------------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------------|
| 1400          | 88.23                             | 71.90                              | 25                                  | 29                                   |
| 2100          | 81.85                             | 65.52                              | 25                                  | 29.04                                |
| 2800          | 81.85                             | 65.52                              | 25                                  | 29.04                                |
| 3500          | 78.83                             | 62.50                              | 25                                  | 29.05                                |
| 4200          | 79.72                             | 63.39                              | 25                                  | 29.06                                |
| 4900          | 79.89                             | 63.56                              | 25                                  | 29.07                                |
| 5600          | 79.89                             | 63.56                              | 25                                  | 29.07                                |
| 6000          | 90                                | 73.67                              | 25                                  | 29.08                                |

**Menghitung harga luas permukaan perpindahan panas menggunakan metode NTU dengan menganggap  $C_{min} = C_h$**

Dari data yang didapatkan di mulai dari kondisi perancangan pada energi maksimum yang diserap radiator sampai dengan berbagai perhitungan-perhitungan untuk menentukan harga luas permukaan perpindahan panasnya. Dimana harga tersebut dapat dihitung jika besar NTU,  $C_{min}$  dan  $U$  diketahui.

Untuk harga NTU dan perbandingan  $C_{min}/C_{max}$  dapat dilihat dari grafik efektivitas untuk aliran lintang dengan kedua fluida tidak bercampur. Dengan harga efektivitas yang dipilih  $\epsilon = 0.25$ , maka diperoleh :

**Tabel 5.13 Harga NTU dan  $C_{\min}/C_{\max}$  pada  $\epsilon = 0.25$**

| $\epsilon$  | $C_{\min}/C_{\max}$ | NTU         |
|-------------|---------------------|-------------|
| <b>0,25</b> | <b>0,25</b>         | <b>0.28</b> |
| 0,25        | 0,5                 | 0.33        |
| 0,25        | 0,75                | 0.38        |
| 0,25        | 1                   | 0.4         |

Dari tabel di atas diperoleh harga NTU dari pembacaan grafik efektivitas untuk aliran lintang dengan kedua fluidanya tidak bercampur. Sedangkan untuk nilai U (koefisien perpindahan panas menyeluruh) didapat dari tabel di bawah ini.

**Tabel 5.14 Nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh (U)**

| Situasi fisis   | U                         |                      |
|---|---------------------------|----------------------|
|   | Btu/h.ft <sup>2</sup> .°F | W/m <sup>2</sup> .°C |
| Dinding luar bata, bagian dalam plaster, tanpa isolasi                          | 0,45                      | 2,55                 |
| Dinding luar kayu bagian dalam plaster :  |                           |                      |
| Tanpa isolasi   | 0,25                      | 1,42                 |
| Dengan isolasi wol batuan   | 0,07                      | 0,4                  |
| Jendela kaca lempeng  | 1,10                      | 6,2                  |
| Jendela kaca lempeng rangkap dua  | 0,40                      | 2,3                  |
| Kondensor uap   | 200 – 1000                | 1100 – 5600          |
| Pemanas air umpan   | 200 – 1500                | 1100 – 8500          |
| Kondensor freon 12 dengan mesin pendingin air                                   | 50 – 150                  | 280 – 850            |
| Penukar kalor air ke air  | 150 – 300                 | 850 – 1700           |
| <b>Penukar kalor tabung bersirip, air didalam tabung, udara melintas tabung</b> | <b>5,2 – 10,5</b>         | <b>30 – 60</b>       |
| Penukar kalor air ke minyak   | 20 – 60                   | 110 – 350            |

Dari data tabel di atas nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh yang di gunakan yaitu  $U = 30 - 60 \text{ W/m}^2.\text{C}$  dan yang dipilih adalah  $60 \text{ W/m}^2.\text{C}$



Metode NTU ini digunakan apabila harga-harga NTU,  $C_{\min}$  dan U sudah didapatkan dengan harga NTU yang diketahui dari efektivitas dipilih sebesar 0.25 dengan perbandingan  $C_{\min}/C_{\max} = 0.25$

Dimana :

$$NTU = 0.28$$

$$C_{\min} = 0.50 \text{ kW/}^{\circ}\text{C}$$

$$U = 0.06 \text{ kW/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

$$NTU = \frac{U \times A}{C_{\min}}$$

$$\text{Maka, } A = \frac{NTU \times C_{\min}}{U}$$

$$A = \frac{0.28 \times 0.5 \text{ kW/}^{\circ}\text{C}}{0.06 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{C}}$$

Jadi, luas permukaan perpindahan panasnya adalah  $A = 3.26 \text{ m}^2$

**Mencari debit aliran fluida dan luas penampang aliran fluida pada 6000 rpm dengan  $C_{\min}/C_{\max} = 0.25$**

Debit aliran dan luas permukaan aliran dapat dicari dengan persamaan di bawah ini :

$$\text{Debit (Q)} = \rho \times v \times A$$

Keterangan :

$$Q = \text{Debit aliran fluida (m}^3/\text{s)}$$

$$\rho = \text{Massa jenis (kg/m}^3\text{)}$$

$$v = \text{Kecepatan aliran fluida (m/s)}$$

$$A = \text{Luas penampang aliran (m}^2\text{)}$$

## 1. Air

$$T_f = \frac{T_{hm} + T_{hk}}{2} = \frac{363 + 346.67}{2} = 354.83 \text{ K}$$

Pada tabel air diperoleh :

$$\rho_h = 970.5 \text{ kg/m}^3$$

Keterangan :

$$\dot{m}_h = 0.16 \text{ kg/s}$$

$$v_h = 1 \text{ m/s}$$

$$\rho_h = 970.5 \text{ kg/m}^3$$

Sehingga :

$$Q_h = \frac{\dot{m}}{\rho_h}$$

$$A_h = \frac{Q}{v_h}$$

$$Q_h = \frac{0.16}{970.5}$$

$$A_h = \frac{0.00016}{1}$$

$$Q_h = 0.00016 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A_h = 0.00016 \text{ m}^2$$

## 2. Udara

$\rho_c$  dicari dari tabel udara pada temperatur film udara

$$T_f = \frac{T_{cm} + T_{ck}}{2} = \frac{298 + 314.32}{2} = 306.16 \text{ K}$$

Pada tabel udara diperoleh :

$$\rho_c = 1.155 \text{ kg/m}^3$$

Keterangan :

$$\dot{m}_c = 2.8 \text{ kg/s}$$

$$v_c = 40 \text{ km/s} = 11.11 \text{ m/s}$$

$$\rho_c = 1.155 \text{ kg/m}^3$$

Sehingga :

$$Q_c = \frac{\dot{m}}{\rho_c}$$

$$A_c = \frac{Q}{v_c}$$

$$Q_c = \frac{2.8}{1.155}$$

$$A_c = \frac{2.42}{11.11}$$

$$Q_c = 2.42 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A_c = 0.21 \text{ m}^2$$

**Tabel 5.15 Perbandingan perhitungan laju kapasitas fluida panas dan dingin pada  $p_{\max} = 68.60$  @ 6000 rpm dengan  $C_{\min}/C_{\max} = 0.25$**

|                  | $C_c$ (kW/°C) | $C_h$ (kW/°C) | $T_{hm}$ (°C) | $T_{hk}$ (°C) | $T_{cm}$ (°C) | $T_{ck}$ (°C) | $m_c$ (kg/s) | $m_h$ (kg/s) | $Q_h$ (m <sup>3</sup> /s) | $Q_c$ (m <sup>3</sup> /s) | $A_c$ (m <sup>2</sup> ) | $A_h$ (m <sup>2</sup> ) |
|------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|--------------|--------------|---------------------------|---------------------------|-------------------------|-------------------------|
| $C_c = C_{\min}$ | 0,5           | 2,8           | 90            | 85,9          | 25            | 41,32         | 0,69         | 0,66         | 0,00068                   | 0,59                      | 0,05                    | 0,00068                 |
| $C_h = C_{\min}$ | 2,8           | 0,7           | 90            | 73,67         | 25            | 29,08         | 2,8          | 0,16         | 0,00016                   | 2,42                      | 0,21                    | 0,00016                 |

Berdasarkan tabel perbandingan di atas antara  $C_c = C_{\min}$  dan  $C_h = C_{\min}$ , maka perhitungan yang dipilih adalah  $C_{\min} = C_c$ .

### Perancangan bentuk dan ukuran

Berikut ini adalah acuan dimensi untuk iterasi.

| No | Nama bagian        | Ukuran (mm) |
|----|--------------------|-------------|
| 1. | Lebar radiator     | 475 mm      |
| 2. | Tinggi radiator    | 404 mm      |
| 3. | Tebal radiator     | 20 mm       |
| 4. | Jumlah tube        | 46          |
| 5. | Jumlah kolom sirip | 47          |
| 6. | Jumlah sirip/kolom | 235         |
| 7. | Lebar tube         | 15 mm       |
| 8. | Tebal tube         | 1.5 mm      |
| 9. | Tinggi tube        | 404 mm      |

### Perhitungan luas permukaan perpindahan panas untuk radiator acuan.

Luas permukaan tube

$$\begin{aligned} A_1 &= \sum \text{tube} \times (\text{Luas permukaan tube}) \\ &= 46 \times (33 \times 404) \\ &= 613272 \text{ mm}^2 \\ &= 0.61 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Luas permukaan sirip

$$\begin{aligned} A_2 &= \sum \text{sirip per kolom} \times \sum \text{kolom sirip} \times (\text{Luas permukaan satu sirip}) \\ &= 235 \times 47 \times 267 \\ &= 2949015 \text{ mm}^2 \\ &= 2.9 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Jadi luas permukaan perpindahan panas radiator  $A = 3.51 \text{ m}^2$

### Perhitungan ukuran dan bentuk radiator hasil perancangan

Perancangan ulang yang dihasilkan dari luas permukaan perpindahan panas sebesar  $A = 3.51 \text{ m}^2$ , maka dari hasil tersebut ditentukan bentuk dan ukuran radiator yang diinginkan dengan hasil ukuran sebagai berikut :

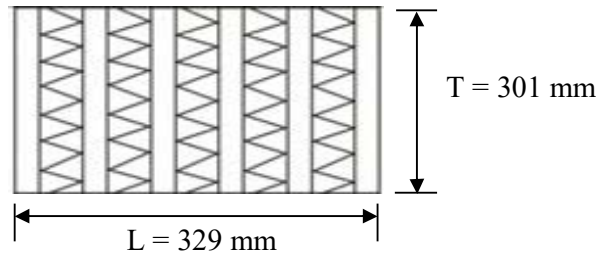
**Tabel 5.16 Perbandingan ukuran radiator acuan dan radiator hasil rancangan**

| No. | Jumlah tube | Jumlah kolom sirip | $A_c$<br>( $\text{m}^2$ ) | A<br>( $\text{m}^2$ ) |
|-----|-------------|--------------------|---------------------------|-----------------------|
| 1   | 46          | 47                 | 0.19                      | 3.51                  |
| 2   | 42          | 43                 | 0.17                      | 3.26                  |

Dari hasil di atas menunjukkan bahwa hasil rancangan ulang memiliki 42 tube dan 43 kolom sirip, maka bentuk dan ukuran frontal radiator dapat ditentukan.

Menurut acuan radiator bahwa ukuran frontal radiator adalah lebar = 475 mm dan tinggi = 404 mm dengan  $A = 3.51 \text{ m}^2$  serta jumlah tube 46 dan kolom sirip 47. Dari hasil rancangan menunjukkan bahwa  $A = 3.26 \text{ m}^2$ , maka A dapat ditentukan dari hasil

pengurangan tube 42 dan kolom sirip 43, yang menghasilkan lebar = 329 mm dan tinggi = 301 mm.



**Gambar 5.8 Skema luas frontal radiator hasil perancangan**

$$A = L \times T$$

$$= 329 \times 301$$

$$= 103319 \text{ mm}^2$$

$$= 0.10 \text{ m}^2$$

$$A_h = \sum \text{tube} \times (L_{\text{tube}} \times T_{\text{tube}})$$

$$= 42 \times (0.015 \times 0.0015)$$

$$= 9.45 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

#### Jarak antar tube

$$S_{\text{tube}} = \frac{L - (\sum \text{tube} \times T_{\text{tube}})}{(\sum \text{tube} - 1)}$$

$$S_{\text{tube}} = \frac{0.329 - (42 \times 0.0015)}{(42 - 1)}$$

$$S_{\text{tube}} = 8.12 \times 10^{-3} \text{ m}$$

#### Luas permukaan tube

$$A_{\text{tube}} = \sum \text{tube} \times (\text{Luas permukaan tube})$$

$$= 42 \times (33 \times 404)$$

$$= 560944$$

$$= 0.56 \text{ m}^2$$

### Luas seluruh sirip

$$\begin{aligned} A_{s \text{ sirip}} &= A - A_{\text{tube}} \\ &= 3.26 - 0.56 \\ &= 2.71 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

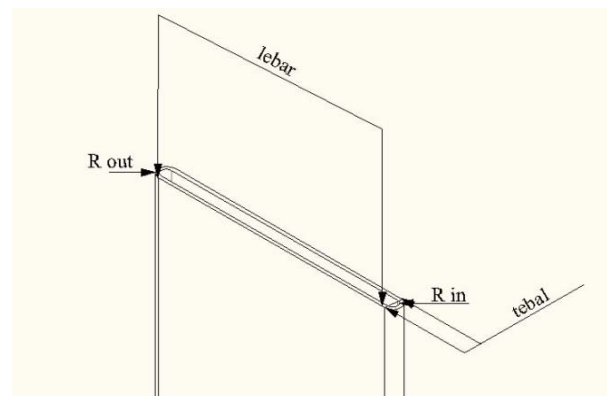
### Luas sirip perkolom

$$\begin{aligned} A_{\text{sirip}} &= \frac{A_{s \text{ sirip}}}{\Sigma \text{ tube}} \\ &= \frac{2.71}{42} \\ &= 0.06 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

### Panjang sirip perkolom

$$\begin{aligned} P_{\text{sirip}} &= \frac{A_{s \text{ sirip}}}{L_{\text{sirip}}} \\ &= \frac{0.06}{0.015} \\ &= 4 \text{ m} \end{aligned}$$

### Perhitungan perpindahan panas pada tube



Gambar 5.9 Tube

Di bawah ini merupakan data yang diambil saat kondisi *engine* pada daya maksimum :

$$T_{hm} = 90 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad ; \quad T_{hk} = 85.9 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{cm} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad ; \quad T_{ck} = 41.32 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$L_{tube} = 0.015 \text{ m} \quad ; \quad L_{tube} = 0.015 \text{ m}$$

$$H_{tube} = 0.40 \text{ m} \quad ; \quad T_{tube} = 0.25 \text{ mm}$$

$$H_h = 370 \text{ W/m}^2\text{-K} \quad ; \quad \Sigma_{tube} = 42$$

$$R_{tube,o} = 0.5 \text{ mm} \quad ; \quad R_{tube,i} = 0.25 \text{ mm}$$

### Perpindahan panas konveksi pada tube bagian dalam

$$\begin{aligned} A_{tube,i} &= \Sigma_{tube} \cdot H_{tube} (2(L_{tube} - 2 \cdot R_{tube,o}) + 2(R_{tube,i})) \\ &= 42 \cdot 0.40 (2(0.015 - (2 \cdot 5 \times 10^{-4})) + 2(2.5 \times 10^{-4})) \\ &= 0.53 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$T_h = \frac{T_{hm} + T_{hk}}{2} = \frac{90 + 85.9}{2} = 87.95 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_c = \frac{T_{cm} + T_{ck}}{2} = \frac{25 + 41.32}{2} = 33.16 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\begin{aligned} Q_{tube,i} &= h_h \cdot A_{tube,i} (T_h - T_c) \\ &= 370 \cdot 0.53 (87.95 - 33.16) \\ &= 10744.31 \text{ W} \\ &= 10.7 \text{ kW} \end{aligned}$$

### Tube depan

$$\begin{aligned} A_{fr,i} &= R_{tube,i} \cdot H_{tube} \\ &= 2.5 \times 10^{-4} \cdot 0.40 \\ &= 1 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{fr,i} &= h_h \cdot A_{fr,i} (T_h - T_{cm}) \\ &= 370 \cdot 1 \times 10^{-4} (87.95 - 25) \\ &= 2.3 \text{ W} \end{aligned}$$

**Tube belakang**

$$\begin{aligned}A_{fr,i} &= R_{tube,i} \cdot H_{tube} \\ &= 2.5 \times 10^{-4} \cdot 0.40 \\ &= 1 \times 10^{-4} \text{ m}^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}q_{bk,i} &= h_h \cdot A_{fr,i} (T_h - T_{ck}) \\ &= 370 \cdot 1 \times 10^{-4} (87.95 - 41.32) \\ &= 2.3 \text{ W}\end{aligned}$$

**Tube kanan**

$$\begin{aligned}A_{r,i} &= (L_{tube} \cdot R_{tube,o}) H_{tube} \\ &= (0.015 \cdot 5 \times 10^{-4}) \cdot 0.40 \\ &= 3 \times 10^{-3} \text{ m}^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}q_{r,i} &= h_h \cdot A_{fr,i} (T_h - T_c) \\ &= 370 \cdot 3 \times 10^{-3} (87.95 - 33.16) \\ &= 60.81 \text{ W}\end{aligned}$$

**Tube kiri**

$$\begin{aligned}A_{l,i} &= (L_{tube} \cdot R_{tube,o}) H_{tube} \\ &= (0.015 \cdot 5 \times 10^{-4}) \cdot 0.40 \\ &= 3 \times 10^{-3} \text{ m}^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}q_{l,i} &= h_h \cdot A_{fr,i} (T_h - T_c) \\ &= 370 \cdot 3 \times 10^{-3} (87.95 - 33.16) \\ &= 60.81 \text{ W}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}q_{total} &= \sum \text{tube} (q_{fr,i} + q_{bk,i} + q_{r,i} + q_{l,i}) \\ &= 42 (7.31 + 5.41 + 60.81 + 60.81) \\ &= 5.6 \text{ kW}\end{aligned}$$



### Perpindahan panas konduksi pada tube

Diketahui :

$$\begin{aligned}t_{\text{tube}} &= 0.25 \text{ mm} & H_{\text{tube}} &= 0.40 \text{ m} \\T_h &= 87.95 \text{ }^\circ\text{C} & T_c &= 33.16 \text{ }^\circ\text{C} \\q_{r,i} &= 60.81 \text{ W} & L_{\text{tube}} &= 0.015 \text{ m}\end{aligned}$$

Untuk menentukan harga konduktifitas, material tube yang dipilih adalah tembaga. Dimana harga konduktifitas tembaga diperoleh dari grafik *dependence of the thermal conductivity of selected solids* yang diambil pada temperatur rata-rata  $T_h$  dan  $T_c$  sebesar  $= 61.16 \text{ }^\circ\text{C}$ . maka  $K$  tembaga adalah  $410 \text{ W/m.K}$ .

$$\begin{aligned}A_{r,i} &= (L_{\text{tube}} \cdot R_{\text{tube,o}}) H_{\text{tube}} \\&= (0.015 \cdot 5 \times 10^{-4}) \cdot 0.40 \\&= 3 \times 10^{-3} \text{ m}^2\end{aligned}$$

### Distribusi temperatur bagian dalam

$$q_{\text{konduksi}} = q_{\text{konveksi}} \implies q_{\text{konduksi}} = \frac{K \cdot A_{r,i}}{t_{\text{tube}}} \cdot \Delta T$$

$$\begin{aligned}\Delta T &= \left[ \frac{60.81}{\frac{410 \cdot 0.003}{2.5 \times 10^{-4}}} \right] \\&= 0.0197 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta T &= T_h - T_h' \\&= 87.95 - 0.0197 \\&= 87.93 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

### Distribusi temperatur bagian luar

$$q_{\text{konduksi}} = q_{\text{konveksi}} \implies q_{\text{konduksi}} = \frac{K \cdot A_{r,i}}{t_{\text{tube}}} \cdot \Delta T$$

$$\Delta T = \left[ \frac{60.81}{\frac{410 \cdot 0.003}{2.5 \times 10^{-4}}} \right]$$

$$= 0.0197 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = T_c - T_h'$$

$$= 33.16 - 0.0197$$

$$= 33.14 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Karena tebal dinding yang sangat tipis, maka penurunan temperatur di atas sangat kecil. Sehingga untuk perpindahan panas konduksi dapat diabaikan.

### Perhitungan perpindahan panas pada sirip

Diketahui :

$$S_{\text{tube}} : 8.92 \times 10^{-3}$$

$$W_{\text{sirip}} : 15 \text{ mm}$$

$$t_{\text{sirip}} : 0.5 \text{ mm}$$

$$\alpha : 7.5 \text{ } ^\circ$$

$$\Sigma_{\text{sirip}} : 235$$

$$H_{\text{tube}} : 0.40 \text{ m}$$

$$1. L_{\text{sirip}} = \left[ \frac{S_{\text{tube}}}{\cos \alpha} \right] = L_{\text{sirip}} = \left[ \frac{0.0089}{\cos 7.5} \right] = 4.48 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$2. L_c = L_{\text{sirip}} + \left[ \frac{t_{\text{sirip}}}{2} \right]$$

$$= 4.48 \times 10^{-3} + \frac{0.0005}{2} = 4.73 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$3. A_{\text{sirip},I} = 2 (W_{\text{sirip}} \cdot L_c)$$

$$= 2 (0.015 \cdot 4.73 \times 10^{-3})$$

$$= 1.41 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$4. P_{\text{sirip}} = 2 (W_{\text{sirip}} + t_{\text{sirip}})$$

$$= 2 (0.015 + 0.0005)$$

$$= 0.031 \text{ m}$$

$$5. A_c = W_{\text{sirip}} \cdot t_{\text{sirip}}$$

$$= 0.015 \times 0.0005$$

$$= 7.5 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

### Perpindahan panas tube tanpa sirip

#### Bagian depan

$$A_{fr} = R_{\text{tube},o} \cdot H_{\text{tube}}$$

$$= 0.0005 \cdot 0.40$$

$$= 2 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$q_{fr} = \sum_{\text{tube}} (h_c \cdot A_{fr} (T_h - T_{cm}))$$

$$= 42 (70 \cdot 2 \times 10^{-4} (87.95 - 25))$$

$$= 37.01 \text{ W}$$

#### Bagian belakang

$$A_{bk} = R_{\text{tube},o} \cdot H_{\text{tube}}$$

$$= 0.0005 \cdot 0.40$$

$$= 2 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$q_{bk} = \sum_{\text{tube}} (h_c \cdot A_{fr} (T_h - T_{ck}))$$

$$= 42 (70 \cdot 2 \times 10^{-4} (87.95 - 41.32))$$

$$= 27.41 \text{ W}$$

#### Bagian samping kanan

$$A_{r,o} = (H_{\text{tube}} ((L_{\text{tube}} - (2 \cdot R_{\text{tube},o})) + (R_{\text{tube},o})))$$

$$= (0.40 \cdot ((0.015 - (2 \cdot 0.0005)) + (0.0005)))$$

$$= 5.8 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$A_{\text{base},r} = A_{r,o} - \left[ \frac{\sum_{\text{sirip}} \cdot A_c}{2} \right]$$

$$\begin{aligned}
&= 5.8 \times 10^{-3} - \left[ \frac{235 \cdot 7.5 \times 10^{-6}}{2} \right] \\
&= 4.9 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \\
q_{\text{base,r}} &= \sum_{\text{tube}} (h_c \cdot A_{\text{base}} (T_h - T_c)) \\
&= 42 (70 \times 4.9 \times 10^{-3} (87.95 - 33.16)) \\
&= 789.30 \text{ W}
\end{aligned}$$

### Bagian samping kiri

$$\begin{aligned}
A_{\text{I,o}} &= (H_{\text{tube}} ((L_{\text{tube}} - (2 \cdot R_{\text{tube,o}})) + (R_{\text{tube,o}}))) \\
&= (0.40 ((0.015 - (2 \cdot 0.0005)) + (0.0005))) \\
&= 5.8 \times 10^{-3} \text{ m}^2
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
A_{\text{base,I}} &= A_{\text{I,o}} - \left[ \frac{\sum_{\text{sirip}} \cdot A_c}{2} \right] \\
&= 5.8 \times 10^{-3} - \left[ \frac{235 \cdot 7.5 \times 10^{-6}}{2} \right] \\
&= 4.9 \times 10^{-3} \text{ m}^2
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
q_{\text{base,I}} &= \sum_{\text{tube}} (h_c \cdot A_{\text{base}} (T_h - T_c)) \\
&= 42 (70 \cdot 4.9 \times 10^{-3} (87.95 - 33.16)) \\
&= 789.30 \text{ W}
\end{aligned}$$

### Perpindahan panas sirip antar tube

$$\begin{aligned}
1. A_{\text{sirip,I}} &= 2 (W_{\text{sirip}} \cdot L_c) \\
&= 2 (0.015 \cdot 4.73 \times 10^{-3}) \\
&= 1.41 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \\
q_{\text{sirip,I}} &= \sum_{\text{sirip}} (h_c \cdot A_{\text{sirip,I}} (T_h - T_c)) \\
&= 235 (70 \cdot 1.41 \times 10^{-4} (87.95 - 33.16)) \\
&= 127.08 \text{ W}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
2. A_{\text{sirip},r} &= 2 (W_{\text{sirip}} \cdot L_c) \\
&= 2 (0.015 \cdot 4.73 \times 10^{-3}) \\
&= 1.41 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \\
q_{\text{sirip},r} &= \sum_{\text{sirip}} (h_c \cdot A_{\text{sirip},r} (T_h - T_c)) \\
&= 235 (70 \cdot 1.41 \times 10^{-4} (87.95 - 33.16)) \\
&= 127.08 \text{ W}
\end{aligned}$$

### Perpindahan panas keseluruhan

$$\begin{aligned}
Q_{\text{total}} &= (42 \cdot q_{\text{sirip},r}) + (42 \cdot q_{\text{sirip},l}) + q_{\text{fr}} + q_{\text{bk}} + q_{\text{base},r} + q_{\text{base},l} \\
&= (42 \cdot 127.08) + (42 \cdot 127.08) + 37.01 + 27.41 + 789.30 + 789.30 \\
&= 12317.74 \text{ W} \\
&= 12.31 \text{ kW}
\end{aligned}$$

### Efisiensi sirip

$$L_c^{3/2} \left[ \frac{h}{K \cdot A_p} \right]^{1/2} \quad q_{\text{sirip}} = \eta \cdot q_{\text{max}}$$

$$\begin{aligned}
A_p &= L_c \cdot T_{\text{sirip}} \\
&= 4.73 \times 10^{-3} \cdot 5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \\
&= 2.36 \times 10^{-6}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
L_c^{3/2} \left[ \frac{h}{K \cdot A_p} \right]^{1/2} &= (4.73 \times 10^{-3})^{3/2} \left[ \frac{70}{410 \cdot 2.19 \times 10^{-6}} \right]^{1/2} \\
&= 0.09
\end{aligned}$$

Dengan melihat grafik *efficiency of straight fins* didapatkan harga efisiensi sebesar  $\eta = 97 \%$

$$\begin{aligned}
q_{\text{fin}} &= \eta \cdot q_{\text{max}} \\
&= 0.97 \cdot 12.31
\end{aligned}$$

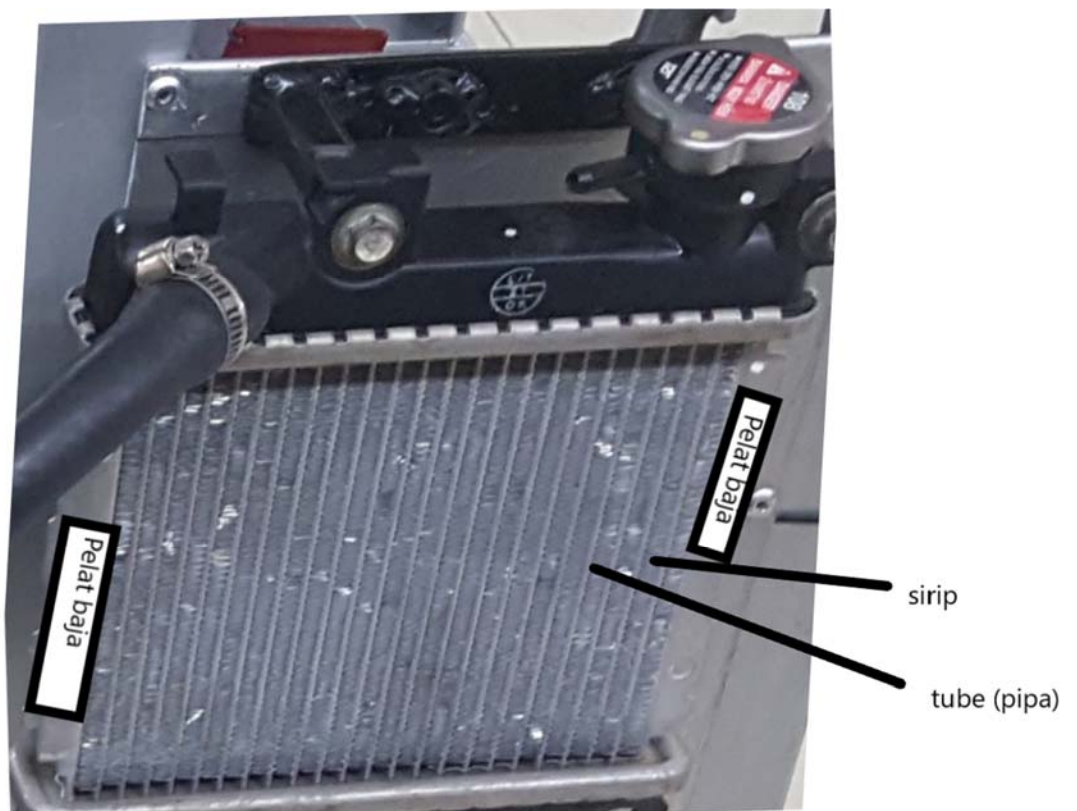
= 11.94 kW

### 5.5 Realisasi

Hasil perancangan radiator kemudian direalisasikan. Proses realisasi sesuai dengan dimensi hasil perancangan. Material-material yang digunakan adalah sebagai berikut:

1. Kerangka : pelat Baja karbon
2. Pipa : tembaga
3. Sirip : tembaga

Adapun hasil dari realisasi adalah sebagai berikut:



Gambar 5.10 Realisasi radiator

## BAB VI

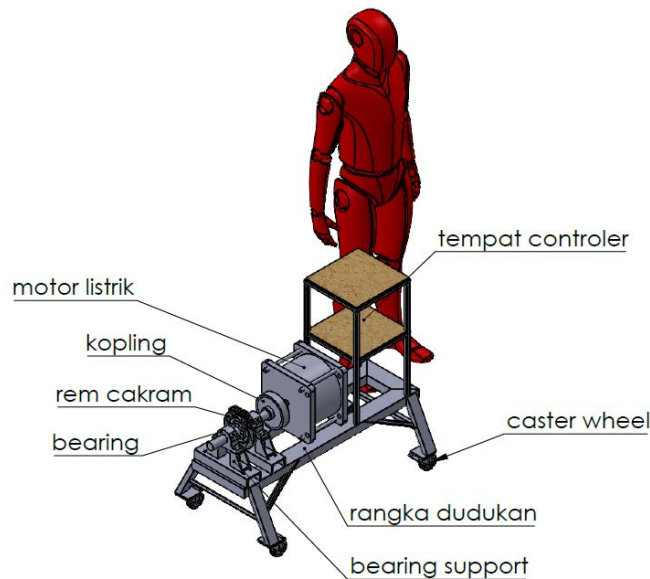
### PENGUJIAN PRODUK

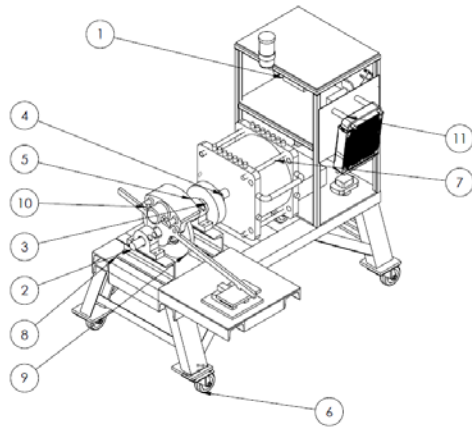
Produk yang dihasilkan dari penelitian ini adalah sebuah motor listrik BLDC berpendingin cairan beserta system pendinginannya.

Untuk memastikan bahwa produk ini bekerja dengan efektif sesuai dengan tujuan penelitian yang diinginkan maka dilakukan pengujian. Pengujian motor BLDC ini melalui 2 macam pengujian yaitu pengujian di laboratorium dan pengujian di lapangan.

#### 6.1. Pengujian di Laboratorium

Peralatan uji yang digunakan adalah dynamometer yang dilengkapi dengan alat ukur torsi, alat ukur temperature dan alat ukur putaran. Skema dan fotor dari alat ukur dapat dilihat pada gambar berikut:





| ITEM NO. | PART NUMBER       | DESCRIPTION                             | QTY. |
|----------|-------------------|---|------|
| 1        | rangka dyno test  |   | 1    |
| 2        | shaft 2           |   | 1    |
| 3        | kopling 1         |   | 1    |
| 4        | kopling 2         |   | 1    |
| 5        | pillow block      |   | 2    |
| 6        | caster wheel      | CASTER, 3.00" WHEEL, SWIVEL<br>3630HDPO | 4    |
| 7        | golden motor      |   | 1    |
| 8        | bearing support 2 |   | 1    |
| 9        | cakram            |   | 1    |
| 10       | caliper           |   | 1    |
| 11       | Radiator 120mm    |   | 1    |



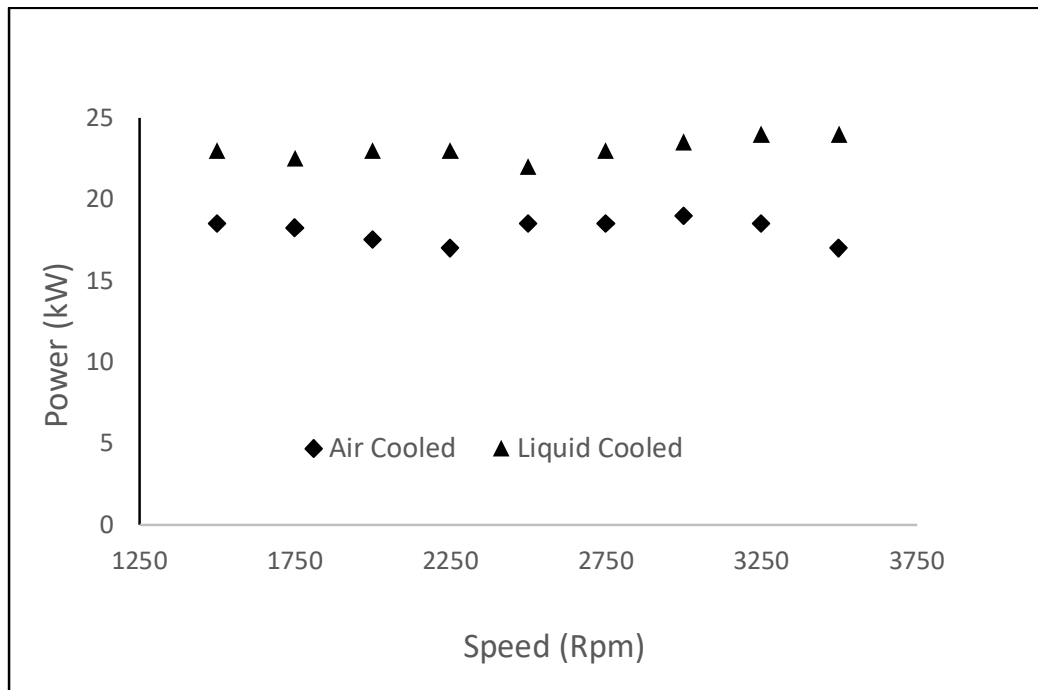
Gambar 6.1. Skema dan Foto Alat uji dan pengujiannya

Pada pengujian di laboratorium ini motor diuji dalam 2 kondisi yaitu tanpa pendingin cairan dan motor dengan pendingin cairan (air). Masing-masing dengan variasi putaran. Dan khusus untuk motor dengan berpendingin cairan dilakukan variasi temperature pendingin untuk melihat pengaruh temperature pendingin terhadap performance motor. Pengujian dilakukan



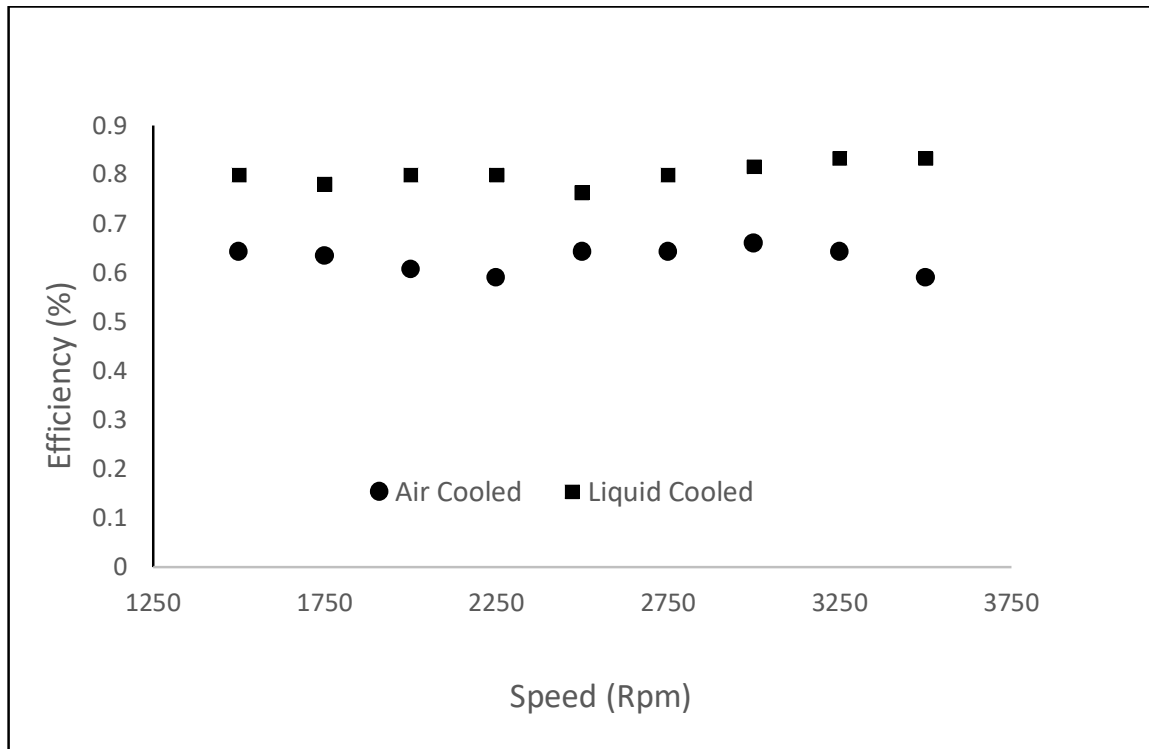
untuk mengetahui pengaruh suhu pendinginan udara dan cairan pada daya motor BLDC. Kecepatan motor divariasikan dengan variasi beban dengan kontrol dinamometer. Tegangan dan arus ditetapkan masing-masing 72 V dan 400 A. Pada percobaan pertama, motor BLDC didinginkan oleh udara atmosfer 25oC. Suhu pendinginan ditetapkan sebagai tetap. Pada liquid cooling case motor didinginkan dengan air dengan variasi temperatur dari 20oC sampai 70oC. Input daya listrik serupa dengan case berpendingin udara.

Hasil Pengujian Pengujian dapat dilihat pada gambar berikut ini:



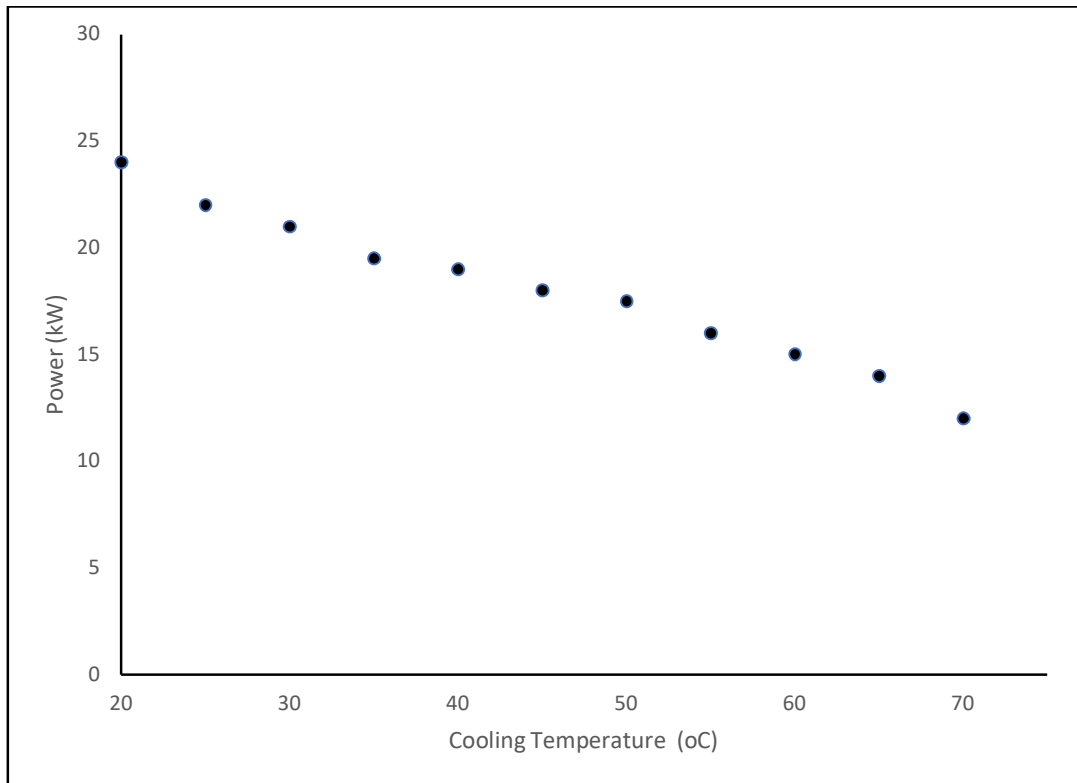
Gambar 6.2. Daya (power) BLDC motor pada berbagai variasi putaran motor dengan pendingin udara (air cooled) dan motor dengan berpendingin cairan (liquid cooled)

Dari gambar tersebut dapat dilihat bahwa motor dengan berpendingin air dapat menghasilkan daya maksimum lebih tinggi daripada motor dengan berpendingin udara. Perbedaan antara daya maksimum motor berpendingin air dan motor berpendingin udara adalah bervariasi antara 10-12 %.



Gambar 6. 3. Efisiensi BLDC motor pada berbagai variasi putaran motor dengan pendingin udara (air cooled) dan motor dengan berpendingin cairan (liquid cooled)

Dari gambar tersebut dapat dilihat bahwa motor dengan berpendingin air dapat menghasilkan daya maksimum lebih tinggi daripada motor dengan berpendingin udara. Perbedaan antara daya maksimum motor berpendingin air dan motor berpendingin udara adalah bervariasi antara 10-12 %.



Gambar 6.4. Daya motor terhadap variasi temperature pendingin.

Dari gambar tersebut terlihat bahwa semakin rendah temperature pendingin, maka daya maksimum yang dihasilkan oleh motor semakin tinggi.

Pada Gambar 6.4, pengaruh temperatur pendinginan pada daya motor dijelaskan. Angka ini menunjukkan bahwa suhu yang lebih dingin menyebabkan daya yang lebih rendah. Hal ini sejalan dengan teori yang diuraikan pada pendahuluan, bahwa semakin tinggi temperatur menyebabkan kekuatan magnet menurun sehingga menyebabkan daya motor semakin berkurang. Media pendingin juga berpengaruh pada daya motor. Pendingin cair memiliki kecepatan perpindahan panas yang lebih tinggi daripada pendingin udara. Konduktivitas termal air yang lebih tinggi memberikan laju pendinginan yang lebih tinggi sehingga suhu stator dan rotor relatif rendah, menghasilkan daya motor yang lebih tinggi. Hal ini ditunjukkan pada Gambar 6.2. Dengan meningkatnya daya, efisiensi motor berpendingin air juga lebih tinggi daripada motor berpendingin udara. Hal tersebut dapat dilihat pada Gambar 6.3. Dari Gambar 6.2 dan Gambar 6.3 terlihat bahwa motor pendingin cair mampu menghasilkan daya maksimum sebesar 25 kW dan efisiensi 81,0%, sedangkan motor pendingin udara dapat menghasilkan daya maksimum sebesar 19,1 kW dan 65,0 % efisiensi

Analisa terakhir adalah analisis komparatif kinerja motor berdasarkan model dan eksperimen. Dari Gambar 6.5 terlihat daya motor maksimum hasil perhitungan model sedikit lebih tinggi dibandingkan hasil pengukuran eksperimen. Dapat dijelaskan bahwa dalam pemodelan rugi-rugi gesekan pada bearing diabaikan, sedangkan pada percobaan rugi gesekan tetap menjadi variabel yang mempengaruhi keluaran daya motor.

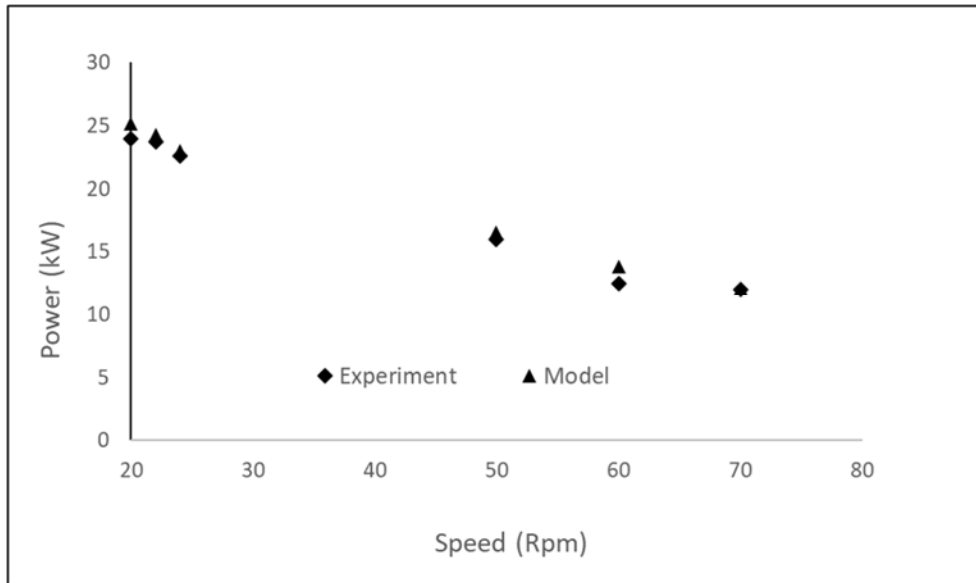


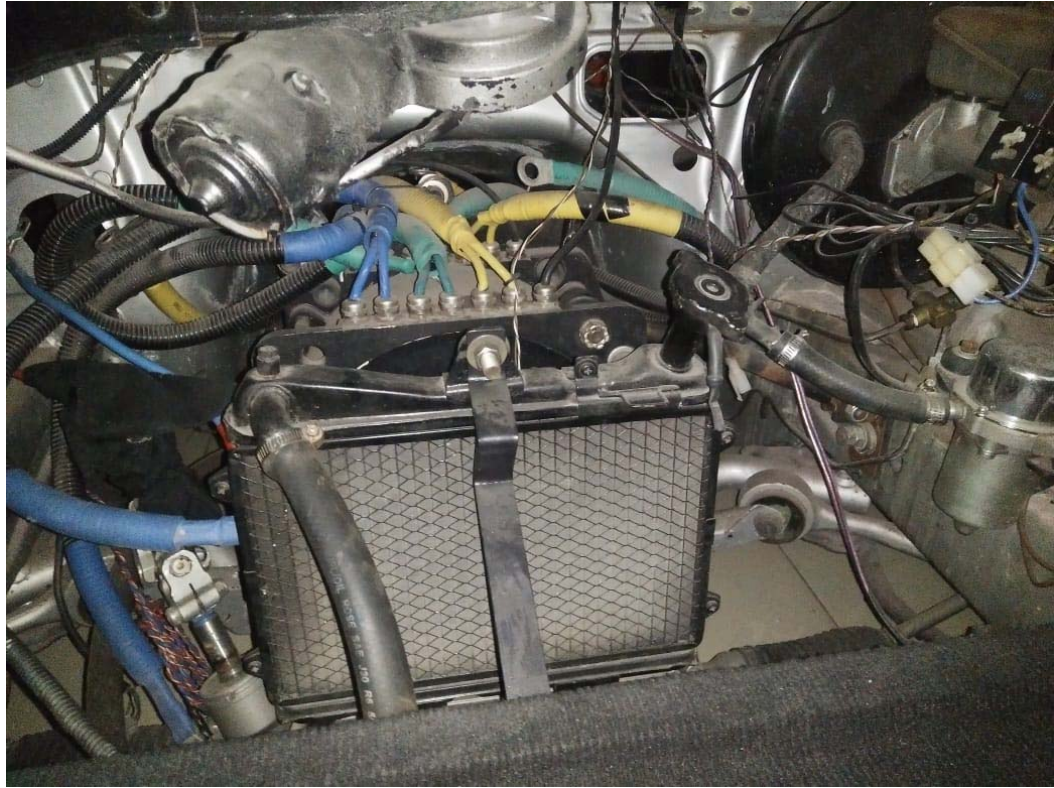
Figure 6.5. Comparative of motor power based on model and experiment.

## 6.2. Pengujian di Lapangan

Pengujian dilapangan yang dimaksud adalah bahwa motor listrik BLDC berpendingin cairan yang dibuat dilengkapi dengan system pendingin dipasang pada mobil listrik. Penyesuaian mounting dan dimensi dilakukan supaya motor tersebut dapat dipasang pada mobil listrik yang saat ini sudah ada. Setelah itu mobil diuji coba jalan di jalan raya dan di lapangan kampus Itenas Bandung. Berikut foto-foto pengujiannya:







Gambar 6.6 Motor yang terpasang pada mobil listrik dilengkapi dengan system pendingin (radiator)





Gambar 6.7. Foto foto pengujian mobil listrik

Hasil pengujian adalah total jarak tempuh yang dicapai mobil dengan kondisi dari baterai penuh sampai dengan posisi baterai 50 %. Pengujian dilakukan dengan 2 kondisi yaitu kondisi tanpa pendingin air dan kondisi motor dengan pendinginan air. Pengujian dilakukan masing-masing 2 kali.

Tabel 6.1. Hasil pengujian jarak tempuh mobil listrik dengan motor berpendingin air dan tanpa pendingin air

| Tanggal Pengujian | Jarak Tempuh | Keterangan             |
|-------------------|--------------|------------------------|
| 27 November 2020  | 30.5 km      | Tanpa pendingin air    |
| 28 November 2020  | 28.8 km      | Tanpa pendingin air    |
| 30 November 2020  | 33.8 km      | Motor berpendingin air |
| 1 Desember 2020   | 34.5         | Motor berpendingin air |

Dari table tersebut terlihat bahwa perbedaan jarak tempuh mobil listrik menggunakan motor penggerak berpendingin air dan tanpa pendingin mencapai 11-15 %.



## **BAB VII**

### **KESIMPULAN**

Hasil penelitian ini adalah sebuah motor listrik BLDC (Brushless Direct Current) motor berpendingin cairan (air) yang digunakan untuk penggerak mobil listrik. Motor ini beroperasi dengan sumber arus listrik dari baterai dengan tegangan 36 – 72 Volt DC. Untuk mengoperasikan motor diperlukan motor driver atau kontroler berupa rangkaian elektronik yang berfungsi juga untuk mengatur besarnya putaran motor. Komponen utama dari motor ini adalah rotor magnet, stator berupa lilitan pada inti besi, casing, bantalan dan selongsong pendingin.

#### **Spesifikasi teknis prototype motor BLDC**

|                         |                                  |
|-------------------------|----------------------------------|
| Daya                    | : 20 kW                          |
| Putaran maks            | : 6000 rpm                       |
| Tegangan input          | : 48 - 72 V                      |
| Jumlah lilitan          | : 36 lilitan                     |
| P x L x T               | : 30 cm x 40 cm x 30 cm          |
| Diameter dalam rotor    | : 55 mm                          |
| Diameter luar rotor     | : 300 mm                         |
| Diameter luar stator    | : 360 mm                         |
| Diameter dalam stator   | : 52 mm                          |
| Material lilitan        | : Tembaga dengan diameter 0.8 mm |
| Magnet permanent        | : Neodymium magnet               |
| Jumlah magnet permanent | : 16                             |
| Pendingin               | : Air                            |

#### **Spesifikasi Sistem Pendingin:**

|                           |                           |
|---------------------------|---------------------------|
| Jenis                     | : Radiator                |
| Konstruksi                | : Pipa bersirip           |
| Material pipa             | : Aluminium               |
| Jumlah Pipa               | : 20                      |
| Material sirip            | : Tembaga                 |
| Dimensi (P x L x T)       | : 400 mm x 350 mm x 50 mm |
| Kapasitas pendinginan     | : 2.5 kW                  |
| Laju aliran air pendingin | : 0.15 lt/s               |

Pengaruh suhu pendinginan dan media pendingin pada daya motor BLDC dan efisiensi disajikan. Kinerja motor BLDC 20 kW dengan pendingin udara dan pendingin air diselidiki secara numerik dan eksperimental. Dari analisis numerik, daya motor dihitung berdasarkan daya masukan dikurangi daya rugi-rugi dan efisiensi dihitung berdasarkan daya masukan dan keluaran daya. Daya yang dihitung dibandingkan dengan daya terukur yang dilakukan pada test bed motor. Metode numerik dan eksperimen menunjukkan bahwa temperatur pendinginan berpengaruh signifikan terhadap daya dan efisiensi motor. Suhu pendinginan yang lebih rendah menghasilkan daya dan efisiensi motor yang lebih tinggi. Berdasarkan penyelidikan eksperimental, pada kondisi normal, daya maksimum motor BLDC berpendingin air mampu menghasilkan daya sebesar 25 kW dan efisiensi 81,0%, sedangkan motor berpendingin udara menghasilkan daya dan efisiensi yang lebih rendah masing-masing sebesar 19,1 kW dan 65,0%. Dari pengujian di lapangan dimana motor digunakan untuk penggerak mobil listrik didapatkan bahwa perbedaan jarak tempuh mobil listrik menggunakan motor penggerak berpendingin air dan tanpa pendingin mencapai 11-15 %.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Vu, Duc Thuan. 2013. *New Cooling System Design of BLDC Motor for Electric Vehicle Using Computation Fluid Dynamics Modeling*. Journal of the KSTLE Vol. 29, No. 5, October 2013, pp. 318~323.
- [2] Chandrakant, Shinde Sandip, et al. 2013. *Numerical And Experimental Analysis Of Heat Transfer Through Various Types Of Fin Profiles By Forced Convection*. International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT) ISSN: 2278-0181 Vol. 2 Issue 7, July –2013
- [3] Fasil, Muhammed, et al. 2015. *Numerical and Experimental Investigation of Heat Flow in Permanent Magnet Brushless DC Hub Motor*. SAE International J. Alt. Power./ Volume 4, Issue 1 (May2015).
- [4] Cezario, Cassiano Antunes, et al. 2005. *Transient Thermal Analysis of an Induction Electric Motor*. 18th International Congress of Mechanical Engineering November 6-11, 2005, Ouro Preto, MG
- [5] Kuria, James dan Hwang, Pyung. 2011. *Optimizing Heat Sink Geometry for Electric Vehicle BLDC Motor Using CFD*. Kenya : Kenyatta University of Agriculture and Technology
- [6] Faiz, J., Ganji, B., Carstensen, C.E., et al.: ‘Temperature rise analysis of switched reluctance motors due to electromagnetic losses’, *IEEE Trans. Magn.*, 2009, **45**, (7), pp. 2927–2934
- [7] Fu, L. M., Lin, C., Chang, C. L., Chang, J., & Tsai, C. H. (2011). Numerical Investigation into Thermal Behavior of Brushless Permanent Magnet Motors. *Advanced Materials Research*, 199–200, 1518–1522.
- [8] Han, S., Jahns, T.M., Zhu, Z.Q.: ‘Analysis of rotor core eddy-current losses in interior permanent magnet synchronous machines’. Industry Applications Society Annual Meeting, Edmonton, Alta, October 2008
- [9] *NEOREC series neodymium iron boron magnet datasheet*. TDK Corporation, May 2011. Available at: <http://tdk.co.jp/>
- [10] Constantinides, S.: ‘The demand for rare earth materials in permanent magnets’. Arnold Magnetic Technologies. Available at: <http://arnoldmagnetics.com/>, [Accessed 18 July 2019]
- [11] Trout, S.R.: ‘Material selection of permanent magnets, considering the thermal properties correctly’. Proc. the Electric Manufacturing and Coil Winding Conf., Cincinnati, OH,

October 2001.

- [12] Gieras, Jacek F., Wang, Rong-Jie, Kamper, Maarten J. Axial Flux Permanent Magnet Brushless Machines Book, 2008, springer.
- [13] Zhang, Y., Cheng, M.C., Pillay, P.: 'Magnetic characteristics and excess eddy current losses'. Industry Applications Society Annual Meeting, Houston, TX, 2009
- [14] Nalakath, S., Preindl, M., Yang, Y., *et al.*: 'Modeling and analysis of core losses of an IPM magnet machine for online estimation purposes'. Annual Conf. of IEEE Industrial Electronics Society, Yokohama, Japan, 2015
- [15] Mthombeni, T.L., Pillay, P.: 'Physical basis for the variation of lamination core loss coefficients as a function of frequency and flux density'. Annual Conf. on IEEE Industrial Electronics, Paris, November 2006
- [16] Takahashi, N., Morishita, M., Miyagi, D., *et al.*: 'Examination of magnetic properties of magnetic materials at high temperature using a ring specimen', *IEEE Trans. Magn.*, 2010, **46**, (2), pp. 548–551
- [17] 'Selection of Electrical Steels for Magnetic Cores'. AK Steel. Available at: <http://aksteel.com/>, [Accessed 16 July 2019]
- [18] 'Standard Classification of Insulating Coatings for Electrical Steels by Composition, Relative Insulating Ability and Application'. American Society of Testing and Materials, ASTM A 976-13, 2015
- [19] 'DuPONT NOMEX Paper Type 410', DuPONT. Available at: <http://www.dupont.com>, [Accessed April 2020]
- [20] Chang, C.C., Cheng, C.H., Ke, M.T., *et al.*: 'Experimental and numerical investigations of air cooling for a large-scale motor', *Int. J. Rotating Mach.*, 2009, **2009**, pp. 1–7
- [21] Yang, Y., Arshad-Ali, K., Roeleveld, J., *et al.*: 'State-of-the-art electrified powertrains: hybrid, plug-in hybrid, and electric vehicles', *Int. J. Powertrains*, 2016, **5**, (1), pp. 1–28
- [22] Yang, Y., Schofield, N., Emadi, A.: 'Integrated electro-mechanical doublerotor compound hybrid transmissions for hybrid electric vehicles', *IEEE Trans. Veh. Technol.*, 2016, **65**, (6), pp. 4687–4699
- [23] Bilgin, B., Magne, P., Malysz, P., *et al.*: 'Making the case for electrified transportation', *IEEE Trans. Transp. Electrification*, 2015, **1**, (1), pp. 4–17
- [24] Gerada, D., Mebarki, A., Brown, N.L., *et al.*: 'High-speed electrical machines: technologies, trends, and developments', *IEEE Trans. Ind. Electron.*, 2014, **61**, (6), pp. 2946–2959
- [25] Zhang, Y., Ruan, J., Huang, T., *et al.*: 'Calculation of temperature rise in

aircooled induction motors through 3-D coupled electromagnetic fluid dynamical and thermal finite-element analysis', *IEEE Trans. Magn.*, 2012, **48**,(2), pp. 1047–1050

[26] Yoheswaran, B., Pullen, K.R.: 'Flow and convective heat transfer in disk-type electric machines with coolant flow'. Int. Conf. on Electrical Machines (ICEM), 2014

[27] D. Hanselman, *Brushless Permanent-Magnet Motor Design*. McGraw-Hill, 1994