

BAB II TEORI DASAR

II. 1 Aliran Gas Dalam Pipa

Asumsi yang digunakan dalam pengembangan penelitian ini adalah gas mengalir dalam pipa horisontal, kondisi *steady state*, kondisi adiabatik, dan kondisi temperatur aliran dianggap konstan (isotermal) sepanjang segmen pipa. Karena gas yang mengalir dalam pipa adalah *compressible*, maka densitas gas dalam hal ini merupakan fungsi dari tekanan. Persamaan tersebut kemudian dapat dimanipulasi lebih lanjut menjadi persamaan yang dapat digunakan untuk perhitungan diameter optimum dan biaya operasi kompressor pada sistem pipa transmisi gas.

Perbedaan diantara model-model tersebut diatas adalah terutama dalam pemodelan variabel faktor gesekan, f (*friction factor*). Model persamaan aliran gas dalam pipa yang banyak digunakan di industri adalah persamaan Weymouth, Panhandle A, Panhandle B, dan Blasius.

II.1.1 Model Weymouth

Persamaan weymouth dikembangkan berdasarkan persamaan kesetimbangan energi, dengan beberapa asumsi sebagai berikut:

- Perubahan energi kinetik dapat dikatakan hampir tidak ada sehingga dianggap sama dengan nol. Jenis aliran adalah *steady state*. Aliran isotermal, biasanya dapat dipenuhi karena pipa yang dibenamkan dalam tanah sehingga tidak terpengaruh oleh perubahan temperatur atmosfer.
- Aliran adalah horisontal, dalam kenyataannya aliran tidak pernah benar-benar horisontal, sehingga untuk perhitungan secara rinci perubahan elevasi perlu diperhitungkan.
- Tidak ada kerja yang dilakukan gas selama aliran terjadi.

Untuk menghindari prosedur *trial and error*, weymouth akhirnya mengusulkan sebuah persamaan untuk menghitung faktor gesekan (f) yang dinyatakan sebagai fungsi dari diameter pipa, yaitu

$$f = \frac{0.032}{D^{1/3}} = \frac{0.01398}{d^{1/3}}$$

Dimana D dalam satuan inchi dan d dalam satuan feet.

Persamaan diatas merupakan persamaan empiris. Secara praktis, persamaan diatas banyak digunakan untuk mendesain sistem jaringan pipa transmisi gas.

Sedangkan persamaan umum laju alir dalam pipa menurut model Weymouth adalah :

$$q = 3,23 \cdot \frac{T_b}{P_b} \left(\frac{1}{f} \right)^{0,5} \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{\gamma_g \cdot \bar{T} \cdot L \cdot \bar{z}} \right) \cdot D^{2,5}$$

dengan memasukkan harga f diperoleh:

$$q = 18,062 \cdot E \cdot \frac{T_b}{P_b} \left[\frac{(P_1^2 - P_2^2) \cdot D^{16/3}}{\gamma_g \cdot \bar{T} \cdot L \cdot \bar{z}} \right]^{0,5}$$

Dimana

q = laju alir gas, cfh pada P_b dan T_b

T_b = temperature base, °R

P_b = tekanan base, psia

P_1 = tekanan inlet, psia

P_2 = tekanan outlet, psia

D = diameter dalam pipa, in

γ_g = spesifik gravity gas

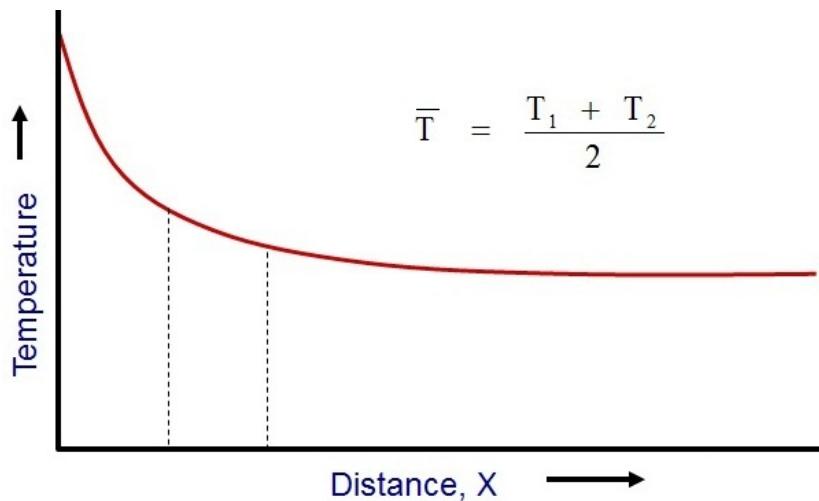
\bar{T} = temperatur alir rata-rata, °R

f = faktor friksi Moody

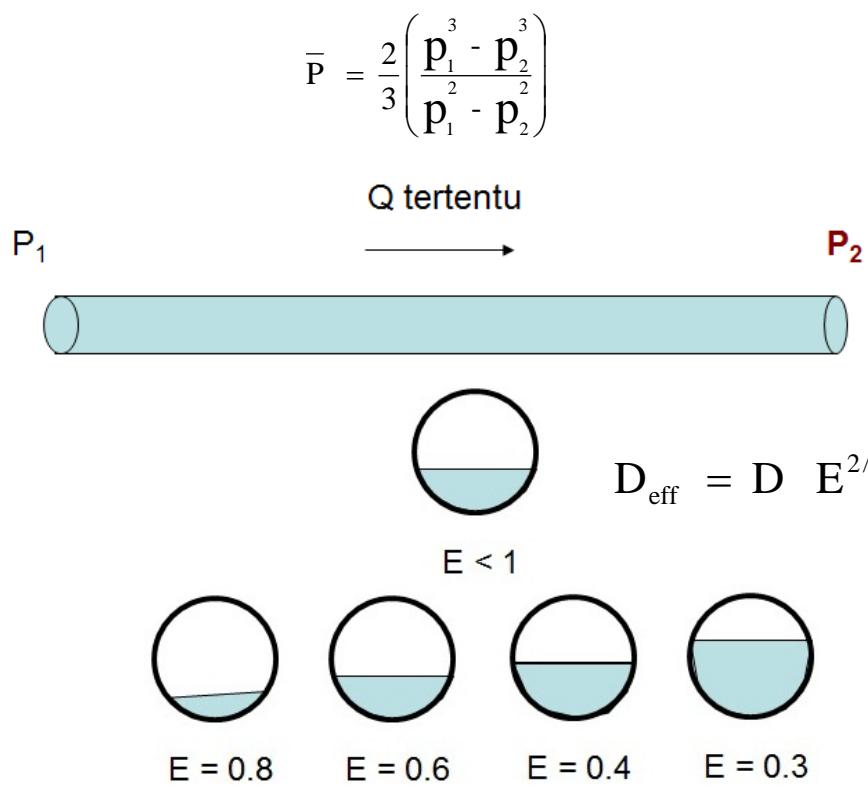
L = panjang pipa, miles

\bar{z} = faktor deviasi gas pada temperatur alir dan tekanan rata-rata.

E = Flow efisiensi (0-1)



Gambar II.1 Distribusi temperatur terhadap jarak



Gambar II.2 Flow Efficiency

II.1.2 Model Panhandle-A

Penggunaan persamaan Panhandle A disarankan untuk aliran gas dalam pipa dengan harga bilangan Reynold antara 5×10^6 dan 11×10^6 yang menunjukkan bahwa aliran gas dalam pipa adalah turbulen. Persamaan aliran gas Panhandle A

diturunkan dengan memasukkan persamaan empiris faktor gesekan yang dituliskan seperti berikut ini :

$$f = \frac{0.085}{N_{Re}^{0.147}}$$

Dengan memasukkan persamaan faktor gesekan diatas, maka persamaan laju alir gas berdasarkan model Panhandle A menjadi:

$$q = 435,87 \cdot E \cdot \left(\frac{T_b}{P_b} \right)^{1,07881} \cdot \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{\bar{T} \cdot L \cdot \bar{z}} \right)^{0,5394} \left(\frac{1}{\gamma_g} \right)^{0,4604} \cdot D^{2,6182}$$

II.1.3 Model Panhandle-B

Modifikasi dari persamaan Panhandle A menghasilkan persamaan yang dapat digunakan untuk pipa panjang. Seperti halnya metode Panhandle A, Panhandle B menyatakan bahwa faktor gesekan merupakan fungsi dari bilangan Reynolds seperti yang dituliskan pada persamaan berikut ini :

$$f = \frac{0.015}{N_{Re}^{0.0392}}$$

Persamaan laju alir melalui pipa menurut Panhandle B :

$$q = 737 \cdot E \cdot \left(\frac{T_b}{P_b} \right)^{1,02} \cdot \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{\bar{T} \cdot L \cdot \bar{z} \cdot \gamma_g^{0,961}} \right)^{0,51} \cdot D^{2,53}$$

$$Flow index = \frac{1}{(P_1^2 - P_2^2)^{0,51}} = 737 \cdot E \cdot \left(\frac{T_b}{P_b} \right)^{1,02} \cdot \left(\frac{1}{\bar{T} \cdot L \cdot \bar{z} \cdot \gamma_g^{0,961}} \right)^{0,51} \cdot D^{2,53}$$

II. 2 Sistem Jaringan Pipa Gas

Dalam suatu sistem jaringan pipa transmisi gas umumnya terdiri dari beberapa segmen pipa, pengukur aliran fluida (flow meter), pengukur tekanan (pressure gauge), kompresor, beberapa valve, dan sambungan / knee. Yang akan dibahas dalam sub-bab ini hanya meliputi tipe-tipe kompresor, dan kriteria ketebalan pipa.

II.2.1 Kompresor

Kompresor digunakan untuk menaikkan tekanan gas, yaitu pada saat gas alam kekurangan energi potensial untuk mengalir. Pada penelitian ini lebih ditekankan penempatan kompresor untuk meningkatkan tekanan dalam transmisi pipa gas, dengan range peningkatan tekanan antara 200-1300 psig yang masih mampu dibebankan pada transmisi pipa gas tersebut.

II.2.1.1 Tipe-tipe Kompresor

Kompresor yang saat ini sering digunakan dalam industry produksi gas alam dibagi menjadi dua tipe, yaitu: reciprocating dan rotary kompresor. Reciprocating Kompresor merupakan kompresor yang paling banyak digunakan dalam industry gas alam. Secara teknis, kompresor ini dibuat untuk seluruh kapasitas tekanan dan volume. Reciprocating kompresor memiliki lebih banyak bagian bergerak, sehingga memiliki efisiensi mekanik yang lebih kecil daripada rotary kompresor. Masing-masing pertemuan silinder dari reciprocating kompresor terdiri dari: sebuah piston, silinder, kepala silinder, suction dan discharge valves, dan bagian-bagian penting lainnya untuk merubah gerakan rotary menjadi gerakan reciprocation. Sebuah reciprocating kompresor didesain untuk range rasio kompresi tertentu melalui pemilihan penggantian piston dan jarak ruang volume antar silinder yang tepat. Jarak ruang volume ini dapat tetap ataupun bervariasi, tergantung pada range pengembangan operasi dan persen beban variasi yang diinginkan. Karakter dari reciprocating kompresor adalah dapat mengalirkan volumetric gas sampai dengan 30.000 cubic feet per menit (cfm) pada pelepasan tekanan mencapai 10.000 psig.

Rotary Kompresor dibagi menjadi dua kelas, yaitu: Centrifugal Kompresor dan Rotary Blower. Centrifugal kompresor terdiri dari: rangka dengan jalur aliran, sebuah batang pemutar memiliki pendorong, bearing, dan seal untuk mencegah gas keluar dari batang tersebut. Centrifugal kompresor memiliki beberapa bagian yang bergerak, karena hanya pendorong dan batangnya saja yang berputar.

Kompresor ini memiliki tingkat efisiensi yang tinggi, dan konsumsi oli lubrikasi dan biaya perawatan yang rendah. Pada Kompresor ini, air pendingin tidak diperlukan, Karen ratio kompresi yang rendah dan tingkat gesekan yang rendah. Centrifugal kompresor memiliki tingkat kompresi yang rendah, karena tidak adanya perpindahan positif. Centrifugal kompresor menekan gas menggunakan tenaga sentrifugal. Kompresor ini bekerja dengan menggunakan sebuah pendorong. Kemudian gas dilepaskan dalam kecepatan tinggi ke dalam sebuah diffuser dimana kecepatannya berkurang dan energi kinetiknya berubah menjadi tenakan static. Semua ini bekerja tanpa batasan dan penekanan fisik, tidak seperti reciprocating kompresor. Centrifugal kompresor dengan jalur aliran yang relatif tidak tertutup dan aliran yang kontinyu memiliki kapasitas yang tinggi, merupakan mesin dengan rasio tekanan rendah yang dapat dengan mudah beradaptasi dengan pengaturan dalam sebuah stasiun. Dengan kata lain kompresor ini dibutuhkan hanya untuk meningkatkan rasio kompresi stasiun tersebut. Karakteristik kompresor ini memiliki volume lebih dari 100.000 cfm dan pelepasan tekanan mencapai 100 psig.

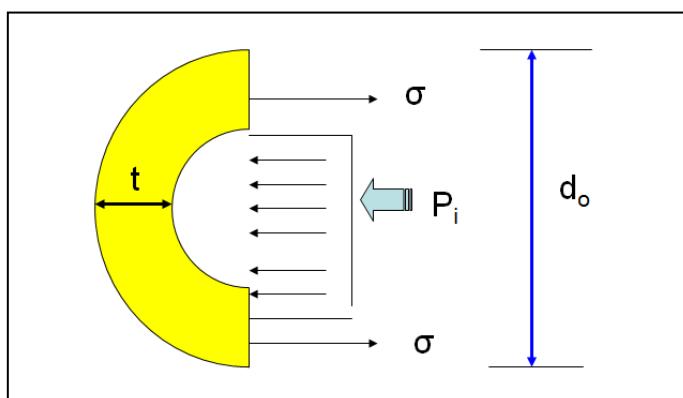
Rotary Blower terdiri dari sebuah casing yang di dalamnya terdapat satu atau lebih pendorong yang berputar dalam arah berlawanan. Penggunaan utama rotary blower yaitu dalam system distribusi dimana perbedaan tekanan antara penghisap dan pelepas kurang dari 15 psi. Rotary blower memiliki beberapa keuntungan, antara lain: dapat menangani sejumlah besar gas bertekanan rendah dengan tenaga kuda yang rendah, biaya investasi dan perawatan yang rendah, mudah untuk dipasang dan di operasikan, serta perawatan yang mudah, dan membutuhkan tempat yang relatif kecil. Sedangkan kelemahannya antara lain: tidak dapat menahan tekanan tinggi, operasinya menimbulkan kebisingan karena suara gear dan pendorongnya, secara tidak tepat menutup bukaan antara pendorong dan casing, dan menjadi overheat jika dioperasikan diatas ambang batas tekanan amannya. Karakteristik rotary blower yaitu: mengalirkan volume gas sampai dengan 17.000 cfm dan memiliki tekanan masukan maksimum sebesar 10 psig dan memiliki beda tekanan sebesar 10 psi.

II.2.2 Kriteria Ketebalan Pipa

Setelah menentukan ukuran diameter dalam pipa (ID) yang optimal, kemudian perlu untuk memilih suatu pipa dengan ketebalan (t) yang cukup untuk menahan tekanan gas dari dalam pipa. Penentuan ketebalan pipa dan aturan yang harus dipenuhi dalam desain pipa, ada beberapa standar dan persyaratan internasional yang umum digunakan di dunia (lihat lampiran A.1), antara lain (dari US) yaitu:

- ANSI B 31.3 - Power Piping. Standard ini behubungan dengan aliran steam dan diperlukan oleh US Coast Guard pada semua Rigs.
- ANSI B 31.3 - Power Piping. Standard ini behubungan dengan aliran steam dan diperlukan oleh US Coast Guard pada semua Rigs.
- ANSI B 31.3 - Chemical Plant and Petroleum Refinery Piping.
- ANSI B 31.4 - Liquid Petroleum Transportation Piping System. Standard ini umumnya digunakan untuk design fasilitas permukaan produksi minyak di darat.
- ANSI B 31.8 - Gas Transmission and Distribution Piping System

General Hoop Stress Formula untuk Silinder Dinding Tipis



Gambar II.3 Ketebalan dinding pipa

Persamaan kesetimbangan gaya:

$$2\sigma t L = P (d_o - 2t) L$$

$$t = \frac{P d_o}{2(\sigma + P)}$$

t = tebal pipa

Spesifikasi ketebalan pipa dengan standar ANSI B 31.3 diberikan oleh :

$$t = \left[t_c + t_h + \frac{P d_o}{2(SE + PY)} \right] \left[\frac{100}{100 - Tol} \right]$$

dimana:

t = tebal dinding pipa yang dibutuhkan, in

t_c = tebal akibat korosi, in (biasanya 0,05 in)

t_{th} = kedalaman ulir (*thread or groove depth*, Tabel 1)

P = tekanan dalam pipa, psi

d_o = diameter luar pipa, in

S = stress pipa yang diijinkan, psi (Tabel 2 dan Tabel 3)

E = faktor sambungan (*longitudinal weld joint factor*)

= 1 untuk jenis *seamless*

= 0.85 untuk ERW

Y = faktor

= 0.4 untuk material besi dibawah 900°F

- Tol = toleransi pabrik yang disarankan
 = 12.5 % untuk pipa API 5L diatas diameter 20 in
 = 10 % untuk pipa API 5L yang diameter lebih dari 20 in

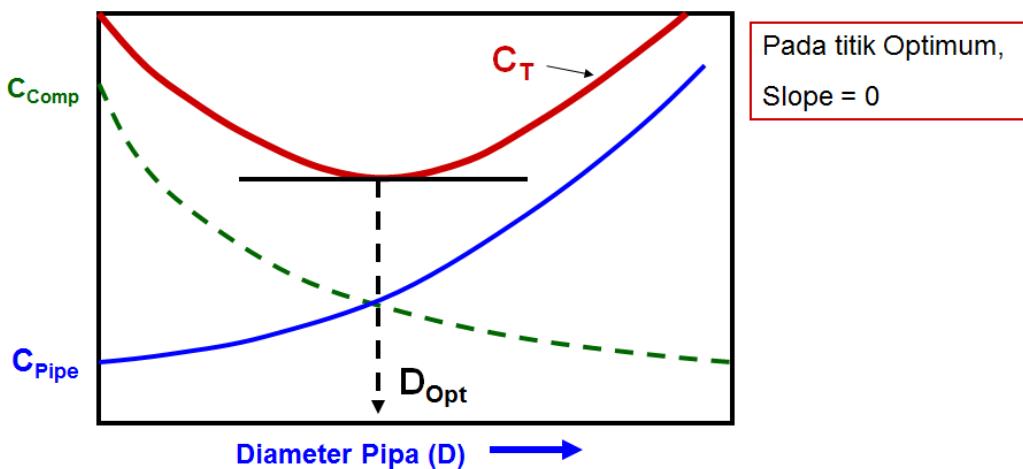
II. 3 Biaya Pemasangan dan Operasi Gas Dalam Pipa

Untuk Rate Gas dan panjang pipa yang tetap, maka biaya pemasangan dan operasi pipa adalah fungsi dari Diameter Pipa yang akan digunakan. Total Biaya Termasuk Biaya Kompressor dan Biaya Pipa atau dapat dituliskan:

$$C_T = C_{Comp} + C_{Pipe}$$

$$C_{Comp} = f(D)$$

$$C_{Pipe} = f(D)$$



Gambar II.4 Hubungan antara diameter optimum dengan biaya

II.3.1 Biaya Investasi Pipa

Biaya investasi pipa adalah besarnya biaya satu segmen pipa yang harus dikeluarkan tiap tahunnya, termasuk biaya pemasangannya, yaitu:

$$CIP = \frac{r(1+r)^n(1+Rp)CpLd^m}{(1+r)^n - 1}$$

II.3.2 Biaya Operasi Pipa

Biaya operasi pipa diasumsikan proporsional dengan biaya investasi pipa seperti berikut ini:

$$OCpipe = \frac{r(1+r)^n(1+Rp)CfpCpLd^m}{(1+r)^n - 1}$$

II.3.3 Biaya Investasi Kompresor

Biaya investasi kompresor yang harus dikeluarkan tiap tahunnya adalah seperti berikut ini:

$$CIC = \frac{r(1+r)^n}{(1+r)^n - 1} \cdot Chp \cdot \left(\frac{6250}{2061} \cdot \frac{Q \cdot Pb \cdot T \cdot Z \cdot \left(\left(P_2/P_1 \right)^{\frac{(k-1)}{k \cdot Ep}} \right) \cdot k}{TB \cdot (k-1)} + bl + sl \right)^b$$

II.3.4 Biaya Operasi Kompresor

Biaya operasi kompresor terdiri dari biaya listrik yang diperlukan untuk mengoperasikan kompresor, biaya perawatan kompresor, dan biaya komponen-komponen lain dalam sistem kompresor, yaitu seperti berikut ini:

$$OC_{comp} = \frac{1}{8760} (1 + Cop) \left(19806,32 \frac{Q \cdot Pb \cdot T \cdot Z \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{k-1}{k \cdot E_p} \right)} - 1 \right)_k}{Tb(k-1)} \right) Ce. Hy$$

II.3.5 Biaya Total

Jadi, biaya total yang diperlukan untuk satu segmen pipa adalah:

$$C_{total} = CIP + OC_{pipe} + CIC + OC_{comp}$$

Dimana:

b = konstanta ketidaklinearan harga kompresor dengan daya kompresor

C_{hp} = harga kompresor (US\$/hp)

C_e = harga listrik (US\$/Kwh)

C_p = harga pipa persatuan panjang dan diameter (US\$/ft.inchi) (diperoleh dari konstanta hasil regresi harga pipa)

C_{op} = fraksi antara biaya operasi kompresor dengan biaya listrik untuk menjalani kompresor

C_{fp} = fraksi antara biaya tahunan operasi pipa dan biaya investasi pipa

C_{pipe} = biaya investasi pipa (US\$)

C_{comp} = biaya investasi kompresor (US\$)

CIP = biaya tahunan untuk investasi pipa (US\$/tahun)

CIC = biaya tahunan untuk investasi kompresor (US\$/tahun)

d = diameter pipa (inci)

E_p = efisiensi kompresor (%)

- E_{LC} = biaya listrik kompresor
 H_y = waktu kompresor beroperasi dalam waktu satu tahun (jam)
 L = panjang pipa (feet)
 L_m = panjang pipa (mil)
 m = konstanta ketidaklinearan antara harga pipa dengan besarnya diameter
 n = jangka waktu beroperasi
 OC_{pipe} = biaya operasi pipa (US\$/tahun)
 OC_{comp} = biaya operasi kompresor (US\$/tahun)
 P_{in} = tekanan inlet (Psia)
 P_{out} = tekanan outlet (Psia)
 P_b = tekanan dasar (Psia)
 Q = laju alir gas (MMscfd)
 r = tingkat suku bunga tahunan
 R_p = fraksi antara biaya pemasangan pipa dengan harga pipa
 T = temperatur gas ($^{\circ}R$)
 T_b = temperatur dasar ($^{\circ}R$)
 Z = faktor deviasi gas
 gY = spesifik gravity gas
 bl = bearing losses (hp)
 sl = seal losses (hp)