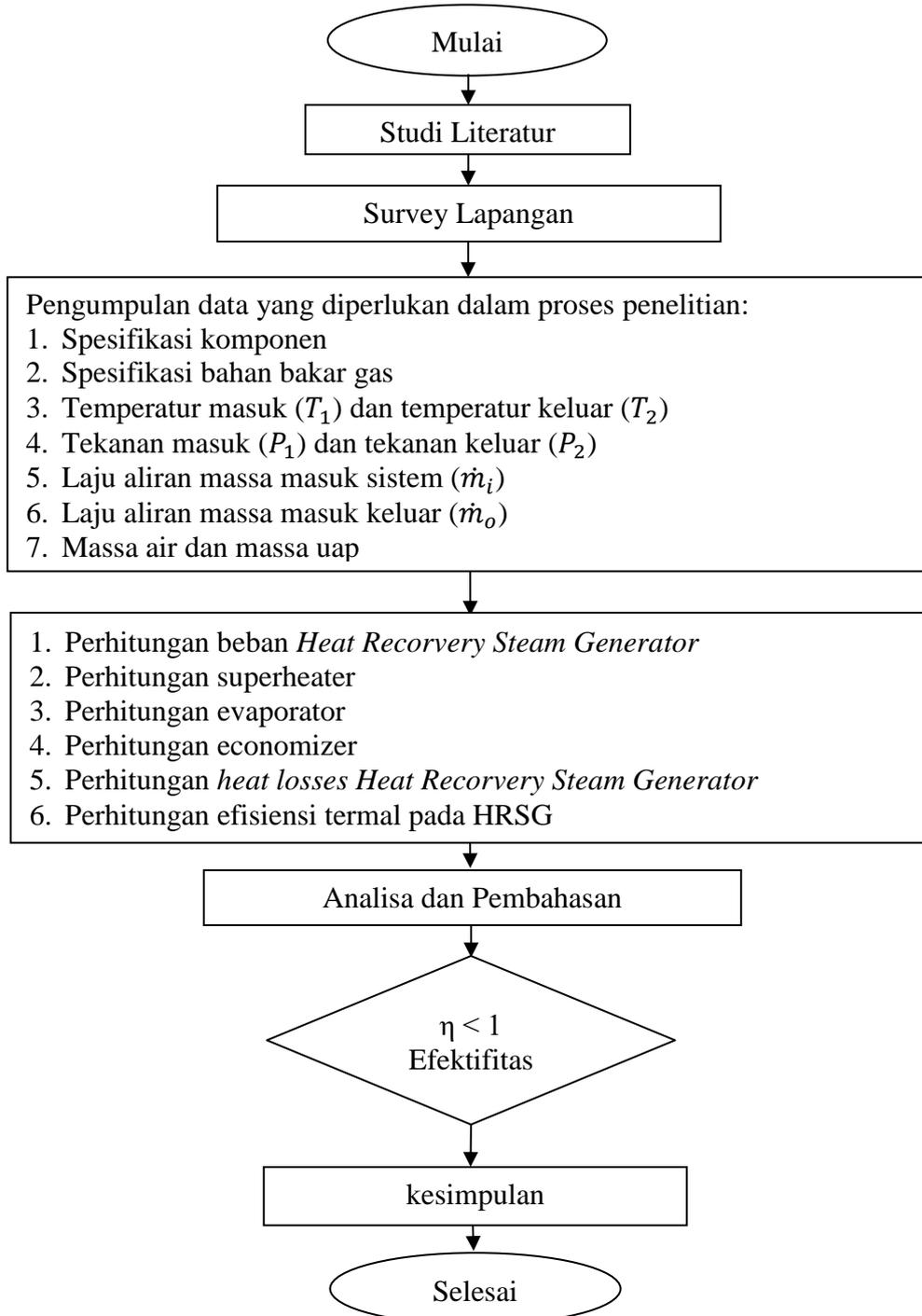


**BAB 3**  
**METODOLOGI PENELITIAN**

**3.1 Diagram Alir Penelitian**

Berikut diagram alir penelitian ditunjukkan pada Gambar 3.1.



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

### 3.2 Tahapan Penelitian

Dalam melakukan penelitian dan analisa pada proposal tugas akhir ini, terdapat beberapa tahapan yang harus dilakukan, berikut adalah tahapan umum penelitian yang akan dilakukan adalah sebagai berikut :

Tahap pertama untuk memperdalam pemahaman mengenai permasalahan yang dibahas, dilakukan studi yang berkaitan dengan operasi PLTGU X dan komponen HRSG (*Heat Recovary Steam Genertaor*). Dapat diperoleh dari *e-book*, jurnal internasional, dan penelitian terdahulu yang berkaitan dengan topik permasalahan.

Tahap kedua, pengumpulan dan pengelolaan data yang berkaitan dengan topik permasalahan diperlukan sebagai parameter yang dimasukkan dalam perhitungan.

Tahap ketiga adalah mengolah data yang sudah dikumpulkan lalu dianalisa data tersebut menggunakan persamaan-persamaan yang telah didapat di literatur. Hasil olahan data tersebut akan terus diproses hingga mendapatkan nilai efektifitas dari laju aliran.

Tahap keempat, melakukan perhitungan dengan menggunakan persamaan-persamaan yang telah didapat dari perhitungan yang dilakukan yaitu mengenai laju aliran yang keluar dari sistem PLTG dan laju aliran panas yang dibutuhkan air menjadi uap.

Tahap kelima, memeriksa hasil perhitungan dengan melihat faktor keamanan dari suatu perhitungan apakah perhitungan tersebut telah memenuhi syarat atau tidak.

Tahap keenam, dari seluruh tahapan yang dilakukan dan hasil dari penelitian ini kemudian disusun dalam bentuk yang sistematis.

### 3.3 Rumus Yang Digunakan

#### a. Perpindahan panas konveksi

Daerah peralihan dari laminar ke turbulen disebut daerah transisi, dengan nilai apabila :

$$Re = \frac{V_{\infty} x}{\nu} = \frac{\rho V_{\infty} x}{\mu} > 5 \times 10^5 \quad (3.1)$$

Dengan :

$V_{\infty}$  = Kecepatan aliran bebas (m/s)

$x$  = Jarak dari tepi depan (m)

$\mu$  = Viskositas dinamik (kg/m<sup>2</sup>s)

$\rho$  = Kerapatann massa (kg/m<sup>3</sup>)

$\nu = \mu / \rho$  = Viskositas kinematik (m<sup>2</sup>/s)

Angka Reynold digunakan untuk menunjukkan aliran dalam pipa laminar/turbulen, untuk aliran dengan nilai :

$$Re = \frac{V_m x}{\nu} > 2300 \quad (3.2)$$

Aliran tersebut adalah turbulen. Untuk aliran peralihan dari laminar ke turbulen yang disebut daerah transisi adalah jangkauan pada

$$2000 < Re_d < 4000 \quad (3.3)$$

Hubungan kontinuitas untuk aliran satu dimensi dalam pipa adalah :

$$\dot{m} = \dot{\rho} V_m A \quad (3.4)$$

Denngan :

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

$V_m$  = Kecepatan rata-rata (m/s)

$A$  = Luas penampang (m<sup>2</sup>)

Kecepatan massa didefinisikan sebagai berikut :

$$\text{Kecepatan massa} = G = \frac{\dot{m}}{A} = \rho U_m \quad (3.5)$$

Sehingga angka Reynold dapat dituliskan :

$$Re_d = \frac{G d}{\mu} \quad (3.6)$$

b. Aliran dalam pipa

Untuk aliran turbulen digunakan persamaan sebagai berikut :

$$Nu = \frac{h d}{k} = 0,023 Re_d^{0,8} Pr^{0,4} \quad (3.7)$$

Dengan :

$Nu$  = Angka Nusselt

$Re_d$  = Bilangan Reynold

$Pr$  = Angka prandtl

$h$  = Koefisien perpindahan panas ( $W/m^2\text{°C}$ )

$k$  = Konduktivitas termal ( $W/m\text{°C}$ )

Dan nilai eksponen n adalah :

n = 0,4 untuk pemanasan

n = 0,3 untuk pendinginan

c. Aliran menyilang

Karena kebanyakan susunan alat penukar panas penyangkut pipa yang tersusun rangkap, maka masalah perpindahan dalam rangkaian pipa merupakan hal yang penting dan mempunyai nilai praktis. Untuk korelasi Zukausk menyajikan tambahan untuk pipa dengan memperhitungkan rantang angka Reynold yang luas dan perbedaan-perbedaan sifat. Persamaan korelasinya mempunyai bentuk sebagai berikut:

$$Nu = \frac{h d}{k} = C Re_{d, maks}^n Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{1/4} \quad (3.8)$$

Dimana semua sifat kecuali  $Pr_w$  dievaluasi pada  $T_\infty$  dan nilai konstanta diberikan dalam Tabel 3.1

Tabel 3.1 Konstanta untuk Korelasi Zukauski untuk Perpindahan Rangkaian pipa 20 baris atau lebih

Geometry	$Re_{d, max}$	$C$	$n$
In-line	10–100	0.8	0.4
	100–10 <sup>3</sup>	Treat as individual tubes	
	10 <sup>3</sup> – 2 × 10 <sup>5</sup>	0.27	0.63
	> 2 × 10 <sup>5</sup>	0.21	0.84
Staggered	10–100	0.9	0.4
	100–10 <sup>3</sup>	Treat as individual tubes	
	10 <sup>3</sup> – 2 × 10 <sup>5</sup>	$0.35 \left( \frac{S_n}{S_L} \right)^{0.2}$ for $\frac{S_n}{S_L} < 2$	0.60
	10 <sup>3</sup> – 2 × 10 <sup>5</sup>	0.40 for $\frac{S_n}{S_L} > 2$	0.60
	> 2 × 10 <sup>5</sup>	0.022	0.84

Demgan kecepatan maksimum aliran dalam rangkaian pipa

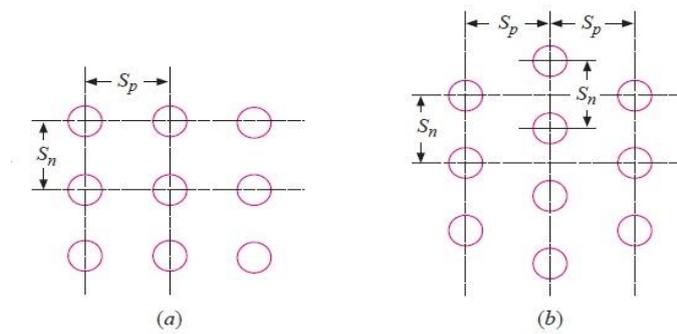
$$V_{max} = v_\infty \frac{S_n}{S_n - d_o} \quad (3.9)$$

Dimana :

$v_\infty$  = Kecepatan sebelum masuk rangkaian pipa (m/s)

$S_n$  = Jarak (*pitch*) (mm)

$d$  = Diameter pipa (mm)



Gambar 3.2 (a) Pipa baris sejajar (b) Pipa baris menyilang.

#### d. Perpindahan panas konduksi

Jika pada suatu benda terdapat gradien suhu (*temperature gradient*) maka akan terjadi perpindahan energy dari bagian bersuhu tinggi ke bagian bersuhu rendah. Dapat di katakan energi berpindah secara konduksi (*conduction*) atau hantaran dengan :

$$q = -k A \frac{\partial T}{\partial x} \quad (3.10)$$

Dimana :

$q$  = Perpindahan kalor (W)

$\partial T / \partial x$  = Gradien suhu ke arah perpindahan panas ( $^{\circ}\text{C}$ )

#### e. Koefisien perpindahan panas

Perpindahan panas melalui dinding bidang datar seperti pada persamaan (3.10) dinyatakan sebagai :

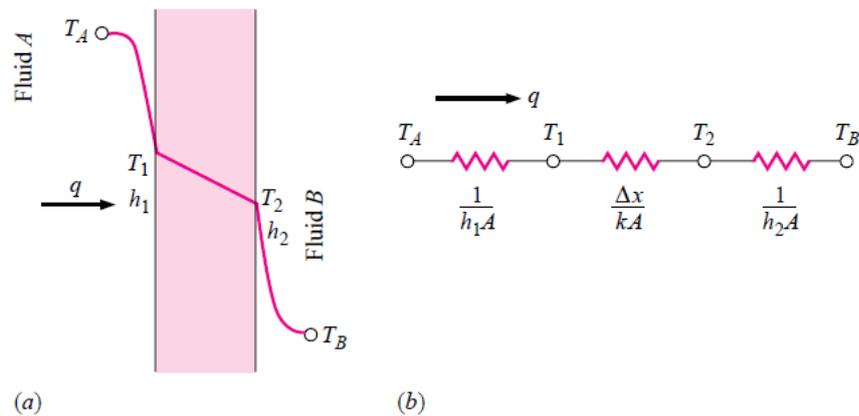
$$q = \frac{T_A + T_B}{1/h_1A + \Delta x/kA + h_2A} \quad (3.11)$$

Dimana  $T_A$  dan  $T_B$  masing-masing adalah suhu fluida pada kedua sisi dinding itu.

Koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) didefinisikan oleh hubungan

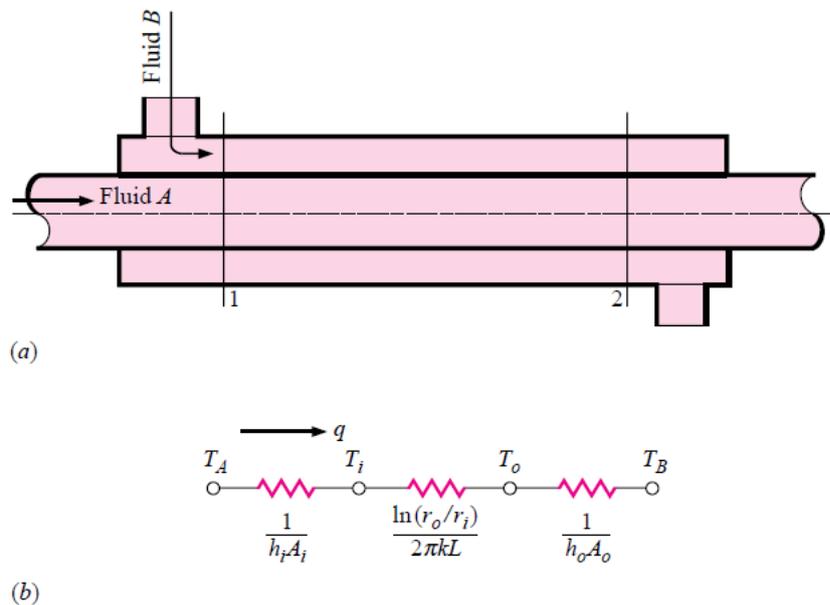
$$q = U A \Delta T_{\text{menyeluruh}} \quad (3.12)$$

Dimana A adalah luas bidang aliran kalor



Gambar 3.3 Perpindahan panas menyeluruh melalui dinding bidang datar

Pada penukar panas pada dinding datar itu jarang digunakan melainkan untuk penukar panas ganda seperti pada Gambar 3.4 yang sering digunakan. Dalam penerapan ini salah satu fluida mengalir didalam tabung yang lebih kecil, sedangkan fluida yang satunya mengalir di dalam ruang annulus diantara kedua pipa. Koefisien panas menyeluruh didapatkan :



Gambar 3.4 Penukar panas pipa ganda : (a) bagan (b) jaringan tahanan termal untuk perpindahan panas menyeluruh

$$q = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{h_i A_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \pi k L} + \frac{1}{A_o h_o}} \quad (3.13)$$

Dimana i dan o menunjukkan diameter dalam dan diameter luar pipa dalam yang lebih kecil. Koefisien perpindahan panas menyeluruh bias didasarkan atas luas atau luas luar pipa, maka :

$$U = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_1 \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \pi k L} + \frac{A_1}{A_o} \frac{1}{h_o}} \quad (3.14)$$

$$U = \frac{T_A - T_B}{\frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \pi k L} + \frac{1}{h_o}} \quad (3.15)$$

f. Beda Suhu Rata-rata Logaritmik (LMTD)

Dari penukar panas pipa ganda fluida dapat mengalir dalam aliran sejajar maupun aliran lawan arah. Menghitung perpindahan panas dalam susunan pipa ganda dengan :

$$Q = U A \Delta T_m \quad (3.16)$$

Dimana :

U = Koefisien perpindahan panas menyeluruh (W/m<sup>2</sup>°C)

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

ΔT<sub>m</sub> = Beda suhu rata-rata yang digunakan pada penukar panas (°C)

Beda suhu rata-rata (*Logarithmic Mean Temperature Difference/LMTD*) adalah beda suhu pada satu ujung penukar panas dikurangi beda suhu pada ujung yang satunya dibagi dengan logaritmik alamiah dari perbandingan kedua beda suhu tersebut. Dengan :

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln\left[\frac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})}\right]} \quad (3.17)$$

Atau

$$LMTD = \Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{T_2}{T_1}} \quad (3.18)$$

g. Sifat gas ideal

Pembahasan tentang gas ideal disini digunakan untuk perhitungan kecepatan aliran dalam saluran (*duct*) HRSG. Gas ideal didefinisikan sebagai bahan yang berhubungan dengan tekanan, volume dan temperatur dapat dituliskan dalam salah satu persamaan berikut ini :

$$P V = R T \quad (3.19)$$

$$P \frac{1}{\rho} = R T \quad (3.20)$$

$$P = \rho R T \quad (3.21)$$

Dimana :

P = Tekanan mutlak (N/m<sup>2</sup>)

V = Volume spesifik (m<sup>3</sup>/kg)

ρ = Kerapatan/densitas (kg/m<sup>3</sup>)

R = Konstanta gas universal (J/kgK)

h. Efisiensi termal

$$\eta_{th} = \frac{q_A \eta_A + (1 - \eta_A) q_A \eta_B + q_B \eta_B}{q_A + q_B} = \eta_B + \frac{q_A \eta_A (1 - \eta_B)}{q_A + q_B} \quad (3.21)$$