



**LEMBAGA PENELITIAN DAN  
PENGABDIAN KEPADA MASYARAKAT  
UPN "VETERAN" Yogyakarta**

# **Pemanfaatan Langsung Fluida Panas Bumi untuk Budidaya Ikan Gurame di Yogyakarta**

**Allen H Lukmana, S.T., M.T. & Mia F Helmy, S.T., M.T.**

**ISBN 979-623-6797-34-1**

## Daftar Isi

Daftar Gambar .....	2
Daftar Tabel .....	3
BAB I PENDAHULUAN .....	4
I.1 Tahapan Pembuatan Kolam Tembok.....	5
BAB II Dasar Teori Desain .....	6
II.1 Pemanfaatan Langsung untuk Budidaya Ikan Gurame .....	6
II.2 Hukum Thermodinamika I .....	7
II.3 Aliran Fluida dalam Pipa .....	8
II.4 Perpindahan Panas.....	12
II.5 Kesetimbangan Energy pada Kolam.....	17
II.6 Heat Exchanger .....	21
BAB III Desain Peralatan .....	25
III.1 Perhitungan Heat Loss Pada Pipa Brine.....	25
III.2 Perhitungan Perubahan Energy pada kolam .....	28
III.3 Desain Heat Exchanger .....	29
III.4 Perhitungan Pressure Drop Pipa Brine .....	31
III.5 Desain Pompa Brine .....	33
III.6 Perhitungan Pressure Drop Pipa Air Dingin.....	33
III.7 Desain Pompa Air Dingin.....	35
III.8 Outline Sistem.....	35
BAB IV Analisis Kelayakan Proyek.....	36
IV.1 Strategi Pemasaran yang Tepat .....	36
IV.2 Rincian Biaya.....	36
BAB V Kesimpulan .....	39
BAB VI DAFTAR PUSTAKA.....	40

## Daftar Gambar

Gambar I.1 Penampang Ikan Gurami.....	4
Gambar I.2 Tahapan Perkembangan ikan .....	5
Gambar II.1 Moody Diagram .....	10
Gambar II.2 Perambatan panas pada pipa .....	14
Gambar II.3 Analogi perambatan panas pipa.....	14
Gambar II.4 Profil temperatur HE co-current flow .....	23
Gambar II.5 Profil temperatur HE counter-current flow .....	24
Gambar III.1 Penampang pipa brine .....	31
Gambar III.2 Penampang pipa air dingin.....	33

## Daftar Tabel

Tabel II.1 Nilai Kekasaran Bahan.....	10
Tabel II.2 Nilai koefisien minor loss.....	12
Tabel II.3 Faktor perpindahan panas konveksi.....	19
Tabel III.1 Perbandingan nilai konduktivitas pipa .....	25
Tabel III.2 Perbandingan nilai konduktivitas thermal insulator.....	25
Tabel III.3 Perbandingan nilai konduktivitas thermal cladding.....	26
Tabel III.4 Data brine.....	26
Tabel III.5 Data udara lingkungan .....	26
Tabel III.6 Hasil perhitungan heat loss pipa brine .....	27
Tabel III.7 Neraca energi pipa brine .....	28
Tabel III.8 Perhitungan perubahan energy pada kolam .....	28
Tabel III.9 Hasil perhitungan waktu pemanasan kolam.....	29
Tabel III.10 Spesifikasi double pipe heat exchanger .....	30
Tabel III.11 Heat loss heat exchanger.....	31
Tabel III.12 Data perhitungan pressure drop pipa brine .....	32
Tabel III.13 Hasil perhitungan pressure aliran distribusi brine.....	32
Tabel III.14 Desain pompa brine .....	33
Tabel III.15 Data perhitungan pressure drop pipa air dingin.....	34
Tabel III.16 Hasil perhitungan pressure drop aliran pipa air dingin .....	34
Tabel III.17 Desain pompa air .....	35
Tabel IV.1 Biaya Investasi.....	37
Tabel IV.2 Biaya Operasional.....	37
Tabel IV.3 Perhitungan keuntungan.....	38
Tabel IV.4 Perhitungan cash flow.....	38

## **BAB I PENDAHULUAN**

Gurami (*Osphronemus goramy*) merupakan salah satu jenis ikan yang hidup di air tawar. Daging gurami cukup disukai oleh sebagian besar masyarakat di kawasan Asia Tenggara dan Asia Selatan. Selain sebagai ikan konsumsi, Gurami juga dibudidayakan sebagai ikan hias yang dipelihara didalam akuarium. Sebutan lain gurami di beberapa wilayah Indonesia diantaranya gurame, grameh, kalui dan ikan kali.

Gurami memiliki ciri fisik bentuk tubuh yang agak panjang melebar dan pipih. Mata dan sisiknya terlihat besar. Sirip gurami di bagian ekor tampak membulat dan sirip di bagian perut mengalami modifikasi menjadi sepasang alat peraba berbentuk seperti benang.

Ukuran mulutnya kecil, miring, dan dapat disembulkan. Garis – garis pada tubuhnya tidak terputus dan lengkap. Rahang bawah terdapat gigi dan dibagian pangkal ekor terdapat titik hitam bulat. Bagian dahi gurami yang masih muda terlihat datar, tetapi ukuran dahi akan semakin tebal dan menonjol ketika dewasa.



Gambar I.1 Penampang Ikan Gurami

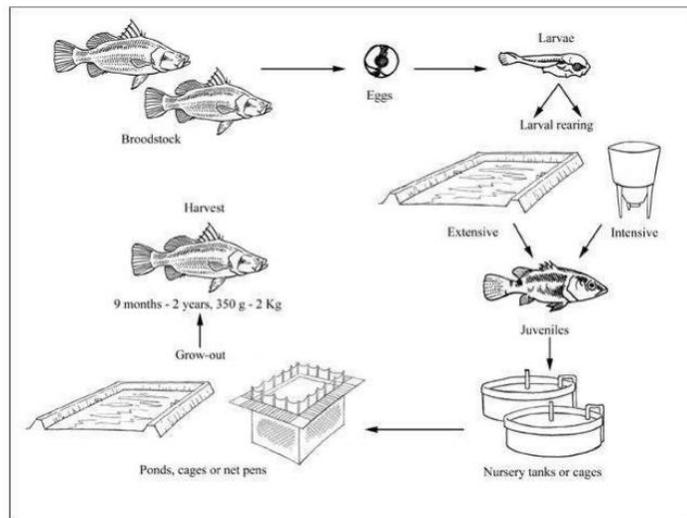
Gurami hidup di habitat air tawar di seluruh dunia. Penyebarannya mulai dari Amerika Selatan, Afrika, Asia Selatan, hingga Asia Tenggara termasuk Indonesia. Persebaran gurami di Indonesia meliputi daerah – daerah bersuhu hangat seperti Jawa Barat, Jawa Tengah, dan Jawa Timur. Sementara di luar pulau Jawa, gurami banyak terdapat di Pulau Sumatera dan Sulawesi.

Beberapa jenis strain gurami di Indonesia

- a. Gurami batu
- b. Gurami kapas
- c. Gurami Tembaga
- d. Gurami Galunggung
- e. Gurami Soang

#### f. Gurami Blue Safir

Secara alami, gurami memang merupakan ikan yang pertumbuhannya lambat. Seekor gurami dari tahap larva hingga mencapai ukuran dewasa membutuhkan waktu sekitar 1 – 1,5 tahun. Namun, jika budidaya dilakukan secara intensif di lokasi budi daya yang prosedur pemberian pakan lebih teratur dan syarat hidupnya optimal, pertumbuhan gurami tentu menjadi lebih cepat.



Gambar 1.2 Tahapan Perkembangan ikan

### I.1 Tahapan Pembuatan Kolam Tembok

- Gali tanah sesuai dengan kedalaman dan ukuran yang telah ditentukan. Berdasarkan pengalaman penulis, ukuran kolam tembok untuk pendederan idealnya 4x4 m<sup>2</sup> dengan kedalaman sekitar 40 – 60 cm.
- Ratakan tanah yang ada dibagian dasar dan dinding kolam agar nantinya semen tidak retak saat diisi air.
- Buat saluran air inlet dan outlet dikolam. Jika model saluran menggunakan pipa atur posisi dan tinggi rendahnya pipa agar air mudah mengalir
- Setelah tanah rata dan padat, susun batu bata dan perkuat dengan plester dengan baik, sesuaikan jumlah batu bata yang diperlukan dnegan ukuran kolam
- Sebelum digunakan, rendam kolam dengan air hingga setengah hari. Selaion itu, tempotkan batang pohon pisang (gedebog pisang) di dalam kolam. Ha;l ini berfungsi untuk menetralsir kolam dari racun yang berasal dari plester atau acian semen.

## **BAB II Dasar Teori Desain**

### **II.1 Pemanfaatan Langsung untuk Budidaya Ikan Gurame**

Dalam pemanfaatan langsung brine untuk budidaya ikan gurame perlu diketahui kondisi optimal desain dan operasi. Desain sistem pemanfaatan langsung untuk budidaya ikan mencakup proses dan peralatan pada tiga komponen yaitu desain kolam, sistem penukar panas (heat exchanger) dan pipa distribusi fluida geothermal maupun air permukaan. Sistem Direct use ini dilengkapi dengan unit pompa dan kolam pendingin sisa proses perpindahan panas. Unit pompa digunakan untuk mengalirkan air permukaan pada elevasi dibawah tempat budidaya. Berikut ini adalah desain, operasi dan beberapa parameter asumsi yang digunakan dalam mendesain sistem direct use untuk pembudidayaan ikan gurame:

#### **A. Sumber Panas**

Sumber Panas bumi yang dimanfaatkan untuk pemanfaatan langsung adalah fluida dalam fase cair yang dinamakan brine. Brine diasumsikan berasal dari manifestasi panas bumi berupa mata air hangat terdekat dengan temperatur  $50^{\circ}\text{C}$  dan laju alir masa  $1 \text{ kg/s}$ . Lokasi sumber mata air hangat berjarak 220 meter dengan ketinggian 30 m dari lokasi pemanfaatan.

#### **B. Kolam Budidaya**

kolam ikan untuk budidaya gurame diasumsikan berbentuk persegi panjang dengan ukuran 7 meter x 10 meter dengan kedalaman air 1.2 meter. Ukuran kolam tersebut digunakan untuk jumlah ikan gurame sebanyak 2000 ekor. Dinding dan dasar kolam didesain dengan campuran material semen dan pasir. Temperatur lapisan batuan disekitar kolam diasumsikan konstan sekitar  $23^{\circ}\text{C}$ .

#### **C. Kondisi Operasi**

- **Temperatur kolam**

Temperatur idela bagi pertumbuhan ikan gurami adalah  $24-28^{\circ}\text{C}$ . Apabila perbedaan suhu siang dan malam terlalu besar, maka pertumbuhan ikan gurami akan terganggu. Hal ini disebabkan oleh penurunan kadar oksigen di dalam kolam di bawah angka ideal, yakni  $4-6 \text{ mg/liter}$ . Kecenderungan menunjukkan bahwa suhu yang terlalu dingin memiliki resiko tinggi berkembangnya beberapa penyakit ikan. Hal ini tampak saat musim hujan tiba.

- **Debit Air**

Debit air atau besarnya air yang mengalir ke dalam kolam untuk setiap tipe kolam berbeda-beda. Kolam peliharaan polikultur (campuran gurami dengan ikan lain)

membutuhkan debit air 5-12 liter/detik, sedangkan untuk kolam monokultur (hanya memelihara ikan gurami) debit air idealnya sekitar 3 liter/detik.

- Derajat Keasaman Air

Kolam pemeliharaan ikan gurami idelanya memiliki pH netral, yakni antara 6.5 – 7.5. Apabila nilai pH air dibawah 6.5 hal yang dilakukan adalah menambahkan  $\text{CaCO}_3$  untuk menaikkan pH, sedangkan jika pH terlalu tinggi ditambahkan Asam Fosfor secara bertahap.

- Kandungan Oksigen

Apabila kandungan oksigen ddalam kolam sedikit maka akan berakibat pada daya tahan tubuh ikan gurami tersebut. Ikan gurami memerlukan kandungan oksigen kurang lebih sekitar 5ppm. Kadar oksigen dapat ditingkatkan dengan cara menjaga aliran air agar tetap lancar daan membiarkan permukaan kolam tetap terbuka.

#### D. Kondisi Lingkungan

Kondisi lingkungan sekitar area pembudidayaan memiliki temperatur udara dari  $5^{\circ}\text{C}$  hingga  $17^{\circ}\text{C}$  dengan kecepatan udara maksimum 2 m/s dalam satu tahun.

## II.2 Hukum Thermodinamika I

Konservasi Energi berhubungan dengan hukum thermodinamika 1 yang menyatakan tentang kekelan energi dimana energi tidak dapat diciptakan atau dimusnahkan, tetapi dapat berubah bentuk. Suatu energi memiliki kesetimbangan, dimana energi yang masuk sistem sama dengan keluar dari sistem tersebut.

Perpindahan energi dapat terjadi dalam tiga bentuk yaitu panas (Q), kerja (W) dan massa, persamaan yang menggambarkan perpindahan energi adalah :

$$\Delta E_{system} = E_{in} - E_{out} = q_{in} - q_{out} + W_{in} - W_{out} + E_{mass\ in} - E_{mass\ out} \quad (2.1)$$

Pada sistem steady, laju alir massa yang masuk kedalam sistem harus sama dengan laju alir massa yang keluar, perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan pada sistem tersebut. Energi yang terjadi pada sistem tersebut dapat dituliskan dalam persamaaan berikut :

$$q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (2.2)$$

Keterangan :

$\dot{m}$  = Laju alir massa fluida (kg/s)

$C_p$  = Kapasitas panas spesifik fluida (kJ/kg.K)

$\Delta T$  = Perubahan temperatur pada fluida ( $^{\circ}\text{C}$ )

### II.3 Aliran Fluida dalam Pipa

Aliran fluida dalam pipa merupakan salah satu parameter desain yang dipertimbangkan. Aliran terjadi pada pipa distribusi, kehilangan tekanan dalam pipa dapat dijelaskan dengan persamaan Bernoulli yang memiliki beberapa komponen yaitu energi kerja aliran yang dipengaruhi oleh gaya gesek (head loss), energi kinetik yang mempengaruhi akselerasi dan energi potensial akibat perbedaan elevasi dan energi luar sistem berupa pompa

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{\bar{V}_1^2}{2} + gz_1 + h_p = \frac{P_2}{\rho} + \frac{\bar{V}_2^2}{2} + gz_2 + h_l \quad (2.3)$$

Keterangan :

$P$  = Tekanan fluida (Pa)

$\rho$  = Densitas fluida ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$g$  = Percepatan gravitasi ( $\text{m}/\text{s}^2$ )

$V$  = kecepatan aliran fluida ( $\text{m}/\text{s}$ )

$z$  = Elevasi (m)

$h_p$  = head pompa (m)

$h_l$  = head loss (m)

Dalam menghitung daya pompa perlu memperhitungkan adanya efek kavitasi yang dapat menyebabkan kerusakan pada komponen pompa tersebut. Kavitasi disebabkan oleh penurunan tekanan aliran, dimana tekanan aliran berada dibawah tekanan saturasi dari fluida ( $P_{sat}$ ). Dengan mempertimbangkan efek kavitasi, maka persamaan head pompa menjadi:

$$h_p = \frac{dP}{\rho g} + \frac{P_{sat}}{\rho g} \quad (2.4)$$

Head pump berhubungan dengan daya pompa yang akan digunakan untuk mengatasi pressure drop aliran dengan debit tertentu, sebagaimana yang dijelaskan persamaan berikut

$$W_p = h_p \dot{m} g \quad (2.5)$$

Head loss terjadi akibat adanya gaya gesek antara aliran fluida dengan permukaan dinding bagian dalam pipa. Head loss dibagi menjadi 2 yaitu head loss major dan head loss minor, berikut persamaan dari head loss

$$hl = hl \text{ major} + hl \text{ minor} \quad (2.6)$$

$$hl = f \frac{L V^2}{D 2g} + \sum K \frac{V^2}{2g} \quad (2.7)$$

#### A. Head loss major

Head loss major umumnya terjadi pada pipa lurus, dimana aliran fluida cenderung stabil. Berikut persamaan yang menjelaskan head loss major

$$hl \text{ major} = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad (2.8)$$

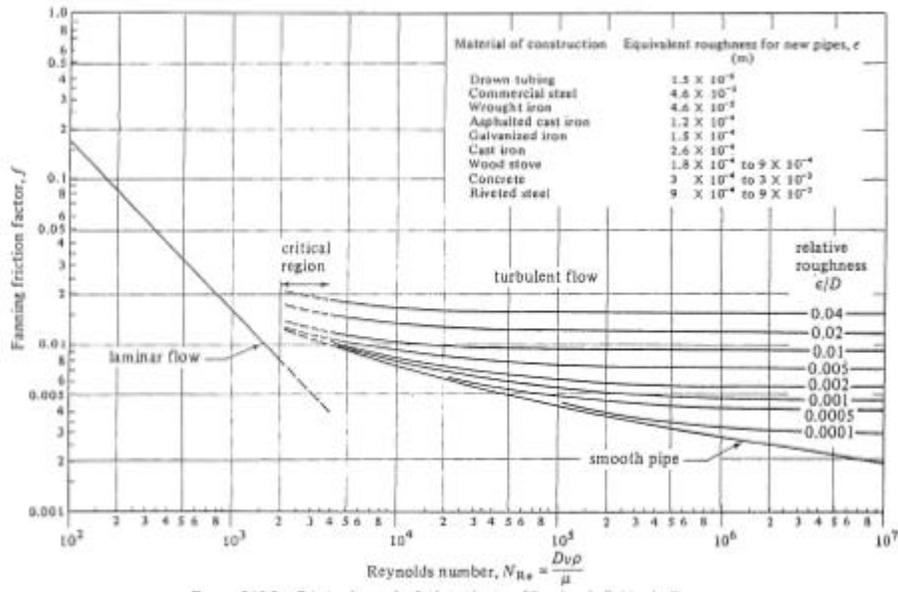
Keterangan :

- f = koefisien gesekan
- L = panjang pipa alir (m)
- D = diameter dalam pipa (m)
- V = kecepatan aliran fluida (m/s)

Nilai koefisien gesekan (f) bergantung pada jenis aliran fluida, pada kondisi laminar ( $NRe < 2300$ ) nilai f ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut :

$$f = \frac{64}{NRe} \quad (2.9)$$

Sedangkan pada aliran turbulen ( $Nre > 2300$ ), nilai f dapat diperoleh dengan menggunakan Moody Diagram.



Gambar II.1 Moody Diagram

Selain menggunakan Moody Diagram untuk memperoleh nilai koefisien gesekan dapat menggunakan persamaan Colebrook yang dijelaskan dalam persamaan berikut

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left( \frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right)$$

(2.10)

Perhitungan dengan menggunakan persamaan Colebrook dilakukan dengan melakukan iterasi nilai  $f$  hingga nilai iterasi tersebut menghasilkan nilai yang sama. Nilai kekasaran bahan ( $\epsilon$ ) berbeda beda tergantung jenis bahan tersebut, nilai kekasaran tersebut dapat dicari pada tabel berikut.

Pipe Material	$\epsilon$ (mm)	$\epsilon$ (ft)
Glass, drawn brass, copper (new)	0.0015	0.000005
Seamless commercial steel (new)	0.004	0.000013
Commercial steel (enamel coated)	0.0048	0.000016
Commercial steel (new)	0.045	0.00015
Wrought iron (new)	0.045	0.00015
Asphalted cast iron (new)	0.12	0.0004
Galvanized iron	0.15	0.0005
Cast iron (new)	0.26	0.00085
Wood Stave (new)	0.18 ~ 0.9	0.0006 ~ 0.003
Concrete (steel forms, smooth)	0.18	0.0006
Concrete (good joints, average)	0.36	0.0012
Concrete (rough, visible, form marks)	0.60	0.002
Riveted steel (new)	0.9 ~ 9.0	0.003-0.03
Corrugated metal	45	0.15

Tabel II.1 Nilai Kekasaran Bahan

## B. Head loss minor

Head loss minor merupakan kehilangan tekanan pada pipa akibat aliran yang tidak stabil, perubahan aliran yang fluktuatif ini terjadi akibat perubahan pada pipa seperti inlet, adanya belokan atau sambungan, valve dan perubahan ukuran diameter. Nilai head loss minor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$hl \text{ minor} = K \frac{V^2}{2g} \quad (2.11)$$

Minor loss koefisien (k) memiliki nilai yang berbeda-beda tergantung dari bentuk fisiknya. Minor loss koefisien pada inlet dan perubahan diameter pipa dibagi menjadi 2 yaitu karena adanya pelebaran (ekspansi) dan kontraksi (penyempitan) diameter dengan nilai koefisien berdasarkan persamaan berikut:

$$K_{ekspansi} = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \quad (2.12)$$

$$K_{kontraksi} = 0.55 \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right) \quad (2.13)$$

Sedangkan nilai minor loss koefisien pada sambungan (fitting), belokan (bend) dan valve dapat dilihat pada tabel berikut.

<i>Type of Fitting or Valve</i>	<i>Frictional Loss, Number of Velocity Heads, <math>K_f</math></i>
Elbow, 45°	0.35
Elbow, 90°	0.75
Tee	1
Return bend	1.5
Coupling	0.04
Union	0.04
Gate valve	
Wide open	0.17
Half open	4.5
Globe valve	
Wide open	6.0
Half open	9.5
Angle valve, wide open	2.0
Check valve	
Ball	70.0
Swing	2.0
Water meter, disk	7.0

Tabel II.2 Nilai koefisien minor loss

## II.4 Perpindahan Panas

Perpindahan panas merupakan energi panas ( $q$ ) yang berpindah akibat adanya perbedaan temperatur. Energi panas bergerak dari area yang bertemperatur tinggi ke temperatur rendah. Perpindahan panas dibagi menjadi 3 yaitu perpindahan panas secara konduksi, konveksi dan radiasi.

### A. Perpindahan Panas Konduksi

Perpindahan panas yang terjadi melalui media penghantar panas. Suatu material memiliki nilai konduktivitas thermal ( $k$ ) tertentu yang menggambarkan kemampuan material dalam menghantarkan panas. Berdasarkan hukum Fourier, persamaan yang menggambarkan perpindahan panas konduksi adalah

$$Q_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.14)$$

Tanda minus pada persamaan diatas menunjukkan arah perpindahan panas dari temperatur tinggi ke rendah.

Penerapan perpindahan panas pada bidang silinder, dimana suatu tabung memiliki dimensi  $r$  yang merupakan jari-jari tabung dan  $L$  merupakan panjang dari tabung tersebut. Persamaan yang menggambarkan perpindahan panas pada jarak  $r$  adalah

$$Q_r = -kA \frac{dT}{dr} \quad (2.15)$$

## **B. Perpindahan Panas Konveksi**

Konveksi adalah perpindahan panas antara sebuah objek ke lingkungan sekitar karena adanya pergerakan fluida akibat perbedaan massa jenis. Berdasarkan hukum pendinginan Newton laju kehilangan panas untuk proses konveksi :

$$Q_{conv} = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad (2.16)$$

Keterangan :

- $h$  = koefisien konveksi ( $W/m^2.K$ )
- $A$  = luas permukaan material ( $m^2$ )
- $T_\infty$  = temperatur lingkungan ( $^\circ C$ )
- $T_s$  = temperatur fluida ( $^\circ C$ )

Perpindahan panas secara konveksi dibagi menjadi 2 yaitu konveksi paksa dan konveksi bebas. Konveksi paksa terjadi ketika fluida dipaksa mengalir menggunakan pompa, kipas, atau cara mekanis lainnya, sedangkan konveksi bebas terjadi murni karena adanya pergerakan fluida

## **C. Perpindahan Panas Radiasi**

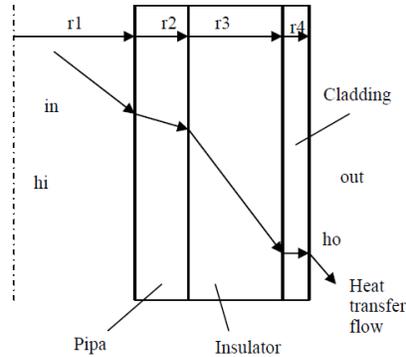
Perpindahan energi akibat pelepasan atau penyerapan radiasi elektromagnetik sinar matahari. Persamaan yang menggambarkan perpindahan panas radiasi adalah sebagai berikut:

$$Q_r = \sigma \varepsilon (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (2.17)$$

Keterangan :

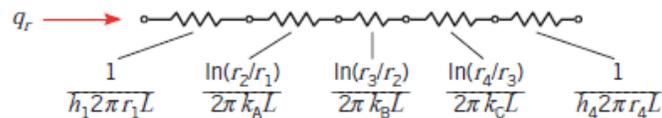
- $\sigma$  = konstanta Boltzman ( $5.669 \times 10^{-8} W/m^2.K^{-4}$ )
- $\varepsilon$  = emissivitas material

## **D. Model Perambatan Panas Pipa Brine**



Gambar II.2 Perambatan panas pada pipa

Perpindahan panas pada pipa panas bumi terjadi dari temperatur tinggi ke area dengan temperatur yang lebih rendah. Gambar diatas merupakan profil perambatan panas pada pipa. Perpindahan panas dari fluida ke dinding pipa terjadi secara koveksi selanjutnya panas merambat pada permukaan pipa secara konduksi, panas meneruskan perambatan melewati insulator dan cladding/cover secara konduksi. Setelah melewati cover, panas merambat ke udara lingkungan sekitar secara konveksi. Profil perambatan temperatur dapat dianalogikan dengan menggunakan thermal circuit sebagai berikut



Gambar II.3 Analogi perambatan panas pipa

Nilai tahanan thermal konveksi fluida ke permukaan pipa:

$$R_{konveksi\ fluida} = \frac{1}{h_1 2\pi r_1 L} \quad (2.18)$$

Nilai tahanan thermal konduksi pada pipa:

$$R_{konduksi\ pipa} = \frac{\ln(r_p/r_i)}{2\pi k_p L} \quad (2.19)$$

Nilai tahanan thermal konduksi pada insulator:

$$R_{konduksi\ insulation} = \frac{\ln(r_{ins}/r_p)}{2\pi k_{ins} L} \quad (2.20)$$

Nilai tahanan thermal konduksi pada cladding:

$$R_{konduksi\ cladding} = \frac{\ln(r_{clad}/r_{ins})}{2\pi k_{clad}L} \quad (2.21)$$

Nilai tahanan thermal konveksi ke udara:

$$R_{konveksi\ udara} = \frac{1}{h_{\infty}2\pi r_{clad}L} \quad (2.22)$$

## E. Model Heat Loss Pada Pipa

Untuk menghindari kehilangan panas yang berlebihan, pipa alir harus selalu diinsulasi. Material yang digunakan sebagai bahan insulasi beragam baik bentuk, ukuran, ketebalan, jenis material dan spesifikasi penggunaannya. Berikut ini adalah material insulator yang biasanya digunakan dalam industri

- Calcium Silicate

Sejenis bahan insulasi yang memiliki karakteristik ringan, konduktifitas termal yang rendah, dan mampu untuk menahan temperatur tinggi. Calcium silica mampu menahan panas pada range -18 sampai 650°C. Calcium silica memiliki sifat rigid dengan kurva konduktifitas yang relative datar, kekuatan lentur tinggi, tidak mudah terbakar, oleh karenanya calcium silica digunakan luas dalam berbagai industri. Selain itu, calcium silica merupakan corrosion inhibitor yang baik sehingga ia dipandang memiliki kontribusi yang cukup besar dalam sector konservasi

- Cellular Glass / Foam Glass

Cellular Glass insulation adalah tipe insulasi yang memiliki range -260 sampai 480 derajat celcius. Insulasi yang dibuat dari pecahan kaca (glass) yang di kombinasikan dengan perekat ini memiliki karakteristik yang ringan, rigid (kaku), terdiri dari jutaan sel kaca yang tertutup rapat (sealed) pada setiap rongga kacanya. Penggunaan seara umum dari Cellular Glass adalah untuk pipa di bawah tanah karena kekuatan fisik dari cellular glas yang tinggi dan ketahanan terhadap kelembaban yang tinggi.

- Mineral Wool

Mineral wool terbuat dari kaca cair, batu, serat keramik atau slag yang dipintal menjadi stuktur seperti serat. Papan insulasi yang terbuat dari Mineral wool tidak mudah terbakar, semi-rigid (agak lentur) yang ringan dan sifatnya yang menolak air. Mineral wool mampu menahan panas hingga temperatur 1200°C. Penggunaan Mineral wool biasanya pada kontruksi umum, tanki penyimpanan, pengeringan atau peralatan oven, dan perlindungan peralatan pembangkit listrik. Yang termasuk jenis dari Mineral wool adalah fiberglass, slag wool, dan rock wool.

- Polyurethane

Polyurethane merupakan bahan polymeric yang mengandung berbagai kumpulan urethane, Polyuretan adalah busa fleksibel yang banyak kita temu penggunaannya di

dalam kasur, pelapis kimia suatu bahan, perekat, isolasi untuk bangunan dan aplikasi teknis seperti heat exchangers dan pipa pendingin. Polyuretan mampu menahan tempatrure dari -210 c sampai 150c. Yang menariknya dari jenis insulasi ini, insulasi tersebut dapat di bentuk di lapangan melalu spray atau pencampuran cairan, disamping memang di sediakan dalam bentuk bongkahan yang tinggal di pasang.

Bentuk dari insulator bisa berupa lembaran, block, dan loose fill foil. Ketebalan dan konduktivitasnya juga beragam, tergantung jenis material. Material yang digunakan untuk menginsulasi pipa perlu dilindungi lagi dengan material lain di luarnya (*cladding/cover*) untuk melindungi insulator dari masuknya air, kerusakan secara mekanis, degradasi ultra violet. *Cladding* dapat berupa cat, asphaltic, resinous (polymeric), atau material lain seperti seperti plastic, metal. Material metal umumnya sering digunakan dalam industri karena lebih tahan lama, tidak memerlukan banyak perawatan dan dapat mengurangi panas yang hilang.

Pemilihan jenis material untuk insulasi dan *cladding* tergantung dari banyak faktor. Untuk sistem temperatur sedang sampai tinggi biasanya digunakan cellular atau fibrous materials. Di lapangan Ohaaki pipa diinsulasi dengan fibreglass atau calsium silicate dengan ketebalan 65 mm dan luarnya diselubungi lagi dengan aluminium atau Fibreglass Reinforced Plastic (FRP).

Heat losses atau kehilangan panas merupakan suatu fenomena yang pasti terjadi dalam aliran fluida temperatur tinggi dalam pipa. Tetapi hal ini diminimalisasi dengan penambahan insulator yang melapisi pipa alir tersebut. Ketebalan insulator tergantung pada seberapa banyak heat losses yang terjadi dan jenis pipa itu sendiri. Model Heat Losses ditentukan berdasarkan perpindahan panas dalam pipa ke dinding pipa dan perpindahan panas dari dinding pipa ke udara luar. Model heat losses pada pipa insulasi digambarkan oleh persamaan :

$$Q = \frac{T_s - T_\infty}{\frac{1}{h_s 2\pi r_i L} + \frac{\ln(r_p/r_i)}{2\pi k_p L} + \frac{\ln(r_{ins}/r_p)}{2\pi k_{ins} L} + \frac{\ln(r_{clad}/r_{ins})}{2\pi k_{clad} L} + \frac{1}{h_\infty 2\pi r_{clad} L}} \quad (2.23)$$

#### Internal Flow in circular tube

- Menentukan Tipe Aliran  
Kecepatan rata rata fluida  $\dot{m}$

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A \quad (2.24)$$

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu}$$

(2.25)

- Menghitung koefisien konveksi internal flow ( $h_s$ )

$$Nu_D = \frac{h_s D}{k_f} = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (2.26)$$

Eksternal Flow in circular tube

- Menentukan Tipe Aliran

$$Re_D = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (2.27)$$

Laminar flow  $Re_D < 5 \times 10^5$

Turbulen flow  $Re_D > 5 \times 10^5$

- Menghitung koefisien konveksi internal flow ( $h_\infty$ )

$$Nu_D = \frac{h_\infty D}{k_f} = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (2.28)$$

## II.5 Kesetimbangan Energy pada Kolam

Perubahan Energi Panas dalam Air Kolam

Perubahan energi panas pada air kolam ( $\Delta Q_{kolam}$ ) adalah proses perpindahan panas akibat adanya pengaruh dari lingkungan. Perubahan energi tersebut menyebabkan kesetimbangan antara energy yang masuk kedalam sisten dan keluar sistem. Perubahan energi pada kolam budidaya disebabkan karena adanya:

1. Radiasi oleh sinar matahari,
2. Konveksi akibat adanya pengaruh dari udara lingkungan,
3. Evaporasi air karena adanya proses pemanasan
4. konduksi oleh dinding kolam ke lingkungan sekitar

1. Radiasi Matahari

Radiasi matahari yang dipancarkan oleh permukaan matahari melewati ruang angkasa ruang hampa udara, dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut (Holman, 1977) :

$$Q_{solar} = A\psi S_c \left(\frac{D}{D_0}\right)^2 \cos\theta_z \quad (2.29)$$

Keterangan :

$\psi$  = faktor penyinaran matahari (cerah = 1, berawan = 0.2)

$S_c$  = Koefisien radiasi sinar matahari (1353 W/m<sup>2</sup>)

$\left(\frac{D}{D_0}\right)^2$  = rasio jarak antara matahari dengan bumi

$\theta_z$  = sudut zenith

Untuk memperoleh nilai  $\left(\frac{D}{D_0}\right)^2$  dan  $\theta_z$  dapat digunakan beberapa persamaan pendekatan sebagai berikut :

$$\left(\frac{D}{D_0}\right)^2 = 1.000110 + 0.034221\cos\tau + 0.001280\sin\tau + 0.000719\cos 2\tau + 0.000077\sin 2\tau \quad (2.30)$$

$$\cos\theta_z = \sin\phi\sin\delta + \cos\phi\cos\delta\cos\omega \quad (2.31)$$

Jarak rata rata antara matahari dengan bumi berkisar 1.496x10<sup>8</sup> km yang disimbolkan dengan D<sub>0</sub>. Rasio jarak matahari dengan bumi dipengaruhi oleh sudut penyinaran matahari harian ( $\tau$ ) yang diperoleh dengan persamaan berikut :

$$\tau = \frac{2\pi(\eta_d - 1)}{365} \quad (2.32)$$

Keterangan :

$\eta_d$  = nilai hari dalam sekala satu tahun

Sudut zenith ( $\theta_z$ ) ditentukan berdasarkan letak geografis kolam, waktu penyinaran harian dan tahunan. Letak geografis tersebut adalah sudut azimuth ( $\phi$ ) yang diperhitungkan terhadap garis khatulistiwa, bernilai positif jika berada pada sebelah utara garis khatulistiwa dan bernilai negatif pada selatan khatulistiwa. Asumsi lokasi pembudidayaan berada pada daerah jawa barat, maka nilai sudut azimuth kurang lebih sekitar -7<sup>o</sup>.

perputaran bumi terhadap matahari membentuk sudut ( $\delta$ ), nilai ( $\delta$ ) dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut:

$$\delta = 23.45 \sin \left( \frac{360}{365} (284 + \eta_d) \right) \quad (2.33)$$

Sedangkan sudut penyimpangan matahari dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut:

$$\omega = (12 - \omega_{time}) \frac{360^\circ}{24 \text{ jam}} \quad (2.34)$$

Keterangan :

$\omega_{time}$  = lama penyinaran berlangsung

## 2. Konveksi

Perubahan energi akibat proses konveksi terjadi antara air kolam dengan dengan udara lingkungan. Perpindahan panas konveksi dihitung dengan menggunakan persamaan 2.16, untuk mendapatkan nilai koefisien perpindahan panas konveksi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$h = 5.677(A + B(3.2808\bar{V}_a)^C) \quad (2.35)$$

Keterangan :

$\bar{V}_a$  = kecepatan udara (m/s)

A,B,C = faktor perpindahan panas konveksi

Kecepatan udara yang digunakan sesuai dengan parameter kondisi lingkungan yaitu 2 m/s, sedangkan faktor perpindahan konveksi dapat dilihat pada tabel berikut (McAdams, 1954):

Surface	Kecepatan < 16 ft/s			Kecepatan 16-100 ft/s		
	A	B	C	A	B	C
Smooth	0.99	0.21	1	0	0.5	0.78
Rough	1.09	0.23	1	0	0.53	0.78

Tabel II.3 Faktor perpindahan panas konveksi

### 3. Evaporasi

Evaporasi disebabkan karena adanya energi panas yang cukup untuk merubah fasa air menjadi uap. Berikut ini adalah persamaan yang digunakan untuk menghitung evaporasi.

$$Q_{evap} = V_{evap} \cdot \rho \cdot h_{fg} \quad (2.36)$$

Keterangan :

$V_{evap}$  = debit penguapan air kolam

$\rho$  = densitas air kolam

$h_{fg}$  = enthalpi penguapan air kolam

Densitas air kolam dapat dihitung dengan menggunakan steam table. Perhitungan enthalpi penguapan mengacu pada persamaan berikut:

$$h_{fg} = (2502535.259 - 212.56384T_{air\ kolam})/1000 \quad (2.37)$$

Debit penguapan air kolam dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$V_{evap} = \frac{2.241 \times 10^{-6}}{3600} AV_a (P_{sat} - P_v) \left( \frac{760 \text{ mmHg}}{101300 \text{ Pa}} \right) \quad (2.38)$$

Tekanan uap air jenuh merupakan fungsi dari temperatur air kolam, sedangkan tekanan saturasi udara merupakan fungsi temperatur udara lingkungan. Tekanan saturasi air maupun udara dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\ln P_{sat} = -\frac{5800.2206}{T} + 1.3914993 - 0.04860239T + 0.41764768 \times 10^{-4} T^2 - 0.14452093 \times 10^{-4} T^3 + 6.5459673 \ln T \quad (2.39)$$

Tekanan uap air diudara dikontrol oleh tekanan saturasinya dan kelembaban udara relatif sekitar kolam (RH).

$$P_v = RHP_{v_{sat}} \quad (2.40)$$

Pada kondisi RH=100%, tidak terjadi penguapan dan tekanan uap air jenuh diudara sama dengan tekanan uap airnya ( $P_v = P_{v_{sat}}$ )

#### 4. Konduksi

Perpindahan panas secara konduksi terjadi pada lapisan dinding kolam dan dasar kolam. Dinding kolam diasumsikan memiliki nilai heat flux yang seragam, sehingga perpindahan panas konduksi dapat dicari dengan menggunakan persamaan (2.11). Temperatur lapisan batuan disekitar kolam diasumsikan sekitar 25°C. Bahan dasar konstruksi kolam adalah campuran semen dan pasir dengan konduktivitas panas 0.72 W/m.K (Bregman, 2002). Ketebalan konstruksi dinding kolam diasumsikan seragam dengan ketebalan berkisar 20 cm (Lamoureux, 2003).

##### A. Laju massa air panas

Laju alir massa air panas merupakan laju massa air permukaan yang telah dipanaskan oleh brine pada alat penukar panas. Penentuan nilai laju air panas berdasarkan perubahan energi pada kolam dan energi panas yang diberikan oleh brine melalui heat exchanger. Massa air panas dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut:

$$m_{hot} = \frac{(Q_{brine} + \Delta Q_{kolam})}{C_p \cdot (T_{opt} - T_{air})} \quad (2.41)$$

Parameter utama dalam menentukan massa air panas adalah perubahan temperatur yang diharapkan dari temperatur air permukaan ( $T_{air}$ ) sebesar 16°C hingga temperatur optimum ( $T_{opt}$ ) budidaya ikan sebesar 28°C.

##### B. Periode Waktu Pemanasan

Periode waktu pemanasan adalah durasi waktu yang dibutuhkan oleh air panas untuk meningkatkan temperatur air kolam, yang diasumsikan sama dengan temperatur air permukaan, hingga mencapai temperatur optimum. Perhitungan periode waktu pemanasan mengacu pada perubahan temperatur yang diharapkan dan perubahan energi yang terjadi pada kolam, dari kedua parameter tersebut dapat dirumuskan persamaan waktu pemanasan sebagai berikut:

$$\Delta t_h = \frac{\rho A z C_p (T_{opt} - T_{air})}{\Delta Q_{kolam}} \quad (2.42)$$

## II.6 Heat Exchanger

Proses Heat Exchanger atau pertukaran panas antara dua fluida dengan temperatur yang berbeda, baik bertujuan memanaskan atau mendinginkan fluida banyak diaplikasikan

secara teknik dalam berbagai proses thermal dalam dunia industri. Persamaan pertukaran panas pada heat exchanger adalah :

$$\dot{m}_h \cdot C p_h \cdot (T h_i - T h_o) = \dot{m}_c \cdot C p_c \cdot (T c_o - T c_i) \quad (2.43)$$

Keterangan :

$\dot{m}_h$  = laju alir massa fluida panas (kg/s)

$C p_h$  = kapasitas panas spesifik fluida panas (kJ/kg.K)

$T_h$  = temperatur fluida panas ( $^{\circ}$ C)

$\dot{m}_c$  = laju alir massa fluida dingin (kg/s)

$C p_c$  = kapasitas panas spesifik fluida dingin (kJ/kg.K)

$T_c$  = temperatur fluida dingin ( $^{\circ}$ C)

Terdapat beberapa jenis heat exchanger dalam dunia industri yaitu :

#### 1. Shell and Tube Heat Exchanger

Pada umumnya terdiri atas kumpulan dari banyak tube yang dipasang pada selongsong (shell). Dimana tekanan fluida pada sisi tube lebih tinggi daripada sisi shell. Variasi dari desain shell and tube heat exchanger didasarkan pada kapasitas perpindahan panas, tegangan thermal, pressure drop dan fluida kerja. Shell and tube heat exchanger diklasifikasikan dan dikonstruksi berdasarkan standar yang ada, seperti: standar TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association), DIN, ASME (American Society of Mechanical Engineers) dan beberapa standar lainnya. Komponen-komponen dalam shell and tube heat exchanger secara umum antara lain: tube, shell, baffle, tubsheet , Front- dan rear-end head dan nozzle.

#### 2. Double Pipe Heat Exchanger

Heat exchanger pada umumnya terdiri dari dua pipa konsentris dengan pada pipa dalam datar maupun bersirip. Satu fluida berada pada pipa dalam (inner tube) dan yang lain pada annulus antara kedua pipa. Merupakan heat exchanger yang mudah untuk proses perawatannya. Konstruksi ini juga cocok pada kondisi dimana satu atau kedua fluida bertekanan sangat tinggi. Pada umumnya double pipe heat exchanger digunakan untuk kapasitas kecil dimana luas perpindahan panasnya kurang dari sama dengan 50 m<sup>2</sup> (500 ft<sup>2</sup>). Hal ini dikarenakan biaya pembuatan per satuan luas relatif mahal. Pada beberapa kondisi jumlah pipa dalam berjumlah lebih dari satu akibat dari dimensi. Sehingga bentuk konfigurasi dari pipa tersebut dapat berbentuk U tube atau hairpin.

### 3. Spiral Tube Heat Exchanger

Terdiri atas satu atau lebih spiral koil pada sisi shell. Laju perpindahan panas menggunakan spiral tube lebih besar daripada pada straight tube. Hal ini karena pada spiral tube luasan yang terjadi perpindahan panas lebih besar dari pada straight tube.

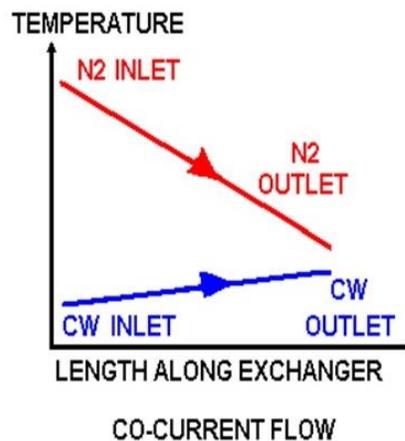
### 4. Plate Heat Exchanger

Plate heat exchanger biasa terbuat dari plate tipis. Plate ini dapat berupa smooth plate maupun corrugated plate, dan dapat juga datar maupun spiral yang ditempatkan di dalam heat exchanger. Pada heat exchanger ini tidak dapat menahan fluida bertekanan tinggi, temperatur tinggi atau perbedaan temperatur maupun tekanan yang tinggi. Plate heat exchanger dapat diklasifikasikan sebagai gasketed, welded maupun brazed tergantung pada sesakan kebocoran yang dibutuhkan pada heat heat exchanger. Plate heat exchanger dapat juga berupa spiral plate, lamella dan platecoil.

Berdasarkan arah aliran fluida, heat exchanger dapat dibedakan menjadi:

#### 1. Heat Exchanger dengan aliran searah (co-current flow)

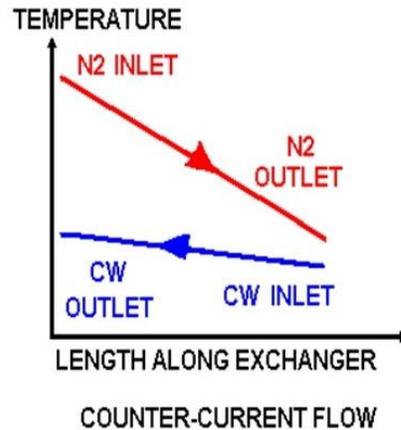
Heat exchanger jenis ini kedua fluida (dingin dan panas) masuk pada sisi Heat Exchanger yang sama, mengalir dengan arah yang sama, dan keluar pada sisi yang sama. Karakter heat exchanger jenis ini, temperatur fluida dingin yang keluar dari Heat Exchanger ( $T_{co}$ ) tidak dapat melebihi temperatur fluida panas yang keluar ( $T_{ho}$ ), sehingga diperlukan media pendingin atau media pemanas yang banyak.



Gambar II.4 Profil temperatur HE co-current flow

#### 2. Heat Exchanger dengan aliran berlawanan arah (counter-current flow)

Heat Exchanger jenis ini memiliki karakteristik; kedua fluida (panas dan dingin) masuk ke Heat exchanger dengan arah berlawanan, mengalir dengan arah berlawanan dan keluar Heat exchanger pada sisi yang berlawanan.



Gambar II.5 Profil temperatur HE counter-current flow

Untuk mengetahui luas area perpindahan panas dari heat exchanger, dapat digunakan persamaan perpindahan panas heat exchanger berikut ini:

$$q_{HE} = U_{HE} A_{HE} LMTD \quad (2.44)$$

Keterangan :

$U_{HE}$  = koefisien perpindahan panas heat exchanger ( $W/m^2.K$ )

$A_{HE}$  = area perpindahan panas heat exchanger ( $m^2$ )

$LMTD$  = perbedaan temperatur rata-rata heat exchanger ( $W/m^2.K$ )

$LMTD$  mewakili beda temperatur yang terjadi sepanjang heat exchanger, persamaan  $LMTD$  dinyatakan dalam persamaan berikut

$$LMTD = \frac{((Th_i - Tc_o) - (Th_o - Tc_i))}{\ln \frac{(Th_i - Tc_o)}{(Th_o - Tc_i)}} \quad (2.45)$$

## BAB III Desain Peralatan

### III.1 Perhitungan Heat Loss Pada Pipa Brine

Data perhitungan yang digunakan untuk menghitung heat loss pada pipa brine :

Pemilihan jenis pipa

Terdapat berbagai jenis pipa dalam dunia industri seperti yang disajikan pada tabel 3.3. pada kasus ini dipilih pipa **Galvanized steel** untuk mengalirkan brine. Alasan pemilihan galvanized karena temperatur brine tidak terlalu tinggi (50°C) dan tidak korosif sehingga tidak membutuhkan pipa dengan ketahanan temperatur yang tinggi dan tahan korosif, disamping itu galvanized memiliki harga yang relatif lebih murah.

Parameter	Jenis Material		
	Carbon steel	Stainless steel	Galvanized Steel
Konduktivitas Panas	65.9	14.9	115.98

Tabel III.1 Perbandingan nilai konduktivitas pipa

Pemilihan insulasi

Terdapat beberapa jenis insulastor pada dunia industri, beberapa contoh disajikan pada tabel 2.4. Pada kasus ini dipilih jenis insulasi **glass wool**, alasan pemilihan glass wool karena nilai konduktivitas thermalnya yang rendah, ketersediaan insulasi dipasaran banyak dan harganya yang relatif murah.

Insulation Data		
Parameter	Value	Unit
Alumina Silica Fiber (64)	0.059	W/m.K
Glass Wool	0.046	W/m.K
Foam Glass WF	0.038	W/m.K

Tabel III.2 Perbandingan nilai konduktivitas thermal insulator

### Pemilihan cladding/cover insulator

Pada tabel 3.5 terdapat beberapa jenis cladding dengan nilai konduktivitas dan emissivitas yang berbeda. Pada kasus ini digunakan cladding seng sebagai penutup insulator, alasan pemilihan seng karena harganya yang jauh lebih murah dibandingkan aluminium sheet, selain itu ketersediaan material seng sudah banyak dipasaran

Cladding Data			
Parameter	Value		Unit
Material	Aluminium Sheet	Seng	-
Thermal Conductivity	200	116.89	W/m.K
Emissivity Coefficient	0.09	0.05	-

Tabel III.3 Perbandingan nilai konduktivitas thermal cladding

### Data brine

Parameter	Satuan	Nilai
Laju alir massa brine	kg/s	1
Temperatur Brine	°C	50
Tekanan Brine	bar	1
Diameter pipa brine	inch	2
Kecepatan brine	m/s	0.5

Tabel III.4 Data brine

### Data udara lingkungan

Parameter	Satuan	Nilai
Kecepatan udara	m/s	2
Temperatur udara	°C	12
Densitas udara	kg/m <sup>3</sup>	1.24

Tabel III.5 Data udara lingkungan

Bedasarkan persamaan pada sub bab 2.3 tentang perpindahan panas maka didapatkan hasil perhitunga nilai heat loss pada aliran pipa distribusi brine yang ditabulasikan pada tabel berikut:

Parameter	Satuan	Nilai
<b>Data Pipa</b>		
Jenis Pipa		Galvanized Steel
Diameter	Inch	2
Panjang pipa	meter	220
<b>Data Insulasi</b>		
Jenis insulasi		Rock Wool
Konduktivitas thermal	W/m.K	0.045
Tebal insulasi	meter	0.05
<b>Data Cladding</b>		
Jenis Cladding		Seng
Konduktivitas thermal	W/m.K	115.89
<b>Data Brine</b>		
Laju alir brine	kg/s	1
Temperatur	°C	50
<b>Data Udara</b>		
Kecepatan udara	m/s	2
Temperatur udara	°C	12
<b>Koefisien Konveksi</b>		
Konveksi internal	W/m <sup>2</sup> .K	3818.2
Konveksi eksternal	W/m <sup>2</sup> .K	12.1
<b>Tahanan Thermal</b>		
Tahanan konveksi Fluida	K/W	9.27E-06
Tahanan konduksi pipa	K/W	1.03E-06
Tahanan konduksi insulasi	K/W	1.80E-02
Tahanan konduksi cladding	K/W	9.63E-08
Tahanan konveksi cladding	K/W	7.84E-04
Tahanan Total	K/W	1.88E-02
<b>Heat Loss</b>		
Heat Loss Radiasi	kW	1.61
Heat Loss Konduksi+Konveksi	kW	1.49
Heat loss Total	kW	3.10

Tabel III.6 Hasil perhitungan heat loss pipa brine

Parameter	Satuan	Nilai
<b>IN</b>		
Qin	kW	208.99
<b>Out</b>		

Qloss	kW	3.10
Qout	kW	205.89

Tabel III.7 Neraca energi pipa brine

Dari hasil tabulasi 3.8 perhitungan heat loss diatas didapatkan total heat loss sebesar 3.1 kW. Dari heat loss tersebut dapat dicari nilai energi panas akhir (Qo), dari penurunan energi panas tersebut dapat dicari penurunan temperatur brine sepanjang pipa. Didapatkan penurunan temperature penurunan brine sebesar 0.7°C sepanjang pipa brine 220 meter sehingga temperatur akhir brine yang dapat dimanfaatkan adalah 49.3°C.

### III.2 Perhitungan Perubahan Energy pada kolam

Bedasarkan teori sub bab 2.5 tentang kesetimbangan energi pada kolam, didapatkan hasil perhitungan nilai perubahan energi pada kolam yang disajikan pada tabel berikut:

Parameter	Satuan	Nilai
<b>Energi masuk sistem</b>		
Qsolar	kW	40.17
<b>Energi keluar sistem</b>		
Qkonduksi	kW	0.76
Qkonveksi	kW	16.53
Qevaporasi	kW	0.05
<b>Total</b>		
$\Delta Q_{kolam}$	kW	24.40

Tabel III.8 Perhitungan perubahan energy pada kolam

Dari hasil tabulasi perhitungan diatas didapatkan energi yang tersimpan oleh kolam sebesar 24.40 kW, energi tersebut didapat dari hasil pengurangan energi yang diberikan oleh Q solar dengan energi yang keluar kelingkungan yaitu Q konduksi, konveksi dan evaporasi. Dengan menggunakan persamaan 2.41, dapat dicari waktu pemanasan yang diperlukan untuk mencapai termpperatur optimal. Dari hasil perhitungan didapatkan waktu pemanasan sebagai berikut:

Parameter	Satuan	Nilai
Volume kolam	m <sup>3</sup>	84
Densitas air (28°C)	kg/m <sup>3</sup>	996.19
Cp air (28°C)	kJ/kg.K	4.18
$\Delta Q_{kolam}$	kW	24.40
$\Delta t_h$	jam	48

Tabel III.9 Hasil perhitungan waktu pemanasan kolam

Dari hasil perhitungan waktu pemanasan, dibutuhkan waktu 48 jam untuk memanaskan kolam dengan volume 84 m<sup>3</sup>. Waktu tersebut adalah waktu untuk pemanasan awal, sehingga dibutuhkan waktu yang cukup lam karena volume kolam yang besar.

### III.3 Desain Heat Exchanger

#### A. Pemilihan Heat exchanger

Heat exchanger terdiri dari beberapa tipe antara lain shell and tube heat exchanger, double pipe heat exchanger, fin heat exchanger dan plate heat exchanger. Pada kasus ini dipilih heat exchanger tipe **double pipe heat exchanger** dengan arah aliran counter current flow.

#### B. Pemilihan Jenis Pipa Heat Exchanger

Konduktivitas panas ( $k$ ) dan kekasaran pipa ( $\epsilon$ ) ditentukan oleh jenis material pipa. Kedua parameter tersebut mempengaruhi kinerja heat exchanger yang digambarkan oleh koefisien perpindahan panas ( $h$ ) dan koefisien gesekan. Dasar pertimbangan pemilihan jenis material pipa adalah konduktivitas thermal, ketahanan terhadap korosi dan harga pipa. Pipa yang digunakan pada heat exchanger membutuhkan nilai konduktivitas yang tinggi. Desain ini mengasumsikan bahwa fluida kerja panas bumi (brine) tidak bersifat korosif. Dari tabel 3.3 perbandingan jenis pipa, pada kasus ini digunakan pipa galvanized steel untuk kedua sisi (*hot side* dan *cold side*) dengan nilai  $k=115.98$  W/m.K,  $\epsilon =1.6$  mm dan ketahanan pipa hingga temperatur 200°C. Alasan pemilihan galvanized karena nilai konduktivitas yang tinggi, harganya yang relatif lebih murah, selain itu dengan temperatur brine yang tidak terlalu tinggi (50°C) dan tidak korosif maka pemilihan pipa carbon dan stainless steel terlalu over spek.

#### C. Ukuran Heat Exchanger dan Panjang Pipa Fluida Kerja

Dari teori tentang heat exchanger pada sub bab 2.5, didapatkan hasil perhitungan double pipe heat exchanger sebagai berikut:

Parameter	Satuan	Nilai	
		Hot side	Cold Side
Jenis Pipa		Galvanized steel	Galvanized steel
Material Fluida		Brine	Fresh water
Temperatur masuk	°C	49.3	16
Temperatur keluar	°C	33	28
Laju alir masuk	kg/s	1	1.36
Diameter dalam	meter	0.053	0.041

Diameter luar	meter	0.060	0.048
Heat transfer	kW	68.11	68.11
Pressure drop	bar	1.95	0.03
Length	meter	11.6	
Log mean temp different	°C	16.6	
Overall heat transfer koefisien	kW/K	4.56	
Overall heat transfer	kW	68.11	

Tabel III.10 Spesifikasi double pipe heat exchanger

#### D. Penurunan Tekanan pada Heat Exchanger

Dari tabulasi hasil perhitungan diatas didapatkan nilai pressure drop paling besar pada pipa aliran brine (hot side) yaitu sebesar **1.95 bar** sedangkan pada aliran air dingin (cold side) pressure drop sangat kecil yaitu **0.03 bar**.

#### E. Heat Loss Heat Exchanger

Kehilangan panas terjadi karena adanya perpindahan panas dari pipa ke lingkungan. Perhitungan heat loss pada heat exchanger memiliki konsep yang sama dengan perhitungan heat loss pada pipa brine. Pada kasus ini digunakan insulator dan cladding yang sama dengan sistem pipa brine. Berikut ini hasil perhitungan heat loss pada heat exchanger:

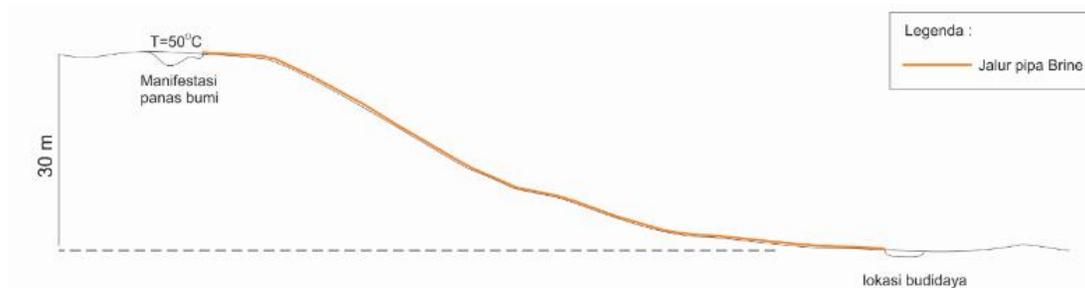
Parameter	Satuan	Nilai
<b>Data Pipa Heat Exchanger</b>		
Jenis Pipa		Galvanized Steel
Diameter	Inch	2
Panjang pipa	meter	11.6
<b>Data Insulasi</b>		
Jenis insulasi		Rock Wool
Konduktivitas thermal	W/m.K	0.045
Tebal insulasi	meter	0.05
<b>Data Cladding</b>		
Jenis Cladding		Seng
Konduktivitas thermal	W/m.K	115.89
<b>Data Brine</b>		
Laju alir brine	kg/s	1
Temperatur	°C	50
<b>Data Udara</b>		
Kecepatan udara	m/s	2
Temperatur udara	°C	12

Koefisien Konveksi		
Konveksi internal	W/m <sup>2</sup> .K	225555.1
Konveksi eksternal	W/m <sup>2</sup> .K	12
Tahanan Thermal		
Tahanan konveksi Fluida	K/W	2.86E-05
Tahanan konduksi pipa	K/W	3.14E-04
Tahanan konduksi insulasi	K/W	2.98E-01
Tahanan konduksi cladding	K/W	1.69E-06
Tahanan konveksi cladding	K/W	1.39E-02
Tahanan Total	K/W	3.12E-01
Heat Loss		
Heat Loss Radiasi	kW	0.09
Heat Loss Konduksi+Konveksi	kW	0.09
Heat loss Total	kW	0.18

Tabel III.11 Heat loss heat exchanger

Heat loss pada double pipe heat exchanger sebesar 0.18 kW untuk panjang pipa heat exchanger 11.6 meter. Nilai heat loss pada heat exchanger tersebut tergolong kecil, maka nilai heat loss pada exchanger dianggap tidak mengurangi persamaan kesetimbangan energi pada sistem heat exchanger.

#### III.4 Perhitungan Pressure Drop Pipa Brine



Gambar III.1 Penampang pipa brine

Asumsi jalur pipa brine dari lokasi manifestasi hingga lokasi budidaya seperti gambar diatas. Berdasarkan persamaan 2.3 dan 2.7, didapatkan nilai perbedaan tekanan dan head loss yang terjadi pada aliran pipa distribusi brine yang disajikan pada tabel berikut.

Data yang digunakan

Parameter	Satuan	Nilai
Laju alir massa brine	kg/s	1
Temperatur brine	°C	50

Densitas brine	kg/m <sup>3</sup>	988.05
Diameter pipa	inch	2
Kecepatan brine	m/s	0.5
Panjang pipa brine	meter	220
Beda elevasi (z1-z2)	meter	30

Tabel III.12 Data perhitungan pressure drop pipa brine

### Hasil Perhitungan

z1-z2	meter	30
<b>Head loss major</b>		
Panjang pipa Brine	meter	300
Diameter Pipa Brine	inch	2
Friksi pipa		0.027
Head Loss Major	meter	2.06
<b>Head loss minor</b>		
Elbow 90° (asumsi 6)	meter	0.75x6
Ball Valve (asumsi 2 valve fully open)	meter	0.05x2
Head Loss Minor	meter	0.06
Total Head Loss	meter	2.12
ΔP pipa	bar	+2.70
ΔP heat exchanger (hot side)	bar	-1.95
Total ΔP	bar	+0.78

Tabel III.13 Hasil perhitungan pressure aliran distribusi brine

Dari hasil perhitungan yang ditabulasikan pada tabel 2.1, dari tinjauan sepanjang pipa dari sumber manifestasi (z1) hingga posisi sebelum masuk heat exchanger (z2) maka nilai P2-P1 sebesar (+2.7) bar, pressure drop diakibatkan karena adanya beda ketinggian dan gaya gravitasi,

Dari hasil perhitungan yang ditabulasikan pada tabel III.13, dari tinjauan sepanjang pipa dari sumber manifestasi permukaan (z1) hingga posisi sebelum masuk heat exchanger

(z2) maka nilai  $\Delta P$  sebesar (+2.70) bar, nilai delta pressure positif menandakan terjadi kenaikan tekanan dari titik 1 hingga titik 2 kenaikan terjadi karena adanya beda ketinggian. Penurunan tekanan pada heat exchanger sebesar -1.95 bar, sehingga total pressure drop sebesar (+0.78) bar.

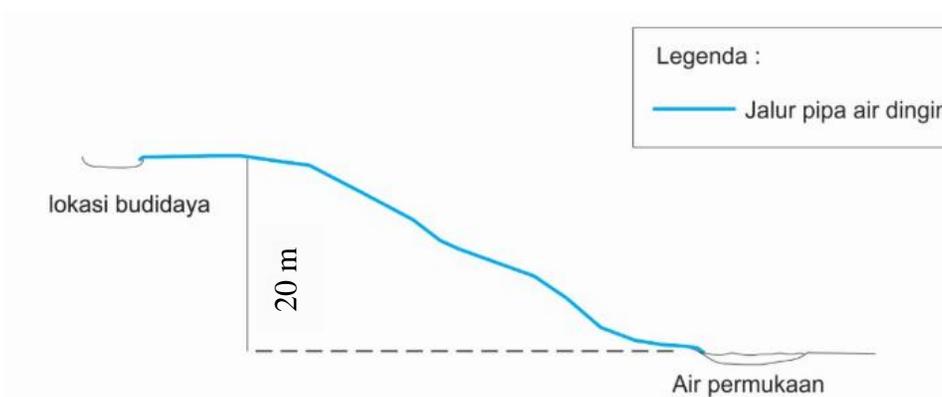
### III.5 Desain Pompa Brine

Dengan melihat nilai pressure drop sebesar (+0.78) bar pada sistem pipa brine, secara perhitungan sistem pipa brine tidak membutuhkan pompa namun kecepatan aliran brine akan berkurang, untuk mengatasi hal ini diperlukan untuk mengatasi pressure drop pada heat exchanger, dimana pressure drop pada heat exchanger bernilai cukup besar yaitu (-1.95) bar. Mengacu pada pressure drop pada heat exchanger maka dapat dihitung desain pompa yang sesuai dengan menggunakan persamaan 2.4 untuk menghitung head pompa dan persamaan 2.5 untuk menghitung daya pompa, berikut hasil perhitungan desain pompa brine:

Parameter	Satuan	Nilai
Pompa Brine		
dP heat exchanger	Pa	195478.11
Total dP	Pa	195478.11
$h_p$	meter	20.19
$W_p$	Watt	197.8

Tabel III.14 Desain pompa brine

### III.6 Perhitungan Pressure Drop Pipa Air Dingin



Gambar III.2 Penampang pipa air dingin

Asumsi jalur pipa air dingin dari lokasi air permukaan hingga lokasi budidaya seperti gambar diatas. Berdasarkan teori perhitungan diatas didapatkan nilai perbedaan tekanan

dan head loss yang terjadi pada aliran pipa distribusi brine yang disajikan pada tabel berikut.

Parameter	Satuan	Nilai
Laju alir air dingin	kg/s	1.36
Temperatur Air	°C	16
Densitas air dingin	kg/m <sup>3</sup>	997.73
Diameter pipa	inch	1.5
Kecepatan air dingin	m/s	1..03
Beda elevasi (z2-z1)	meter	20

Tabel III.15 Data perhitungan pressure drop pipa air dingin

Beda elevasi (z2-z1)	meter	20
<b>Head loss major</b>		
Panjang pipa air dingin	meter	200
Diameter pipa air dingin	inch	2
Friksi pipa		0.03
Head loss major	meter	7.92
<b>Head loss minor</b>		
Elbow 90° (asumsi 4)	meter	0.75x4
Ball Valve (asumsi 2 fully open)	meter	0.05x2
Head Loss Minor	meter	0.17
Total Head Loss	meter	8.09
ΔP pipa	bar	-2.74
ΔP heat exchanger (hot side)	bar	-0.03
Total ΔP	bar	-2.77

Tabel III.16 Hasil perhitungan pressure drop aliran pipa air dingin

Dari hasil perhitungan yang ditabulasikan pada tabel III.16, dari tinjauan sepanjang pipa dari sumber air permukaan (z1) hingga posisi sebelum masuk heat exchanger (z2) maka nilai ΔP sebesar(-2.73) bar, nilai delta pressure minus menandakan terjadi penurunan tekanan dari titik 1 hingga titik 2 penurunan terjadi karena adanya beda ketinggian dan adanya friksi pada pipa. Dari hasil perhitungan diatas penyebab utama penurunan tekanan diakibatkan oleh beda elevasi ketinggian. Penurunan tekanan pada heat exchanger sebesar -0.03 bar, sehingga total pressure drop sebesar (-2.76) bar. Dengan nilai delta pressure sebesar (-2.76) bar maka sistem alir pipa air dingin membutuhkan pompa untuk mengalirkan air dingin.

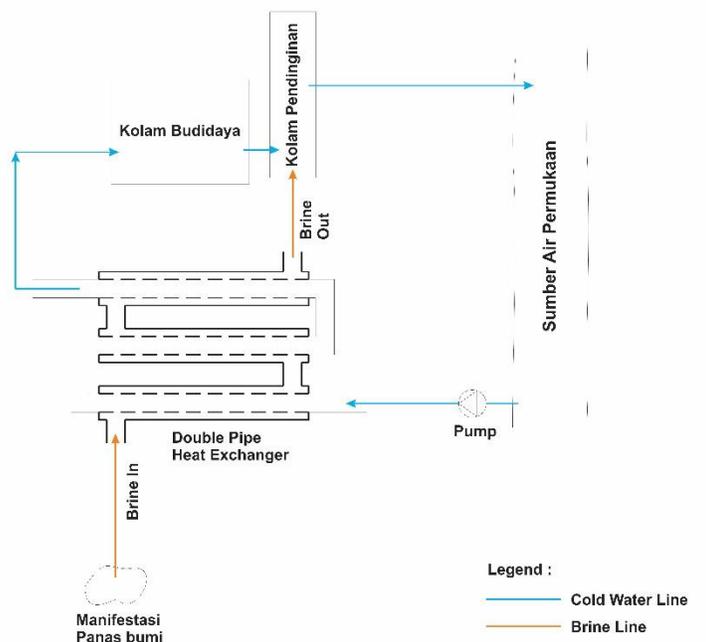
### III.7 Desain Pompa Air Dingin

Total pressure drop pada sistem pipa alir air dingin sebesar (-2.76) bar, mengacu pada total pressure drop sistem pipa alir air dingin maka dapat dihitung desain pompa yang sesuai dengan menggunakan persamaan 2.4 untuk menghitung head pompa dan persamaan 2.5 untuk menghitung daya pompa, berikut hasil perhitungan desain pompa air dingin:

Parameter	Satuan	Nilai
Pompa Air		
dP pipa brine	Pa	274638.09
dP heat exchanger	Pa	3234.87
Total dP	Pa	277872.96
$h_p$	meter	28.42
$W_p$	Watt	377.9

Tabel III.17 Desain pompa air

### III.8 Outline Sistem



## **BAB IV Analisis Kelayakan Proyek**

Analisis biaya dilakukan berdasarkan perhitungan harga – harga yang umum digunakan pada budidaya ikan gurami. Kolam beton memiliki keunggulan dibandingkan dengan kolam terpal karena lebih tahan lama dan bersifat permanen. Selain itu, kolam tembok atau kolam semen relative lebih steril dari gangguan hama dan penyakit. Kelemahannya, pembuatan kolam tembok memerlukan biaya yang lebih mahal.

Pembuatan kolam tembok harus memerhatikan beberapa hal seperti konsistensi tanah, tekstur dan konstruksi kolam. Masalah yang kerap terjadi saat pembuatan kolam adalah kesalahan konstruksi sehingga menyebabkan adanya keretakan atau pecah di bagian dasar atau dinding kolam. Jikahal ini sudah terjadi, perbaikan tidak cukup dengan menambal keretakannya

### **IV.1 Strategi Pemasaran yang Tepat**

Pemasaran merupakan kegiatan yang menentukan kelayakan suatu usaha. Nilai keseluruhan usaha ditentukan oleh besarnya harga jual dan permintaan yang datang.

Masalah yang kerap terjadi saat pemasaran selama ini adalah pasokan yang tidak dapat terserap oleh pasar akibat selera pasar tidak sesuai harapan calon pembeli. Fakta dilapangan, gurami termasuk komoditas dengan permintaan yang stabil dan harga jualnya cukup tinggi. Tercatat pada akhir tahun 2014, harga gurami segar sekitar Rp.40.000/kg di tingkat petani, sedangkan di pasar harganya mencapai Rp 45.000 – 50.000 per kilogram

Jalur pemasaran gurami terbuka luas, mulai dari skala local hingga ekspor. Namun saat ini pemasaran ikan gurami masih diprioritaskan untuk memenuhi permintaan dari pasar tradisional.

### **IV.2 Rincian Biaya**

#### **A. Rincian Biaya Investasi**

Harga dalam satuan rupiah

Asumsi :

- Biaya pembuatan kolam 300,000 / m<sup>3</sup>, ukuran kolam 7 meter x 10 meter x 1.2 meter

Peralatan	Jenis-ukuran	Harga	Satuan	Kebutuhan	Total Harga
Pompa air	400 Watt	4,000,000	/ unit	1 unit	4,000,000
Pompa brine	200 Watt	2,000,000	/ unit	1 unit	2,000,000
Flange	2 inch	50,000	/ pcs	2 pcs	100,000
Flange	1.5 inch	35,000	/ pcs	2 pcs	70,000
Pipa	Galvanis - 2 inch	375,000	/ 6 m	300 m	18,750,000
	Galvanis - 1.5 inch	275,000	/ 6 m	200 m	9,200,000
Isolator	Rock Wool	35,000	/ roll	250 roll	8,750,000
Cladding	Seng	35,000	/ 2 m <sup>2</sup>	72 lembar	2,520,000
Valve	Ball valve - 2 inch	350,000	/ pcs	2 pcs	700,000
	Ball valve – 1.5 inch	250,000	/ pcs	2 pcs	500,000
Pembuatan Kolam		350,000	/ m <sup>3</sup>	84 m <sup>3</sup>	29,400,000

Total	84,740,000
-------	------------

Tabel IV.1 Biaya Investasi

### B. Rincian Biaya Operasional

Berikut ini adalah biaya operasional budidaya kolam gurame per bulan

Peralatan	Jenis-ukuran	Harga	Satuan	Kebutuhan	Total Harga
Listrik	Pompa	1,400	/ kWh	600 Watt	610,000
Pompa brine	Kelistrikan	1,400	/ kWh	100 Watt	110,000
Pekerja		800,000	/ orang	2 orang	1,200,000

Total	2,305,600
-------	-----------

Tabel IV.2 Biaya Operasional

Dari hasil perhitungan biaya operasional per bulan didapatkan total biaya operasi per bulan sebesar Rp. 2,305,600.

Asumsi :

- Pakan ikan yang dibutuhkan 200 ekor butuh 6 sak pakan hingga panen

- Asumsi selama pembibitan, ikan yang mati sebesar 5% dari total ikan
- Asumsi dengan temperatur ikan yang optimum mempercepat masa panen dari 8 bulan hingga 6 bulan

Peralatan	Jenis-ukuran	Harga	Satuan	Kebutuhan	Total Harga
Bibit ikan		2,000	/ ekor	2000	4,000,000
Pakan ikan		200,000	/ sack	60	6,000,000
Penjualan		30,000	/ kg	1900	57,000,000

Keuntungan Kotor	35,000,000
------------------	------------

Tabel IV.3 Perhitungan keuntungan

Dari hasil perhitungan diatas didapatkan keuntungan kotor sebesar Rp. 35,000,000. Dengan masa panen ikan selama 6 bulan didapatkan keuntungan kotor tiap bulan kurang lebih sekitar Rp. 5,830,000

Keuntungan bersih = Keuntungan kotor – Biaya operasional

Keuntungan bersih = Rp. 5,830,000 – Rp. 2,305,600

Keuntungan bersih = Rp. 3,524,400

### C. Perhitungan NPV, POT dan ROR

Nilai dalam ribu rupiah

Asumsi :

- Interest rate 7%/tahun

Tahun ke-	0	1	2	3	4
Investasi	(-84,740)				
Operasi		27,667	27,667	27,667	27,667
Keuntungan		70,000	70,000	70,000	70,000
Cash Flow	(-84,740)	42,333	42,333	42,333	42,333
Cummulati cash flow	(-84,740)	(-42,407)	(-74)	42,258	84,591

Tabel IV.4 Perhitungan cash flow

Net Present Value (NPV) = Rp. 88,833,000

Pay out Time (POT) = 3 tahun

Internal Rate of Return (IRR) = 41 %

## **BAB V Kesimpulan**

Dari kajian yang telah dilakukan dari sisi keteknikan dan analisa keekonomian, maka dapat diambil kesimpulan beberapa hal sebagai berikut :

1. Energi panas yang dibutuhkan untuk menaikkan temperatur air permukaan dari temperatur 16°C hingga temperatur optimum 28°C sebesar 68,11 kW
2. Dibutuhkan beberapa peralatan dalam sistem budidaya ikan gurame seperti double pipe heat exchanger, pompa brine, pompa air
3. Secara keekonomian proyek pemanfaatan brine untuk budidaya ikan gurame layak untuk dilakukan, dengan melihat nilai NPV yang positif, IRR sebesar 41% dan POT selama 3 tahun.

## **BAB VI      DAFTAR PUSTAKA**

Bregman, T.L., Lavine, A.S., Incorpera, F.P., Dewitt, D.P. (2002) : Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7<sup>th</sup> Edition, John Wiley and Sons Inc., USA.

Koes, A.H. (2015) : Desain Sistem Pemanfaatan Langsung Air Manifestasi Panasbumi Untuk Pemanasan Kolam Air Tawar., ITB.

Lamoureux, J. (2003) : Heat Transfer in Outdoor Aquaculture Ponds, The Department of Biological and Agricultural Engineering, McGill University, Canada.

Moran,MJ,et.al. "Introduction to thermal system engineering: Thermodynamics, Fluid mechanics and Heat Transfer".

Rogers,GFC et.al. "Termodynamic and Transport Properties of Fluid".Blackwell Publishing

Saputra, TE. "Budidaya Gurami Metode Segmentasi". Agromedia

Sulhi.M. "99% Sukses Budidaya Gurami".PS

Tanjung, LR et.al. "Ikan Gurami Padang".LIPI

<http://rockwoolasia.web.indotrading.com/product/rockwool>

<http://worldwideaquaculture.com/start-an-indoor-fish-farming-business-from-home/>

<http://www.motherearthnews.com/homesteading-and-livestock/home-fish-farming>

<http://simplyfishy.co.uk/product-category/Aquarium/>

<https://www.alibaba.com/showroom/indoor-fish-farming-tanks>

## BIOGRAFI PENULIS



Allen Haryanto Lukmana, S.T., M.T. adalah salah satu master geothermal engineer yang di anugrahan gelar MT dari Institut Teknologi Bandung. Bergabung sebagai dosen pengajar di UPN "Veteran" Yogyakarta sejak tahun 2014 sampai saat ini, dia juga merupakan profesional di perusahaan konsultan di PT. Geotama Energi, sebagai Instruktur Training dan sebagai Petroleum & Geothermal Project Engineer yang bertanggung jawab untuk project petroleum dan geothermal, pekerjaan keteknikan, pengawasan pekerjaan dan pelaporan, dengan client antara lain : Pertamina EP, PPEJ, PGE, PHE, Pertamina Asset 4 dan 3, Adaro, Pertamina UTC, Bumi Siak Pusako, Ditgen Migas, Elnusa, dan beberapa perusahaan lain. Aktif dalam organisasi Magister Geothermal ITB, aktif dalam publikasi Nasional, Standford Geothermal Workshop, ITB International Geothermal Workshop,



Mia Ferian Helmy, ST., MT. Lahir di Solok, 20 Oktober 1983, merupakan Dosen di Program Studi Teknik Perminyakan UPN "Veteran" Yogyakarta. Penulis merupakan staf pengajar di Program Studi Teknik Perminyakan, Fakultas Teknologi Mineral, Universitas Pembangunan Nasional "Veteran" Yogyakarta. Sampai saat ini masih aktif melaksanakan Tri Dharma Perguruan Tinggi. Beliau menyelesaikan S-1 di Teknik Perminyakan UPN "Veteran" Yogyakarta dan S-2 di Teknik Perminyakan ITB.

ISBN 978-623-6797-34-1

