

Evaluation of Total Head and Net Positive Suction Head (NPSH) of a TEG Circulation System Booster Pump: A Case Study of Project X at PT NOV Profab Indonesia

Muhamad Agung^{1*}, Abrar Ridwan²

¹Prodi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Riau

²Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Riau

Jl. Tuanku Tambusai Tampar Kota Pekanbaru Riau 28124, Indonesia

*Corresponding author: muhamadagung2222@gmail.com

Abstract

The Triethylene Glycol (TEG) circulation system functions to maintain the stability of the natural gas dehydration process by continuously circulating TEG from the surge drum to the process equipment. The booster pump plays a crucial role in sustaining the system's flow rate and pressure to ensure optimal water vapor absorption. This study aims to calculate the total head of the system and evaluate the Net Positive Suction Head (NPSH) of the booster pump in the TEG circulation system at Project X, located at PT. NOV Profab Indonesia's offshore fabrication facility. The calculation was performed using Bernoulli's equation combined with major and minor head loss analysis, while the NPSH_r (required) value was determined based on the HSVN (Head Suction Vapour Number) derived from the Cavitation Chart. The analysis results show that the total head of the system is 5.6 meters and the NPSH_a (available) is 5.6 meters, which is higher than the NPSH_r obtained from the HSVN data of 1.6 meters. Therefore, the pump operates safely without cavitation. These findings can serve as a reference for evaluating pump performance and as a design basis for TEG circulation systems in gas production facilities with similar characteristics.

Keywords: Booster pump, TEG, total head, NPSH, HSVN, cavitation

Abstrak

Sistem sirkulasi Triethylene Glycol (TEG) berfungsi menjaga kestabilan proses dehidrasi gas alam dengan mengalirkan TEG secara kontinu dari surge drum menuju rangkaian peralatan proses. Booster pump memiliki peranan penting dalam mempertahankan laju alir dan tekanan sistem agar proses penyerapan uap air berlangsung optimal. Penelitian ini bertujuan untuk menghitung head total sistem dan mengevaluasi Net Positive Suction Head (NPSH) pada booster pump sistem sirkulasi TEG pada Proyek X di fasilitas fabrikasi offshore PT. NOV Profab Indonesia. Perhitungan dilakukan menggunakan persamaan Bernoulli yang dikombinasikan dengan analisis rugi tekanan mayor dan minor, sedangkan nilai NPSH_r (required) diperoleh dari perhitungan HSVN (Head Suction Vapour Number) sesuai dengan Grafik Kavitasi. Hasil analisis menunjukkan bahwa total head sistem sebesar 5.6 meter dan NPSH_a (available) sebesar 5.6 meter, yang masih lebih tinggi dibanding NPSH_r berdasarkan data HSVN sebesar 1.6 Meter, sehingga pompa beroperasi aman dari gejala kavitasi. Hasil penelitian ini dapat digunakan sebagai acuan evaluasi performa pompa dan dasar perancangan sistem sirkulasi TEG pada fasilitas produksi gas dengan karakteristik serupa.

Kata kunci: Booster Pump, TEG, Head Total, NPSH, HSVN, Kavitasi

1. Pendahuluan

Unit TEG (Triethylene Glycol) Dehydration merupakan teknologi yang paling umum digunakan dalam pengolahan gas alam untuk menghilangkan kelembaban sehingga dapat mencegah pembentukan hidrat, korosi, dan penyumbatan aliran hidrokarbon dalam pipa Menurut [1], sistem TEG berfungsi menurunkan kandungan air

hingga ke level 4–7 lb H₂O/MMscf, sesuai spesifikasi perpipaan, bahkan mampu mencapai dew point sangat rendah (~40 to –150 °F) untuk aplikasi kriogenik.

Prosesnya terdiri dari dua bagian utama: absorpsi (contacting) dan regenerasi (reboiling). Pada kontakor, gas basah bersentuhan dengan TEG murni (~99 % berat), sehingga air diserap oleh glikol melalui perbedaan tekanan parsial. Sistem

DOI: <http://doi.org/10.24127/trb.v15i1.4960>

Received 16 January 2026; Received in revised form 26 June 2026; Accepted 14 July 2026

Available online 16 July 2026



ini menghasilkan head loss ~5–10 psi di contactor dan kehilangan 2–5 psi di flash tank sebelum masuk ke menara regenerasi.

Dukungan perhitungan tenaga pompa dalam sistem ini dijelaskan [2]. Ia menekankan pentingnya pemilihan pompa booster yang mampu menghadapi total dynamic head (jumlah dari static head dan frictional/head minor loss akibat pipa, fitting, valve, dan elevasi) agar aliran TEG dapat mencukupi kebutuhan sistem regenerasi tanpa menyebabkan under- atau overpressure. Menurut [16] analisis *total head* sangat penting dalam perancangan pompa sentrifugal untuk memastikan kinerja sistem hidrolik berjalan optimal, terutama dalam menyeimbangkan antara head statis dan head dinamis.

[17] menyatakan bahwa perhitungan *total head losses* dalam sistem perpipaan harus mempertimbangkan kehilangan tekanan mayor dan minor untuk menentukan titik operasi optimal pompa. Efisiensi pompa adalah rasio antara daya yang digunakan untuk mengalirkan fluida (daya hidrolik) dengan daya yang diberikan oleh motor penggerak untuk memutar poros pompa (daya poros) [11]. Pendekatan terpadu ini menjadikan TEG unit sebagai tulang punggung dalam manajemen kelembaban gas alam.

Di sisi lain, karena modul ini belum beroperasi dan masih dalam tahap fabrikasi, maka perhitungan pemilihan pompa harus mengacu pada data desain, spesifikasi teknis, serta pertimbangan operasional di lokasi akhir (offshore).

Penelitian ini diharapkan dapat memberikan gambaran teknis dan justifikasi yang akurat terhadap perancangan daya pompa yang optimal serta mendukung keberhasilan proses fabrikasi dan commissioning sistem dehidrasi gas pada proyek X.

2. Metode Penelitian

Penelitian ini dilaksanakan di PT. NOV Profab Indonesia, Batam, selama periode 14 April hingga 13 Agustus 2025, sebagai studi kasus pada Proyek X di bidang

fabrikasi offshore. Fokus penelitian ini adalah melakukan analisis daya dan kelayakan booster pump yang beroperasi pada sistem sirkulasi Triethylene Glycol (TEG) dalam unit dehidrasi gas alam. Pengumpulan data dilakukan melalui observasi langsung di lapangan, untuk memperoleh informasi aktual mengenai konfigurasi sistem perpipaan, posisi peralatan, elevasi antar komponen, serta jenis fitting dan sambungan yang digunakan.

Berdasarkan hasil observasi tersebut, sistem sirkulasi TEG kemudian digambarkan ulang menggunakan perangkat lunak Pipe Flow Expert 7.40 untuk merepresentasikan kondisi aktual sistem di lapangan. Model ini digunakan untuk menentukan arah aliran, panjang pipa efektif, jenis sambungan, serta menghitung kehilangan tekanan akibat gesekan dan fitting. Data sekunder diperoleh dari *datasheet* pompa, *Piping and Instrumentation Diagram (P&ID)*, serta literatur teknis seperti [9,10], dan standar API 685 sebagai acuan dalam analisis performa pompa.

2.1 Skema Penelitian

1. Identifikasi Masalah

- 1) Mengidentifikasi kondisi sistem sirkulasi Triethylene Glycol (TEG) pada Project X.
- 2) Mengidentifikasi kebutuhan evaluasi performa Booster Pump terhadap sistem perpipaan.
- 3) Menentukan parameter yang akan dianalisis, yaitu Total Head, daya pompa, NPSHa, dan NPSHr.

2. Studi Literatur

- 1) Mempelajari teori aliran fluida.
- 2) Mempelajari teori pompa sentrifugal.
- 3) Mempelajari perhitungan head losses.
- 4) Mempelajari teori Net Positive Suction Head (NPSH).
- 5) Mempelajari standar API 685, GPSA Engineering Data Book, Perry's Chemical Engineers'

Handbook, dan Pump Handbook sebagai dasar analisis.

3. Pengumpulan Data

Data Primer

- 1) Observasi langsung sistem perpipaan TEG.
- 2) Pengukuran panjang pipa.
- 3) Pengukuran elevasi pipa.
- 4) Identifikasi jumlah elbow, valve, flange, reducer, dan fitting lainnya.
- 5) Dokumentasi kondisi lapangan.

Data Sekunder

- 1) Data Sheet Booster Pump.
- 2) P&ID (Piping and Instrumentation Diagram).
- 3) Layout perpipaan dari Navisworks.
- 1) Data sifat fisik Triethylene Glycol (densitas dan viskositas).
- 2) Data kapasitas dan spesifikasi pompa.

4. Pemodelan Sistem

- 1) Menggambar ulang sistem perpipaan menggunakan Pipe Flow Expert 7.40.
- 2) Memasukkan panjang pipa, diameter pipa, elevasi, jenis fitting, valve, dan arah aliran.
- 3) Memverifikasi model agar sesuai dengan kondisi aktual di lapangan.

5. Perhitungan Parameter Hidrolik

- 1) Menghitung luas penampang pipa.
- 2) Menghitung kecepatan aliran.
- 3) Menghitung bilangan Reynolds.
- 4) Menentukan jenis aliran.
- 5) Menghitung friction factor.

6. Perhitungan Head Losses

- 1) Menghitung Major Losses.
- 2) Menghitung Minor Losses.
- 3) Menghitung Head Statis.
- 4) Menghitung Head Dinamis.
- 5) Menentukan Total Dynamic Head (TDH).

7. Perhitungan Performa Booster Pump

- 1) Menghitung daya hidrolik pompa.
- 2) Menghitung daya aktual pompa.
- 3) Menghitung efisiensi pompa (bila diperlukan).
- 4) Menghitung NPSHa.
- 5) Menentukan NPSHr berdasarkan data vendor.

8. Analisis Hasil

- 1) Menganalisis kontribusi major losses dan minor losses terhadap Total Head.
- 2) Menganalisis pengaruh elevasi terhadap kebutuhan head pompa.
- 3) Membandingkan nilai Total Head hasil perhitungan dengan kemampuan Booster Pump.
- 4) Membandingkan nilai NPSHa dengan NPSHr.
- 5) Mengevaluasi potensi terjadinya kavitasi.
- 6) Menentukan kelayakan Booster Pump untuk sistem sirkulasi TEG.

9. Penarikan Kesimpulan

- 1) Menyimpulkan apakah Booster Pump memenuhi kebutuhan sistem berdasarkan Total Head.
- 2) Menyimpulkan apakah Booster Pump aman terhadap risiko kavitasi berdasarkan nilai $NPSHa > NPSHr$.
- 3) Memberikan rekomendasi teknis apabila ditemukan ketidaksesuaian.

3. Tinjauan Pustaka

3.1 Triethylene Glycol (TEG)

Triethylene Glycol (TEG) merupakan senyawa kimia yang secara luas digunakan dalam industri minyak dan gas sebagai agen pengering gas alam. TEG berfungsi untuk menghilangkan uap air dari gas basah agar kualitas gas menjadi lebih baik dan mencegah terjadinya korosi serta pembentukan hidrasi es yang dapat mengganggu sistem distribusi gas [1].

Triethylene Glycol (TEG) merupakan senyawa kimia organik yang termasuk dalam keluarga etilen glikol seperti terlihat pada dengan rumus molekul $C_6H_{14}O_4$. TEG berbentuk cairan tidak berwarna, tidak berbau, kental, dan bersifat higroskopis. Dalam sistem pengeringan, gas basah dialirkan melalui contactor di mana terjadi kontak langsung antara gas dan cairan TEG. Uap air dalam gas akan larut dalam TEG, sehingga gas yang keluar dari sistem menjadi kering [3].

Tabel 1. Tabel Densitas Dan Viscositas [7] (TEG)

Property	293.15 K	313.15 K	333.15 K
Viscositas	-	-	9.24
s	1.126	1.110	1.095
Densitas			

Berdasarkan table pada [7] didapatkan densitas dari TEG pada suhu 60° C suhu operasional Module adalah sebesar 1095 kg/m³ Dan Viskositas dinamik sebesar 0.00924 Pa·s

Menurut [12] studi literatur pada proses TEG dehydration, operasi kontak gas-TEG dilakukan pada suhu feed gas dan TEG sekitar 50–60 °C. Rentang ini digunakan sebagai kondisi operasi aktual dalam evaluasi performa dan perhitungan NPSH untuk sistem pompa TEG.

Berdasarkan [9] didapatkan table P_{vapor} TEG sebagai berikut :

Tabel 2. Tabel P_{vapor} [9]

Pressure (mmhg)	Temperatur °C
1	114.0
5	144.0
10	158.1
20	174.0
40	191.3
60	201.5
100	214.6
300	235.2
400	256.6
750	278.3

Dapat dilihat dari Gambar 3. tabel tersebut, Nilai dari P_{vapor} TEG pada suhu 114.0 °C adalah sebesar 1 mmhg atau sebesar 1.3 pa sebagai nilai P_{vapor} terkecil pada suhu yang relatif tinggi.

Data tekanan uap Triethylene Glycol pada 60 °C tidak tersedia secara eksplisit di [15]. Namun, literatur menunjukkan bahwa tekanan uap TEG pada suhu rendah sangat kecil. Oleh karena itu, dalam perhitungan NPSH tekanan uap diasumsikan dapat diabaikan. Namun pada penelitian ini mengasumsikan P_{vapor} sebesar 1.3 dengan Litelatur P_{vapor} terkecil pada [9].

3.2 Surge Drum

Surge drum merupakan salah satu komponen penting dalam sistem sirkulasi Triethylene Glycol (TEG), khususnya pada unit dehidrasi gas alam. Fungsi utama surge drum adalah sebagai tangki transisi (buffer tank) yang menampung sementara larutan TEG yang telah jenuh (rich TEG) dari absorber sebelum diproses lebih lanjut dalam sistem regenerasi.

3.3 Module TEG

Modul dehidrasi gas alam menggunakan Triethylene Glycol (TEG) merupakan sistem yang dirancang untuk menghilangkan uap air dari aliran gas alam guna mencegah terbentuknya hidrat, korosi, dan kerusakan pada peralatan proses maupun jaringan perpipaan. Menurut [1], sistem ini bekerja berdasarkan prinsip absorpsi, di mana glikol cair menyerap uap air dalam kolom kontak (absorber).

[2] menekankan bahwa pemilihan pompa harus mempertimbangkan total dynamic head, yang mencakup kerugian tekanan akibat friksi pipa, perubahan elevasi, serta beban minor dari fitting, valve, dan instrumentasi.

3.4 Booster Pump

Booster pump merupakan salah satu jenis pompa sentrifugal yang berfungsi untuk meningkatkan tekanan fluida dalam sistem perpipaan, khususnya pada aplikasi di mana tekanan inlet tidak mencukupi untuk memenuhi kebutuhan sistem hilir.

Secara umum, pompa diklasifikasikan menjadi dua jenis utama berdasarkan cara kerjanya dalam mentransfer energi ke fluida, yaitu pompa kinetik (centrifugal) dan pompa perpindahan positif (rotary) [14].

Menurut [3], performa pompa sentrifugal seperti booster pump sangat dipengaruhi oleh karakteristik fluida, geometri impeller, kecepatan putar, serta kondisi sistem tempat pompa dipasang.

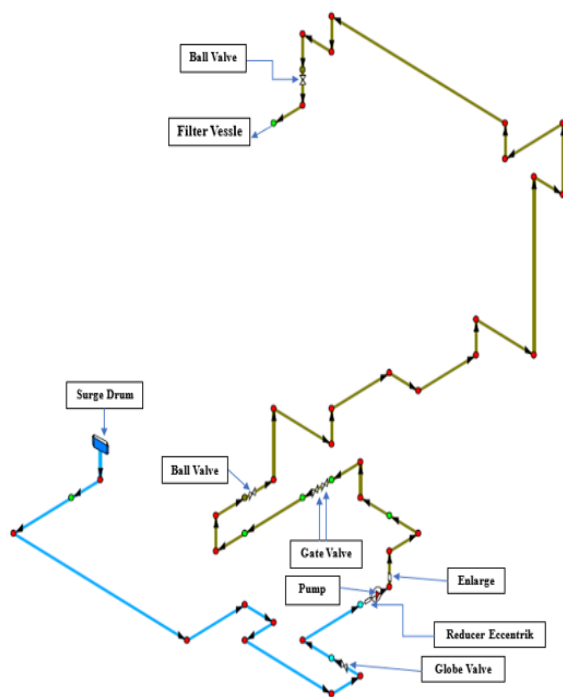
3.5 API 685 OH2

Pompa API 685 adalah jenis pompa standar industri yang dirancang khusus untuk aplikasi proses yang membutuhkan keandalan tinggi, seperti pada sistem sirkulasi Triethylene Glycol (TEG) di industri minyak dan gas. [13] mencakup pompa sentrifugal segel-less (tanpa mechanical seal) yang menggunakan teknologi magnetic drive.

3.6 Filter Vessel

Filter vessel biasanya terdiri dari housing bertekanan dan elemen filter (cartridge atau coalescer) yang dapat diganti secara berkala.

3.7 Sistem Pipa



Gambar 1. Layout Pipa By Pipe Flow Expert

Ditinjau pada Gambar 1 merupakan gambar Layout Sirkulasi TEG dari Surge Drum KE Filter Vessel yang di gambarkan ulang dari Layout Real dari NavisWork Perusahaan.

Pada data Actual Pengukuran panjang pipa, didapatkan Panjang sisi hisap Pompa

yang berwarna Biru pada Layout Sepanjang 10.380 m dan panjang Sisi Buang Pompa yang ditandai dengan warna cokelat pada Layout yaitu sepanjang 35.456 m.

Sistem pemipaan adalah suatu sistem yang terpasang dengan tujuan untuk menyalurkan atau memindahkan suatu fluida dari satu tempat ke tempat lain [14]. Adapun komponen pada sistem piping adalah:

1. Pipa

Pipa adalah sistem perpipaan yang dirancang untuk mengalirkan fluida (gas, cairan, atau uap) dari satu titik ke titik lain dalam suatu proses industri.

2. Elbow

Elbow merupakan salah satu komponen penting dalam sistem perpipaan yang berfungsi untuk mengubah arah aliran fluida, biasanya sebesar 45°, 90°, atau bahkan 180°, tergantung kebutuhan desain. Pada Layout Elbow ditandai dengan Titik Merah.

3. Valve

Valve merupakan perangkat mekanis yang berfungsi untuk mengatur, mengontrol, atau menghentikan aliran fluida dalam sistem perpipaan. Pada Layout semua tata letak dan jenis Valve Sudah di tandai dengan Marking sesuai dengan Actual Field.

4. Flange

Flange adalah komponen berbentuk piringan datar dengan lubang di tengahnya, yang digunakan untuk menyambungkan dua pipa atau pipa dengan peralatan lain. Pada Layout Flange diberikan titik hijau untuk Tata Letak.

5. Reducer Ecentrik

Reducer eksentrik adalah jenis reducer yang memiliki sumbu pusat (*centerline*) pipa sisi besar dan sisi kecil tidak segaris, melainkan bergeser ke satu sisi. Pada *Layout* Tata letak *Reducer Ecentrik* Sudah di *Marking* sesuai dengan *Actual Field*.

6. Reducer Enlarge

Eccentric enlarger atau expander merupakan kebalikan dari reducer, yaitu fitting yang meningkatkan ukuran diameter pipa dari kecil ke besar dengan sumbu pusat yang tetap bergeser (tidak segaris).

3.8 Perhitungan Head

1. Luas Penampang

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 \quad (1)$$

Dimana:

A = luas penampang pipa (m²)

D = diameter dalam pipa (m)

π = konstanta (3,14159)

2. Kecepatan Aliran

$$v = \frac{Q}{A} \quad (2)$$

Dimana:

v = Kecepatan Rata – rata (m/s)

Q = Debit aliran volumetric (m³/s)

A = Luas penampang pipa (m²)

3. Sifat Aliran

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (3)$$

Dimana:

Re = Aliran Turbulen

ρ = Massa Jenis Fluida (kg/m³)

V = Kecepatan Rata – Rata Aliran (m/s)

D = Diameter Pipa (m)

μ = Viscositas dinamik (Pa · s atau kg/(m · s))

4. Friction Factor

a. Laminar

Untuk aliran Laminar nilai f dapat dicari dengan rumus sebagai berikut :

$$f = 64/Re \quad (4)$$

Dimana:

Re = Bilangan Reynold

b. Turbulent

$$f = \frac{0.25}{((\log_{10}(\frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}))^2) \quad (5)$$

Dimana:

Re = Bilangan Reynold

ϵ = adalah kekerasan mutlak Pipa (m)

D = Diameter Pipa (m)

3.9 Head Losses

Menurut [3], head loss dibagi menjadi dua kategori utama, yaitu major losses (kerugian utama) yang disebabkan oleh gesekan sepanjang pipa lurus, dan minor losses (kerugian tambahan) yang disebabkan oleh fitting seperti elbow, reducer, valve, dan sebagainya. [18] perhitungan *total head* pada sistem pemompaan harus memperhitungkan seluruh bentuk energi fluida termasuk tekanan, kecepatan, dan elevasi, serta kerugian akibat gesekan untuk menjamin desain sistem yang aman dan efisien.

1. Major Losses

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (6)$$

Dimana:

h_f = Major Loss (m)
 f = friction factor
 L = Panjang Pipa (m)
 D = Diameter pipa (m)
 v = Kecepatan Aliran (m/s)
 g = gravitasi (m/s²)

2. Minor Losses

$$H_m = K \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (7)$$

Dimana:

H_m = Minor Head Loss (m)
 K = Koefisien Kerugian
 v = Kecepatan aliran fluida (m/s)
 g = gravitasi (m/s²)

Nilai K tergantung pada jenis komponen fitting dan sudut perubahan arah aliran.

Component	K_L	
a. Elbows		
Regular 90°, flanged	0.3	
Regular 90°, threaded	1.5	
Long radius 90°, flanged	0.2	
Long radius 90°, threaded	0.7	
Long radius 45°, flanged	0.2	
Regular 45°, threaded	0.4	
b. 180° return bends		
180° return bend, flanged	0.2	
180° return bend, threaded	1.5	
c. Tees		
Line flow, flanged	0.2	
Line flow, threaded	0.9	
Branch flow, flanged	1.0	
Branch flow, threaded	2.0	
d. Union, threaded		
	0.08	
e. Valves		
Globe, fully open	10	
Angle, fully open	2	
Gate, fully open	0.15	
Gate, 1/2 closed	0.26	
Gate, 3/4 closed	2.1	
Gate, fully closed	17	
Swing check, forward flow	2	
Swing check, backward flow	∞	
Ball valve, fully open	0.05	
Ball valve, 1/2 closed	5.5	
Ball valve, 3/4 closed	210	

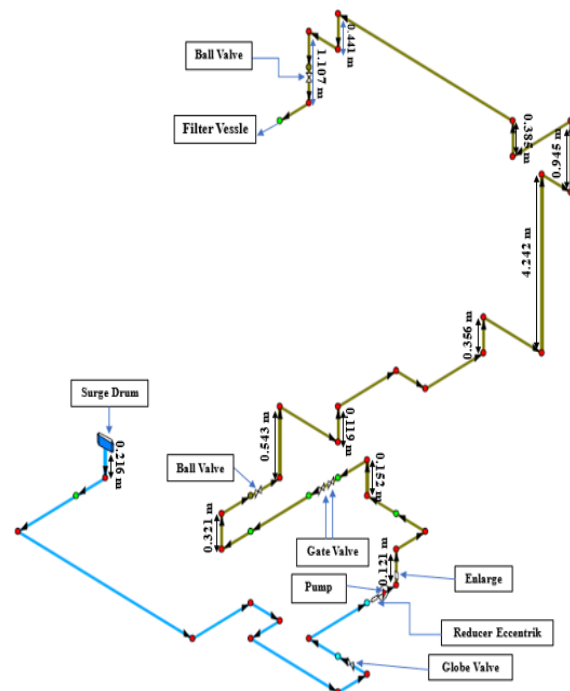
Gambar 2. Koefisien Loss

Menurut [6], meskipun istilah “minor loss” sering digunakan, dalam sistem industri yang kompleks dengan banyak

sambungan dan kontrol, jumlah akumulatif minor loss bisa melebihi major loss.

3.10 Head Statis

Head Statis merupakan Energi Potensial dikarenakan nilainya didapat dengan cara melakukan pengukuran antara jarak antara Fluida ke arah fluida yang melibatkan Gravitasi Bumi.



Gambar 3. Layout Elevasi Pipa

Dilakukan pengukuran dengan menggunakan *NavisWork* dan lapangan didapatkan elevasi ketinggian Surge drum ke pompa sebesar 0.216 m kebawah yang berarti menghasilkan nilai (-) untuk Head statis.

ketinggian pompa ke filter sebesar 7.184 m keatas yang berarti menghasilkan nilai (+) untuk Head statis dan juga di dapatkan nilai 1.548 m kebawah yang menghasilkan nilai (-).

3.11 Head Dinamis Total

Head dinamis Total adalah komponen penting dalam perhitungan total head sistem perpipaan, yang merepresentasikan energi kinetik aliran fluida karena kecepatannya.

Dalam praktik industri dan perancangan sistem perpipaan, sering digunakan pendekatan yang lebih menyeluruh seperti rumus Daisy, yang mempertimbangkan head losses akibat gesekan dan minor losses:

$$H_t = H_s + h_m + h_f \quad (8)$$

Dimana:

$H_t = \text{Head total (m)}$

$H_s = \text{Head Statis (m)}$

$h_f = \text{head major loss (m)}$

$h_m = \text{head loss minor (m)}$

3.12 Perhitungan Daya Hydraulic

$$P_{hid} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_t \quad (9)$$

Dimana:

$P_{hid} = \text{Daya Hydraulic (watt)}$

$\rho = \text{massa jenis fluid (kg/m}^3\text{)}$

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

$Q = \text{debit volumetric (m}^3\text{/s)}$

$H_t = \text{Head Total (m)}$

3.13 Perhitungan Daya Actual

$$P_{actual} = \frac{P_{hid}}{\eta} \quad (10)$$

Dimana:

$P_{hid} = \text{Daya Hydraulic (watt/kW)}$

$P_{actual} = \text{Daya Actual (Watt/kW)}$

$\eta = \text{Efisiensi Pompa}$

3.14 NPSHa Dan NPSHr

Menurut [3], NPSHa dihitung menggunakan rumus sebagai berikut:

$$NPSHa = \frac{P_a}{\gamma} + h_s - \frac{P_v}{\gamma} - h_f \quad (11)$$

Dimana:

$NPSHa = \text{Net Positive Suction Head Available (m)}$

$P_a = \text{Tekanan Absolut (Pa)}$

$\gamma = \text{Berat jenis fluida (N/m}^3\text{)}$

$h_s = \text{Head Statis (m)}$

$P_v = \text{Tekanan uap jenuh (Pa)}$

$h_f = \text{friction factor suction (m)}$

untuk melakukan perbandingan perhitungan kasar biasanya Penulis akan menggunakan nilai N_{SVN} sebagai perhitungan teoritis untuk dilakukan perbandingan dengan nilai $NPSH_a$

$$H_{SVN} = \sigma \times H \quad (12)$$

Dimana:

$H_{SVN} = \text{NPSH teoritis (m)}$

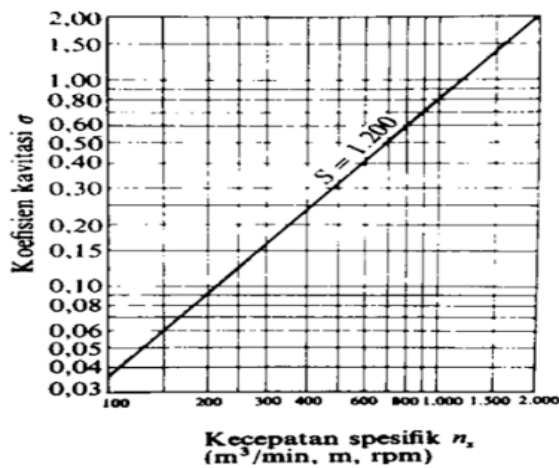
$\sigma = \text{koefisien kavitasi}$

$H_t = \text{Head Total (m)}$

3.15 Kavitas

Kavitas adalah gejala menguapnya fluida yang sedang mengalir karena tekanannya berkurang sampai di bawah tekanan uap jenuhnya. Apa bila zat cair mendidih, maka akan timbul gelembung-gelembung uap zat cair pada pompa yang mudah mengalami kavitas pada sisi hisapnya. Salah satu cara untuk mencegah terjadinya kavitas adalah memastikan bahwa NPSH yang tersedia ($NPSH_a$) selalu lebih besar daripada NPSH yang dibutuhkan oleh pompa ($NPSH_r$) [5].

Pada tabel di buku [8] didapatkan grafik untuk mengetahui Koefisien Kavitas sebagai berikut :



Gambar 4. Grafik Kavitasi

4. Data Dan Pembahasan

4.1 Spesifikasi *Booster Pump*

Didapatkan data Spesifikasi *Booster Pump* dari *Data Sheet* Vendor Sebagai berikut:

Tabel 3. Spesifikasi *Booster Pump*

Keterangan	Nilai	Satuan
Power	18.5	Kw
Capacity	7	m ³ /h
Pressure Discharge	6.73	bar
Pressure Suction	1.06	bar
Equipment Weight	964	kg
Efficiency	15	%
Driver Speed	2900	rpm
Equipment Speed	2900	rpm

4.2 *Thrithylene Glicol*

Tabel 4. Tabel *Properties TEG*

Parameter	Nilai
$\log_{10}(P \text{ vapor})$	1.3 Pa
Density (60 °C)	1095 kg/m ³
Dynamic Viscosity (60 °C)	0.00924 Pa.s
γ	10741.95 N/m ³

4.3 Sirkulasi *TEG*

Tabel 5. Komponen Alir *Teg*

Lokasi	Komponen	Dimensi	Jumlah	KL
Sisi Hisap Pompa	Pipa(4inch)	10.380 m	-	-
	Flange	-	2	0.9
	Connector	-	9	1.5
	Elbow	-	1	10
	Globe valve	-	-	-
	Reducer eksentrik (4X2)	-	1	0.2
	Pipa(4inch)	35.456 m	-	-
	Elbow	-	25	1.5
	Gate valve	-	2	0.15
	Ball Valve	-	2	0.05
Buang Pompa	Flange	-	5	0.9
	connector	-	-	-
	Enlarge konektor	-	1	0.7

5. Analisis dan Perhitungan

5.1 Luas Penampang

$$A = \frac{3,14}{4} (0.1016\text{m})^2 = 0.0081\text{m}^2$$

5.2 Kecepatan Aliran

$$v = \frac{0.00194 \text{ m}^3/\text{s}}{0.0081 \text{ m}^2} = 0.23 \text{ m/s}$$

5.3 Sifat Aliran

$$Re = \frac{1095 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \cdot 0.23 (\text{m/s}) \cdot 0.1016 (\text{m})}{0.00924 (\text{Pa} \cdot \text{s})} = 2769.25 (\text{Laminar})$$

5.4 Friction Factor

$$f = \frac{64}{2769.25} = 0.0231$$

5.5 Head Losses

1. Major Losses

a. Pipa Hisap

$$hf = 0.0231 \cdot \frac{10.380 \text{ (m)}}{0.1016 \text{ (m)}} \cdot \frac{0.23 \left(\frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9.81 \left(\frac{m}{s^2}\right)} = 0.00636 \text{ m}$$

b. Pipa Buang

$$hf = 0.0231 \cdot \frac{35.456 \text{ (m)}}{0.1016 \text{ (m)}} \cdot \frac{0.23 \left(\frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9.81 \left(\frac{m}{s^2}\right)} = 0.0217 \text{ m}$$

Diketahui besar *Major Losses* sebesar:

$$hf = 0.00636 \text{ m} + 0.0217 \text{ m} = 0.0280 \text{ m}$$

2. Minor Losses

a. Minor Loss Elbow 90° :

$$H_m = 1.5 \cdot \frac{0.23^2}{2 \cdot 9.81} = 0.00404 \text{ m}$$

b. Minor Loss Flange :

$$H_m = 0.9 \cdot \frac{0.23^2}{2 \cdot 9.81} = 0.00242 \text{ m}$$

c. Minor Loss Gate Valve Fully Open :

$$H_m = 0.15 \cdot \frac{0.23^2}{2 \cdot 9.81} = 0.00040 \text{ m}$$

d. Minor Loss Reducer Eccentric 4 x 2:

$$H_m = 0.20 \cdot \frac{0.23^2}{2 \cdot 9.81} = 0.00053 \text{ m}$$

e. Minor Loss ENLARGE (2X4)

$$H_m = 0.70 \cdot \frac{0.23^2}{2 \cdot 9.81} = 0.0018 \text{ m}$$

f. Minor Loss Globe Valve

$$H_m = 10 \cdot \frac{0.23^2}{2 \cdot 9.81} = 0.0269 \text{ m}$$

g. Minor Loss Ball Valve

$$H_m = 0.05 \cdot \frac{0.23^2}{2 \cdot 9.81} = 0.00013 \text{ m}$$

Selanjutnya dilakukan perhitungan total Head Minor Pada sisi Hisap dan Sisi Buang Pump :

1. Sisi Hisap

- Elbow (90°)

$$H_{\text{Elbow Hisap}} = 9 \times 0.00404 \text{ m} = 0.0363 \text{ m}$$

- Flange

$$H_{\text{Flange Hisap}} = 2 \times 0.00242 \text{ m} = 0.00484 \text{ m}$$

- Globe Valve

$$H_{\text{Globe Valve Hisap}} = 1 \times 0.0269 \text{ m} = 0.0269 \text{ m}$$

- Reducer Eccentric

$$\begin{aligned}
 H_{Reducer Eccentric} &= 1 \\
 &\times 0.00053 \text{ m} \\
 &= 0.00053 \text{ m}
 \end{aligned}$$

2. Sisi Buang

- Elbow (90)

$$\begin{aligned}
 H_{Elbow Buang} &= 25 \\
 &\times 0.00404 \text{ m} \\
 &= 0.101 \text{ m}
 \end{aligned}$$

- Flange

$$\begin{aligned}
 H_{Flange Buang} &= 5 \times 0.00242 \text{ m} \\
 &= 0.0121 \text{ m}
 \end{aligned}$$

- Gate Valve

$$\begin{aligned}
 H_{Gate Valve Buang} &= 2 \times 0.00040 \text{ m} \\
 &= 0.00080 \text{ m}
 \end{aligned}$$

- Ball Valve

$$\begin{aligned}
 H_{Ball Valve Buang} &= 2 \times 0.00013 \text{ m} \\
 &= 0.00016 \text{ m}
 \end{aligned}$$

- Enlarge

$$\begin{aligned}
 H_{Enlarge} &= 1 \times 0.0018 \text{ m} \\
 &= 0.0018 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Maka diketahui total *Head Minor Losses* pada sirkulasi TEG adalah 0.1844 m

5.6 Head Statis Losses

$$\text{Nilai } (-) = 0.216 \text{ m} + 1.548 \text{ m} = 1.764 \text{ m}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Nilai } (+) &= 7.184 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Didapatkan nilai Head statis sebesar 5.42m

5.7 Perhitungan Head Dinamis

$$\begin{aligned}
 H_{total} &= 5.42 \text{ m} + 0.0280 \text{ m} + 0.1844 \text{ m} \\
 &= 5.632 \text{ m}
 \end{aligned}$$

5.8 Perhitungan daya Hydraulic

$$\begin{aligned}
 P_{hid} &= 1095 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0.00194 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \\
 &\quad \cdot 5.632 \text{ m} \\
 &= 117.36 \text{ W}
 \end{aligned}$$

5.9 Perhitungan daya Actual

$$P_{actual} = \frac{114.45 \text{ W}}{15\%} = 763 \text{ Watt}$$

5.10 NPSHa

$$\begin{aligned}
 NPSHa &= \frac{101.325(Pa)}{10741.95 \left(\frac{N}{\text{m}^3} \right)} + 5.632(m) \\
 &\quad - \frac{1.33(Pa)}{10741.95 \left(\frac{N}{\text{m}^3} \right)} \\
 &\quad - 0.00636(m) \\
 &= 5.634 \text{ m}
 \end{aligned}$$

5.11 NPSHr / H_{SVN}

$$n_s = 2900 \times \frac{0.00194 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)^{0.5}}{5.635 (m)^{0.75}} = 34.924$$

< 100 maka ditinjau dari gambar 7. $\sigma = 0.3$

$$\begin{aligned}
 H_{SVN} &= 0.3 \times 5.632 \\
 &= 1.689 \text{ m}
 \end{aligned}$$

5.12 Analisis

Berdasarkan hasil perhitungan, diperoleh kecepatan aliran fluida TEG sebesar 0,23 m/s dengan bilangan Reynolds 27.692,5, yang menunjukkan bahwa aliran berada pada kondisi turbulen. Kondisi ini menyebabkan terjadinya gesekan antara fluida dan dinding pipa sehingga menimbulkan kehilangan energi selama proses pengaliran. Nilai friction factor

sebesar 0,0231 menunjukkan bahwa tingkat gesekan pada sistem masih relatif rendah sehingga tidak memberikan pengaruh yang signifikan terhadap kebutuhan energi pompa.

Hasil perhitungan menunjukkan bahwa major **losses** sebesar 0,10280 m, sedangkan minor losses sebesar 1,73 m. Hal ini menunjukkan bahwa kehilangan energi pada sistem lebih banyak dipengaruhi oleh komponen perpipaan seperti elbow, valve, flange, dan heat exchanger dibandingkan gesekan sepanjang pipa lurus. Akumulasi seluruh komponen tersebut menghasilkan Total Head sebesar 5,42 m, yang merupakan head yang harus dipenuhi oleh pompa agar sistem dapat beroperasi dengan baik.

Selanjutnya, diperoleh NPSHa sebesar 5,634 m, sedangkan NPSHr sebesar 1,689 m. Karena nilai NPSHa lebih besar daripada NPSHr, Booster Pump memiliki tekanan hisap yang mencukupi sehingga risiko terjadinya kavitasi dapat dihindari. Dengan demikian, berdasarkan hasil perhitungan Total Head dan NPSH, Booster Pump dinyatakan mampu memenuhi kebutuhan sistem sirkulasi TEG serta dapat beroperasi secara aman dan andal pada kondisi operasi yang ditinjau.

5.13 NPSHa > NPSHr

$$\text{NPSHa} = 5.634 \text{ m} > \text{NPSHr} = 1.689 \text{ m}$$

Berdasarkan hasil perhitungan sistem booster pump pada modul TEG, diketahui bahwa nilai *Net Positive Suction Head Available (NPSHa)* berada pada 5.6 meter. Pompa pada sistem ini memiliki nilai *Net Positive Suction Head Required (NPSHr)* sebesar 1.6 meter. Dengan demikian, selisih antara NPSHa dan NPSHr adalah sebesar $5.6 \text{ m} - 1.6 \text{ m} = 4 \text{ meter}$. Selisih positif ini menunjukkan bahwa pompa bekerja dengan margin yang aman terhadap kavitasi.

6. Kesimpulan

Booster Pump telah memenuhi standar teknis dalam sistem sirkulasi *Triethylene Glycol (TEG)*. Berdasarkan pendekatan Bernoulli dan analisis total head, pompa ini mampu mengatasi berbagai jenis kehilangan tekanan, termasuk head statis, head dinamis, serta head loss akibat komponen perpipaan seperti elbow, valve, flange, dan reducer. Hasil perhitungan daya hidraulik menunjukkan bahwa energi yang dibutuhkan untuk mengalirkan TEG dengan laju alir $7 \text{ m}^3/\text{jam}$ telah sesuai dengan kapasitas pompa sebesar 18,5 kW dan efisiensi sekitar 15%, sehingga performa pompa dinyatakan berada pada batas optimal tanpa indikasi kekurangan daya selama operasi sistem dehidrasi gas. Selain itu, nilai NPSHa sebesar 5,6 meter yang lebih tinggi dibandingkan NPSHr sebesar 1,6 meter menunjukkan adanya margin keamanan yang memadai terhadap risiko kavitasi, memastikan pompa beroperasi secara aman dan andal untuk jangka panjang.

7. Ucapan Terimakasih

Penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada Program Studi Teknik Mesin yang telah memberikan dukungan, bimbingan, serta kesempatan untuk melaksanakan kegiatan magang sebagai bagian dari proses pembelajaran dan pengembangan kompetensi di bidang teknik. Ucapan terima kasih juga disampaikan kepada PT NOV Profab Indonesia, khususnya tim Mechanical Completion, yang telah memberikan kesempatan, kepercayaan, dan bimbingan selama penulis melaksanakan kegiatan penelitian.

8. Referensi

- [1] Kidnay, A.J., Parrish, W.R., & McCartney, D.G. (2019). *Fundamentals of Natural Gas*

- Processing, Third Edition (3rd ed.). CRC Press.
- [2] Menon, E. S. (2019). Pipeline Planning and Construction Field Manual (2nd ed.). Gulf Professional Publishing.
 - [3] Munson, B. R., Young, D. F., Okiishi, T. H., & Huebsch, W. W. (2021). *Fundamentals of Fluid Mechanics* (9th ed.). Wiley.
 - [4] Karassik, I. J., Messina, J. P., Cooper, P., & Heald, C. C. (2019). *Pump Handbook* (5th ed.). McGraw-Hill.
 - [5] Muhammad, Z. H., & Anggara, F. (2019). Analisa Head Pompa Water Intake terhadap Self Cleaning Filter pada PT. XY. *Jurnal Teknik Mesin*, 8(2), 102–109.
 - [6] Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2020). *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications* (4th ed.). McGraw-Hill Education.
 - [7] Rahaoil. (2022). *Specification of Triethylene Glycol (TEG)*. Rahaoil. Diakses dari <https://rahaoil.com/wp-content/uploads/2022/01/Specification-of-TEG.pdf>
 - [8] Muhammad, Z. H., & Anggara, F. (2019). Analisa Head Pompa Water Intake terhadap Self Cleaning Filter pada PT. XY. *Jurnal Teknik Mesin*, 8(2), 102–109.
 - [9] Green, D.W. and Southard, M.Z. (Eds.), 2019. *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 9th Ed., McGraw-Hill Education, New York.
 - [10] Gas Processors Suppliers Association, 2022. *GPSA Engineering Data Book*, 15th Ed., Gas Processors Suppliers Association, Tulsa, Oklahoma.
 - [11] Sitohang, R.F., Ridwan, A., dan Sunaryo, 2025. *Analisis Performa dan Efisiensi Pompa Sentrifugal Tag Number 220 P1 A/B pada Unit Distillate Hydrotreating di PT. XY*. Jurnal Teknik Mesin, Vol. 9(2), 45–52.
 - [12] Lu, H., Ma, G., Azimi, M., dan Fu, L., 2019. *Application of Supergravity Technology in a TEG Dehydration Process for Offshore Platforms*, Processes 7(1):43, MDPI.
 - [13] American Petroleum Institute (API), 2022. *API Standard 685: Seal-less Centrifugal Pumps for Petroleum, Heavy Duty Chemical, and Gas Industry Services*, 3rd Ed., American Petroleum Institute, Washington D.C.
 - [14] Alfiana, R. D. (2021). Analisa Efisiensi Pompa dan Estimasi Konsumsi Energi untuk Sistem Pendingin Cooling Tower 4 di PT. EFG Menggunakan Metode Perhitungan Head dan Efisiensi Aktual. *Technologic: Jurnal Fak. Teknik Universitas Muhammadiyah Jakarta*, 12(2), 54–61.
 - [15] Linstrom, P. J., & Mallard, W. G. (Eds.). (2023). NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database Number 69. National Institute of Standards and Technology. Retrieved from
 - [16] Asmarawati, C.I., 2025. *Optimizing centrifugal water pump design for enhanced performance including total head analysis*, Jurnal Ilmiah Teknik Sipil dan Mesin, 2025.
 - [17] Oliveira, A.V.M., et al., 2025. *Design of Pumping Installations with the Energy-Efficient Pumps Design Tool*, Energies, 18(16).
 - [18] Hydraulic Institute, 2021. *Hydraulic Institute Standards for Centrifugal, Rotary, and Reciprocating Pumps*, 2021 Ed., Hydraulic Institute, Parsippany, New Jersey.