ANALISIS PENGARUH *COOLER* TERHADAP EFISIENSI ISENTROPIK *CENTRIFUGAL AIR COMPRESOR MULTI STAGE* PADA PT. VALE INDONESIA

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk menyelesaikan

Pendidikan diploma empat (D-4) Program Studi Teknik Pembangkit Energi

Jurusan Teknik Mesin

Politeknik Negeri Ujung Pandang

AMMAR ARKHAB TAHIR 44216016

PROGRAM STUDI D-4 TEKNIK PEMBANGKIT ENERGI

JURUSAN TEKNIK MESIN

POLITEKNIK NEGERI UJUNG PANDANG

MAKASSAR

2020

HALAMAN PERSETUJUAN

Proposal skripsi ini dengan judul "Analisis Pengaruh *cooler* Terhadap Efisiensi *Centrifugal Air Compresor Multi Stage* Pada PT. Vale Indonesia" oleh Ammar Arkhab Tahir NIM 442 16 016 terlah diterima dan disahkan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Terapan pada program studi Teknik Pembangkit Energi Jurusan Teknik Mesin Politeknik Negeri Ujung Pandang.

Makassar, September 2020

Pembimbing I.

Ir. Laode Musa, M.T.
NIP. 19601231 199003 1 021

Pembimbing II.

Musrady Mulyadi, S.S.T., M.T.
NIP. 19720201 200112 1 002

Mengetahui
Koodinator Program Studi.

Ir. Chandra Buana, M.T.
NIP. 19650319 199103 1 001

Dipindai dengan CamScanner

HALAMAN PENERIMAAN

Pada hari ini, hari. September 2020, tim penguji ujian sidang skripsi telah menerima skripsi oleh mahasiswa Ammar Arkhab Tahir 44216016 dengan judul "ANALISIS PENGARUH*COOLER* TERHADAP EFISIENSI ISENTROPIK *CENTRIFUGAL AIR COMPRESOR MULTI STAGE* PADA PT. VALE INDONESIA".

Makassar, September 2020

Tim Ujian Sidang Skripsi:

1. Ir. Suryanto, M.Sc., Ph.D. — Ketua (.....)
2. Abdul Rahman, S.T., M.T. — Sekertaris (.....)
3. Yiyin Klistafani, S.T., M.T. — Anggota (.....)
4. Ruswandi Djalal, S.ST., M.T. — Anggota (.....)
5. Ir. Laode Musa, M.T. — Pembimbing 1 (.....)
6. Musrady Mulyadi, S.ST., M.T. — Pembimbing 2 (.....)

KATA PENGANTAR

Alhamdulillahi Rabbil ‘Aalamin kami panjatkan atas nikmat kesehatan serta rahmat dan karunia yang telah diberikan sehingga kami dapat menyelesaikan skripsi ini. Salawat dan salam semoga selalu tercurahkan kepada Rasulullah *Sallallahu ‘Alaihi Wasallam* yang telah menjadi sebaik-baik panutan bagi ummat manusia.

Pada penyusunan skripsi ini, kami ingin menyampaikan rasa terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu ataupun mendukung sehingga skripsi ini dapat selesai. Secara khusus kami ingin berterima kasih kepada:

1. Allah Subhanahu wa ta’ala atas segala berkah dan nikmat yang telah diberikan yaitu kesehatan, kelancaran dalam bekerja, dan keselamatan.
2. Kedua orang tua dan saudara yang selalu memberikan dukungan berupa do’a, moral, dan finansial.
3. Bapak Prof. Ir. Muhammad Anshar, M.Si., Ph.D., selaku Direktur Politeknik Negeri Ujung Pandang.
4. Bapak Rusdi Nur, S.ST., M.T., Ph.D., selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Politeknik Negeri Ujung Pandang.
5. Bapak Ir. Chandra Bhuana, M.T., selaku Koordinator Program Studi Teknik Pembangkit Energi Politeknik Negeri Ujung Pandang.
6. Bapak Ir. Laode Musa, M.T sebagai pembimbing I dan Bapak Musrady Mulyadi, S.ST., M.T. sebagai pembimbing II yang telah meluangkan waktu untuk memberikan bimbingan dalam menyelesaikan skripsi ini.

7. Seluruh dosen dan staf yang selama ini telah berkontribusi dalam peningkatan kualitas keilmuan dan kelancaran administrasi kami.
8. Teman-teman sekelas yang telah memberikan dukungan dan motivasi, bantuan serta doanya, selama di Politeknik Negeri Ujung Pandang.

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan skripsi ini terdapat kekurangan dan masih jauh dari kesempurnaan. Oleh karena itu saran dan kritik yang membangun sangat dibutuhkan.

Makassar, September 2020

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN PERSETUJUAN i

HALAMAN PENERIMAAN ii

KATA PENGANTAR iii

DAFTAR ISI v

DAFTAR GAMBAR vii

DAFTAR LAMPIRAN ix

DAFTAR SIMBOL x

SURAT PERNYATAAN xi

RINGKASAN xii

BAB I 1

PENDAHULUAN 1

1.1 Latar Belakang 1
1.2 Rumusan Masalah 2
1.3 Ruang Lingkup Penelitian 3
1.4 Tujuan Penelitian 3
1.5 Manfaat Penelitian 3

BAB II 4

TINJAUAN PUSTAKA 4

2.1 Teori Dasar Kompresor 4
2.2 Teori Kompresor Sentrifugal 17

2.3 Penelitian Terdahulu 30

BAB III 32

METODE PENELITIAN 32

3.1 Tempat dan Waktu Penelitian 32

3.2 Alat dan Bahan 32

3.3 Teknik Pengumpulan Data 32

3.4 Teknik Analisis Data 35

3.5 Flowchart 37

HASIL DAN PEMBAHASAN 38

4.1 Hasil 38

4.2 Pembahasan 50

KESIMPULAN DAN SARAN 59

5.1 Kesimpulan 59

5.2 Saran 60

DAFTAR PUSTAKA 61

LAMPIRAN 71

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 pompa ban sepeda dan prinsip kompresor (Sularso dan Haruo, 2000).....5

Gambar 2.2 Unit kompresor(Sularso dan Haruo, 2000).....6

Gambar 2.3 Kompresi dalam /jenis sudu atau sekrap (Sularso dan Haruo, 2000)..7

Gambar 2.4 Tanpa kompresi dalam/jenis root (Sularso dan Haruo, 2000).....9

Gambar 2.5 Diagram h-s Aktual dan Isentropik (Cengel, Yunus A. dan Boles, MichaelA., 2006)……..14

Gambar 2.6 *Centrifugal Air Compresor*……17

Gambar 2.7 Aliran Udara di Dalam Kompresor (PT. Vale Indonesia, 2019)……18

Gambar 2.8 *Intake Air Filter* (PT. Vale Indonesia, 2019)……...……..19

Gambar 2.9*Inlet Valve*.....19

Gambar 2.10 *Bypass Valve*……....20

Gambar 2.11 *Impeller*……....20

Gambar 2.12 *Diffuser*……21

Gambar 2.13 *Air Seal*……21

Gambar 2.14 *Air Cooler*……21

Gambar 2.15 *Surge Protection*……..22

Gambar 2.16 *Moisture Separator*……22

Gambar 2.17 *Condensat Trap*……...23

Gambar 2.18 *Prelube Pump*……..23

Gambar 2.19 *Main Oil Pump*…….……24

Gambar 2.20 *Coupling* …….…….24

Gambar 2.21 *Filter Oil* ……..24

Gambar 2.22 *Breather*…….……...25

Gambar 2.23 *Oil Cooling Water* ……...25

Gambar 2.24 *Pinion Gear*…….…….25

Gambar 2.25 *Rotor Assembly*…….……26

Gambar 2.26 *Relief Valve*…….…….26

Gambar 4.2 Grafik efisiensi isentropik saat bukaan katup mulai dari 80%-90%..52

Gambar 4.3 Grafik efektivitas kompresor sebelum dan sesudah dibersihkan…...53

Gambar 4.4 Grafik efektivitas saat bukaan katup dari 80%-90%.....54

Gambar 4.5 Grafik laju perpindahan panas udara sebelum dan sesudah dibersihkan……56

Gambar 4.6 Grafik laju perpindahan panas udara saat bukaan katup 80-95 %.....56

Gambar 4.7 Grafik Gabungan efisiensi isentropik dari keseluruhan pengambilan data……57

Gambar 4.8 Grafik gabungan efektivitas cooler……58

Gambar 4.9 Grafik gabungan laju perpindahan panas udara…….58

DAFTAR LAMPIRAN

LAMPIRAN A. Tabel data hasil perhitungan……69

LAMPIRAN B. Tabel data pendukung……..74

LAMPIRAN C. Laporan pembuatan aplikasi……76

LAMPIRAN D. Grafik dan Penjelasan Tambahan……85

LAMPIRAN E. Dokumentasi……95

LAMPIRAN F. Manual book……99

LAMPIRAN G. Skema Sistem Keseluruhan……...116

LAMPIRAN F. Gambar Bagian Dalam Centac……...117

DAFTAR SIMBOL

SIMBOL	SATUAN	KETERANGAN
h_1	kJ/kg	Entalpi kondisi aktual sisi masukan kompresor
h_{2a}	kJ/kg	Entalpi kondisi aktual sisi keluaran kompresor
h_{2s}	kJ/kg	Entalpi kondisi isentropik sisi keluaran kompresor
ηc	%	Efisiensi isentropik kompresor
^oC	^oC	Derajat Celcius
Pa	Pa	Pascal
m^3/min	m^3/min	Meter kubik per menit (debit)
scfm	scfm	*Standar cubic feet per minute*
rpm	rpm	Rotasi per menit
Psig	Psig	*Pound per square inch gauge*
Cmin	Watt	Kapasitas panas minimal
$\dot{m}$	kg/s	Laju aliran massa
ρ	kg/m^3	Massa jenis
cp	kJ/kg ^oC	Spesific heat
Q	m^3/s	Laju aliran fluida
ε	-	Efektivitas

SURAT PERNYATAAN

Yang bertanda tangan dibawah ini:

Nama	: Ammar Arkhab Tahir
Nim	: 442 16 016
Program Studi	: D4 Teknik Pembangkit Energi
Jurusan	: Teknik Mesin

Dengan ini menyatakan bahwa data yang saya sampaikan melalui berkas wisuda, laman simak.poliupg.ac.id dan laman pendaftaran wisuda adalah benar, sehingga data tersebut dapat digunakan untuk keperluan pencetakan Ijazah dan Transkrip Nilai. Dan apabila data tersebut terdapat kesalahan atas kelalaian saya, maka saya tidak akan menuntut untuk pencetakan ulang Ijazah dan Transkrip Nilai saya.

Demikian surat pernyataan saya buat atas dasar kesadaran sendiri, tanpa tekanan dari pihak manapun.

Makassar, September 2020

Yang Membuat,

(Ammar Arkhab Tahir)
NIM 44216016

CS Dipindai dengan CamScanner

ANALISIS PENGARUH *COOLER* TERHADAP EFISIENSI ISENTROPIK *CENTRIFUGAL AIR COMPRESOR MULTI STAGE* PADA PT. VALE INDONESIA

RINGKASAN

CENTAC (*Centrifugal Air Compressor*) sebagai salah satu mesin konversi energi di Departemen Utilities yang menyuplai udara untuk kebutuhan perusahaan. Mesin konversi energiini berfungsi sebagai alat pelayanan udara bertekanan dan mempunyai peranan yang sangat penting pada industri PT. Vale Indonesia, Tbk. Tentu memerlukan adanya proses perawatan dan perbaikan agar mesin dapat berfungsi optimal dan memperhatikan apa saja yang dapat mempengaruhi efisiensi CENTAC (*Centrifugal Air Compresor*) agar kompresor dapat bekerja secara optimal. Salah satunya yaitu dengan memperhatikan sistem pendinginan kompresor atau *cooler*. *Cooler* mempunyai peranan penting dalam keberlangsungan kerja kompresor karena *cooler* menjaga kompresor agar tidak *overheat*, menambah umur pemakaian mesin dan membuat mesin bekerja lebih efisien. Belum ada penelitian yang membahas pengaruh *cooler* terhadap efisiensi isentropik kompresor. Oleh karena itu, penelitian ini membahas tentang pengaruh *cooler* terhadap efisiensi CENTAC (*Centrifugal Air Compressor*)

Pada penelitian ini menganalisis efisiensi isentropik dan efektivitas cooler pada saat sebelum dan sesudah dibersihkan dan juga pada saat bukaan katup air masuk ke *cooler* yang bervariasi, ini merepresentasikan apabila level air pada sumber air pendingin berkurang, metode yang digunakan dengan mengambil data-data yeng diperlukan yaitu sebelum dan sesudah dibersihkan serta bukaan katup yang bervariasi dari aplikasi pengolah data kompresor berbasis *website* yang telah dibuat sebelumnya.

Dari hasil analisis dapat disimpulkan bahwa setelah *cooler* dibersihkan efisiensi isentropik rata-rata kompresor meningkat sebesar 12% dari 72,5 % menjadi 84,5%. Efektivitas rata-rata *cooler* pada stage 1 juga meningkat dari 0,271 menjadi 0,274 begitu pula pada stage 2 dari 0,445 menjadi 0,464. Kemudian pada saat bukaan katup dikurangi sedikit demi sedikit efisiensi isentropik dan efektifitas rata-rata juga ikut menurun hingga pada saat bukaan katup 80% efisiensi isentropiknya yaitu 73,2%, efektivitasnya yaitu 0,28151 pada stage 1 dan 0,457 pada stage 2 yang menyebabkan alarm pada kompresor aktif, sehingga bukaan katup kurang dari 80% akan menyebabkan kompresor trip.

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Di era yang serba cepat seperti saat ini kita membutuhkan banyak sekali energi untuk menunjangnya. Salah satu mesin konversi energi yang banyak digunakan adalah kompresor. Kompresor secara sederhana bisa diartikan sebagai alat untuk memasukkan udara dan atau mengirim udara dengan tekanan tinggi. Kompresor bisa kita temukan pada alat pengungkit, kendaraan roda empat, pendingin ruangan, lemari es serta alat-alat mengangkat beban yang menggunakan tekanan untuk mengangkatnya.

Sekalipun sama-sama sebagai alat untuk memasukkan dan mengirim udara dengan tekanan tinggi, pada masing-masing peralatan yang berbeda, cara kerja kompresor pun bisa berbeda pula. Pemanfaatan kompresor sangat penting di berbagai bidang industri seperti bidang perpesawatan, mesin-mesin pneumatik seperti pesawat angkat, mesin pendingin, pembangkit lisrik, dan lain-lain.

CENTAC (*Centrifugal Air Compressor*) sebagai salah satu mesin konversi energi di Departemen Utilities yang menyuplai udara untuk kebutuhan perusahaan. Mesin konversi energiini berfungsi sebagai alat pelayanan udara bertekanan dan mempunyai peranan yang sangat penting pada industri PT. Vale Indonesia, Tbk. sebagai salah satu industri pertambangan yang sangat memerlukan udara bertekanan dimana udara yang dihasilkan digunakan untuk Departemen *Proccess Plant, Power house*dan departemen lain. Tentu

memerlukan adanya proses perawatan dan perbaikan agar mesin dapat berfungsi optimal dan memperhatikan apa saja yang dapat mempengaruhi efisiensi CENTAC (*Centrifugal Air Compresor*) agar kompresor dapat bekerja secara optimal. Salah satunya yaitu dengan memperhatikan sistem pendinginan kompresor atau *cooler*. *Cooler* mempunyai peranan penting dalam keberlangsungan kerja kompresor karena *cooler* menjaga kompresor agar tidak *overheat*, menambah umur pemakaian mesin dan membuat mesin bekerja lebih efisien. Belum ada penelitian yang membahas pengaruh *cooler* terhadap efisiensi isentropik kompresor secara spesifik yang ada hanya pengaruh *cooler* terhadap efektivitas kompresor. efektivitas dari unjuk kerja air cooler generator mengalami kenaikan seiring variasi kenaikan laju aliran massa air pendingin, dimana point pertama menyatakan pada kecepatan efektif air pendingin 0,15 m/s maka efektivitas air cooler generator sebesar 0,581 atau 58,1% dimana kinerja dari air cooler generator sudah memenuhi kinerja yang dibutuhkan dengan temperatur udara keluar efektif sebesar 28,072°C (Aprianto, 2017).

Oleh karena itu, dalam penulisan skripsi ini penulis membahas tentang pengaruh *cooler* terhadap efisiensi isentropik CENTAC (*Centrifugal Air Compresor*).

1.2 Rumusan Masalah

1) Berapa penurunan dan peningkatanefisiensi isentropik*centrifugal air compresor* apabila kompresor dibersihkandan debit air pada *cooler* berkurang?

2) Berapa efektivitas *cooler* terhadap *centrifugal air compresor*?

1.3 Ruang Lingkup Penelitian

Adapun ruang lingkup dari penelitian skripsi ini yaitu hanya membahas tentangkompresor sentrifugal model 1ACII18MX2 pada *utilities thermal plant* PT. Vale Indonesia Tbk, yang akan penulis analisis efisiensi isentropik dengan melihat pengaruh *cooler* kompresor sentrifugal tersebut.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui seberapa besar pengaruh *cooler* terhadap efisiensi *cerntrifugal aircompresor*

1.5 Manfaat Penelitian

1) Sebagai bahan referensi bagi peneliti lain
2) Sebagai masukan bagi PT. Vale Indonesia dalam meningkatkan efisiensi c*entrifugal air compressor* agar bisa mensuplai udara ke *process plan* lebih optimal

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Teori Dasar Kompresor

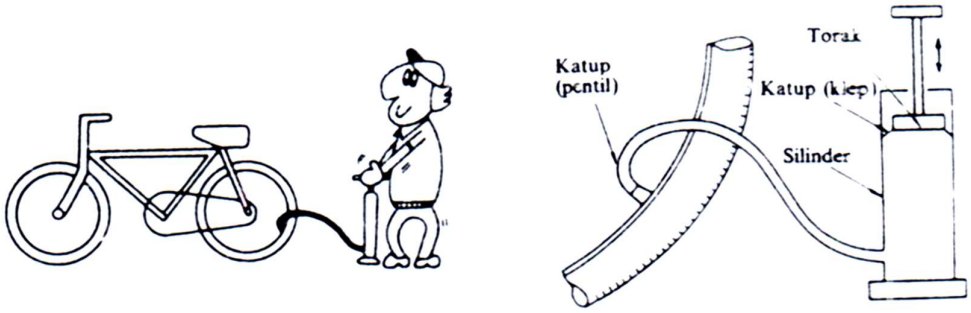
2.1.1 Pengertian Kompresor

Kompresor di dunia industri sangat dibutuhkan untuk menunjang proses produksi. Kompresor adalah mesin mekanik yang digunakan untuk menghasilkan udara atau gas bertekanan dengan cara memampatkannya (Sumantri,2013), peneliti lain mengatakan bahwa kompresor adalah alat atau mesin yang berfungsi untuk memampatkan atau menaikkan tekanan udara atau fluida gas atau memindahkan fluida gas dari suatu tekanan statis rendah ke suatu keadaan tekanan statis yang lebih tinggi (Mulyani dan Nenny, 2017:1). Dalam sehari - hari biasanya kompresor digunakan untuk pengecatan dengan teknik *sprey/air brush*, untuk mengisi angin ban, pneumatik, gerinda udara (*air gerinder*) dan lain sebagainya. Prinsip kerja kompresor hampir sama dengan cara kerja paru - paru manusia. Misalnya ketika seseorang mengambil nafas dalam – dalam untuk meniup api lilin, maka ia akan meningkatkan tekanan udara di dalam paru – paru, sehingga menghasilkan udara bertekanan yang kemudian digunakan atau dihembuskan untuk meniup api lilin tersebut.

2.1.3 Azas Kompresor

Jika suatu gas di dalam sebuah ruangan tertutup diperkecil volumenya, maka gas akan mengalami kompresi. Kompresor yang menggunakan azas ini di sebut kompresor jenis perpindahan (displacement). Secara prinsip dan pelaksanaannya

dalam praktek memerlukan konstruksi seperti diperlihatkan dalam gambar 2.1 di sini di gunakan torak yang bergerak bolak-balik di dalam sebuah silinder untuk mengisap, menekan, dan mengeluarkann gas secara berulang-ulang. Hal ini gas yang di tekan tidak boleh membocor melalui celah antara dinding torak dan dinding silinder yang saling bergesek. Maka di gunakan cincin torak sebagai perapat.



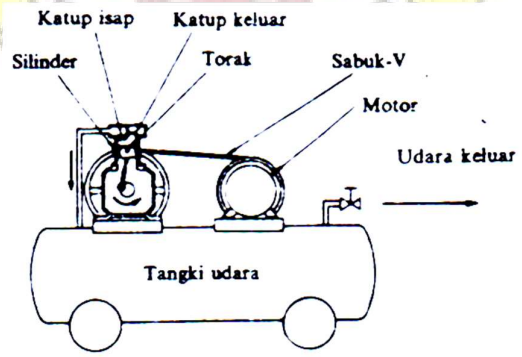
Gambar 2.1 pompa ban sepeda dan prinsip kompresor (Sularso dan Haruo, 2000)

Contoh nyata dari kompresor perpindahan yang paling umum dan sederhana adalah pompa ban untuk sepeda atau mobilseperti diperlihatkan dalam gambar 2.1. Cara kerjanya adalah sebagai berikut. Jika torak di tarik ke atas , tekanan dalam silinder di bawah akan menjadi negatip (lebih kecil dari tekanan atmosfer) sehingga udara akan masuk melalui celah katup isap. Katup ini terbuat dari kulit, dipasang pada torak, yang sekaligus berfungsi juga perapat torak. kemudian Jika torak ditekan ke bawah, volum udara yang terkurung di bawah torak akan mengecil sehingga tekanan akan naik. katup isap akan menutup dengan merapatkan celah antara torak dan dinding silinder.

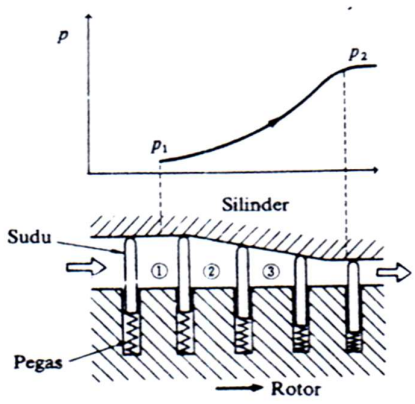
Jika torak ditekan terus, volume akan semakin kecil dan tekanan didalam silinder akan naik melebihi tekanan di dalam ban. pada saat ini udara akan terdorong masuk ke dalam ban melalui pentil (yang berfungsi sebagai katup keluar). Maka tekanan di dalam ban akan semakin bertambah besar.

Kompresor yang sesungguhnya torak tidak digerakkan dengan tangan melainkan dengan motor melalui poros engkol seperti diperlihatkan dalam gambar 2.2. Dalam hal ini katup isap dan katup keluar dipasang pada kepala silinder. Adapun sebagai penyimpan energi dipakai tangki udara. Tangki ini dapat dipersamakan dengan ban pada pompa ban. Kompresor semacam ini di mana torak bergerak bolak balik di sebut kompresor bolak-balik.

Kompresor bolak-balik menimbulkan getaran karena gaya inersia sehingga tidak sesuai untuk beroperasi pada putaran tinggi. Karena itu berbagai kompresor putar (rotary) telah di kembangkan dan tersedia banyak di pasaran. Kompresor putar jenis sudu luncur mempunyai sebuah rotor bersudu dan berputar di dalam stator berbentuk silinder.



Gambar 2.2 Unit kompresor(Sularso dan Haruo, 2000)



Gambar 2.3 Kompresi dalam /jenis sudu atau sekrap

(Sularso dan Haruo, 2000)

Dalam gambar 2.3, dalam bagan ini permukaan rotor (yang seharusnya berbentuk lingkaran) di sederhanakan menjadi lurus dan di perlengkapi dengan sudu-sudu. Sudu-sudu menekan permukaan silinder karena tekanan di dalam alur rotor, semakin kecil volume didalam silinder maka semakin besar tekanan yang dihasilkan.

Rotor dipasang secara eksentrik (tidak sesumbu) terhadap silinder. Sudu-sud dipasang pada alur-alur di sekeliling rotor berputar maka sudu akan ikut berputar sambil meluncur di permukaan dalam selinder.

Dinding dalam silinder disederhanakan pula menjadi lurus dan miring. Dengan demikian ruang antara rotor dan silinder menyempit ke arah kanan. Sekarang Jika rotor digerakkan ke kanan, gas yang di antara dinding rotor dan dinding silinder dan yang dikurung antara dua sudu (misalnya di ruang 1) akan terbawa kekanan. Ruang ini akan mengecil (menjadi 2,3, dst). Jadi gas

akan diisap dari kiri dan di bawah kekanan sambil memampatkan lalu dikeluarkan di sebelah kanan dengan tekana yang lebih tinggi. Sebaliknya jika rotor di gerakkan ke senelah kiri maka gas akan diisap dari kanan, dibawa ke kiri sambil di kembangkan lalu dikelurkan.

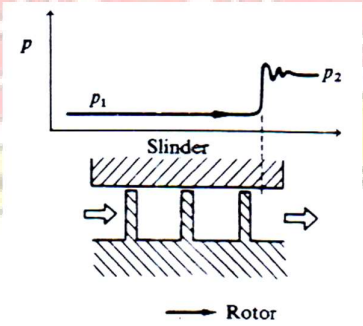
Azas kerja seperti diuraikan di atas dilaksanakan dalam komptesor putar sudu luncur dengan gerakan berputar oeh rotor dan stator berbentuk selinder. Azas pemampatan gas pada kompresor ini pada dasarnya sama dengan kompresor torak dimana gas dikurung lalu dimampatkan dnegan mengecilkan volume ruang yang mengurungnya sehingga tekanannya naik. Namun demikian pada kompresor sudu luncur terdapat masalah kerugian gesek, keausan dan kebocoran yang besar pada sisi sudu. Selain itu performansnya akan menjadi buruk perbandingan tekanan kerja tidak sesuai dengan harga optimumnya. Hal ini disebabkan oleh cara kompresi dimana gas dimampatkan sampai pada suatu perbandingan volume tertentu sebelum dikeluarkan. Jadi tekan yang dihasilkan pada saat akan dikeluarkan tidak selalu sama dengan tekanan kerja di pipa keluar.

Kompresor putar jenis sekrup (gambar 2.3) mempunyai sepasang rotor berbentuk skrup. Pasangan ini berputar serempak dalam arah yang berlawanan dan saling mengait seperti pada gigi. Putaran serempak ini dapat berlangsung karena kaitan gigi –gigi rotor itu sendiri atau dengan perantaraan sepasang roda gigi penyerempak putaran. Karena gesekan antara rotor sangat kecil maka kompresor ini mempunyai performans yang baik untuk umur kerja yang panjang. Perbedaan tekanan maksimum yang diizinkan pada kompresor jenis

ini ditentukan oleh defleksi lentur rotor dan besarnya biasanya 30 kgf/cm^2 (2941,99 kPa).

Azas pemampatan gas dalam kompresor putar jenis skrup diperlihatkan dalam bagan pada gambar 2.4. Di sisi gas seolah-olah didorong oleh torak bersudu dimana tinggi sudu adalah tetap. Disini gas tidak mengalamimkompresi pada waktu didorong dari kiri ke kanan. Baru setelah gas dikeluarkan ke sisi keluar yang mempunyai tekanan lebih tinggi disini terjadi kompresi.

Dalam pelaksanaan kompresor ini mempunyai bentuk blow jenis roots. Karena kompresi tidak dilakukan di dalam maka pulsasi dan bunyi menjadi besar. Performansinya akan menurun cepat bila dioperasikan pada perbandingan tekanan yang tinggi. Kompresor ini biasanya dipakai untuk tekanan (gage presurre) lebih kurang dari 6000 mmH2O (58,8399kPa).



Gambar 2.4 Tanpa kompresi dalam/jenis root

(Sularso dan Haruo, 2000)

2.1.2 Klasifikasi Kompresor

Kompresor dapat dibagi dalam dua jenis utama, yaitu kompresor perpindahan positif, dimana gas dihisap masuk ke dalam silinder dikompresikan dan kompresor nonpositif/dinamis, dimana gas yang dihisap masuk ke dalam dipercepat alirannya oleh sebuah impeller yang kemudian mengubah energi kinetik untuk menaikkan tekanan. Adapun klasifikasi kompresor menurut (Lestari, 2010:7):

1) Berdasarkan metode kompresi
    a) Kompresor torak, bolak-balik (metode kompresi perpindahan positif)
    b) Kompresor torak tingkat ganda (metode kompresi perpindahan positif)
    c) Kompresor putar (metode kompresi perpindahan positif)
    d) Kompresor sekrup (metode kompresi positif)
    e) Kompresor sentrifugal satu tingkat (metode kompresi dinamis)
    f) Kompresor sentrifugal tingkat ganda (metode kompresi dinamis)
2) Berdasarkan bentuk
    a) Jenis vertical
    b) Jenis horizontal
    c) Jenis silinder banyak (jenis –V, jenis –W, jenis -VV)
3) Berdasarkan kecepatan putar
    a) Jenis kecepatan tinggi
    b) Jenis Kecepatan rendah
4) Berdasarkan gas refrigerant
    a) Kompresor ammonia

b) Kompresor Freon

c) Kompresor CO_2

5) Menurut konstruksi

a) Jenis terbuka

b) Jenis hermatik

2.1.5 Pemasangan Kompresor

Hal-hal yang perlu dipertimbangkan dalam pemasangan kompresor menurut (Mahmudi, 2017:104):

1) Pemilihan Tempat

a) Instalasi harus dipasang dekat dengan tempat yang memerlukan udara tekan

b) Didaerah sekitar kompresor tidak boleh ada gas/zat yang mudah terbakar dan meledak

c) Pemeliharaan dan pemeriksaan harus dapat dilakukan dengan mudah

d) Ruangan harus terang, cukup luas, dan berventilasi baik

e) Temperatur ruangan harus lebih rendah dari 40°C

f) Kompreor harus ditempatkan didalam ruangan (aman)

2) Kondisi Pengisapan Pengisapan udara dari atmosfir perlu dijaga dengan baik

a) Temperatur udara yang diisap harus dijaga serendah mungkin dan tidak lebih dari 40°C

b) Kandungan debu disekitar tempat pengisapan harus dapat dijaga sekecil mungkin

c) Udara harus sekering mungkin

3) Instalasi dan Pemipaan

a) Pondasi

Pondasi harus kuat menahan beban dari kompresor sehingga kompresor dapat berada tetap ditempatnya dan tidak bergeser atau melesak. Sebelum kompresor dipasang, pondasi beton harus dipastikan sudah mengeras sepenuhnya, dan letak serta ukuran lubang baut harus benar.

b) Pemipaan

Kompresor pada umumnya dipergunakan instalasi pemipaan sehingga pemasangan pipa – pipa harus cermat dan benar, pemasangan yang tidak benar dapat menimbulkan retakan atau kerusakan lainnya. Pipa yang diperlukan dalam instalasi kompresor terdiri dari pipa keluar, pipa pembebas beban, dan pipa pendinginan.

c) Kabel Listrik

Pemasangan kabel-kabel listrik harus menggunakan bahan kabel yang memenuhi standar yang berlaku. Beberapa petunjuk umum dalam instalasi kabel listrik: Ukuran dan kapasitas kabel, sekering dan tombol-tombol harus ditentukan dengan hati- hati. Jika kabel terlalu panjang atau ukurannya terlalu kecil, dapat terjadi penurunan tegangan yang terlalu besar.

d) Penggerak Mula

Ada beberapa pilihan sistem penggerak mula (prime mover), untuk meggerakkan kompresor

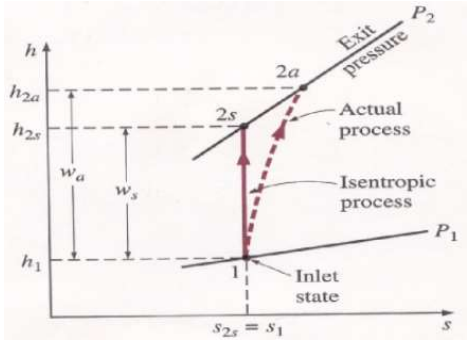
- Turbin gas untuk penggerak kompresor skala sedang hingga besar
- Turbin uap dan turbin air untuk penggerak kompresor skala besar
- Motor listrik: motor induksi, motor sinkron
- Motor bakar torak: motor bensin (< 5,5 kW), mesin gas, motor diesel.

2.1.6 Efisiensi Isentropik Kompresor

Efisiensi isentropik merupakan perbandingan antara kinerja aktual sebuah peralatan dan kinerja yang dapat dicapai di bawah keadaan ideal untuk keadaan masuk yang sama dan tekanan keluar yang sama (Puspawan, 2014:5).

Karena keadaan 1 tetap, entalpi spesifik h_1 dapat diketahui. Oleh karena itu, nilai kerja masuk hanya bergantung pada entalpi spesifik aktual (h_{2a}) dan isentropik (h_{2s}) pada keluaran. Pernyataan diatas menunjukkan bahwa besar kerja input menurun, dengan menurunnya h_{2a} dan h_{2s} kerja minimum masuk ialah nilai terkecil yang diperbolehkan untuk entalpi spesifik pada keluaran kompresor.

Proses kompresi nyata $h_{2a}>h_{2s}$, sehingga dibutuhkan lebih dari kerja minimum. Perbedaan ini dapat dihitung dengan efisiensi kompresor isentropik. Pembilang dan penyebut dari pernyataan diatas dihitung pada keadaan masuk dan tekanankeluar yang sama.



Gambar 2.5 Diagram h-s Aktual dan Isentropik (Puspawan, 2014:5)

Persamaan yang digunakan untuk menghitung efisiensi kompresor (J.P. Holman, 2010):

1) Kerja Kompresor Isentropik (Wcs)

$$Wcs = h_{2s} - h_1 \text{ (kJ/kg)} \quad (2.1)$$

2) Kerja Kompresor Kondisi Aktual (Wa)

$$Wa = h_{2a} - h_1 \text{ (kJ/kg)} \quad (2.2)$$

3) Efisiensi Kompresor

$$\eta c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \text{X } 100\% \quad (2.3)$$

Keterangan:

h_1= Entalpi kondisi aktual sisi masukan kompresor (kJ/kg)

h_{2a} = Entalpi kondisi aktual sisi keluaran kompresor (kJ/kg)

h_{2s} = Entalpi kondisi isentropik sisi keluaran kompresor (kJ/kg)

ηc= Efisiensi isentropik kompresor (%)

2.1.7 Laju Perpindahan panas dan Efektivitas Kompresor

Alat penukar kalor (heat exchanger) merupakan sebuah alat yang berfungsi untuk menurunkan dan atau meningkatkan temperatur sebuah sistem dengan

memanfaatkan suatu media pendingin atau pemanas sehingga kalor dapat berpindah dari temperatur tinggi ke temperatur rendah.

Perpindahan panas adalah perpindahan energi panas atau kalor sebagai akibat adanya perbedaan temperatur. Jadi berdasarkan definisi tersebut jika ada perbedaan temperatur antara dua media, perpindahan panas pasti terjadi. Cara perpindahan panas tersebut disebut modes of heat transfer. Jika ada gradient temperatur pada media yang diam, baik pada benda padat ataupun cairan perpindahan panas yang terjadi disebut konduksi. Jika ada gradient temperature antara benda padat dengan liquid yang mengalir disekitarnya perpindahan panas yang terjadi disebut konveksi. Semua permukaan yang memiliki temperatur memancarkan energi dalam bentuk gelombang elektromagnetik, sehingga ada atau tidak ada media perantara perpindahan panas pasti terjadi antara dua permukaan yang berbeda temperaturnya. Perpindahan panas yang demikian ini disebut radiasi.

Laju perpindahan panas pada penukar kalor mempergunakan persamaan setelah didapatkan dalam metoda perhitungan number of transfer unit (NTU). (J.P. Holman, 2010):

$$(T_2/T_1) = (P_2/P_1) \wedge (1-(1/\gamma)) \qquad (2.4)$$

Keterangan:

T_1 = Temperatur sebelum kopresi (^oC)

T_2 = Temperatur setelah kompresi (^oC)

P_1 = Tekanan sebelum kompresi (Bar)

P_2 = Tekanan setelah kompresi (Bar)

$\gamma = Cp/Cv$

$$q = C_{min}(T_2 - T_1) \quad (2.5)$$

Dimana: $C_{min} = \dot{m}_h.cp_h$

Keterangan:

- q: Laju perpindahan panas (Watt)
- C_{min}: Kapasitas panas minimal (W/ ºC)
- T_2: Temperatur keluar (ºC)
- T_1: Temperatur masuk (ºC)

Untuk memperoleh nilai Cmin dan Cmax diperlukan rumus sebagai berikut:

$$\dot{m}c = Qc\ \rho c$$

$$\dot{m}h = Qh\ \rho h \quad (2.6)$$

$$Cmin = \dot{m}_h.cp_h$$

Keterangan:

- C_{min}: Kapasitas panas minimal (W/ ºC)
- $\dot{m}$: Laju aliran massa (kg/s)
- ρ: Massa jenis (kg/m3)
- cp: Spesific heat (kJ/kg ºC)
- Q: Laju aliran fluida (m^3/s)

Secara umum efektivitas dapat dinyatakan sebagai:

$\varepsilon = \Delta T \ (fluidaminimum)/ \ Bedasuhumaksimumdidalampenukarkalor$

Apabila fluida dingin ialah fluida minimum, maka:

$$\varepsilon = Tc_2 - Tc_1 / Th_1 - Tc_1 \quad (2.7)$$

Keterangan:

Tc_2= Temperatur air keluar *cooler*

Tc_1= Temperatur air masuk *cooler*

Th_1= Temperatur udara masuk *cooler*

2.2 Teori Kompresor Sentrifugal

2.2.1 Pengertian Kompresor Sentrifugal

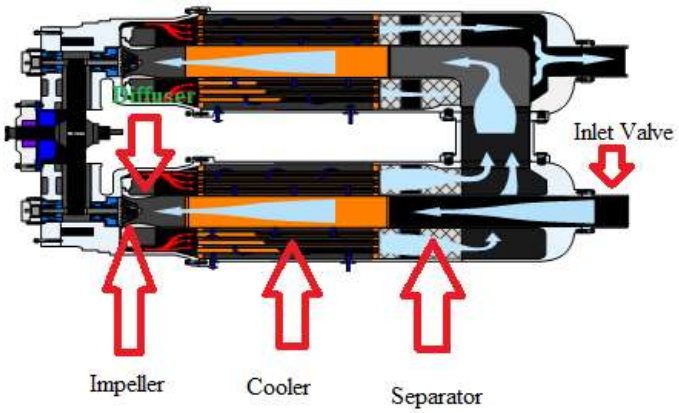
Gambar 2.6 *Centrifugal Air Compresor*

Kompresor Sentrifugal adalah salah satu kompresor dinamik yang mengkonversikan energi kecepatan gas/udara yang dibangkitkan oleh aksi/gerakan impeller yang berputar dari energi mekanik unit penggerak menjadi energy potensial (tekanan) di dalam *diffuser* (Jalil dan Arlena, 2016).

2.2.2 Prinsip Kerja Kompresor Sentrifugal

Mula – mula udara dihisap melalui *intake air filter*. Pada stage 1 udara tersebut dihisap dan ditekan oleh impeler melewati *filter* udara. Di dalam *impeller* udara masuk ke sudu-sudu danikut berputar sehingga tekanannya naik. Kemudian udara tersebut di teruskan oleh *diffuser* untuk diarahkan ke *air cooler* untuk mendinginkan udara tersebut. Untuk memisahkan kandungan air, udara selanjutnya melewati *moisture separator* untuk dibuang ke *condensat trap*. Proses

yang sama terjadi pada stage 2, tetapi dengan tekanan yang lebih tinggi. *Impeller* terdiri dari 2 tingkat tekanan yaitu *low pressure* dan *high pressure*, yang diantaranya terdapat *intercooler* dan setelah *high cooler* terdapat *after cooler*. *Cooler* digunakan untuk mendinginkan udara dengan air.Karena udara yang bersal dari centac tersebut masih mengandung kandungan air, udara tersebut di kirim lagi ke *air drayer* untuk mendapatkan udara kering dan bersih (Haryoko, 2018:14). Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar 2.7.



Gambar 2.7 Aliran Udara di Dalam Kompresor (PT. Vale Indonesia, 2019)

2.2.3 Bagian Utama dan Fungsinya

Bagian utama kompresor sentrifugal beserta fungsinya menurut (Haryoko, 2018):

1) Intake Air Filter

Berfungsi sebagai saluran tempat masuknya udara dari *atmosfer*.Pada bagian ini terdapat *screen* yang berfungsi sebagai filter dari partikel asing agartidak masuk ke kompresor.

Gambar 2.8 *Intake Air Filter* (PT. Vale Indonesia, 2019)

2) Inlet Valve

Berfungsi sebagai *valve* pengontrol masuknya udara dari atmosfer yang menggunakan pengontrol pneumatik.

Gambar 2.9 *Inlet Valve*

3) Bypass Valve

Berfungsi sebagai*valve* pengontrol keluarnya udara dari kompresor apabila *compressor*masih *unload* dan menutup setelah *compressor loading.*

Gambar 2.10 *Bypass Valve*

4) Impeller

Berfungsi menghisap udara dari atmosfer kemudian menekan udara tersebut dengan cara memutar udara tadi pada putaran tinggi.

Gambar 2.11 *Impeller*

5) Diffuser

Terletak diantara *impeller* dan *cooler* Berfungsi mengarahkan/menyebarkan udara yang telah diisap oleh *impeller*, menuju*cooler.*

Gambar 2.12 *Diffuser*

6) Air Seal

Terletak dibelakang *impeller* merupakan tipe *ring carbon*. Berfungsi untuk menahan *press oil* agar tidak merembes ke *impeller* dan menjaga *carbon seal* tidak *contaminasi* dengan oli.

Gambar 2.13 *Air Seal*

7) Air Cooler

Berfungsi sebagai pendingin udara yang masuk menggunakan air pendingin yang bersirkulasi dari *cooling tower*.

Gambar 2.14 *Air Cooler*

8) Surge Protection

Berfungsi mencegah terjadinya aliran udara balik didalam *centrifugal compressor* akibat berkurangnya tekanan udara yang dihasilkan akibat *intake filter block* dan vibrasi (*unbalance*).

Gambar 2.15 *Surge Protection*

9) Moisture Separator

Berfungsi memisahkan air yang terbawa bersama udara.

Gambar 2.16 *Moisture Separator*

10) Condensat Trap

Berfungsi sebagai pembuangan air, yang disebabkan oleh udara panas yang menguap.

Gambar 2.17 *Condensat Trap*

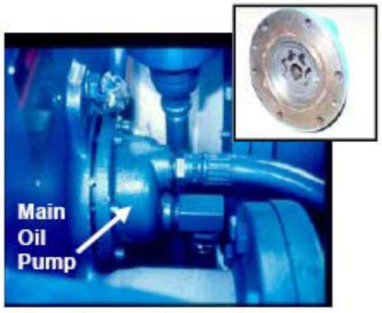
11) *Prelube Pump*

Berfungsi sebagai pompa pelumasan awal sebelum *centac* (kompressor) *running.*

Gambar 2.18 *Prelube Pump*

12) *Main Oil Pump*

Berfungsi sebagai pelumasan pada saat *centac* (kompressor running). Pompa terhubung langsung dengan *bullgear* sehingga running ketika motor *start.*



Gambar 2.19 *Main Oil Pump*

13) *Coupling*

Berfungsi sebagai penghubung antara *shaft* motor dan *shaft centac*(kompressor).

Gambar 2.20 *Coupling*

14) *Filter Oil*

Berfingsi sebagai penyaring oli yang bersirkulasi

Gambar 2.21 *Filter Oil*

15) *Breather*

Berfungsi sebagai pernafasan bagi oli yang memiliki temperatur tinggi sehingga menguap, sehingga uap panas dari oli keluar melalui celah *Breather* dan oli terperangkap dan kembali ke dalam penampungan oli.

Gambar 2.22 *Breather*

16) *Oil Cooling Water*

Berfungsi sebagai pendingin oli menggunakan air yang bersirkulasi dari *Cooling Tower.*

Gambar 2.23 *Oil Cooling Water*

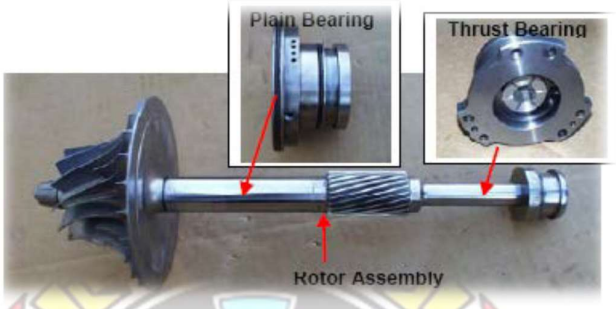
17) *Pinion Gear*

Gambar 2.24 *Pinion Gear*

Berfungi sebagai pengubah besaran putaran dari bullgear ke *impeller*.

18) *Rotor Assembly*

Berfungsi sebagai penghubung antara *pinion gear, impeller, thrust bearing,* dan *plain bearing*.



Gambar 2.25 *Rotor Assembly*

19) *Plain Bearing*

Berfungsi mengurangi gesekan akibat adanya *sliding* kontak antara permukaan yang bergesekan.

20) *Thrust Bearing*

Berfungsi sebagai*bearing* yang di design untuk menahan beban horizontal yang paralel dengan sumbu poros horizontal.

21) *Relief Valve*

Berfungsi untuk mengatur tekanan oli yang masuk ke kompresor

Gambar 2.26 *Relief Valve*

2.2.4 Gangguan pada kompresor sentrifugal

Gangguan merupakan hal yang sangat dihindari karena dapat merusak alat atau mesin dan juga dapat meningkatkan biaya perawatan. Adapun gangguan-gangguan besar yang biasa terjadi pada kompresor sentrifugal menurut (Haryoko, 2018):

1) Vibrasi

Rancangan mesin yang baik akan menghasilkan tingkat vibrasi yang rendah. Pada saat keausan mulai terjadi pada mesin, terjadinya perubahan pada fondasi mesin dan terjadi deformasi pada suatu komponen maka akan terjadi perubahan sifat dinamik pada suatu mesin yang akan mengakibatkan: poros mulai *misalignment*, komponen mesin mulai mengalami keausan, rotor menjadi *unbalance* dan *clearence* akan bertambah (akan menambah energi vibrasi yang bersifat merusak).

Vibrasi umumnya bersifat merusak dan diakibatkan oleh transmisi gaya melalui suatu mesin yang akan menambah tingkat keausan pada suatu mesin dan akan mempercepat kerusakan.

2) *Surge*

Surge pada kompressor menunjukkan adanya kondisi operasi yang tidak stabil. Surge itu sendiri hanya terjadi pada kompresor jenis aksial dan sentrifugal. Surging merupakan gejala kompresor akibat dari rendahnya laju aliran yang masuk ke kompresor. *Flow* tersebut mempunyai batas minimum tertentu. Batasan tersebut tergantung pada kecepatan putar (rpm) dan

tekanan discharge serta tekanan suction kompresor. Jika kompresor beroperasi di bawah harga minimumnya, maka kompresor akan mengalami surging sehingga terjadi aliran balik gas. Surging ini ditandai dengan vibrasi yang tinggi dari kompresor tersebut. Akibat dari surging pada kompresor adalah terjadinya kerusakan pada poros, sudu-sudu stator, sudu-sudu rotor, dan bearing kompresor. Secara umum ada dua jenis surge yang terjadi pada kompresor yaitu :

a) *Mild Surge*

Merupakan *surge y*ang terjadi karena adanya osilasi aliran dengan frekuensi tinggi dalam batas aliran sempit yang terjadi pada tekanan relative konstan. *Surge* ini tidak terjadi secara simultan pada semua bagian kompresor, namun hanya pada salah satu atau beberapa bagian saja, misalnya pada sudu-sudu akibat adanya aliran balik atau berkurang.

b) *Violent Surge*

Surge ini terjadi di seluruh unit, ditandai dengan jatuhnya laju aliran secara mendadak sehingga menimbulkan vibrasi yang sangat tinggi, bunyi bising, dan temperature tinggi yang kemudian memungkinkan terjadinya kondisi *trip* pada kompresor. Jika kondisi proses yang menyebabkan surge ini tidak segera diatasi, maka surge ini akan berulang dalam selang waktu hanya bebarapa detik saja. Hal ini dikarenakan pada saat tekanan turun, kompresor akan mengembalikan aliran dalam arah positif lagi. Arah positif ini akan menaikkan tekanan sehingga laju aliran akan jatuh kembali ketika melampaui batas *surge*.

2.2.5 Sistem Proteksi kompresor sentrifugal *multi stage*

Sistem proteksi pada kompresor dimaksudkan untuk menghindarkan kompresor dari kondisi tidak aman terlebih lagi menghindarkan kompresor dari kerusakan mekanikal yang fatal. Berikut beberapa sistem proteksi yang terdapat pada kompresor menurut (Haryoko, 2018):

1) Sensor Suhu

   Untuk menjaga stabilitas kerja kompresor, dipasang sensor suhu untuk mengukur temperatur udara baik itu *suction* maupun *discharge*. Sehingga apabila terjadi kenaikan temperatur pada kompresor akan memicu alarm bahkan trip untuk meng-offkan kinerja motor kompresor. Sensor suhu terpasang pada tiap *stage* kompresor, pada sistem lubrikasi, *motor bearing*, dan untuk mengukur suhu air pendingin pada *air cooler*.

2) Sensor Vibrasi

   Seperti yang diketahui sebelumnya, vibrasi pada kompresor dapat memicu timbulnya kerusakan pada bagian-bagian kompresor. Karena getaran yang terus menerus terjadi bisa mengakibatkan poros mulai *misalignment*, komponen mesin mulai mengalami keausan, rotor menjadi *unbalance* dan *clearence* akan bertambah (akan menambah energi vibrasi yang bersifat merusak). Terdapat beberapa pengukur vibrasi pada kompresor contohnya pada beberapa titik di setiap stage motor bearing dan impeler.

3) Alat Ukur Tekanan

Pressure gauge terdapat pada setiap *stage* kompresor untuk mengukur perbedaan tekanan pada masing-masing *stage* agar suplai udara bertekanan tidak menurun. Selain itu, untuk memastikan memastikan sistem lubrikasi berjalan baik, maka alat ukur tekanan juga dipasang pada oli agar mekanime *bullgear* dan *piniongear* bisa halus.

2.3 Penelitian Terdahulu

Efisiensi adalah kemampuan suatu alat untuk bekerja dengan baik dan optimal dengan tidak memakai banyak sumber daya. Menurut peneliti terdaluhu ada beberapa faktor yang mempengaruhi efisiensi kompresor seperti yang dikemukakan oleh Yelly Mulian dan Nenny Fatmawati (2017).

> Kinerja kompresor sangat dipengaruhi oleh kualitas umpan yaitu kandungan gas yang masuk, serta tekanan dan temperatur gas yang masuk. Dilihat dari parameter efisiensi, kondisi kompresor C.101.AT pada bulan mei 2015 yang ditandai dengan harga efisiensi politropik rata-rata sebesar 76,39%, efisiensi kinerja kompresor rata-rata sebesar 96,98% dengan kapasitas inlet rata-rata 49,27 HP dari 3800 HP.

Selain dapat menyebabkan menurunnya efisiensi udara panas yang masuk ke *inlet* juga dapat meningkatkan biaya perawatan seperti yang dikemukakan Taufiqur Rokhman (2013).

> Pengaruh udara masuk pada kinerja kompresor tidak boleh diremehkan. Udara masuk yang tercemar atau panas dapat merusak kinerja kompresor dan menyebabkan energi serta biaya perawatan yang berlebihan. Jika kadar air, debu, atau bahan pencemar lain terdapat dalam udara masuk, maka bahan pencemar tersebut dapat terkumpul pada komponen bagian dalam kompresor, seperti kran, fan, rotor dan baling-baling. Kumpulan pencemar tersebut dapat mengakibatkan kerusakan dini dan menurunkan kapasitas kompresor. Kompresor menghasilkan panas pada operasinya yang kontinyu. Panas ini d ilepaskan ke kamar/ruang kompresor sehingga memanaskan udara masuk. Hal ini mengakibatkan rendahnya efisiensi volumetrik dan pemakaian daya

menjadi lebih besar. Sebagai atura n umum, "Setiapkenaikan suhu udara masuk sebesar 4ºC akan meningkatkan konsumsi energi sebesar 1 persen untuk keluaran yang sama". Jadi udara dingin yang masuk akan meningkatkan efisiensi energi kompresor.

Selain kompresor sentrifugal suhu udara yang masuk ke *inlet* juga dapat mempengaruhi efisiensi kompresor *screw* seperti yang dikemukakan Angky Puspawan (2014).

Setelah melakukan penelitian dengan mengambil data kerja kompresor yang ada di pabrik *Hot Strip Mill* PT. Krakatau Steel diperoleh nilai rata-rata efisiensi isentropik sebesar 87,34%, dengan *range* 84,81-89,48%. Dari hasil perhitungan yang telah dilakukan dapat disimpulkan bahwa kompresor yang digunakan di pabrik *Hot Strip Mill* PT. Krakatau Steel ini masih bekerja dengan baik walaupun kompresor ini bekerja terus menerus dan hanya dilakukan 1 hari pe-nonaktifan setiap bulannya. Dan dapat diketahui juga bahwa temperature dan tekanan sekitar sangat mempengaruhi kerja kompresor ini dapat dilihat apabila temperatur dan tekanan masuk kompresor cukup besar maka kerja kompresor kurang maksimal begitupun sebaliknya apabila tekanan dan temperature masuk ke dalam kompresor rendah maka kompresor akan bekerja lebih baik.

Adapun penelitian tentang efektivitas *cooler* kompresor sentrifugal yang dikemukakan oleh Aprianto (2017)

Pada perhitungan akhir didapatkan hasil efektivitas dari unjuk kerja air cooler generator mengalami kenaikan seiring variasi kenaikan laju aliran massa air pendingin, dimana point pertama menyatakan pada kecepatan efektif air pendingin 0,15 m/s maka efektivitas air cooler generator sebesar 0,581 atau 58,1% dimana kinerja dari air cooler generator sudah memenuhi kinerja yang dibutuhkan dengan temperatur udara keluar efektif sebesar 28,072°C.

Adapun penelitian tentang pengaruh pendinginan terhadap kompresor sentrifugal yang dikemukakan oleh Kurniawan dan Charles (2019)

Tindakan yang mungkin dilakukan guna meminimalisir terjadinya kegagalan, yaitu melakukan pengecekan dan pembersihan intercooler secara terjadwal guna memastikan tidak ada kebocoran tubing dan kotoran pada sirip-sirip evaporator.

BAB III

METODE PENELITIAN

3.1 Tempat dan Waktu Penelitian

Pengambilan data temperatur, tekanan dan data lainnya dilakukan di *Utilities Thermal Plant* pada PT. Vale Indonesia Sorowako Kab. Luwu Timur pada bulan April-Mei 2020.

3.2 Alat dan Bahan

Penelitian dilakukan pada kompresor sentrifugaldua *stage*terdiri dari:

1) Kompresor sentrifugal model 1ACII18MX2 dengan spesifikasi:
   a. Debit : 1593 scfm (44,604 m^3/min)
   b. Kecepatan putaran : 2975 rpm
   c. Tekanan masuk (*Intake*) : 31 psig (213737 Pa)
   d. Tekanan keluar (*Discharge*) : 112 psig (772213 Pa)
2) Thermometer digunakan untuk mengukur temperatur udara.
3) *Preassure Gauge*digunakan untuk mengukur tekanan pada sisi masukan (*inlet)* dan keluaran (*discharge).*
4) *Flowmeter* digunakan untuk mengukur debit aliran udara.

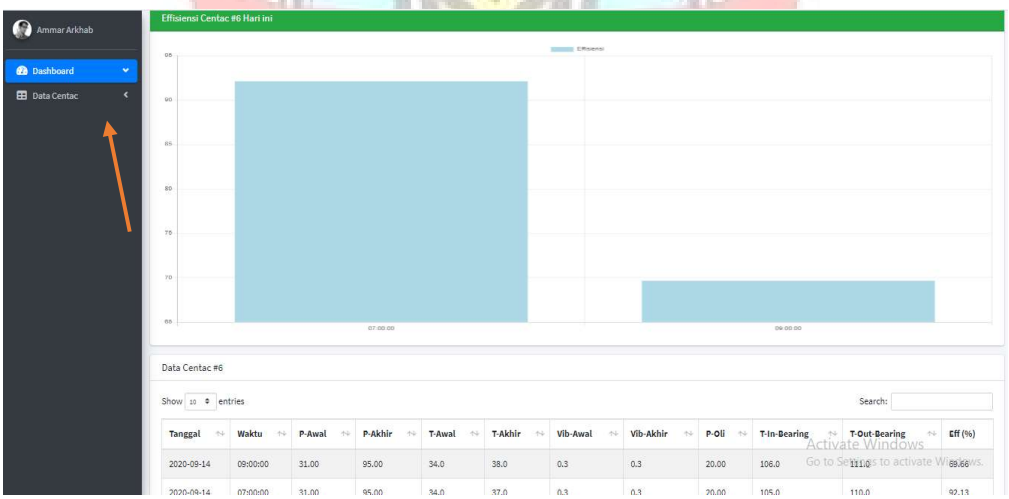
3.3 Teknik Pengumpulan Data

1) Studi Literatur, yaitu mencari referensi teori yang relevan dengan *centrifugal air compressor multi stage.*

2) Observasi, yaitu dengan mengamati langsung pada *panel screen* kompresor dan *monitordi control room* di Utilities Thermal Plant pada PT. Vale Indonesia untuk mendapatkan data yang terbaru.

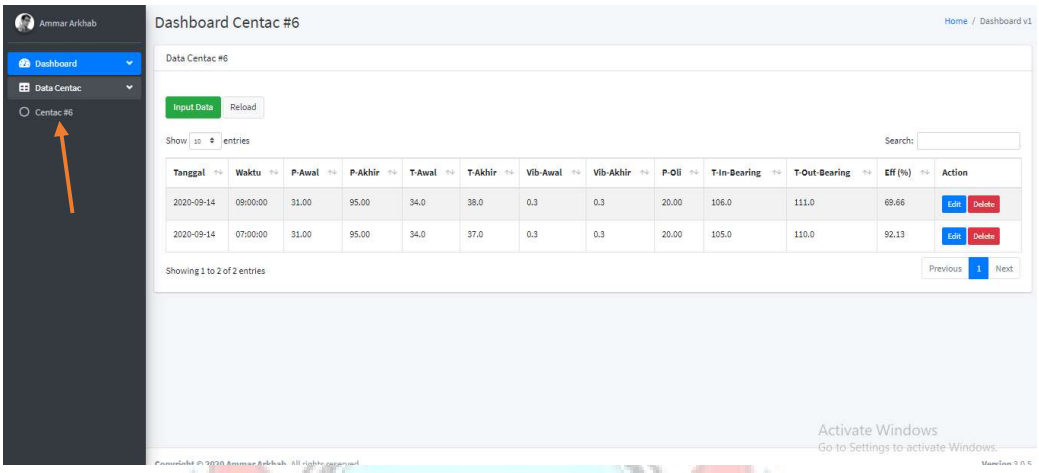
3) Studi Dokumen, yaitu dengan mengumpulkan data laporan operator tahun-tahun sebelumnya agar dapat membandingkannya dengan data yang terbaru yang diambil dari aplikasi. Adapun aplikasi yang digunakan adalah aplikasi berbasis website yang bisa merekam data dan menganalisis efisiensi isentropik *centac* secara *real time.* Langkah-Langkah penggunaan aplikasi sebagai berikut:

1. Login dengan menggunakan budge number

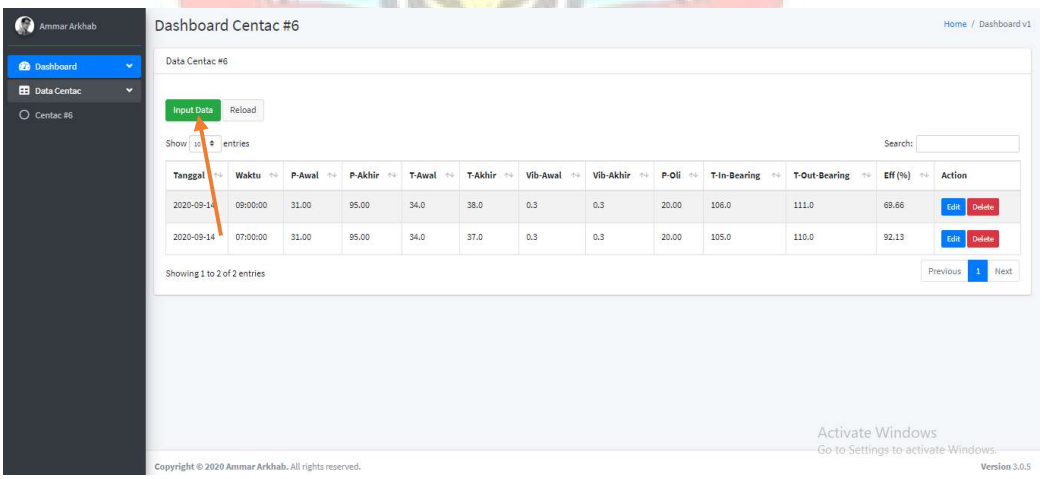


2. Masuk ke menu data centac

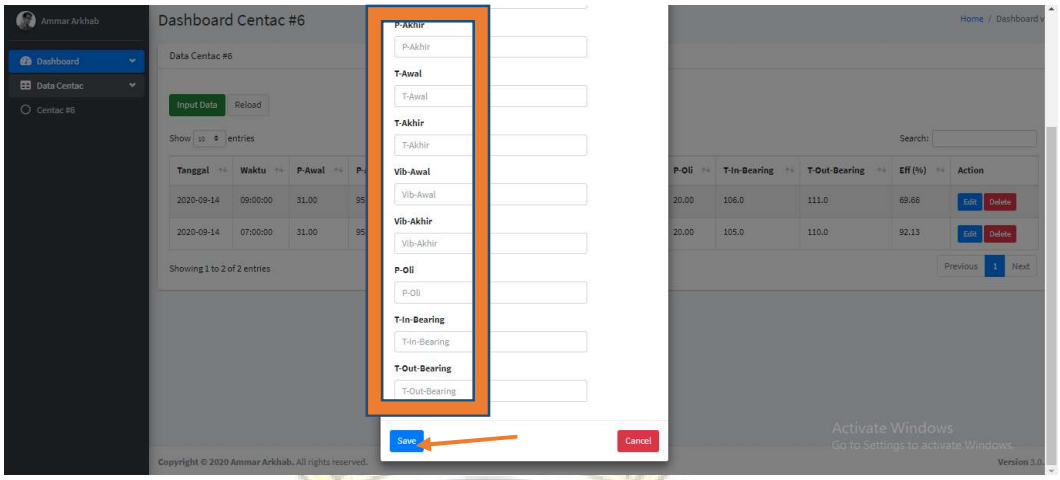
3. Pilih centac #6



4. Klik Input data



5. Kemudian isi semua data yang diminta lalu save



3.4 Teknik Analisis Data

Efisiensi kompresor dapat dihitung berdasarkan data yang ada dilapangan serta data spesifikasi kompresor dengan menggunakan persamaan-persamaan yang ada. Setelah mendapatkan data dari lapangan serta data spesifikasi kompresor, dari itu perhitungan efisiensi kompresor dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut:

1) Perhitungan Entalpi pada Kondisi Isentropik (Kondisi Ideal)

   Menggunakan data spesifikasi kompresor yang telah diketahui, entalpi kompresor pada kondisi isentropik dapat ditentukan dengan menggunakan program *Computer Aided Thermodynamics Table 3 (CATT3)* adapun data yang diperlukan adalah tekanan keluar (Pa) dan temperatur keluar (^oC) yang berdasarkan data spesifikasi kompresor.

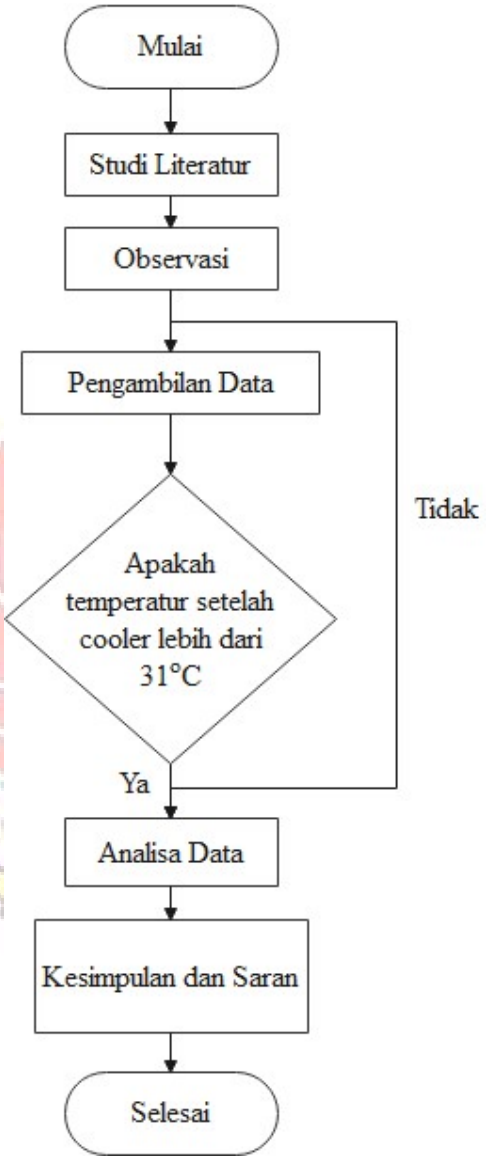
2) Perhitungan Entalpi pada Kondisi Aktual (Kondisi Nyata/Kondisi Operasi)

Entalpi pada kondisi aktual juga dapat diketahui dengan menggunakan program *Computer Aided Thermodynamics Table 3 (CATT3)* adapun data yang diperlukan adalah tekanan kompresor pada sisi masuk (Pa), temperatur kompresor pada sisi masuk (^oC), tekanan keluaran kompresor (Pa), temperature keluaran kompresor (^oC) yang diambil setiap jam mulai dari pukul 07.00 sampai dengan pukul 19.00.

3) Perhitungan Efisiensi Isentropik Kompresor

Nilai entalpi pada kondisi isentropik dan kondisi aktual yang diperoleh, maka efisiensi kompresor dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 2.3 berdasarkan gambar 2.5.

3.5 Flowchart



BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil

Adapun epesifikasi kompresor adalah sebagai berikut:

a. Jenis Kompresor : Sentrifugal

b. Model : 1ACII18MX2

c. Debit : 1593 scfm (44,604 m^3/min)

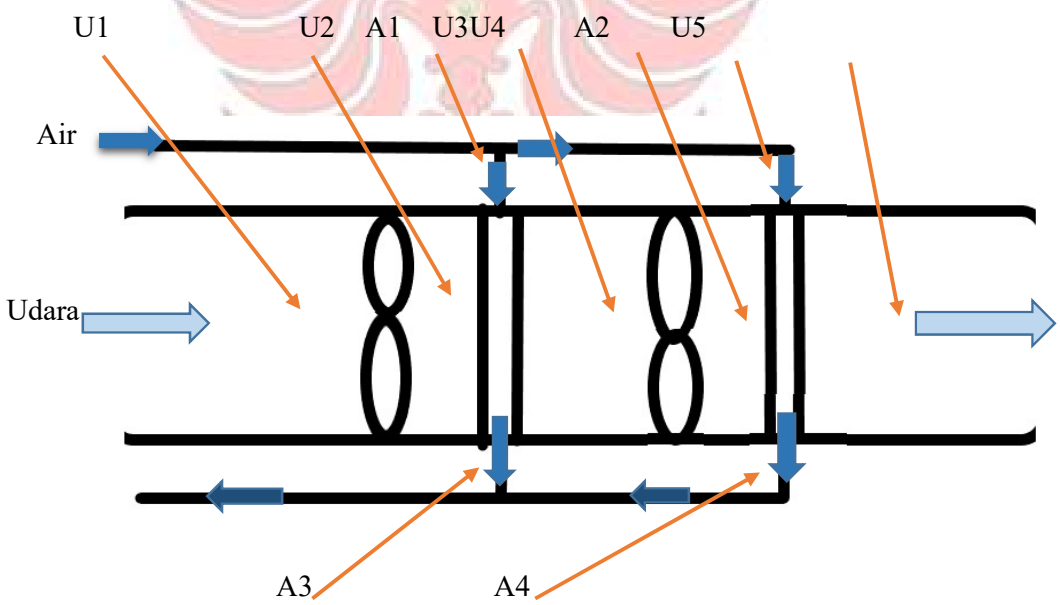
d. Kecepatan putaran : 2975 rpm

e. Tekanan masuk (*Intake*) : 31 psig (213737Pa)

f. Tekanan keluar (*Discharge*) : 112 psig (772213Pa)

g. Temperatur Keluar : 36,8ºC

h. Diagram alir air dan udara :



Gambar 4.1 Diagram alir air dan udara

Keterangan:

1. U1= Udara lingkungan masuk ke kompresor (Tu_1& Pu_1)
2. U2= Udara setelah dikompresi pada stage 1(Tu_2 & Pu_2)
3. U3 = Udara yang telah didinginkan pada *cooler stage* 1 (Tu_3 &Pu_3)
4. U4 = Udara yang dikompresi pada *stage* 2 (Tu_4 & Pu_4)
5. U5 = Udara yang telah didinginkan pada *cooler stage* 2 (Tu_5 & Pu_5)
6. A1 = Air masuk dari cooling tower ke *cooler*stage 1 (Ta_1& Pa_1)
7. A2 = Air masuk dari cooling tower ke *coolerstage* 1 (Ta_2 & Pa_2)
8. A3 = Air yang keluar dari *cooler stage* 1 menuju ke *cooling tower* (Ta_3 & Pa_3)
9. A4 = Air yang keluar dari *cooler stage* 2 menuju ke *cooling tower* (Ta_4 & Pa_4)

Tabel 4.1 Pengamatan Kompressor sebelum dibersihkan

Time	Air Pressure After Cooler (Psi)		Air Temperatur After Cooler (°C)		Cooling Water Pressure (Psi)				Cooling Water Temperatur (°C)				Vibration (Mils PK-PK)		Oil Pressure (Psi)	Air Pressure Before Cooler Stage 1 (Psi)	Air Pressure Before Cooler Stage 2 (Psi)
	Stage 1	Stage 2	Stage 1	Stage 2	Stage 1		Stage 2		Stage 1		Stage 2		Stage 1	Stage 2			
					IN	OUT	IN	OUT	IN	OUT	IN	OUT					
0:00	31	112	34	37.2	30	26	30	27	23	27.7	23	35	0.5	0.5	20	32	113
02:00	31	112	34	37.2	30	26	30	27	23	27.7	23	35	0.5	0.5	20	32	113
4:00	31	112	34	37.2	30	26	30	27	23	27.7	23	35	0.5	0.5	20	32	113
06:00	31	112	34	37.2	30	26	30	27	23	27.7	23	35	0.5	0.5	20	32	113
8:00	31	112	34	37.5	30	26	30	27	23	27.7	23	34.7	0.5	0.5	20	32	113
10:00	31	112	34	38	30	26	30	27	24	28.7	24	35.2	0.5	0.5	20	32	113
12:00	31	112	35	38	30	26	30	27	25	28.7	25	36.2	0.5	0.5	20	32	113
14:00	31	112	37	38	30	26	30	27	26	27.7	26	37.2	0.5	0.5	20	32	113
16:00	31	112	36	38	30	26	30	27	26	28.7	26	37.2	0.5	0.5	20	32	113
18:00	31	112	35	38	30	26	30	27	25	28.7	25	36.2	0.5	0.5	20	32	113
20:00	31	112	35	37.2	30	26	30	27	24	27.7	24	36	0.5	0.5	20	32	113
22:00	31	112	34	37.2	30	26	30	27	23	27.7	23	35	0.5	0.5	20	32	113

Sorowako,1 September 2020

WISNU HARYOKO

(Manager Thermal Maintenanance)

Tabel 4.2 Pengamatan Kompressor setelah dibersihkan

Time	Air Pressure After Cooler (Psi)		Air Temperatur After Cooler (°C)		Cooling Water Pressure (Psi)				Cooling Water Temperatur (°C)				Vibration (Mils PK-PK)		Oil Pressure (Psi)	Air Pressure Before Cooler Stage 1 (Psi)	Air Pressure Before Cooler Stage 2 (Psi)
	Stage 1	Stage 2	Stage 1	Stage 2	Stage 1		Stage 2		Stage 1		Stage 2		Stage 1	Stage 2			
					IN	OUT	IN	OUT	IN	OUT	IN	OUT					
0:00	31	112	34	37	30	26	30	27	23	27.7	23	35.2	0.3	0.3	20	32	113
02:00	31	112	34	37	30	26	30	27	23	27.7	23	35.2	0.3	0.3	20	32	113
4:00	31	112	34	37	30	26	30	27	23	27.7	23	35.2	0.3	0.3	20	32	113
06:00	31	112	34	37	30	26	30	27	23	27.7	23	35.2	0.3	0.3	20	32	113
8:00	31	112	34	37	30	26	30	27	23	27.7	23	35.2	0.3	0.3	20	32	113
10:00	31	112	34.2	37.3	30	26	30	27	23	27.5	24	35.9	0.3	0.3	20	32	113
12:00	31	112	34.5	38	30	26	30	27	23	27.2	25	36.2	0.3	0.3	20	32	113
14:00	31	112	35	38	30	26	30	27	23	26.7	26	37.2	0.3	0.3	20	32	113
16:00	31	112	35	37.5	30	26	30	27	23	26.7	26	37.7	0.3	0.3	20	32	113
18:00	31	112	35	37.2	30	26	30	27	23	26.7	25	37	0.3	0.3	20	32	113
20:00	31	112	35	37	30	26	30	27	23	26.7	24	36.2	0.3	0.3	20	32	113
22:00	31	112	34	37	30	26	30	27	23	27.7	23	35.2	0.3	0.3	20	32	113

Sorowako,3 September 2020

WISNU HARYOKO

(Manager Thermal Maintenance)

Tabel 4.3 Pengamatan Kompressor jika bukaan katup 95%

Time	Air Pressure After Cooler (Psi)		Air Temperatur After Cooler (°C)		Cooling Water Pressure (Psi)				Cooling Water Temperatur (°C)				Vibration (Mils PK-PK)		Oil Pressure (Psi)	Air Pressure Before Cooler Stage 1 (Psi)	Air Pressure Before Cooler Stage 2 (Psi)
	Stage 1	Stage 2	Stage 1	Stage 2	Stage 1		Stage 2		Stage 1		Stage 2		Stage 1	Stage 2			
					IN	OUT	IN	OUT	IN	OUT	IN	OUT					
0:00	31	112	34	37	28.5	24.7	28.5	25.6	23	27.7	23	35.2	0.3	0.3	20	32	113
02:00	31	112	34	37	28.5	24.7	28.5	25.6	23	27.7	23	35.2	0.3	0.3	20	32	113
4:00	31	112	34	37	28.5	24.7	28.5	25.6	23	27.7	23	35.2	0.3	0.3	20	32	113
06:00	31	112	34	37.1	28.5	24.7	28.5	25.6	23	27.7	23	35.1	0.3	0.3	20	32	113
8:00	31	112	34	37.1	28.5	24.7	28.5	25.6	23	27.7	23	35.1	0.3	0.3	20	32	113
10:00	31	112	34	37.3	28.5	24.7	28.5	25.6	22	26.7	24	35.9	0.3	0.3	20	32	113
12:00	31	112	34.5	38	28.5	24.7	28.5	25.6	25	29.2	25	36.2	0.3	0.3	20	32	113
14:00	31	112	35	38	28.5	24.7	28.5	25.6	25	28.7	26	37.2	0.3	0.3	20	32	113
16:00	31	112	35	37.5	28.5	24.7	28.5	25.6	25	28.7	26	37.7	0.3	0.3	20	32	113
18:00	31	112	35	37.2	28.5	24.7	28.5	25.6	25	28.7	25	37	0.3	0.3	20	32	113
20:00	31	112	35	37	28.5	24.7	28.5	25.6	24	27.7	24	36.2	0.3	0.3	20	32	113
22:00	31	112	34	37	28.5	24.7	28.5	25.6	23	27.7	23	35.2	0.3	0.3	20	32	113

Sorowako,5 September 2020

WISNU HARYOKO

(Manager Thermal Maintenance)

Tabel 4.4 Pengamatan Kompressor jika bukaan katup 90%

Time	Air Pressure After Cooler (Psi)		Air Temperatur After Cooler (°C)		Cooling Water Pressure (Psi)				Cooling Water Temperatur (°C)				Vibration (Mils PK-PK)		Oil Pressure (Psi)	Air Pressure Before Cooler Stage 1 (Psi)	Air Pressure Before Cooler Stage 2 (Psi)
	Stage 1	Stage 2	Stage 1	Stage 2	Stage 1		Stage 2		Stage 1		Stage 2		Stage 1	Stage 2			
					IN	OUT	IN	OUT	IN	OUT	IN	OUT					
0:00	31	112	34	37	27	23.4	27	24.3	23	27.7	23	35.2	0.3	0.3	20	32	113
02:00	31	112	34	37.1	27	23.4	27	24.3	23	27.7	23	35.1	0.3	0.3	20	32	113
4:00	31	112	34	37.1	27	23.4	27	24.3	23	27.7	23	35.1	0.3	0.3	20	32	113
06:00	31	112	34	37.1	27	23.4	27	24.3	23	27.7	23	35.1	0.3	0.3	20	32	113
8:00	31	112	34	37.2	27	23.4	27	24.3	23	27.7	23	35	0.3	0.3	20	32	113
10:00	31	112	34	37.3	27	23.4	27	24.3	24	28.7	24	35.9	0.3	0.3	20	32	113
12:00	31	112	34	38	27	23.4	27	24.3	26	30.7	25	36.2	0.3	0.3	20	32	113
14:00	31	112	35	38	27	23.4	27	24.3	24	27.7	26	37.2	0.3	0.3	20	32	113
16:00	31	112	35	37.6	27	23.4	27	24.3	25	28.7	26	37.6	0.3	0.3	20	32	113
18:00	31	112	35	37.2	27	23.4	27	24.3	25	28.7	25	37	0.3	0.3	20	32	113
20:00	31	112	35	37	27	23.4	27	24.3	24	27.7	24	36	0.3	0.3	20	32	113
22:00	31	112	34	37	27	23.4	27	24.3	23	27.7	23	35.2	0.3	0.3	20	32	113

Sorowako,6 September 2020

WISNU HARYOKO

(Manager Thermal Maintenance)

Tabel 4.5 Pengamatan Kompressor jika bukaan katup 85%

Time	Air Pressure After Cooler (Psi)		Air Temperatur After Cooler (°C)		Cooling Water Pressure (Psi)				Cooling Water Temperatur (°C)				Vibration (Mils PK-PK)		Oil Pressure (Psi)	Air Pressure Before Cooler Stage 1 (Psi)	Air Pressure Before Cooler Stage 2 (Psi)
	Stage 1	Stage 2	Stage 1	Stage 2	Stage 1		Stage 2		Stage 1		Stage 2		Stage 1	Stage 2			
					IN	OUT	IN	OUT	IN	OUT	IN	OUT					
0:00	31	112	34	37.2	25.5	22.1	25.5	22.9	23	27.7	23	35	0.3	0.3	20	32	113
02:00	31	112	34	37.2	25.5	22.1	25.5	22.9	23	27.7	23	35	0.3	0.3	20	32	113
4:00	31	112	34	37.2	25.5	22.1	25.5	22.9	23	27.7	23	35	0.3	0.3	20	32	113
06:00	31	112	34	37.2	25.5	22.1	25.5	22.9	23	27.7	23	35	0.3	0.3	20	32	113
8:00	31	112	34	37.3	25.5	22.1	25.5	22.9	23	27.7	23	34.9	0.3	0.3	20	32	113
10:00	31	112	34.2	37.4	25.5	22.1	25.5	22.9	24	28.5	24	35.8	0.3	0.3	20	32	113
12:00	31	112	34.5	38	25.5	22.1	25.5	22.9	24	28.2	25	39.7	0.3	0.3	20	32	113
14:00	31	112	35	38	25.5	22.1	25.5	22.9	24	27.7	26	40.2	0.3	0.3	20	32	113
16:00	31	112	35	37.6	25.5	22.1	25.5	22.9	25	28.7	26	40.2	0.3	0.3	20	32	113
18:00	31	112	35	37.3	25.5	22.1	25.5	22.9	25	28.7	25	39.2	0.3	0.3	20	32	113
20:00	31	112	35	37.2	25.5	22.1	25.5	22.9	24	27.7	24	38.2	0.3	0.3	20	32	113
22:00	31	112	34	37.2	25.5	22.1	25.5	22.9	23	27.7	23	35	0.3	0.3	20	32	113

Sorowako,7 September 2020

WISNU HARYOKO

(Manager Thermal Maintenance

Tabel 4.6 Pengamatan Kompressor jika bukaan katup 80%

Time	Air Pressure After Cooler (Psi)		Air Temperatur After Cooler (°C)		Cooling Water Pressure (Psi)				Cooling Water Temperatur (°C)				Vibration (Mils PK-PK)		Oil Pressure (Psi)	Air Pressure Before Cooler Stage 1 (Psi)	Air Pressure Before Cooler Stage 2 (Psi)
	Stage 1	Stage 2	Stage 1	Stage 2	Stage 1		Stage 2		Stage 1		Stage 2		Stage 1	Stage 2			
					IN	OUT	IN	OUT	IN	OUT	IN	OUT					
0:00	31	112	34.2	37.5	24	26	24	21.6	23	27.5	23	34.7	0.3	0.3	20	32	113
02:00	31	112	34.2	37.5	24	26	24	21.6	23	27.5	23	34.7	0.3	0.3	20	32	113
4:00	31	112	34.2	37.5	24	26	24	21.6	23	27.5	23	34.7	0.3	0.3	20	32	113
06:00	31	112	34.2	37.5	24	26	24	21.6	23	27.5	23	34.7	0.3	0.3	20	32	113
8:00	31	112	34.1	37.5	24	26	24	21.6	23	27.6	23	34.7	0.3	0.3	20	32	113
10:00	31	112	34.2	37.7	24	26	24	21.6	24	28.5	24	35.5	0.3	0.3	20	32	113
12:00	31	112	34.5	38	24	26	24	21.6	26	30.2	25	36.2	0.3	0.3	20	32	113
14:00	31	112	35.1	38	24	26	24	21.6	24	27.6	26	37.2	0.3	0.3	20	32	113
16:00	31	112	35.1	37.6	24	26	24	21.6	25	28.6	26	37.6	0.3	0.3	20	32	113
18:00	31	112	35.1	37.5	24	26	24	21.6	25	28.6	25	36.7	0.3	0.3	20	32	113
20:00	31	112	35.1	37.5	24	26	24	21.6	24	27.6	24	35.7	0.3	0.3	20	32	113
22:00	31	112	34.2	37.5	24	26	24	21.6	23	27.5	23	34.7	0.3	0.3	20	32	113

Sorowako,8 September 2020

WISNU HARYOKO

(Manager Thermal Maintenance)

Bedasarkan data pada tabel 4.1 – 4.6 dan sebagian data diambil dari spesifikasi kompresor dapat dihitung temperatur sebelum *cooler*, efektivitas *cooler*, dan laju perpindahan panas udara dengan menggunakan persamaan (Mengambil contoh data pertama pada tanggal 3 september 2020 setelah kompresor dibersihkan):

a. Menghitung temperatur sebelum *cooler* pada stage 1

Diketahui:

Tu_1= 31°c

Pu_1=1 atm = 1,01325 bar

Pu_2 =32 Psi = 2,20632 bar

γ = Cp/Cv = (1,00524 kJ/kg.K) / (0,7214 kJ/kg.K) = 1.39345 (Diambil dari hasil interpolasi di tabel B.1 pada lampiran)

Penyelesaian:

Tu_2/Tu_1= (Pu_2 /Pu_1) ^ (1-(1/γ))

Tu_2/31 = (2,20632/1,01325) ^ (1-(1/1,39345))

Tu_2/31 = (2,17746) ^ (0,28313)

Tu_2/31 = 1,24647

Tu_2 = 38,64057 ^{o}C

b. Menghitung temperatur sebelum *cooler* pada stage 2

Diketahui:

Tu_3 = 34°c

Pu_3 =31 Psi = 2,13737 bar

Pu_4 =113 Psi = 7,79108 bar

γ = Cp/Cv = (1,00542 kJ/kg.K) / (0,7217 kJ/kg.K) = 1,39312 (Diambil dari hasil interpolasi di tabel B.1 pada lampiran)

Penyelesaian:

T_2/T_1= (P_2 /P_1) ^ (1-(1/γ))

Tu_4/Tu_3= (Pu_4 /Pu_3) ^ (1-(1/γ))

Tu_4/31 = (7,79108 /2,13737) ^ (1-(1/1,39312))

Tu_4/31 = (3,64517) ^ (0,28219)

Tu_4/31 = 1,44049

Tu_4 = 44,65528 ºC

c. Menghitung efektivitas *cooler* pada *stage* 1

Diketahui:

T_{a3} = 27,7 ºC

T_{a2} = 23 ºC

T_{u2} = 38,6 ºC

Penyelesaian:

$\in$= (T_{a2} –T_{a3}) / (T_{u2} –T_{a3})

$\in$= (27,7-23) / (38,6-23)

$\in$= 4,7/15,6

$\in$= 0,30128

d. Menghitung efektivitas *cooler* pada *stage* 2

Diketahui:

T_{c1} = T_{a3} = 27,7 ºC

$T_{c2} = T_{a2} = 23\ ^oC$

$T_{h1} = T_{u2} = 38,6\ ^oC$

Penyelesaian:

$\in = (T_{a2} – T_{a3}) / (T_{u2} – T_{a3})$

$\in = (27,7-23) / (38,6-23)$

$\in = 4,7/15,6$

$\in = 0,30128$

e. Menghitung laju aliran massa udara

Diketahui:

Q_h =44,604 m^3/min = 0,7434 m^3/s

$T_{rata-rata} = (34^oC + 37^oC)/2 = 35,5^oC$

ρ_h =1,008746 kg/m^3(Diambil dari hasil interpolasi pada tabel B.2 pada lampiran)

Penyelesaian:

$\dot{m}_h = Q_h \times \rho_h$

$\dot{m}_h = 0,7434 \times 1,008746$

$\dot{m}_h = 0,74990$ kg/s

f. Menghitung kapasitas panas minimal udara

Diketahui:

$\dot{m}_h = 0,74990$ kg/s

Cp_h= 1,005 kj/kg^{o}K (Diambil dari tabel B.1 pada lampiran)

Penyelesaian:

$C_{min} = \dot{m}_h \times Cp_h$

C_{min} = 0,74990 x 1,005

C_{min} = 0,75365 W/°C

g. Menghitung laju perpindahan panas *stage* 1

Diketahui:

$\dot{m}_h$ = 0,89208 kg/s

C_{min} = 0,75365 W/°C

T_{u2} = 38,6 °C

T_{u3} = 31 °C

Penyelesaian:

q = $\dot{m}_h$x C_{min} (T_{u2}– T_{u3})

q = 0,89208 x 0,75365 (38,6 - 31)

q = 0,79978 (5,72774)

q = 4.58093Watt

h. Menghitung laju perpindahan panas *stage* 2

Diketahui:

$\dot{m}_h$ = 0,89208 kg/s

C_{min} = 0,75365 W/°C

T_{u4} = 44,6°C

T_{u5} = 37 °C

Penyelesaian:

q = $\dot{m}_h$x C_{min} (T_{u4}– T_{u5})

q = 0,89208 x 0,75365 (44,6 - 37)

q = 0,79978 (5,72774)

q = 4,58093Watt

i. Menghitung efisiensi isentropik kompresor

Diketahui:

h_1 = 307,7

h_{2a} = 310,7

h_{2s} = 310,5 (Diambil dari data tekanan dan temperatur pada data spesifikasi kompresor/ kondisi ideal)

Penyelesaian:

ηc = ((310,5 - 307,7) / (310,7- 307,7)) x 100%

ηc = (2,8 / 3) x 100%

ηc = 0,933 x 100%

ηc = 93,3%

Untuk hasil perhitungan selengkapnya dapat dilihat pada lampiran 1 tabel A1 sampai dengan tabel A5.

4.2 Pembahasan

Penelitian ini dilakukan di*Utilities Thermal Plant*PT. Vale Indonesia Tbk pada CENTAC #6, dimana dalam pengumpulan data dilakukan dengan beberapa cara, yaitu:

1) Studi Literatur, yaitu mencari referensi teori yang relevan dengan *centrifugal air compressor multi stage.*

2) Observasi, yaitu dengan mengamati langsung pada *panel screen* kompresor dan *monitordi control room* di Utilities Thermal Plant pada PT. Vale Indonesia untuk mendapatkan data yang terbaru.

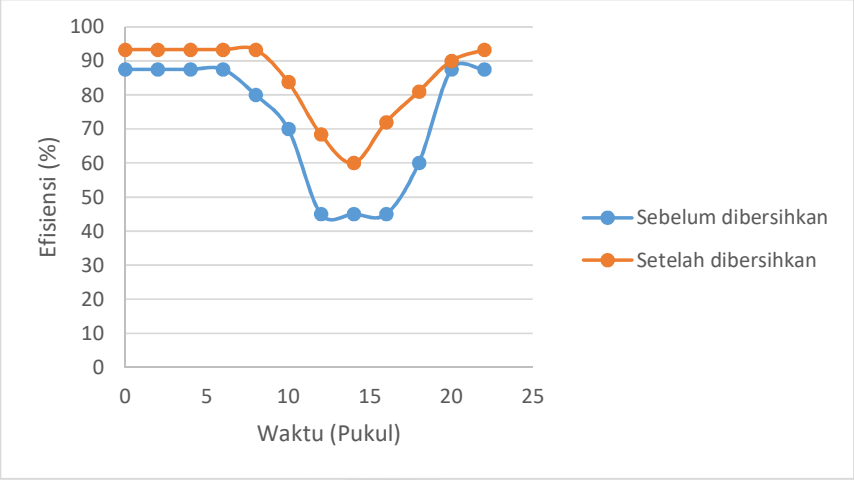
3) Studi Dokumen, yaitu dengan mengumpulkan data laporan operator dari aplikasi centac

4.2.1 Efisiensi Isentropik Kompresor

Efisiensi isentropik kompresor diperoleh dari perhitungan kondisi aktual dibandingkan dengan kondisi isentopik. Dari hasil analisis dan wawancara, efisiensi isentopik bergantung pada kondisi suhu kompresor baik itu suhu yang masuk maupun yang keluar kompresor.

a. Efisiensi isentropik sebelum dan sesudah *cooler* dibersihkan

Kompresor dibersihkan setiap 10.000 jam pengoperasian dengan menggunakan *tube cleanerawt-100x goodway* untuk membersihkan pipa-pipa pada cooler sehingga semua kerak pada pipa-pipa dapat terangkat. Berda sarkan tabel A.2 pada lampiran 1 maka dapat dibuat grafik sebagai berikut:



Grafik 4.1 Grafik efisiensi sebelum dan sesudah dibersihkan

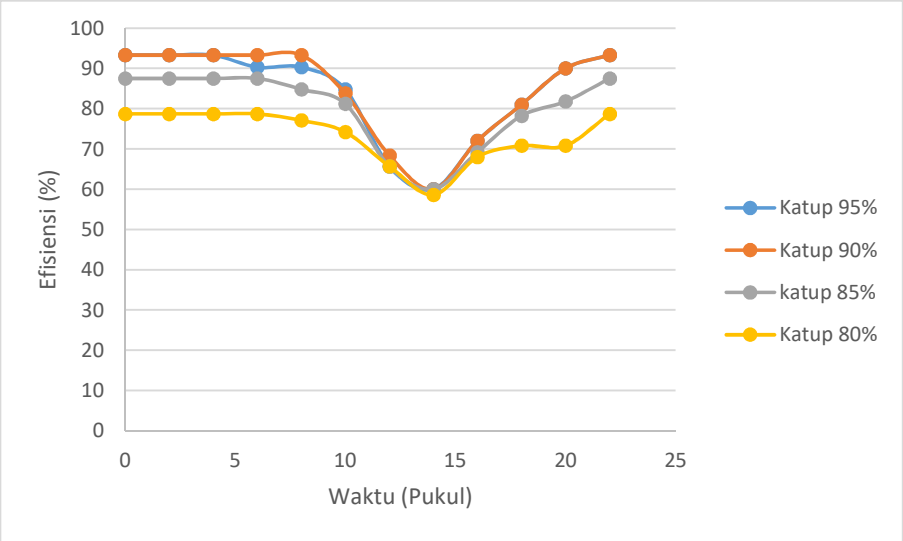
4.1 Grafik efisiensi sebelum dan sesudah dibersihkan

Berdasarkan gambar 4.1 dapat dilihat bahwa kebersihan *cooler* pada kompresor sangat mempengaruhi efisiensi isentropik karena kerak pada pipa-pipa cooler menghambat terjadinya perpindahan panas antara udara yang dikompresi dengan air pendingin.

b. Efisiensi isentropik apabila katup dikurangi

Cooler pada centrifugal air compressor yang digunakan pada PT. Vale Indonesia Tbk menggunakan air yang bersirkulasi dari cooling tower sebagai fluida pendinginnya, sumbernya berasa dari danau matano dan danau towuti. Akan tetapi, tidak selamanya jumlah air yang tersedia pada danau tidak selamanya berlimpah ada kalanya level air pada danau mengalami penurunan akibat kemarau yang berkepanjangan. Sehingga dilakukan percobaan dengan menutup katup sedikit demi sedikit untuk mengetahui pada level air berapa

kompresor masih bisa tetap beroperasi. Berdasarkan tabel A.2 pada lampiran 1 maka dapat dibuat grafik sebagai berikut:



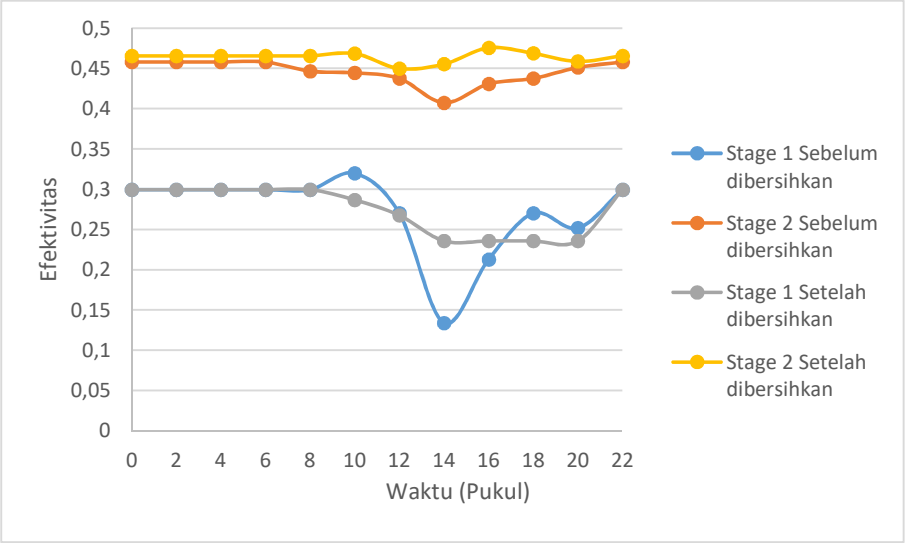
Gambar 4.2 Grafik efisiensi isentropik saat bukaan katup mulai dari 80%-90%

Berdasarkan gambar 4.2 dapat dilihat bahwa setiap katup ditutup sebesar 5% dan ditambah terus-menerus mulai dari bukaan katup 95% maka efisiensi isentropik juga semakin menururn namun saat bukaan katup 80% alarm pada kompresor aktif karena temperatur tiap stage mengalami kenaikan secara signifikan ini menandakan bahwa kompresor hanya bisa bertahan saat level air 80% kurang dari itu maka kempresor akan trip.

4.2.2 Efektivitas Kompresor

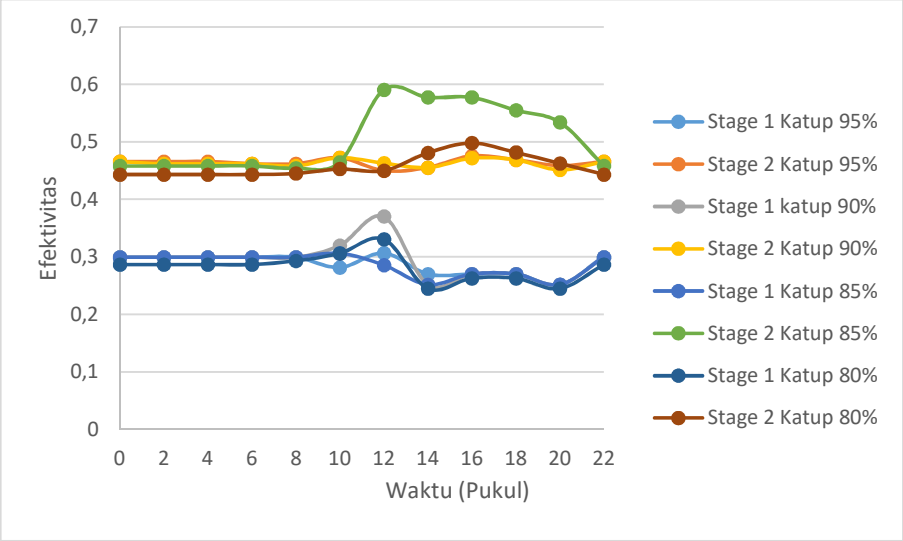
Efektivitas mempunyai beberapa keuntungan untuk menganalisa perbandingan berbagai jenis penukar kalor untuk menentukan jenis yang terbaik untuk melaksanakan perpindahan kalor tertentu namun pada penelitian kali ini untuk mengetahui seberapa besar efektivitas kompresor sebelum dan sesudah

dibersihkan dan juga apabila debit air menurun. Pada penelitian ini menggunakan rumus metode efektivitas pendinginan.



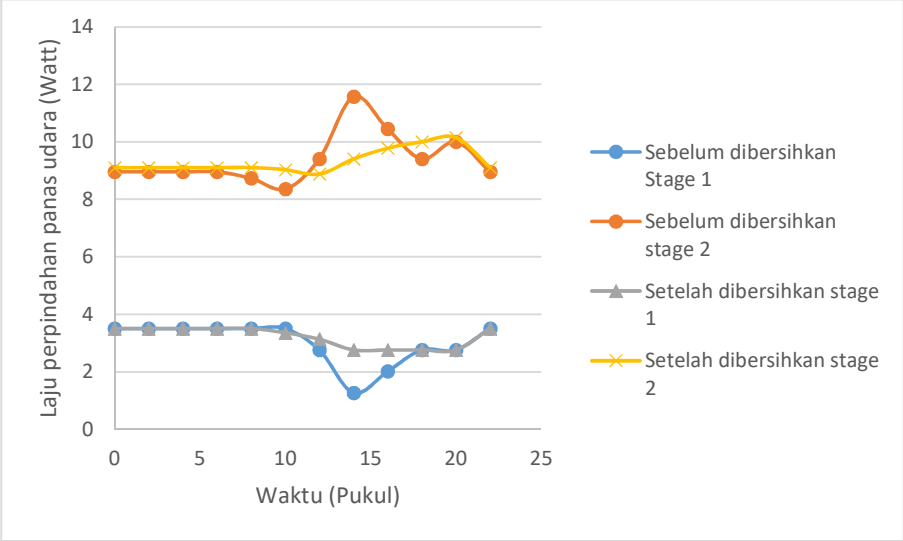
Gambar 4.3 Grafik efektivitas kompresor sebelum dan sesudah dibersihkan

Dari gambar 4.3 dapat dilihat bahwa efektivitas kompresor cenderung fluktuatif namun pada saat setelah dibersihkan terlihat bahwa efektivitas kompresor lebih stabil karena pipa pada cooler yang terdapat banyak kerak yang menghalangi perpindahan kalor antara udara dan *cooler* telah dibersihkan.



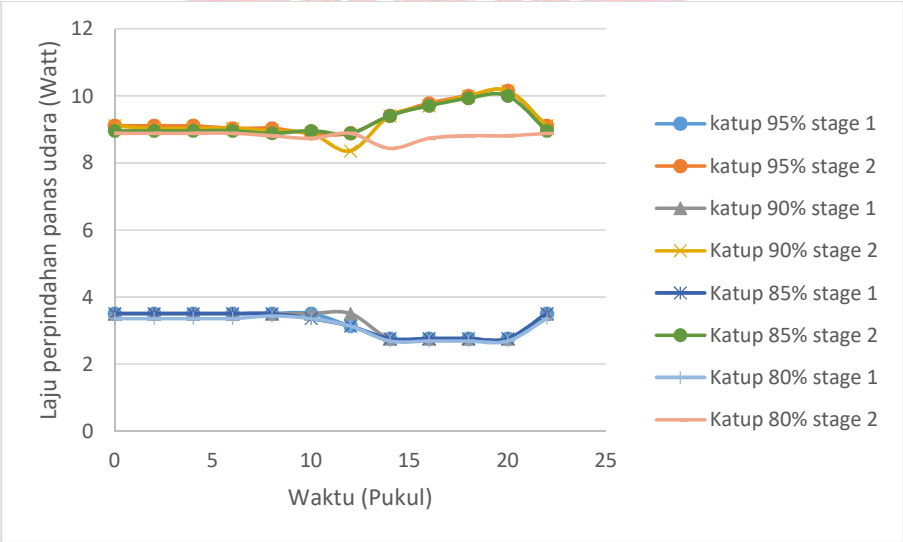
Gambar 4.4 Grafik efektivitas saat bukaan katup dari 80%-90%

Dari gambar 4.4 dapat dilihat bahwa efektivitas kompresor cenderung fluktuatif namun pada saat setelah katupnya ditutup secara perlahan sampai bukaan katupnya tinggal 80% efektivitas rata-ratanya juga menurun yang awalnya pada saat bukaan katup 95% adalah 0,28712 pada stage 1 dan 0,463875 pada stage 2, sedangkan padaa saat bukaan katup 80% adalah 0.281519 pada stage 1 dan 0,457147 pada stage 2. Hal ini disebabkan karena air pada *cooler* berkurang sehingga menyebabkan perpindahan kalor dari udara panas ke *cooler* tidak optimal. Adapun perpindahan kalor sebagai berikut:



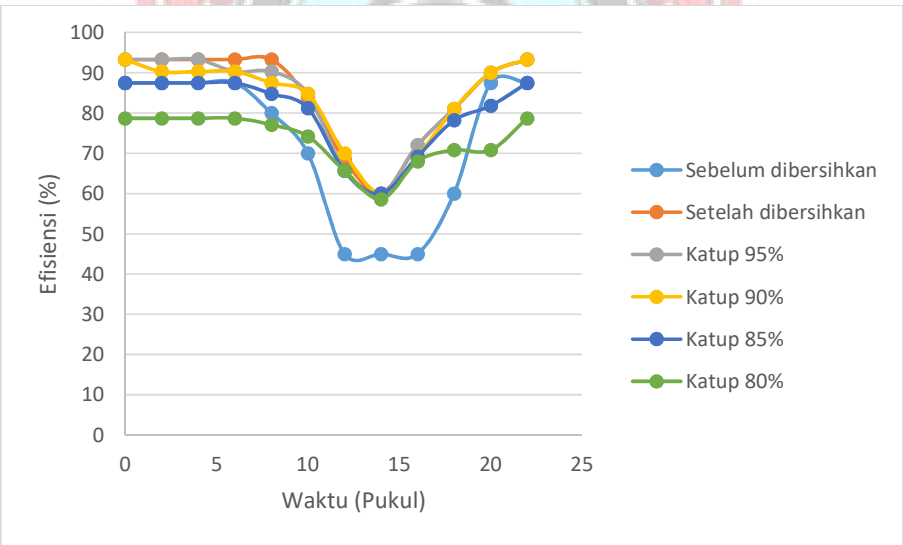
Gambar 4.5 Grafik laju perpindahan panas udara sebelum dan sesudah dibersihkan

Pada gambar 4.6 dapat dilihat bahwa laju perpindahan panas setelah *cooler* dibersihkan jauh lebih stabil dibandingkan sebelum dibersihkan ini disebabkan karena kerak yang menjadi tahanan/penghalang telah dibersihkan.

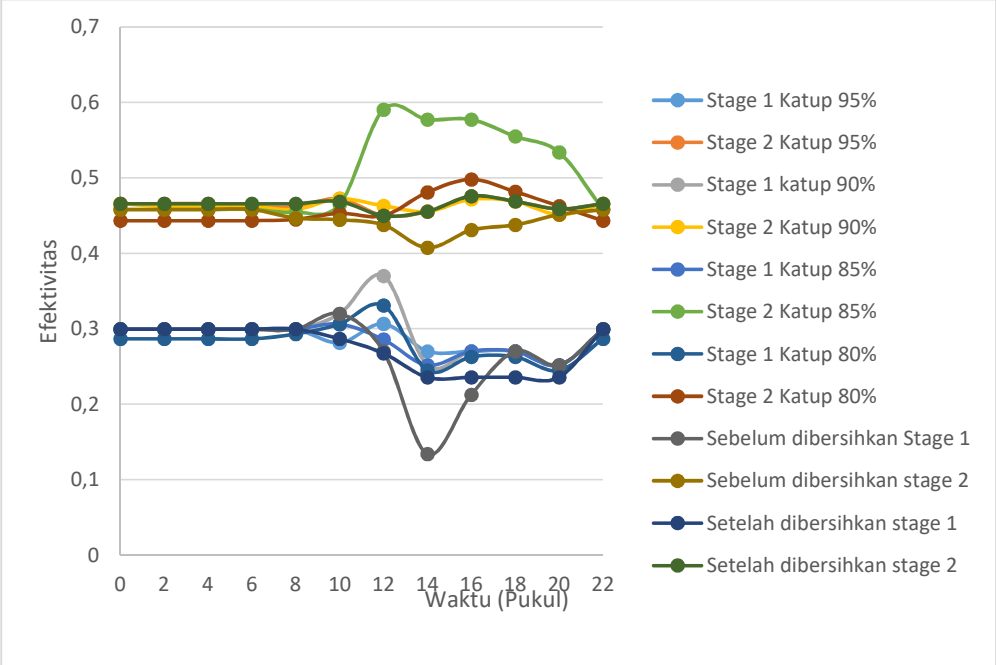


Gambar 4.6 Grafik laju perpindahan panas udara saat bukaan katup 80-95 %

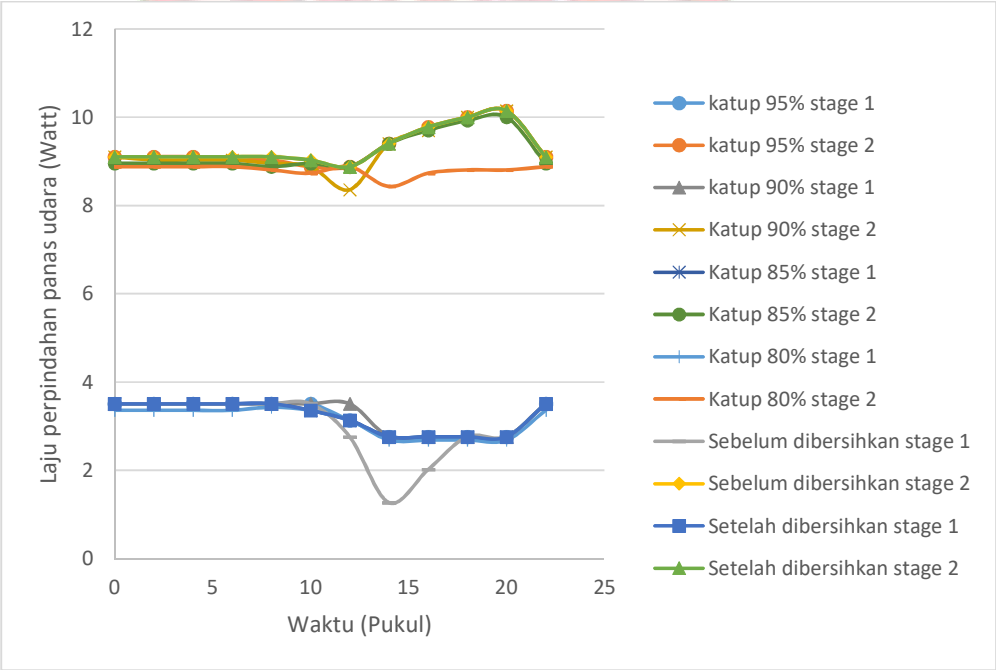
kemudian pada gambar 4.6 dapat dilihat bahwa setiap debit atau bukaan katup diturunkan maka laju perpindahan panas udara juga ikut turun, pada saat bukaan katup 95% laju perpindahan panasnya adalah 3.227575 W pada stage 1 dan 9.297156 W pada stage 2 sedangkan pada saat bukaan katup 80% laju perpindahan panasnya adalah 3.121854 W pada stage 1 dan 8.799649 W pada stage 2, ini disebabkan karena sedikit air yang masuk ke cooler akibatnya perpindahan panas udara kurang optimal. Dari tren keseluruhan dapat dilihat bahwa efektivitas dan laju perpindahan pada *stage* 2 lebih besar dibandingkan dengan *stage* 1 ini disebabkan karena *cooler* pada stage 2 menyerap lebih banyak kalor dibandingkan cooler pada *stage* 1



Gambar 4.7 Grafik Gabungan efisiensi isentropik dari keseluruhan pengambilan data



Gambar 4.8 Grafik gabungan efektivitas *cooler*



Gambar 4.9 Grafik gabungan laju perpindahan panas udara

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil pengamatan dan analisa data, maka dapat disimpulkan bahwa:

1. Efisiensi isentropik kompresor setelah dibersihkan mengalami kenaikan dibandingkan sebelum dibersihkan ini disebabkan karena kerak yang menempel pada permukaan *cooler tube* bagian dalam kompresor dapat menghambat perpindahan panas udara ke air pendingin jadi menyebabkan entalpi aktual menjadi lebih tinggi sehingga efisiensi isentropik lebih rendah.
2. Efisiensi isentropik kompresor jika bukaan katup dikurangi / debit dikurangi akan semakin menurun disebabkan semakin kecil bukaan katup maka debit air yang bersirkulasi di dalam *cooler* semakin menurun sehingga menyebabkan entalpi aktual menjadi lebih tinggi sehingga efisiensi isentropik menurun. Jika bukaan katup sebesar 80% menyebabkan alarm pada kompresor aktif diakibatkan suhu pada setiap stage kompresor mengalami kenaikan yang sangat signifikan. Jika bukaan katup lebih rendah dari 80% maka kompresor akan trip.
3. Efektivitas *cooler* sebelum dan sesudah dibersihkan cenderung meningkat dan fluktuatif namun stabil pada jam-jam tertentu. Efektivitas *cooler* jika bukaan katup dikurangi atau debit air dikurangi cenderung menurun dan fluktuatif namun stabil pada jam-jam tertentu.

5.2 Saran

a. Sebaiknya dilakukan pengecekan dan pembersihan rutin terhadap filter pada intake air filter agar kebersihannya terjaga sehingga kondisi tekanan udara yang masuk tidak berkurang.
b. Melakukan pengecekan dan pembersihan cooler apabila efisiensi isentropik menurun walaupun belum memasuki jadwal pembersihan cooler berkala.
c. Melakukan pengecekan dan pembersihan berkala pada air yang bersirkulasi di Air cooler dan oil cooler untuk menjaga termperatur centac agar tidak overheat dan.
d. Kebersihan Centac dan area sekitarnya lebih dijaga agar debu dan kotoran lainnya tidak menempel.

DAFTAR PUSTAKA

Aprianto, E. 2017. **Analisa Unjuk Kerja Perpindahan Panas Air Cooler Generator Tipe Plate Finned-Tubes Compact Heat Exchanger pada Unit 7 Plta Cirata**. Skripsi. Surakarta: Unuversitas Sebelas Maret.

Haryoko, W. 2018. **Analisa Penyebab *High Temperature, Low Pressure,* dan Efisiensi Kompresor *Stage 2* PT. Vale Indonesia**. Laporan. Sorowako: PT. Vale Indonesia.

Holman, Jack P. 2010. **HEAT TRANSFER**: Tenth Edition. New York: Mac Graw Hill.

Jalil, S.A., F. Arlena. 2016. **Perawatan Pada Labyrinth Kompresor Sentrifugal Kawasaki K-2501 A Dengan Metode Failure Mode and Effect Analysis (Fmea) Di Pt. Arun Ngl Blang Lancang**. Jurnal *Polimesin*, (*Online),* XIV (1): 32, (e-jurnal.pnl.ac.id), diakses 18 Januari 2020.

Lestari. 2010. **Pembuatan Alat Praktikum Perawatan Kompresor Torak Ganda**. Skripsi. Surakarta: Unuversitas Sebelas Maret. (*Online),* (digilib.uns.ac.id), diakses 18 Januari 2020.

Mahmudi, A. 2017. **Pompa dan Kompresor**. Bahan Ajar. (*Online)*, (kupdf.net), diakses 26 Januari 2020.

Mulyani, Y., N. Fatmawati. 2017. **Pengaruh Temperatur Inlet Terhadap Efisiensi Kinerja Kompresor Centrifugal C.101**.At. Jurnal *Migasian, (Online),* I (1):1, (ojs.akamigasbalongan.ac.id), diakses 18 Januari 2020.

Puspawan, A. 2014. **Analysis of Compressor Isentropic Efficiency Type Sullair Screw Air Compressor in Factory of Hot Strip Mill Case Study in PT. Krakatau Steel (Persero) Cilegon by Using Computer Aided Thermodynamics Table 2 (CATT2).** Jurnal *Ilmiah Bidang Sains – Teknologi Murni Disiplin dan Antar Disiplin, (Online),* II (14): 5 dan 10, (repository.unib.ac.id), diakses 18 Januari 2020.

Sularso, H. Tahara. 2000. **Pompa & Kompresor**. Cetakan ke-7. Jakarta: PT. Pradnya Paramita.

Sumantri, A.H. 2013**. Analisis Rpn Terhadap Keandalan Instrumentasi Kompresor Udara Menggunakan Metode Fmea di Pt. Pertamina (Persero) Refinery Unit II Dumai.**Skripsi. Pekanbaru: Universitas Islam Negeri Sultan Syarif Kasim Riau, *(Online),* (repository.uin-suska.ac.id), diakses 18 Januari 2020

Rokhman, T. 2013. **Efisiensi dan Unjuk Kerja pada Kompresor**. Artikel. (*Online*), (https://taufiqurrokhman.wordpress.com), diakses 19 Januari 2020

Kurniawan, A., H. Charles. 2019. **Analisa Pengaruh Proses Pendinginan Terhadap Temperatur Angin Masukan Stage Terakhir pada Kompresor Sentrifugal Multistage IHI TRE-50**. Jurnal *Teknik Mesin*, (*Online),* XIV (1): 32, (publikasi.mercubuana.ac.id), diakses 9 Maret 2021.

LAMPIRAN

LAMPIRAN A. Tabel data hasil perhitungan

Tabel A.1 Data entalpi hasil perhitungan aplikasi *Computer Aided Thermodynamics Table 3 (CATT3)* (Diambil dari data tekanan dan temperetur setelah cooler)

Sebelum dibersihkan		Setelah dibersihkan		Debit 95%		Debit 90%		Debit 85%		Debit 80%		Waktu
h_1	h_2a	h_1	h_2a	h_1	h_2a	h_1	h_2a	h_1	h_2a	h_1	h_2a	
307.7	310.9	307.7	310.7	307.7	310.7	307.7	310.7	307.7	310.9	307.9	311.2	0:00
307.7	310.9	307.7	310.7	307.7	310.7	307.7	310.8	307.7	310.9	307.9	311.2	02:00
307.7	310.9	307.7	310.7	307.7	310.7	307.7	310.8	307.7	310.9	307.9	311.2	4:00
307.7	310.9	307.7	310.7	307.7	310.8	307.7	310.8	307.7	310.9	307.9	311.2	06:00
307.7	311.2	307.7	310.7	307.7	310.8	307.7	310.9	307.7	311	307.8	311.2	8:00
307.7	311.7	307.9	311	307.7	311	307.7	311	307.9	311.1	307.9	311.4	10:00
308.7	312.7	307.9	311.7	308.2	311.7	307.7	311.7	308.2	311.7	308.2	311.7	12:00
308.7	312.7	308.7	311.7	308.7	311.7	308.7	311.7	308.7	311.7	308.8	311.7	14:00
308.7	312.7	308.7	311.2	308.7	311.2	308.7	311.3	308.7	311.3	308.8	311.3	16:00
308.7	311.7	308.7	310.9	308.7	310.9	308.7	310.9	308.7	311	308.8	311.2	18:00
308.7	310.9	308.7	310.7	308.7	310.7	308.7	310.7	308.7	310.9	308.8	311.2	20:00
307.7	310.9	307.7	310.7	307.7	310.7	307.7	310.7	307.7	310.9	307.9	311.2	22:00

Tabel A.2 Hasil perhitungan Efisiensi Isentropik

Waktu	Sebelum Dibersihkan (%)	Setelah Dibersihkan (%)	Debit 95% (%)	Debit 90% (%)	Debit 85% (%)	Debit 80% (%)
0:00	87.5	93.3	93.3	93.3	87.5	78.7
02:00	87.5	93.3	93.3	90.3	87.5	78.7
4:00	87.5	93.3	93.3	90.3	87.5	78.7
06:00	87.5	93.3	90.3	90.3	87.5	78.7
8:00	80	93.3	90.3	87.5	84.8	77.1
10:00	70	83.8	84.8	84.8	81.2	74.2
12:00	45	68.4	65.7	70	65.7	65.7
14:00	45	60	60	60	60	58.6
16:00	45	72	72	69.2	69.2	68
18:00	60	81	81	81	78.2	70.8
20:00	87.5	90	90	90	81.8	70.8
22:00	87.5	93.3	93.3	93.3	87.5	78.7
Rata-rata	72.5	84.5	83.9	83.3	79.8	73.2

Tabel A.3 Hasil perhitungan temperatur sebelum *cooler*(°C)

Waktu	Sebelum Dibersihkan		Setelah Dibersihkan		Bukaan Katup 95%		Bukaan Katup 90%		Bukaan Katup 85%		Bukaan Katup 80%	
	stage 1	stage 2	stage 1	stage 2	stage 1	stage 2	stage 1	stage 2	stage 1	stage 2	stage 1	stage 2
0:00	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.4
2:00	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.4
4:00	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.4
6:00	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.4
8:00	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.3
10:00	38.7	49.2	38.7	49.4	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.4	38.7	49.4
12:00	38.7	50.6	38.7	49.9	38.7	49.9	38.7	49.2	38.7	49.9	38.7	49.9
14:00	38.7	53.5	38.7	50.6	38.7	50.6	38.7	50.6	38.7	50.6	38.7	49.3
16:00	38.7	52	38.7	50.6	38.7	50.6	38.7	50.6	38.7	50.6	38.7	49.3
18:00	38.7	50.6	38.7	50.6	38.7	50.6	38.7	50.6	38.7	50.6	38.7	49.3
20:00	38.7	50.6	38.7	50.6	38.7	50.6	38.7	50.6	38.7	50.6	38.7	49.3
22:00	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.2	38.7	49.4

Tabel A.4 Hasil perhitungan efektivitas *cooler*

Waktu	sebelum dibersihkan		setelah dibersihkan		bukaan katup 95%		bukaan katup 90%		bukaan katup 85%		bukaan katup 80%	
	stage 1	stage 2	stage 1	stage 2	stage 1	stage 2	stage 1	stage 2	stage 1	stage 2	stage 1	stage 2
0:00	0.29936	0.45801	0.29936	0.46564	0.29936	0.46564	0.29936	0.46564	0.29936	0.45801	0.28662	0.44318
2:00	0.29936	0.45801	0.29936	0.46564	0.29936	0.46564	0.29936	0.46183	0.29936	0.45801	0.28662	0.44318
4:00	0.29936	0.45801	0.29936	0.46564	0.29936	0.46564	0.29936	0.46183	0.29936	0.45801	0.28662	0.44318
6:00	0.29936	0.45801	0.29936	0.46564	0.29936	0.46183	0.29936	0.46183	0.29936	0.45801	0.28662	0.44318
8:00	0.29936	0.44656	0.29936	0.46564	0.29936	0.46183	0.29936	0.45801	0.29936	0.45419	0.29299	0.44486
10:00	0.31972	0.44444	0.28662	0.4685	0.28143	0.47222	0.31972	0.47222	0.30612	0.46456	0.30612	0.45275
12:00	0.27007	0.4375	0.26751	0.44979	0.30656	0.44979	0.37007	0.4628	0.28571	0.59036	0.3307	0.44979
14:00	0.13385	0.40727	0.23566	0.45528	0.27007	0.45528	0.2517	0.45528	0.2517	0.57723	0.24489	0.48068
16:00	0.21259	0.43076	0.23566	0.4756	0.27007	0.4756	0.27007	0.47154	0.27007	0.57723	0.26277	0.49785
18:00	0.27007	0.4375	0.23566	0.46875	0.27007	0.46875	0.27007	0.46875	0.27007	0.55468	0.26277	0.48148
20:00	0.2517	0.45112	0.23566	0.45864	0.2517	0.45864	0.2517	0.45112	0.2517	0.53383	0.24489	0.46245
22:00	0.29936	0.45801	0.29936	0.46564	0.29936	0.46564	0.29936	0.46564	0.29936	0.45801	0.28662	0.44318
Rata"	0.27118	0.44543	0.27441	0.4642	0.28712	0.46387	0.29412	0.46304	0.28596	0.50351	0.28151	0.45714

UJUNG PANDANG

Tabel A.5 Hasil perhitungan laju perpindahan panas udara (Watt)

Waktu	sebelum dibersihkan		setelah dibersihkan		bukaan katup 95%		bukaan katup 90%		bukaan katup 85%		bukaan katup 80%	
	stage 1	stage 2	stage 1	stage 2	stage 1	stage 2	stage 1	stage 2	stage 1	stage 2	stage 1	stage 2
0:00	3.507422	8.95512	3.507422	9.104372	3.507422	9.104372	3.507422	9.104372	3.507422	8.95512	3.35817	8.880494
2:00	3.507422	8.95512	3.507422	9.104372	3.507422	9.104372	3.507422	9.029746	3.507422	8.95512	3.35817	8.880494
4:00	3.507422	8.95512	3.507422	9.104372	3.507422	9.104372	3.507422	9.029746	3.507422	8.95512	3.35817	8.880494
6:00	3.507422	8.95512	3.507422	9.104372	3.507422	9.029746	3.507422	9.029746	3.507422	8.95512	3.35817	8.880494
8:00	3.507422	8.731242	3.507422	9.104372	3.507422	9.029746	3.507422	8.95512	3.507422	8.880494	3.432796	8.805868
10:00	3.507422	8.358112	3.35817	9.029746	3.507422	8.880494	3.507422	8.880494	3.35817	8.95512	3.35817	8.731242
12:00	2.761162	9.402876	3.134292	8.880494	3.134292	8.880494	3.507422	8.358112	3.134292	8.880494	3.134292	8.880494
14:00	1.268642	11.56703	2.761162	9.402876	2.761162	9.402876	2.761162	9.402876	2.761162	9.402876	2.686536	8.432738
16:00	2.014902	10.44764	2.761162	9.776006	2.761162	9.776006	2.761162	9.70138	2.761162	9.70138	2.686536	8.731242
18:00	2.761162	9.402876	2.761162	9.999884	2.761162	9.999884	2.761162	9.999884	2.761162	9.925258	2.686536	8.805868
20:00	2.761162	9.999884	2.761162	10.14914	2.761162	10.14914	2.761162	10.14914	2.761162	9.999884	2.686536	8.805868
22:00	3.507422	8.95512	3.507422	9.104372	3.507422	9.104372	3.507422	9.104372	3.507422	8.95512	3.35817	8.880494
Rata”	3.009915	9.390438	3.215137	9.322032	3.227575	9.297156	3.258669	9.228749	3.215137	9.210092	3.121854	8.799649

LAMPIRAN B. Tabel data pendukung

Tabel B.1 Tabel Ideal gas kapasitas panas spesifik udara

Ideal gas kapasitas panas spesifik udara			
Suhu K	C_P kJ / kg.K	C_v kJ / kg.K	k
250	1.003	0.716	1.401
300	1.005	0.718	1.400
350	1.008	0.721	1.398
400	1.013	0.726	1.395
450	1.020	0.733	1.391
500	1.029	0.742	1.387
550	1.040	0.753	1.381
600	1.051	0.764	1.376
650	1.063	0.776	1.370
700	1.075	0.788	1.364
750	1.087	0.800	1.359
800	1.099	0.812	1.354
900	1.121	0.834	1.344
1000	1.142	0.855	1.336
1100	1.155	0.868	1.331
1200	1.173	0.886	1.324
1300	1.190	0.903	1.318
1400	1.204	0.917	1.313
1500	1.216	0.929	1.309

Tabel B.2 Tabel sifat properties udara

T, K	ρ kg/m³	c_p, kJ/kg · °C	μ, kg/m · s × 10⁵	ν, m²/s × 10⁶	k, W/m · °C	α, m²/s × 10⁶	Pr
100	3.6010	1.0266	0.6924	1.923	0.009246	0.02501	0.770
150	2.3675	1.0099	1.0283	4.343	0.013735	0.05745	0.753
200	1.7684	1.0061	1.3289	7.490	0.01809	0.10165	0.739
250	1.4128	1.0053	1.5990	11.31	0.02227	0.15675	0.722
300	1.1774	1.0057	1.8462	15.69	0.02624	0.22160	0.708
350	0.9980	1.0090	2.075	20.76	0.03003	0.2983	0.697
400	0.8826	1.0140	2.286	25.90	0.03365	0.3760	0.689
450	0.7833	1.0207	2.484	31.71	0.03707	0.4222	0.683
500	0.7048	1.0295	2.671	37.90	0.04038	0.5564	0.680
550	0.6423	1.0392	2.848	44.34	0.04360	0.6532	0.680
600	0.5879	1.0551	3.018	51.34	0.04659	0.7512	0.680
650	0.5430	1.0635	3.177	58.51	0.04953	0.8578	0.682
700	0.5030	1.0752	3.332	66.25	0.05230	0.9672	0.684
750	0.4709	1.0856	3.481	73.91	0.05509	1.0774	0.686
800	0.4405	1.0978	3.625	82.29	0.05779	1.1951	0.689
850	0.4149	1.1095	3.765	90.75	0.06028	1.3097	0.692
900	0.3925	1.1212	3.899	99.3	0.06279	1.4271	0.696
950	0.3716	1.1321	4.023	108.2	0.06525	1.5510	0.699
1000	0.3524	1.1417	4.152	117.8	0.06752	1.6779	0.702
1100	0.3204	1.160	4.44	138.6	0.0732	1.969	0.704
1200	0.2947	1.179	4.69	159.1	0.0782	2.251	0.707
1300	0.2707	1.197	4.93	182.1	0.0837	2.583	0.705
1400	0.2515	1.214	5.17	205.5	0.0891	2.920	0.705
1500	0.2355	1.230	5.40	229.1	0.0946	3.262	0.705
1600	0.2211	1.248	5.63	254.5	0.100	3.609	0.705
1700	0.2082	1.267	5.85	280.5	0.105	3.977	0.705
1800	0.1970	1.287	6.07	308.1	0.111	4.379	0.704
1900	0.1858	1.309	6.29	338.5	0.117	4.811	0.704
2000	0.1762	1.338	6.50	369.0	0.124	5.260	0.702
2100	0.1682	1.372	6.72	399.6	0.131	5.715	0.700
2200	0.1602	1.419	6.93	432.6	0.139	6.120	0.707
2300	0.1538	1.482	7.14	464.0	0.149	6.540	0.710
2400	0.1458	1.574	7.35	504.0	0.161	7.020	0.718
2500	0.1394	1.688	7.57	543.5	0.175	7.441	0.730

† Dari *Natl. Bur. Stand (U. S.) Circ.* 564, 1965

LAMPIRAN C. Laporan Pembuatan aplikasi

Pembuatan Aplikasi Website Penghitung Efisiensi CENTAC Otomatis

Ammar Arkhab Tahir
44216016

Program Studi Teknik Pembangkit Energi

Jurusan Teknik Mesin

Politeknik Negeri Ujung Pandang

2020

A. Tujuan

1. Memudahkan dalam pengambilan data tugas akhir
2. Memudahkan operator CENTAC PT. Vale dalam memonitor data dan efisiensi compressor

B. Teori Dasar

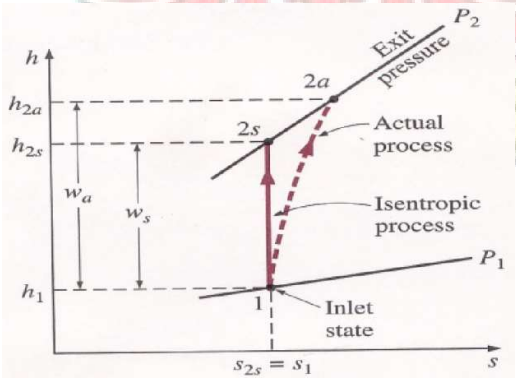
Efisiensi isentropik merupakan perbandingan antara kinerja aktual sebuah peralatan dan kinerja yang dapat dicapai di bawah keadaan ideal untuk keadaan masuk yang sama dan tekanan keluar yang sama (Puspawan, 2014:5).

Karena keadaan 1 tetap, entalpi spesifik h_1 dapat diketahui. Oleh karena itu, nilai kerja masuk hanya bergantung pada entalpi spesifik aktual (h_{2a}) dan isentropik (h_{2s}) pada keluaran. Pernyataan diatas menunjukkan bahwa besar kerja input menurun, dengan menurunnya h_{2a} dan h_{2s} kerja minimum masuk ialah nilai terkecil yang diperbolehkan untuk entalpi spesifik pada keluaran kompresor.

Dalam kompresi nyata $h_{2a}>h_{2s}$, sehingga dibutuhkan lebih dari kerja minimum. Perbedaan ini dapat dihitung dengan efisiensi kompresor isentropik. Pembilang dan penyebut dari pernyataan diatas dihitung pada keadaan masuk dan tekanan keluar yang sama.

Gambar 2.5 Diagram h-s Aktual dan Isentropik (Puspawan, 2014:5)

Persamaan yang digunakan untuk menghitung efisiensi kompresor adalah sebagai



berikut:

4) Kerja Kompresor Isentropik (Wcs)
   $Wcs = h_{2s} - h_1$ (kJ/kg) ……..……..(2.1)
5) Kerja Kompresor Kondisi Aktual (Wa)
   $Wa = h_{2a} - h_1$ (kJ/kg) ……..…(2.2)
6) Efisiensi Kompresor

$$\eta c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} X\ 100\% \quad (2.3)$$

Keterangan:

h_1= Entalpi kondisi aktual sisi masukan kompresor (kJ/kg)

h_{2a} = Entalpi kondisi aktual sisi keluaran kompresor (kJ/kg)

h_{2s} = Entalpi kondisi isentropik sisi keluaran kompresor (kJ/kg)

ηc= Efisiensi isentropik kompresor (%)

Untuk membangun sebuah web page atau membuat website dibutuhkan sebuah bahasa pemrograman yang dikenal dengan sebutan web scripting. Dikatakan script karena perintah kode program tersebut di-interpreter dan tidak ada kompilasi untuk menjadikan file exe (executable). Berdasarkan letak proses interpreter maka web scripting dibagi menjadi dua kategori yaitu:

*ClientSide
* Server Side

Client Side dilakukan oleh web browser seperti Internet Explorer, Netscape, Opera, Firefox, Safari dan browser-brewser lainnya. Untuk contoh bahasa client side adalah HTML, CSS, javascript, VBscript, dan xml.

Sedangkan untuk Server Side dilakukan oleh web server seperti PWS (Personal Web Server untuk Sistem Operasi 98), IIS, Apache, Tomcat, Xitami dan JOPE. Untuk Contoh bahasa server side adalah ASP(.Net), PHP, JSP, CFM dan CGI/PL

Beberapa hal yang perlu diperhatikan dalam pembuatan website
1. Fungsi

Ada beberapa macam jenis website diantaranya website untuk keperluan Profil Perusahaan/ gambaran umum tentang suatu perusahaan, ada pula Website dengan tujuan Jejaring Sosial (Facebook, Twitter), Website Perdagangan Online/ Toko online, Website galeri baik foto maupun video dan lain sebagainya.

Bermacam-macam website tersebut diatas menentukan CMS yang akan dipakai sehingga tepat keperuntukan dan fungsinya. Semakin dalam pengetahuan kita tentang CMS maka akan semakin baik terhadap desain website kita.
2. Cepat Diakses.

Website yang terlalu lama dibuka karena terlalu banyak modul dan scrip akan membuat pengunjung cepat berpindah atau menutupnya. Inilah hal penting yang perlu diperhatikan karena tidak semua masyarakat Indonesia memiliki sambungan internet yang bagus. Dari para ahli internet menyatakan rata-rata apabila suatu halaman website selama 30 detik tidak terbuka maka website tersebut akan segera ditinggalkan oleh pengunjung. selain jumlah modul, scrip, ada beberapa hal yang

ikut membuat lama halaman dibuka diantaranya gambar besar, flash, serta file video.

3. Kesesuain nama Domain, Tema Website, dan isi Website/ Content.

Website yang utuh dan mudah dikelompokan oleh mesin pencari adalah website yang mempunyai kejelasan isi secara keseluruhan. Nama Domain yang merupakan pengambaran isi atau content secara generik adalah sangat penting, sehingga apabila kita membaca, melihat, mendengarnya akan mudah diingat dan semakin mudah pula untuk dikunjungi. Tema desain yang mengambarkan isi website turut pula menambah kuat kesan isi content. Isi content yang sesuai dan perbandingan komposisi jumlahnya yang sesuai dengan nama domain kita akan memudah mesin pencari maupun pengunjung untuk mengindex/ mengingat website kita.

4. Tema/ Themes Website

Website yang tersusun rapi serta terdesain dengan keselarahan warna mempunyai pengaruh yang kuat terhadap kesan pengunjung. Sebaliknya website yang terlalu lama dibuka akan segera ditinggalkan oleh pengunjung, disinilah diperlukannya Web Master, sehingga bisa memberikan solusi yang terbaik.

Penggunaan komposisi warna, Perletakan Modul, Scrip, Link, Section dan Categori content adalah hal yang saling terkait dan tidak bisa dilepaskan antara satu dan yang lain.

Komposisi warna yang dipilih adalah warna yang tidak membosankan namun tidak pula yang menimbulkan kesan sakit dimata (maaf). Warna-warna yang selaras adalah pilihan terbaik, meskipun warna kontras juga bisa asalkan kita dapat memadukannya.

5. Mengenal SEO.

Pengetahuan dasar tentang Search Engine/ Mesin Pencari adalah keharusan. Hal ini erat kaitannya dengan promosi dan pengenalan website kita pada di dunia internet. SEO wajib dikenal meskipun itu berupa pengetahuan dasar.

Selain 5 hal yang mendasar diatas, yang tidak boleh ditinggalkan adalah tentang UPDATE content website, Hal ini sangatlah penting untuk menjaga rangking kita agar tetap bagus di Mesin Pencari.

C. Alat dan bahan

1. Laptop
2. Koneksi internet

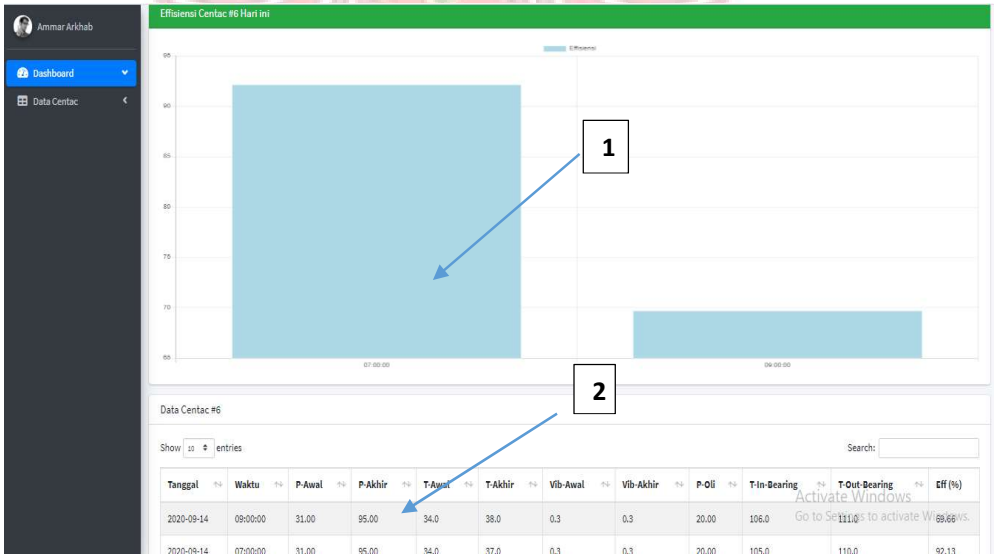
3. Domain (nama website)
4. Hosting (tempat penyimpanan data online

D. Langkah-langkah pembuatan aplikasi

1. Register hosting dan nama domain
2. Membuat halaman web
   a. Buka editor teks
   b. Atur jenis dokumen untuk html
   c. Tambahkan tab judul
   d. Membuat judul halaman
   e. Menambahkan gambar ke halaman
   f. Membuat program menghitung efifiensi isentropik dengan rumus yang sudah ada
   g. Menambahkan grafik
   h. Link (tautan) ke halaman lain
   i. Tutup tag halaman web
   j. Tinjau kembali halaman web
3. Menyimpan dan membuka halaman web
4. Menghubungkan halaman web dengan database atau hosting

E. Hasil

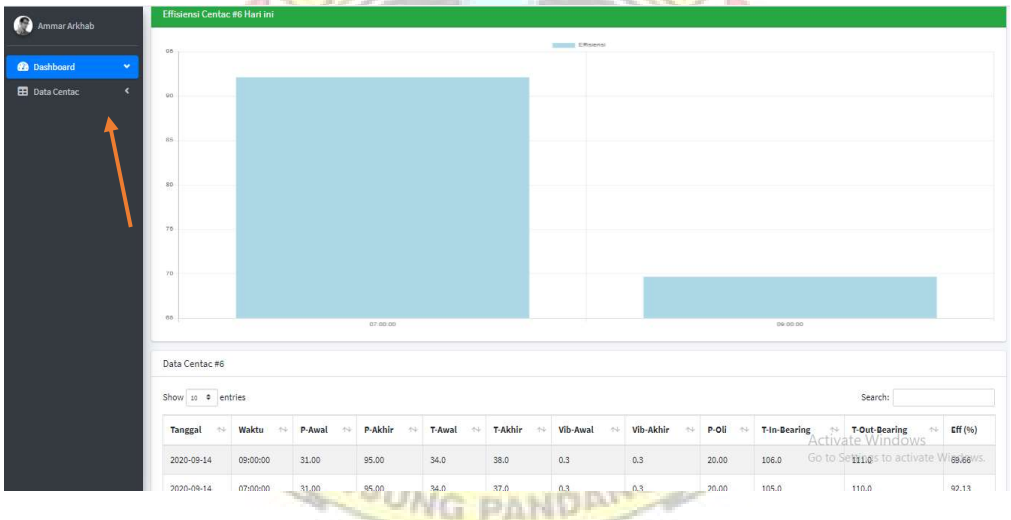
A. Front End Aplikasi



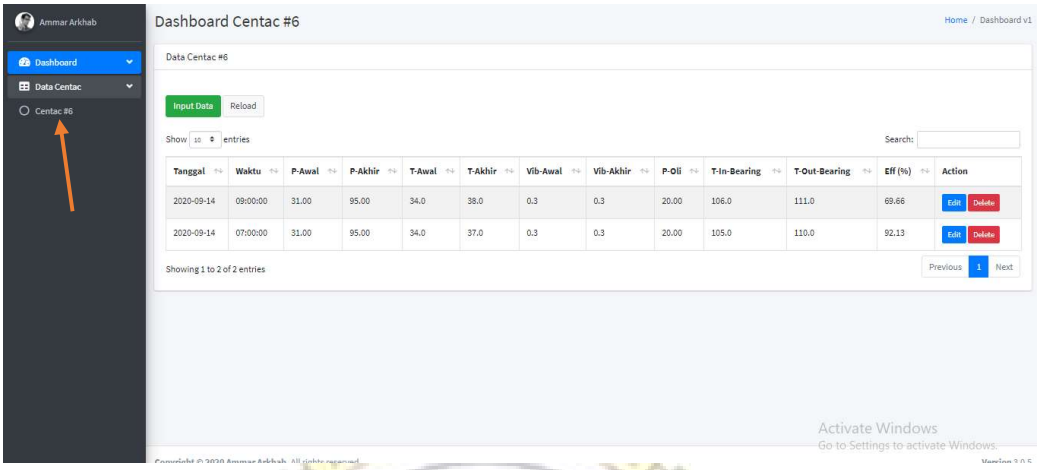
1. Merupakan diagram batang Efisiensi terhadap waktu
2. Merupakan data-data yang ada pada monitor CENTAC

a. Tanggal
b. Waktu
c. Tekanan stage Awal (Psi)
d. Tekanan stage akhir (Psi)
e. Temperatur stage awal (ºC)
f. Temperatur stage akhir (ºC)
g. Vibrasi stage awal (s)
h. Vibrasi stage akhir (s)
i. Tekanan oli (Psi)
j. Temperatur inboard bearing (ºC)
k. Temperatur outboard bearing (ºC)
l. Esisiensi Isentropik Kompresor (%)

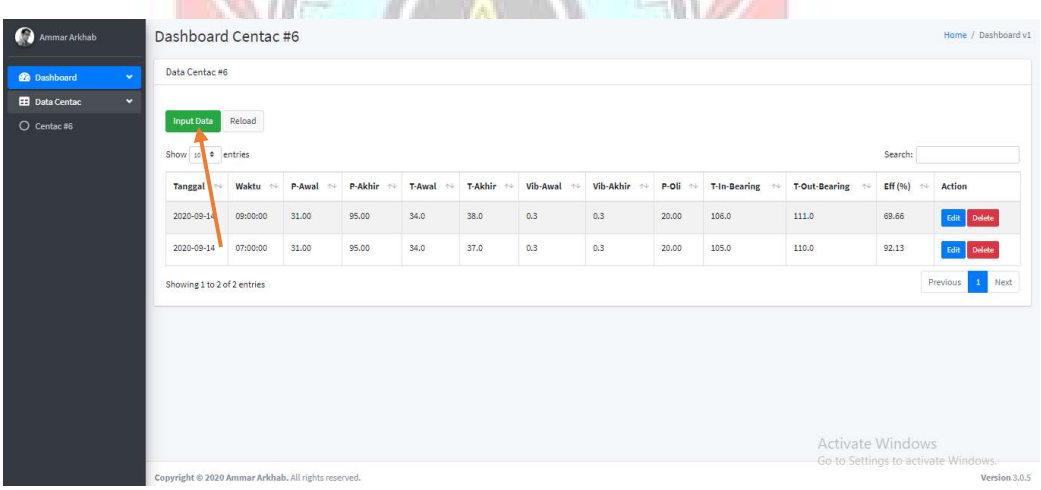
B. Langkah-Langkah penggunaan aplikasi
6. Login dengan menggunakan budge number
7. Masuk ke menu data centac



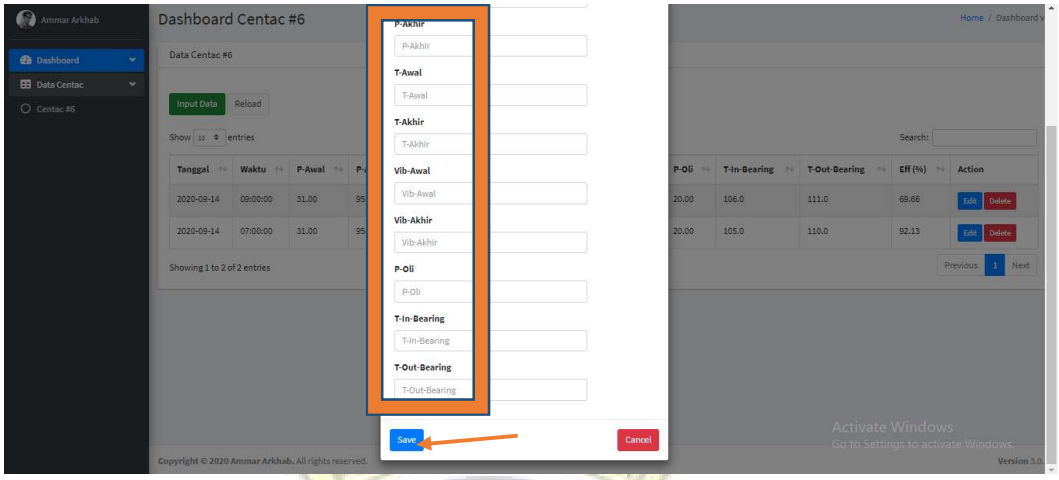
8. Pilih centac #6



9. Klik Input data



10. Kemudian isi semua data yang diminta lalu save



F. Kesimpulan

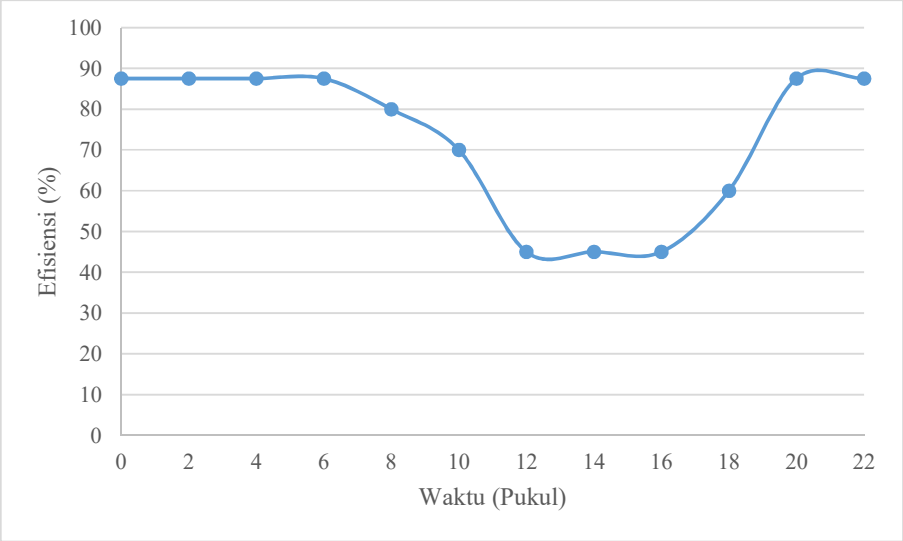
Aplikasi ini memudahkan pengguna dalam mengakses data-data dan esifiensi isentropik kompresor pada PT. Vale Indonesia secara real time dan dapat terekam dan dapat memonitor perkembangan kompresor dari waktu ke waktu sehingga apabila terjadi masalah pada kompresor tersebut datanya dapat terekam agar untuk mencari solusi agar masalah tersebut tidak terulang kembali kedepannya.

Diterima, 1 September 2020

Wisnu Haryoko
Manager Thermal Maintainance

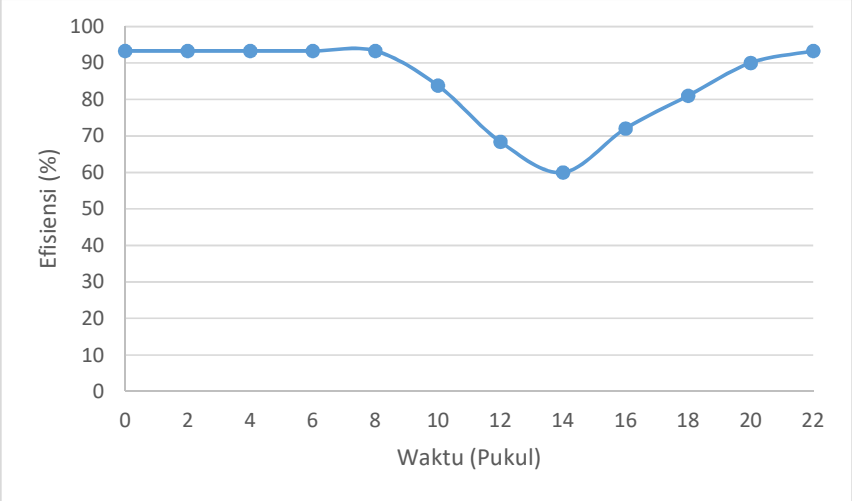
LAMPIRAN D. Grafik dan Penjelasan Tambahan

1. Grafik Sebelum dan Sesudah Dibersihkan



Gambar D.1 Grafik efisiensi kompresor sebelum *cooler* dibersihkan

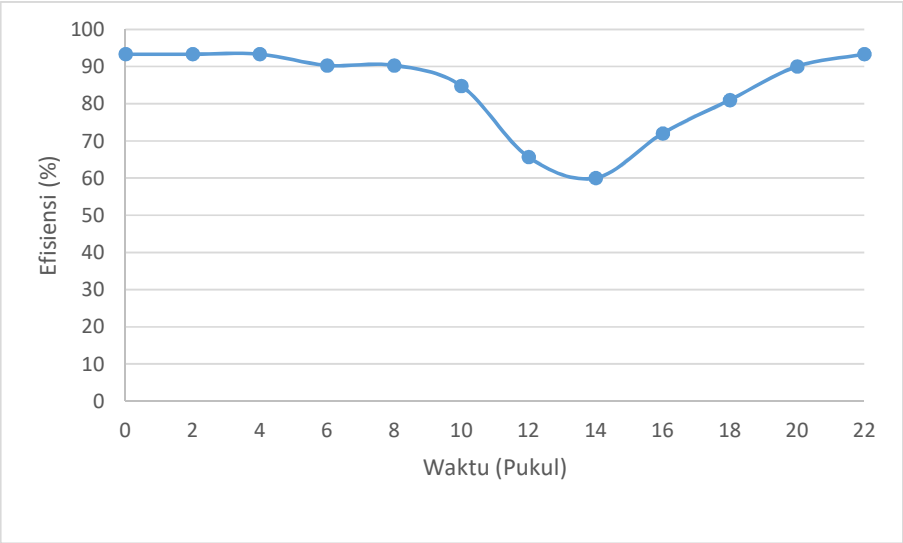
Berdasarkan gambar D.1 efisiensi isentropik kompresor mengalami penurunan mulai dari pukul 06.00 sampai dengan pukul 12.00, kemudian mengalami kenaikan kembali saat pukul 16.00, efisiensi tertinggi yaitu 87,5% sedangkan efisiensi terendah yaitu 45%, efisiensi rata-rata yaitu 72,5%.



Gambar D.2 Grafik efisiensi kompresor setelah *cooler* dibersihkan

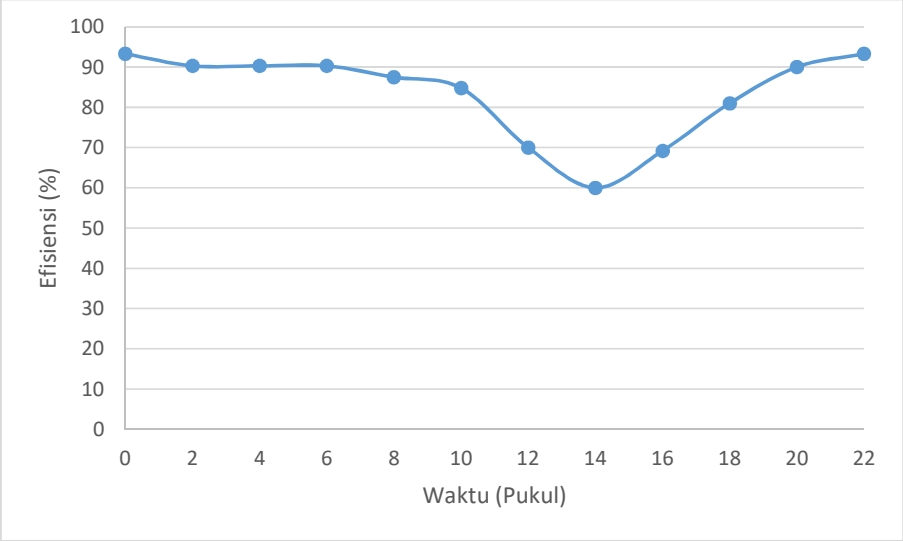
Berdasarkan gambar D.2 efisiensi isentropik kompresor mengalami penurunan mulai dari pukul 08.00 sampai dengan pukul 14.00, kemudian mengalami kenaikan kembali saat pukul 14.00, efisiensi tertinggi yaitu 93,3% sedangkan efisiensi terendah yaitu 60%, efisiensi rata-rata yaitu 84,5%.

2. Grafik Efisiensi Saat Bukaan Katup Dikurangi



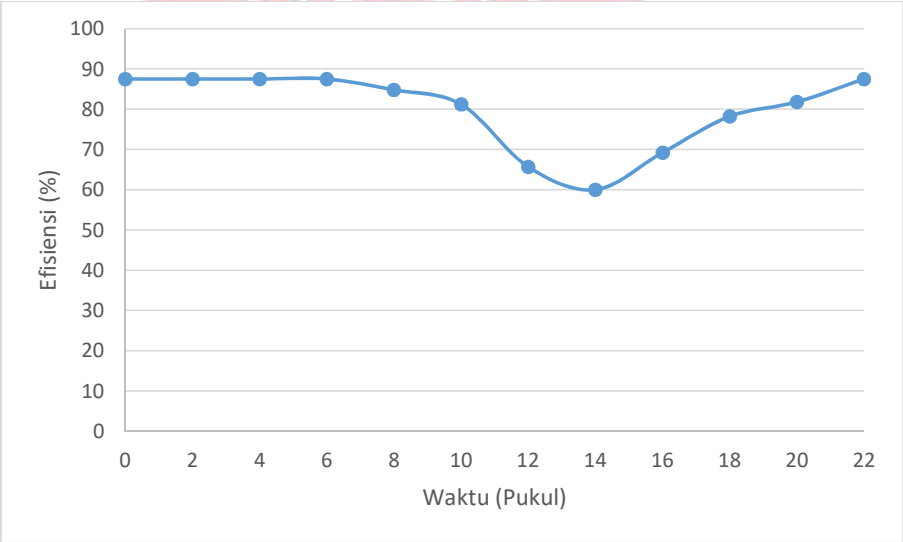
Gambar D.3 Efisiensi isentropik pada saat bukaan katup 95%

Berdasarkan gambar D.3 efisiensi isentropik kompresor mengalami penurunan mulai dari pukul 08.00 sampai dengan pukul 14.00, kemudian mengalami kenaikan kembali saat pukul 14.00, efisiensi tertinggi yaitu 93,3% sedangkan efisiensi terendah yaitu 60%, efisiensi rata-rata yaitu 83,9%.



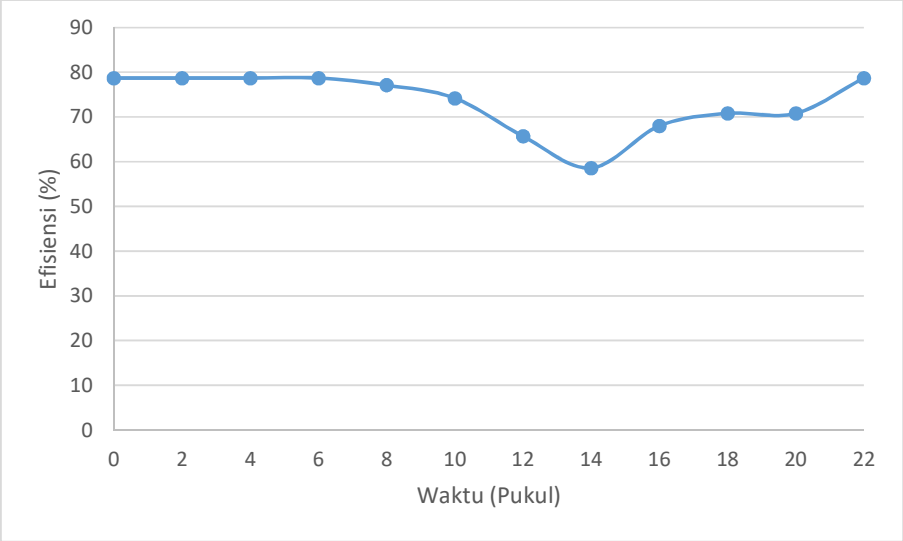
Gambar D.4 Efisiensi isentropic pada saat bukaan katup 95%

Berdasarkan gambar D.4 efisiensi isentropik kompresor mengalami penurunan mulai dari pukul 06.00 sampai dengan pukul 14.00, kemudian mengalami kenaikan kembali saat pukul 14.00, efisiensi tertinggi yaitu 93,3% sedangkan efisiensi terendah yaitu 60%, efisiensi rata-rata yaitu 83,3%.



Gambar D.5 Efisiensi isentropik pada saat bukaan katup 85%

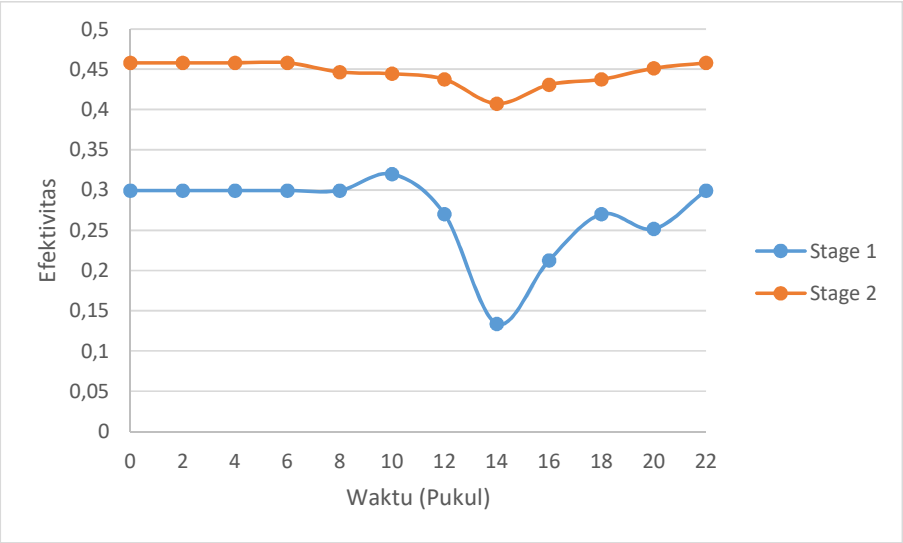
Berdasarkan gambar D.5 efisiensi isentropik kompresor mengalami penurunan mulai dari pukul 06.00 sampai dengan pukul 14.00, kemudian mengalami kenaikan kembali saat pukul 14.00, efisiensi tertinggi yaitu 87,5% sedangkan efisiensi terendah yaitu 60%, efisiensi rata-rata yaitu 79,8%.



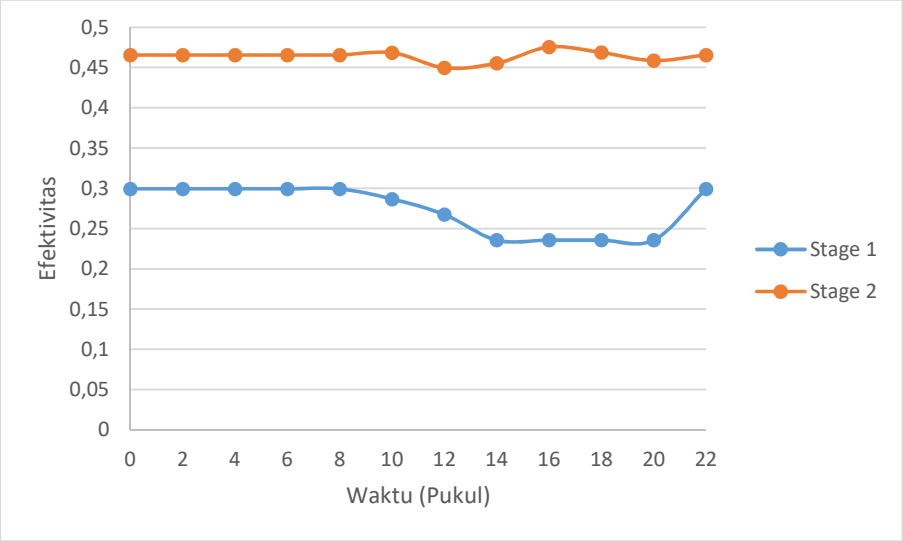
Gambar D.6 Efisiensi isentropik pada saat bukaan katup 80%

Berdasarkan gambar D.6 efisiensi isentropik kompresor mengalami penurunan mulai dari pukul 06.00 sampai dengan pukul 14.00, kemudian mengalami kenaikan kembali saat pukul 14.00, efisiensi tertinggi yaitu 78,7% sedangkan efisiensi terendah yaitu 58,6%, efisiensi rata-rata yaitu 73,2%.

3. Grafik Efektivitas kompresor Sebelum dan Sesudah Dibersihkan

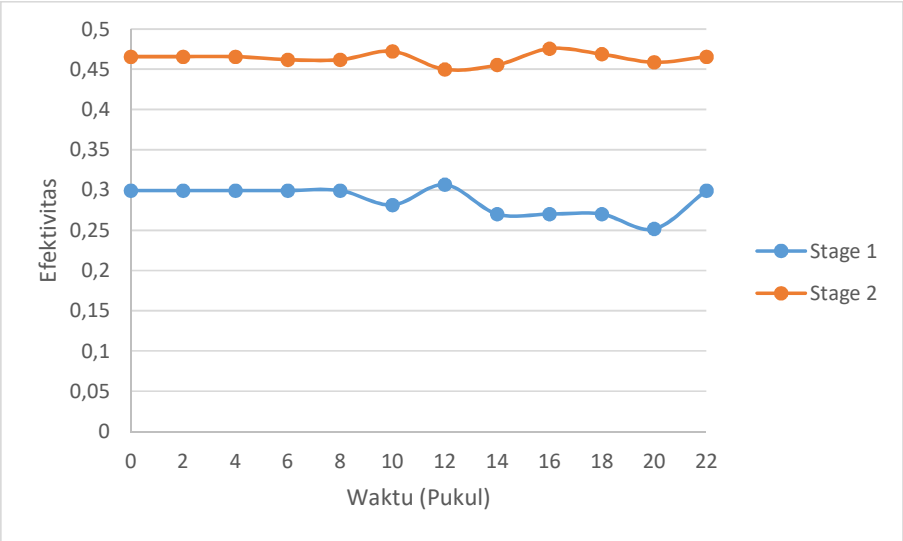


Gambar D.7 Grafik efektivitas kompresor sebelum *cooler* dibersihkan

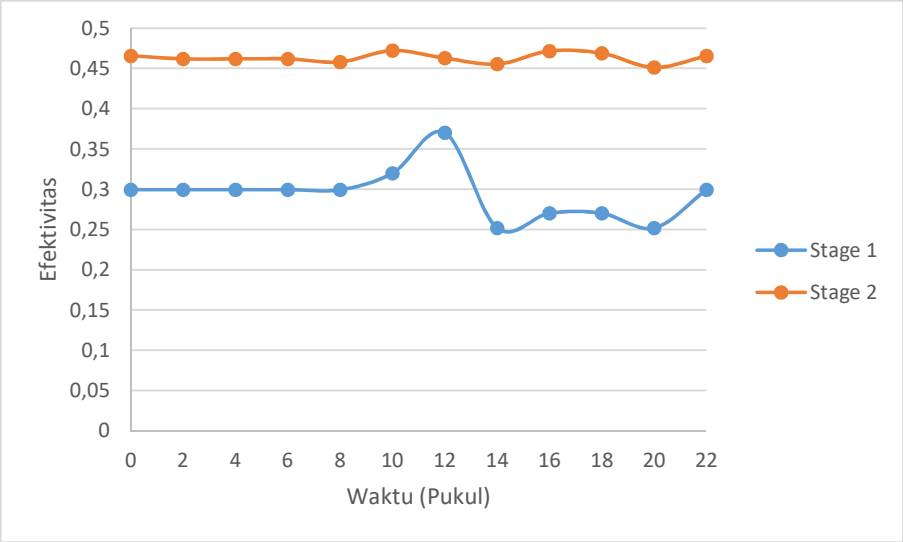


Gambar D.8 Grafik efektivitas kompresor setelah*cooler* dibersihkan

4. Grafik Efektivitas Kompresor Setelah Bukaan Katup Dikurangi

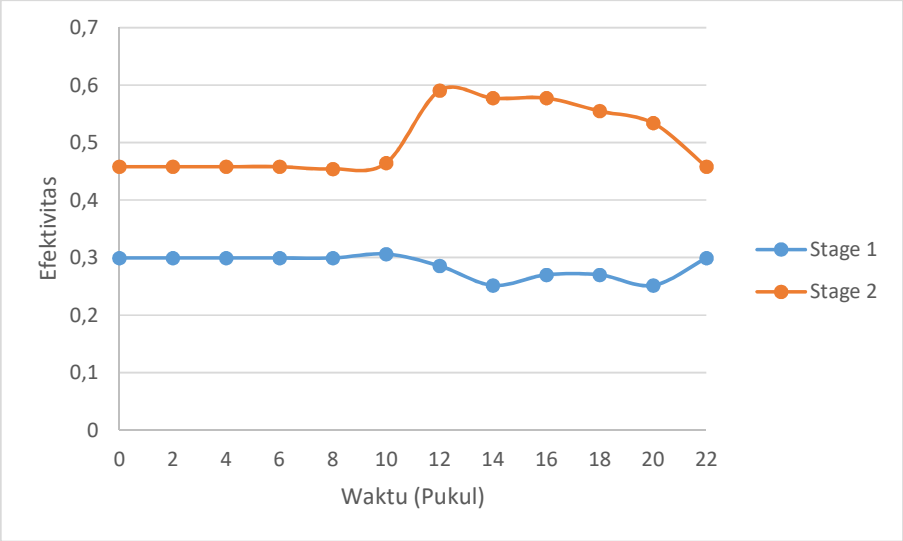


Gambar D.9 Grafik efektivitas kompresor dengan bukaan katup 95%

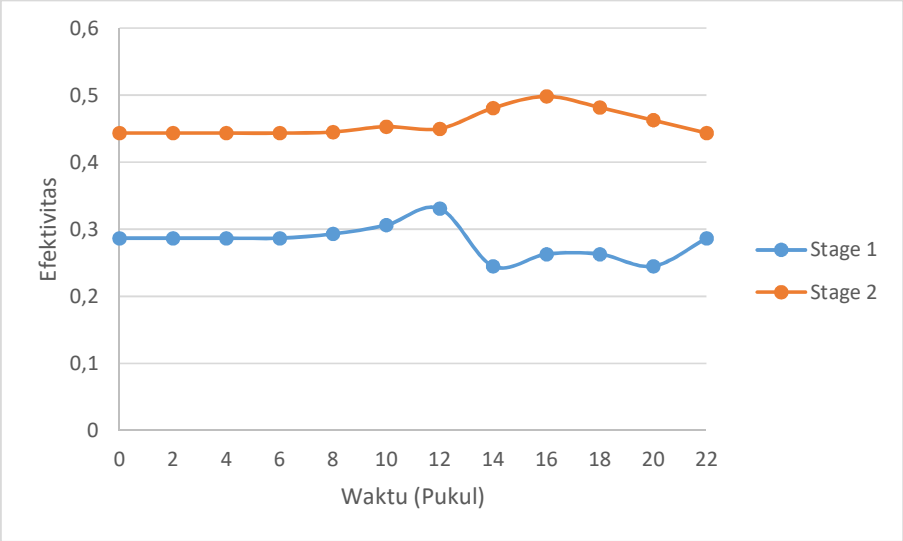


Gambar D.10 Grafik efektivitas kompresor dengan bukaan katup 90%

5. Grafik Laju Perpindahan Panas Sebelum dan Sesudah Dibersihkan

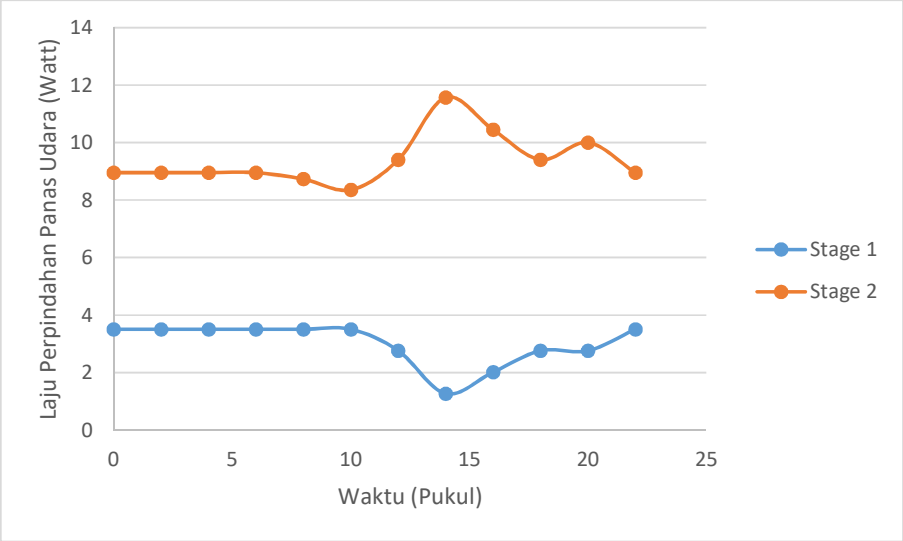


Gambar D.11 Grafik efektivitas kompresor dengan bukaan katup 85%

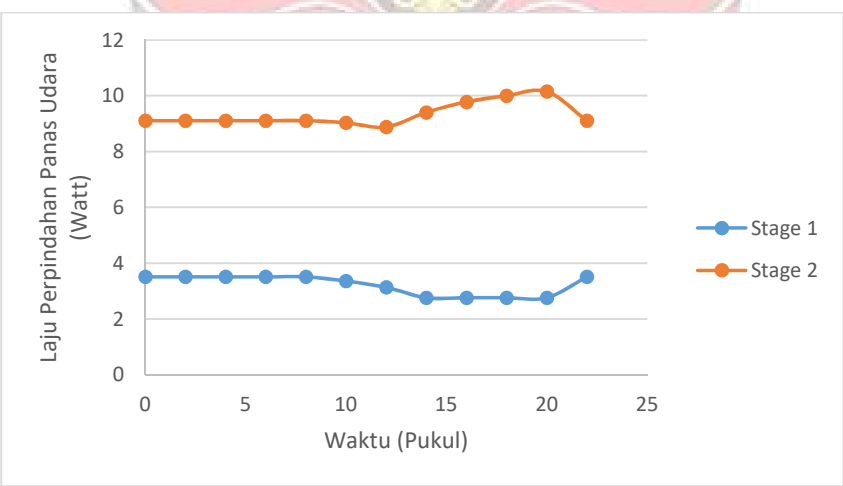


Gambar D.12 Grafik efektivitas kompresor dengan bukaan katup 80%

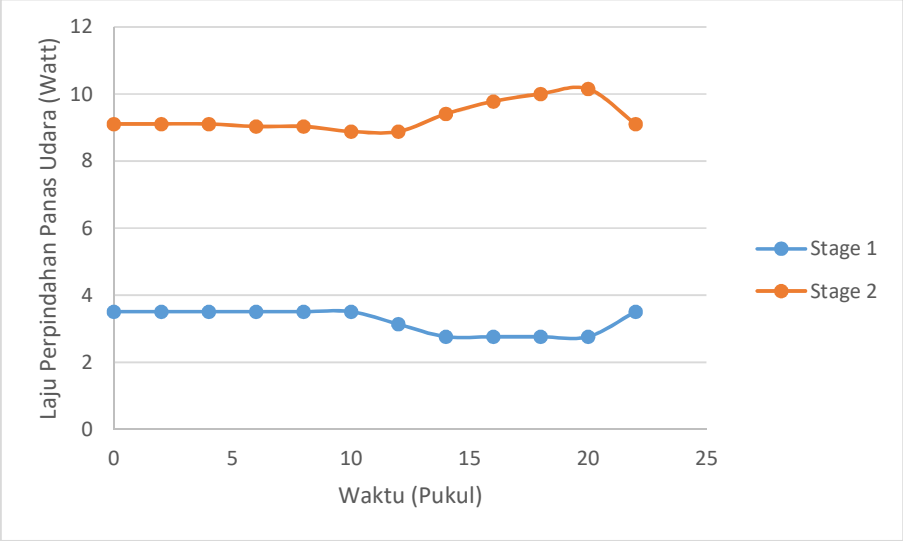
6. Grafik Laju Perpindahan Panas Setelah Bukaan Katup Dikurangi



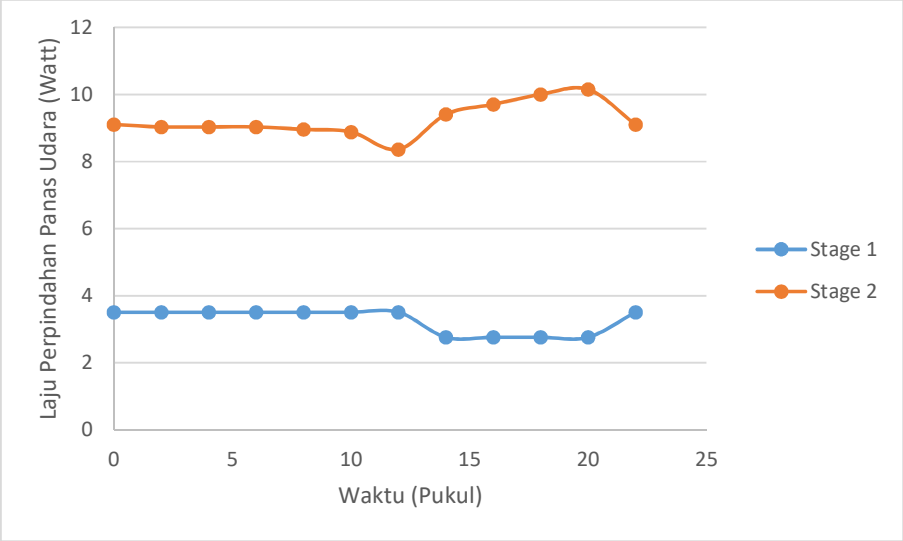
Gambar D.13 Grafik laju perpindahan panas udara sebelum cooler dibersihkan



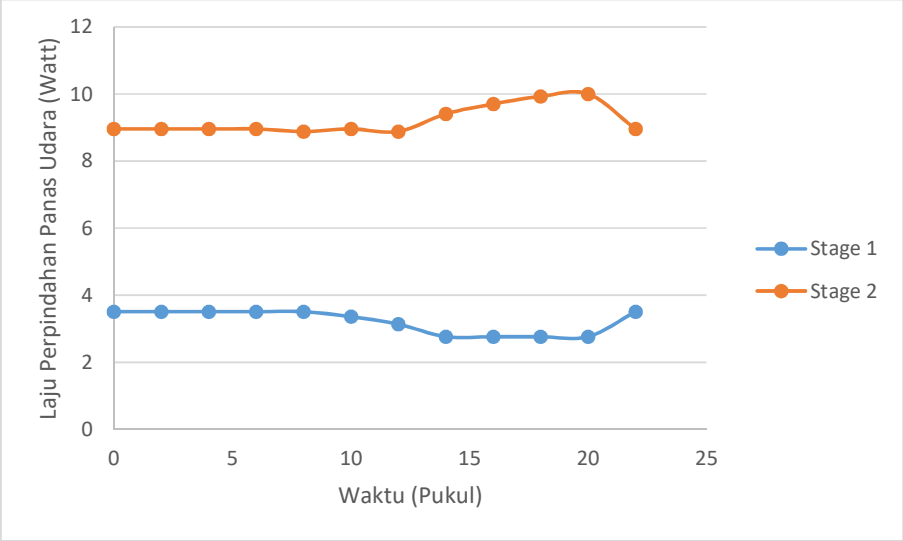
Gambar D.14 Grafik laju perpindahan panas udara setelah dibersihkan cooler dibersihkan



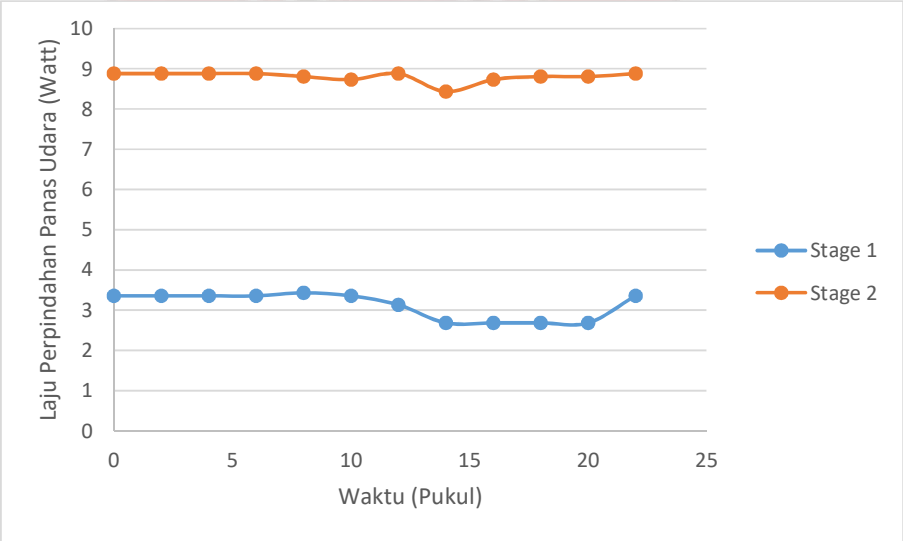
Gambar D.15 Grafik laju perpindahan panas udara setelah pada saat bukaan katup 95%



Gambar D.16 Grafik laju perpindahan panas udara setelah pada saat bukaan katup 90%



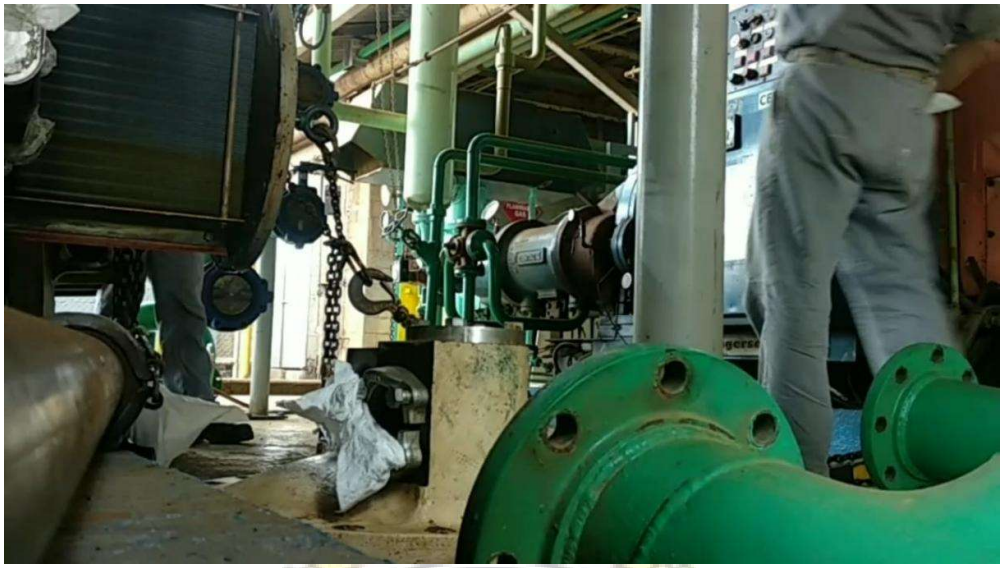
Gambar D.17 Grafik laju perpindahan panas udara setelah pada saat bukaan katup 85%



Gambar D.18 Grafik laju perpindahan panas udara setelah pada saat bukaan katup 80%

LAMPIRAN E. Dokumentasi

Proses Pembersihan Cooler

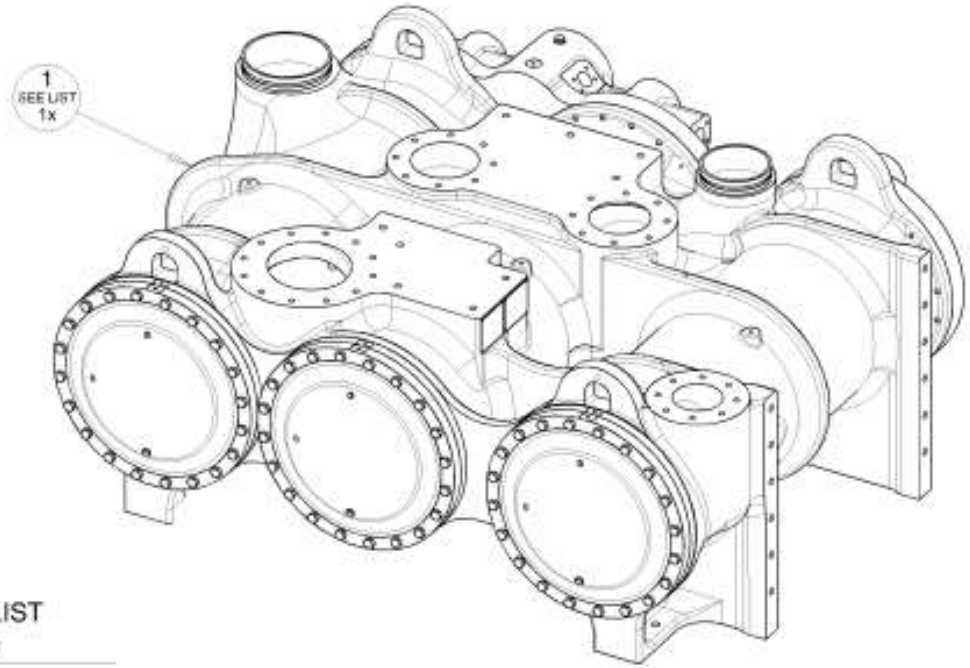


CENTAC
3
gersoll-Rand

22

COOLER HOUSING & BUNDLE
(REF 23629942 A)

Item	Part No.	Description	Qty.
1	SEE LIST	COOLER HOUSING ASSEMBLY	1



ALTERNATE PARTS LIST

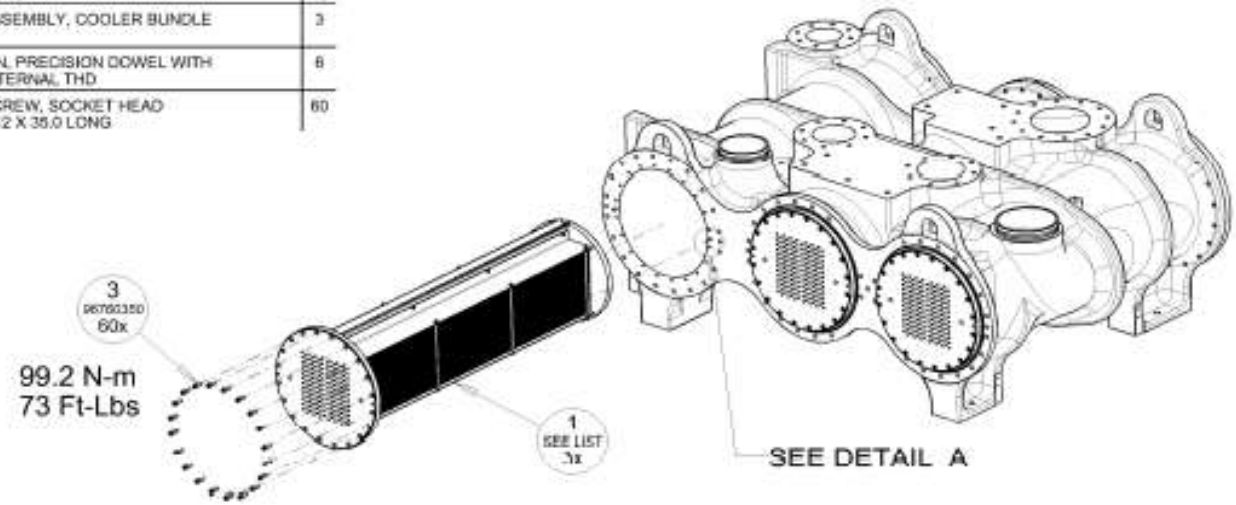
ITEM	PART NO.	DESCRIPTION
	23569270	(ASME) COOLER HOUSING ASSEMBLY
1	23614175	(GB) COOLER HOUSING ASSEMBLY
	23620560	COOLER HOUSING ASSEMBLY (NO CERT.)

NOTE: DO NOT REMOVE ITEMS 5 & 7.

24

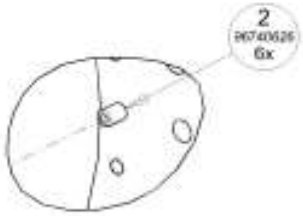
COOLER HOUSING & BUNDLE
(REF 23629942 A)

Item	Part No.	Description	Qty.
1	SEE LIST	ASSEMBLY, COOLER BUNDLE	3
2	96740626	PIN, PRECISION DOWEL WITH INTERNAL THD	6
3	96760350	SCREW, SOCKET HEAD M12 X 35.0 LONG	60



ALTERNATE PARTS LIST

ITEM	PART NO.	DESCRIPTION
1	23614209	ASSEMBLY, COOLER BUNDLE 15° CTD, Cu TUBES
1	23614217	ASSEMBLY, COOLER BUNDLE 15° CTD, Cu TUBES, HERESITE COATING
1	23614225	ASSEMBLY, COOLER BUNDLE 15° CTD, SS TUBES
1	23614233	ASSEMBLY, COOLER BUNDLE 15° CTD, SS TUBES, HERESITE COATING
1	23614241	ASSEMBLY, COOLER BUNDLE 15° CTD, CuNi TUBES
1	23614258	ASSEMBLY, COOLER BUNDLE 15° CTD, CuNi TUBES, HERESITE COATING

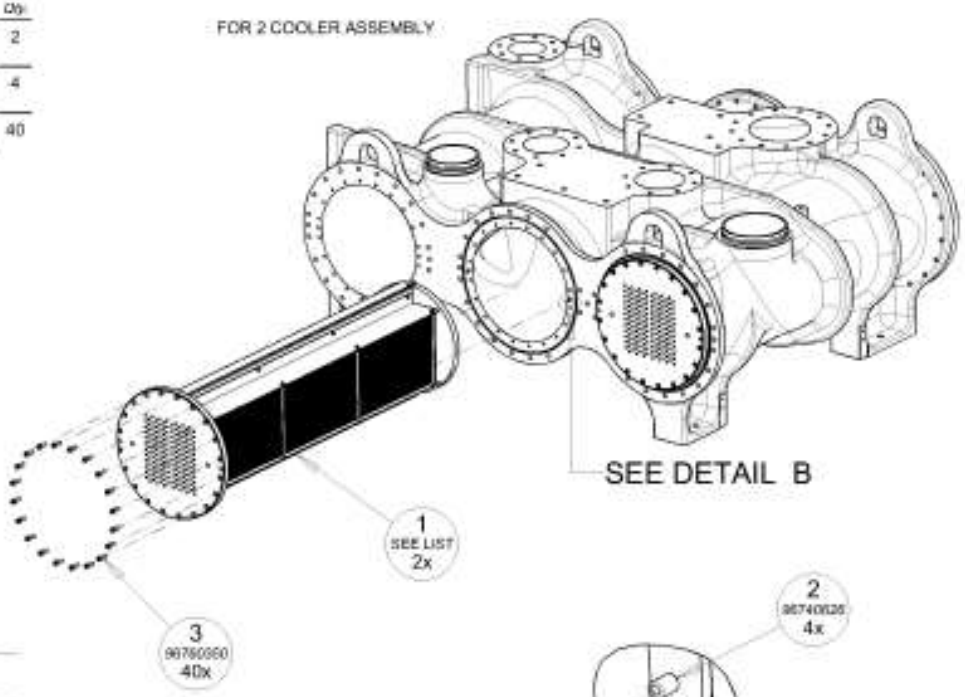


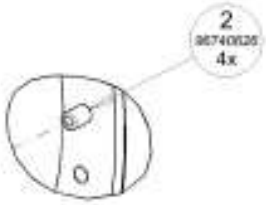
DETAIL A

25

COOLER HOUSING & BUNDLE
(REF 23629942 A)

Item	Part No.	Description	Qty.
1	SEE LIST	ASSEMBLY, COOLER BUNDLE	2
2	96740626	PIN, PRECISION DOWEL WITH INTERNAL THD	4
3	96760350	SCREW, SOCKET HEAD M12 X 35.0 LONG	40





DETAIL B

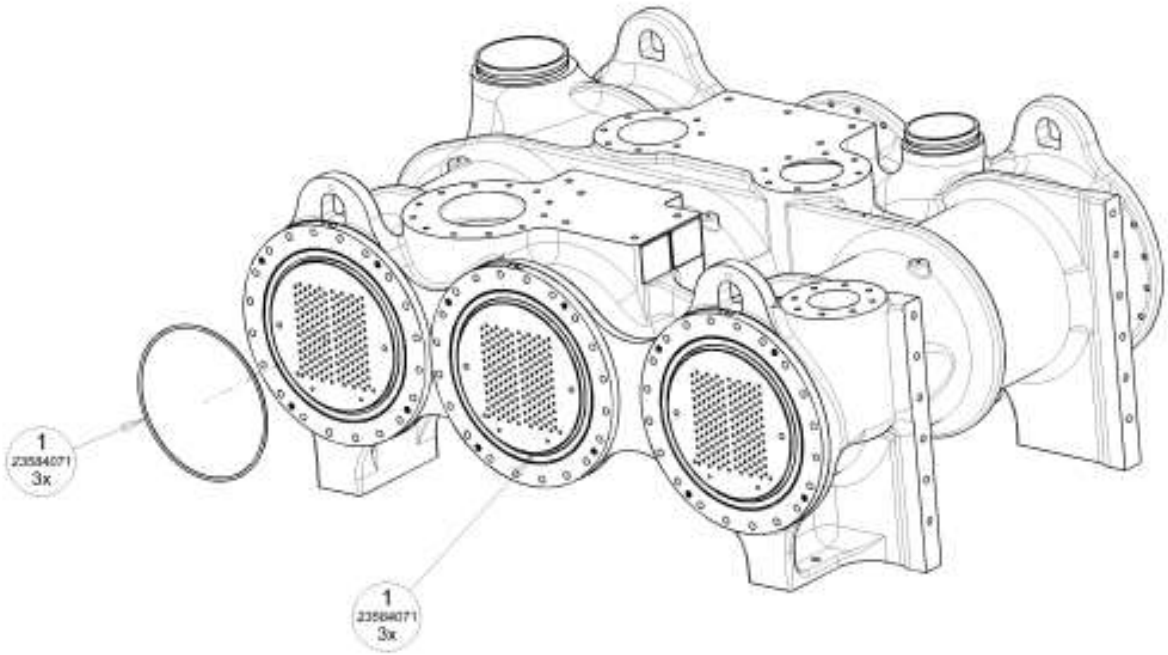
ALTERNATE PARTS LIST

ITEM	PART NO.	DESCRIPTION
1	23614209	ASSEMBLY, COOLER BUNDLE 15° CTD, Cu TUBES
1	23614217	ASSEMBLY, COOLER BUNDLE 15° CTD, Cu TUBES, HERESITE COATING
1	23614225	ASSEMBLY, COOLER BUNDLE 15° CTD, SS TUBES
1	23614233	ASSEMBLY, COOLER BUNDLE 15° CTD, SS TUBES, HERESITE COATING
1	23614241	ASSEMBLY, COOLER BUNDLE 15° CTD, CuNi TUBES
1	23614258	ASSEMBLY, COOLER BUNDLE 15° CTD, CuNi TUBES, HERESITE COATING

26

COOLER HOUSING & BUNDLE
(REF 23629942 A)

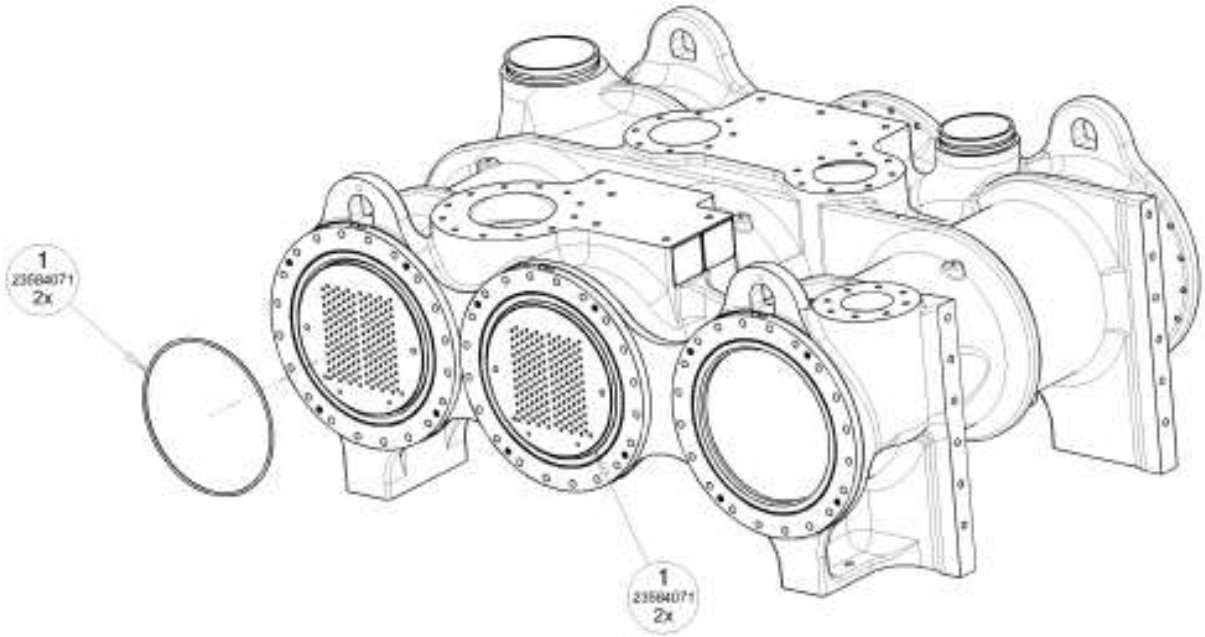
Item	Part No.	Description	Qty.
1	23584071	O-RING	3



27

COOLER HOUSING & BUNDLE
(REF 23629942 A)

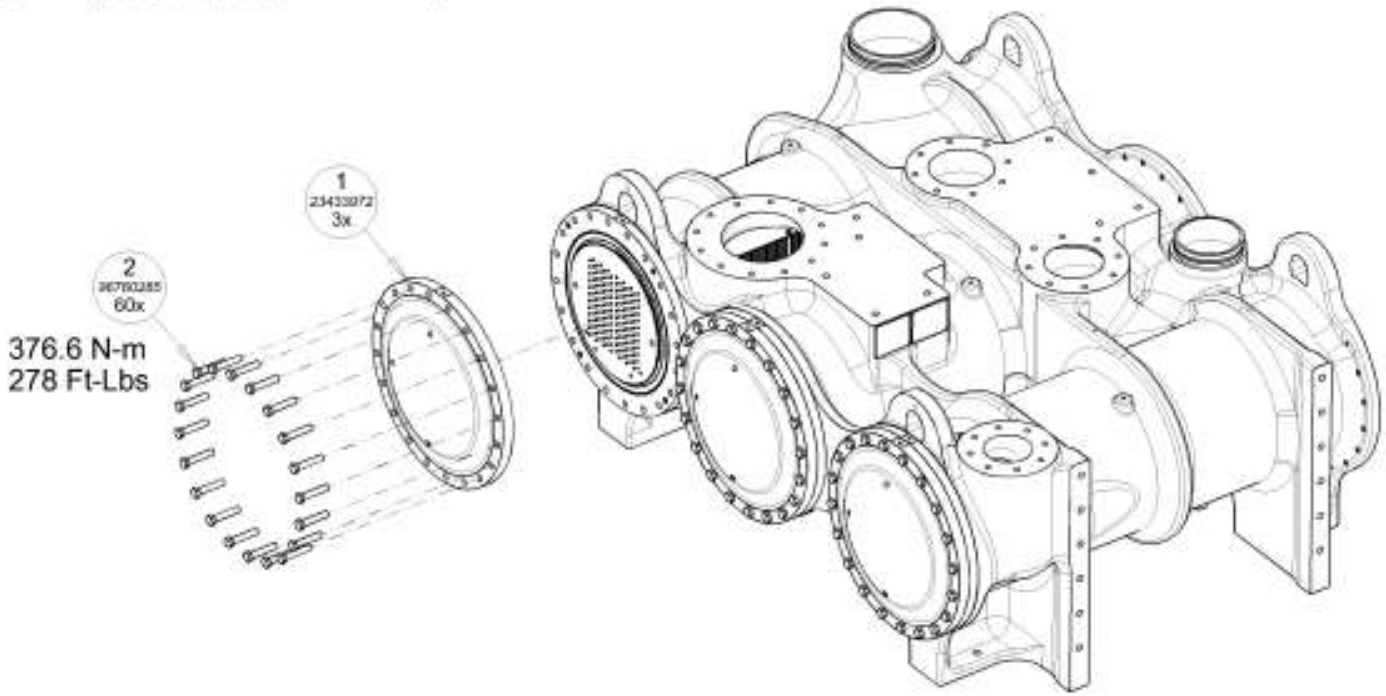
Item	Part No.	Description	Qty.
1	23584071	O-RING	2



28

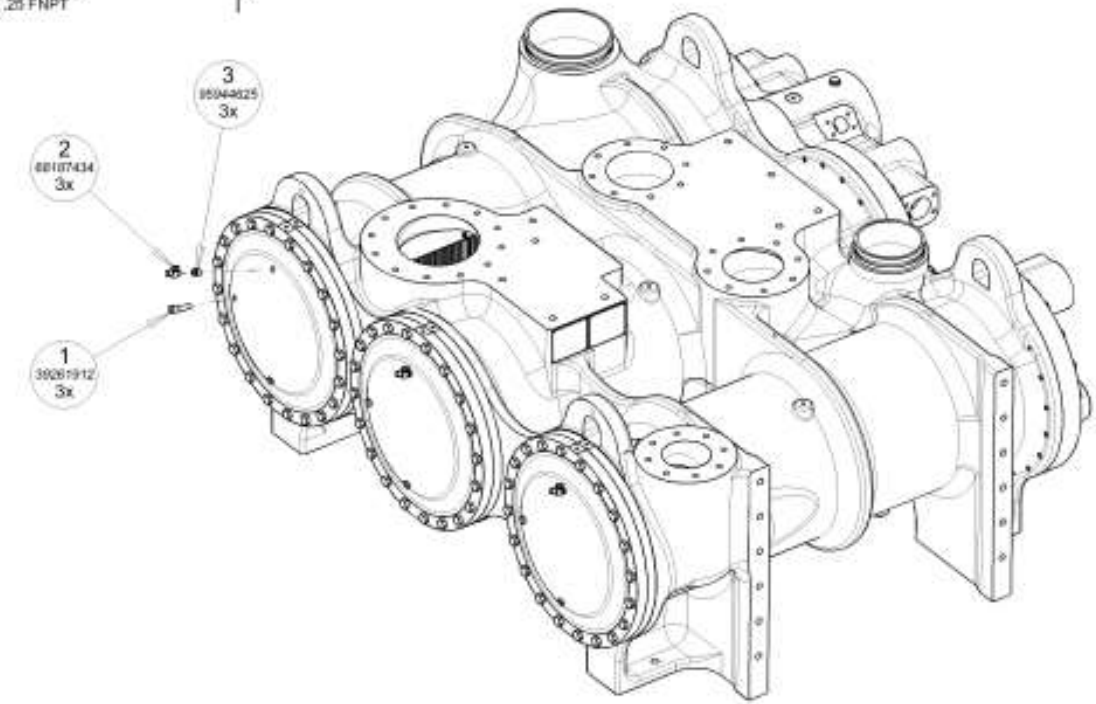
COOLER HOUSING & BUNDLE
(REF 23629942 A)

Item	Part No.	Description	Qty.
1	23433972	BONNET, FLOATING END MACHINING	3
2	96760285	SCREW, HEX HEAD M20-2.5 X 100.0 LONG	60



COOLER HOUSING & BUNDLE
(REF 23629942 A)

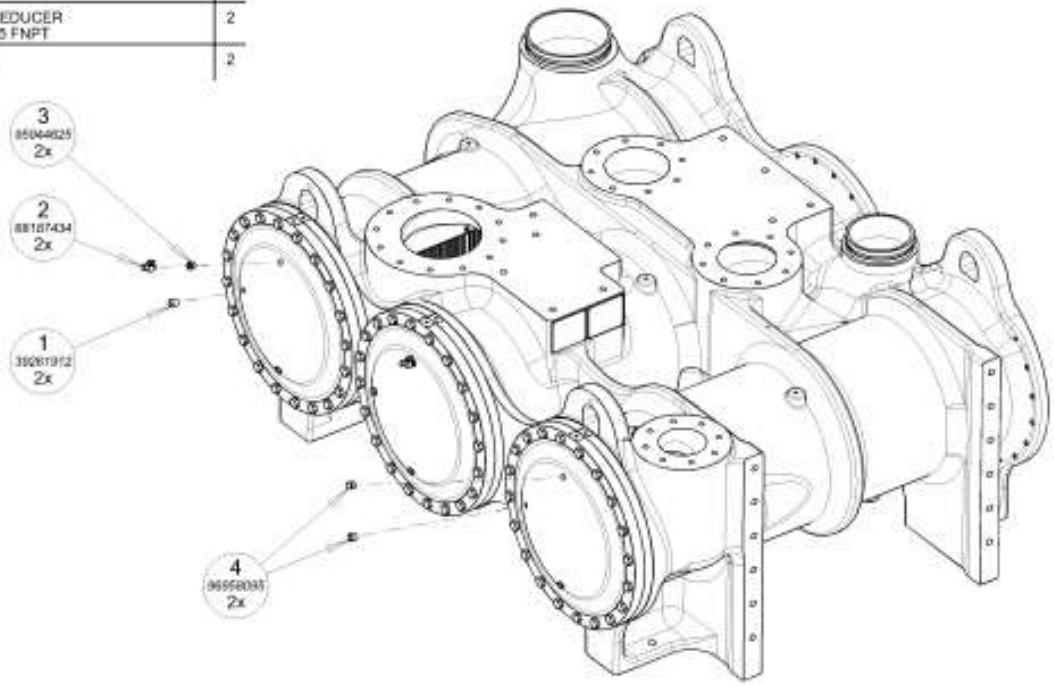
Item	Part No.	Description	Qty
1	39261912	ANODE , ZINC FOR 6" & 8" DIA PIPE	3
2	68187434	VALVE, .25 IN FNPT X MNPT	3
3	95944625	BUSHING, REDUCER .50 NPT X .25 FNPT	3



30

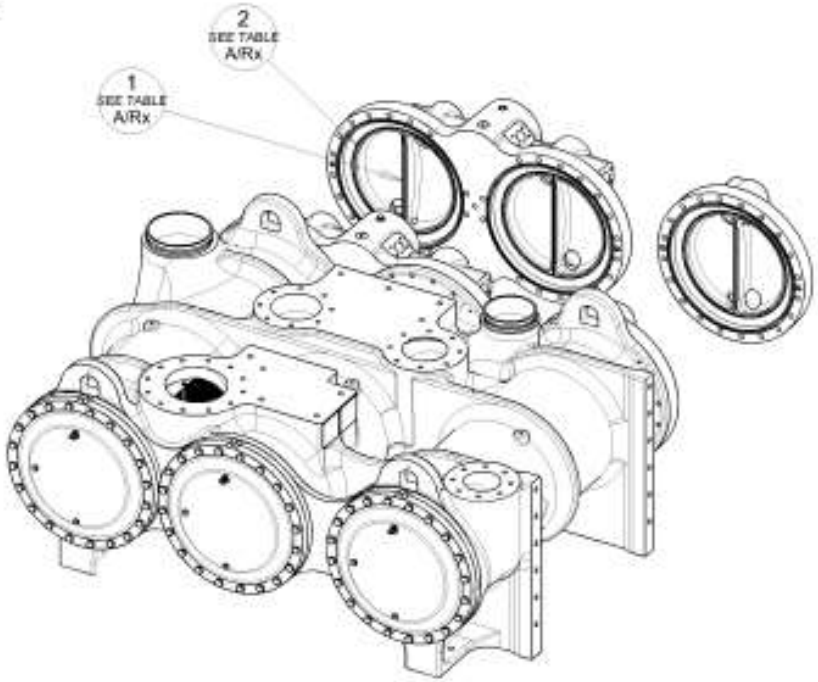
COOLER HOUSING & BUNDLE
(REF 23629942 A)

Item	Part No.	Description	Qty.
1	39261912	ANODE , ZINC FOR 6" & 8" DIA PIPE	2
2	68187434	VALVE, .25 IN FNPT X MNPT	2
3	95944625	BUSHING, REDUCER .50 NPT X .25 FNPT	2
4	96958095	PLUG, HEX .50 NPT	2



COOLER HOUSING & BUNDLE
(REF 23629942 A)

Item	Part No.	Description	Qty.
1	SEE TABLE	SEAL, VITON (O-RING)	A/R
2	SEE TABLE	ORING, STANDARD -467 19.00 ID X .250 WIDTH	A/R



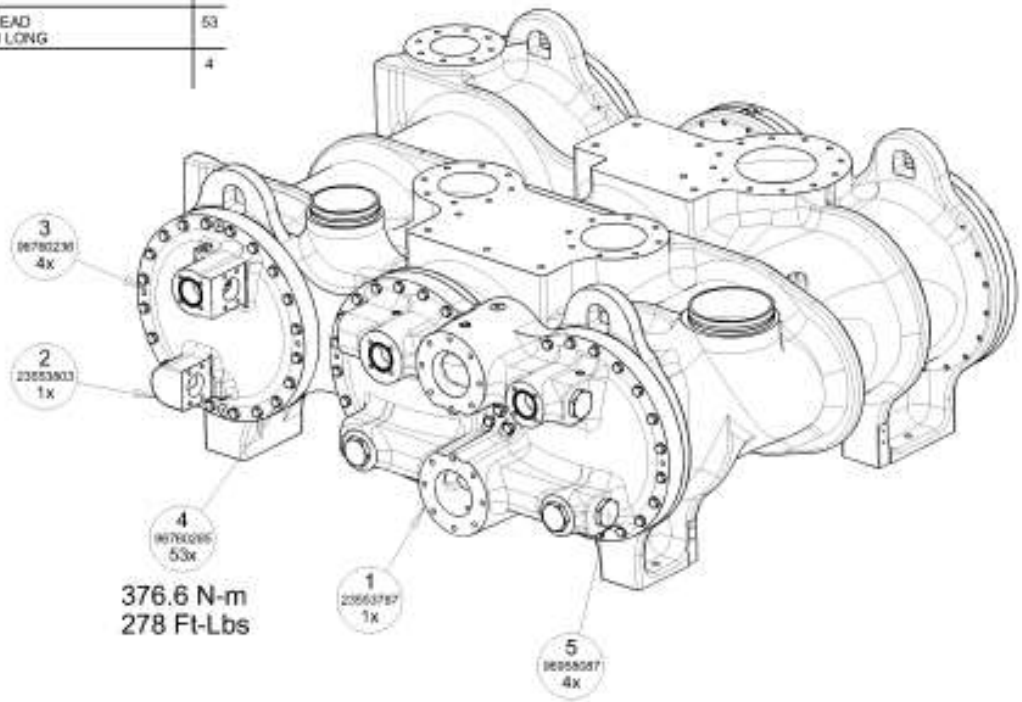
ALTERNATE PARTS LIST

ITEM	PART NO.	DESCRIPTION	QTY
1	23569346	3-STAGE COOLER ASSEMBLY	3
		2-STAGE COOLER ASSEMBLY	2
2	95720314	3-STAGE COOLER ASSEMBLY	3
		2-STAGE COOLER ASSEMBLY	2

32

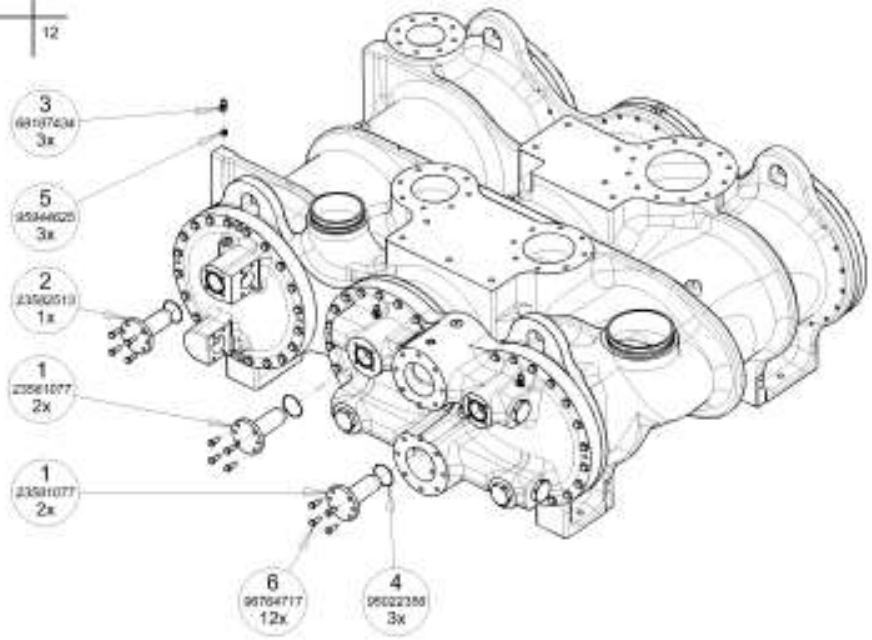
COOLER HOUSING & BUNDLE
(REF 23629942 A)

Item	Part No.	Description	Qty
1	23553787	BONNET MACHINING	1
2	23553803	BONNET MACHINING	1
3	96760236	PIN, PRECISION DOWEL WITH INTERNAL THD	4
4	96760285	SCREW, HEX HEAD M20-2.5 X 100.0 LONG	53
5	96956087	PLUG, HEX 3.00 NPT	4



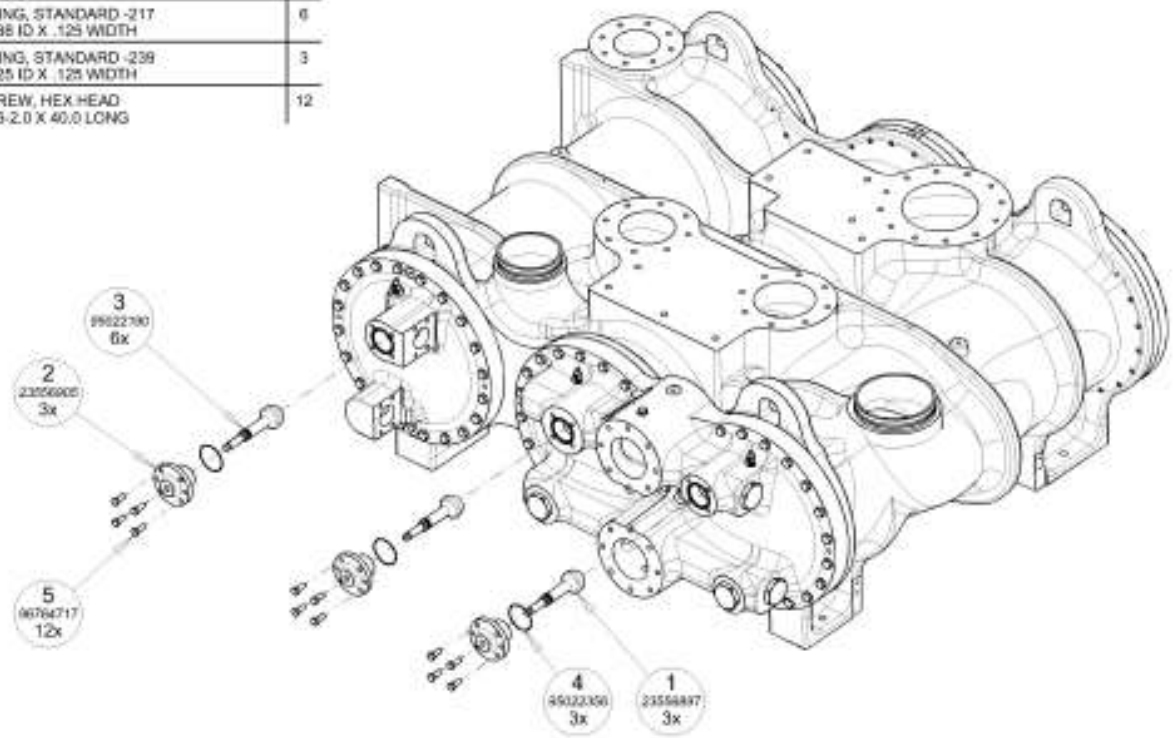
COOLER HOUSING & BUNDLE
(REF 23629942 A)

Item	Part No.	Description	Qty.
1	23581077	MANIFOLD, PLUG	2
2	23582513	MANIFOLD, PLUG	1
3	68187434	VALVE, .25 IN FNPT X MNPT	3
4	95022356	ORING, STANDARD -239 3.625 ID X .125 WIDTH	3
5	95944625	BUSHING, REDUCER .50 NPT X .25 FNPT	3
6	96764717	SCREW, HEX HEAD M16-2.0 X 40.0 LONG	12



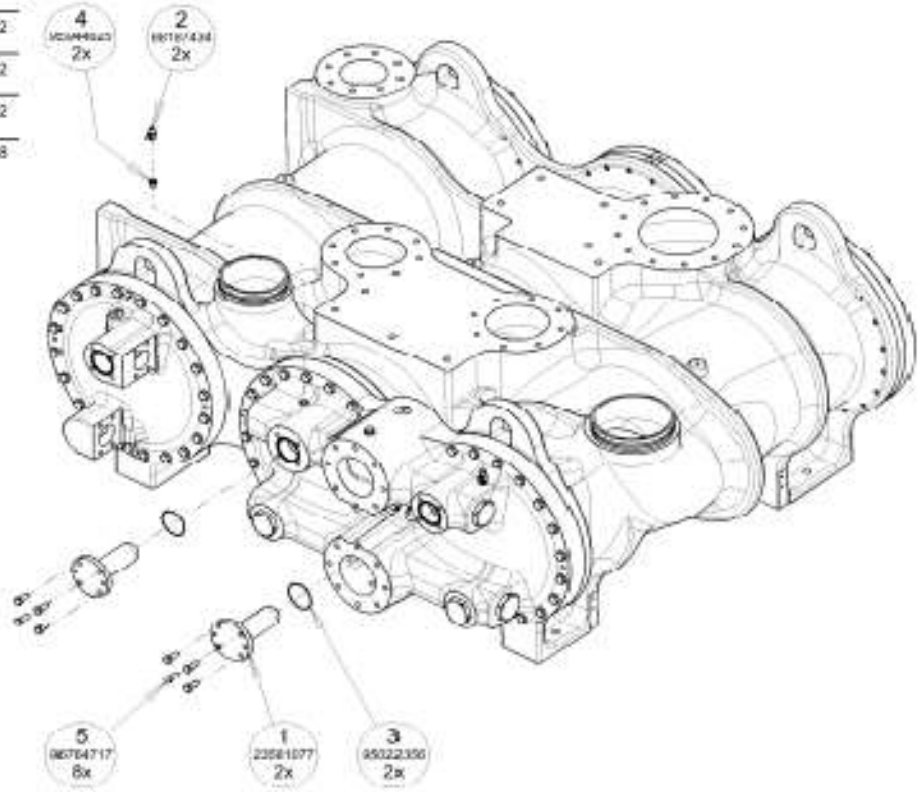
COOLER HOUSING & BUNDLE
(REF 23629942 A)

Item	Part No.	Description	Qty.
1	23556897	VALVE MACHINING	3
2	23556905	SLEEVE VALVE	3
3	95022190	ORING, STANDARD -217 1.188 ID X .125 WIDTH	6
4	95022356	ORING, STANDARD -239 3.625 ID X .125 WIDTH	3
5	96784717	SCREW, HEX.HEAD M16-2.0 X 40.0 LONG	12



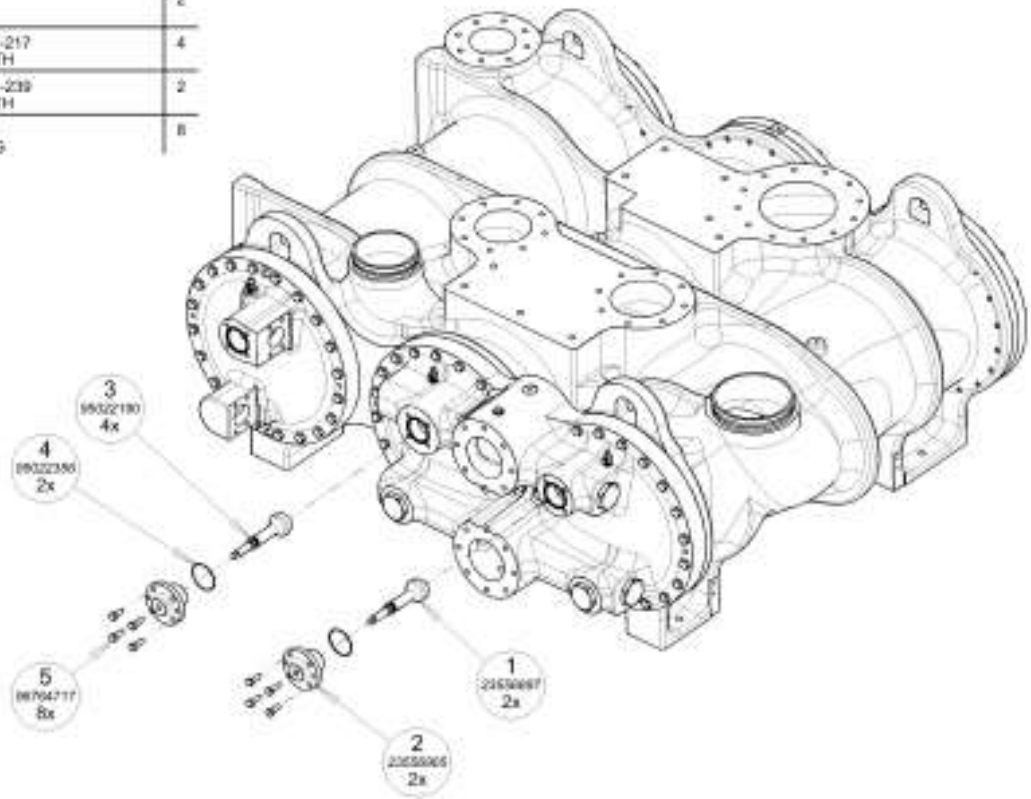
COOLER HOUSING & BUNDLE
(REF 23629942 A)

Item	Part No.	Description	Qty
1	23581077	MANHOLLU, PLUG	2
2	68187434	VALVE, .25 IN FNPT X MNPT	2
3	95022356	ORING, STANDARD -239 3.626 ID X .126 WIDTH	2
4	95944625	BUSHING, REDUCER .50 NPT X .25 FNPT	2
5	98764717	SCREW, HEX HEAD M16-2.0 X 40.0 LONG	8



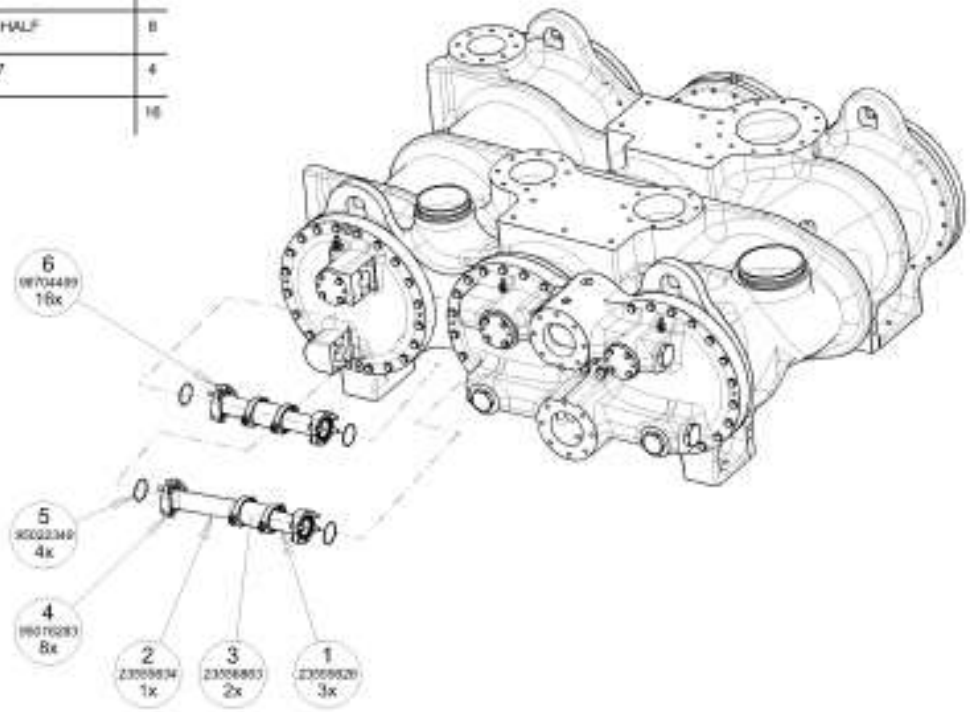
COOLER HOUSING & BUNDLE
(REF 23629942 A)

Item	Part No.	Description	Qty.
1	23556897	VALVE MACHINING	2
2	23556905	SLEEVE VALVE	2
3	95022190	ORING, STANDARD -217 1.188 ID X .125 WIDTH	4
4	95022356	ORING, STANDARD -239 3.625 ID X .125 WIDTH	2
5	96764717	SCREW, HEX HEAD M16-2.0 X 40.0 LONG	8



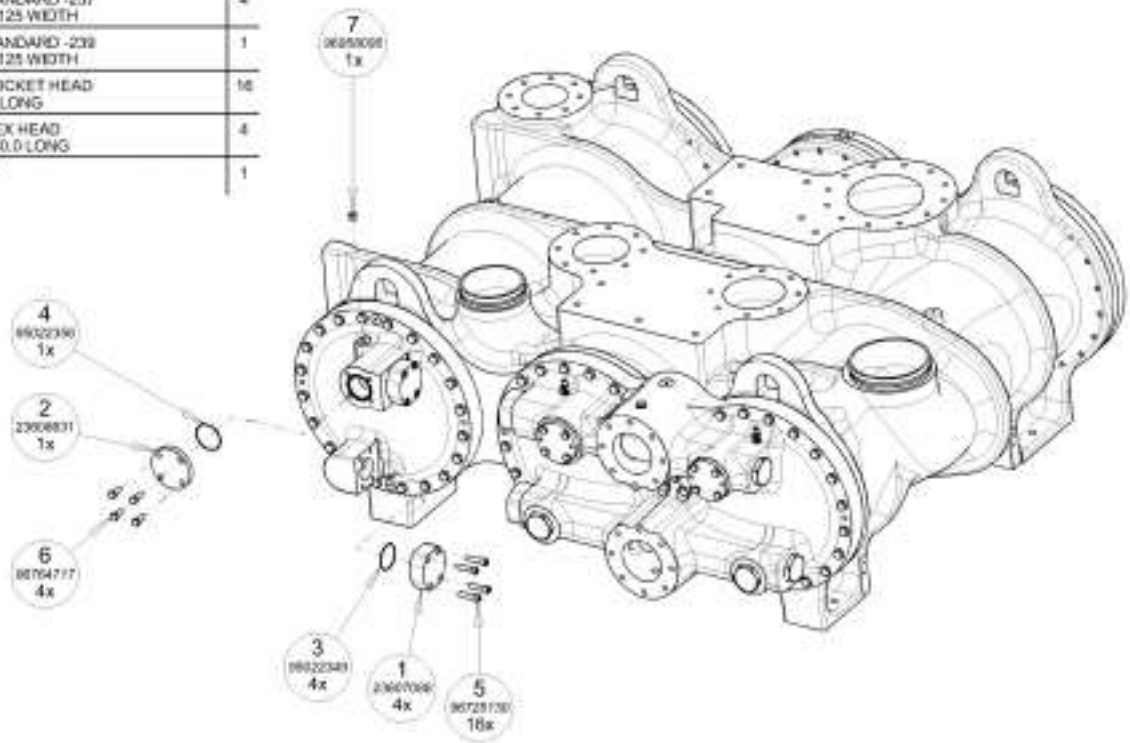
COOLER HOUSING & BUNDLE
(REF 23629942 A)

Item	Part No.	Description	Qty
1	23555626	TUBE, 3.0" WATER MANIFOLD STG 2 TO STG 3, COLD	3
2	23555634	TUBE, STAGE 2 TO STAGE 3	1
3	23556863	COUPLING, PIPE 88 MM (3.0 INCH)	2
4	95016283	FLANGE CLAMP, SPLIT HALF 3.00 NOMINAL	8
5	95022349	ORING, STANDARD -237 3.375 ID X .125 WIDTH	4
6	96704499	SCREW, HEX HEAD M16-2.0 X 50.0 LONG	16



COOLER HOUSING & BUNDLE
(REF 23629942 A)

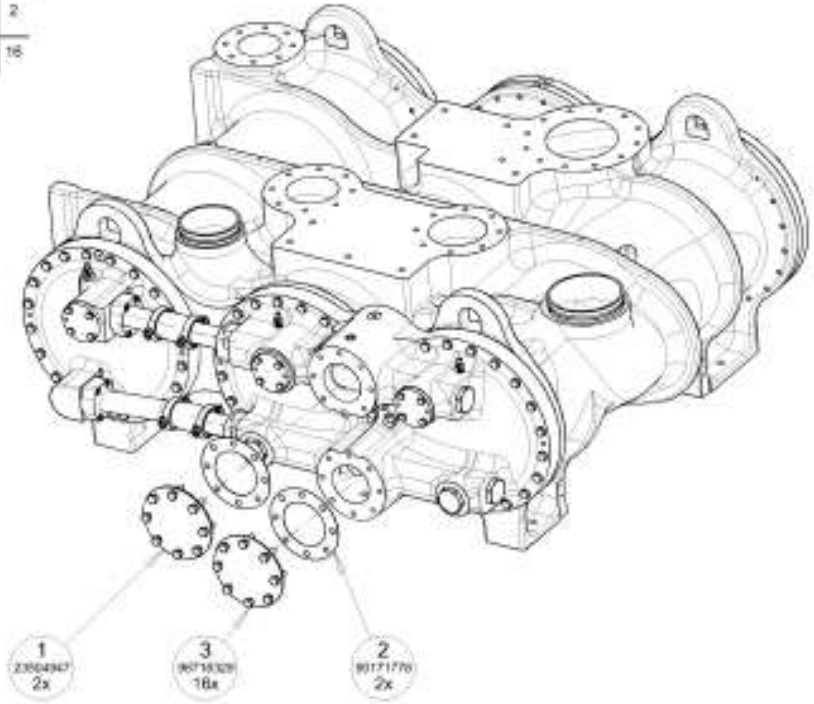
Item	Part No.	Description	Qty.
1	23607098	FLANGE HEAD PLUG	4
2	23608631	FLANGE, BLIND FF 2" 150#	1
3	95022349	ORING, STANDARD -237 3.375 ID X .125 WIDTH	4
4	95022356	ORING, STANDARD -239 3.625 ID X .125 WIDTH	1
5	96725130	SCREW, SOCKET HEAD M16 X 60.0 LONG	16
6	96764717	SCREW, HEX HEAD M16-2.0 X 40.0 LONG	4
7	96958066	PLUG, HEX .50 NPT	1



39

COOLER HOUSING & BUNDLE
(REF 23620942 A)

Item	Part No.	Description	Qty.
1	23604947	FLANGE, SHIPPING DIN 150, PN 16	2
2	90171778	GASKET, FOR DIN PN 10 -16 FLANGES	2
3	96716329	SCREW, HEX HEAD M20-2.50 X 55.0 LONG	16

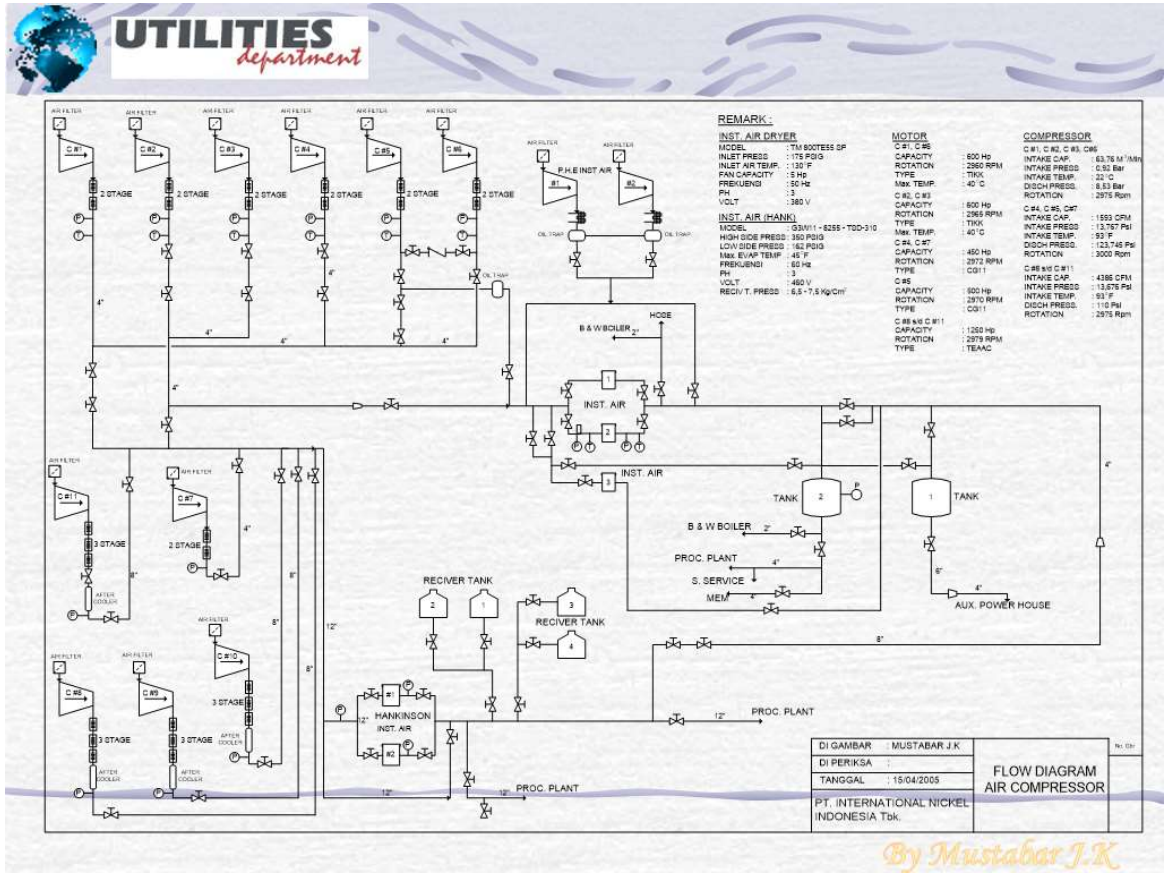


LAMPIRAN G. Skema Sistem Keseluruhan

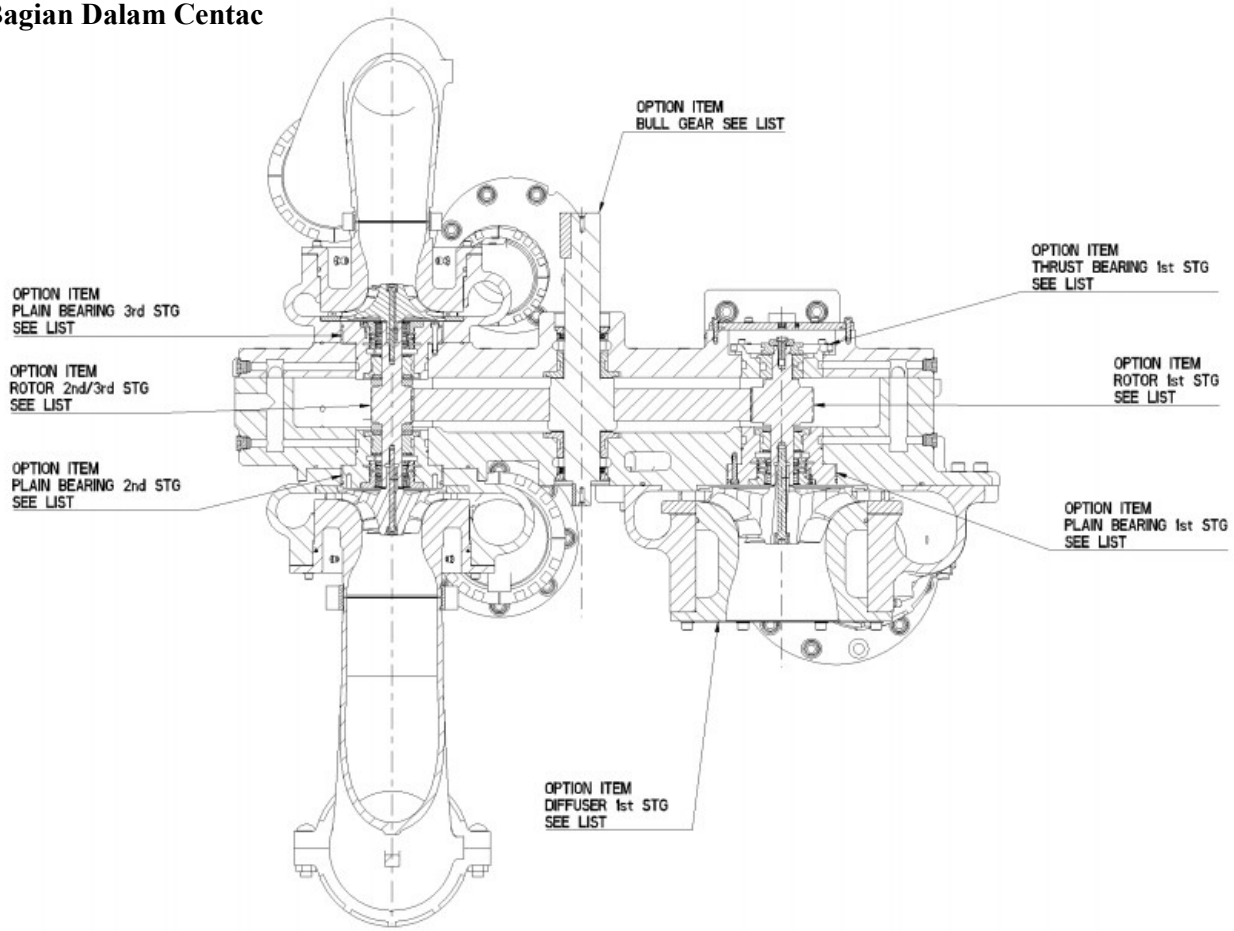
Temperatur Furnace:

Nikel=1300°C

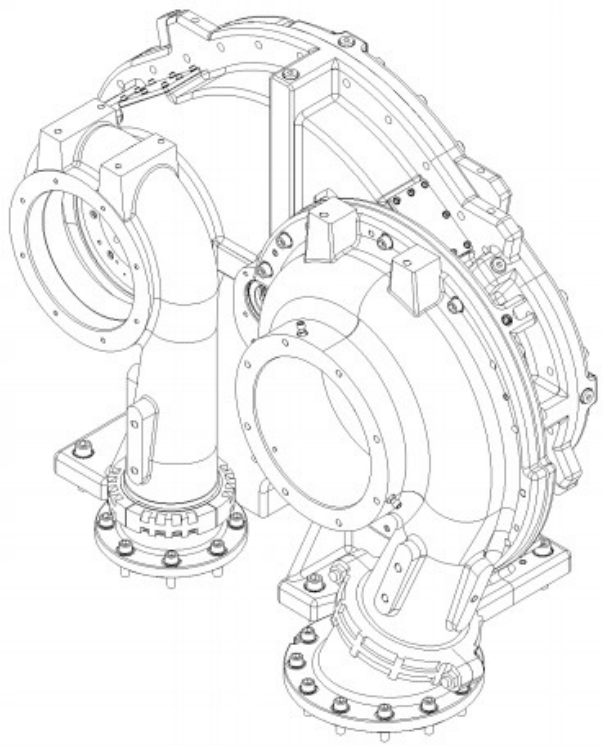
Slag =1500°C

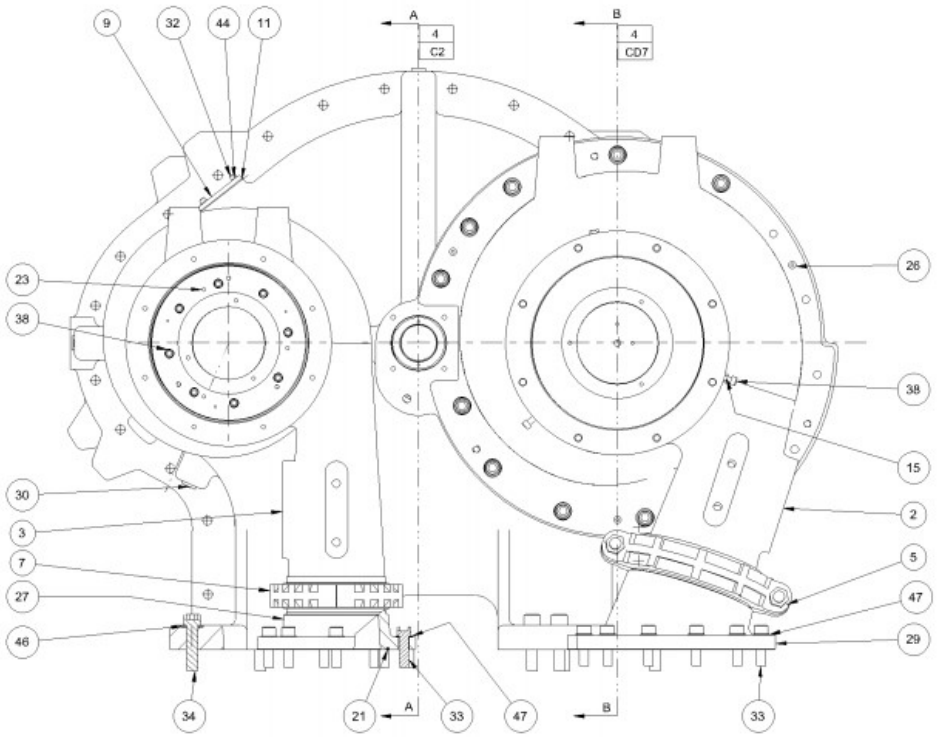


LAMPIRAN F. Gambar Bagian Dalam Centac

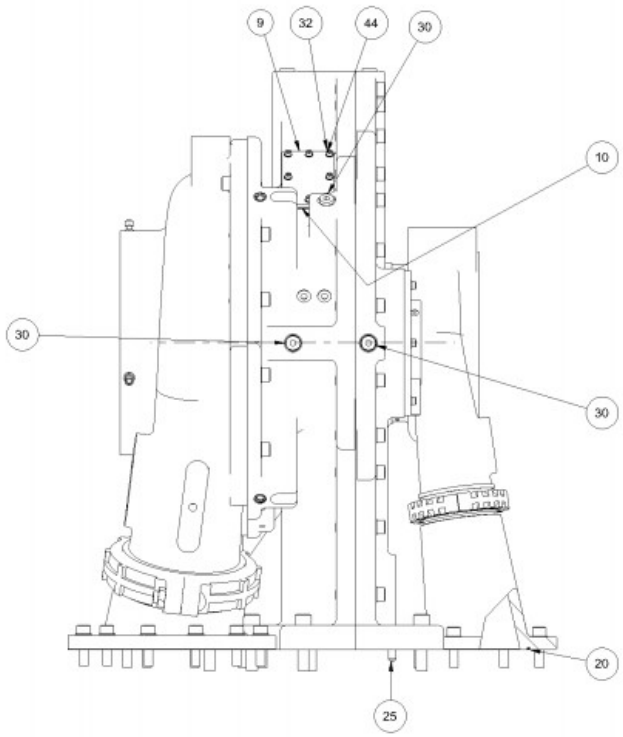


ITEM	QTY.	PART NO.	FULL DESCRIPTION
1	2	23148356	BEARING BULLGEAR JOURNAL THRUST
2	1	23377807	C1000 - STG1 SCROLL MACHINING
3	1	23378417	C1000 - STG2 SCROLL MACHINING
4	1	23379035	C1000 - STG3 SCROLL MACHINING
5	1	67728147	COUPLING VICTAULIC, 10" STYLE 77
6	1	67728121	COUPLING VICTAULIC, 6"
7	1	67728139	COUPLING VICTAULIC, 8"
8	1	23430333	COVER BEARING -C1000 1st STG-
9	2	23431190	COVER INSPECTION -C1000 -
10	1	23451788	GASKET-INSP COVER
11	1	23453335	GASKET-INSP COVER
12	2	23148364	HOUSING SEAL B/G SHAFT C1000
13	1	23338460	LINEBORE -C1000 3STG-
14	2	67544064	NOZZLE, SPECIAL 1/4 TG-2 FULL JET
15	3	96702857	NUT, HEX STYLE 1 COURSE THD M12-1.75
16	1	95156394	ORING, STANDARD -377 10.00 ID X .188 WIDTH
17	1	95160123	ORING, STANDARD -473 24.00 ID X .250 WIDTH
18	1	95269320	ORING, STANDARD -382 13.00 ID X .188 WIDTH
19	2	95000410	ORING, STANDARD -155 4.00 ID X .094 WIDTH
20	1	95603130	ORING, STANDARD -371 8.500 ID X .188 WIDTH
21	1	95656294	ORING, STANDARD -372 8.750 ID X .188 WIDTH
22	2	95359691	ORING, STANDARD -381 12.00 ID X .188 WIDTH
23	3	96764451	PIN, PARALLEL (DOWEL), HARDENDED 8.0 DIA. X 50.0
24	3	96764469	PIN, PARALLEL (DOWEL), HARDENDED 8.0 DIA. X 60.0
25	2	96760236	PIN, PRECISION DOWEL WITH INTERNAL THD
26	6	96760244	PIN, PRECISION DOWEL WITH INTERNAL THD
27	1	23412620	PIPE, TRANSITION MACHINING
28	1	23412646	PIPE, TRANSITION MACHINING
29	1	23457708	PIPE, TRANSITION MACHINING (50 Hz)
30	10	96954243	PLUG, HOLLOW HEXHEAD M27
31	2	95749222	RETAINING RING
32	16	96720172	SCREW, SOCKET HEAD M8 X 20.0 LONG
33	28	96739883	SCREW, SOCKET HEAD M20 X 70.0 LONG
34	7	96740451	SCREW, SOCKET HEAD M24 X 100.0 LONG
35	13	96740535	SCREW, SOCKET HEAD M20 X 65.0 LONG
36	6	96741202	SCREW, SOCKET HEAD M10 X 35.0 LONG
37	31	96741244	SCREW, SOCKET HEAD M20 X 90.0 LONG
38	19	96748256	SCREW, SOCKET HEAD M12 X 50.0 LONG
39	2	96749478	SCREW, SOCKET HEAD M24 X 75.0 LONG
40	2	67958975	SEAL -C1000-
41		23446719	SHIM PACK
42	2	96760251	SLOTTED SPRING PIN 5.0 MM NOMINAL
43	3	95064622	WASHER, PLAIN TYPE A FLAT WIDE, .31
44	16	96719745	WASHER, PLAIN, M8, TYPE-B
45	6	96714399	WASHER, PRODUCT GRADE A M10
46	9	96738646	WASHER, PRODUCT GRADE A M24
47	72	96743802	WASHER, PRODUCT GRADE A M20

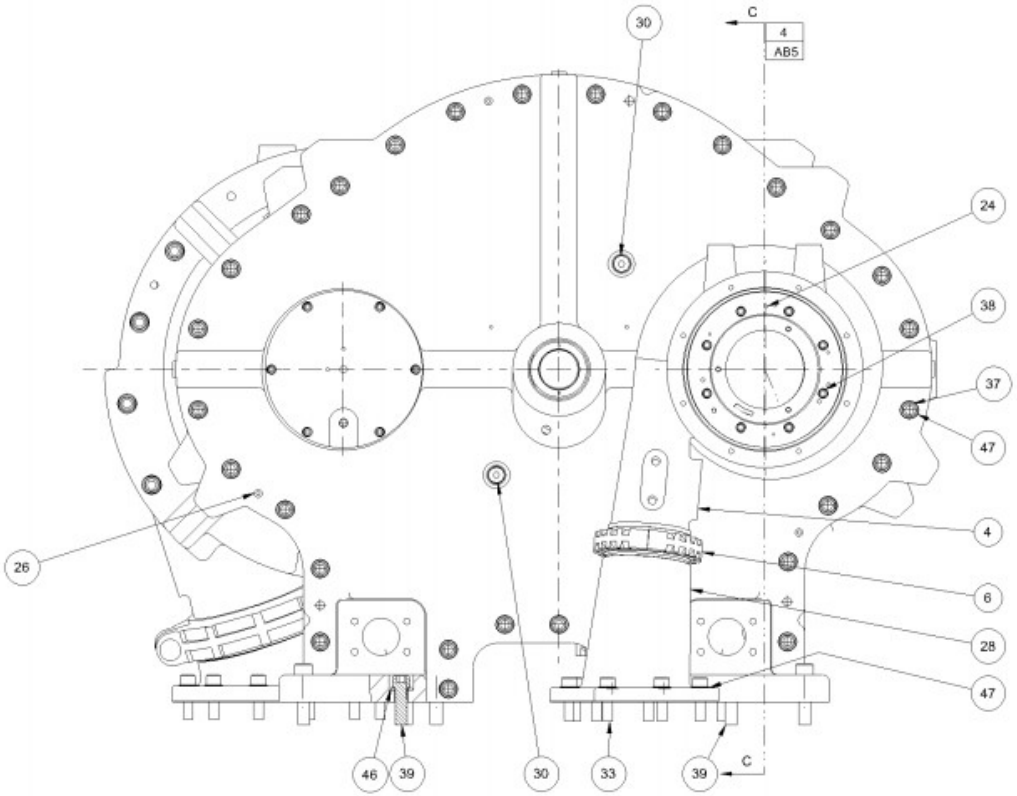




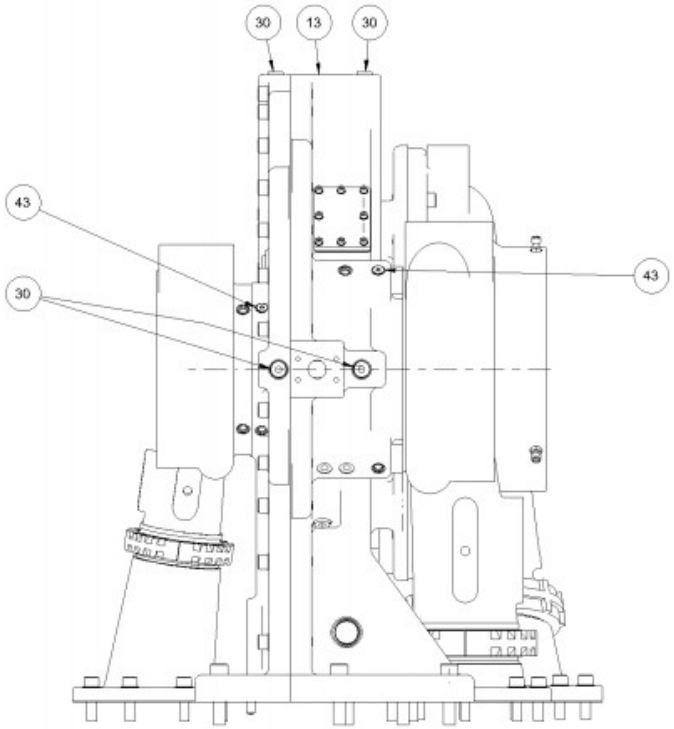
FRONT VIEW



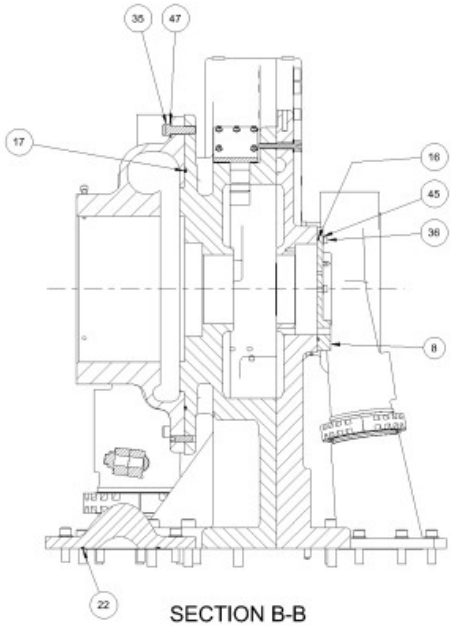
RIGHT VIEW



REAR VIEW

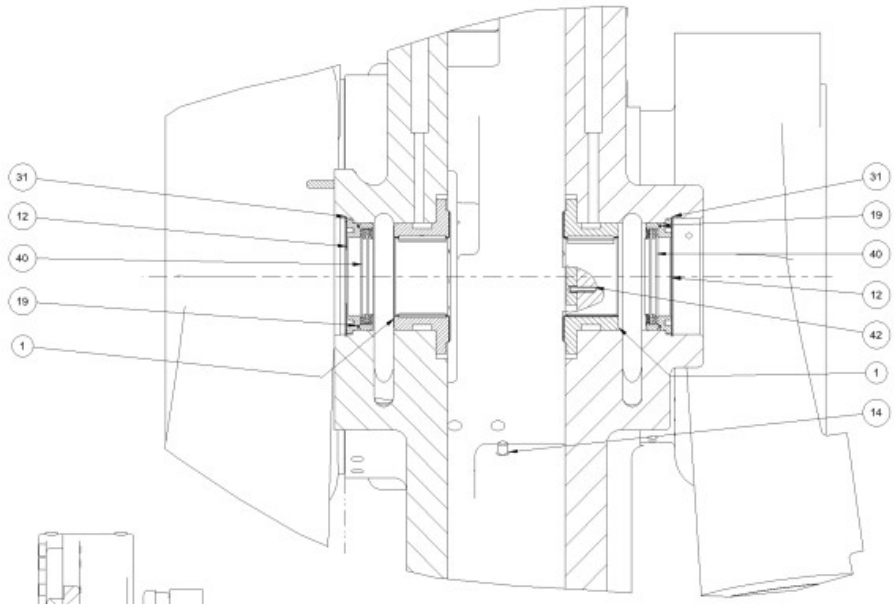


LEFT VIEW



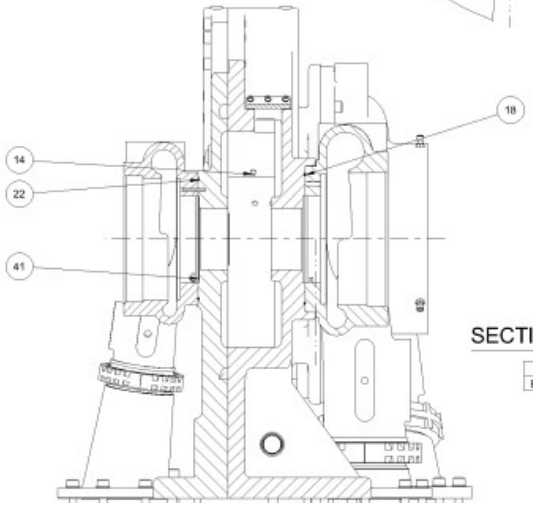
SECTION B-B

2
BD5



SECTION A-A

2
BD6



SECTION C-C

3
BD5