



**UNIVERSITAS INDONESIA**

**Rancang Bangun *Orbital Rod Evaporator Ice Slurry Generator* dan  
Pengaruh Salinitas terhadap Pembentukan *Ice Slurry* Berbahan  
Dasar Air Laut**

**SKRIPSI**

**Helmi Dadang Ardiansyah**

**0806338273**

**FAKULTAS TEKNIK  
PROGRAM STUDI TEKNIK PERKAPALAN  
DEPOK  
JULI 2012**



**UNIVERSITAS INDONESIA**

**Rancang Bangun *Orbital Rod Evaporator Ice Slurry Generator* dan  
Pengaruh Salinitas terhadap Pembentukan *Ice Slurry* Berbahan  
Dasar Air Laut**

**SKRIPSI**

**Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik**

**Helmi Dadang Ardiansyah**

**0806338273**

**FAKULTAS TEKNIK  
PROGRAM STUDI TEKNIK PERKAPALAN  
DEPOK  
JULI 2012**

## HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa skripsi dengan judul:

**RANCANG BANGUN *ORBITAL ROD EVAPORATOR ICE SLURRY*  
*GENERATOR* DAN PENGARUH SALINITAS TERHADAP  
PEMBENTUKAN *ICE SLURRY* BERBAHAN DASAR AIR LAUT**

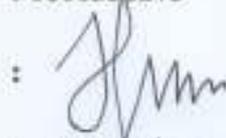
yang dibuat untuk melengkapi sebagian persyaratan menjadi Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Perkapalan Universitas Indonesia, adalah hasil karya saya sendiri dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk telah saya nyatakan dengan benar.

Skripsi ini merupakan bagian dari skripsi yang dikerjakan bersama dengan saudara Mach Novviali (0806338361) dengan judul : **PERBANDINGAN UNJUK KERJA SCRAPER BLADES EVAPORATOR DAN ORBITAL ROD EVAPORATOR PADA TANGKI *ICE SLURRY GENERATOR* BERBAHAN DASAR AIR LAUT**, Yongga Finario (0906605196) dengan judul **KARAKTERISTIK *ICE SLURRY* DENGAN VARIASI TEMPERATUR RUANG PADA *ICE SLURRY GENERATOR* JENIS SCRAPER EVAPORATOR DAN ORBITAL ROD EVAPORATOR**, dan Lutfi Ibrahim (0906605302) dengan judul **PENGARUH RPM MOTOR SCRAPER BLADE & ORBITAL ROD TERHADAP PEMBENTUKAN FRAKSI ES PADA *ICE SLURRY GENERATOR***. Sehingga terdapat kesamaan pada sebagian buku skripsi ini.

Nama : **Helmi Dadang Ardiansyah**

NPM : **0806338273**

Tanda Tangan :



Tanggal : **28 Juni 2012**

## HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh :

Nama : Helmi Dadang Ardiansyah

NPM : 0806338273

Program Studi : Teknik Perkapalan

Judul Tesis : Rancang Bangun *Orbital Rod Evaporator Ice Slurry Generator* dan Pengaruh Salinitas terhadap Pembentukan *Ice Slurry* Berbahan Dasar Air Laut

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Perkapalan, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia

### DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Dr. Agus S. Pamitran, ST., M.Eng. (.....)

Penguji : Prof. Dr. Ir. Raldi A. Koestoer, DEA. (.....)

Penguji : Dr.-Ing. Ir. Nasrudin, M.Eng. (.....)

Penguji : Dr. Ir. Budihardjo, Dipl.Ing. (.....)

Penguji : Dr. Ir. M. Idrus Alhamid (.....)

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 28 Juni 2012

## KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa yang telah memberikan rahmat, hidayah serta inayah-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi ini tepat waktu. Penulisan skripsi ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Sarjana Teknik Program Studi Teknik Perkapalan pada Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Penulis mengucapkan terima kasih sebesar-besarnya, Jazakallah Khairan Katsira kepada:

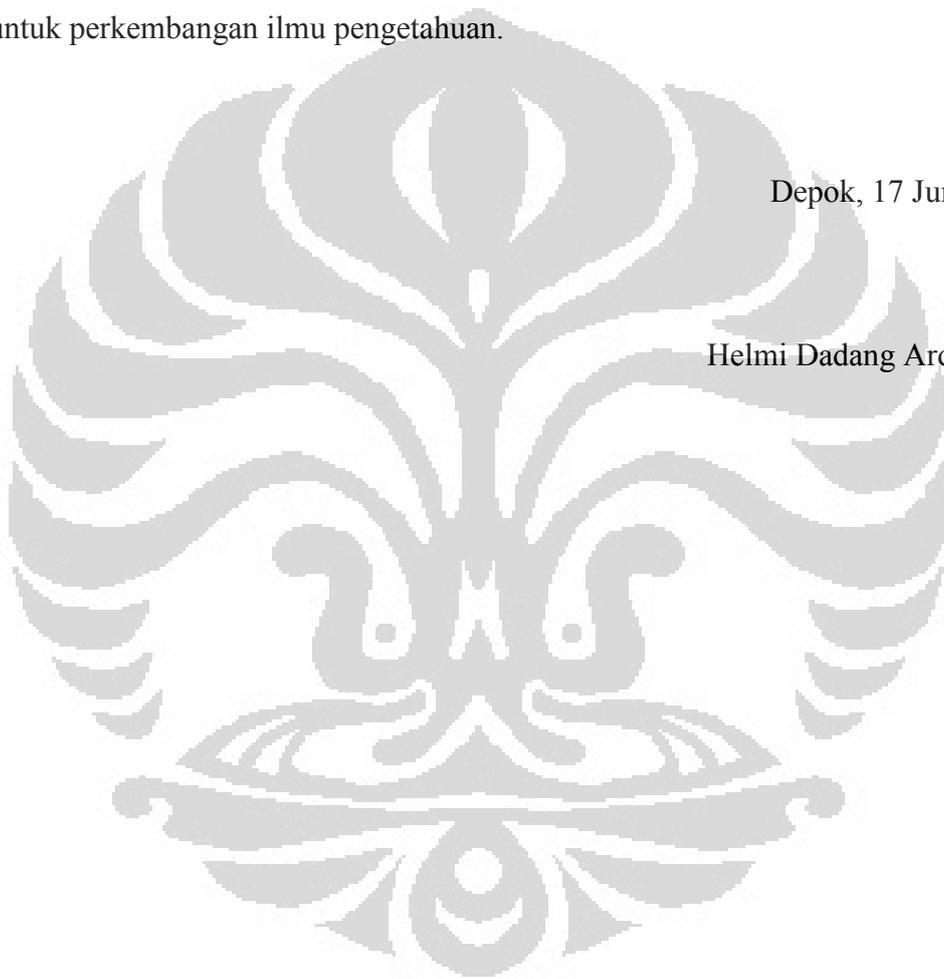
1. Bapak dan Ibu tercinta, Munawar, SE dan Sri Purwati, serta kedua kakak penulis Niken Hapsari dan Farida Rahmawati atas dukungan spiritual, moral dan materil serta doa yang diberikan tanpa hentinya sehingga skripsi ini dapat terselesaikan.
2. Dr. Agus S. Pamitran, ST., M.Eng. selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan waktu, tenaga dan pikiran untuk mengarahkan penulis dalam penyusunan skripsi ini.
3. Dosen-dosen Departemen Teknik Mesin UI, Guru-Guru SMA 1 Blitar, Guru-Guru SMP 2 Blitar, dan Guru-Guru SD Pakunden 6 Blitar, Guru-Guru ngaji penulis KH. Zaeni Mustofa, Ustdz Nur, Ust Katmuji, Ust Dwi, Guru liqo Bang Fathur yang telah mengajarkan ilmu kepada penulis, Pak Trias dan *Princes of Solo* yang memberikan “wejangan-wejangan dan motivasi. Priska Novia yang memberikan semangat.
4. Mach Noviali, Mas Ibrahim Lutfi dan Mas Yongga .F serta Mas Dimas selaku partner partner dalam membuat Ice Slurry Generator hingga selesainya skripsi ini.
5. Mas Arnas M.T dan teman - teman seperjuangan Hernadi, Roji, Hanif, Mario, Daniel, Habib, Mike, Sigit, Ragil, Tri di Laboratorium Teknik Pendingin dan Tata Udara program studi Teknik Mesin yang telah membantu, menularkan ilmu dan pengalamannya. Staff DTM Mas Hasan, Mas Udiyono, Mas Syarif dan Mas Yasin.
6. Teman – teman kosan Batavia, Dwi, Johar, Rizal, Harnoko, dan Riko. Teman - teman perjuangan sejak PPAM Aji, Iqbal, Gerry, Enggar.

7. Teman – teman jurusan Teknik Mesin dan Teknik Perkapalan, khususnya angkatan 2008 yang telah bersama – sama mengukir kisah perjalanan hidup di FT UI.
8. Para sahabat dan semua pihak yang telah membantu dalam bentuk doa yang tidak bisa disebutkan satu-persatu.

Akhir kata, semoga Allah SWT berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah disebutkan di atas. Semoga skripsi ini membawa manfaat untuk perkembangan ilmu pengetahuan.

Depok, 17 Juni 2011

Helmi Dadang Ardiansyah



**HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS  
AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS**

Sebagai sivitas akademik Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan di bawahini:

Nama : Helmi Dadang Ardiansyah

NPM : 0806338273

Program Studi : Teknik Perkapalan

Departemen : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik

Jenis karya : Skripsi

demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Noneksklusif (*Non-exclusive Royalty-Free Right*)** atas karya ilmiah saya yang berjudul :

**Rancang Bangun *Orbital Rod Evaporator Ice Slurry Generator* dan Pengaruh Salinitas terhadap Pembentukan *Ice Slurry* Berbahan Dasar Air Laut**

beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan memublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada tanggal : 7 Juli 2012

Yang menyatakan

  
Helmi Dadang Ardiansyah

## ABSTRAK

Nama : Helmi Dadang Ardiansyah  
Program studi : Teknik Perkapalan  
Judul : Rancang Bangun *Orbital Rod Evaporator Ice Slurry Generator* dan Pengaruh Salinitas terhadap Pembentukan *Ice Slurry* Berbahan Dasar Air Laut

*Ice Slurry* adalah sebuah teknologi langka di Indonesia. Bentuk dan proses pembuatan yang sangat unik membuat *ice slurry* mempunyai kelebihan diantara es dan air. Dalam aplikasinya sudah mulai banyak diterapkan sebagai pendingin gedung dan pendingin ikan nelayan. Indonesia adalah negara maritime sehingga mata pencaharian nelayan sangat banyak. Namun mata pencaharian tersebut tidak populer karena pendapatan yang kecil. Banyak hal yang dapat dilakukan untuk meningkatkan perekonomian nelayan salah satunya penerapan *ice slurry* sebagai media pendingin ikan.

Tujuan dari penelitian ini adalah mengetahui karakteristik *ice slurry* berbahan dasar air laut dengan variasi salinitas. Variasi salinitas yang digunakan maksimum 30 ppt, 26 ppt, 22 ppt dan 18 ppt. Untuk pengujian dilakukan pada alat scraper *ice slurry generator* karena hasil fraksi es yang lebih besar. Temperatur fan condenser, rpm motor, dan volume beban sama untuk semua variasi. Selain itu juga dilakukan variasi beban evaporator dari sistem pendingin.

Hasilnya adalah salinitas rendah lebih menghasilkan fraksi es dibanding salinitas tinggi, namun terdapat es balok pada hasil *ice slurry*. Entalpi terendah pada salinitas rendah sedangkan viskositas dan konduktivitas termal tertinggi di salinitas terendah. Kesimpulan ini didukung oleh variasi beban evaporator yang menunjukkan hasil sama untuk kalor 1.718 kW dan 2.947 kW.

Kata Kunci : Sistem Pendingin Nelayan, *Ice Slurry*, Salinitas Air Laut, Fraksi Es

## ABSTRACT

Name : Helmi Dadang Ardiansyah  
Major : Naval Architecture  
Title : Development Orbital Rod Evaporator Ice Slurry Generator  
and Effect of Salinity on Sea Water Ice Slurry

Ice Slurry is a rare technology in Indonesia. Shape and process ice slurry is unique, so ice slurry has many advantages between ice and water for cooling system. Ice slurry application has been applied as building cooling and fish cooling. Indonesia is a maritime country so many people work as fisher. But actually that job now isn't popular because of small income. Many efforts to increase the economic of Indonesia fisher, one of the solutions is ice slurry as fish cooling in above their ship.

The purpose of this research is to know the characteristic of ice slurry based on sea water with salinity variation. The variations are 30 ppt, 26 ppt, 22 ppt and 18 ppt. The experiment used scraper ice slurry generator because the result of ice fraction is bigger than the others. Temperature fan in condenser, rpm motor, and volume are the same every experiment. The other variation is evaporator load with the same parameter.

The result in low salinity produced a big fraction compared with high salinity, but in the result ice slurry contains ice beam. Conclusion from calculation of result ice slurry is low enthalpy on low salinity, the big value of viscosity and thermal conductivity on low salinity. The conclusion is supported with variation of load evaporator that presented results as a trend as for 1.718 kW and 2.947 kW.

Keyword : Fisher Cooling System, Ice Slurry, Salinity of Sea Water, Ice Fraction

## DAFTAR ISI

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS.....	iii
HALAMAN PENGESAHAN.....	iv
KATA PENGANTAR .....	v
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI.....	vii
ABSTRAK .....	viii
ABSTRACT .....	ix
DAFTAR ISI .....	x
DAFTAR GAMBAR .....	xiv
DAFTAR TABEL.....	xviii
BAB 1 PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	4
1.3 Tujuan Penelitian.....	4
1.4 Batasan Masalah.....	4
1.5 Metodologi Penelitian .....	5
1.6 Sistematika Penulisan.....	6
BAB 2 DASAR TEORI .....	8
2.1 Sistem Refrigerasi .....	8
2.1.1 Pendahuluan Sistem Refrigerasi.....	8
2.1.2 Sistem - Sistem Refrigerasi .....	9
2.2 Komponen Sistem Refrigerasi.....	10
2.3 Media Refrigerasi .....	17
2.4 Performa Sistem Refrigerasi.....	19
2.5 Pendahuluan <i>Ice Slurry</i> .....	23

2.6	Definisi <i>Ice Slurry</i> .....	27
2.7	Proses Pembentukan <i>Ice Slurry</i> .....	27
2.8	Alat Pembuat <i>Ice Slurry</i> .....	32
2.9	Larutan Pembentukan <i>Ice Slurry</i> .....	37
2.10	Thermofluid <i>Ice Slurry</i> .....	40
2.11	<i>Ice Slurry</i> sebagai Pendingin Ikan Nelayan .....	46
2.12	<i>Ice Slurry</i> Berbahan Dasar Air Laut .....	49
BAB 3 RANCANGAN ALAT UJI DAN PROSEDUR PENGUJIAN .....		53
3.1	Rancangan Evaporator .....	53
3.1.1	Orbital Rod <i>Ice Slurry</i> Generator .....	53
3.1.2	Scraper <i>Ice Slurry</i> Generator .....	62
3.2	Rancangan Sistem Pendingin .....	66
3.2.1	Kompresor .....	67
3.2.2	Oil Separator .....	67
3.2.3	Kondensor .....	68
3.2.4	Katub Ekspansi .....	69
3.2.5	Sight Glass .....	69
3.2.6	Liquid Receiver .....	70
3.2.7	Accumulator .....	70
3.2.8	Shut Off Valve .....	70
3.2.9	Filter Dryer .....	71
3.2.10	Hi-Low Pressure .....	71
3.2.11	Control Panel .....	72
3.2.12	Motor Listrik dan Inverter .....	72
3.2.13	Pully dan V-Belt .....	72
3.2.14	Portable Air Conditioning .....	73

3.2.15	Pompa Submersible .....	73
3.2.16	Voltage Stabilizer .....	74
3.2.17	Storage Pengujian .....	74
3.3	Sensor dan Alat Pengujian .....	75
3.3.1	Thermocouple dan DAQ .....	75
3.3.2	Pressure Gauge .....	76
3.3.3	Hydrometer Salinity .....	76
3.3.4	Clamp Ampere .....	77
3.3.5	Tachometer .....	77
3.3.6	Termometer .....	78
3.3.7	Timbangan Digital .....	78
3.3.8	Kamera Digital .....	79
3.4	Pengujian Alat .....	79
3.4.1	Tes Kebocoran .....	79
3.4.2	Vacum System .....	80
3.4.3	Charging System .....	80
3.5	Metode Pengambilan Data .....	81
3.5.1	Prosedur Pengujian .....	81
3.5.2	Variasi Pengujian .....	81
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN .....		82
4.1	Perbandingan Salinitas .....	82
4.1.1	Proses Pembentukan <i>Ice Slurry</i> .....	82
4.1.2	Hubungan Temperatur Beku dengan <i>Ice Slurry</i> .....	84
4.1.3	Hubungan Salinitas Terhadap <i>Ice Slurry</i> .....	88
	Masa Jenis <i>Ice Slurry</i> .....	89
	Pembentukan Fraksi Es .....	90

	Pengukuran Diameter <i>Ice Slurry</i> .....	92
	Ketidakefektifan Scraper <i>Ice Slurry Generator</i> .....	98
4.1.3	Hubungan Salinitas Terhadap Thermofluid <i>Ice Slurry</i> .....	99
	Enthalpi <i>Ice Slurry</i> .....	100
	Viskositas <i>Ice Slurry</i> .....	102
	Konduktivitas Termal <i>Ice Slurry</i> .....	103
4.2.	Sistem Pendinginan Scraper <i>Ice Slurry Generator</i> .....	104
	Data Percobaan dan Pengolahan .....	104
	Pemetaan Diagram P-h.....	106
	Analisis Siklus Aktual .....	108
	Tekanan Jatuh Sistem Evaporator .....	109
4.3.	Performa Orbital Rod <i>Ice Slurry Generator</i> .....	110

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.Sistem Utama Refrigerasi .....	10
Gambar 2.2.Thermostatic Expansion Valve .....	15
Gambar 2.3.Siklus Sistem Pendingin.....	20
Gambar 2.4.Subcooling dan Superheating.....	21
Gambar 2.5.Skema Secondary Refrigerant.....	23
Gambar 2.6.Grafik Hubungan Freezing Point .....	29
Gambar 2.7.Grafik Hubungan Temperatur dengan Fraksi Es .....	30
Gambar 2.8.Grafik Hubungan Waktu dengan Temperatur dan Torsi Scraper .....	31
Gambar 2.9.Scraper Ice Slurry Generator.....	32
Gambar 2.10.Flooded Evaporator dan Helical Scraper .....	32
Gambar 2.11.Sistem Ice Slurry dan Sistem Pendingin .....	33
Gambar 2.12.Orbital Rod Ice Slurry Generator.....	34
Gambar 2.13.Fluidized Bed .....	34
Gambar 2.14.Vakum Freezing .....	35
Gambar 2.15.Supercooled Slurry Ice Production .....	35
Gambar 2.16.Super Cooled Water Jet.....	36
Gambar 2.17.Coolant Nozzle.....	36
Gambar 2.18.Hubungan Temperatur dengan Masa Jenis Es. ....	39
Gambar 2.19.Hubungan Temperatur dengan Kalor Spesifik Es.....	39
Gambar 2.20.Hubungan Temperatur dengan Konduktivitas Termal Es.....	40
Gambar 2.21.Hubungan Temperatur dengan Masa Jenis dan Salinitas.....	43
Gambar 2.22.Hubungan Temperatur dengan Viskositas dan Salinitas.....	44
Gambar 2.23.Hubungan Temperatur dengan Termal konduktivitas dan Salinitas. ...	44
Gambar 2.24.Hubungan Temperatur dengan Kalor Spesifik dan Salinitas. ....	44

Gambar 2.25.Hubungan Temperatur dengan Enthalpi dan Salinitas .....	45
Gambar 2.26.Bentuk Skala Mikro Dendritic dan Globular Partikel Es .....	46
Gambar 2.27.Mikroskopis Ice Slurry Larutan Asa Acrylic dan Ethyl Lactate.....	46
Gambar 2.28.Skema Instalasi Ice Slurry Sistem Untuk Kapal Ikan. ....	47
Gambar 2.29.Kapal Ikan Berukuran Sekitar 20 GT di Muara Angke. ....	49
Gambar 2.30.Peta Kadar Salinitas .....	50
Gambar 2.31.Hubungan Larutan NaCl dengan Salinitas Terhadap Freezing Point ..	51
Gambar 2.32.Diagram Solid-Liquid NaCl.....	51
Gambar 3.1.Grafik P-h Tekanan Kerja .....	56
Gambar 3.2.Gambar 3 Dimensi Tabung Evaporator Orbital Rod dan Dimensi.....	60
Gambar 3.3.Gambar 3 Dimensi Shaft Orbital Rod dan Detail Gambar Dimensi.....	60
Gambar 3.4.Simulasi Stainless Steel.....	61
Gambar 3.5.Gambar 3 Dimensi Tabung Evaporator Scraper dan Dimensi.....	65
Gambar 3.6.Gambar 3 Dimensi Shaft Evaporator Scraper dan Detail Dimensi.....	65
Gambar 3.7.Skema Instalasi Sistem pendingin.....	66
Gambar 3.8.Orbital Ice Slurry Generator dan Scraper Ice Slurry.....	66
Gambar 3.9.Kompresor .....	67
Gambar 3.10.Oil Separator .....	68
Gambar 3.11.Kondensor 1 .....	68
Gambar 3.12.Kondensor 2 .....	69
Gambar 3.13.Katub Ekspansi.....	69
Gambar 3.14.Sight Glass .....	69
Gambar 3.15.Liquid Receiver .....	70
Gambar 3.16.Accumulator .....	70
Gambar 3.17.Shut Off Valve .....	71

Gambar 3.18.Filter Dryer .....	71
Gambar 3.19.Hi-Low Pressure.....	71
Gambar 3.20.Control Panel.....	72
Gambar 3.21.Motor Listrik dan Inverter.....	72
Gambar 3.22.Pully dan V-Belt.....	73
Gambar 3.23.Portable Air Conditioning .....	73
Gambar 3.24.Pompa Submersible.....	74
Gambar 3.25.Voltage Stabilizer .....	74
Gambar 3.26.Storage Pengujian.....	74
Gambar 3.27.Thermocouple dan DAQ .....	75
Gambar 3.28.Pressure Gauge.....	76
Gambar 3.29.Hydrometer Salinity .....	76
Gambar 3.30.Clamp Ampere .....	77
Gambar 3.31.Tachometer.....	78
Gambar 3.32.Termometer.....	78
Gambar 3.33.Timbangan Digital .....	78
Gambar 3.34.Kamera Digital.....	79
Gambar 4.1.Hubungan Waktu Terhadap Penurunan Temperatur.....	83
Gambar 4.2.Hubungan Waktu Terhadap Penurunan Temperatur pada Q Evap 1.718 kW dan 2.947 kW .....	84
Gambar 4.3.Proses Terjadinya Ice Slurry.....	85
Gambar 4.4.Hubungan Konsentrasi NaCl Terhadap Temperatur dan Fraksi Es .....	86
Gambar 4.5.Pengaruh Salinitas pada Temperatur Beku .....	87
Gambar 4.6.Hukum Raoult pada Air Laut .....	88
Gambar 4.7.Perbandingan Temperatur Beku dengan Referensi.....	88
Gambar 4.8.Pengaruh Salinitas Terhadap Masa Jenis Air Laut, Es dan Ice Slurry...	90

Gambar 4.9.Pengaruh Salinitas Terhadap Pembentukan Fraksi Es pada Ice Slurry..	91
Gambar 4.10.Perbandingan Hasil Ice Slurry Terhadap Waktu Pendinginan.....	92
Gambar 4.11.Perbandingan Lama Waktu Pendinginan <i>Ice Slurry</i> .....	93
Gambar 4.12.Storage Pengujian.....	94
Gambar 4.13.Perbandingan Lama Waktu Pendinginan <i>Ice Slurry</i> .....	94
Gambar 4.14.Pengukuran Salinitas 18 ppt (Temperatur $-1.2^{\circ}\text{C}$ ) .....	95
Gambar 4.15.Pengukuran Salinitas 22 ppt (Temperatur $-1.5^{\circ}\text{C}$ ) .....	95
Gambar 4.16.Pengukuran Salinitas 26 ppt (Temperatur $-1.6^{\circ}\text{C}$ ) .....	96
Gambar 4.17.Pengukuran Salinitas 30 ppt (Temperatur $-1.9^{\circ}\text{C}$ dan 1 Jam 3 Menit)	96
Gambar 4.18.Setting Skala Gambar Menggunakan Software IMAGEJ.....	97
Gambar 4.19.Hasil Optimalisasi Gambar dengan Software IMAGEJ.....	98
Gambar 4.20.Penentuan Diameter Fraksi Es .....	98
Gambar 4.21.Diamter Belum Sempurna pada Salinitas 30 dan Waktu 48 Menit.....	99
Gambar 4.22.Pembentukan Sisa Es di Dinding Evaporator .....	100
Gambar 4.23.Hubungan Enthalpi Air Laut, Es dan Ice Slurry Terhadap Salinitas .	102
Gambar 4.24.Bongkahan Es dari Hasil Ice Slurry Salinitas 18 ppt dan 30 ppt .....	104
Gambar 4.25.Hubungan Viskositas Air Laut, Es dan Ice Slurry Terhadap Salinitas	104
Gambar 4.26.Hubungan Konduktivitas Termal Air Laut, Es dan Ice Slurry Terhadap Salinitas.....	106
Gambar 4.27.Input Parameter COOLPACK.....	109
Gambar 4.28.Diagram P-h Vasiati Salinitas.....	110
Gambar 4.29. Diagram P-h Variasi Salinitas .....	111
Gambar 4.29.Tekanan Jatuh di Evaporator Secara Mendadak .....	113
Gambar 4.30. Hubungan Waktu Terhadap Penurunan Temperatur.....	114

## DAFTAR TABEL

Tabel 1.Data Jumlah Kapal Berdasarkan Wilayah Tangkapan (BPS).....	2
Tabel 2.1.Propertis R-22 .....	18
Tabel 2.2.Daftar Komposisi Larutan yang Telah Dikalkulasi .....	37
Tabel 2.3.Efek Campuran Larutan.....	38
Tabel 2.4.Tingkat Keakuratan Data Propertis Air Laut .....	45
Tabel 2.5.Batas Tidak Layak Makan Terhadap Temperatur Penyimpanan Ikan.....	48
Tabel 2.6.Propertis Air Laut pada Salinitas 35 ppt.....	50
Tabel 2.7.Hubungan Freezing Point dengan Salinitas Air Laut (Feitsel 2008) .....	52
Tabel 2.8. Hubungan Freezing Point dengan Salinitas Air Laut.....	52
Tabel 3.1. Data Lingkungan.....	53
Tabel 3.2. Kalor Motor yang Diterima Produk.....	54
Tabel 3.3. Data Dimensi, Konduktivitas Termal dan Koefisien Konveksi.....	55
Tabel 3.3. Data Propertis Setiap Titik.....	55
Tabel 3.4. Propertis Material Stainless Steel .....	61
Tabel 3.5. Data Kompresor .....	67
Tabel 3.6. Tingkat Ketelitian Thermocouple .....	75
Tabel 4.1. Data Temperatur Evaporator dan Pengukuran.....	89
Tabel 4.2. Hasil Pengukuran Diameter Es pada Ice Slurry.....	99
Tabel 4.3. Hasil Percobaan Salinitas 18 ppt,26 ppt, dan 30 ppt.....	107
Tabel 4.4. Hasil Percobaan Salinitas 22 ppt.....	107
Tabel 4.5. Hasil Perhitungan Parameter Sistem.....	108
Tabel 4.6. Data Variasi Kalor Evaporator.....	108
Tabel 4.7. Hasil Perhitungan Parameter Sistem.....	109

# **BAB 1**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1. LATAR BELAKANG**

Indonesia sebagai negara kepulauan memiliki 18.306 pulau yang dipersatukan oleh laut dengan panjang garis pantai 81.000 km terpanjang kedua di dunia setelah Kanada, dengan bentang wilayah Indonesia dari ujung barat (Sabang) sampai Timur (Merauke) setara dengan London sampai Bagdad, Bentang ujung Utara (kep. Satal) dan Selatan (P. Rote) setara dengan jarak Jerman sampai dengan Al- Ajazair. Dengan potensi panjang Zona Ekonomi Eksklusif (ZEE) diperkirakan kurang lebih 5,8 juta kilometer dengan panjang garis pantai seluruhnya 80,790 kilometer atau 14 % panjang garis pantai di dunia dan termasuk negara terluas nomor 4 di dunia yang mempunyai potensi perikanan yang mencapai angka 6,4 juta ton/tahun (Dahuri et al.,2002).

Akan tetapi jumlah potensi yang begitu besar tidak sejalan dengan kesejahteraan para nelayan. Nelayan adalah komunitas bangsa Indonesia yang teridentifikasi sebagai golongan miskin dimana sedikitnya 14,58 juta jiwa atau 90% dari 16,2 juta jumlah nelayan di Indonesia masih berada di bawah garis kemiskinan (Martadinigrat dalam Antara, 2008:1). Pada tahun 2010 Kementerian Kelautan dan Perikanan dan Badan Pusat Statistik menyebutkan sebanyak 7,87 juta masyarakat miskin berada di wilayah pesisir dan tersebar di 10.640 desa. Artinya 25,14 persen dari total kaum miskin di Indonesia sebesar 31 juta jiwa bermata pencaharian sebagai nelayan. Berikut adalah table jumlah nelayan dengan rincian alat transportasi dan berdasarkan daerah tangkapan.

Tabel 1. Data Jumlah Kapal Berdasarkan Wilayah Tangkapan (Badan Pusat Statistik)

Rincian	Tahun	Perikanan Tangkap		
		Perikanan Laut	Perikanan Umum	Sub Jumlah
Perahu/Kapal	2002	460298	134670	594968
	2003	528717	173517	702234
	2004	549100	180582	729682
	2005	555581	198400	753981
	2006	590317	193308	783625
	2007	590314	198534	788848
	2008	596184	192004	788188

Pada 2010, dari 590.352 kapal ikan Indonesia, hanya 6.370 unit kapal (kurang dari 2%) yang tergolong modern (kapal motor berukuran di atas 30 GT). Kapal motor (inboard motor) sebanyak 155.922 unit (26%). Selebihnya, 238.430 unit (40%) berupa perahu motor tempel (outboard motor) dan 189.630 unit (32%) berupa perahu tanpa motor yang hanya menggunakan layar dan dayung (KKP, 2010).

Masih rendahnya kinerja sektor perikanan bisa disebabkan faktor-faktor teknis-internal maupun makro-struktural. Faktor-faktor teknis-internal adalah faktor-faktor yang ada dalam tanggung jawab para nelayan, pembudi daya ikan, dan pelaku usaha perikanan lainnya serta menjadi tugas pokok dan fungsi Kementerian Kelautan dan Perikanan (KKP). Hal ini menjadi fakta bahwa sebagian besar usaha penangkapan ikan di laut dikerjakan oleh para nelayan Indonesia masih bersifat tradisional baik dari segi penangkapan, penanganan, dan alat tangkap.

Dengan perahu motor tempel atau perahu tanpa motor dengan alat tangkap yang umumnya sederhana (kurang efisien), para nelayan tradisional hanya bisa menangkap ikan di perairan laut pesisir (dekat pantai) dan hanya bisa melaut 7–9 bulan dalam setahun. Akibatnya, hasil tangkapan ikan (produktivitas)-nya pun rendah ditambah terjadi penurunan produksi mencapai 209 kg per bulan karena

sistem bagi hasil dan bertambahnya jumlah nelayan dengan pemanfaatan sumber daya ikan yang hanya 69.68% (Yonvitner, 2007).

Metode tradisional dapat dilihat dari perlakuan nelayan dalam menangani hasil tangkapan ikan yang belum memenuhi standar, yaitu tanpa menggunakan es, sehingga mutu ikan menurun yang berakibat pada rendahnya harga jual ikan. Ditambah lagi distribusi nelayan dan kapal ikan juga sangat tidak merata. Di wilayah-wilayah overfishing telah terjadi involusi perikanan (fisheries involution). Sebaliknya, di wilayah-wilayah laut perbatasan, Zona Ekonomi Eksklusif Indonesia (ZEEI), laut dalam, dan laut lepas sedikit sekali atau bahkan tidak ada kapal-kapal ikan Indonesia.

Mengatasi masalah tersebut pemerintah melalui Menteri Kelautan dan Perikanan telah melakukan kebijakan untuk pengembangan Minapolitan, dimana merupakan konsep pembangunan kelautan dan perikanan berbasis wilayah dengan pendekatan dan sistem manajemen kawasan dengan prinsip-prinsip; integrasi, efisiensi, kualitas dan akselerasi. Oleh karena itu, kawasan minapolitan diarahkan pada pengembangan kawasan ekonomi yang terdiri dari sentra-sentra produksi dan perdagangan komoditas kelautan dan perikanan, jasa, perumahan dan kegiatan lainnya yang saling terkait, dengan azas demokratisasi ekonomi kelautan dan perikanan pro-rakyat, *limited state intervention* untuk pemberdayaan rakyat kecil, dan penguatan peranan daerah. Pengembangan minapolitan berorientasi pada kekuatan pasar komoditi ikan bernilai ekonomis penting, melalui pengembangan masyarakat yang tidak saja diarahkan kepada upaya pengembangan produksi (on-farm), tetapi juga meliputi pengembangan kegiatan atau usaha hulu (backward-linkage), seperti : restocking sumberdaya ikan dan penyediaan sarana produksi (kapal, alat penangkapan ikan, dll), dan pengembangan kegiatan usaha hilir (forward linkage), seperti industri pengolahan ikan, pasar hasil produk perikanan, dan jasa-jasa pendukung lainnya.

Untuk mendukung kebijakan tersebut diperlukan modernisasi peralatan nelayan salah satunya adalah memperbaiki *cold chain* dengan menggunakan *ice slurry* yang diaplikasikan pada kapal. Penyimpanan ikan menggunakan *ice slurry* dapat meningkatkan daya hidup ikan dari 5 hari menjadi 15 hari (Rodriguez et al., 2005) dan tidak merusak kualitas ikan (Pineiro et al., 2004).

## 1.2. PERUMUSAN MASALAH

Pemanfaatan *ice slurry* sebagai sistem pendingin ikan untuk nelayan alangkah baiknya menggunakan media air laut. Hal ini karena air laut adalah media yang berlimpah saat berlayar, berbeda dengan larutan tertentu dengan media air tawar yang sangat merugikan dari segi ekonomi. Air laut mempunyai salinitas yang berbeda-beda karena pengaruh pasang surut, curah hujan, penguapan, presipitasi dan topografi suatu perairan. Perbedaan salinitas menjadi pokok masalah yang ingin diketahui karakteristik saat pembuatan *ice slurry*. Selain itu, juga dilakukan unjuk kerja alat pembuat *ice slurry* (*Ice Slurry Generator*) dengan *Orbital Rod Ice* dan *Scraper Shaft Auger*.

## 1.3. TUJUAN PENELITIAN

Ada beberapa hal yang ingin dicapai dari penelitian ini, antara lain :

- Mengetahui dan menganalisis karakteristik variasi salinitas pada hasil *ice slurry*.
- Menganalisis performa dari sistem refrigerasi pada salinitas air laut menggunakan Thermal Expansion Valve.

## 1.4. BATASAN MASALAH

Asumsi dan batasan yang digunakan pada penelitian makalah ini antara lain :

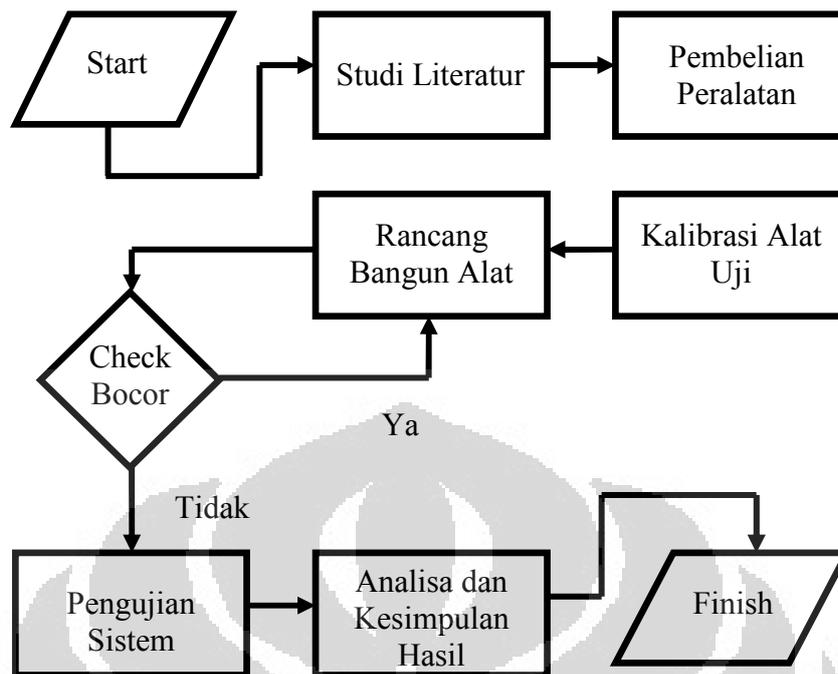
Penggunaan dua sistem *Ice Slurry Generator* yang berbeda tidak untuk membandingkan secara langsung, namun untuk mengetahui karakteristik dari *ice slurry* dengan menggunakan diameter dan fraksi es.

- Variasi salinitas yang digunakan maksimum 30 ppt, 26 ppt, 22 ppt dan 18 ppt.
- Sistem pendingin dari dua alat pembuat *ice slurry* menggunakan TXV (*Thermostatic Expansion Valve*) dengan pemasangan refrigeran R-22 berdasarkan tekanan kerja pada beban tertentu.

## 1.5. METODE PENELITIAN

Metodologi penelitian yang dilakukan adalah sebagai berikut :

- ✓ Studi Literatur  
Studi literatur merupakan proses pengumpulan informasi yang berkaitan dengan materi bahasan yang berasal dari buku–buku, jurnal yang berasal dari dosen maupun perpustakaan.
- ✓ Rancang Bangun Alat  
Rancang bangun alat berupa pembuatan *Ice Slurry Generator* dengan model *Orbital Rod Ice* dan sedikit modifikasi pada model *Scraper*.
- ✓ Kalibrasi alat uji  
Kalibrasi adalah membandingkan alat ukur yang akan kita gunakan dengan alat ukur standar sebelum pengujian. Kalibrasi dilakukan terhadap alat ukur tekanan dan temperatur agar data yang dihasilkan nantinya lebih akurat.
- ✓ Pengecekan sistem  
Setelah semua alat terpasang pada sistem proses selanjutnya adalah pengecekan yang meliputi tes kebocoran, vakum, dan pengetesan kelistrikan.
- ✓ Pengujian sistem  
Pengujian dilakukan dengan memantau data dari alat ukur seperti *thermocouple* melalui data akuisisi (NI Lab view), tekanan melalui *pressure gauge* kemudian kamera untuk mengetahui diameter *ice slurry* dan timbangan untuk mengukur masa jenis *ice slurry*.
- ✓ Analisa dan Kesimpulan Hasil Pengujian  
Data yang telah diolah, kemudian dianalisa terhadap grafik yang diperoleh. Dari analisa tersebut akan diperoleh kesimpulan terhadap proses pengujian yang menjawab tujuan penelitian



## 1.6. SISTEMATIKA PENULISAN

Agar laporan tugas akhir ini memiliki struktur yang baik dan tujuan penulisan dapat tercapai dengan baik, maka penulisan skripsi ini mengikuti sistematika penulisan sebagai berikut :

### BAB I PENDAHULUAN

Bagian ini berisi tentang latar belakang yang melandasi penulisan skripsi, perumusan masalah, tujuan penulisan, pembatasan masalah, metodologi penelitian, dan sistematika penulisan.

### BAB II DASAR TEORI

Bab ini menjelaskan tentang teor-teori yang mendasari penelitian ini. Dasar teori meliputi: dasar teori tentang sistem refrigerasi dan dasar pemilihan refrigeran. Dasar teori yang ada dikutip dari beberapa buku dan referensi lain yang mendukung dalam penulisan ini.

### BAB III METODE PENELITIAN

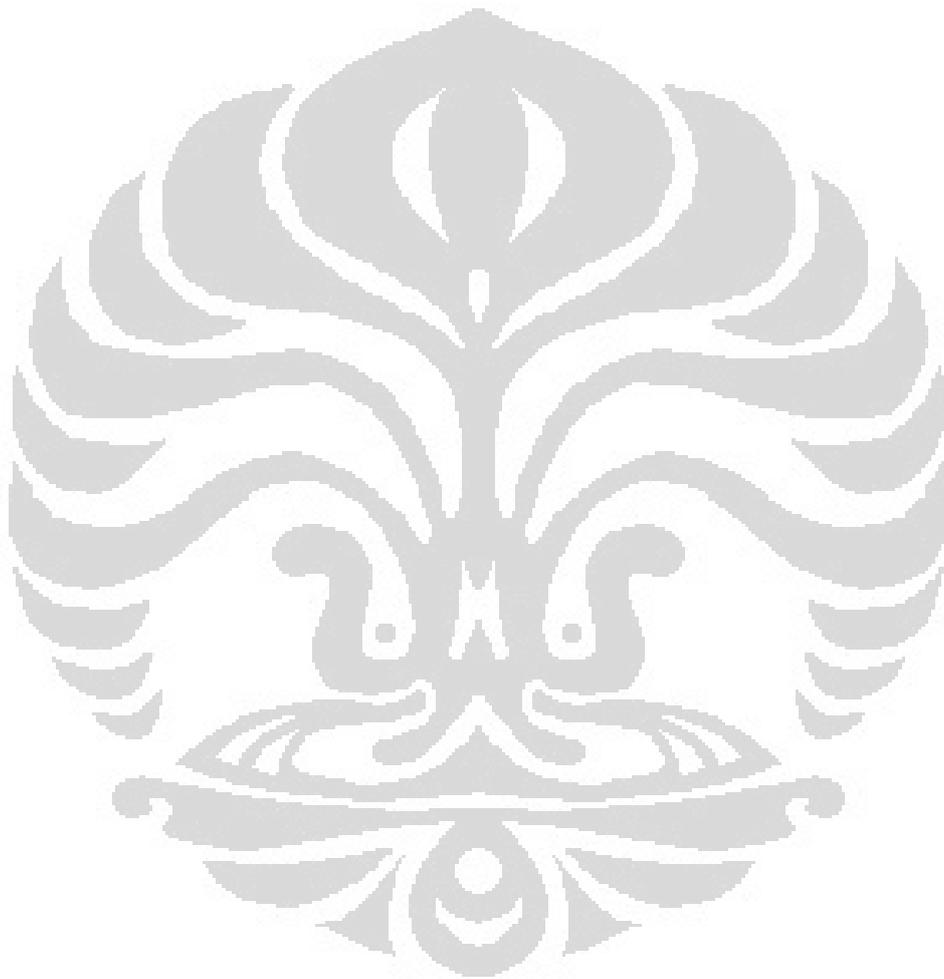
Bab ini berisikan tentang deskripsi alat pengujian yang digunakan, metode persiapan, dan metode pengambilan data yang dilakukan.

#### BAB IV HASIL DAN ANALISA

Bagian ini berisikan tentang hasil data yang diperoleh dari proses pengujian, serta berisikan tentang analisa dari data yang telah diperoleh yang nantinya dapat ditarik kesimpulan dari analisa tersebut

#### BAB V KESIMPULAN

Bab ini tentang kesimpulan dari hasil data dan analisa percobaan dan beberapa saran yang diberikan untuk perbaikan pada percobaan yang akan datang.



## **BAB 2**

### **DASAR TEORI**

#### **2.1. SISTEM REFIJERASI**

##### **2.1.1. Pendahuluan Sistem Refrigerasi**

Refrigerasi adalah metode pengkondisian temperatur ruangan agar tetap berada di bawah temperatur lingkungan. Dengan kata lain ruangan tersebut akan menjadi dingin, sehingga refrigerasi dapat juga disebut dengan metode pendinginan. Metode pendinginan (refrigerasi) ini akan berhasil dengan menggunakan bantuan zat refrigerant. Refrigerant akan bertindak sebagai media penyerap dan pemindah panas dengan cara merubah fasanya. Refrigerant adalah suatu zat yang mudah berubah fasanya dari cair menjadi uap dan sebaliknya apabila kondisi tekanan dan temperaturnya diubah.

Frederic Tudor adalah orang yang pertama kali melakukan perdagangan es secara masal pada tahun 1806. Dia memotong es dari Sungai Hudson serta Danau Massachusetts untuk kemudian mengekspornya ke berbagai negara termasuk India. Namun sistem pendingin dimulai dari tahun 1805. Oliver Evans mendesain sistem refrigerasi dengan dasar "*sistem kompresi uap*". Namun desain alat ini tidak pernah dibuat. Pada tahun 1834 sistem refrigerasi kompresi uap pertama dibuat prototype dan dipatenkan oleh Jacob Perkins. Beberapa tahun kemudian tepatnya tahun 1848 Alexander Twining membuat sistem pendingin yang sama dan dapat dikomersilkan pada tahun 1856.

Namun kekurangan sistem kompresi uap atau biasa disebut absorpsi terbatas dalam penggunaan refrigerant, refrigerant yang populer dalam sistem ini adalah ammonia, namun kendalanya ammonia adalah bahan yang tidak ramah lingkungan, sehingga tidak heran apabila sistem ini tidak populer setelah ditemukan kompresor dan refrigerant kimia.

### 2.1.2. Sistem-Sistem Refrigerasi

#### Sistem Refrigerasi Kompresi Uap

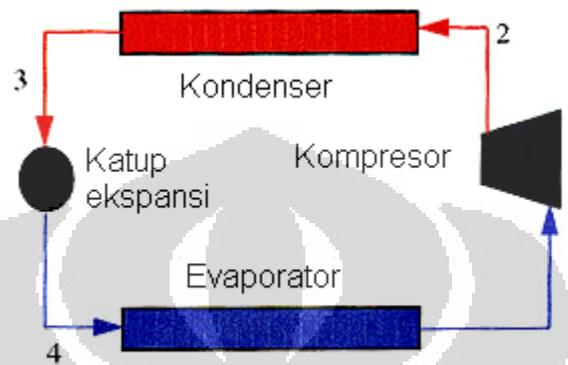
Sistem refrigerasi uap adalah sistem yang paling banyak digunakan untuk pengkondisian udara. Pengkondisian udara dengan memanfaatkan kubah saturasi dari bahan pendingin awalnya memanfaatkan turbin untuk mendapatkan temperatur rendah. Pemanfaatan turbin dapat dibidang memiliki efisiensi yang rendah, karena tidak sebanding dengan pemeliharaan dan pembiayaan serta kerja yang dihasilkan. Untuk mengatasi hal tersebut dipakai katub *trotel* atau katub ekspansi untuk mendapatkan temperatur rendah setelah bahan pendingin keluar dari kondensor. Proses refrigerasi uap untuk siklus ideal *reversible* dimulai dari kompresor dengan proses isentropik, artinya tidak ada kalor yang keluar dan masuk. Kemudian setelah bahan pendingin yang berfase gas memiliki tekanan dan temperatur tinggi akibat proses kompresi, bahan pendingin memasuki kondensor dengan proses isobar untuk membuang kalor sehingga fase bahan pendingin menjadi cair dengan temperatur menurun. Keluar dari kondensor bahan pendingin memasuki katub ekspansi dengan proses isoenthalpi sehingga temperatur dan tekanan menjadi rendah. Komponen terakhir adalah evaporator yang berfungsi sebagai penerima kalor dengan proses isobar sehingga bahan pendingin menjadi gas dan temperatur naik. Evaporator adalah letak dimana ruangan ingin dibuat dingin atau dikondisikan udaranya.

#### Sistem Kompresi Uap Gandeng (Cascade)

Sistem cascade sangat efektif jika ingin menginginkan temperatur yang sangat rendah. Pada aplikasinya dapat terdapat 2 sistem kompresi uap dimana evaporator pada kompresi uap pertama yang memiliki temperatur relatif lebih tinggi digunakan untuk menyerap kalor pada kondensor di kompresi uap kedua, sehingga evaporator pada kompresi uap kedua lebih rendah. Sistem cascade memungkinkan penggunaan refrigeran yang berbeda tergantung pada tekanan kerja dan jenis kompresor yang digunakan. Dengan siklus cascade kerja kompresor akan lebih kecil dan jumlah panas yang diserap akan meningkat, sehingga efek COP dari sistem pendingin akan meningkat (Cengel, 1998).

## 2.2. KOMPONEN SISTEM REFRIGERASI

Pada umumnya sistem refrigerasi terdiri dari beberapa komponen, yaitu kompresor, kondensor, katup ekspansi, evaporator. Selain itu, terdapat beberapa komponen tambahan untuk membantu sistem refrigeransi, antara lain oil separator, filter dryer, liquid receiver, sigh glass, dan katub selenoid



Gambar 2.1. Sistem Utama Refrigerasi

### a. Kompresor

Kompresor berfungsi penting dalam sistem pendingin. Ibarat dalam tubuh manusia, kompresor berperan seperti jantung yang memompa darah ke seluruh tubuh. Idealnya, sistem kerja kompresor berkerja untuk memampatkan bahan pendingin berfase gas dengan proses isentropik yang artinya tidak ada kalor keluar masuk pada proses kompresi, kemudian bahan pendingin mengalir ke kondensor untuk dibuang kalornya. Fluida yang dapat dimampatkan adalah fase gas, sehingga apabila bahan pendingin yang masuk kompresor masih berfase liquid maka akan mempecepat waktu penggunaan dengan kata lain umur kompresor menjadi pendek. Penyebabnya adalah katub kompresor patah sehingga ketika kompresor bekerja bahan pendingin tidak terkompresi. Mengingat pentingnya fungsi dari kompresor maka bahan pendingin harus dipastikan berfase gas ketika keluar dari evaporator atau beban sesuai dengan sistem dan jumlah bahan pendingin.

Jadi kerja kompresor adalah sebagai berikut :

1. Menurunkan tekanan di evaporator, sehingga bahan pendingin cair di evaporator dapat menguap pada suhu yang lebih rendah dan menyerap lebih banyak panas dari sekitarnya.

2. Membuat sirkulasi bahan pendingin di sistem pendingin.
3. Menghisap gas bahan pendingin dari evaporator lalu menaikkan tekanan dan suhu gas bahan pendingin tersebut, kemudian mengalirkannya ke kondensor.

Jenis - Jenis kompresor untuk mesin pendingin

- Kompresor Torak  
Kompresor yang melakukan kompresi dengan bantuan torak. Kompresor jenis ini banyak digunakan dalam sistem pendingin karena ketersediaan kompresi torak yang mempunyai daya bervariasi. Putaran bolak-balik untuk menekan torak bersumber dari listrik. Kompresor ini bekerja lebih baik didalam rentang tekanan yang besar dan lebih banyak untuk menangani refrigeran dengan volume spesifik yang rendah (Micheal et al.,1998).
- Kompresor Rotasi  
Berbeda dengan kompresi torak, kompresor rotasi bekerja dengan bantuan blade baik bersistem roller type yaitu stationary blade maupun rotary blade atau vane type. Keuntungan kompresor rotasi adalah daya yang lebih irit, ukuran kompak, getaran dan suara sangat kecil. Sedangkan kekurangannya adalah sukar diperbaiki apabila rusak dan harga lebih mahal. Kompresor ini cocok untuk tekanan evaporator yang rendah dan refrigeran dengan volume spesifik yang besar pada tekanan rendah (Micheal et al.,1998).

Berdasarkan letak motor kompresor dibedakan menjadi 2, antara lain :

- Kompresor Open Unit  
Kompresor open unit adalah kompresor yang terpisah dengan motor penggerakannya. Keuntungannya adalah mudah dalam pemeliharaan, mudah dalam pergantian pully untuk mengubah kecepatan, mudah dalam pemeriksaan minyak pelumas dan dapat digerakkan dengan motor bensin ataupun diesel. Sedangkan kekurangannya adalah ukuran yang besar dan berat, serta minyak pelumas dan bahan pendingin yang sering bocor.
- Kompresor Hermetik  
Kompresor hermetik mempunyai motor listrik didalam rumah kompresor (*dome*) yang menjadi satu dengan poros kompresor sehingga putaran

kompresor sama dengan putaran motor. Kompresor ini dapat terdiri dari tipe torak maupun rotasi. Kelebihan kompresor hermatik adalah jarang terjadi kebocoran karena tidak menggunakan sil pada poros, bentuk kecil dan kompak, serta suara dan getaran lebih tenang. Sedangkan kekurangannya adalah tidak dapat diperbaiki apabila mengalami kerusakan dan minyak pelumas sukar diperiksa. Selain itu, bahan pendingin gas yang memasuki kompresor dari evaporator dapat berfungsi sebagai pendingin motor di dalam kompresor hermatik.

- **Kompresor Semi Hermatik**

Kompresor semi hermatik pada dasarnya mirip dengan kompresor hermatik, yaitu motor berada didalam rumah kompresor (*dome*), namun kelebihanya adalah rumah kompresor dapat dibuka.

Bermacam-macam jenis kompresor mempunyai keunggulan masing-masing, dimana pemakaiannya ditentukan oleh besarnya kapasitas penggunaannya, instalasinya dan jenis bahan pendingin yang digunakan.

**b. Kondensor**

Kondensor adalah alat penukar kalor yang bekerja dengan proses isobar artinya pada tekanan konstan. Cara kerja kondensor sama dengan evaporator, namun pada kondensor kalor dari bahan pendingin dibuang sehingga merubah fase bahan pendingin dari bentuk gas menjadi cair. Kondensor harus dapat membuang kalor dari evaporator dan kompresor sehingga untuk meningkatkan pertukaran kalor, kondensor dilengkapi dengan kisi-kisi dan fan. Kondensir dengan perancangan yang baik dapat membuat cairan dingin lanjut (*sub-cooling*) dari bahan pendingin cari sebelum meninggalkan kondensor, artinya kalor dari bahan pendingin dibuang lebih besar sehingga posisi bahan pendingin telah melewati kubah saturasi. Hal ini sangat menguntungkan dalam aplikasinya, karena apabila bahan pendingin melewati kubah saturasi, maka efek pendinginan menjadi lebih besar.

### c. **Evaporator**

Evaporator adalah alat penukar kalor yang berfungsi untuk menyerap kalor dari benda dan fluida. Berbeda dengan kondensor, evaporator ditempatkan didalam ruangan pendinginan. Kompresor yang sedang bekerja menghisap bahan pendingin gas dari evaporator, sehingga tekanan di dalam evaporator menjadi rendah. Penyerapan kalor pada evaporator membuat bahan pendingin menguap dari fase cair menjadi fase gas. Perencanaan evaporator harus mencakup penguapan yang efektif dari bahan pendingin dengan penurunan tekanan yang minimum dan pengambilan panas dari zat yang didinginkan secara efisien. Harapannya adalah bahan pendingin berfase gas ketika memasuki kompresor.

### d. **Katub Ekspansi**

Katub ekspansi berkerja untuk mengatur jumlah aliran bahan pendingin dan membuat perbedaan tekanan pada sistem dengan proses iso-enthalpi. Penurunan ini berhubungan dengan jumlah refrigerant yang mengalir dari sisi tekanan tinggi ke tekanan rendah, maksudnya ketika penurunan besar maka jumlah bahan pendingin yang mengalir ke evaporator sedikit dengan temperatur yang sangat rendah, sedangkan jika penurunan kecil maka jumlah bahan pendingin yang mengalir ke evaporator banyak dengan temperatur yang tidak terlalu rendah.

Hasil yang ingin didapatkan adalah efisiensi dari siklus refrigerasi yang maksimum, karena ketika menurunkan katub ekspansi akan mempengaruhi nilai dari pendinginan (kalor evaporator) dan besaran kompresor. Tidak heran apabila ingin menambah kapasitas pendinginan maka harus menambah beban kompresor.

Pada awalnya isoenthalpi didapat melalui pipa kapiler. Namun dalam perkembangannya terdapat beberapa alat untuk membuat proses isoenthalpi, antara lain :

- Needle Valve

Needle valve adalah alat untuk katub ekspansi yang harus diputar dengan tangan, dan tidak akan berubah secara otomatis terhadap perbedaan beban pendinginan dan tekanan awal. Kerugian penggunaan needle valve adalah katub tidak terpengaruh dan tidak dapat menyesuaikan

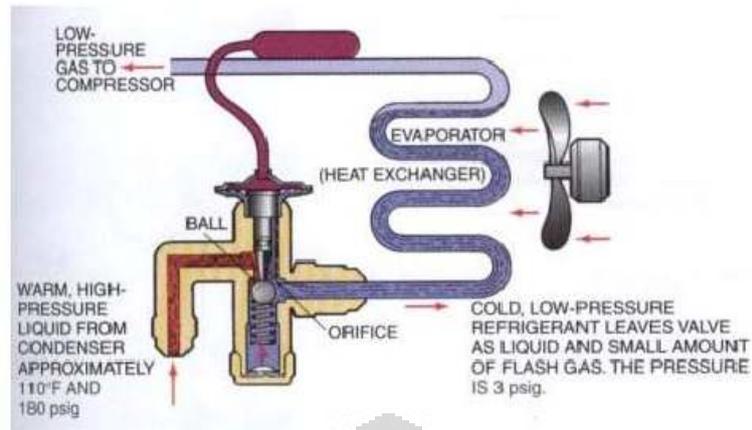
diri dengan perubahan beban pada sistem, maka katub ini tidak sesuai dengan sistem pendingin yang mempunyai beban yang berbeda-beda, karena jika beban kurang maka panas lanjut (*superheat*) tidak dapat tercapai sehingga refrigeran masih dalam keadaan saturasi.

- Automatic Expasion Valve

Automatic expansion valve atau disingkat AEV dapat bekerja dengan mempertahankan tekanan yang tetap pada beban evaporator yang berubah-ubah. AEV bekerja berdasarkan tekanan yang seimbang pada membran yang saling menyeimbangkan antara tekanan evaporator dan tekanan pegas. Jika beban evaporator bertambah, panas yang diserap juga bertambah, maka bahan pendingin yang menguap juga bertambah banyak. Di dalam evaporator terbentuk lebih banyak gas, sehingga menyebabkan kenaikan tekanan dalam evaporator dan pada saluran hisap. Jika tekanan ini dipertahankan sebagai tekanan tetap, kapasitas dari sistem pendingin juga akan tetap. Kerugian dari katub ini adalah tidak tergantung dari besar kapasitas yang diperlukan, karena AEV akan membuat kapasitas konstan, dengan kata lain sistem menjadi tidak terpengaruh dengan kompresor yang bekerja terus-menerus dan beban yang berubah-ubah.

- Thermostatic Expansion Valve

Thermostatic expansion valve atau disingkat TXV bekerja secara otomatis mengukur jumlah aliran bahan pendingin cair yang masuk ke evaporator, sambil mempertahankan gas panas lanjut (*superheat*). Dengan kata lain TXV sangat cocok penggunaannya dengan sistem yang mempunyai beban berubah-ubah. TXV mempunyai thermal bulb yang berisi bahan pendingin cair dan diletakkan pada pipa section setelah evaporator. TXV bekerja dengan menyeimbangkan tekanan pada membran yang dipengaruhi oleh tekanan dari thermal bulb untuk mencapai keadaan panas lanjut (*superheat*).



Gambar 2.2. Thermostatic expansion valve (TXV)

(Sumber : Whitman, Refrigeration And Air Condition Technology 5<sup>th</sup> edition)

Selain komponen utama, dalam sistem refrigerasi juga diperlukan komponen tambahan, antara lain :

**a. Filter Dryer**

*Filter* berfungsi untuk menyaring kotoran didalam sistem, agar tidak merusak alat ekspansi dan kompresor. Kotoran tersebut antara lain : potongan logam, timah, endapan, lumpur, karat, dan kotoran lainnya. Saringan harus menyaring semua kotoran di dalam sistem, tetapi tidak boleh menyebabkan penurunan tekanan atau membuat sistem menjadi buntu. Saringan biasanya terdiri dari kawat saringan tembaga, monel atau bronze dengan diameter kawat 0,004-0,005 inci dengan ukuran 100-150 mesh.

Sedangkan *drier* atau pengering berfungsi sebagai penyerap kotoran seperti air, uap air, asam dan kotoran-kotoran lainnya. Drier terdapat beberapa macam, antara lain  $\text{SiO}_2$ ,  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{CaCl}_2$ , dan Molecular Sieve.

Kejadian yang tidak diinginkan apabila tidak menggunakan filter drier adalah (Handoko.1981)

1. Uap air di dalam sistem dapat membeku dan membuat sistem menjadi buntu.
2. Uap air akan bereaksi dengan bahan pendingin dan minyak pelumas kompresor membentuk asam dan menyebabkan korosi.

3. Air dan asam dapat merusak minyak kompresor, membentuk endapan yang dapat membuat buntu sistem serta merusak kompresor.

**b. Liquid Receiver**

Liquid receiver berbentuk tabung yang berfungsi untuk menampung bahan pendingin cair dan gas setelah dari kondensator. Penampungan bahan pendingin tergantung dari jumlah bahan pendingin yang dimasukkan dalam sistem. Bahan pendingin cair yang hanya dapat mengalir ke luar saluran ke katub ekspansi. Apabila terdapat uap air dikhawatirkan akan membuat buntu saluran karena dapat menjadi es ketika keluar dari katub ekspansi, sehingga liquid receiver harus dipertimbangkan untuk meningkatkan waktu penggunaan sistem.

**c. Accumulator**

Fungsi dari accumulator adalah menampung bahan pendingin cair sebelum memasuki kompresor. Bahan pendingin cair yang akan memasuki kompresor karena perencanaan evaporator yang tidak sesuai, beban kurang besar, dan jumlah bahan pendingin terlalu banyak yang dimasukkan ke dalam sistem tertahan dalam accumulator. Apabila bahan pendingin cair masuk ke kompresor maka bahan pendingin cair akan menyerap minyak pelumas kompresor dan mencuci bantalan yang membuat kekurangan minyak pelumas pada kompresor sehingga cepat aus dan panas. Selain itu, dapat menyebabkan katub kompresor mematahkan torak, tangkai torak atau poros engkol. Fungsi lain dari accumulator adalah sebagai peredam suara (*muffler*) pada sisi tekanan rendah dari sistem. Pemilihan accumulator menjadi penting karena apabila accumulator terlalu kecil ukurannya dapat menyebabkan penurunan tekanannya, sedangkan accumulator yang terlalu besar dapat menyebabkan aliran bahan pendingin menjadi lambat dan minyak pelumas tidak dapat ikut kembali ke kompresor.

**d. Sight Glass**

Sight glass berfungsi sebagai penunjuk fase dan uap air dari bahan pendingin yang diletakkan setelah filter dryer. Jika dalam sightglass terdapat

gelembung, maka dalam sistem terdapat uap air yang tidak tersaring di filter dryer, jika sightglass terlihat jernih maka bahan pendingin berfase cair (Dossat, 2001). Uap air ini berbahaya karena dapat membeku dan membuat sistem menjadi beku, selain itu uap air dapat bereaksi dengan bahan pendingin dan minyak pelumas kompresor yang dapat membentuk asan endapan dan menyebabkan korosi.

#### e. Oil Separator

Oil separator berfungsi sebagai pemisah bahan pendingin dengan uap minyak pelumas dari kompresor dan membatasi minyak pelumas yang terbawa bersama bahan pendingin. Jika bahan pendingin tanpa melalui oil separator maka uap dari oli minyak pelumas dapat menyebabkan endapan cair keseluruhan sistem. Selain itu terdapat beberapa bahan pendingin yang dapat membawa minyak pelumas dalam temperatur tinggi namun tidak dapat membawa minyak pelumas saat temperatur rendah, contohnya adalah R22. Hal ini dapat membuat koefisien perpindahan panas menjadi kurang efektif pada evaporator.

### 2.3. MEDIA REFRIGERAN

Refrigerant merupakan fluida utama yang bekerja sebagai pendingin dalam sistem refrigerasi. Hal ini karena refrigerant dapat berubah fasa (menguap dan mencair) pada temperatur dan tekanan yang rendah. Karakter yang baik dan harus dipenuhi oleh refrigerant yaitu (Cloutier, 2002) :

1. Sifat Termodinamika
  - a. Tekanan (*gauge*) evaporasi positif, artinya tekanan rendah penguapan harus diatas tekanan atmosfer untuk menghindari masuknya udara luar ke sistem.
  - b. Tekanan kondensasi rendah untuk meminimalisasi peralatan yang digunakan pada sisi tekanan tinggi.
  - c. Temperatur kritis tinggi, untuk mencegah tekanan operasi berlebihan.
  - d. Kalor laten penguapan tinggi agar efek pendinginannya tinggi
  - e. Koefisien perpindahan kalor tinggi untuk mereduksi luas permukaan yang dibutuhkan pada alat penukar kalor.

- f. Viskositas rendah, untuk meminimalisasi tekanan jatuh pada pemipaan, penukar kalor dan komponen lainnya.
2. Sifat kimia
    - a. Reaktivitas rendah untuk mencegah reaksi dengan material pada sistem dan tidak korosif terhadap air.
    - b. Stabil, mampu mempertahankan ikatan kimia pada kondisi operasi
  3. Keamanan dan pengaruh terhadap lingkungan
    - a. Tidak beracun (*non toxicity*), aman bagi mahluk hidup jika terlepas ke udara bebas
    - b. Tidak mudah terbakar (*nonflammability*), tidak mudah terbakar dan memicu kebakaran pada konsentrasi tertentu di
    - c. udara.
    - d. Potensi kerusakan ozon (*Ozone depletion potensial, ODP*) rendah
    - e. Potensi pemanasan global (*Global Warming Potensial, GWP*) rendah
  4. Sifat Lainnya
    - a. Mudah dalam deteksi kebocoran sehingga mudah untuk diperbaiki.
    - b. Murah, agar harganya terjangkau oleh masyarakat
    - c. Kemampuan berikatan dengan pelumas dan mudah untuk terpisah kembali.
    - d. Kemudahan dalam mendapatkan di pasaran.

Refrigerant dapat diklasifikasikan menjadi lima kelompok besar, yaitu halocarbons, hydrocarbons, inorganic compounds, azeotropic mixtures, dan nonazeotropic mixtures (Dincer,.2010).

Refrigerant yang banyak digunakan dalam aplikasi dan mudah didapatkan dipasaran saat ini adalah R22, sehingga dalam percobaan digunakan R22 sebagai sistem *primary refrigerant*.

Tabel 2.1. Propertis R22 (Rex Miller et al, *Air Conditioning and Refrigeration*, 2006)

Variabel	Data
Nama Kimia	Chlorodifluoromethane (CHCF <sub>2</sub> )
Massa Molekul	86,48 gr/mol
Titik didih	-41,5oF/-40,8oC
Tekanan evap pada 5°F	28,3 PSIG
Volume Liquid pada 5°C	0,012 ft <sup>2</sup> /lb
Volume Vapor pada 5°C	1,25 ft <sup>2</sup> /lb
Masa Jenis Liquid pada 86°C	73,4 lb/ft <sup>3</sup>
ODP	0,05 (R-11 = 1)
GWP	0,4 (R-11 = 1)

#### 2.4. PERFORMA SISTEM REFRIGERASI

Faktor utama dalam menentukan sistem refrigerasi adalah perhitungan media yang ingin didinginkan dan beban-beban lain yang masuk ke sistem. Ketika idealnya sistem dibuat adiabatik yang artinya tidak ada kalor yang keluar maupun masuk sistem menggunakan isolasi, namun aktualnya terdapat kalor yang dapat masuk dan diserap oleh refrigeran. Banyak kalor yang diserap oleh refrigerant dapat di formulasikan sebagai berikut:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (1)$$

Dengan:

Q = Kalor yang diserap oleh refrigerant ( J )

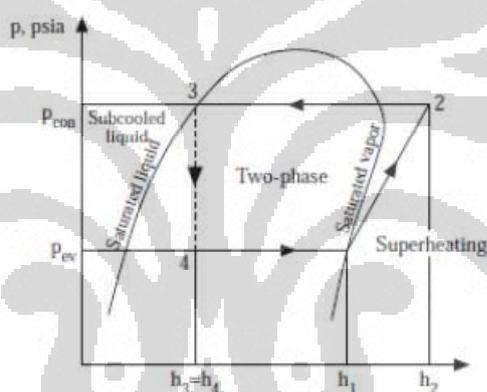
U = Total koefisien perpindahan kalor (J/m<sup>2</sup>.K)

A = Luas permukaan evaporator (m<sup>2</sup>)

$\Delta T_m$  = Perbedaan temperatur rata-rata (Kelvin)

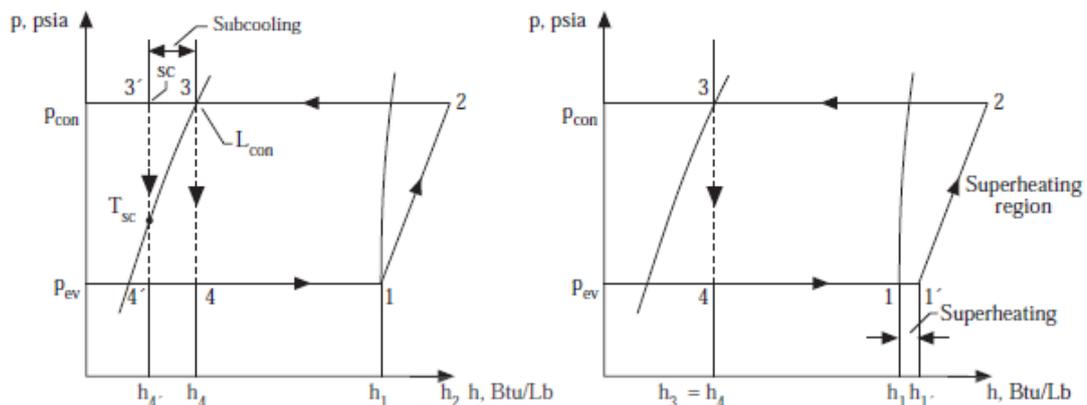
Kemampuan evaporator ditentukan oleh kemampuan laju perpindahan kalor dan menjaga laju perpindahan kalor dari lingkungan yang diserap oleh refrigeran. Pada dasarnya semua terikat waktu atau biasa disebut unsteady state yang artinya waktu berpengaruh pada proses pendinginan. Kalor dan kerja setiap proses di jelaskan dalam gambar dibawah ini, dimana 1-2 adalah kompresor dengan proses isentropik, 2-3 adalah kondenser dengan proses isobar, kemudian 3-4 adalah katub ekspansi dengan proses isoenthalpi, dan 4-1 adalah evaporator dengan proses isobar. Pada aktualnya sistem pendingin berbeda dengan ideal, hal ini dipengaruhi oleh beberapa hal. Antara lain

- Tidak ada sistem yang isentropic secara sempurna
- Terdapat tekanan jatuh pada pipa karena sifat fluida.



Gambar 2.3. Siklus Sistem Pendingin

Selain itu pada sistem pendingin aktual biasa terjadi subcooled dan superheated. Subcooled terjadi setelah kondensor yang membuat temperatur lebih rendah dan berfungsi untuk memperbesar efek pendinginan sehingga *coefficient of performance* menjadi ikut naik dengan daya kompresor yang sama. Selain itu terdapat superheating yang terjadi di setelah evaporator. Fungsinya adalah memastikan refrigeran diluar kubah saturasi atau berfase vavor sehingga dapat memperlama usia dari kompresor dan meningkatkan kalor serap evaporator, namun harus dijaga agar temperatur section setelah kompresor masih dapat mendinginkan kompresor.

Gambar 2.4. *Subcooling dan Superheating*

Perhitungan thermodynamika untuk sistem pendingin

#### **Daya kompresor**

$$W_c = \dot{m} \times (h_2 - h_1) \quad (2)$$

Dengan :

$W_c$  = Daya kompresor (Watt)

$\dot{m}$  = Laju aliran refrigerant (kg/s)

$h_1$  = Entalphi refrigerant masuk kompresor ( kJ/kg)

$h_2$  = Entalphi refrigerant keluar kompresor (kJ/kg)

#### **Kalor Kondensor**

$$Q_k = \dot{m} \times (h_3 - h_2) \quad (3)$$

Dengan :

$Q_k$  = Kalor yang dilepaskan kondensor (Watt)

$\dot{m}$  = Laju aliran refrigerant ( kg/s)

$h_2$  = Entalphi refrigerant keluar kompresor ( kJ/kg)

$h_3$  = Entalphi refrigerant keluar kondenser (kJ/kg)

#### **Kalor Evaporator**

$$Q_e = \dot{m} \times (h_4 - h_1) \quad (4)$$

Dengan:

$Q_e$  = Kalor yang diserap evaporator dari lingkungan ( Watt)

$\dot{m}$  = laju aliran refrigerant( kg/s)

$h_4$  = Entalphi refrigerant masuk evaporator ( kJ/kg)

$h_1$  = Entalphi refirgerant masuk kompresor (kJ/kg)

Besarnya efektifitas (performance) dari sistem refrigerasi disebut dengan *Coefficient of Performance* (COP) yang dirumuskan dengan Kalor yang diinginkan (*Efek pendinginan*) dibanding Kalor yang dibutuhkan (Daya kompresor).

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{com}} \quad (5)$$

Cara menghitung nilai kerja kompresor ( $W_c$ ) adalah dengan menghitung arus rata-rata yang mengalir pada kompresor yang diukur saat pengambilan data, dikalikan dengan tegangan listrik dari sumber listrik.

$$W_c = V \times I \times \cos \phi \quad (6)$$

Dengan

$V$  = Tegangan listrik PLN (220 volt)

$I$  = Arus rata-rata yang mengalir di kompresor ( Ampere)

$\cos \phi$  = Faktor derajat tegangan

Untuk mendapatkan laju masa sistem dapat dengan perhitungan enthalpy dari kompresor dengan daya listrik kompresor. Perhitungan enthalpy didapat dari sensor tekanan dan temperatur dari refrigeran.

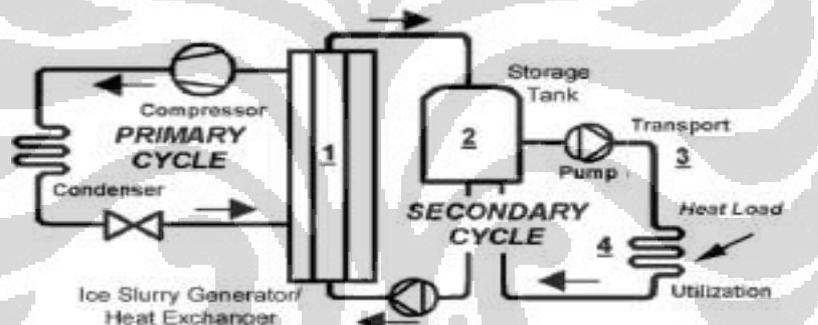
$$\dot{m} (h_2 - h_1) = V \times I \times \cos \phi \quad (7)$$

## 2.5. PENDAHULUAN ICE SLURRY

Sejak tahun 1940 sampai awal 1990, jenis refrigeran yang paling umum digunakan dalam sistem refrigerasi uap adalah CFCs (chlorofluorcarbons) yang mengandung chlorine, salah satu contohnya adalah Refrigeran 12 ( $CCl_2F_2$ ). Dikarenakan kekuatiran mengenai efek dari *chlorine* didalam refrigeran terhadap lapisan ozon pelindung bumi, kesepakatan-kesepakatan internasional telah diimplementasikan untuk menghentikan penggunaan CFCs. Jenis-jenis refrigeran yang mengandung sejumlah hidrogen kemudian dikembangkan untuk mengganti CFCs. Salah satu contohnya adalah HFCs. Kemudian mulai dikembangkan refrigeran dari bahan alami contohnya adalah amonia ( $NH_3$ ) dan propana ( $CH_3$ ). Selain efek diatas, setiap refijeran mempunyai efek global warming, tingkat

keracunan apabila terjadi kebocoran, mudah meledak seperti ammonia dan sifat korosif. Efek ini pasti sebanding dengan jumlah refrigeran yang dipakai pada sistem apabila terjadi kebocoran. Untuk itu dalam meminimalkan efek-efek tersebut dapat dilakukan dengan memanfaatkan *secondary refrigerant* sebagai sistem pendingin yang bersirkulasi.

*Ice slurry* termasuk *secondary refrigerant* yang memanfaatkan temperatur rendah dari *primary refrigerant* untuk mengubah fase menjadi ice partikel pada sebagian fluida. Fluida yang digunakan dapat berupa air murni atau campuran antara air dengan larutan penurun titik beku, yaitu Sodium Chloride, Ethanol, Ethylene Glycol, Propylene Glycol (Kauffeld et al., 2005). Pemanfaatan *ice slurry* menjadi populer karena efek pendingin yang lebih besar dan kemudahan dalam sistem transportasi *ice slurry* untuk pendinginan dibanding *secondary refrigerant* lainnya.



Gambar 2.5. Skema Secondary Refrigerant (Meewise, 2004)

Karakteristik dan keuntungan dari *ice slurry* telah diteliti sejak beberapa tahun sebelum 1975. Perpindahan atau sistem pompa dari *ice slurry* telah dijadikan objek penelitian dan bahkan beberapa telah dilakukan persentasi di ASHRAE Meeting di Toronto, Canada pada bulan Juni 1998 (Kirby P. Nelson et al., 1998).

Penyimpanan energi *ice slurry* lebih tinggi dibanding *secondary refrigerant* lainnya karena terdapat panas laten dari kristal es pada hasil *ice slurry*. Selain itu, *ice slurry* juga mempunyai pendinginan yang cepat dan efektif karena mempunyai luas kontak permukaan pada partikel *ice slurry*. Dalam pengaplikasiannya sebagai sistem pendingin, manfaat dari *ice slurry* salah satunya adalah dapat mengurangi ukuran tank, pompa, pipa dan *chiller* karena tingginya densitas energi penyimpanan dan kemampuan berpindah dari *ice slurry*, bahkan

dapat mereduksi lebih dari 70% daya pompa dibanding dengan fluida biasa (Kasza et al., 1988).

Dewasa ini banyak peneliti melakukan riset dibidang ini karena manfaatnya yang besar sebagai alat penukar panas. Aplikasinya adalah dalam dunia industri (Wang and Kusumoto, 2001; Rivet, 2009), kesehatan dan aplikasi langsung pendinginan makanan serta ikan (Wang and Goldstein, 2003; Pineiro et al., 2004).

Riset tentang *ice slurry* banyak ditujukan tentang aliran *ice slurry* untuk mengetahui karakteristik thermofluida. Contohnya adalah Gupla dan Frazer (1990) yang menjelaskan *ice slurry* menggunakan 6% ethylene glycol dengan fraksi es pada *ice slurry* 0%-20% dan debit antara 1,18 m<sup>3</sup>/hour dan 2,16 m<sup>3</sup>/hour serta ukuran *ice slurry* 0,125 mm dan 0,625 mm pada heat exchanger menghasilkan kesimpulan bahwa kenaikan total koefisien perpindahan kalor sebanding dengan debit dan berbanding terbalik dengan kenaikan fraksi es, tekanan jatuh konstan sampai ice fraction 20% dan naik cepat pada kenaikan fraksi es lebih dari 20%. Sedangkan Kauffeld (1999) melakukan riset dengan membandingkan campuran etanol dan campuran potassium carbonate sebagai bahan *ice slurry*. Untuk larutan etanol menghasilkan partikel es yang kecil mempunyai koefisien perpindahan kalor yang meningkat seiring dengan bertambahnya fraksi es. Sedangkan dengan campuran potassium carbonate menghasilkan partikel es yang besar dan mempunyai koefisien perpindahan kalor yang menurun dengan bertambahnya fraksi es.

Knodel (2000) menyimpulkan bahwa koefisien perpindahan kalor menurun dengan bertambahnya fraksi es, hasil yang serupa dengan penelitian Gupla dan Frazer (1990). Knodel menjelaskan bahwa pengurangan ini terjadi karena perpindahan aliran fluida dari turbulen ke laminar karena faktor fraksi es yang meningkat. Hasil berbeda dilakukan oleh Bellas J, Chaer dan Tassou S.A (2002) yaitu dengan mengukur *ice slurry* dari campuran 5% propylene glycol pada plate heat exchanger dengan fraksi es antara 0 sampai 25% dan debit antara 1-3,7 m<sup>3</sup>/hour. Bellas menyimpulkan bahwa kenaikan fraksi es antara 0-20% membuat tekanan jatuh naik sekitar 15% lebih dari jarak debit. Sedangkan total

koefisien perpindahan kalor naik secara signifikan dengan bertambahnya debit. Variasi fraksi es tidak terlalu kelihatan pada hasil koefisien perpindahan kalor.

N. Putra, Imansyah, Noviandra dan R. Adiprana (2004) menggunakan *ice breaker* untuk menghasilkan *ice slurry* dan heat exchanger menghasilkan koefisien perpindahan kalor naik ketika debit dan fraksi es naik. koefisien perpindahan kalor dan tekanan jatuh adalah fungsi dari viscositas, reynold number, ukuran ice crystal dan ice fraction.

Stamatiou dan Kawaji (2005) menguji koefisien perpindahan kalor dengan menggunakan vertical rectangular channels yang diberikan heat flux. Hasil dari riset ini adalah terdapat nilai *Nuselt Number* (Nu) mengalami kenaikan dengan bertambahnya fraksi es dan dinding heat flux. Dengan kata lain peleburan partikel es pada awal pipa karena heat flux sehingga temperatur menjadi relatif rendah, sehingga peranan perpindahan konveksi lebih tinggi dibanding konduksi. Selain itu, kecepatan dipinggir dinding pipa berkurang ketika diberi heat flux, hal ini disebabkan karena tidak terdapatnya ice fraction di pinggir dinding panas, sedangkan kecepatan pada fluida murni tidak berpengaruh ketika diberi heat flux.

Lee D.W., Yoon, E.S., Joo, M.C. dan Sharma, A (2006) melakukan penelitian perpindahan kalor dengan menggunakan 6,5% ethylene glycol pada pipa tembaga diameter 13,84 mm panjang 1500 mm, *ice slurry* diberikan sirkulasi air panas pada test section pada mass flux antara 800-3500 kg/m<sup>2</sup>s dan fraksi es antara 0-25%. Hasil penelitian ini adalah koefisien perpindahan kalor meningkat dengan pertambahan debit dan fraksi es, namun efek fraksi es tidak terlalu signifikan pada debit tinggi. Pada area debit rendah terjadi kenaikan yang tajam pada koefisien perpindahan kalor pada fraksi es lebih dari 10%.

Niezgoda-Zelasko (2006), Niezgoda-Zelasko-Zalewski (2006) dan Grozdek (2009) melakukan penelitian tentang perpindahan kalor dan tekanan jatuh pada *ice slurry* dari 10% ethanol dengan menggunakan pipa horisontal yang dipanaskan. Hasilnya adalah pada fraksi es dan kecepatan yang tinggi mempunyai koefisien perpindahan kalor dan tekanan jatuh yang tinggi juga. Penggunaan heat flux mempengaruhi sedikit koefisien perpindahan kalor. Pada fraksi es antara 10-15% mempunyai heat transfer coefficient yang naik secara perlahan pada aliran laminar dan tidak ada kenaikan pada aliran turbulen dibanding dengan aliran satu

fasa. Melawati nilai tersebut mempunyai kenaikan heat transfer coefficient yang tinggi.

Jean Pierre Nedecarrats-Francoise Strub-Christophe Peuverl (2009) menggunakan pipa corrugated dengan diberi heat flux pada dinding pada kecepatan *ice slurry* 0,3-1,9 m/s dan ice fraction 0-30%. Didapatkan hasil bahwa nilai tekanan jatuh dan koefisien perpindahan kalor naik seiring dengan bertambahnya fraksi es dan kecepatan. Pada penelitian ini ditemukan nilai kritis antara tekanan jatuh dan perpindahan kalor yang menjadi titik turun sebelum naik kembali. Perbandingan pipa corrugated dengan pipa halus untuk *ice slurry* adalah nilai koefisien perpindahan kalor dan tekanan jatuh lebih tinggi sekitar 2,5 kali dibanding hasil dari pipa halus.

Penjelasan singkat diatas dapat disimpulkan bahwa karekteristik *ice slurry* dipengaruhi oleh larutan pembentuk *ice slurry*, debit, fraksi es, dan ukuran kristal. Namun hasil diatas masih belum dapat diterima secara luas untuk menghitung perpindahan kalor dan tekanan jatuh dalam heat exchanger (Ayel et al.,2003). Sehingga masih perlu dilakukan penelitian lebih lanjut tentang sifat-sifat aliran *ice slurry*.

Namun berbeda tentang objek alam pembuat *ice slurry*, jurnal tentang pembuatan *ice slurry* lebih sedikit dibanding aliran *ice slurry* seperti diatas. Padahal pembuatan *ice slurry* adalah salah satu pokok bahasan yang sama pentingnya dengan aliran *ice slurry*. Banyak metode untuk pembuatan *ice slurry* mulai dari *Scraper Generator* atau metode *harvest*, *Orbital Rod*, *Super Cooled Water Jet*, dan lain-lain. Metode yang ditawarkan hanya berbeda dibagian evaporator yaitu dari sistem pengambilan *ice slurry* ketika nukleasi terbentuk dan sistem pengambilan kalor dari fluida oleh refrigeran.

## 2.6. DEFINISI ICE SLURRY

*Ice slurry* terdiri dari larutan air yang mempunyai kristal es (E Stamatou et al.,2003). *Ice slurry* juga didefinisikan sebagai *Fine-crystalline Ice Slurry* adalah *ice slurry* dengan partikel es yang memiliki ukuran diameter rata-rata sama dengan atau kurang dari 1 mm (Peter W Egolf et al.,2003).

Secara umum *ice slurry* mempunyai sifat dan karakteristik fisik sebagai berikut (Nandy P et al.,2006)

1. Larutan dan padatan dengan temperatur sampai -15 °C.
2. Dapat dibuat dari larutan *brine* yang dipakai di bawah nilai titik bekunya dengan beban pendinginan pada temperatur antara -2 °C sampai dengan -50 °C.
3. *Ice slurry* akan menjadi larutan yang mempunyai sifat dan perilaku yang sangat berbeda dengan *brine* yang melarutkannya.
4. Merupakan fluida 2 fasa non-Newtonian pada fraksi es yang tinggi.
5. Memerlukan perhitungan pemipaan, pompa, *heat exchanger*, dan *storage tank* yang berbeda.

## 2.7. PROSES PEMBENTUKAN ICE SLURRY

Secara umum pembentukan *ice slurry* terdiri dari tiga tahap, yaitu *Supersaturation*, *Nucleation*, dan *Grow* (pertumbuhan). Selain itu terdapat proses attrition, agglomeration dan ripening yang terjadi pada *ice slurry* generator tertentu (E Stamatiou et al.,2003).

### a. Supersaturation

Supersaturation hanya terjadi apabila gaya pembawa terpenuhi, oleh karena itu supersaturation dari *ice slurry* membutuhkan larutan. Hal ini membuat larutan tidak dalam kestabilan dan terjadi perbedaan potensial kimia ( $\Delta\mu$ ) antara fase larutan dan kristal padat. Dimana liquid adalah larutan awal antara air dan pelarut, sedangkan solid adalah fraksi es.

$$\Delta\mu = \mu_{\text{liquid}}(T) - \mu_{\text{solid}}(T) \quad (8)$$

Pada kasus pembangkitan *ice slurry*, larutan supersaturated dengan air terjadi. Setelah awal *nucleation ice slurry* terbentuk, yang mengurangi supersaturasi pada larutan. *Ice crystal dapat terbentuk sampai perbedaan potensial kimia ( $\Delta\mu$ ) dikurangi pada kondisi saturasi. Perbedaan dalam potensial kimia terjadi karena temperatur atau tekanan pembawa gaya.* Supersaturasi dapat terjadi oleh supercooling dari larutan saat setimbang temperatur atau dengan mendapatkan kesetimbangan temperatur melalui perubahan tekanan. Untuk *ice*

*slurry* artinya larutan harus membawa ke *triple point*, dimana air secara parsial membeku untuk membuat perbedaan potensial kimia yang dibutuhkan untuk kristalisasi. Pendinginan dan perubahan tekanan adalah dua metode yang diaplikasikan dalam ice slurry generator. Melewati kurva pembekuan dari larutan, temperatur atau tekanan dapat diubah menjadi perbedaan konsentrasi. Laju dari tahap kristalisasi, nucleation dan growth (pertumbuhan) ditentukan oleh level dari supersaturasi larutan.

Supercooling adalah suatu efek yang sering digunakan untuk teknik memproduksi *ice slurry* secara baik. Sesuai dengan Hukum Raoult apabila suatu liquid dicampur dengan larutan misalnya methanol, ethylene glycol, propylene glycol, sodium chloride, magnesium chloride, potassium chloride, dan lain-lain, hal ini menjadi larutan yang mempunyai tekanan campuran akan berada diantara tekanan parsial uap kedua komponen yang terikat antara campuran liquid dan membuat titik pendinginan larutan menjadi ikut turun serta mempercepat nucleation.

#### **b. Nucleation**

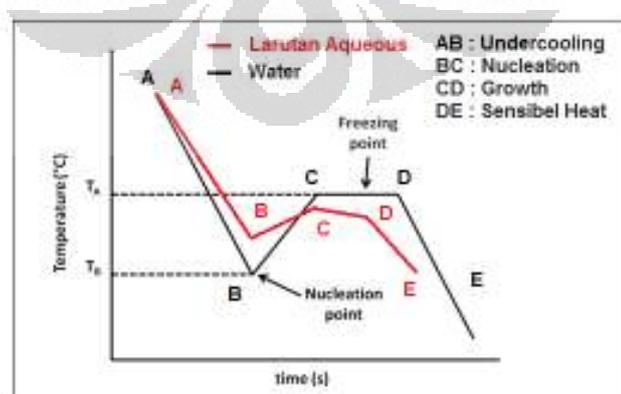
Dalam larutan supersaturasi, awal nucleasi dapat terbentuk ketika molekul bersama mendapatkan bentuk kelompok stabil. Hal ini dapat terjadi salah satu antara homogeneously atau heterogeneously. Dalam homogeneous nucleation, fase baru terbentuk dari liquid murni yang melewati keadaan fluktuasi dari kelompok molekul, untuk air hanya terjadi pada temperatur rendah biasanya dibawah  $-40^{\circ}\text{C}$  (Stamatiou E et al., 2005). Sedangkan untuk heterogeneous nucleation lebih banyak terjadi pada larutan, selain itu permukaan luar yang memberikan objek lain misalnya kotor, partikel dari dinding dapat membantu terjadinya nuclei. Sehingga nucleation dimulai pada temperatur lebih tinggi dibanting homogeneous nucleation. Setelah awal nucleation terjadi nucleation selanjutnya akan mulai terbentuk, hal yang mirip secara teori terhadap konsep pendidihan.

### c. Growth (Pertumbuhan)

Pada pertumbuhan kristal, nuclei membesar untuk menjadi kristal dengan penambahan molekul dari larutan supersaturasi. Secara umum terjadi tiga tahap, yaitu perpindahan masa secara molekul difusi melalui curah larutan melewati lapisan batas sekitar nucleus, penggabungan molekul menuju dinding dan perpindahan panas secara simultan dari kristal ke bagian curah larutan, untuk mindahkan panas meliputi perubahan fase.

Ketiga metode ini terjadi pada tipe scraper *ice slurry* generator. Pada bagian pertumbuhan dibantu oleh putaran shaft auger yang dapat membantu perpindahan masa dan perpindahan panas. Sebenarnya terdapat beberapa konsep kinerja tentang shafh auger, pertama adalah sebagai pengganggu thermal boundary layer secara simultan untuk mencegah terjadinya ice crystal yang mengendap pada dinding (M J Wang et al.,2001; M j Wang et al.,1996; C W Snoek,.1993 ; S P Gladis et al.,1999), yang kedua menyebutkan bahwa ice crystal dari dinding diedarkan menuju tengah *ice slurry* generator (A B Russel et al.,1999; H G Schwartzberg et al.,1990; R W Hartel,.1996; A J Armstrong,.1979; D P Patience et al.,2001)

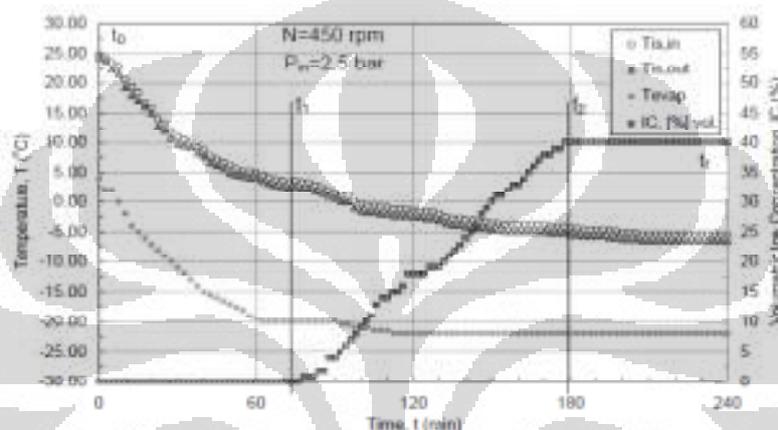
Interaksi antara nukleasi dan pertumbuhan kristal menentukan karakteristik kristal yang terbentuk seperti ukuran, distribusi dan morfologi dari kristal Mullin, J. W. (2001). Ukuran dari kristal sangat dipengaruhi oleh laju kristalisasi, proses pendinginan yang cepat akan menghasilkan ukuran kristal yang kecil dan jumlah yang banyak. Sebaliknya , proses pendinginan yang lambat akan menyebabkan ukuran kristal lebih besar dengan jumlah yang sedikit.



Gambar 2.6. Grafik Hubungan *Freezing Point*

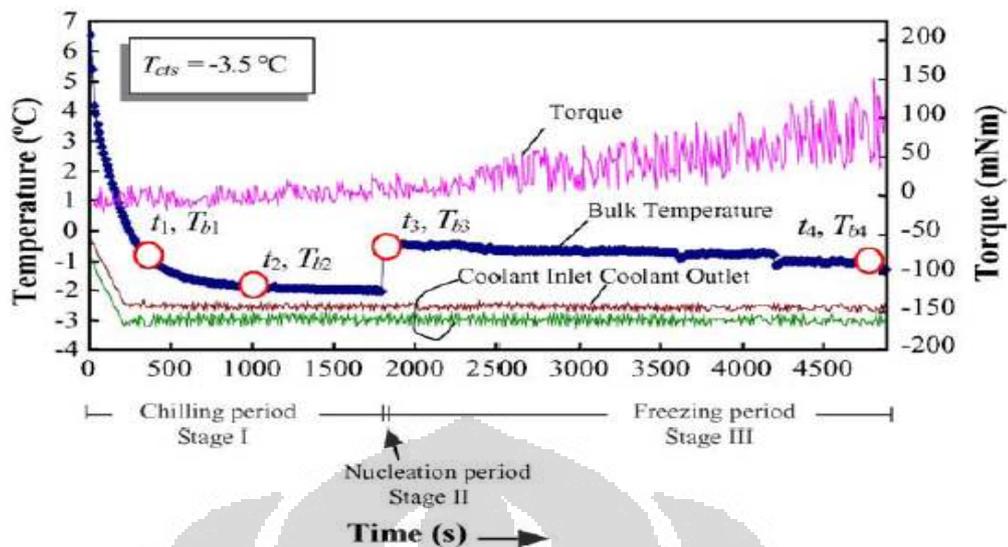
(Olahan pribadi dari <http://2011.igem.org/Team:KULeuven/Thermodynamics>)

Sedangkan dibawah adalah grafik tentang hubungan pembentukan fraksi es dengan temperatur terhadap waktu pendinginan. Titik  $t_0$  ke  $t_1$  adalah supercooling sampai supersaturasi, kemudian  $t_1$  ke  $t_2$  adalah titik dimana terbentuknya fraksi es yang disebut nukleasi, sedangkan  $t_2$  ke  $t_f$  adalah panas sensibel sampai terbentuk nukleasi sempurna (T.A. Mouneer et al.,2011). Fluida air nukleasi penuh akan terjadi pada temperatur  $-40^{\circ}\text{C}$  (Stamatiou E et al., 2005). Tingkat nukleasi akan mempengaruhi kualitas dari pembentukan *ice slurry*.



Gambar 2.7. Grafik Hubungan Temperatur dengan Fraksi Es dan Temperatur (T.A. Mouneer et al.,2011)

Berbeda dengan grafik diatas, meskipun dengan sistem pembuatan *ice slurry* yang sama, bentuk grafik penurunan temperatur berbeda. Grafik dibawah menunjukkan bahwa titik mulai nukleasi dimulai dari kenaikan temperatur. Hal ini sesuai dengan yang dijelaskan tentang pembentukan *ice slurry* sebelumnya (E. Stamatiou et al., 2005). Intinya adalah keadaan nukleasi dapat dilihat dari proses kenaikan temperatur setelah titik beku larutan atau ketika proses timbulnya kristal es meskipun tidak terjadi kenaikan temperatur.



Gambar 2.8. Grafik Hubungan Waktu dengan Temperatur dan Torsi Scraper (Frank Qin et al., 2006)

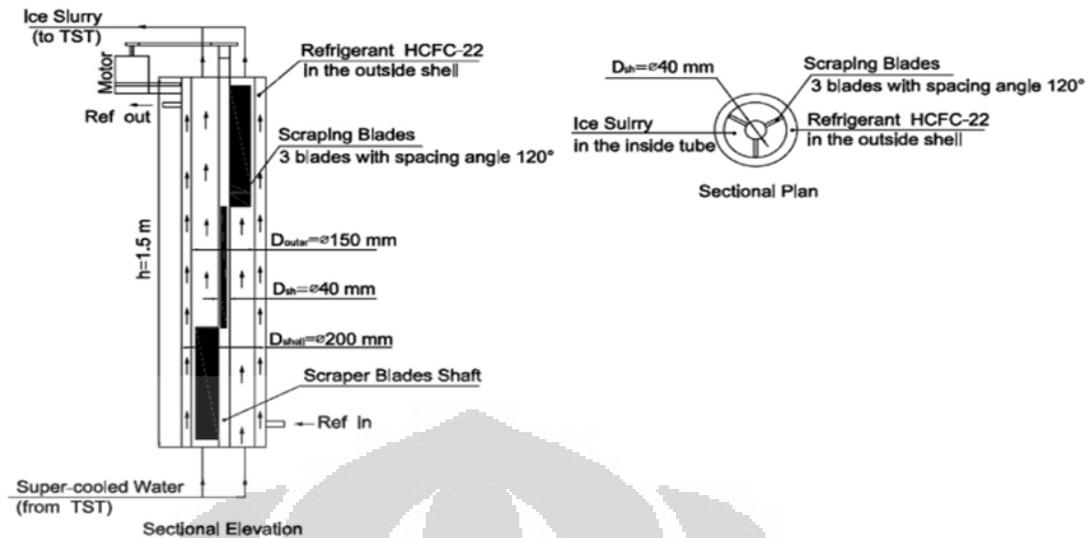
## 2.8. ALAT PEMBUAT ICE SLURRY

Pada dasarnya semua sistem pendingin pada alat pembuat *ice slurry* sama, pembedanya adalah evaporator yaitu tempat terjadinya *ice slurry*. Banyak variasi yang mulai ditawarkan untuk membuat *ice slurry*, namun aspek pembeda dari jenis-jenis sistem pembuat *ice slurry* adalah sistem perpindahan kalor dari refrigeran dan sistem pengambilan *ice slurry*.

### a. *Scraper Ice Slurry Generator*

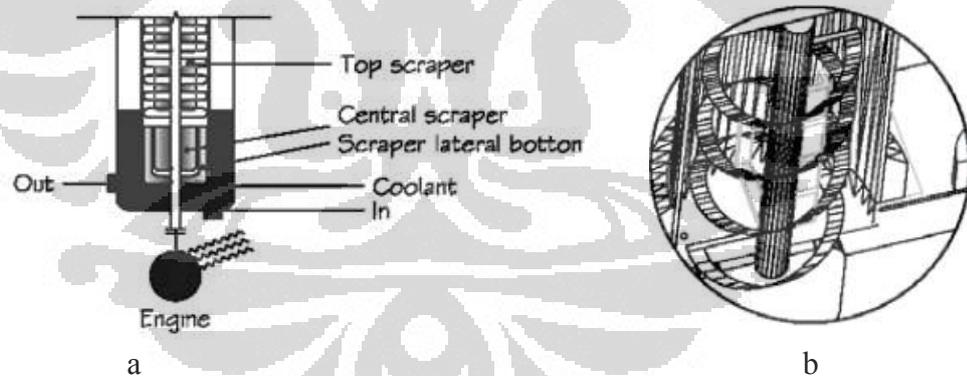
Secara garis besar terdapat beberapa komponen yang menjadi ciri khas dari *scraper ice slurry generator* yaitu *scraper* dan *shaft auger*. Fungsi dari *scraper* adalah mencegah untuk terbentuknya es pada dinding evaporator tergantung dari jarak bebas pemasangan. Semakin jauh jarak bebas pemasangan *scraper* dengan dinding semakin tidak efektif karena semakin berkurangnya perpindahan panas karena faktor *thermal resistance* dari es yang menempel di dinding. Banyak industri menggunakan sistem *scraper* karena lebih banyak menghasilkan fraksi es sekali bekerja dibanding sistem lain (E. Stamatioua et al., 2005, T A Mouneer et al., 2011).

Selain *scraper* terdapat agitator untuk meratakan aliran dalam evaporator sehingga temperatur merata. Peletakan refrigerant dibuat dengan pipa tembaga yang melingkari evaporator (Shell and Tube).



Gambar 2.9. Scraper Ice Slurry Generator (T A Mouneer et al., 2011)

Sistem scraper dapat dimodifikasi, M. Miguel Leon (2006) dalam *International Refrigerant and Air Conditioning Conference* memodifikasi sistem scraper dengan membuat helical scraper dan sistem refrigeran banjir untuk perpindahan kalor.



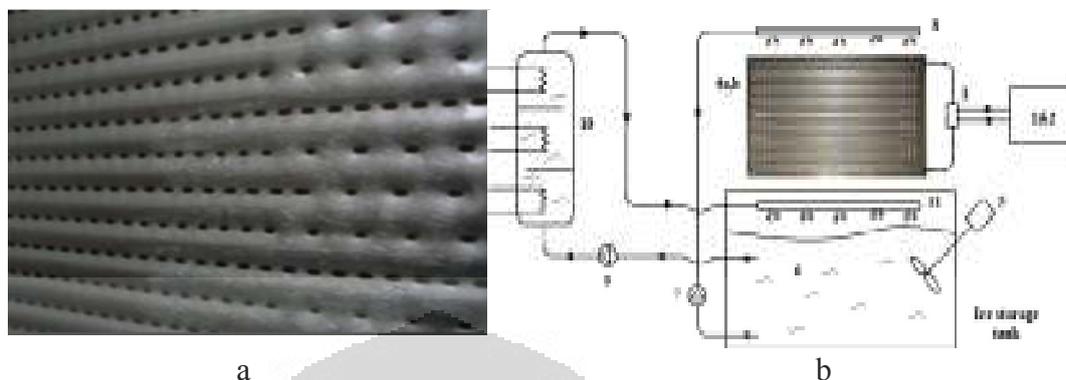
Gambar 2.10. Flooded Evaporator (a) dan Helical Scaper (b)

(M. Miguel Leon et al., 2006)

#### b. *Falling Liquid Film Ice Slurry*

Sistem kedua disebut *falling film* karena pengambilan ice slurry dengan sistem gravitasi dengan memanfaatkan panas dari sistem pendingin utama seperti *defrost* dari kalor setelah kondensor sehingga refrigeran menjadi subcooling. Sistem ini tidak menggunakan motor untuk shaft auger. Sedangkan pembentukan

film ice slurry karena bentuk evaporator dengan bantuan pompa untuk mensirkulasi ice slurry.



Gambar 2.11. Sistem *Ice slurry* (a) dan Sistem Pendingin (b)

Pada gambar a, nomer 10 adalah evaporator dengan fluida yang dilewatkan dari secara gravitasi pada heat exchanger. Konsep ini mirip dengan sistem *defrost* pada sistem pendingin air conditioning untuk menjatuhkan ice slurry namun menggunakan sistem gravitasi dan bantuan liquid yang jatuh dari atas.

c. ***Falling Film (Orbital Rod Ice Slurry Generator)***

Sistem ini mempunyai konsep sama dengan sistem *scraper*, pembedanya adalah pada motor untuk *auger* tidak terdapat gesekan secara teori. Gerakan tanpa gesekan ini karena auger berputar secara rotasi dan sekaligus berputar terhadap dinding evaporator. Fungsinya ganda yaitu mencampur larutan dan mengambil ice slurry yang menempel di dinding evaporator, sehingga kecepatan putar dari auger sistem falling film lebih tinggi dibanding scaper namun daya power lebih kecil (E. Stamatioua et al., 2005).

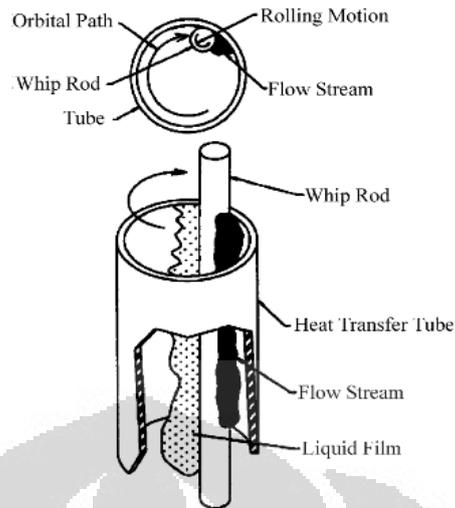
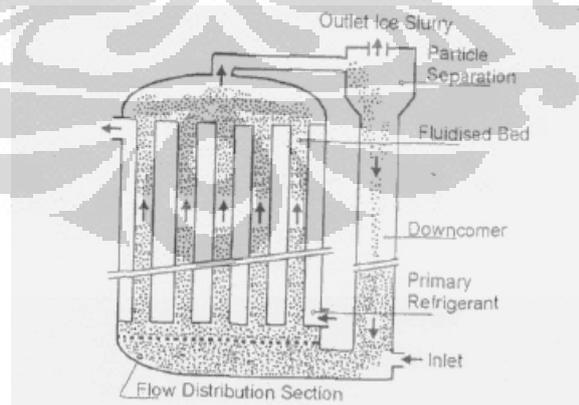


Fig. 4. Schematic of an orbital rod ice slurry generator (Courtesy of Paul Mueller Company).

Gambar 2.12. *Orbital Rod Ice Slurry Generator* (E. Stamatidou et al., 2005)

#### d. *Fluidized bed*

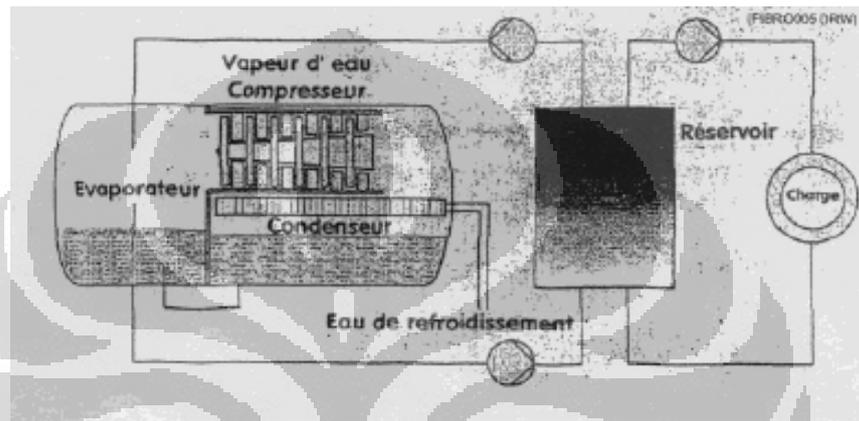
Metode keempat menggunakan mekanisme *bed heat exchanger*, dimana larutan akan terbentuk *ice slurry* dengan bantuan pipa kecil yang didorong oleh daya pompa (Pronk et al., 2005). Aliran refrigeran melewati evaporator berupa pipa-pipa kecil, dengan sistem membanjiri pipa besar tempat pipa kecil. Pompa membantu mensirkulasi larutan sampai terbentuk *ice slurry*, kemudian akan berpisah pada diameter tertentu melalui *mesh* dengan sistem gravitasi.



Gambar 2.13. Fluidized Bed (Michel Barth)

### e. *Vacuum Freezing*

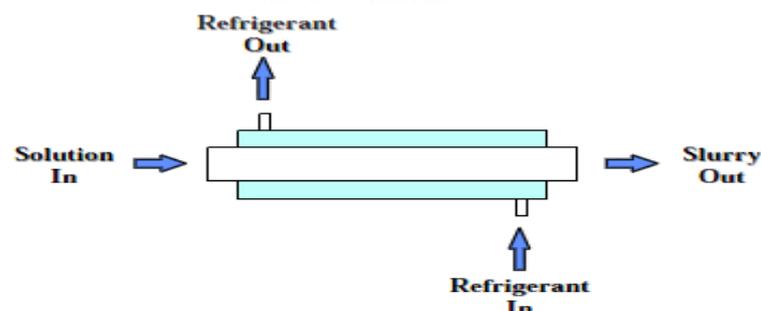
Metode kelima adalah menggunakan tekanan vakum pada evaporator untuk menurunkan temperatur dari fluida untuk membantu pembentukan kristal es. Metode ini dengan bantuan *vacuum pump* yang diletakkan pada tabung evaporator. Asaoka meneliti larutan ethanol dengan metode *vacuum freezing* (Asaoka et al., 2006), sedangkan Hasegawa mencoba dengan air murni untuk menghasilkan *ice slurry* dengan metode yang sama (Hasegawa et al., 2002).



Gambar 2.14. Vacuum Freezing (Michel Barth)

### f. *Supercooled Slurry Ice Production*

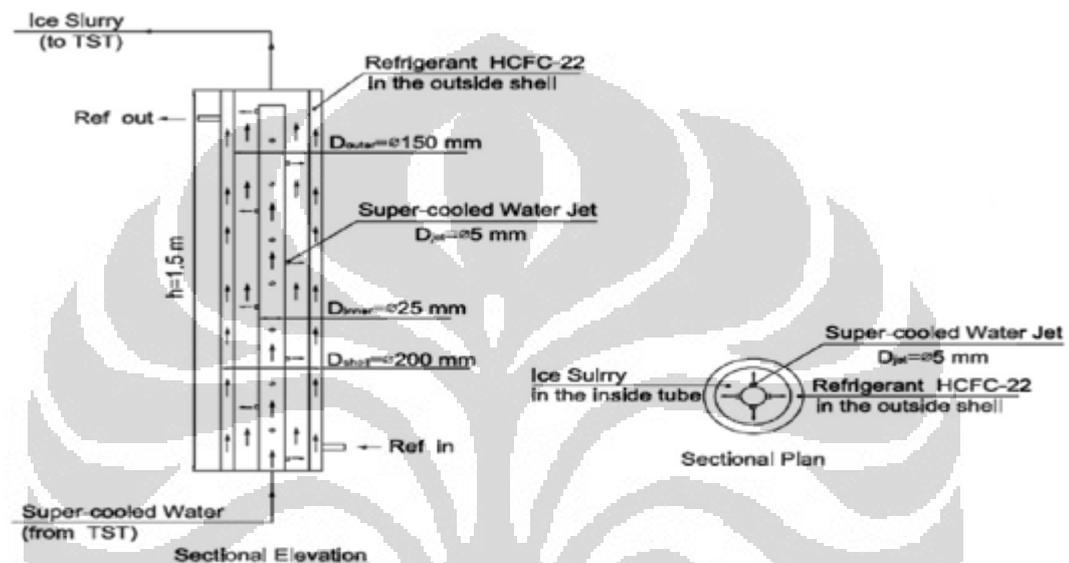
*Supercooled Slurry Ice Production* adalah metode pembuatan *ice slurry* dengan prinsip *water supercooling*. Sebuah aliran air dengan kecepatan rendah, dapat disuperdingin dengan beberapa derajat dibawah normal titik beku tanpa pembentukan es di dinding. Sehingga sebelum meninggalkan evaporator, aliran supercooled water diganggu dengan pembentukan es kristal. Jumlah dari fraksi es yang terbentuk tergantung dari supercooling dari larutan yang meninggalkan evaporator, dimana mempunyai ketetapan fraksi es tertentu sebesar 1,25 % per °C.



Gambar 2.15. Supercooled Slurry Ice Production (SlurryICE™ Manual Book)

### g. *Super Cooled Water Jet*

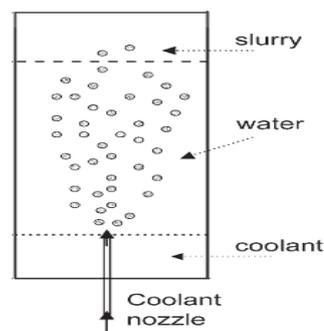
Model ini menggunakan prinsip water jet untuk meningkatkan kecepatan aliran sehingga dapat mengambil es yang berada di dinding. Pompa menjadi bagian utama untuk mendapatkan tekanan aliran sehingga dapat dikonversi menjadi kecepatan lebih besar. *Super Cooled Water Jet* dikembangkan oleh T A Mouneer et al (2011). Berbeda dengan model *scraper*, karena model ini tanpa menggunakan motor untuk memutar *shaft auger*.



Gambar 2.16. *Super Cooled Water Jet* (T A Mouneer et al., 2011)

### h. *Direct Contact Heat Transfer*

Model *direct contact heat transfer* menggunakan sistem *coolant nozzle* yang di injeksi ke dalam larutan, dengan kata lain refrigeran dicampur dengan larutan di dalam evaporator. Dalam aplikasinya model ini dapat menghasilkan 40% fraksi es (N.E. Wijesundera et al., 2004).



Gambar 2.17. *Coolant Nozzle* (N.E. Wijesundera et al., 2004)

## 2.9. LARUTAN PEMBENTUK ICE SLURRY

Dasar *ice slurry* adalah pemberian larutan pada air, sehingga larutan mempunyai titik beku rendah untuk membuat perbedaan potensial kimia. Penentuan larutan sangat mempengaruhi nilai dari tingkat keefektifan dari pembentukan *ice slurry*. Sehingga dalam penentuan larutan beberapa aspek harus diperhatikan yaitu volume kapasitas panas dan viskositas dari larutan, selain itu juga tingkat keracunan, korosi dan biaya untuk penambahan larutan ( Guilpart et al.,2006).

Dibawah ini ditunjukkan kapasitas maksimum dan minimum dari berbagai pelarut yang telah diaplikasikan dalam industri dan masuk dalam jangkauan perhitungan yang biasa digunakan. Dimana  $x$  adalah konsentrasi dari pelarut dimana minimum di 0 dan  $T$  adalah temperatur dimana maksimal kerja sampai  $20^{\circ}\text{C}$ .

Tabel 2.2. Daftar Komposisi Larutan Yang Telah Dikalkulasi (Guilpart et al., 2006)

Abbreviation	Full name	$x_{max}$	$T_{min}$
EG	Ethylene glycol	0.561	-45.0
PG	Propylene glycol	0.57	-45.0
EA	Ethyl alcohol	0.601	-45.0
MA	Methyl alcohol	0.443	-45.0
GL	Glycerol	0.63	-40.0
NH <sub>3</sub>	Ammonia	0.236	-50.0
K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	Potassium carbonate	0.39	-35.0
CaCl <sub>2</sub>	Calcium chloride	0.294	-45.0
MgCl <sub>2</sub>	Magnesium chloride	0.205	-30.0
NaCl	Sodium chloride	0.226	-20.0
KaC	Potassium acetate	0.41	-45.0
KFo	Potassium formate	0.48	-50.0

Setiap larutan mempunyai efek masing-masing baik dari segi keracunan, mudah terbakar dan lain-lain. Dengan kata lain sebelum memilih larutan sebagai media *ice slurry*, perlu dipertimbangkan efek-efeknya. Berikut adalah efek-efek dari pemakaian beberapa larutan.

Tabel 2.3. Efek Campuran Larutan (A Melinder,. 2010)

Type of additive Symbol	Propylene glycol PG	Ethyl alcohol EA	Ammonia NH <sub>3</sub>	Sodium chloride NaCl
Chemical formula	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> O <sub>2</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> O	NH <sub>3</sub>	NaCl
Molar mass (g mol <sup>-1</sup> )	76.09	46.07	17.03	58.44
Additive conc. (wt%) <sup>a</sup>	15.2/25.4	13.7/23.8	4.19/7.78	7.9/14.1
Density (kg m <sup>-3</sup> ) at 20 °C <sup>a</sup>	1009.8/1019.1	980.5/954.5	980.4/966.0	1055/1101
Refractive index, n <sub>D</sub> at 20 °C <sup>a</sup>	1.3495/1.3613	1.3403/1.3461	1.3350/1.3369	1.3468/1.3577
Boiling point at 1 atm (°C) <sup>a</sup>	100.9/101.6	89.9/86.9	84.9/74.5	101.3/102.8
Surface tension at 20 °C (m Nm <sup>-1</sup> ) <sup>a</sup>	64.3/60.8	44.9/38.6	67.7/64.5	74.3/76.3
pH value (100 g l <sup>-1</sup> , H <sub>2</sub> O; 20 °C)	6.5–8	≈ 7	Strong alkalic	4.5–7
Toxicity, LD <sub>50</sub> oral rat (mg kg <sup>-1</sup> )	19400	6200	350	2800
Toxicity, Human lethal dose (ml kg <sup>-1</sup> )	> 15	47.5	No value found	No value found
Hazard marks	-	F	C,N	Xi
Odour, at 20 °C	No odour	Pleasant	Sharp	Salt

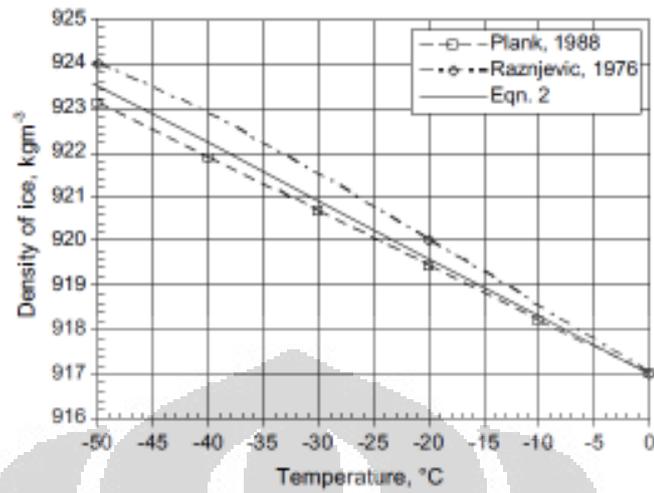
<sup>a</sup> Values given are for additive concentrations giving  $\eta = -5\text{ }^{\circ}\text{C}/-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Beberapa kesimpulan dari tabel diatas adalah EA mudah terbakar dan memabukkan sehingga biasanya pada aplikasi ditambahkan isopropanol atau n-butanol untuk mencegah pengkonsumsian. NH<sub>3</sub> mudah menimbulkan korosi serta berbahaya terhadap lingkungan serta NaCl menimbulkan iritasi. Berbeda dengan PG yang bersifat kebalikan dari semua larutan diatas. LD<sub>50</sub> oral rat adalah tingkat racun dari tingkat dosis kematian, parameter ini ditunjukkan dalam milligram adiktif per kilogram pada 50% binatang yang terbunuh pada penelitian di labolatorium. Nilai rendah dari LD<sub>50</sub> berarti larutan sangat berbahaya dan mematikan. Dari data diatas yang berbahasa dari segi LD<sub>50</sub>. Parameter ini hanya ada pada larutan dua jenis fluida. (Melinder, 2008).

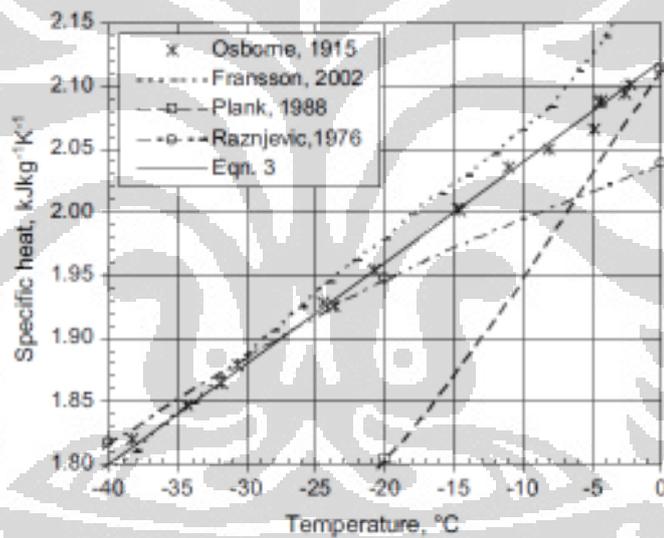
## 2.10. SIFAT THERMOFLUID ICE SLURRY

Pada dasar *ice slurry* adalah gabungan dari partikel es dan liquid pada temperatur yang sama, sehingga untuk menentukan propertis thermofluida *ice slurry*.

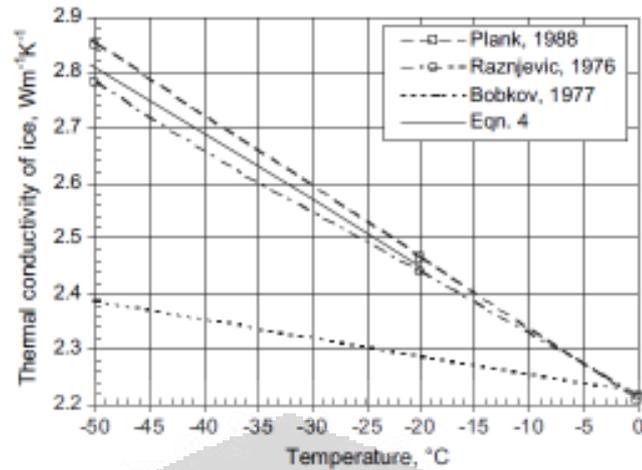
## Propertis Es



Gambar 2.18. Hubungan Temperatur dengan Masa Jenis Es (A Melinder,. 2010)



Gambar 2.19. Hubungan Temperatur dengan Kalor Specific Es (A Melinder,. 2010)



Gambar 2.20. Hubungan Temperatur dengan Konduktivitas Thermal  
(A Melinder, 2010)

Persamaan yang dibuat oleh A Melinder, 2010 untuk masa jenis, enthalpy, heat spesifik dan konduktivitas termal es berdasarkan temperatur antara lain

$$\rho_{ICE} = 917 - 0.13T \quad (9)$$

$$h_{ICE} = -332.4 + T(2.12 + 0.008T) \quad (10)$$

$$Cp_{ICE} = 2.21 - 0.008T \quad (11)$$

$$k_{ICE} = 2.21 - 0.012T \quad (12)$$

### Fraksi Es

Untuk menghitung fraksi es dari *ice slurry* yang terbentuk dapat menggunakan perhitungan dengan variabel masa jenis. Nilai fraksi es yang besar adalah tujuan dari *ice slurry generator*, namun hal itu biasanya mempengaruhi faktor lain seperti diameter. Semakin banyak fraksi es yang dihasilkan maka semakin efektif cara kerja dari evaporator *ice slurry generator*.

(Jean-Pierre Be'de'carrats et al, 2009) dan Cecilia Hägg (2005)

$$\begin{aligned}
\rho_{IS} &= \frac{1}{\frac{C}{\rho_{ICE}} + \frac{(1-C)}{\rho_{CF}}} \\
\rho_{IS} \left( \frac{\rho_{CF}C + \rho_{ICE}(1-C)}{\rho_{ICE}\rho_{CF}} \right) &= 1 \\
C &= \left( \frac{\rho_{CF}\rho_{ICE}}{\rho_{IS}} - \frac{\rho_{IS}\rho_{ICE}}{\rho_{IS}} \right) \frac{1}{\rho_{CF} - \rho_I} \\
C &= \frac{\rho_{ICE}}{\rho_{IS}} \left( \frac{\rho_{CF} - \rho_{IS}}{\rho_{CF} - \rho_{ICE}} \right)
\end{aligned}
\tag{13}$$

Dimana :

C adalah fraksi es

$\rho_{CF}$  adalah masa jenis dari fluida pada temperatur tertentu ( $\text{kg/m}^3$ )

$\rho_{ICE}$  adalah masa jenis dari es pada temperatur tertentu ( $\text{kg/m}^3$ )

$\rho_{IS}$  adalah masa jenis dari *ice slurry* pada temperatur tertentu ( $\text{kg/m}^3$ )

### Viskositas Dinamik

Viskositas (kekentalan) adalah sifat fluida yang didasari diberikannya tahanan terhadap tegangan geser oleh fluida tersebut. Hukum Aliran Newtonian menyatakan bahwa untuk laju aliran maka viskositas berbanding lurus dengan tegangan geser. Pada dasarnya viskositas disebabkan karena kohesi dan pertukaran momentum molekuler diantara lapisan layer fluida pada saat fluida tersebut mengalir. Viskositas dipengaruhi oleh beberapa hal, antara lain temperatur, konsentrasi larutan, bentuk partikel, dan sebagainya.

Viskositas dinamik adalah perbandingan tegangan geser dengan laju perubahannya. Kekentalan dari suatu fluida diukur melalui kemampuan fluida lewat dengan debit tertentu dan panjang tertentu. Untuk menghitung viskositas dinamik dapat menggunakan persamaan dari D.G. Thomas (1965) dan Jacques Guilpart et al (2006).

$$\mu_{IS} = \mu_{CF} (1 + 2.5C + 10.05C^2 + 0.00273e^{(16.6C)})
\tag{14}$$

Dimana :

$\mu_{IS}$  adalah viskositas dinamik *ice slurry* pada temperatur tertentu (kg/m.s)

$\mu_{CF}$  adalah viskositas dinamik larutan pada temperatur tertentu (kg/m.s)

### Viskositas Kinematik

Viskositas kinematik merupakan perbandingan viskositas dinamik terhadap kerapatan masa jenis dari fluida tersebut.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_{IC}} \quad (15)$$

Dimana :

$\nu$  adalah viskositas kinematik (m<sup>2</sup>/s)

$\rho_{IC}$  adalah masa jenis dari fluida pada temperatur tertentu (kg/m<sup>3</sup>)

### Enthalpi

Enthalpi adalah suatu kemampuan untuk menerima dan melepas kalor. Untuk menentukan enthalpi dari *ice slurry* dapat menggunakan persamaan dari T. Kousksou et al (2010). Total Enthalpi

$$\rho_{IS}H = (1-C)\rho_{CF}H_{CF} + C\rho_{ICE}H_{ICE} \quad (16)$$

Enthalpy liquid pada temperatur 0°C adalah 0 kJ/kg, sehingga persamaan enthalpy es adalah

$$H_{ICE} = -L_F + \int_0^T c_{ICE}(\theta)d\theta \quad (17)$$

$$H = \frac{(1-C)\rho_{CL}H_{CL} + C\rho_{ICE}H_{ICE}}{\rho_{IS}} \quad (18)$$

Sedangkan Menurut Epifanio L. Ticona et, al., (2004) menjelaskan bahwa

$$H_s = ((1-C)Cp_{CF} + C.Cp_{ICE})(T_s - 273.16) - H_L C \quad (19)$$

Dimana :

$H_s$  atau H adalah enthalpi *ice slurry* (kJ/kg)

$H_{ICE}$  adalah enthalpi es (kJ/kg)

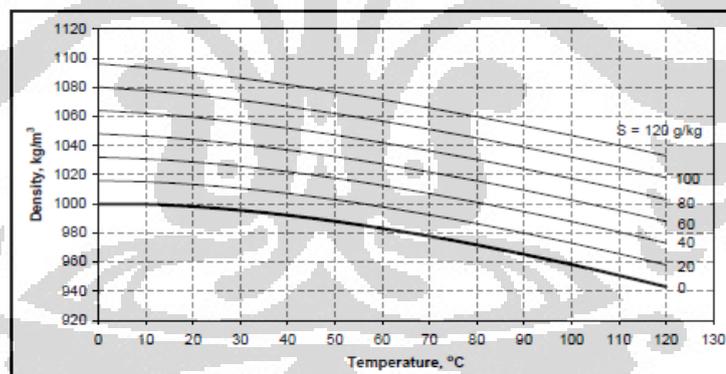
$L_F$  adalah kalor laten dari es (kJ/kg)

### Thermal Konduktivitas

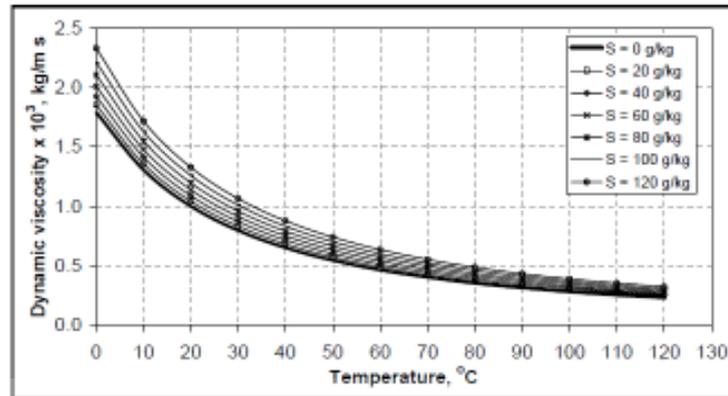
Thermal konduktivitas adalah kemampuan daya hantar kalor dari suatu material. Variabel ini hanya terjadi pada konduksi, dimana tidak ada perbendahahan molekul. Untuk fluida terdapat bagian dimana  $du/dy$  bernilai nol pada dinding benda yang dialirkan fluida. Untuk thermal konduktivitas dimodelkan Taref (1940) sebagai fungsi turunan dari temperatur.

$$k_{is} = k_{liq} \left( \frac{2k_{liq} + k_{ice} - C(k_{liq} - k_{es})}{2k_{liq} + k_{ice} + C(k_{liq} - k_{es})} \right) \quad (20)$$

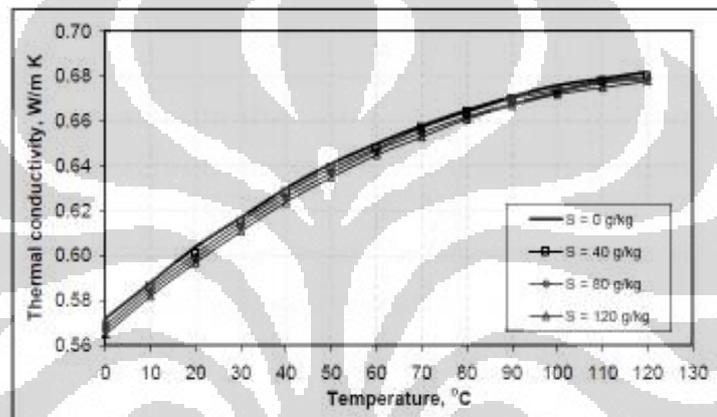
Untuk menghitung persamaan-persamaan diatas diperlukan data propertis dari air laut berdasarkan salinitas dan temperatur. Mustafa H et, al., (2010) telah meneliti thermofluida dari air laut berdasarkan temperatur dan salinitas dalam Jurnal *Desalination and Water Treatment*. Untuk perhitungan dapat digunakan interpolasi data berdasarkan salinitas dan temperatur dari air laut sehingga mendapatkan parameter yang diinginkan.



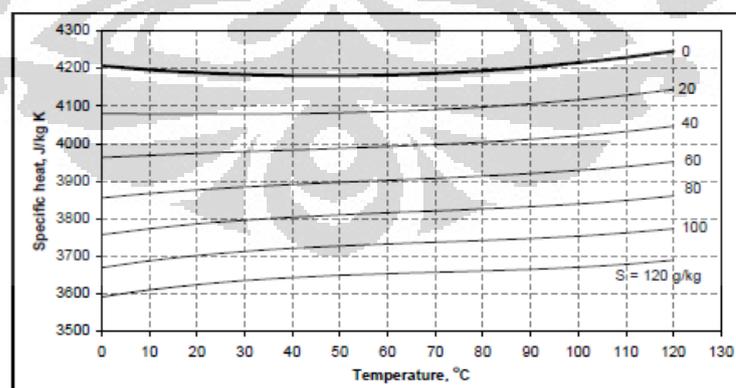
Gambar 2.21. Hubungan Temperatur dengan Masa Jenis dan Salinitas  
(Mustafa H et, al., 2010)



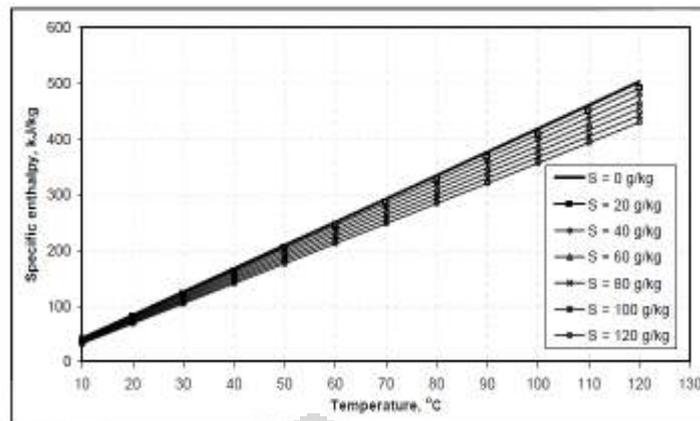
Gambar 2.22. Hubungan Temperatur dengan Viskositas Dinamik dan Salinitas  
(Mustafa H et, al., 2010)



Gambar 2.23. Hubungan Temperatur dengan Thermal Konduktivitas dan Salinitas  
(Mustafa H et, al., 2010)



Gambar 2.24. Hubungan Temperatur dengan Kalor Spesifik dan Salinitas  
(Mustafa H et, al., 2010)



Gambar 25 Hubungan Temperatur dengan Enthalpi dan Salinitas  
(Mustafa H et, al., 2010)

Grafik yang ditampilkan diatas mempunyai tingkat akurasi masing-masing, antara lain :

Tabel 2.4. Tingkat Keakuratan Data Propertis Air Laut (Mustafa H et, al., 2010)

Variabel	Akurasi
Masa Jenis	0.1 %
Enthalpi	0.5 %
Cp	0.28 %
Thermal Konduktivitas	3 %
Viskositas Dinamik	1.5 %

Selain parameter diatas, tingkat thermofluida dari *ice slurry* dapat dilihat dari diameter dan bentuk partikel es yang terbentuk. Kasza dan Hayashi (2001) telah meneliti tentang skala mikro yang menitikberatkan kepada bentuk dan permukaan dari *ice slurry*. Gambar 26a menunjukkan contoh *ice slurry* yang jelek dibuat dari blender, bentuk dendritic partikel dengan bentuk sangat kasar, panjang dan dari kelompok kusut yang luas disebabkan pengisian dan partikel *globular* dengan kekasaran permukaan yang kusut ke arah jumlah yang kecil namun masih jauh dari optimum. Berbeda pada gambar 26b, dengan menggunakan metode melibatkan larutan kimia yang mengurangi titik beku pada larutan menghasilkan

bentuk partikel es yang mempunyai permukaan lembut dan memanfaatkan penambahan panas yang melelehkan kelembutan selama produksi es dengan hasil untuk meningkatkan tingkat fluiditas *ice slurry*. Pengurangan kekasaran permukaan dari partikel es menunjukkan pada es partikel yang besar dan dialirkan membuat slip satu dengan yang lain tanpa menggumpal. *Ice slurry* yang baik dibuat dari bentuk awal *globular*. Sedangkan bentuk es yang *dendritic* dapat ditingkatkan kualitasnya dengan penggunaan kimia dan panas untuk kelembutan permukaan namun tidak sama seperti pada bentuk *globular*. Kesimpulannya adalah bentuk skala mikro dari es kristal *globular* (permukaan lembut) dapat mempengaruhi tingkat tekanan jatuh karena slip antar partikel es yang tidak menggumpal.



Gambar 2.26. Bentuk Skala Mikro *Dendritic* dan *Globular* Partikel Es (Kasza and Hayashi, 2001a).

Dibawah adalah tampilan skala mikro dari larutan Asam Acrylic dan Ethyl Lactate yang dibuat sebagai media *ice slurry*.



Gambar 2.27. Mirroskopis *Ice slurry* Larutan Asam Acrylic dan Ethyl Lactate

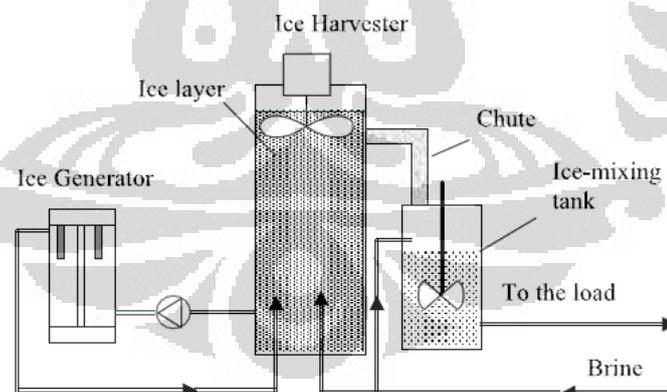
## 2.11. ICE SLURRY SEBAGAI PENDINGIN IKAN NELAYAN

Terdapat dua aspek lain yang mempengaruhi kualitas ikan selain pendinginan, yaitu pengerjaan dan kebersiahan. Pengerjaan yaitu memotong

bagian yang terluka untuk mencegah efek bakteri, sedangkan kebersihan dapat dilakukan dengan menghilangkan sumber bakteri dengan langsung membersihkan ikan setelah ditangkap dan menggunakan peralatan yang higienis. Namun dari ketiga efek diatas, efek pendinginan sangat dominan dalam menjaga kualitas ikan.

Pendinginan ikan pada kapal ikan tradisional biasanya menggunakan es batu dan es flake. Dewasa ini, *ice slurry* menjadi pilihan populer terbaik karena performa *ice slurry* lebih baik dibanding es flake untuk menjaga kualitas ikan. *Ice slurry* sebagai pendinginan ikan dapat menjaga agar tidak ada udara antara ikan dan es, sehingga pendinginan ikan menjadi cepat karena luas permukaan bidang kontak lebih besar dan pertumbuhan bakteri menjadi lebih lambat yang membuat memperpanjang daya hidup ikan. (Wang et al.,1999). Selain itu, karena pembuatan *ice slurry* dengan pemberian konsentrasi larutan, maka titik beku dari larutan yang lebih rendah membuat secara biologi mengaktifkan fungsi protein dan material probiotik dijaga dari bahaya panas (T.Vajda,.1999).

Fungsi lain dari *ice slurry* terhadap pendinginan ikan adalah waktu pendinginan ikan tiga kali lebih cepat dibanding es flake untuk menurunkan sampai temperatur 2°C (J Paul,.2002).



Gambar 2.28. Skema Instalasi *Ice slurry* Sistem Untuk Kapal Ikan  
(Wang et al.,1999)

Es Generator berfungsi sebagai alat penukar kalor dari air laut ke refrigeran sampai temperatur 8°C, kemudian air laut dengan temperatur rendah tersebut mengalir dengan bantuan pompa ke tangki lebih besar untuk menurunkan

temperatur. Pada tanki tersebut biasa disebut tanki *harvest* (pemanen), karena pada tanki ini sistem pembuat *ice slurry* berada, misalnya *scraper* dan *auger shaft* yang membantu mengambil *ice slurry* yang timbul di dinding tanki. Tanki *harvest* biasanya dilengkapi oleh injeksi air laut untuk mendorong fraksi es yang berada diatas liquid karena masa jenisnya yang lebih rendah menuju tanki ketiga. Kemudian fraksi es pada tanki ketiga tersebut dicampur dengan air laut dan diaduk agar temperatur tetap terjaga, penambahan air laut ke tanki ketiga yang penuh dengan fraksi es karena faktor teknis dan produk yang didinginkan.

Tabel 2.5. Batas Tidak Layak Makan Terhadap Temperatur Penyimpanan Ikan (Masyamsir, 2001)

Temperatur Penyimpanan	Batas Tidak Layak Makan
16 °C	1-2 hari
11 °C	3 hari
5 °C	5 hari
0 °C	14-15 hari

Pemasangan alat pembuat *ice slurry* di kapal ikan biasanya untuk kapal nelayan berukuran besar (nelayan bulanan). Namun untuk di Indonesia pemanfaatan *ice slurry* dapat diaplikasikan pada kapal motor (inboard motor). Tidak semua ukuran kapal dapat memanfaatkan alat pembuat *ice slurry* karena beberapa faktor yang harus dipertimbangkan, antara lain :

- Tingkat kestabilan kapal.
- Penambahan draft/kedalaman.
- Jumlah hasil tangkapan ikan rata-rata.
- Lama dan jangkauan mencari ikan.
- Luas ruangan yang tertutup dan terbuka.
- Tingkat ekonomi.
- Kearifan lokal pengguna alat.

Ukuran kapal ikan diatas 20 GT di Indonesia berdasarkan data Kementrian Kelautan dan Perikanan (2010) berjumlah sekitar 155.922 unit atau 26 % dari total

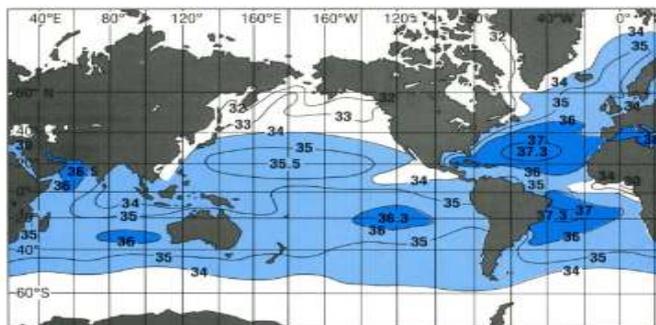
kapal ikan di Indonesia. Sistem nelayan di Indonesia dapat disebut gotong royong yang digambarkan dengan pemilik kapal mengajak saudara-saudara dan tetangga yang tidak mempunyai penghasilan untuk ikut berlayar. Dengan kata lain selain faktor diatas juga harus dipertimbangkan tentang sifat masyarakat Indonesia. Harapannya adalah pendapatan nelayan dapat naik dengan penambahan teknologi namun tidak menghilangkan nilai gotong royong pada nelayan. Karena dengan teknologi baru bisa dimungkinkan pengurangan anggota nelayan pada kapal tersebut.



Gambar 2.29. Kapal Ikan berukuran sekitar 20 GT di Muara Angke (Data Pribadi)

## 2.12. ICE SLURRY BERBAHAN DASAR AIR LAUT

Salinitas adalah kadar garam terlarut dalam air. Satuan salinitas adalah per mil (‰), yaitu jumlah berat total (gr) material padat seperti NaCl yang terkandung dalam 1000 gram air laut (Wibisono, 2004). Salinitas merupakan bagian dari sifat fisikkimia suatu perairan, selain suhu, pH, substrat dan lain-lain. Salinitas dipengaruhi oleh pasang surut, curah hujan, penguapan, presipitasi dan topografi suatu perairan. Akibatnya, salinitas suatu perairan dapat sama atau berbeda dengan perairan lainnya, misalnya perairan darat, laut dan payau. Satuan yang ditunjukkan dalam menghitung salinitas adalah *part per thousand* (ppt) atau dengan *practical salinity unit* (psu). Kisaran salinitas air laut adalah 30-35‰, estuari 5-35‰ dan air tawar 0,5-5‰ (Nybakken, 1992).



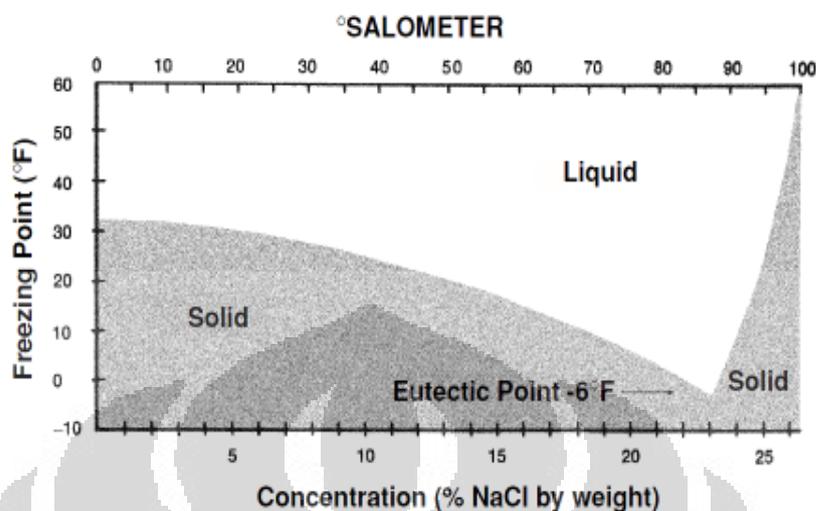
Gambar 2.30. Peta Kadar Salinitas (Calor M Lalli, 2006)

Dalam percobaan, penggunaan air laut untuk pembuatan es biasa diwakilkan dengan larutan NaCl. Hal ini karena komposisi NaCl lebih besar dibanding komposisi ion yang lain. Pada tabel 2.6 yang menunjukkan komposisi ion air laut pada salinitas 35 ppt menunjukkan bahwa NaCl mempunyai 85.65 % dari berat garam air laut. Sehingga tidak heran jika untuk membuat es digunakan larutan NaCl yang lebih mudah didapatkan saat jauh dari garis pantai.

Tabel 2.6. Propertis Air Laut pada Salinitas 35 ppt

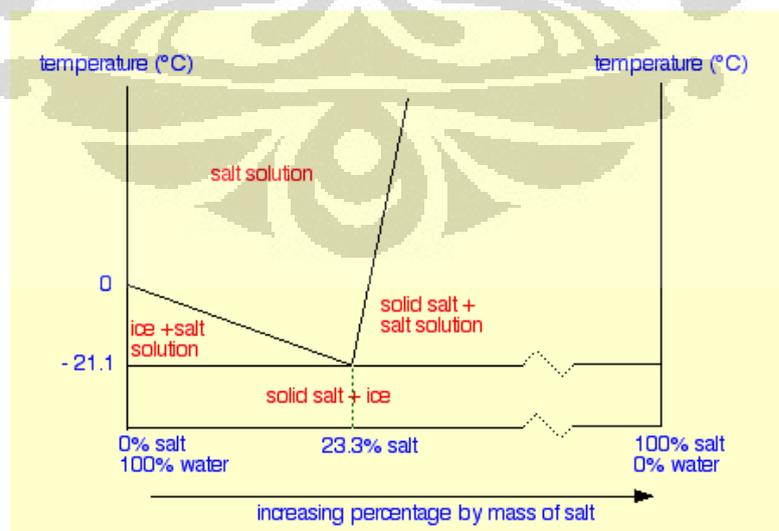
Ion	Concentration (g/kg)	% Berat dari Air Laut
Chloride (Cl <sup>-</sup> )	18.98	55.04
Sodium (Na <sup>+</sup> )	10.56	30.61
Sulphate (SO <sub>4</sub> <sup>2-</sup> )	2.65	7.68
Magnesium (Mg <sup>2+</sup> )	1.27	3.69
Calcium (Ca <sup>2+</sup> )	0.4	1.16
Potassium (K <sup>+</sup> )	0.38	1.1
Bicarbonate (HCO <sub>3</sub> <sup>-</sup> )	0.16	0.41
Bromide (Br <sup>-</sup> )	0.07	0.19
Borate (H <sub>3</sub> BO <sub>3</sub> )	0.03	0.07
Strontium (Sr <sup>2+</sup> )	0.01	0.04

K. S. Hilderbrand (1999) menunjukkan grafik hubungan persentase NaCl dalam larutan terhadap salometer ( $^{\circ}\text{SAL}$ ) dan *freezing temperatur*.



Gambar 2.31. Hubungan Larutan NaCl dan Salinitas terhadap *Freezing Point* (K. S. Hilderbrand, 1998)

Perubahan fase dari air laut yang menunjukkan timbulnya es untuk *ice slurry*. Apabila dilihat di diagram perubahan fase suatu liquid, perubahan fase yang ditunjukkan pada gambar diatas berada disamping kanan kubah saturasi diagram T-s. Pada *ice slurry* perubahan fase dikembangkan dari liquid menjadi es dan liquid, serta dijaga sebelum menjadi solid *salt* dan es. Penjagaan ini dengan mengatur temperatur titik beku larutan yang dipengaruhi konsentrasi dari larutan tersebut.



Gambar 2.32. Diagram Solid-Liquid Larutan NaCl (<http://www.chemguide.co.uk/physical/phaseeqia/saltsoln.html>)

Pada grafik NaCl diatas, temperatur *eutectic* terjadi pada temperatur -21.1 °C. temperatur *eutectic* adalah temperatur batas dari larutan NaCl yang langsung berubah dari salt solution menjadi solid salt dan es tanpa dimulai ice dan salt solution. Persentase campuran pada keadaan tersebut disebut *mixture eutectic*.

Sesuai dengan hukum Raoult, apabila suatu liquid diberi larutan maka akan timbul kesetimbangan tekanan karena perbedaan tekanan parsialnya. Begitu juga Air laut yang merupakan campuran antara air dan larutan. Feistel et al (2008) telah meneliti antara hubungan salinitas terhadap titik beku dari air laut.

Tabel 2.7. Hubungan *freezing temperatur* dengan salinitas air laut (Feistel et al, 2008)

Salinitas (ppt)	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
Temperatur Beku (°C)	-0.269	-0.536	-0.803	-1.074	-1.348	-1.625	-1.908	-2.195	-2.487	-2.784	-3.087	-3.396	-3.711	-4.033

Sedangkan menurut data The Practical Salinity Scale 1978 and the International Equation of State of Seawater 1980, Unesco Technical Papers in Marine Science No.36 menunjukkan tabel hubungan *freezing temperatur* dengan salinitas air laut pada tabel 2.6

Tabel 2.8. Hubungan *freezing temperatur* dengan salinitas air laut

Salinitas (ppt)	0	5	10	15	20	25	30	35	40
Freezing Temp (°C)	0	-0.274	-0.542	-0.182	-1.083	-1.358	-1.638	-1.922	-2.212

## BAB 3

### RANCANGAN ALAT UJI DAN PROSEDUR PENGUJIAN

#### 3.1 RANCANGAN EVAPORATOR

##### 3.1.1 *Orbital Rod Ice Slurry Generator*

*Orbital Rod Ice Slurry Generator* adalah bentuk evaporator yang dibuat tanpa menggunakan *scraper* namun dengan poros yang dapat berotasi dan berevolusi terhadap dindingnya (Gambar 12). Menurut E. Stamatioua et al (2005) yang membandingkan sistem *orbital rod* dengan *scraper*, dengan *orbital rod* dapat memperhemat biaya 46 % sampai 73 %.

Dalam perancangan diperlukan data-data lingkungan dan data sistem kerja. Berikut adalah data-data yang dibutuhkan untuk perancangan alat.

Tabel 3.1. Data Lingkungan

Temperatur air	28 °C
Temperatur lingkungan	37 °C
Temperatur kondensasi	45 °C
Temperatur evaporasi	-20 °C
Temperatur ice	-4 °C
Massa beban	2.55 kg
Masa jenis air laut	1.02 kg/l
Chilling time	30 menit

Temperatur es diambil pada salinitas maksimum dan masa beban tergantung dari kemampuan daya evaporator.

#### **Beban *Ice slurry***

##### *Sensible Heat*

$$Q_s = m.c.\Delta T$$

c adalah kalor jenis, untuk air 3560 J/Kg.K

$$Q_s = 2.55 \times 3560 \times (28 - (-4)) = 290496 \text{ J}$$

##### *Laten Heat*

$$Q_l = m.L$$

L adalah kalor laten beku, untuk air 339840 J/Kg

$$Q_l = 2.55 \times 339840 = 866592 \text{ J}$$

Total Heat *Ice slurry*

$$Q = Q_s + Q_l = 290496 + 866592 = 1157088 \text{ J}$$

Chilling time 30 menit atau 1800 sekon, maka  $Q = 642.83 \text{ Watt}$

### Kalor Motor

Untuk kalor dari motor terdapat pada penggunaan motor dan shaft untuk evaporator. Kalor dari motor yang diterima produk ditetapkan oleh ASHRAE.

Tabel 3.2. Kalor Motor yang Diterima Produk (Principle of Refrigeration, R J Dosat)

HP	Connection load in refr space	Motor losses outside refr space	Connection load outside refr space
1/8-1/2	4250	2545	1700
1/2-3	3700	2545	1150
3-20	2950	2545	400

\*Satuan (Btu/HP-hour)

Penggunaan motor berada di luar evaporator namun terdapat putaran poros dari motor berdaya 1 HP, sehingga dipilih 1150 Btu/HP-hour

$$Q_m = 1150 \times 1055 \times 1 / 3600 = 337.014 \text{ Watt}$$

Dengan gesekan hanya 0.2 maka  $Q_{\text{shaft}} = 0.2 \times 337.014 = 67.4 \text{ Watt}$

### Kalor Generator

Beban Kalor Generator adalah beban kalor yang terbuang dari dinding, meskipun telah diberi isolasi.

Kalor Atas dan Bawah Evaporator

$$Q = h_1 A \Delta T + \frac{k_{st} A \Delta T}{\Delta x} + h_2 A \Delta T$$

## Kalor Dinding/Selimut Evaporator

$$Q = UA\Delta T$$

$$Q = \frac{2\pi L\Delta T}{\frac{1}{r_1 h_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{k} + \frac{1}{r_2 h_2}}$$

Dimana

U adalah total koefisien kalor

$r_1$  adalah jari-jari terluar isolasi

$r_2$  adalah jari-jari terluar refrigeran

$h_1$  adalah koefisien konveksi lingkungan

$h_2$  adalah koefisien konveksi refrigeran

$k_{is}$  adalah koefisien konduksi isolasi

$k_{st}$  adalah koefisien konveksi stainless steel

L adalah panjang evaporator

Tabel 3.3. Data Dimensi, Thermal Konduktivitas, dan Koefisien Konveksi

Diameter dalam	0.0635 m	k stainless steel	1.7 W/ m.K
r dalam	0.03175 m	k polyurathane	0.025 1.7 W/ m.K
r stainless steel	0.03375 m	x polyurathane	60 mm
r polyuretan	0.09375 m	x stainless steel	2 mm
h lingkungan	9.37 W/ m <sup>2</sup> .K	Panjang	1.2 m
h refrigeran	9.37 W/ m <sup>2</sup> .K		

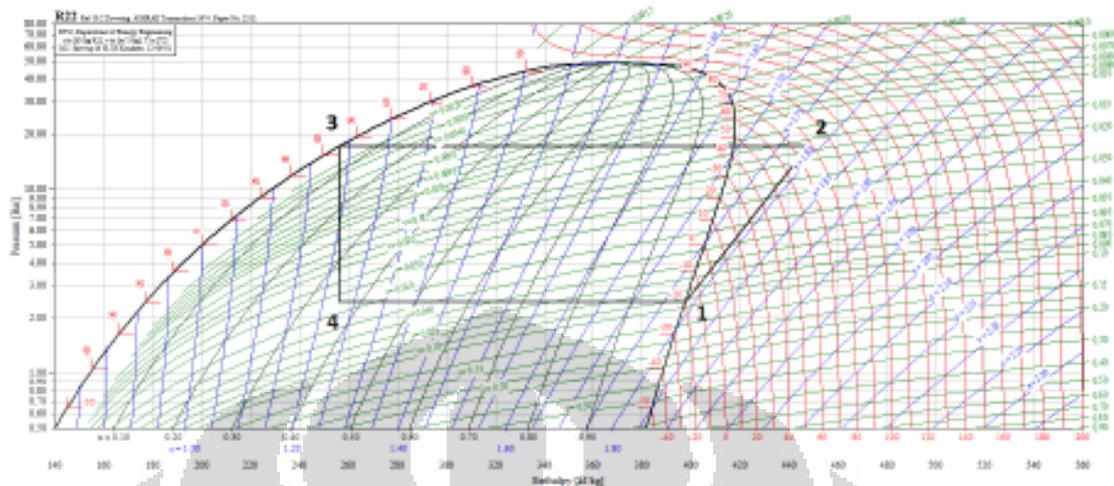
Kalor untuk atas dan bawah evaporator adalah  $2 \times 0.0387 \text{ Watt} = 0.0775 \text{ Watt}$ , sedangkan kalor untuk diding/selimut adalah  $35.01 \text{ Watt}$ . Total kalor generator adalah  $35.089 \text{ Watt}$

### Total Beban Kalor

Beban <i>Ice slurry</i>	642.83 Watt
Beban Gesekan Motor	67.4 Watt
Beban Dinding Evaporator	35.089 Watt
Total	745.32 Watt
Safety Factor 10%	819.8 Watt = 0.8198 kW

## Diagram P-H Temperatur Kerja

Software : CoolPack



Gambar 3.1. Grafik P-H Tekanan Kerja (Ideal)

Dari temperatur kerja kemudian di plot di P-h diagram dalam keadaan idela dan belum terjadi superheat serta subcooling didapatkan properties setiap titik.

Tabel 3.3. Data Properties Setiap Titik

Posisi	Temperatur	Tekanan	Enthalpi
Titik 1	-20 °C	2.448 Bar	397.47 kJ/kg
Titik 2	77.86 °C	17.29 Bar	447.742 kJ/kg
Titik 3	45 °C	17.29 Bar	256.384 kJ/kg
Titik 4	-20 °C	2.448 Bar	256.384 kJ/kg

### Laju Masa

Untuk mencari laju masa digunakan hubungan antara beban pendinginan dengan kalor pada efek refrigerasi.

$$\dot{m} = \frac{Q_{tot}}{h_1 - h_4} = 0.8198 / (397.47 - 256.384) = 0.005803 \text{ Kg/s}$$

### Kerja Kompresor

Untuk menentukan kerja kompresor menggunakan persamaan 2 dengan laju masa dari perhitungan sebelumnya.

$$W_{com} = 292.07 \text{ Watt} = 0.397 \text{ HP}$$

### Coefficient of Performa

Coefficient of Performa sistem pada keadaan ideal saat awal perancangan dengan menggunakan persamaan 5.

$$\text{COP} = (397.47 - 256.384) / (447.742 - 397.47) = 2.81$$

### Panjang Evaporator

Untuk menentukan panjang evaporator, harus ditentukan konversi antara dimensi dengan volume produk. Dengan masa sebesar 2.55 kg dan diameter dalam diameter dalam 0.0635 m (2.5 inch) dan diameter luar 0.0762 m (3 inch) maka panjang minimum evaporator adalah 0.8 meter. Model refrigeran evaporator adalah flooded evaporator maksudnya refrigeran membanjiri produk, dengan kata lain panjang evaporator mempengaruhi produk secara langsung dengan beban sama.

Asumsi :

- ✓ Temperatur Lingkungan dan temperatur evaporator adalah temperatur inlet dan outlet yang hanya bersirkulasi sekali (Temperatur Film).
- ✓ Beban dari evaporator dianggap sebagai sistem isothermal

Perhitungan perpindahan kalor hanya dari refrigeran (R-22) yang menerima kalor dari air laut.

*Temperatur Film R-22 (Inlet dan Outlet)*

$$T_f = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$$

$$T_f = (-20 + 37)/2 = 8.5 \text{ } ^\circ\text{C} = 281.5 \text{ K}$$

$$T_{dinding} = (-4 + 28) = 24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Tekanan Kerja Evaporator} = 2.448 \text{ bar} = 0.2448 \text{ MPa}$$

Menggunakan software *RefProp* untuk refijeran R-22 dengan temperature film dan dinding pada tekanan kerja didapatkan properties sebagai berikut

$$\rho = 9.5026 \text{ kg/m}^3$$

$$v = 0.01242 \text{ cm}^2/\text{s} = 0.01242 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 9.6259 \text{ mW/m.K} = 9.6259 \times 10^{-3} \text{ W/m.K}$$

$$c_p = 0.6705 \text{ kJ/Kg.K} = 670.5 \text{ J/Kg.K}$$

$$\rho_w = 8.897 \text{ kg/m}^3$$

$$v_w = 0.0141 \text{ cm}^2/\text{s} = 0.0141 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\mu = \rho \times v$$

$$\mu = 1.18 \times 10^{-5} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

$$\mu = 1.254 \times 10^{-5} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

#### *Diameter Hidrolik*

$$D_H = \frac{4A}{P}$$

$$A \text{ selisih diameter besar dan kecil} = 0.0011566 \text{ m}^2$$

$$\text{Keliling (diameter besar dan kecil)} = 0.438 \text{ m}$$

$$D_H = 4 \times 0.0011566 / 0.438 = 0.0105 \text{ m}$$

#### *Kecepatan Fluida*

$$\dot{m} = \rho \times v \times A$$

$$v = 0.51889 \text{ m/s}$$

#### *Prandtl Number*

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu \cdot c_p}{k}$$

$$Pr = 0.8221$$

#### *Reynold Number*

$$Re = \frac{vd}{\nu}$$

$$Re = 4406.38$$

Untuk aliran dalam pipa batas laminar adalah 2300, maka aliran refrigeran dalam perancangan adalah turbulen. Selanjutnya untuk menentukan koefisien konveksi dari perpindahan kalor menggunakan rumus eksperimen dengan persyaratan aliran turbulen. Persamaan yang digunakan adalah persamaan Dittus and Boelter (1930) dengan persamaan Sieder and Tate (1936).

#### Asumsi Persamaan Dittus Boelter

- ✓ Tidak ada perubahan fase
- ✓ Beban bersifat isothermal
- ✓ Fully Development Flow
- ✓ Aliran turbulen dalam tabung
- ✓ Batasan Nilai Prandtl number antara 0.6 dan 100

Pangkat 0.3 untuk pendinginan dan 0.4 untuk pemanasan pada Prandtl Number. Karena R-22 menerima atau menyerap kalor dari beban maka sistem pemanasan, sehingga persamaan Ditus Boelter menjadi

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$Nu = 17.49, \text{ dimana } Nu = \frac{hd}{k}$$

$$h = 15.96 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$Q = hA\Delta T \text{ (Beban Ice slurry)}$$

$$A = 804.66 / (15.96 \times (310 - 253)) = 0.706 \text{ m}^2$$

$$\text{Dimana } A = \pi DL, \text{ maka } L = 3.54 \text{ m}$$

Faktor koreksi karena asumsi diperkirakan 0.5, besaran ini diperhitungkan karena terdapat kalor laten saat terjadi perubahan fase sehingga panjang menjadi 1.77 m

#### Asumsi Persamaan Sieder and Tate

- ✓ Aliran turbulen dalam tabung
- ✓ Fully Development Flow

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)$$

$$Nu = 20.633 \text{ dan } h = 18.83 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$Q = hA\Delta T$$

$$A = 804.66 / (18.83 \times (310 - 253)) = 0.59 \text{ m}^2$$

$$\text{Dimana } A = \pi DL, \text{ maka } L = 3 \text{ m}$$

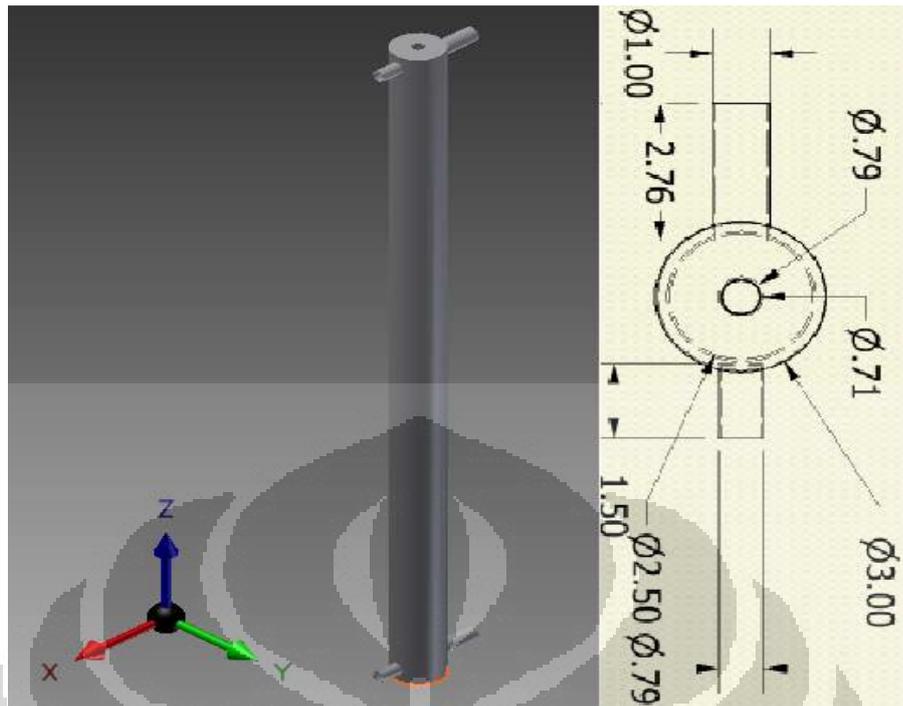
Faktor koreksi karena asumsi diperkirakan 0.5, besaran ini diperhitungkan karena terdapat kalor laten saat terjadi perubahan fase sehingga panjang menjadi 1.5 m

#### **Dimensi Evaporator**

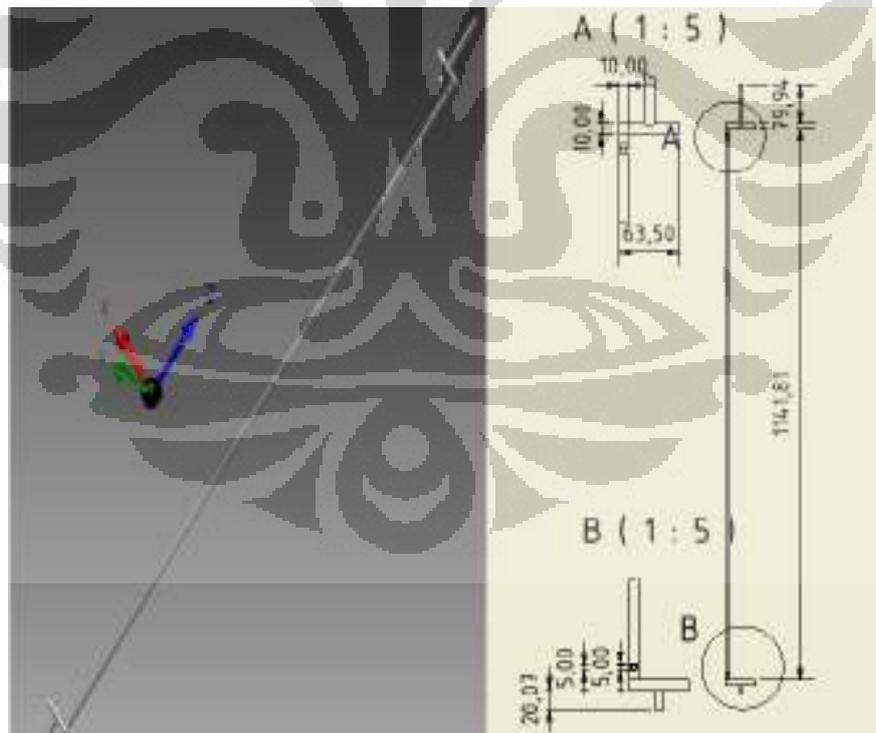
Berdasarkan perhitungan sebelumnya, maka ditetapkan dimensi evaporator perancangan sebagai berikut :

- Panjang 1.2 m
- Diameter Dalam 0.0635 m (2.5 inch)
- Diameter Luar 0.0762 m (3 inch)

Selisih diameter dalam dan luar adalah diameter refrigeran sedangkan diameter dalam adalah beban produk.



Gambar 3.2. Gambar 3 Dimensi Tabung Evaporator *Orbital rod* dan Dimensi Penampang Alas (Satuan Inch)



Gambar 3.3. Penampang 3 Dimensi Shaft Evaporator *Orbital rod* dan Detail Gambar Dimensi (Satuan mm)

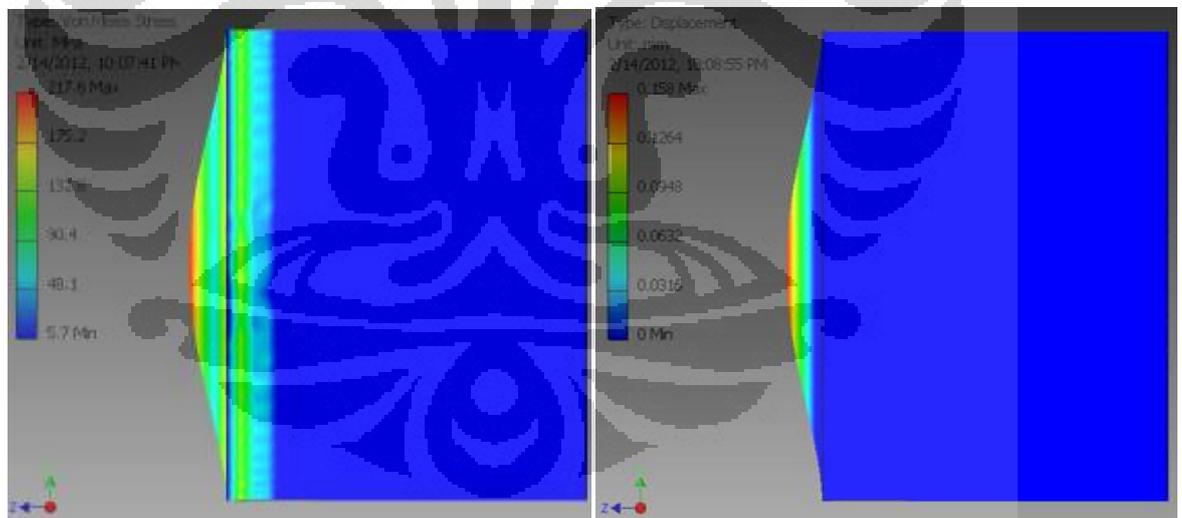
### Simulasi Material

Dalam pembuatan evaporator digunakan tipe *flooded refrigerant* dengan material stainless steel, maka harus diperhitungkan antara tebal dinding dengan tekanan kerja di evaporator.

Tabel 3.4. Properties Material Properties Stainless Steel (Sumber Software Inventor)

Parameter	Nilai
Masa Jenis	8.08 g/cm <sup>3</sup>
Modulus Young	193 Gpa
Poisson's Ratio	0.3
Yield Strength	250 Mpa
Liner Expansion	10.4 microm

Beban terbagi merata pada dinding evaporator dengan tekanan kerja 2.448 Bar. Untuk Safety factor tekanan evaporator pada simulasi dibuat menjadi 1 MPa atau 10 Bar dan tebal dinding sebesar 2 mm.



Gambar 3.4. Simulasi Stainless Steel

Dari simulasi diatas untuk tekanan kerja 10 Bar defleksi pipa stainless steel 0.158 dengan *safety factor* 4.

### 3.1.2 *Scraper Ice Slurry Generator*

Untuk model *Scraper ice slurry generator* hanya dilakukan perhitungan ulang, karena alat uji model ini telah dibuat sebelumnya dengan sistem *shell and tube*, namun untuk mendapat dimensi panjang dari lilitan coil tembaga menggunakan pendekatan konveksi natural, hal ini dapat diketahui karena terdapat variabel Grashof Number.

Cara perhitungan yang sama dengan model *Orbital Rod Ice Slurry Generator*, temperatur dan tekanan kerja juga sama namun beberapa perbedaan yang membuat hasil berbeda antara lain

Diameter pipa lilitan 3/8" atau  $9.525 \times 10^{-3}$  m

Diamter evaporator 0.26 m

Panjang 2.8 m

Masa beban 11 kg

Chilling time 60 menit

Didapat hasil sebagai berikut

#### **Total Beban Kalor**

Beban <i>Ice slurry</i>	1386.62 Watt
Beban Gesekan Motor	67.4 Watt
Beban Dinding Evaporator	21.42 Watt
Total	1475.44 Watt
Safety Factor 10%	1622.88 Watt = 1.622 kW

#### **Laju Masa**

$$\dot{m} = Q_{\text{evap}} / (h_1 - h_4) = 0.0115 \text{ kg/s}$$

#### **Kerja Kompresor**

$$W = \dot{m} \times (h_1 - h_4) = 578.16 \text{ W} = 0.785 \text{ HP}$$

#### **Panjang Evaporator**

Asumsi :

- ✓ Temperatur Lingkungan dan temperatur evaporator adalah temperatur inlet dan outlet yang hanya bersirkulasi sekali (Temperatur Film).

- ✓ Beban dari evaporator dianggap sebagai sistem isothermal

Perhitungan perpindahan kalor hanya dari refrigeran (R-22) yang menerima kalor dari air laut.

*Temperatur Film R-22 (Inlet dan Outlet)*

$$T_f = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$$

$$T_f = (-20 + 37)/2 = 8.5 \text{ } ^\circ\text{C} = 281.5 \text{ K}$$

$$T_{dinding} = (-4 + 28) = 24 \text{ } ^\circ\text{C} = 297 \text{ K}$$

$$\text{Tekanan Kerja Evaporator} = 2.448 \text{ bar} = 0.2448 \text{ MPa}$$

Menggunakan software *RefProp* untuk refrigeran R-22 dengan temperature film dan dinding pada tekanan kerja didapatkan properties sebagai berikut

$$\rho = 9.5026 \text{ kg/m}^3$$

$$\nu = 0.01242 \text{ cm}^2/\text{s} = 0.01242 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 9.6259 \text{ mW/m.K} = 9.6259 \times 10^{-3} \text{ W/m.K}$$

$$c_p = 0.6705 \text{ kJ/Kg.K} = 670.5 \text{ J/Kg.K}$$

$$\rho_w = 8.897 \text{ kg/m}^3$$

$$\nu_w = 0.0141 \text{ cm}^2/\text{s} = 0.0141 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\mu = \rho \times \nu$$

$$\mu = 1.18 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

$$\mu = 1.254 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

$$D_H = 9.525 \times 10^{-3} \text{ m}$$

*Kecepatan Fluida*

$$\dot{m} = \rho \times \nu \times A$$

$$\nu = 0.2762 \text{ m/s}$$

*Prandtl Number*

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu \cdot c_p}{k}$$

$$Pr = 0.8221$$

*Reynold Number*

$$Re = \frac{\nu d}{\nu}$$

$$Re = 2118.244$$

Untuk aliran dalam pipa batas laminar adalah 2300, maka aliran refrigeran dalam perancangan adalah laminar. Selanjutnya untuk menentukan koefisien konveksi dari perpindahan kalor menggunakan rumus eksperimen dengan persyaratan aliran laminar. Persamaan yang digunakan adalah persamaan Hausen (1943)

Asumsi Persamaan Hausen

- ✓ Tidak ada perubahan fase
- ✓ Beban bersifat isothermal
- ✓ Fully Development Flow
- ✓ Aliran laminar dalam tabung
- ✓ Syarat perbandingan panjang dengan diameter tidak sangat besar.

$$Nu = 3.66 + \frac{0.668 \left( \frac{L}{d} \right) Re Pr}{1 + 0.04 \left( \frac{L}{d} \right) Re Pr^{\frac{2}{3}}}$$

$$Nu = 7.16, \text{ dimana } Nu = \frac{hd}{k}$$

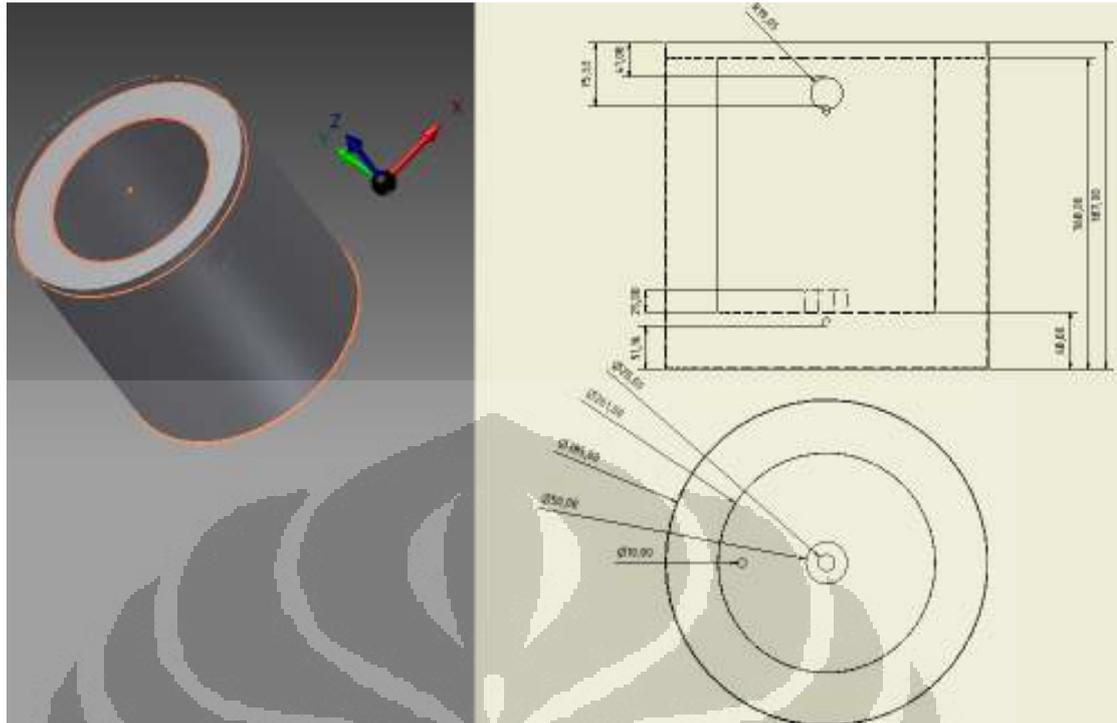
$$h = 7.23 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$Q = hA\Delta T \text{ (Beban Ice slurry)}$$

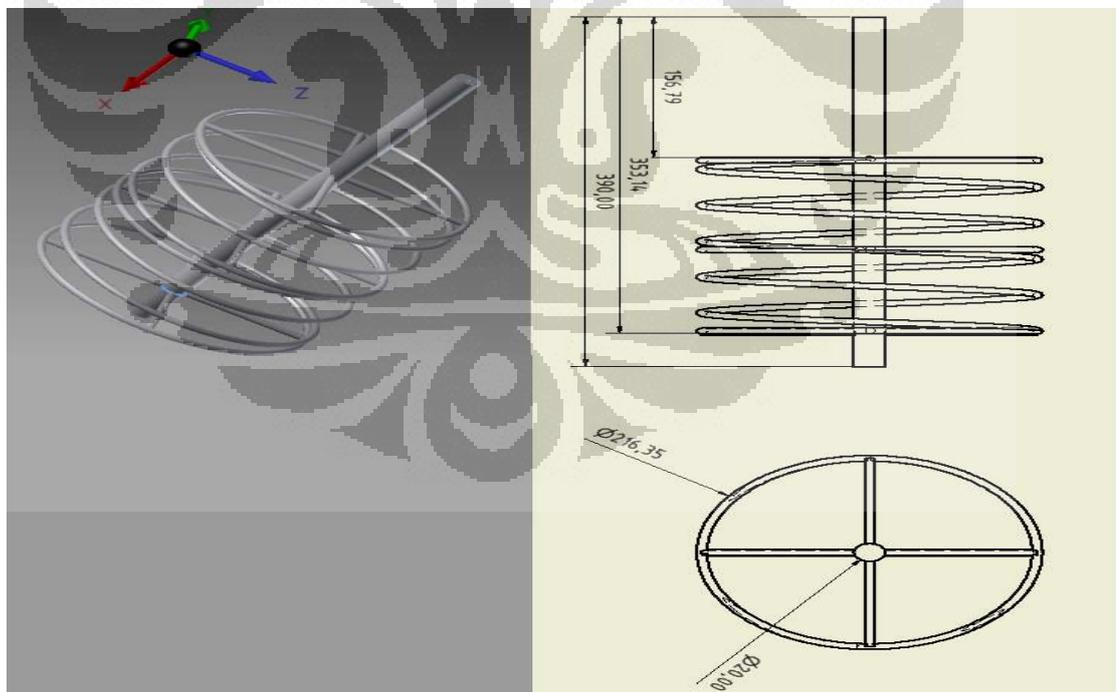
$$A = 1622.882 / (7.23 \times (310 - 253)) = 3.935 \text{ m}^2$$

Dimana  $A = \pi DL$ , maka  $L = 4.82 \text{ m}$  (Diamter Lilitan Evaporator 0.26 m)

Faktor koreksi karena asumsi diperkirakan 0.5, besaran ini diperhitungkan karena terdapat kalor laten saat terjadi perubahan fase sehingga panjang menjadi 2.41 m.



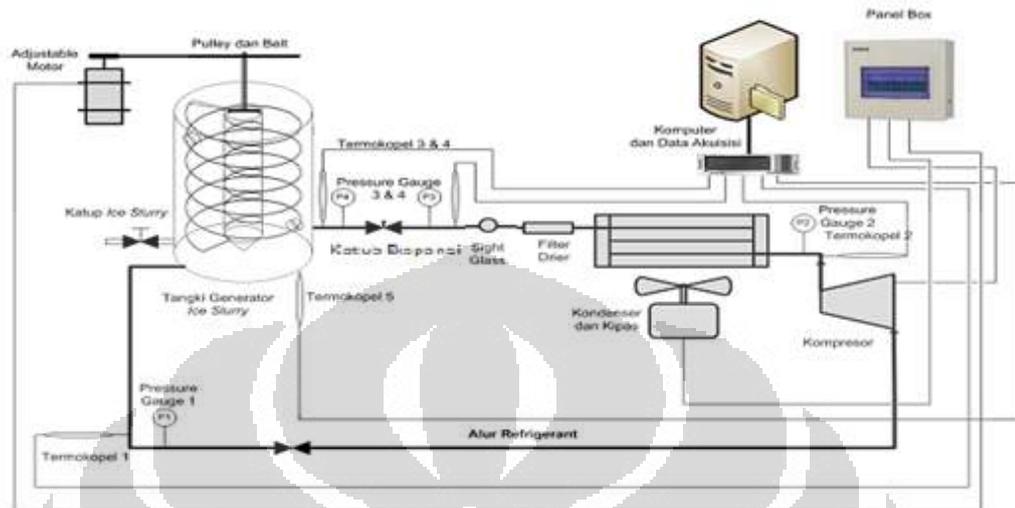
Gambar 3.5. Gambar 3 Dimensi Tabung Evaporator Scraper dan Dimensi Penampang Alas (Satuan Inch)



Gambar 3.6. Penampang 3 Dimensi Shaft Evaporator Scraper dan Detail Gambar Dimensi (Satuan mm)

### 3.2 RANCANGAN SISTEM PENDINGIN

Berikut adalah komponen-komponen dari mesin pendingin *Ice Slurry Generator*



Gambar 3.7. Skema Instalasi Sistem Pendingin

Berikut adalah Penampakan Alat uji *orbital rod ice slurry generator* dan *scraper ice slurry generator*.



Gambar 3.8. *Orbital Ice Slurry Generator* dan *Scraper Ice Slurry Generator* (Dengan Pengkondisian Udara)

Komponen-komponen yang digunakan untuk sistem pendinginan baik *Orbital Rod Ice Slurry Generator* maupun *Scraper Ice Slurry Generator* antara lain :

### 3.2.1 Kompresor

Kompresor merupakan salah satu bagian terpenting dari sistem pendingin. Kompresor ini berfungsi untuk meningkatkan tekanan dan temperatur dari refrigeran selain itu juga untuk menghisap refrigeran setelah melalui katup ekspansi dan menurunkan tekanan pada evaporator.

Tabel 3.5. Data Kompresor

Model	Orbital Rod	Scraper
Merk	Tecumseh	Tecumseh
Tipe	Hermatic	Hermatic
Daya	1 HP	1.5 HP
Refrigeran	R22	R22
Voltage	220V - 240V/50Hz	220V - 240V/50Hz
Pelumas	Sintetis	Sintetis



Gambar 3.9. Kompresor

### 3.2.2 Oil Separator

*Oil separator* berfungsi sebagai pemisah oil yang ikut mengalir dengan refrigeran kemudian kembali ke kompresor. Penggunaan refrigeran R-22 mempunyai karakteristik tidak tercampur dengan oil pada tekanan rendah yaitu pada evaporator, sehingga dapat mengurangi kemampuan perpindahan panas pada evaporator. Oil Separator hanya dipasang pada alat *Orbital Rod Ice Slurry Generator*.



Gambar 3.10. Oil Separator

### 3.2.3 Kondenser

Kondenser berfungsi untuk membuang kalor dan juga suatu alat untuk membuat kondensasi refrigeran dari kompresor dengan temperature tinggi dan tekanan tinggi. Kondenser yang digunakan adalah

***Orbital Rod Ice Slurry Generator***

Tipe : Tubes and fins air cooled

Material : Besi

Dimensi : panjang 40 cm, lebar 15 cm tinggi 30 cm



Gambar 3.11. Kondensor 1

***Scraper Ice Slurry Generator***

Tipe : Tubes and fins air cooled

Material : Besi

Dimensi : panjang 1 m, lebar 3 cm mm tinggi 40 cm



Gambar 3.12. Kondensor 2

### 3.2.4 Katub Ekspansi

Katub ekspansi berfungsi sabagai penurun tekanan bersifat isoenthalpi. Katub ekspansi untuk kedua *Ice Slurry Generator* berjenis Thermostatic Expansion Valve



Gambar 3.13. Thermostatic Expansion Valve

### 3.2.5 Sight Glass

Sight glass berfungsi sebagai penanda fase refrigeran pada sistem yang dipasang setelah *Filter Dryer*.



Gambar 3.14. Sight Glass

### 3.2.6 Liquid Receiver

Liquid receiver berfungsi sebagai penampung refijeran dan menahan refrigeran berfase gas serta uap air. Liquid Receiver hanya dipasang pada alat *Orbital Rod Ice Slurry Generator*.



Gambar 3.15. Liquid receiver

### 3.2.7 Accumulator

Accumulator berfungsi sebagai penampung refijeran dan menahan refrigeran berfase liquid agar tidak masuk ke kompresor. Cara kerja *accumulator* kebalikanya dengan *liquid receiver*, maka dalam aplikasi dapat menggunakan liquid receiver namun sambungan dibalik. Accumulator hanya dipasang pada alat *Orbital Rod Ice Slurry Generator*.



Gambar 3.16. Accumulator

### 3.2.8 Shut Off Valve

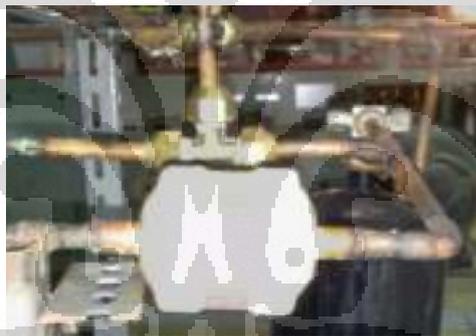
Shut-off valve adalah alat yang digunakan sebagai keran buka tutup aliran refrigeran di sistem. Shut-off valve pada sistem ini digunakan untuk memasukkan dan membuang refrigeran.



Gambar 3.17. Shut-off valve

### 3.2.9 Filter Dryer

Filter dryer merupakan suatu alat yang berfungsi untuk menyaring partikel-partikel kecil seperti serpihan logam, plastic, dan debu serta benda asing lain yang dapat membahayakan kompresor. Selain itu alat ini juga bermanfaat untuk menangkap uap air yang dapat menghambat proses perpindahan kalor kompresor, filter dryer ditempatkan diantara kondenser dan sight glass.



Gambar 3.18. Filter dryer

### 3.2.10 Hi-Low Pressure

Hi-Low pressure adalah suatu komponen yang berfungsi sebagai pembatas tekanan kerja kompresor. Dengan pembatasan penggunaan komponen ini diharapkan dapat memperpanjang waktu pemakaian kompresor.



Gambar 3.19. Hi-Low Pressure

### 3.2.11 Control Panel

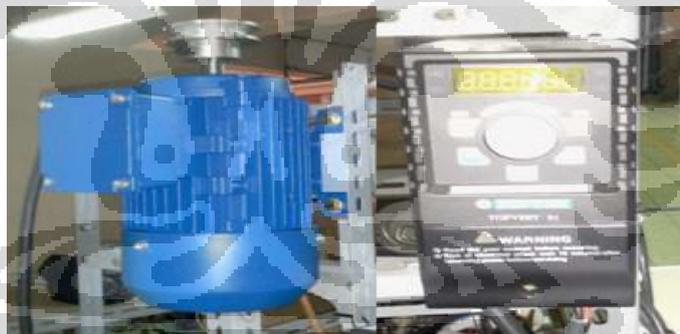
Sebagai pengatur komponen dan *safety user* dari segi elektrik. Pada box panel diatur aliran listrik dari kompresor, fan kondenser dan motor listrik.



Gambar 3.20. Control Panel

### 3.2.12 Motor Listrik dan Inverter

Motor listrik berfungsi sebagai pemutar shaft dalam evaporator, motor listrik yang digunakan berdaya 1 HP dengan 3 Phase dan mempunyai frekuensi 50 Hz. Sedangkan untuk mengubah 3 Phase menjadi 1 Phase menggunakan Inverter dan dapat digunakan sebagai pengatur rpm motor dengan mengubah frekuensi kerja motor.



Gambar 3.21. Motor Listrik dan Inverter

### 3.2.13 Pully dan V-Belt

V-Belt berfungsi sebagai transmisi putaran dari motor listrik ke shaft evaporator. Sedangkan Pully berfungsi sebagai penerima putaran dari V-Belt untuk diteruskan putaran ke shaft evaporator. Penggunaan diameter pully mempengaruhi putaran output, namun dalam penelitian ini digunakan satu diameter dengan variasi putara dari inverter dan ampere untuk motor DC.



Gambar 3.22. Pully dan V-Belt

#### 3.2.14 Portable Air Conditioning

Salah satu parameter yang harus dijaga dalam percobaan adalah temperatur lingkungan. Oleh karena itu, dalam penelitian ini temperatur lingkungan dijaga menggunakan *Portable Air Conditioning* pada sistem yang diberi plastic untuk menjaga temperatur didalam tempat kerja konstan. Portable Air Conditioning yang digunakan berdaya 1 PK dan penampakan instalasi sistem dengan temperatur dijaga pada gambar 3.8 (b).



Gambar 3.23. *Portable Air Conditioning*

#### 3.2.15 Pompa Submersible

Penggunaan pompa *submersible* sebagai alat sirkulasi *ice slurry* yang hanya dipasang pada tipe *Orbital Ice Slurry Generator*. Media air laut tidak dalam kondisi diam, namun bersirkulasi ke storage pompa kembali ke evaporator. Pompa submersible diinstal karena faktor *chilling time* yang sangat singkat dan pendinginan yang besar sehingga dalam evaporator langsung timbul es secara cepat tanpa sistem sirkulasi.



Gambar 3.24. Pompa *Submersible*

### 3.2.16 Voltage Stabilizer

Voltage Stabilizer berfungsi sebagai penyeimbang tegangan agar tetap konstan. Tegangan listrik yang digunakan dalam penelitian bersumber dari PLN yang mempunyai besar tegangan berbeda-beda, sehingga dalam perhitungan terdapat faktor tegangan. Dengan penggunaan voltage stabilizer diharapkan tegangan dapat konstan menjadi 220 V.



Gambar 3.25. Voltage Stabilizer

### 3.2.17 Storage Pengujian

Untuk menguji *ice slurry* diperlukan tempat yang dapat menjaga temperatur *ice slurry*. Dengan storage pengujian diharapkan kalor dari lingkungan dapat tidak diserap oleh *ice slurry* sepenuhnya, sehingga tidak mempengaruhi hasil pengujian.



Gambar 3.26. Storage Pengujian

### 3.3. SENSOR DAN ALAT PENGUKURAN

#### 3.3.1 Thermocouple dan DAQ

Thermocouple adalah suatu sensor yang membaca temperatur dengan memanfaatkan efek *seeback*. Efek *seeback* menghasilkan electromotive force atau beda potensial karena pengaruh beda temperatur pada material yang berbeda. Efek *seeback* kebalikan dari efek *peltier* yang berbunyi jika dua sambungan berbeda material alirkan arus listrik maka sambungan tersebut dapat menjadi panas atau dingin tergantung dari arah arus mengalir (Raldi A Koestoer,.2005).



Gambar 3.27. Thermocouple dan DAQ

Thermocouple yang telah dibuat rumah dengan niple kemudian dikalibrasi dengan temometer standart. Proses kalibrasi thermocouple menggunakan 5 keadaan temperatur air yang diatur temperturnya menggunakan thermostat yaitu 25.8 °C, 20.7 °C oC 14.7 °C, 9.9 °C, 5.1 °C. Nilai ketelitian dari thermocouple berbeda-beda karena faktor kesensitifan dari masing-masing thermocouple, faktor pengelasan, faktor udara (mengandung debu, gas masam, RH > 70%), arus tidak stabil, dan lain-lain. Thermocouple yang digunakan adalah tipe T dengan material Copper dan constantan, temperatur maksimum 200 °C.

Tabel 3.6. Tingkat Ketelitian Thermocouple

Letak	Instrumen	Standart deviasi
Discard Kompresor	Tipe T	0.009993
Sebelum TXV	Tipe T	0.008561
Setelah TXV	Tipe T	0.006535
Section Kompresor	Tipe T	0.010365
Evaporator	Tipe T	0.006535

Data akuisisi (DAQ) berfungsi sebagai penyimpan dan pengolah data dengan memiliki pengubah analog ke digital (ADC, *Analog-to-Digital Converter*) yang terintegrasi didalamnya. Dengan menggunakan data akuisisi dapat dilakukan pengambilan data berdasarkan waktu tertentu dengan jumlah data dapat diatur. Data Akuisisi juga membantu dalam pengambilan data lebih dari satu sensor.

### 3.3.2 Pressure Gauge

Pressure Gauge adalah sensor analog yang digunakan untuk membaca tekanan dari sistem refrigeran. Untuk liquid line sebelum TXV (Thermal Expansion Valve) dan discard menggunakan tekanan dengan skala tinggi maksimum 400 psi, sedangkan pada bagian section dan liquid line setelah TXV menggunakan skala rendah.



Gambar 3.28. Pressure Gauge

### 3.3.3 Hydrometer Salinity

Hydrometer salinity adalah alat uji untuk membaca kadar garam dan masa jenis pada air laut. Cara kerja hydrometer salinity menggunakan gaya apung dari indikator plastik. Setiap salinitas mempunyai masa jenis yang berbeda-beda, sesuai dengan Hukum Archimedes maka gaya apung dari plastik mempunyai ketinggian berbeda-beda karena pengaruh masa jenis air. Alat ini digunakan untuk mengukur salinitas pada air laut dalam ppt (*part per ton*)



Gambar 3.29. Hydrometer Salinity

### 3.3.4 Clamp Ampere

Clamp ampere digunakan untuk mengukur ampere dari beberapa komponen, seperti kompresor dan motor yang kemudian dapat dihitung daya dari komponen tersebut. Dalam penggunaan clamp ampere dengan memasukkan salah satu kabel baik positif maupun negatif kedalam lubang kuning. Kemudian ampere dari suatu komponen terbaca secara digital melalui display.



Gambar 3.30. Clamp Ampere

### 3.3.5 Tachometer

Untuk mengukur rpm (*rotasi per minute*) dari motor listrik digunakan tachometer. Tachometer menggunakan sensor inframerah yang dipantulkan kembali dari tempelan reflective yang dipasang di shaft. Pembacaan tachometer dilakukan dengan menahan tombol beberapa detik sampai pada display terbaca rpm putaran shaft motor.



Gambar 3.31. Tachometer

### 3.3.6 Termometer

Thermometer yang digunakan adalah thermometer digital untuk mengukur temperatur ruang. Selain temperatur juga dapat membaca humidity ratio. Sedangkan untuk mengukur temperatur *ice slurry* saat pembacaan masa menggunakan temperatur celup yang dapat membaca sampai  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .



Gambar 3.32. Termometer

### 3.3.7 Timbangan Digital

Timbangan digital digunakan untuk mengukur masa dari *ice slurry*, dari masa tersebut dapat dicari masa jenis *ice slurry*. Maksimal masa timbangan digital yang digunakan adalah 5 kg.



Gambar 3.31. Timbangan Digital

### 3.3.8 Kamera Digital

Kamera digunakan sebagai media untuk mengetahui diameter *ice slurry* dengan perbesaran tertentu. Untuk mendapatkan hasil yang maksimal digunakan kamera Nikon D90. Diameter dari *ice slurry* yang diperbesar dari kamera direlatifkan terhadap penggaris yang ikut terfoto.



Gambar 3.33. Kamera Digital

## 3.4. PENGUJIAN ALAT

### 3.4.1. Tes Kebocoran

Tes kebocoran dapat dilakukan setelah semua komponen sudah terpasang dengan baik (komponen sistem pendingin beserta alat ukur). Tujuannya adalah agar sistem berjalan dengan baik tanpa mengganggu kinerja dan lingkungan. Adapun prosedurnya adalah sebagai berikut :

- a. Memastikan semua unit dalam keadaan *off* (tidak ada listrik yang mengalir).
- b. Memasukkan karbondioksida kedalam sistem dengan tekanan  $\pm 10$  bar, dapat menggunakan udara bertekanan dengan tekanan asalkan sambungan pipa udara bertekanan dipasang *filter dryer* untuk mencegah pencampuran uap air dan *oil* secara higroskopis.
- c. Kebocoran terjadi apabila tekanannya menjadi turun pada pressure gauge.
- d. Sistem pemipaan di tes dengan menggunakan busa sabun untuk mengetahui letak adanya kebocoran. Apabila bocor tipis (kecil) dapat menggunakan semprotan air sabun.
- e. Tandai setiap tempat yang menjadi indikasi kebocoran untuk diperbaiki.

### 3.4.2. Vacuum System

*Vacuum system* dilaksanakan setelah dipastikan tidak terjadi kebocoran pada sistem. Tujuannya adalah agar sistem tidak mengandung uap air. Adapun prosedurnya adalah sebagai berikut :

- a. Memastikan unit dalam keadaan *off* (tidak ada listrik yang mengalir)
- b. Menghubungkan selang *manifold* pada *Shut Off Valve* dan pompa vakum
- c. Start pompa vakum hingga pada jarum pada pressure gauge menunjukkan angka dibawah 1 bar ( $\pm 30$  menit) menandakan kondisi sistem dalam keadaan vakum. Lama vakum tergantung dari besarnya sistem pendingin dan evaporator.
- d. Apabila tekanan sudah menunjukkan tekanan vakum, tutup *Shut Off Valve* dan mematikan pompa vakum.
- e. Jika pada indikator pressure gauge tekanan belum mencapai 0 bar, berarti sistem masih bocor dan cepat matikan pompa vacum.

### 3.4.3. Charging System

Setelah proses vakum dengan menggunakan pompa vakum selesai dapat dilanjutkan dengan pengisian refrigeran ke dalam sistem sesuai dengan kebutuhan. Adapun prosedurnya adalah sebagai berikut :

- a. Lakukan *Flushing* pada *Shut Off Valve* sebelum menyambungkan selang dengan membuka sedikit aliran refrigeran.
- b. Hubungkan selang manifold gauge pada *Shut off valve* dan tabung refrigerant setelah di-*flushing* pada *Shut off valve* dalam keadaan tertutup.
- c. Setelah di-*flushing* kencangkan slang, meletakkan tabung refrigeran diatas timbangan dan buka sedikit *Shut off valve*.
- d. Memastikan unit dalam keadaan *off* (tidak ada listrik yang mengalir) sampai refrigeran masuk sedikit.
- e. Menyalakan sistem (kompresor, kondenser maupun data akuisisi)
- f. Buka perlahan-lahan *Shut off valve* sambil memperhatikan tekanan kerja (tinggi dan rendah) dari sistem sambil melihat temperatur pada layar komputer.

- g. Jika tekanan kerja terpenuhi, tutuk semua katub (*Shut off valve* dan tabung refrigeran) dan catat masa yang masuk pada sistem pada timbangan untuk mempermudah pengisian refrigeran kembali.

### 3.5. METODE PENGAMBILAN DATA

#### 3.5.1. Prosedur Pengujian

Pengujian dilakukan apabila semua proses diatas telah dilaksanakan. Adapun prosedur pengambilan data ini adalah sebagai berikut :

- a. Mengaktifkan NI (DAQ) untuk membaca parameter yang ingin diukur.
- b. Memasukkan air laut dengan salinitas tertentu dengan volume tetap.
- c. Menyalakan portable air conditioning pada temperatur 24 °C dan system
- d. Menyalakan motor listrik pada temperatur 10 °C dengan rpm 110.
- e. Tahan sistem apabila freezing point telah tercapai sampai waktu chilling time 1 jam lebih 4 menit untuk semua salinitas.
- f. Mencatat temperatur ruangan, tekanan kerja sistem, ampere dari kompresor dan motor, serta rpm dari shaft evaporator 3 kali setelah motor dinyalakan.
- g. Apabila waktu telah tercapai, mematikan motor listrik, kemudian mengambil hasil *ice slurry* dalam gelas ukur untuk ditimbang.
- h. Memfoto *ice slurry* untuk mengetahui diameternya dan timbang untuk mengetahui masa jenis *ice slurry*.

#### 3.5.2. Variasi Pengujian

Untuk variasi pengujian dilakukan beberapa variasi salinitas, yaitu 30 ppt, 26 ppt, 22 ppt, dan 18 ppt. Setiap kondisi sistem dibuat sama yaitu volume dari air laut 4 liter untuk tipe *Scraper Ice Slurry Generator* dan 2 liter untuk tipe *Orbital Ice Slurry Generator*. Temperatur lingkungan dijaga 24 °C dengan menggunakan portable air conditioning namun pengukuran temperatur ruang setelah steady bekerja atau temperatur refrigeran di evaporator konstan. Putaran motor listrik dimulai saat temperatur air laut 10 °C dan dengan putaran dijaga konstan 110 rpm. Lama chilling time semua kondisi dibuat sama yaitu 1 jam lebih 4 menit. Untuk menguatkan analisis ditambah data dengan bervariasi kalor evaporator pada salinitas yang sama.

## BAB 4

### HASIL DAN PEMBAHASAN

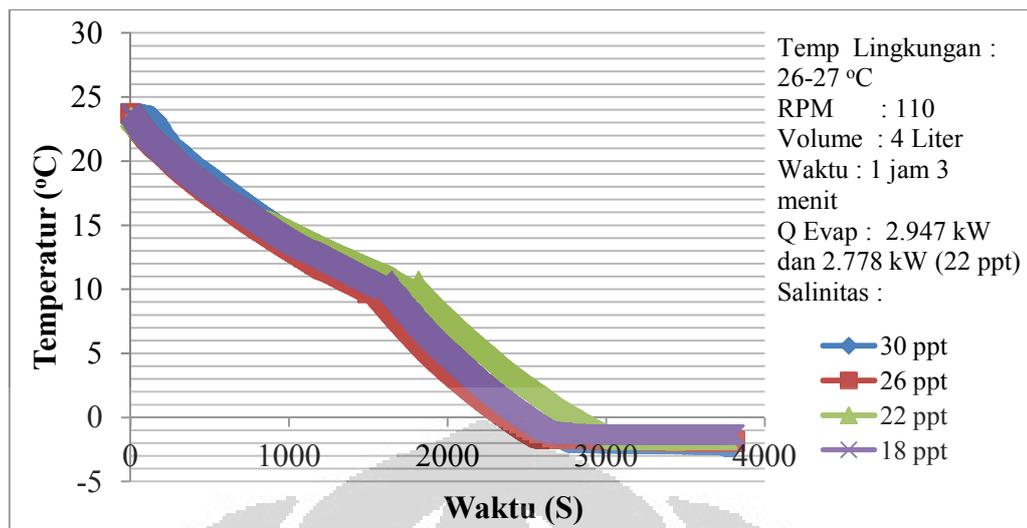
#### 4.1. PERBANDINGAN SALINITAS

Data percobaan untuk perbandingan salinitas menggunakan sistem *scraper ice slurry generator* dengan refrigeran R-22. Hal ini karena perbandingan salinitas adalah karakteristik dari *ice slurry* bukan dari sifat *generator ice slurry*. Semakin banyak fraksi es yang terbentuk dengan salinitas yang sama pada *generator ice slurry* berbeda-beda maka sistem semakin efektif, namun hasil dari karakteristik salinitas terhadap *ice slurry* akan sama. Perhitungan untuk menentukan sifat thermofluida dari *ice slurry* adalah fungsi dari fraksi es yang terbentuk. Dengan kata lain apabila terdapat sistem genetor *ice slurry* yang berbeda-beda namun menghasilkan fraksi es yang sama pada volume sama, maka karakteristik dan hasil thermofluida *ice slurry* akan sama. Hal ini yang menjadi alasan dalam penentuan alat untuk mengetahui pengaruh salinitas pada *ice slurry* yaitu *scraper ice slurry generator* dengan hasil fraksi es yang paling besar (E. Stamatioua et al.,2005, T A Mouneer et al., 2011) .

Temperatur lingkungan dijaga menggunakan *portable air conditioning* pada temperatur 26 °C. Beban pendinginan sebesar 4 liter dengan variasi data dari 30 ppt, 26 ppt, 22 ppt, dan 18 ppt. Sebagai variabel konstan selain temperatur lingkungan dan volume, waktu pendinginan juga diperhatikan dengan *chilling time* selama 1 jam lebih 3 menit untuk semua variasi salinitas. Setiap percobaan ditunggu selama 1,5 jam untuk mencapai kesetimbangan sistem dan temperatur air laut sebelum percobaan dibuat sama pada temperatur 24 °C. Untuk memperbanyak data dan menguatkan kesimpulan, dilakukan variasi kalor evaporator dengan salinitas dan parameter yang sesuai dengan kondisi sebelumnya.

##### 4.1.1. Proses Pembentukan *Ice slurry*

Dengan waktu pendinginan yang sama hasil penurunan temperatur dari air laut dengan salinitas yang berbeda-beda ditunjukkan pada temperatur dibawah ini



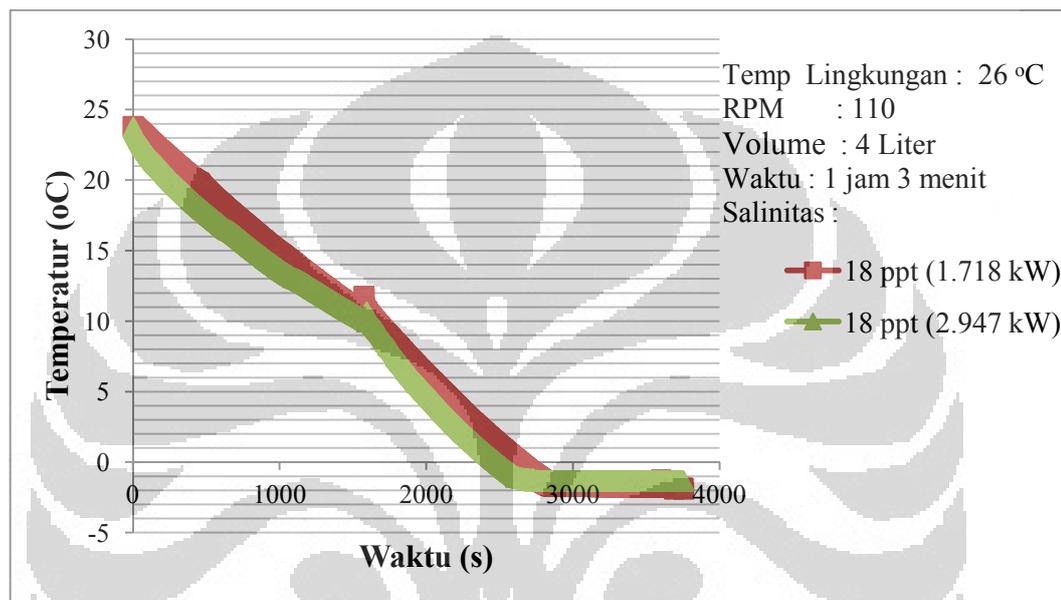
Gambar 4.1. Hubungan Waktu Terhadap Penurunan Temperatur

Untuk salinitas 22 penurunan temperatur lebih lambat dibanding salinitas yang lain. Hal ini karena terjadi perbedaan temperatur lingkungan meskipun telah dijaga. Temperatur lingkungan pada salinitas 22 ppt adalah 27 °C, sedangkan nilai pada salinitas yang lain sebesar 26 °C karena faktor lingkungan yang terlalu tinggi. Perbedaan temperatur lingkungan sangat sensitif dengan sistem pendingin, selain itu ditambah dengan penggunaan Thermostatic Expansion Valve sebagai katub ekspansi. Temperatur masuk evaporator untuk salinitas 22 ppt sebesar -18.8 °C sedangkan salinitas lainnya -16.18 °C. Temperatur pada salinitas yang lebih tinggi dibanding salinitas lainnya membuat perpindahan kalor menjadi lebih lambat, karena pada aktualnya perpindahan kalor terjadi secara unsteady state yang artinya temperatur dipengaruhi oleh waktu. Hal inilah yang membuat penurunan temperatur pada salinitas 22 ppt menjadi lebih lambat dan waktu yang dibutuhkan untuk titik beku menjadi lebih lama dibanding percobaan pada salinitas yang lain, hal ini juga tercermin pada kalor evaporator yang lebih rendah dibanding salinitas yang lain.

Pada temperatur 10 °C temperatur air laut pada semua salinitas mengalami kenaikan, karena pada temperatur tersebut motor listrik untuk menggerakkan shaft auger dan *scraper*. Pergerakan dari auger dan *scraper* dapat membantu air laut dalam evaporator mengalami proses agitasi sehingga partikel dapat berdispersi (membaur) secara merata yang membuat temperatur fluida menjadi ikut merata.

Hal ini karena ketika motor belum menyala proses perpindahan kalor berupa konveksi alami dimana temperatur evaporator sistem paling rendah berada di dinding dengan mendinginkan temperatur air laut yang terdekat dengan dinding, namun setelah motor menyala menjadi konveksi paksa dengan meratakan temperatur air laut diposisi tengah evaporator yang lebih tinggi.

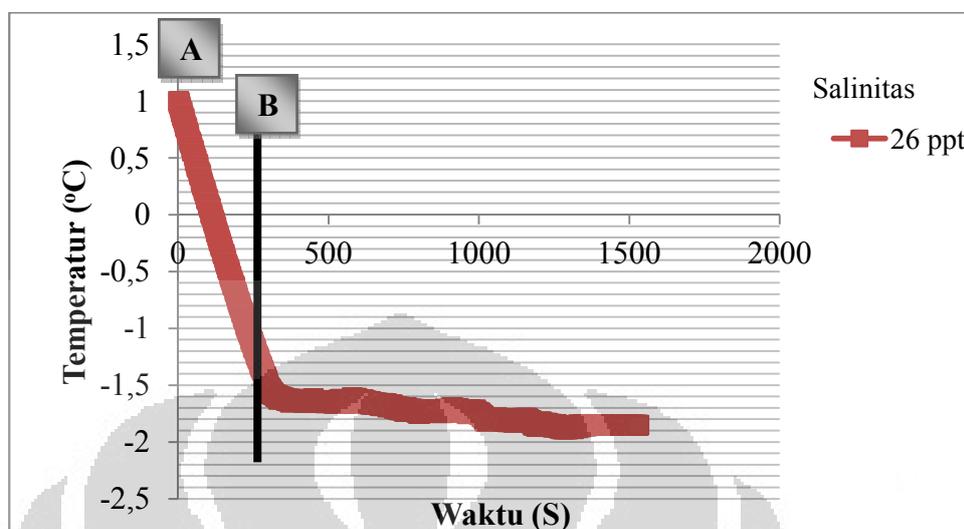
Variasi yang dilakukan untuk memperkuat analisis adalah menurunkan nilai kalor evaporator dari sistem pendingin.



Gambar 4.2. Hubungan Waktu Terhadap Penurunan Temperatur pada Q Evap 1.718 kW dan 2.947 kW

Variasi kalor yang diserap di evaporator dilakukan setiap salinitas dengan menjaga RPM, temperatur lingkungan, volume, dan waktu pendinginan yang sama. Namun pada gambar 4.2 hanya ditunjukkan salinitas 18 ppt dengan nilai kalor evaporator yang berbeda yaitu 2.947 kW dan 1.718 kW. Hasil penurunan temperatur setiap salinitas menunjukkan bahwa penurunan temperatur pada kalor evaporator 2.947 kW mempunyai waktu yang lebih cepat dibanding kalor evaporator 1.718 kW. Dengan begitu temperatur beku lebih cepat terjadi pada kalor evaporator untuk setiap salinitas. Jika dipantau dari dimensi dari kalor adalah daya berasal dari joule dibagi dengan waktu. Dengan joule bersumber dari beban air laut yang konstan, maka jika dibagi dengan daya akan mendapatkan waktu. Untuk kalor evaporator 2.947 kW akan menghasilkan waktu yang lebih

kecil, sehingga hal ini membuktikan bahwa kalor evaporator mempengaruhi waktu penurunan temperatur beban.



Gambar 4.3. Proses Terjadinya *Ice slurry*

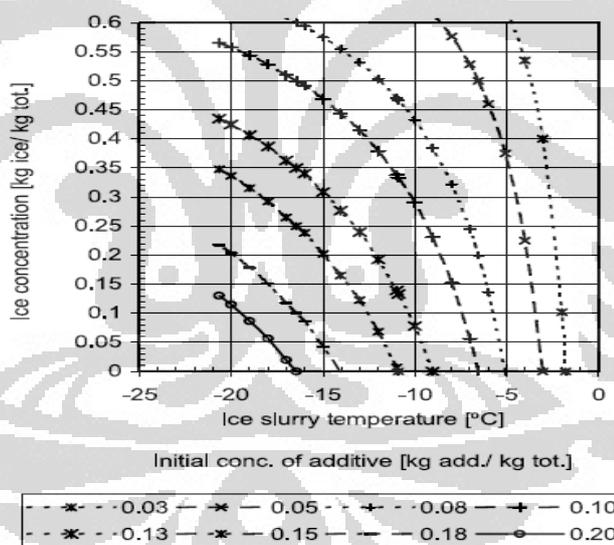
Gambar 4.2 menjelaskan tentang proses dari pembentukan *ice slurry*. Titik A sampai B adalah penurunan temperatur dimana temperatur tersebut lebih rendah dari titik beku air karena pengaruh salinitas, penurunan temperatur ini disebut dengan *supersaturation*. Mulai terbentuknya fraksi es adalah titik B yang disebut dengan *nukleasi*. Batas nukleasi tidak dapat diketahui karena setelah nukleasi yaitu *Grow* adalah fase fraksi es kondisi maksimum dan diameter es mulai berkembang. Meskipun tidak melihat aktual pembentukan es, namun awal pembentukannya dapat dilihat dari penurunan temperatur berdasarkan hasil data percobaan Melinder et al (2008). Akhir titik B dapat diketahui jika dilakukan *sample port* untuk hasil *ice slurry*, sehingga dalam percobaan ini tidak dapat menentukan batasan dimana fraksi es telah berhenti terbentuk. Analisis ini sesuai dengan pendapat dari T.A. Mouneer et al (2011) yang menampilkan grafik penurunan temperatur dan pembentukan es terhadap waktur (Gambar 2.7) menggunakan *scraper ice slurry generator*.

*Ice slurry* mulai terbentuk setelah temperatur fluida melewati temperatur beku, ketika terbentuk nukleasi awal saat di temperatur beku, terjadi perbedaan potensial kimia ( $\Delta\mu$ ) terhadap kondisis saturasi. Es kristal dapat terbentuk ketika timbul es karena kesetimbangan terjadi potensial kimia. Gaya pembawa yang

membuat temperatur beku lebih rendah dari air pada 0 °C dan proses dalam keadaan keseimbangan potensial kimia yang membuat pemisahan dari campuran air laut yang terdiri dari air dan kadar garam. Air secara parsial membeku untuk membuat perbedaan potensial kimia yang dibutuhkan untuk kristalisasi atau air hasil pemisahan yang akan menjadi fraksi es dalam hasil *ice slurry*.

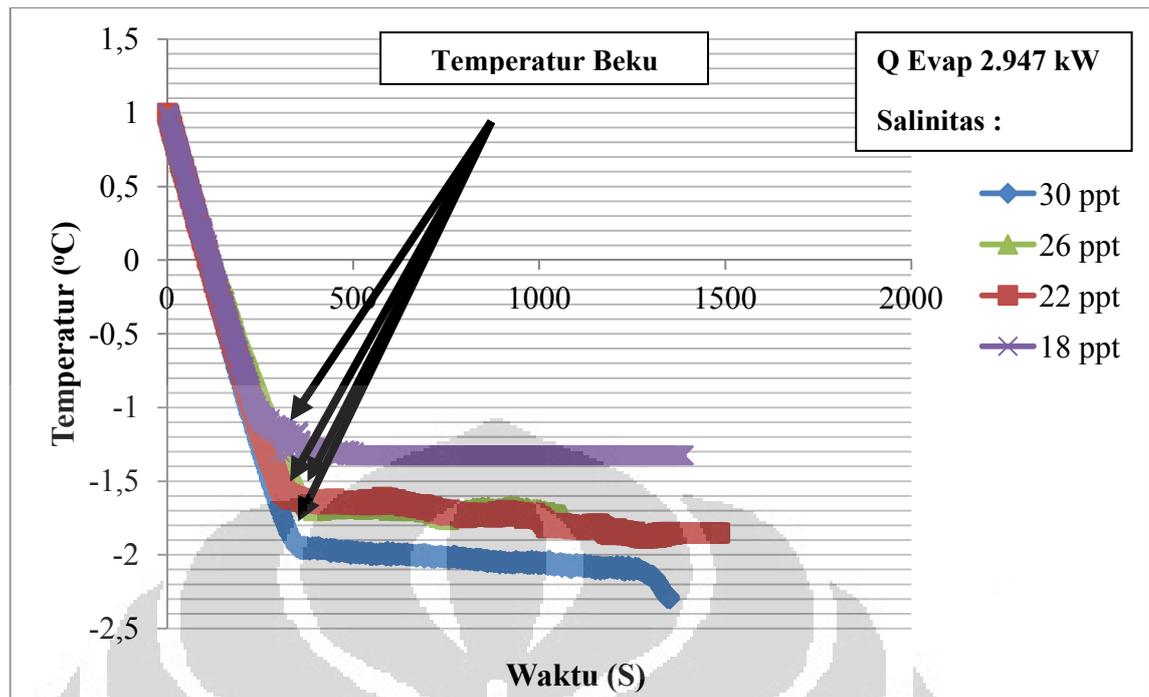
#### 4.1.2. Hubungan Temperatur Beku dengan Salinitas

Temperatur beku ditandai dengan mulai terbentuknya fraksi es. Hal ini dapat disimpulkan setelah membandingkan dengan hasil percobaan Melinder et al (2008) pada berbagai larutan untuk *ice slurry*. Sebagai contoh larutan NaCl pada gambar 4.2 dengan konsentrasi 0.03 % dari berat total larutan, mulai terbentuk fraksi es dapat dilihat pada temperatur -2 °C kemudian temperatur mengalami konstan selama beberapa saat sebelum turun kembali. Dengan kata lain temperatur tersebut adalah temperatur beku pada konsentrasi tersebut.



Gambar 4.4. Hubungan Konsentrasi NaCl terhadap Temperatur dan Fraksi Es (Melinder et al., 2008)

Pada percobaan didapatkan hasil pada gambar 4.1, namun untuk memperjelas temperatur beku dilakukan perbesaran grafik dengan pemotongan temperatur yang dimulai pada 1°C .

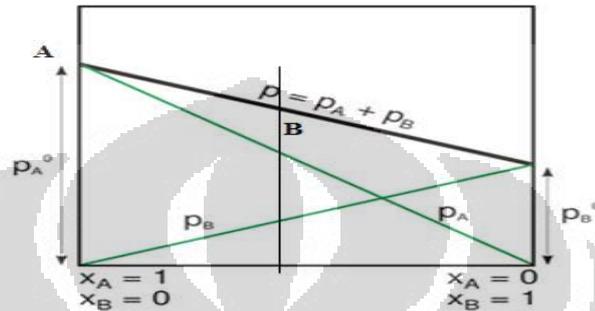


Gambar 4.5. Pengaruh Salinitas pada Temperatur Beku

Gambar 4.4 menunjukkan temperatur beku pada salinitas tertentu untuk kalor 2.947 kW. Pada salinitas 18 ppt mempunyai temperatur beku sebesar  $-1.29$  °C, salinitas 22 ppt sebesar  $-1.588$  °C, sedangkan salinitas 26 ppt sebesar  $-1.667$  °C dan salinitas 30 ppt adalah  $-1.94$  °C. Sedangkan kalor 1.718 kW menunjukkan hasil untuk salinitas 18 ppt sebesar  $-1.414$  °C, salinitas 22 ppt sebesar  $-1.52$  °C, salinitas 26 ppt sebesar  $-1.64$  °C dan 30 ppt sebesar  $-2.11$  °C. Semakin besar salinitas semakin rendah temperatur beku. Penurunan titik beku pada salinitas tertentu karena pengaruh pencampuran dari larutan dalam hal ini komposisi air dengan kadar garam.

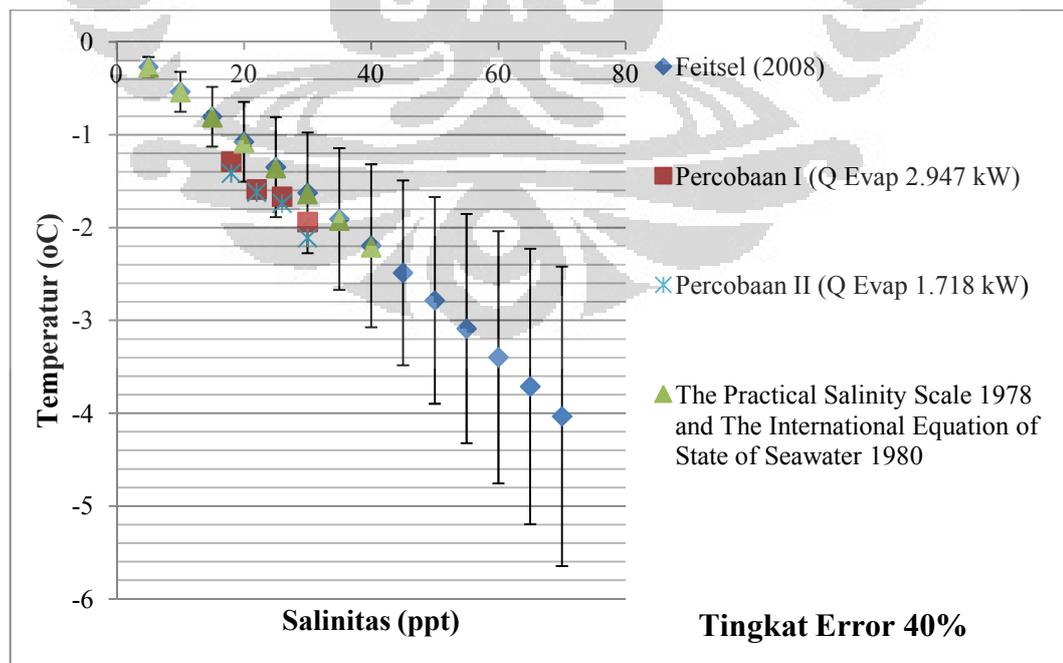
Dalam pembentukan *ice slurry*, supersaturation adalah langkah awal yang hanya terjadi apabila gaya pembawa terpenuhi, oleh karena itu supersaturation dari *ice slurry* membutuhkan larutan. Hal ini membuat larutan tidak dalam kestabilan dan terjadi perbedaan potensial kimia ( $\Delta\mu$ ) antara fase larutan dan kristal padat. Pencampuran larutan dalam hal ini kadar garam dengan air yang disebut salinitas air laut adalah faktor penting yang diterangkan secara hukum Raoult.

Hukum Raoult adalah suatu teori dasar pencampuran larutan. Tekanan air laut adalah penjumlahan dari partial tekanan uap air dengan fraksi molar dan pelarut yang didominasi oleh NaCl. Penambahan fraksi mol pelarut akan membuat tekanan total menjadi turun seperti gambar 4.5 pada titik B dibanding hanya air saja pada titik A. Dengan tekanan yang menjadi rendah maka temperatur beku menjadi lebih rendah dan temperatur didih menjadi lebih tinggi dibanding air.



Gambar 4.6. Hukum Raoult pada Air Laut

Hasil temperatur beku terhadap variasi salinitas air berdasarkan percobaan dibandingkan dengan beberapa referensi, yaitu dari Feitsel et al (2008) dan data dari *The Practical Salinity Scale 1978 and the International Equation of State of Seawater 1980* yang telah meneliti antara hubungan salinitas terhadap titik beku dari air laut.



Gambar 4.7. Perbandingan Temperatur Beku dengan Referensi

Gambar 4.6 menunjukkan perbedaan temperatur beku terhadap salinitas dengan beberapa referensi, dengan menggunakan nilai error dalam persen, tingkat kesalahan percobaan dalam penentuan temperatur beku sebesar 40 %. Perbedaan temperatur beku dengan referensi mungkin dipengaruhi oleh penggunaan salinitas hydrometer untuk membaca salinitas air tidak akurat karena skala pembacaan yang besar dan interpretasi penentuan temperatur beku pada grafik, serta kalibrasi thermocouple untuk membaca temperatur beban.

#### 4.1.3. Hubungan Salinitas Terhadap *Ice slurry*

Dalam percobaan pengujian salinitas didinginkan selama 1 jam 3 menit. Dengan kata lain variabel terikat dalam percobaan ini adalah waktu, sehingga membuat efek di temperatur air laut setiap salinitas.

Tabel 4.1. Data Temperatur Evaporator dan Pengukuran

Salinitas (ppt)	Q Evaporator 2.947 kW		Q Evaporator 1.781 kW	
	Temperatur Evaporator (°C)	Temperatur Pengukuran (°C)	Temperatur Evaporator (°C)	Temperatur Pengukuran (°C)
18	-1.325	-1.2	-1.431	-1.3
22	-1.7275	-1.5	-1.712	-1.4
26	-1.8511	-1.6	-1.9281	-1.7
30	-2.2991	-1.9	-2.2813	-1.8

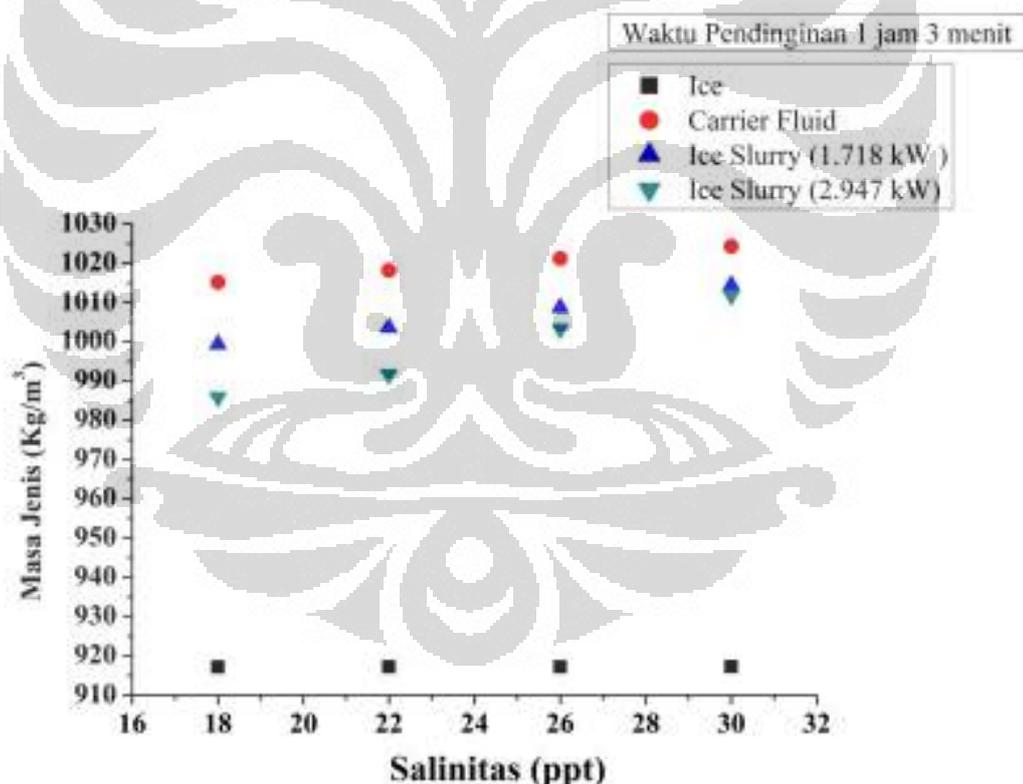
Temperatur evaporator adalah temperatur dari air laut yang telah menjadi *ice slurry* pada salinitas tertentu dalam waktu pendinginan selama 1 jam 3 menit didalam *ice slurry generator*. Sedangkan temperatur pengukuran adalah temperatur dari air laut setelah dari evaporator untuk diukur masanya menggunakan timbangan digital. Pengukuran temperatur menggunakan thermometer celup air raksa dengan skala minimal sampai -10 °C. Kenaikan temperatur saat pengukuran disebabkan dari penyerapan kalor oleh *ice slurry* dari lingkungan dimana temperatur lingkungan lebih tinggi dibanding temperatur *ice slurry*, karena kalor mengalir dari temperatur tinggi ke lebih rendah. Temperatur

pengukuran digunakan sebagai parameter untuk menentukan masa jenis es dan air laut pada temperatur tersebut.

### Masa Jenis *Ice slurry*

Masa jenis adalah masa dibagi dengan volume. Untuk pengukuran masa jenis dari *ice slurry* dengan timbangan digital menggunakan gelas ukur untuk menampung *ice slurry* pada volume tertentu. Untuk menentukan masa jenis es dapat menggunakan *pers. 10* dari A Melinder (2010) sedangkan untuk menentukan masa jenis air laut pada salinitas tertentu menggunakan *Gambar 2.21* dari Mustafa H et, al (2010).

Persamaan dari penentuan masa jenis air laut adalah fungsi dari salinitas dan temperatur, sedangkan persamaan dari penentuan masa jenis es adalah fungsi dari temperatur.



Gambar 4.8. Pengaruh Salinitas Terhadap Masa Jenis Air Laut, Es, dan *Ice slurry*

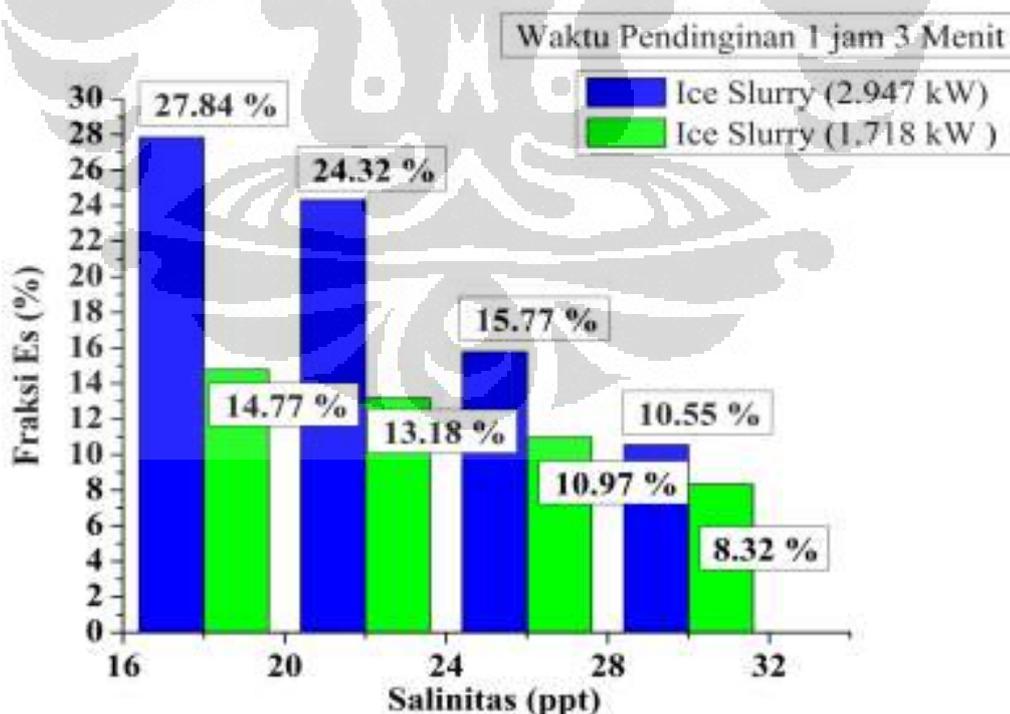
*Ice slurry* adalah campuran dari solid berupa es dan liquid pada jenis liquid yang sama. Dengan kata lain masa jenis *ice slurry* dipengaruhi oleh terbentuknya fraksi es pada larutan air laut. Pada salinitas 30 dimana temperatur pengukuran

sebesar 1.9 °C menunjukkan masa jenis lebih tinggi dibanding yang lain, artinya adalah pada salinitas tersebut mempunyai fraksi es lebih sedikit dibanding salinitas yang lain. Sedangkan pada salinitas 1.8 ppt dengan temperatur pengukuran 1.2 °C menunjukkan masa jenis yang lebih rendah, hal ini menunjukkan bahwa salinitas 18 mempunyai fraksi es yang lebih besar. Fraksi es mempengaruhi masa jenis dari *ice slurry*.

Pada kalor evaporator 2.947 kW mempunyai rata-rata masa jenis lebih rendah dibanding kalor evaporator 1.718 kW karena pada kalor evaporator yang besar mempunyai temperatur beku yang lebih cepat, sehingga pembentukan es lebih banyak. Hal ini disebabkan oleh area nukleasi yang lebih besar. Dengan *ice slurry* yang mempunyai fraksi es lebih besar maka masa jenis akan lebih rendah, karena es mempunyai masa jenis yang rendah dibanding liquid pada temperatur yang sama.

#### Pembentukan Fraksi Es

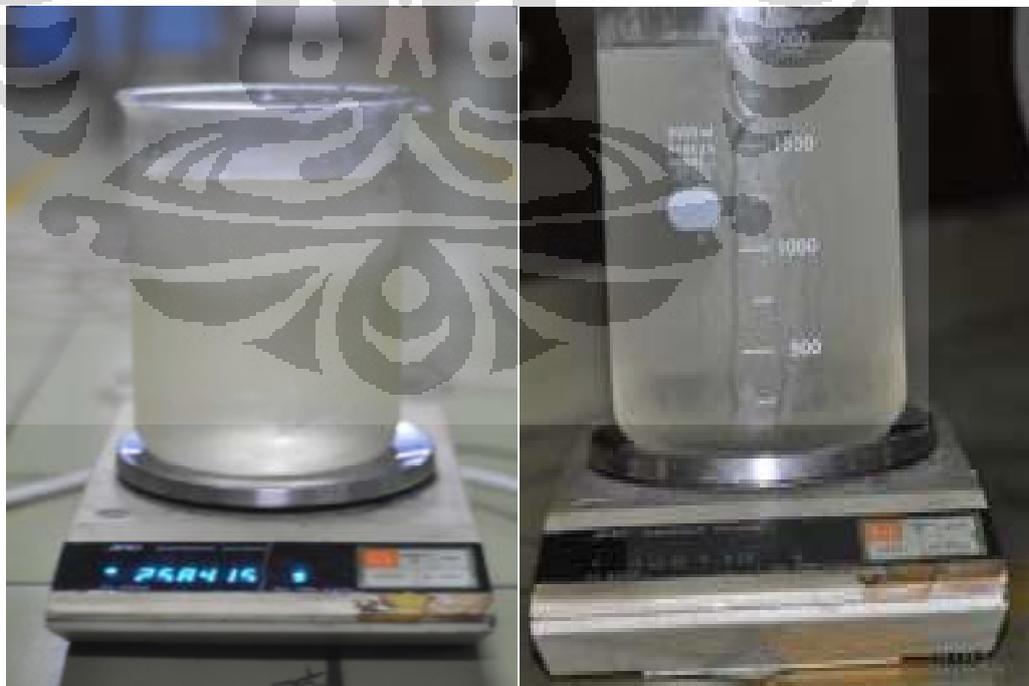
Kombinasi dari masa jenis air laut, es dan *ice slurry* pada temperatur tersebut dijadikan input untuk menentukan fraksi es yang terbentuk menggunakan *pers. 13* dari Jean-Pierre Be'de'carrats et al (2009).



Gambar 4.9. Pengaruh Salinitas Pembentukan Fraksi Es pada *Ice slurry*

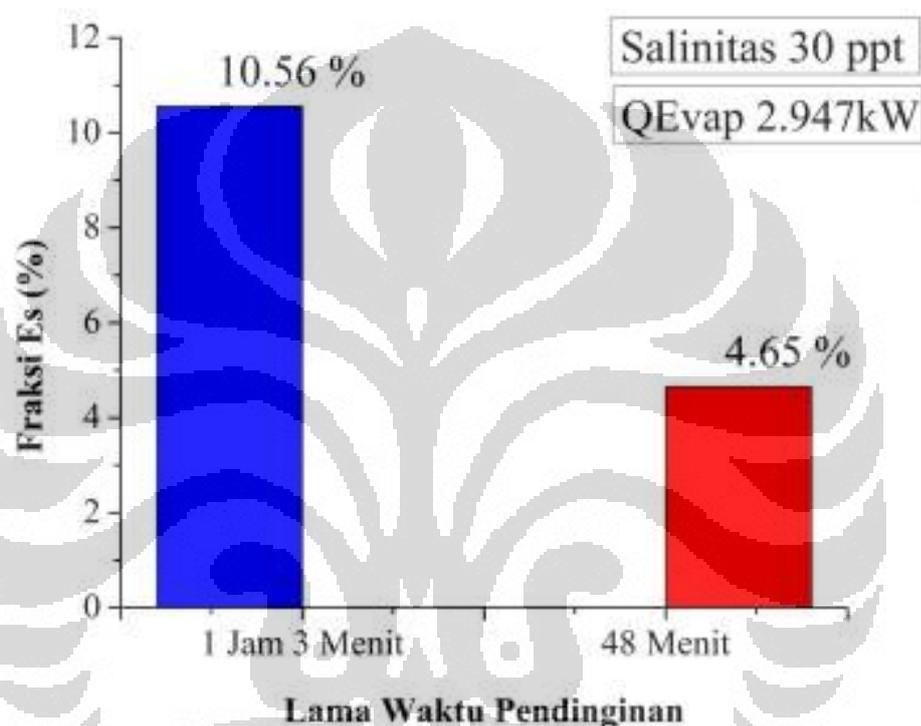
Dengan parameter waktu pendinginan yang sama, salinitas mempengaruhi temperatur beku dari air laut. Berdasarkan data sebelumnya makin banyak salinitas makin rendah temperatur beku dari air laut. Ketika waktu pendinginan sama maka rentang waktu dari mulai temperatur beku tercapai sampai temperatur tertentu di akhir waktu pendinginan menjadi lebih sedikit. Berbeda ketika salinitas rendah yang membuat rentang antara temperatur beku sampai akhir waktu pendinginan menjadi lebih lama. Fenomena ini disebut nukleasi dimana mulai terbentuknya fraksi es pada air laut. Dengan kata lain nukleasi pada salinitas 30 ppt lebih sedikit karena dimulai lebih lama yang dipengaruhi temperatur beku yang lebih rendah sedangkan waktu pendinginan yang sama dari semua salinitas sehingga waktu terjadinya nukleasi menjadi berkurang. Hal ini juga sama alasannya pada kalor evaporator sebesar 2.947 kW yang mempunyai fraksi es lebih besar dibanding 1.718 kW untuk setiap salinitas. Dengan kalor evaporator yang lebih besar maka penurunan temperatur lebih cepat untuk mencapai temperatur beku sehingga nukleasi lebih cepat dan banyak terjadi.

Berikut adalah perbandingan antara hasil *ice slurry* dengan lama pendinginan yang berbeda yaitu 48 menit dan 1 jam 3 menit untuk salinitas 30 ppt pada kalor evaporator 2.947 kW.



Gambar 4.10. Perbandingan Hasil *Ice slurry* terhadap waktu pendinginan (48 menit dan 1 jam 3 menit)

Dari perbandingan gambar hasil *ice slurry* terhadap fraksi es salinitas 30 pada kalor evaporator 2.947 kW dengan waktu pendinginan 1 jam 3 menit dan waktu pendinginan 48 menit didapatkan fraksi es sebesar 4.65 % untuk 48 menit sedangkan untuk waktu 1 jam 3 menit sebesar 10.56 % fraksi es. Hasil ini membuktikan bahwa semakin lama waktu nukleasi semakin besar fraksi es yang terbentuk.



Gambar 4.11. Perbandingan Lama Waktu Pendinginan *Ice slurry*

#### Pengukuran Diameter *Ice slurry*

Untuk mengukur diameter *ice slurry* menggunakan gambar hasil kamera dengan menstandartkan menggunakan penggaris dalam gambar tersebut. Kamera yang digunakan adalah Nikon D90. Hasil *ice slurry* di masukkan dalam storage pengujian. Storage pengujia di design untuk mengeluarkan air laut, sehingga fraksi es tersisa didalam storage.



Gambar 4.12. Storage Pengujian

Hasil dari pengambilan gambar setiap salinitas adalah sebagai berikut :



Gambar 4.13. Pengukuran Salinitas 18 ppt (Temperatur  $-1.2^{\circ}\text{C}$ )



Gambar 4.14. Pengukuran Salinitas 22 ppt (Temperatur  $-1.5^{\circ}\text{C}$ )



Gambar 4.15. Pengukuran Salinitas 26 ppt (Temperatur  $-1.6^{\circ}\text{C}$ )



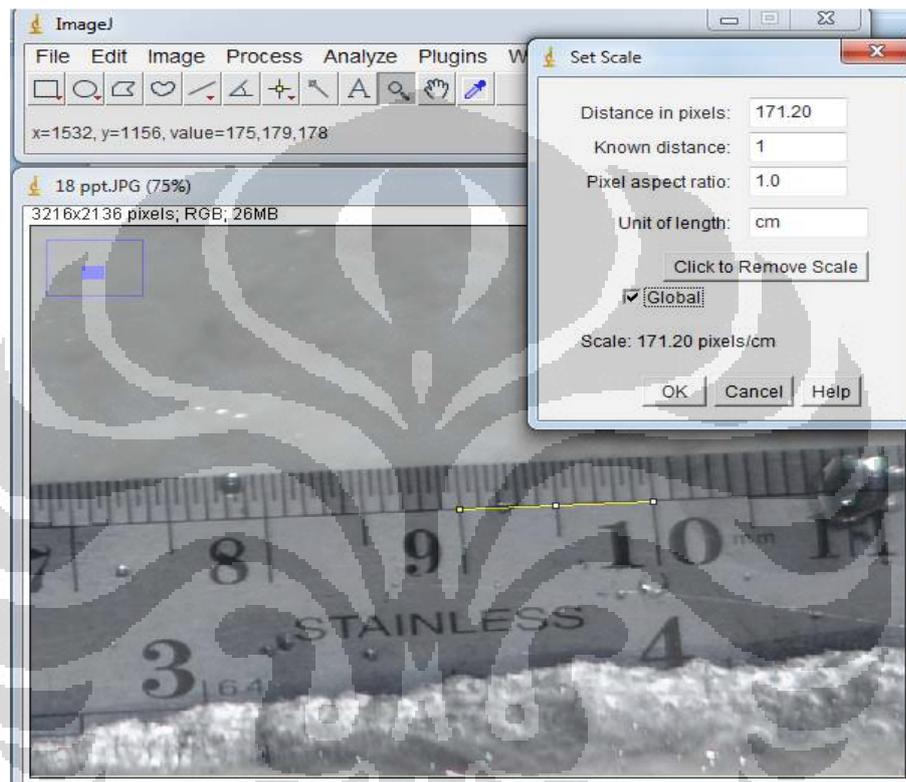
Gambar 4.16. Pengukuran Salinitas 30 ppt  
(Temperatur  $-1.9^{\circ}\text{C}$  dan Waktu 1 Jam 3 Menit)



Gambar 4.17. Pengukuran Salinitas 30 ppt (Waktu Pembuatan 48 Menit)

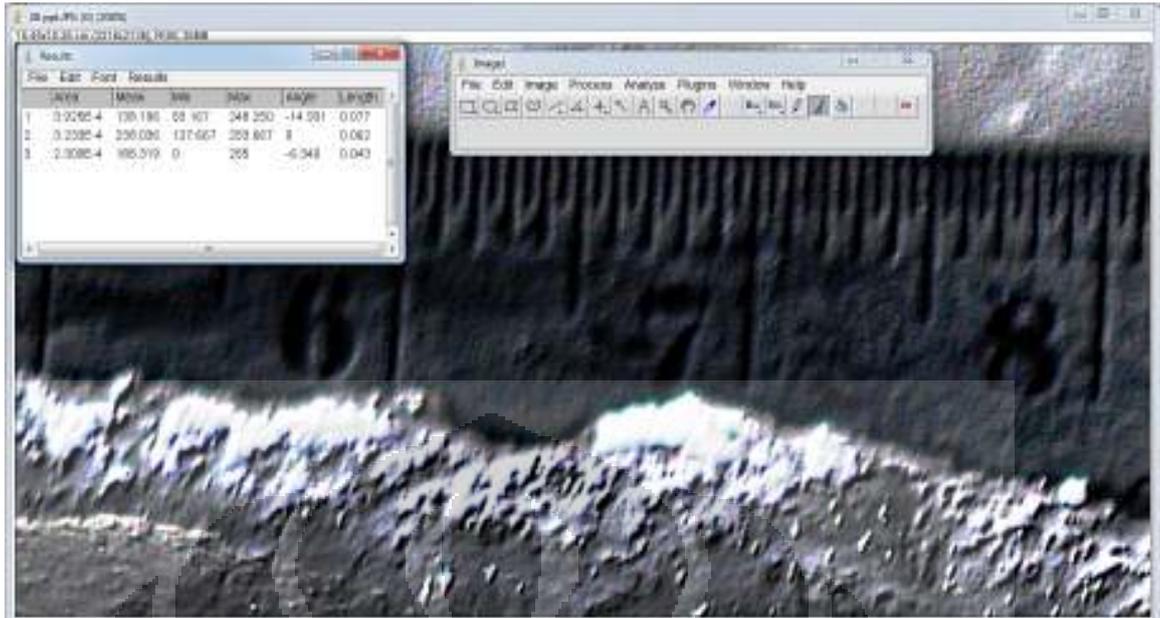
Untuk mengolah gambar *ice slurry* sehingga mendapatkan diameter dari fraksi es menggunakan software IMAGEJ dengan mensetting terlebih dahulu

panjang pada gambar. Garis kuning adalah standart yang digunakan referensi skala panjang pada gambar, garis kuning pada gambar antara panjang 9 cm dan 10 cm atau panjang kenyataan 1 cm sama dengan panjang gambar sebesar 171.2 pixel, kemudian dibuat skala untuk untuk penentuan diameter gambar yaitu 171.2 pixel/cm. Setiap gambar hasil *ice slurry* berdasarkan salinitas mempunyai skala yang berbeda-beda karena jarak pengambila gambar yang berbeda.



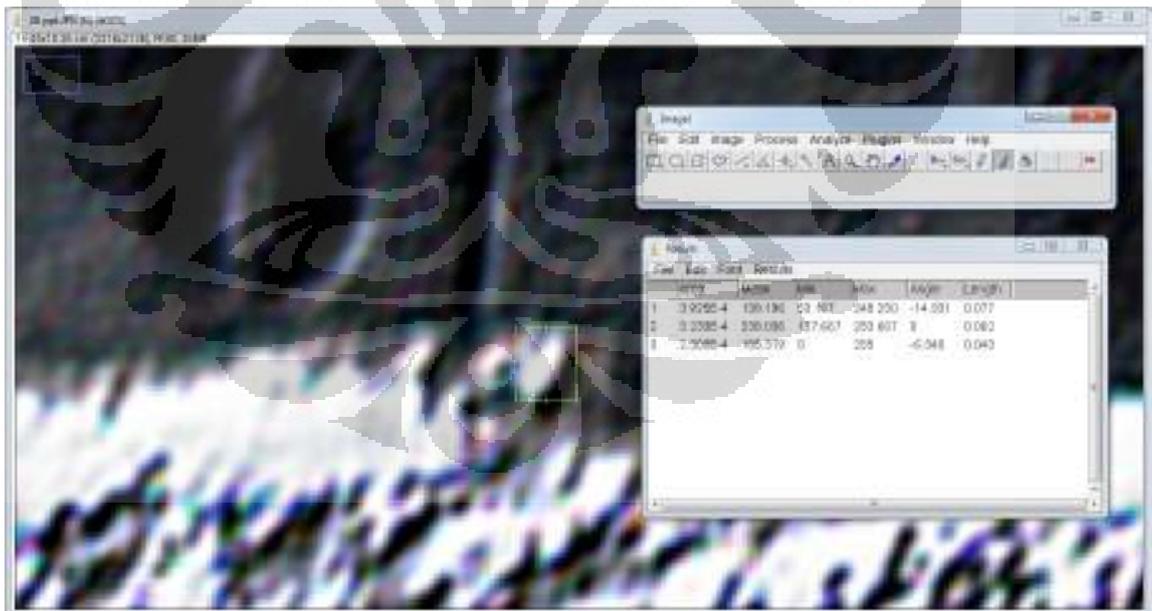
Gambar 4.18. Setting Skala Gambar Menggunakan Software IMAGEJ

Untuk mendapatkan butiran-butiran es pada *ice slurry* dapat dengan memodifikasi gambar menggunakan mengaktifkan opsi *shadows* dan *contras* sebesar 60 %.



Gambar 4.19. Hasil Optimalisasi Gambar dengan Software IMAGEJ

Untuk melakukan pengukuran dapat dengan memperbesar gambar. Fraksi es dapat diketahui dari pembentukan kontur dari permukaan setelah dioptimalisasi gambar.



Gambar 4.20. Penentuan Diameter Fraksi Es

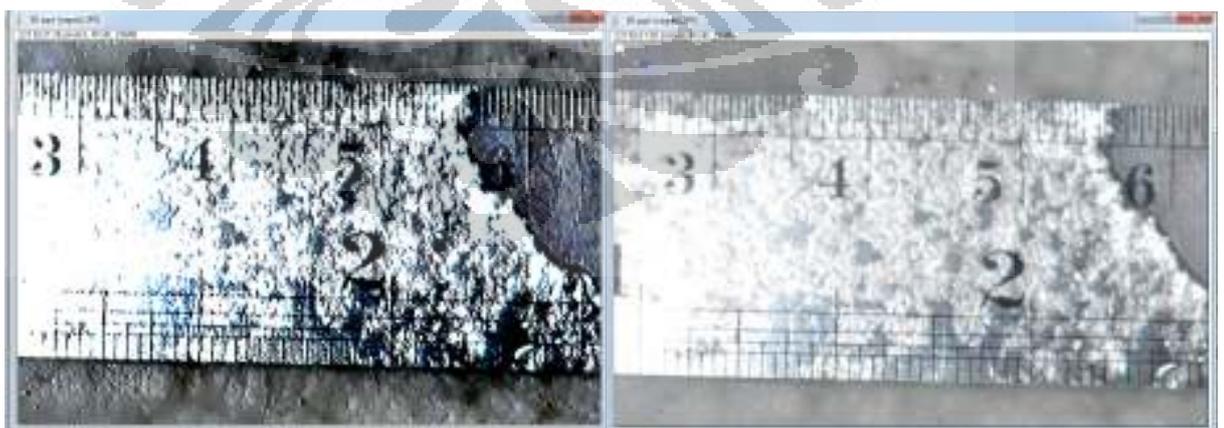
Hasil dari pengukuran berdasarkan salinitas dengan waktu pendinginan 1 jam 3 menit dan salinitas 30 pada waktu 48 menit ditunjukkan pada tabel 4.2.

Tabel 4.2. Hasil Pengukuran Diameter Es pada *Ice slurry*

Salinitas	Diameter (cm)			Diamter Rata-Rata (cm)	Fraksi Es (%)
	1	2	3		
18	0.114	0.117	0.118	0.11633	27.84363
22	0.089	0.137	0.07	0.09867	24.3285
26	0.077	0.062	0.043	0.06067	15.77904
30	0.05	0.035	0.045	0.04333	10.55797
30*	0.027	0.028	0.024	0.02633	4.65

\* Waktu Pendinginan 48 menit sedangkan yang lainnya 1 jam 3 menit

Dari pengukuran diameter dan masa jenis menunjukkan bahwa semakin banyak salinitas dengan waktu pendinginan yang sama menghasilkan fraksi es yang sedikit dan diameter es yang kecil. Semakin kecil dan lembut diameter es akan mengurangi pressure drop dari *ice slurry*. Sedangkan ketika waktu pendinginan divariasikan antara 1 jam 3 menit dengan 48 menit menghasilkan fraksi es yang lebih sedikit dan diameter yang belum terbentuk sempurna dengan ukuran lebih kecil dibanding hasil dengan waktu pendinginan 1 jam 3 menit.



4.21. Diameter Belum Sempurna pada Salinitas 30 ppt dengan Waktu Pendinginan 48 Menit

### **Ketidakefektifan *Scraper Ice slurry Generator***

Ketidakefektifan dari scraper *ice slurry* generator adalah ketika scraper tidak dapat mengikis pembentukan es saat nukleasi di dinding evaporator. Pada percobaan ini terbukti bahwa scraper *ice slurry* generator tidak terlalu efektif karena terdapat pembentukan es yang tidak tergerus oleh scraper. Pembentukan es di dinding yang tak tergerus sempurna oleh scraper menyebabkan pengurangan nilai koefisien konfeksi karena terdapat lapisan es di dinding yang memperbesar nilai thermal resistance (T.A. Mouneer et al.,2010).

Pembentukan es di dinding yang tidak tergerus scraper mungkin karena intensitas yang tinggi pada *ice slurry* generator sehingga pegas untuk menarik scraper menjadi lebih longgar. Selain itu, penggunaan media *ice slurry* berupa air laut mendorong percepatan terjadinya korosi pada pegas tersebut. Selisih *clearance* antara dinding evaporator dan scraper idealnya adalah 1-3 mm (Ben Lakhdar et al.2005). Semakin dekat *clearance* dari scraper maka penggerusan semakin besar namun gaya friksi semakin besar, hal ini membuat sebanding dengan daya motor yang dibutuhkan. Jika sebaliknya, daya akan berkurang namun penggerusan menjadi tidak efektif.



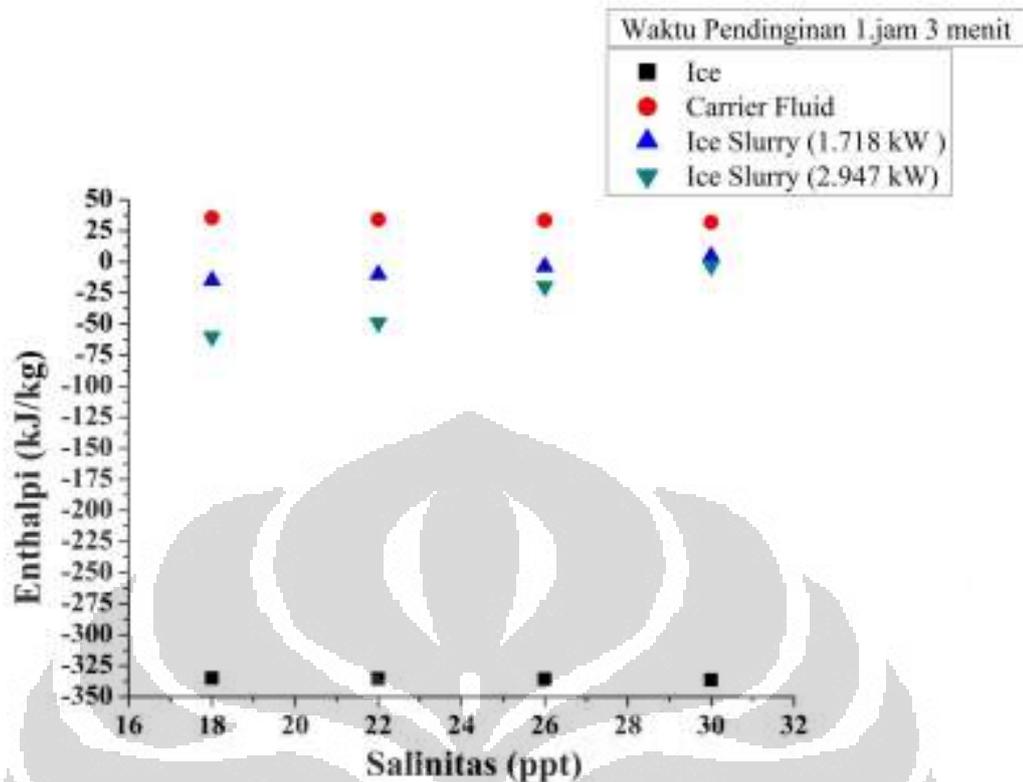
4.22. Pembentukan Sisa Es di Dinding Evaporator

#### 4.1.4. Hubungan Salinitas Terhadap Thermofluida *Ice slurry*

Thermofluida pada penelitian *ice slurry* dalam keadaan statik adalah enthalpi, viskositas, dan konduktivitas termal. Nilai ini menjadi sangat penting untuk dijadikan bahan perhitungan dalam penggunaan *ice slurry generator* sebagai sistem pendinginan. Tujuan karakteristik salinitas terhadap *ice slurry* berbahan dasar air laut adalah sebagai *cold chain* para nelayan yang tersimpan dalam *cold storage* yang artinya ikan dalam wadah diberikan *ice slurry* kemudian *ice slurry* yang telah cair disirkulasikan ke *ice slurry generator* kembali. Dengan kata lain perpindahan kalor dari beban berupa ikan dalam cold storage ke *ice slurry* berlangsung secara konveksi natural. Untuk itu dalam metode perhitungan enthalpi, viskositas, dan konduktivitas termal menggunakan rumus dasar termodinamika dasar gabungan antara enthalpi fraksi es dengan enthalpi air laut, pendekatan viskositas dari larutan viskous dengan fase solid dan liquid, dan pendekatan rumus eksperimen untuk menentukan konduktivitas termal.

##### **Enthalpi *Ice slurry***

Enthalpi adalah suatu kemampuan menerima atau melepaskan kalor. Enthalpi *ice slurry* diolah melalui penurunan *pers. 16* yang juga digunakan oleh T. Kousksou et al (2010). Persamaan tersebut sebagai gabungan dari enthalpi es yang terbentuk dengan enthalpi larutan dalam hal ini air laut pada temperatur tertentu.



Gambar 4.23. Hubungan Enthalpi Air Laut, Es, dan *Ice slurry* terhadap Salinitas

Gambar diatas menunjukkan bahwa enthalpi *ice slurry* adalah gabungan dari enthalpi es dengan air laut. Pada salinitas 18 ppt mempunyai enthalpi *ice slurry* paling rendah karena pada salinitas tersebut mempunyai fraksi es yang lebih besar dibanding yang lain. Hubungannya adalah semakin sedikit salinitas maka jumlah fraksi es semakin besar yang otomatis semakin rendah nilai dari enthalpi. Kemampuan penyerapan kalor *ice slurry* cukup besar dibanding *secondary refrigerant* yang lain dalam hal HVAC. Hal ini karena *ice slurry* memberikan kalor laten yang dampaknya memberikan perbedaan enthalpy saat peleburan sehingga dapat mengurangi volume dari laju masa untuk memberikan kapasitas pendinginan.

Besar dari kemampuan *ice slurry* dapat menyerap kalor lebih besar dapat dilihat enthalpi *ice slurry* pada temperatur tertentu sampai temperatur yang dijaga. Sebagai contoh salinitas 22 mempunyai enthalpi es slurry sebesar -49.069 kJ/kg pada temperatur -1.5°C sedangkan air laut dengan temperatur yang sama, sebesar 35.0295 kJ/kg. Ketika temperatur air laut untuk pendinginan dijaga sampai 10 °C dengan enthalpi sebesar 40.44 °C, maka selisih  $\Delta h$  adalah 5.4105 kJ/kg untuk air

laut dan 89.509 kJ/kg untuk *ice slurry*. Kalor adalah perkalian dari laju masa dengan selisih enthalpi, dengan kata lain ketika laju masa sama maka kalor pendinginan lebih besar *ice slurry* sehingga tidak heran jika waktu pendinginan *ice slurry* lebih cepat, sedangkan apabila kalor beban sama dibanding *secondary refrigerant* lain, *ice slurry* mempunyai masa jenis rendah dapat mengurangi daya pompa, dimensi pipa, dan volume cold storage.

*Trend* yang sama juga ditunjukkan pada *ice slurry* dengan kalor evaporator 1.718 kW yaitu pada salinitas 18 ppt mempunyai enthalpi lebih rendah dibanding salinitas 30 ppt. Persamaan yang digunakan untuk menentukan nilai enthalpi adalah fungsi fraksi es, sehingga dengan rata-rata fraksi es pada *Gambar 4.8* yang menunjukkan kalor 2.947 kW mempunyai nilai lebih besar dibanding 1.718 kW menentukan nilai enthalpi dimana enthalpi untuk 2.947 kW lebih rendah dibanding 1.718 kW.

Namun hasil dari *ice slurry* menunjukkan bahwa pada salinitas 18 ppt timbul beberapa bongkahan es pada bagian bawah *ice slurry generator*. Bongkahan ini terjadi karena air murni yang terbentuk saat keseimbangan dari gaya luar yaitu penurunan temperatur beku lebih besar dan tidak tercover oleh *scraper* untuk terus digerus. Hal ini yang menjadi parameter penting dalam penentuan salinitas untuk pembuatan *ice slurry*, karena ketika salinitas terlalu rendah maka akan timbul bongkahan es meskipun mempunyai enthalpi yang cukup rendah. Karena ketika terdapat fraksi es dari *ice slurry* yang mempunyai bentuk tidak globular (permukaan kasar) akan dapat meningkatkan tekanan jatuh saat slip antar partikel es yang tidak menggumpal. Hal ini sesuai dengan pendapat dari Kasza and Hayashi (2001a) dan Cecilia Hägg (2005) bahwa diameter besar dan kasar identik dengan pressure drop yang besar.

Ketika terdapat bongkahan es dalam pendinginan, perpindahan kalor menjadi kurang efektif. Hal ini karena kalor yang diserap oleh *ice slurry* sebanding dengan luas permukaan bidang kontak, sehingga apabila terdapat bongkahan es penyerapan kalor menjadi lebih lama. Dengan bentuk yang lembut *ice slurry* dapat mempersingkat waktu pendinginan ikan tiga kali lebih cepat dibanding es flake sampai menurunkan temperatur sebesar 2 °C (J Paul, 2002). Dengan kata lain bongkahan es pada *ice slurry* harus dihindarkan untuk

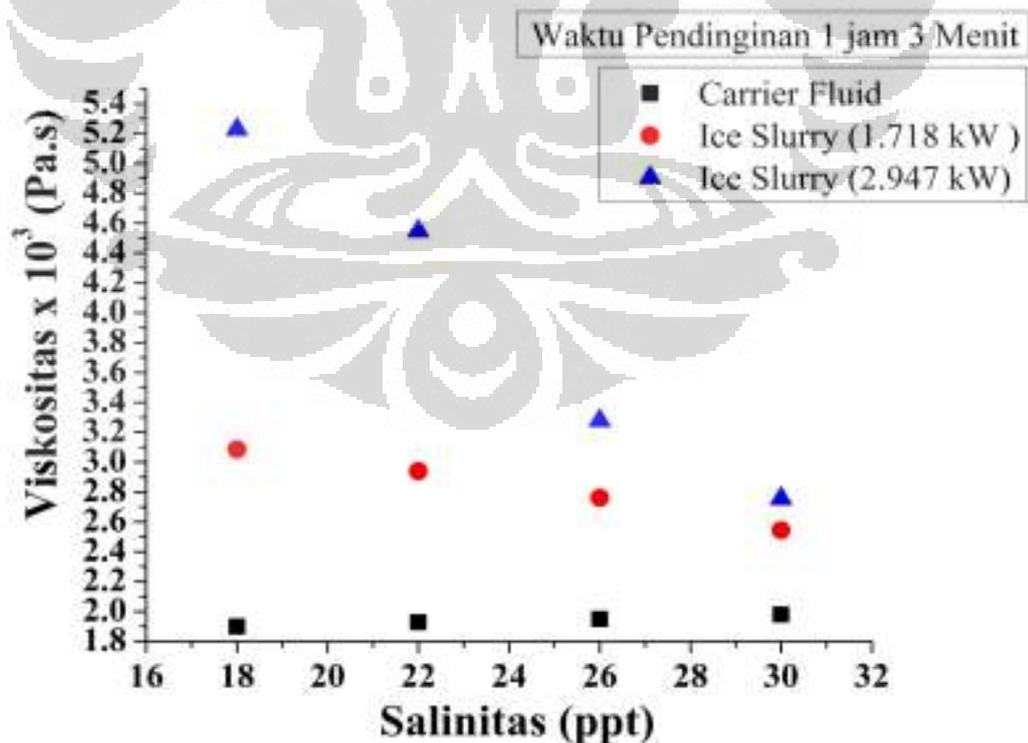
mempercepat waktu pendinginan dan tidak merusak kualitas ikan karena tongkahan es hasil *ice slurry* dan tekanan jatuh.



Gambar 4.24. Bongkahan Es dari Hasil *Ice slurry* Salinitas 18 ppt dengan 30 ppt

### Viskositas *Ice slurry*

Dalam penentuan viskositas *ice slurry* menggunakan pendekatan dari D.G. Thomas (1965) dan Jacques Guilpart et al (2006) untuk menentukan viskositas fluida yang terdiri dari dua fase yaitu solid dan liquid. Pendekatan ini sebagai fungsi dari fraksi es dan viskositas fluida yang tercantum dalam pers. 14.



Gambar 4.25. Hubungan Viskositas Air Laut, Es, dan *Ice slurry* terhadap Salinitas

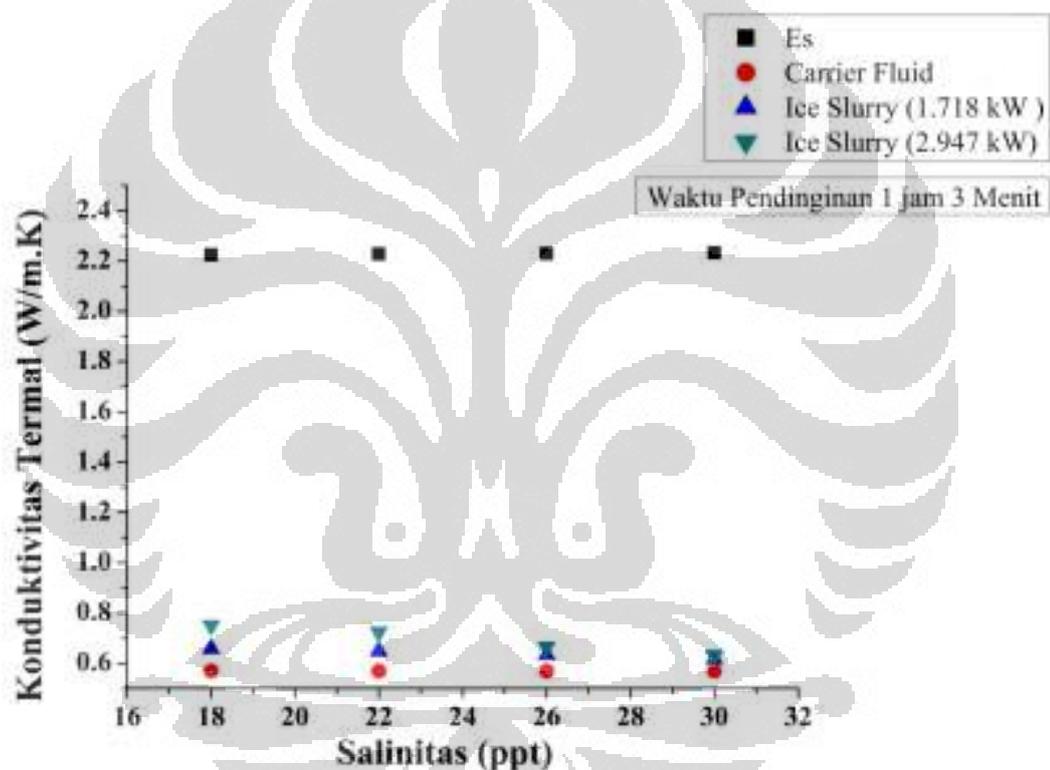
Hasil diatas menunjukkan bahwa ketika *ice slurry* dengan salinitas tertentu dan temperatur tertentu dengan waktu pembutan selama 1 jam 3 menit dan kalor evaporator 2.947 kW menunjukkan bahwa viskositas *ice slurry* lebih besar pada salinitas 18 ppt dibanding yang lain karena fraksi es lebih banyak. Jika berbicara air laut, viskositas adalah fungsi dari temperatur, semakin rendah temperatur semakin besar nilai viskositas. Contohnya adalah salinitas 18 ppt yang mempunyai temperatur pengukuran sebesar  $-1.2\text{ }^{\circ}\text{C}$  menunjukkan nilai viskositas sebesar  $1.8988 \times 10^{-3}$  Pa.s, sedangkan salinitas 30 dengan temperatur pengukuran sebesar  $-1.9\text{ }^{\circ}\text{C}$  mempunyai viskositas  $1.9795 \times 10^{-3}$  Pa.s. Sedangkan *ice slurry* menunjukkan hasil yang sebaliknya, salinitas 18 ppt menunjukkan nilai  $5.227 \times 10^{-3}$  Pa.s dan salinitas 30 ppt sebesar  $2.754 \times 10^{-3}$  Pa.s. Dengan kata lain viskositas pada *ice slurry* lebih dominan pengaruh fraksi es, meskipun pada salinitas 30 ppt dengan viskositas terkecil dalam percobaan mempunyai temperatur yang lebih rendah.

Sedangkan nilai viskositas pada *ice slurry* dengan kalor evaporator 1.718 kW menunjukkan karakteristik yang sama dengan kalor evaporator 2.947 kW. Hal ini lebih dipengaruhi nilai fraksi es yang lebih besar pada kalor evaporator 2.947 kW, karena persamaan viskositas yang digunakan adalah fungsi dari fraksi es yang terbentuk.

Pengaruh viskositas ini sangat penting dalam penentuan tegangan geser saat memindahkan *ice slurry* dalam pipa. Pada dasarnya tegangan geser dibentuk oleh fungsi viskositas dan penurunan kecepatan setiap layer. Namun tegangan geser sendiri adalah efek dari aliran viskositas, sehingga ketika boundary layer terbentuk sempurna (fully development flow) faktor viskositas akan mempengaruhi reynold number dengan kecepatan konstan. Semakin besar nilai viskositas maka akan sebanding dengan nilai tegangan geser yang terjadi. Dengan nilai tegangan geser yang besar maka akan membuat tekanan jatuh aliran *ice slurry* menjadi besar, dengan kata lain daya pompa yang digunakan akan menjadi besar untuk mengkoordinir tekanan jatuh yang terjadi.

### Konduktivitas Termal *Ice slurry*

Konduktivitas termal adalah kemampuan daya rambat kalor dari suatu material. Konduktivitas termal merupakan parameter dari perpindahan kalor secara konduksi. Konduksi tidak hanya terjadi di material solid, namun juga terjadi di fluida. Aliran fluida mempunyai distribusi kecepatan pada ketinggian yang berbeda-beda. Ketika lapisan aliran di dinding pipa, kecepatan aliran adalah nol. Pada posisi tersebut atau saat  $du/dy = 0$  perpindahan kalor terjadi secara konduksi. Dalam perhitungan menggunakan pers. 20 yang dimodelkan Taref (1940) untuk aliran dua fase solid dan liquid.



Gambar 4.26. Hubungan Konduktivitas Termal Air Laut, Es, dan *Ice slurry* terhadap Salinitas

Hasil pengolahan konduktivitas termal menunjukkan bahwa konduktivitas es lebih baik dibanding air laut dengan temperatur yang sama, sedangkan *ice slurry* berada di antara konduktivitas air laut dengan es. Konduktivitas termal *ice slurry* dipengaruhi oleh pembentukan fraksi es, hal ini sesuai dengan hasil dimana salinitas 18 yang mempunyai fraksi es terbesar menunjukkan konduktivitas termal paling besar. Es adalah fase solid yang mempunyai masa jenis paling rendah

dibanding liquid dan *ice slurry*, sehingga es mempunyai molekul lebih rapat yang membuat kemampuan konduktivitas termal lebih besar.

Sedangkan nilai termal konduktivitas pada *ice slurry* dengan kalor evaporator 1.718 kW menunjukkan karakteristik yang sama dengan kalor evaporator 2.947 kW. Hal ini lebih dipengaruhi nilai fraksi es yang lebih besar pada kalor evaporator 2.947 kW. Nilai termal konduktivitas *ice slurry* baik untuk kalor evaporator 1.718 kW dan 2.947 kW mempunyai nilai yang lebih besar dibanding air laut dengan salinitas dan waktu pendinginan yang sama.

#### 4.2. SISTEM PENDINGINAN SCRAPER *ICE SLURRY GENERATOR*

##### Data Percobaan dan Pengolahan Data

Dalam pengujian karakteristik *ice slurry* terhadap variasi salinitas menggunakan scraper *ice slurry generator*. Sistem ini dimodifikasi dengan penggunaan katub ekspansi berupa *thermostatic expansion valve*. Dengan masa air laut sebesar 4 liter, maka didapatkan hasil sebagai berikut :

Tabel 4.3. Hasil Percobaan Salinitas 18 ppt, 26 ppt, dan 30 ppt

Parameter\Letak	Discard	Sebelum TXV	Setelah TXV	Section
Temperatur (°C)	56.17531	30.147	-18.99	-21.8076
Tekanan (Bar)	13.5	12.2	2.55	2.2
Enthalpi (kJ/kg)	434.33	236.81	236.81	401.2

Tabel 4.4. Hasil Percobaan Salinitas 22 ppt

Parameter\Letak	Discard	Sebelum TXV	Setelah TXV	Section
Temperatur (oC)	55.09174	32.112	-14.654	-19.1848
Tekanan (Bar)	13.2	12.7	3	2.5
Enthalpi (kJ/kg)	431.3	239.33	239.33	397.49

Melalui ampere meter didapatkan kuat arus dari kompresor, sedangkan tegangan kompresor adalah 220 V karena input ke sistem telah distabilkan dengan *voltage stabilizer*. Perkalian antara kuat arus dengan tegangan listrik (6) adalah daya yang dibutuhkan kompresor. Kemudian dengan menggunakan persamaan (5) didapatkan coefficient of performance (COP), persamaan (7) untuk mendapatkan laju massa dan persamaan (3) dan (4) untuk mendapatkan daya kondensor dan evaporator.

Tabel 4.5. Hasil Perhitungan Parameter Sistem

Parameter	Salinitas	
	Salinitas 22 ppt	18,26,dan 30 ppt
Arus (A)	2.7	2.7
Tegangan (V)	220	220
Daya (Watt)	594	594
COP	4.67791	4.96197
m (kg/s)	0.01757	0.01793
Q cond (kW)	3.37268	3.54141
Q evap (kW)	2.77868	2.94741

Sedangkan untuk variasi kedua adalah kalor evaporator yang berbeda, data hasil percobaan dan pengolahan hasil percobaan adalah sebagai berikut :

Tabel 4.6. Data Untuk Variasi Kalor Evaporator

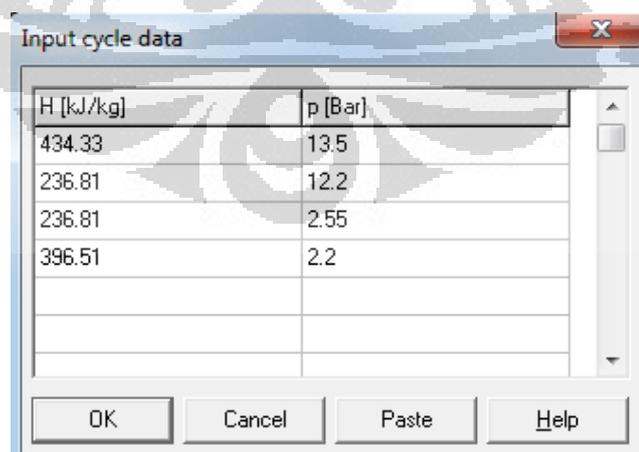
Parameter\Letak	Discard	Sebelum TXV	Setelah TXV	Section
Temperatur (oC)	73.4026	30.330377	-17.354	-20.307
Tekanan (Bar)	13.5	13	2.7	2.2
Enthalpi (kJ/kg)	448.81	237.04	237.04	397.47

Tabel 4.7. Hasil Perhitungan Parameter Sistem

Parameter	Hasil
Arus (A)	2.5
Tegangan (V)	220
Daya (Watt)	550
COP	3.124853915
m (kg/s)	0.010712894
Q cond (kW)	2.268669653
Q evap (kW)	1.718669653

### Pemetaan Diagram P-h

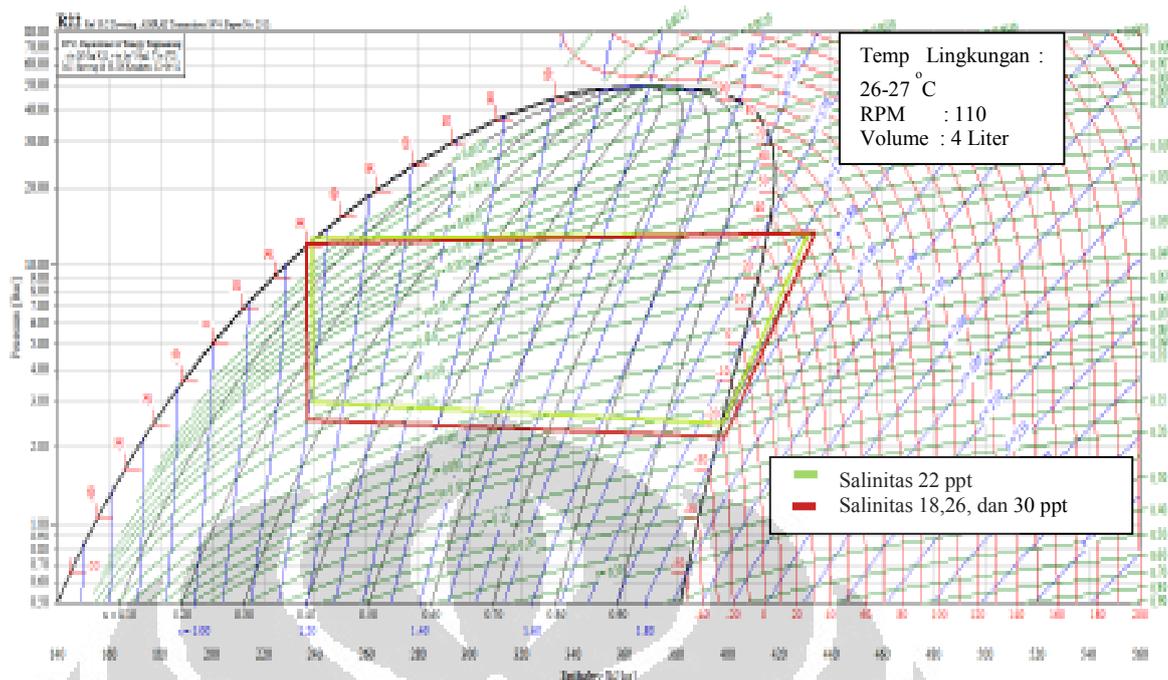
Pengukuran sistem pendingin dari percobaan didapat variabel temperatur dan tekanan gauge. Tekanan gauge kemudian ditambahkan 1 bar jika satuan gauge dalam bar sebagai penambah tekanan lingkungan. Parameter temperatur dan tekanan kemudian digunakan untuk mencari nilai enthalpi dari setiap titik-titik menggunakan *software REFPROP* dengan fluida R-22. Hasil dari parameter tekanan dan enthalpi setiap titik kemudian diplot dalam diagram P-h R-22. Untuk memplot parameter tekanan dan enthalpi dalam diagram P-h dapat menggunakan *software COOLPACK*. Hasil plot dari setiap titik adalah sebagai berikut :



H [kJ/kg]	p [Bar]
434.33	13.5
236.81	12.2
236.81	2.55
396.51	2.2

Gambar 4.27. Input Parameter COOLPACK

Input data diatas sebagai titik untuk membuat plotting diagram P-h siklus sistem pendingin dalam menggunakan software COOLPACK.

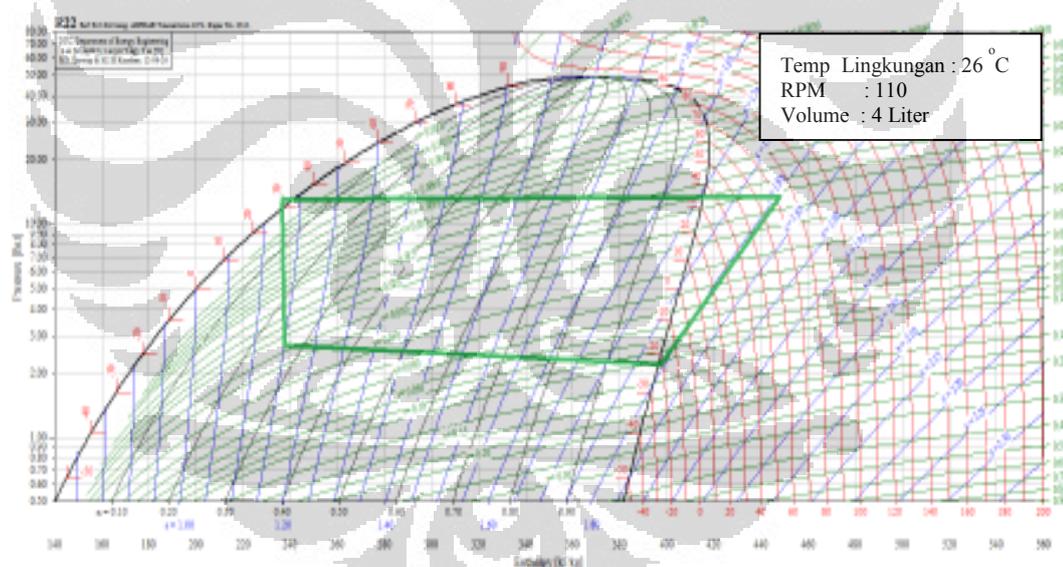


Gambar 4.28. Diagram P-h Variasi Salinitas

Hasil diagram P-h menunjukkan bahwa terjadi perbedaan antara percobaan salinitas 22 ppt dengan salinitas 18 ppt, 26 ppt dan 30 ppt. Pada dasarnya perbedaan ini bukan disebabkan oleh kadar dari salinitas air laut, namun lebih disebabkan oleh temperatur lingkungan yang berbeda. Salinitas hanya mempengaruhi temperatur beku seperti yang dijelaskan sebelumnya. Perbedaan diagram P-h biasanya terjadi ketika beban berbeda, namun pada kondisi ini beban diatur sama, sehingga peluang yang membuat nilai diagram P-h berbeda karena temperatur lingkungan. Meskipun temperatur dijaga 26 °C namun dengan Isolasi ruangan untuk pengkondisian udara menggunakan plastik, dan penambahan kalor yang dibuang sistem pendingin, serta temperatur lingkungan yang tinggi karena waktu pengambilan data dilakukan siang hari membuat *portable air conditioning* dengan kapasitas 1 PK tidak dapat memberikan temperatur yang diinginkan karena kapasitas kompresor yang kurang besar pada keadaan tersebut. Hal tersebut membuat temperatur pengukuran lingkungan ketika pengambilan data salinitas 22 ppt menjadi 27°C meskipun *portable air conditioning* disetting pada temperatur 22 °C. Efeknya adalah tekanan di kondensor menjadi lebih tinggi dan panjang untuk mengefektifkan pembuangan kalor yang diterima sistem dari kompresor dan evaporator. Dengan tekanan kondensor lebih tinggi mempengaruhi

tekanan evaporator juga ikut lebih tinggi dibanding tekanan evaporator pada salinitas 18 ppt, 26 ppt, dan 30 ppt. Pada kubah saturasi temperatur menjadi isobar, sehingga temperatur kerja menjadi lebih tinggi. Dengan temperatur evaporator yang lebih rendah membuat penurunan temperatur menjadi lebih lambat pada salinitas 22 ppt (Gambar 4.1).

Kedua data menunjukkan bahwa ketika sistem dipengaruhi temperatur lingkungan yang lebih tinggi maka COP menjadi lebih rendah. Hal ini karena efek refrigerasi menjadi lebih rendah dengan daya kompresor yang sama ketika temperatur lingkungan tinggi. Kalor yang diserap evaporator untuk salinitas 22 ppt ketika temperatur lingkungan 27 °C adalah 2.77868 kW sedangkan saat percobaan salinitas 18 ppt, 26 ppt, dan 30 ppt dengan temperatur 26 °C sebesar 2.94741 kW. Hasil ini tak heran ketika penurunan temperatur pada percobaan salinitas 18 ppt, 26 ppt, dan 30 ppt lebih cepat dibanding salinitas 22 ppt karena temperatur berubah terhadap waktu (*Unsteady State*).



Gambar 4.29. Diagram P-h Variasi Salinitas

### Analisis Siklus Aktual

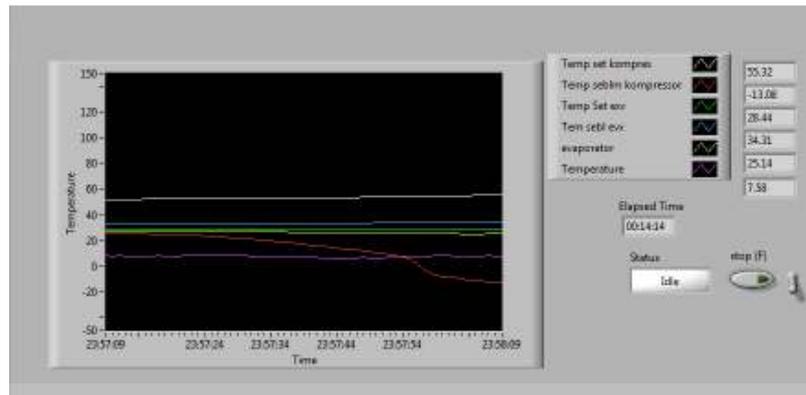
Pada siklus aktual sistem pendingin terjadi pressure drop dan perpindahan kalor. Hal ini dapat dilihat dari tekanan discard lebih tinggi dibanding tekanan setelah kondensor, padahal idelanya kedua tekanan mempunyai besar yang sama, tekanan setelah katup ekspansi dengan tekanan section juga mempunyai besar yang berbeda dimana arah penurunan sesuai dengan arah fluida. Penurunan

tekanan ini disebabkan oleh gaya gesek fluida dalam hal ini R-22 dan belokan-belokan dari *piping system* yang dikenal dengan *minor losses*. Kemudian pada kompresor tidak terjadi secara isentropic, yang artinya sistem menerima atau melepaskan kalor pada prosesnya. Hal ini dapat dilihat dari entropi section tidak sama dengan entropi discard.

Superheat dapat terjadi di sistem meskipun nulainya kecil yang artinya refrigerant mempunyai fase gas sebelum memasuki kompresor. Nilai superheat dari sistem dipengaruhi oleh beban dan jenis katub ekspansi. Katub ekspansi jenis *thermostatic expansion valve* yang digunakan mempunyai peranan dalam penentuan superheat. TXV yang digunakan untuk kapasitas pendinginan 1 TR (ton refrigeran) yang artinya sebesar 211 kJ/menit atau 3.51667 kW dengan orifis nomer 2 (Standart Danfos), pemilihan orifis memberikan settingan selisih superheat minimal sebesar 4 K. Jika dilihat dari diagram P-h diatas selisih superheat menunjukkan pada besaran minimum yang artinya TXV bekerja dengan baik namun beban pendinginan yang kurang, hal ini mempengaruhi bukaan diafragma pada TXV yang menjadi reaksi dari penguapan refrijran dalam thermal bulb akibat kalor dari refrigeran sistem bagian section line. Dengan terjadinya superheat umur kompresor dapat diperpanjang. Namun pada bagian kondensor subcooling tidak terlalu terlihat, hal ini artinya kinerja kondensor tidak terlalu efektif. Kondensor yang digunakan adalah *air cooled condenser* yang mungkin ketidak efektifan disebabkan oleh kotor dan rusaknya beberapa fin kondenser, fan yang tidak berputar secara efektif. Jika subcooling terjadi kemungkinan efek refrigerasi menjadi lebih besar yang membuat *chilling time* menjadi lebih cepat.

### **Tekanan Jatuh Sistem Evaporator**

Dari proses pengukuran terjadi suatu fenomena dimana temperartur section pada waktu tertentu jatuh melewati temperatur setelah txv. Hal tersebut dapat dilihat dari garis merah pada grafik temperatur menggunakan *labview*.



Gambar 4.30 Tekanan Jatuh di Evaporatsi secara Mendadak

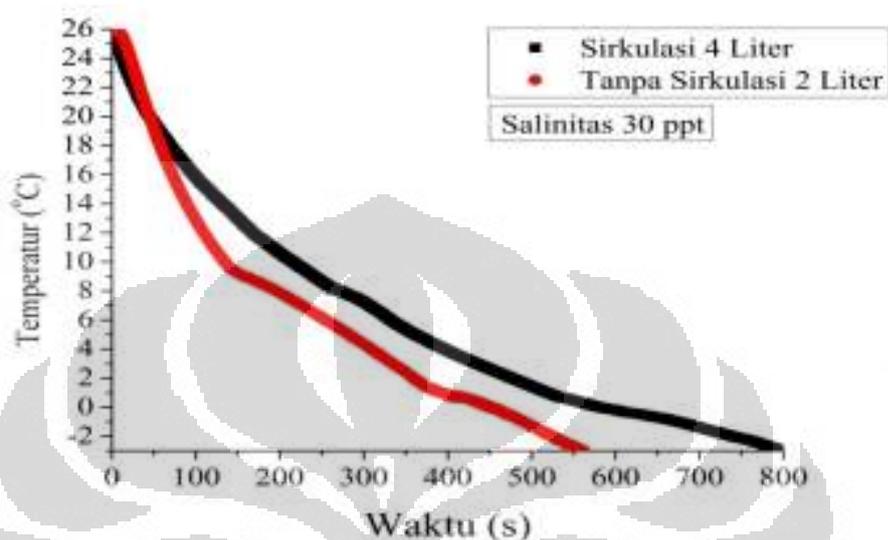
Untuk mengatasi hal tersebut telah di koreksi kembali pipa tembaga dari evaporator ke kompresor karena dikhawatirkan terdapat penyumbatan, sedangkan dibagian evaporator kemungkinan besar terjadi penyumbatan pipa sangat kecil karena pada dalam evaporator pipa tembaga dililit dan ditutup kembali dengan *polyurethane*. Langkah kedua adalah menggeser thermocouple untuk mengkoreksi letak penyumbatan, namun ketika di ujung sebelah thermal bulb dari TXV masih menunjukkan hasil yang sama seperti diatas. Langkah ketiga adalah mengganti oli kompresor, karena karakteristik oli dengan R-22 tidak bercampur kembali ketika tekanan rendah yaitu evaporator (Handoko, 1981). Penggantian oli kompresor dengan memotong pipa section dan mengeluarkan oli lama dari kompresor. Oli yang digunakan adalah *REFOIL REFRIGERATION OIL* yang dapat digunakan untuk R-22. Namun setelah penggantian oli hasil masih menunjukkan hal yang sama.

Analisis singkat tentang grafik penurunan temperatur section yang tiba-tiba dan lebih rendah dibanding temperatur setelah TXV karena terjadi penguapan secara tiba-tiba dengan terbentuknya nukleasi yang besar sehingga membuat tekanan refrigeran di pipa evaporator menjadi jatuh, tekanan jatuh secara tiba-tiba sebanding dengan temperatur karena temperatur di kubah saturasi seperti isobar.

### 4.3. PERFORMA ORBITAL ROD ICE SLURRY GENERATOR

Model orbital rod adalah evaporator untuk membuat ice slurry dengan cara kerja menggunakan shaft yang dapat berputar terhadap dinding evaporator dan berputar terhadap porosnya sebagai reaksi dari gaya gesek yang terjadi. Dari

percobaan *orbital rod ice slurry generator* dilakukan variasi sirkulasi dan tanpa sirkulasi. Maksud dari sirkulasi adalah antara inlet dan outlet evaporator terdapat reservoir untuk menampung air laut dari outlet menggunakan pompa sentrifugal dan dikembalikan ke inlet evaporator dengan pompa submersible.



Gambar 2.31. Hubungan Waktu Terhadap Penurunan Temperatur

Hasil penurunan temperatur evaporator pada gambar diatas menunjukkan bahwa ketika air laut tidak disirkulasi lama pendinginan untuk mencapai  $-3^{\circ}\text{C}$  dengan salinitas 30 ppt sebesar 562 detik, sedangkan setelah disirkulasi sebesar 799 detik.

## **BAB 5**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1. KESIMPULAN**

Kesimpulan dari penelitian tentang variasi salinitas terhadap hasil *ice slurry* berbahan dasar air laut adalah semakin banyak salinitas hasil fraksi es semakin sedikit dengan diameter yang lebih kecil. Sedangkan dengan salinitas besar menunjukkan hasil fraksi es yang besar dengan diameter juga besar namun terdapat bongkahan es pada hasil *ice slurry*. Enthalpi ice slurry untuk salinitas 18 ppt rendah dibanding salinitas 30 ppt yang dipengaruhi oleh jumlah fraksi es. Viskositas salinitas 18 ppt lebih besar karena dipengaruhi diameter es dan fraksi es yang lebih besar. Viskositas menginterpretasikan gaya gesek fluida. Konduktivitas termal ice slurry dengan salinitas 18 ppt menunjukkan hasil yang lebih besar dibanding 30 ppt karena jumlah fraksi es yang lebih besar dan dengan fraksi es yang besar molekul yang terbentuk lebih padat. Hal ini diperkuat dengan variasi kalor evaporator yang menunjukkan karakteristik atau *trend* yang sama.

#### **5.2. SARAN**

- ✓ Mengkalibrasi pengukuran salinitas dengan perhitungan manual.
- ✓ Memperbanyak data agar didapatkan hasil yang lebih valid.
- ✓ Menambah portable air conditioning dan memperbaiki isolator.
- ✓ Memperbesar outlet ice slurry pada orbital rod ice slurry generator
- ✓ Memperbaiki sistem shaft orbital rod ice slurry generator

## Daftar Pustaka

- A°. Melinder\*, Properties and other aspects of aqueous solutions used for single phase and ice slurry applications, international journal of refrigeration 33 (2010 ) 1506e1512
- A , Melinder, 2008. General properties and characteristics of aqueous solutions used in indirect systems. In: Proc. 8th IIRGustav Lorentzen Conf. Nat. Working Fluids, Copenhagen.
- Asaoka T, Saito A, Okawa S, Kumano H, Hozumi T, Matsunaga T, Ichioka J. Study on formation of ice slurry using ethanol solution with vacuum evaporation. Trans JSRAE 2006;23(2):165–74.
- Ben Lakhdar M, Cerecero R, Alvarez G, Guilpart J, Flick D, Lallemand A. Heat transfer with freezing in a scraped surface heat exchanger. Appl Ther Eng 2005;25:45–60.
- Bellas, J., Chaer, I., Tassou, S.A., 2002. Heat transfer and pressure drop of ice slurries in plate heat exchangers. Appl. Therm. Eng 22, 721–732.
- Carol M Lalli, Timothy R Parsons. Biological Oceanography. University of British Columbia. Elsevier. 2006
- Cemagref, Refrigeration Processes Engineering Research Unit, Parc de Tourvoie, BP 44, F92163 Antony, Cedex, France
- Cengel, Thermodynamic. 1998
- Cecilia Hägg ,2005, Ice Slurry as Secondary Fluid in Refrigeration Systems, Fundamentals and Applications in Supermarkets, School of Industrial Engineering and Management, KTH
- Dahuri, R. 2002. Prospek pembangunan perikanan Indonesia. Paper pada Seminar Nasional Perikanan. IPB. Bogor. 46 p.
- D.G. Thomas, Transport characteristics of suspension. VIII. A note on the viscosity of Newtonian suspensions of uniform spherical particles, Journal of Colloid Science 20 (1965) 267–277.
- E. Stamatioua, J.W. Meewisseb, M. Kawajia. 2004. Ice slurry generation involving moving parts. International Journal of Refrigeration 28 (2005) 60–72

- Frank Qin, Xiao Dong Chena, Shashini Ramachandra , Kevin Free. Heat transfer and power consumption in a scraped-surface heat exchanger while freezing aqueous solutions. *Separation and Purification Technology* 48 (2006) 150–158
- Gary Sven Thorvaldsen. The effect of the particle size distribution on non-Newtonian turbulent slurry flow in pipes. *Cape Technikon*. 1996.
- Handoko, Teknik Lemari Es, 1981
- Hasegawa H, Yoshi N, Saikawa M. Study on dynamic contact ice making characteristics of water as refrigerant. Proc JSRAE Annual Conf, C108, 2002.
- J.P. Holman, Perpindahan Kalor, 1995, Erlangga
- J. Paul, Innovative applications of pumpable ice slurry, Paper given at Institute of Refrigeration, 7 Feb, London, UK, 2002.
- Jacques Guilpart\*,1, Evangelos Stamatiou, Anthony Delahaye, Laurence Fournaison Comparison of the performance of different ice slurry types depending on the application temperature , *International Journal of Refrigeration* 29 (2006) 781–788
- Jean-Pierre Be'de'carrats, Françoise Strub, Christophe Peuvrel. 2009. Thermal and hydrodynamic considerations of ice slurry in heat exchangers. *international journal of refrigeration* 32 ( 2009) 1791 – 1800
- Kauffeld, M., Kawaji, M., Egolf, P.W. (Eds.), 2005. *Handbook on Ice Slurries Fundamentals and Engineering*. IIF/IIR, Paris.
- Kauffeld M, Wang M J, Goldstein V, Kasza K E. *Ice Slurry Applications*. *International Journal of Refrigeration* 33 (2010) 1491 – 1505.
- Kasza, K., Chen, M., 1987. Assessment of Impact of Advanced Energy Transmission Fluids on District Heating and Cooling Systems (Phase I). Argonne National Laboratory.
- Kasza, K., Choi, U., Kaminsky, J., 1988. Advanced energy transmission fluids for heating and cooling systems. *ASHRAE Trans.* 93 (Pt. 2).
- Kauffeld, M., Christensen, K.G., Lund, S., Hansen, T.M., 1999. Experience with ice slurry, In: *Proceedings of the First Workshop on Ice Slurries*, Yverdon-les-Bains, Switzerland, pp. 42–73.

- Knodel, B.D., France, D.M., Choi, U.S., Wambsganss, M.W., 2000. Heat transfer and pressure drop in ice-water slurries. *ApplTherm. Eng* 20, 671–685
- Kasza, K., Hayashi, K., 2001a. Ice slurry cooling research: effects of microscale ice particle characteristics and freezing point-depressant additives on ice slurry fluidity. *ASHRAE Trans.* 107 (Pt. 1), 346e351.
- Klaren DG, Van-der-Meer JS. A fluidized bed chiller: a new approach in making slush-ice. *Industrial Energy Technology Conference Houston (USA)*; 1991.
- Kirby P. Nelson, P.E. ICE SLURRY GENERATOR. Paul Mueller Company • Springfield, Missouri. Presented at the IDEA Conference • San Antonio, Texas June, 1998 • Used with permission.
- Lee, D.W., Yoon, E.S., Joo, M.C., Sharma, A., 2006. Heat transfer characteristics of the ice slurry at melting process in a tube flow. *Int. J. Refrigeration* 29, 451–455. Niezgoda-Zelasko, B., 2006. Heat transfer of ice slurry flows in tubes. *Int. J. Refrigeration* 29, 437–450.
- M.J. Wang, T.M. Hansen, M. Kauffeld, K.G. Christensen, V. Goldstein, Application of ice slurry technology in fishery, *Proceedings of the 20th International Congress of Refrigeration, IIF/IIR, vol. IV, 1999 paper 569.*
- Michel Barth. Presentation of New Technologies Ice Slurry Generators Masyamsir, 2001, Penanganan Hasil Perikanan, Departemen Pendidikan Nasional
- Michael J. Moran, Howard N. Shapiro, *Termodinamika Teknik.* 2004, Erlangga
- Moran. Michael, N. Howard. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics 4<sup>th</sup> Edition.* 1998
- Mostafa H. Sharqawy, John H. Lienhard V and Syed M. Zubair, *Thermophysical Properties of Seawater: A Review of Existing Correlations and Data, Desalination and Water Treatment, 2010*
- Mullin, J. W. (2001). *Crystallization*, (4nd ed.). London: Butterworths.
- Nandy P, Nasruddin, Permana A, Jatmika A. *Rancang Bangun dan Karakterisasi Ice Slurry Generator.* Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) V. 2006.
- Niezgoda-Zelasko, B., Zalewski, B., 2006a. Momentum transfer of ice slurry flows in tubes, experimental investigations. *Int. J. Refrigeration* 29, 418–428.

- Niezgoda-Zelasko, B., Zalewski, B., 2006b. Momentum transfer of ice slurry flows in tubes, modelling. *Int. J. Refrigeration* 29, 429–436.
- N.E. Wijesundera\*, M.N.A. Hawlader, Chan Wee Boon Andy, M. Kamal Hossain, Ice-slurry production using direct contact heat transfer, *International Journal of Refrigeration* 27 (2004) 511–519
- Pronk P, Infante Ferreira CA, Witkamp GJ. Circulating fluidized bed heat exchanger for ice slurry production. In: *Proceedings of the IIR conference on thermophysical properties and transfer processes of refrigerants*, Vicenza (Italy); 2005.
- Pineiro, C. Barros-Velazquez, J., Auboug, S.P., 2004. Effects of newer slurry ice systems on the quality of aquatic food product. *Trends Food Sci. Technol.* 15, 575-582
- Peter W. Egolf, Michael Kauffeld. 2004. From physical properties of ice slurries to industrial ice slurry applications. *International journal of refrigeration* 33 (2010) 1491e1505
- Pinheiro, C., Barros-Velazquez, J., Auboug, S.P., 2004. Effects of newer slurry ice systems on the quality of aquatic food products. *Trends Food Sci. Technol.* 15, 575e582.
- Putra N, Imansyah, H. Novianandra, R Adiprana, Measurement of Heat Transfer Coefficient of Ice Slurry with Plate Heat Exchanger. 7<sup>th</sup> Int'l QiR Proceeding, 2004
- Rodriguez, O., et al., 2005. Sensory, microbial and chemical effects of a slurry ice system on horse mackerel. *J. Sci. Food Agric.* 85, 235-242
- R. List, Ice nucleation and freezing of water, *Proceedings of the Second IIR Workshop on Ice Slurries*, 25–26 May; Paris, France, International Institute of Refrigeration, Paris, 2000. p. 61.
- R. Feistel, D. G. Wright, K. Miyagawa, J. Hraby, D. R. Jackett, T. J. McDougall, W. Wagner. Development of thermodynamic potentials for fluid water, ice and seawater: a new standard for oceanography. *Ocean Science Discussions*. 2008.

- Rivet, P., 3e5 June 2009. Overview of PCM applications around the world e Regional overview Europe. In: 8th IIR Conference on Phase Change Materials and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning, Karlsruhe.
- R.J. Dossat, Principle of Refrigeration, 1961, Toppan Company
- Sam Gladis, M. J. Marciniak, J. B. O'Hanlon, P.E., Brad Yundt, P.E., 1996. *Ice Crystal Slurry Ice TES System Using the Orbital Rod Evaporator*. EPRI Conference on Sustainable Thermal Energy Storage, August 7 - 9, 1996. 18
- SlurryICE™, Thermal Energy Storage Design Guide
- Stamatiou, E., Kawaji, M., 2005. Thermal and flow behavior of ice slurries in a vertical rectangular channel. Part II. Forced convective melting heat transfer. *Int. J. Heat Mass Transfer* 48,3544–3559.
- T. Vajda, Cryo-bioorganic chemistry: molecular interaction at low temperature, *Cellular & Molecular Life Sciences* 56 (5–6) (1999) 398–414 (review).
- T.A. Mouneer \*, M.S. El-Morsi, M.A. Nosier, N.A. Mahmoud, Heat transfer performance of a newly developed ice slurry generator: A comparative study. *Ain Shams Engineering Journal* (2010) 1, 147–157
- T. Inada, S. Lu, S. Grandum, A. Yabe, X. Zhang, Microscale analysis of effective additives for inhibiting recrystallization in ice slurries, *Proceedings of the Second IIR Workshop on Ice Slurries, 25–26 May, Paris, France, International Institute of Refrigeration, Paris, 2000. p. 84.*
- T. Zwiag, V. Cucarella, H. Worch, Novel bio-mimetically based ice-nucleating coatings for ice generation, *Proceedings of the Fifth IIR Workshop on Ice Slurries, 30–31 May, Stockholm, Sweden, International Institute of Refrigeration, Paris, 2002, pp. 142–150.*
- Yonvitner.,2007. Produktivitas nelayan, kapal dan alat tangkap di wilayah pengelolaan perikanan indoneisa. *Journal Fish Sci.*IX(2) : 254-266
- Wang, M.J., Goldstein, V., 2003. Ice slurry: advanced fish chilling and preservation technology. *Am. Fis Soc. Symp.* 38, 379e386
- Wibisono, M.S. Pengantar Ilmu Kelautan. Jakarta: PT. Grasindo.2004
- Wang, M.J., Kusumoto, N., 2001. Ice slurry based thermal storage in multifunctional buildings. *Heat Mass Transfer* 37, 597e604.
- Kementrian Kelautan dan Perikanan ([www.kkp.go.id](http://www.kkp.go.id))

Badan Pusat Statistik (2008).Jumlah Kapal/Perahu Berdasarkan Daerah Tangkapan.

<http://www.chemguide.co.uk/physical/phases/saltsoln.html>

<http://wenku.baidu.com/view/15d2b832f111f18583d05a75.html>

