

TUGAS AKHIR

**ANALISIS PERBANDINGAN POMPA SENTRIFUGAL DAN
POMPA TORAK TRANSFER *SLURRY* DARI *UNDERFLOW*
THICKENER TANK 400 KE *DROPBOX 8A* DENGAN KAPASITAS
2935 GPM DAN KONSENTRASI BERAT *SOLID 60.2%***

(Studi Kasus PT. FREEPORT INDONESIA)



DISUSUN OLEH:

ALEKSIUS YUSMIDO TANGDILOMBAN (D211 16 308)

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS HASANUDDIN

GOWA

2020

TUGAS AKHIR

**ANALISIS PERBANDINGAN POMPA SENTRIFUGAL DAN POMPA
TORAK TRANSFER *SLURRY* DARI *UNDERFLOW THICKENER TANK*
400 KE *DROPBOX 8A* DENGAN KAPASITAS 2935 GPM DAN
KONSENTRASI BERAT *SOLID* 60.2%**

OLEH :

ALEKSIUS YUSMIDO TANGDILOMBAN

D211 16 308

**Merupakan salah satu syarat untuk memperoleh gelas Sarjana Teknik pada
Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin**

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS HASANUDDIN

GOWA

2020

LEMBAR PENGESAHAN

Tugas akhir ini diajukan untuk memenuhi salah satu persyaratan mengikuti ujian akhir guna memperoleh gelar sarjana Teknik Mesin pada Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin

JUDUL :

ANALISIS PERBANDINGAN POMPA SENTRIFUGAL DAN POMPA TORAK TRANSFER *SLURRY* DARI *UNDERFLOW THICKENER TANK 400 KE DROPBOX 8A* DENGAN KAPASITAS 2935 GPM DAN KONSENTRASI BERAT *SOLID 60.2%*

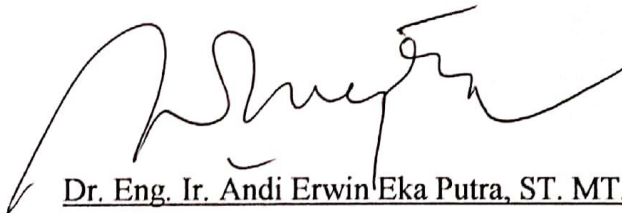
ALEKSIUS YUSMIDO TANGDILOMBAN

D211 16 308

Telah diperiksa dan disetujui oleh:

Hari / tanggal : Rabu, 25 November 2020

Dosen Pembimbing I



Dr. Eng. Ir. Andi Erwin Eka Putra, ST., MT.

NIP. 19711221 199802 1 001

Dosen Pembimbing II



Dr. Eng. Ir. Jalaluddin, ST., MT.

NIP. 19720825 200003 1 001

Mengetahui,

Ketua Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin



Dr. Eng. Ir. Jalaluddin, ST., MT.
NIP. 19720825 200003 1 001

LEMBAR PERNYATAAN KEASLIAN SKRIPSI

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

NAMA : Aleksius Yusmido Tangdilomban
NIM : D211 16 308
JUDUL SKRIPSI : Analisis Perbandingan Pompa Sentrifugal dan Pompa Torak Transfer *Slurry* Dari *Underflow Thickener Tank 400* Ke *Dropbox 8a* Dengan Kapasitas 2935 Gpm dan Konsentrasi Berat *Solid 60.2%*

Menyatakan dengan sesungguhnya bahwa Skripsi ini merupakan hasil penelitian, pemikiran dan pemaparan asli saya sendiri. Saya tidak mencantumkan tanpa pengakuan bahan-bahan yang telah dipublikasikan sebelumnya atau ditulis oleh orang lain, atau sebagai bahan yang pernah diajukan untuk gelar atau ijazah pada Universitas Hasanuddin atau perguruan tinggi lainnya.

Apabila dikemudian hari terdapat penyimpangan dan ketidakbenaran dalam pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi akademik sesuai dengan peraturan yang berlaku di Universitas Hasanuddin.

Demikian pernyataan ini saya buat.

Gowa, 25/11/2020

Yang membuat pernyataan,



Aleksius Yusmido Tangdilomban

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur senantiasa kita panjatkan ke-hadirat Tuhan Yang Maha Esa karena atas rahmat dan berkat-Nya penulis dapat menyelesaikan skripsi dengan judul **“Analisis Perbandingan Pompa Sentrifugal dan Pompa Torak Transfer Slurry dari Underflow Thickener Tank 400 ke Dropbox 8a dengan Kapasitas 2935 Gpm dan Konsentrasi Berat Solid 60.2%”** yang mana merupakan salah satu syarat untuk memperoleh gelar sarjana teknik pada Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin. Selama proses pengerjaan skripsi ini penulis menerima begitu banyak bantuan dari berbagai pihak. Untuk itu peneliti ingin mengucapkan terimakasih kepada:

1. Kedua orang tua tercinta Bapak Petrus Simido dan Ibu Yuspina yang selalu mendampingi, memberi semangat dan mendoakan.
2. Dr. Eng. Ir. Jalaluddin, ST., MT. sebagai Ketua Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin beserta seluruh staf Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin atas segala bantuan dan kemudahan yang diberikan
3. Dr. Eng. Ir. Andi Erwin Eka Putra, ST., MT., dan Ir. Baharuddin Mire., MT., sebagai Dosen Pembimbing I dan Dosen Pembimbing II yang telah memberikan waktu, arahan, dan saran selama proses pengerjaan skripsi ini.
4. Prof. Dr-Ing. Ir. Wahyu H Piarah.,MSME dan Dr.Ir. Zuryati Djafar.,MT selaku penguji yang telah memberikan saran-saran selama proses pengerjaan skripsi.
5. Dr. Eng. Andi Amijoyo Mochtar, ST.,M.Sc., sebagai Dosen Pembimbing Akademik yang telah memberikan ilmu dan nasehat sejak menjadi mahasiswa baru.
6. Bapak/Ibu dosen Departemen Teknik Mesin Universitas Hasanuddin yang telah memberikan ilmu, nasehat dan pengalaman kepada penulis selama menempuh studi di dunia perkuliahan

7. Yujin, Apot, Agung, Anto, Dennis, Egy, Mex serta teman-teman Teknik Mesin angkatan 2016/COMPRESSOR'16 yang senantiasa mendukung dan berjuang bersama sejak mahasiswa baru hingga saat ini.
8. HMM FT-UH, yang telah menjadi tempat belajar dan mencoba banyak hal di kampus tercinta.
9. Keluarga Mahasiswa Katolik Teknik Universitas Hasanuddin (KMKT-UH) yang menjadi tempat belajar dan berkarya selama masa-masa perkuliahan.
10. Serta seluruh pihak yang telah membantu yang tidak bisa disebutkan satu per satu.

Penulis menyadari bahwa skripsi ini masih jauh dari sempurna walaupun telah menerima bantuan dari berbagai pihak. Apabila terdapat kesalahan-kesalahan dalam skripsi ini sepenuhnya menjadi tanggung jawab penulis dan bukan para pemberi bantuan. Kritik dan saran yang membangun akan lebih menyempurnakan skripsi ini.

Gowa, 22 Oktober 2020

Penulis

ABSTRACT

This pump comparison analysis were carried out for the needs of slurry distribution from the Underflow Thickener Tank 400 ore processing plant to be transferred to Drop Box 8A with a capacity of 2935 gpm with a solid weight concentration of 60.2%. Transfer of slurry to Drop Box 8A requires the appropriate pump specifications. Selection of the appropriate pump is carried out by accurate calculations according to existing data and field surveys. The analysis carried out includes the total pump head, pump power, selection of pump type, and pipe diameter to be used. The specifications of this pump will be obtained according to the needs if the design is done carefully and precisely. The results of this pump design with a capacity of $Q = 2935$ gpm and recommended pipe diameter in 2 sizes are 8 and 10 inches with the type of slurry flow in the pipe is turbulent, resulting in a machine head of 123.46 m and 56.33 m respectively. The pumps used and the comparisons were made, namely the centrifugal pump and the piston pump where the operation was estimated over a long time. In the final analysis, the break horse power required for the centrifugal pump is 270.2 HP in diameter for 8 inches and 116.53 HP for 10 inches in diameter for a total cost of \$ 589,997.00. While the piston pump in this project is said to be feasible based on the estimated initial cost and preventive expenses for tool preventive maintenace, where the cost of the 3 cylinder piston pump is only \$ 440,000.00, but from a technical point of view the piston pump requires too much power, which is 11,670 HP for pipe in diameter 8 inches and 5321.25 HP for a pipe diameter of 10 inches.

Key Words: Pump, Centrifugal Pump, Reciprocating Pump

ABSTRAK

Analisis perbandingan pompa ini dilakukan untuk kebutuhan penyaluran *slurry* dari *Underflow Thickener Tank 400* pabrik pengolah bijih yang akan ditransfer ke *Drop Box 8A* dengan kapasitas 2935 gpm dengan konsentrasi berat solid yaitu 60.2%. Penyaluran *slurry* ke *Drop Box 8A* membutuhkan spesifikasi pompa yang sesuai. Pemilihan pompa yang sesuai dilakukan dengan perhitungan yang akurat sesuai dengan data yang ada serta survey lapangan. Analisa yang dilakukan meliputi total head pompa, daya pompa, pemilihan jenis pompa, serta diameter pipa yang akan digunakan. Spesifikasi pompa ini akan didapat sesuai dengan kebutuhan apabila perancangannya dilakukan dengan cermat dan tepat. Hasil dari perancangan pompa ini dengan kapasitas $Q = 2935$ gpm dan diameter pipa di rekomendasikan dalam 2 ukuran yaitu 8 dan 10 inci dengan jenis aliran *slurry* dalam pipa bersifat turbulen menghasilkan masing masing head sebesar 123,46 m dan 56,33 m. Pompa yang digunakan dan dilakukan perbandingan yaitu pompa jenis sentrifugal dan pompa torak dimana pengoperasiannya diperkirakan dalam jangka waktu yang panjang. Pada analisis akhir diperoleh daya poros yang dibutuhkan pada pompa sentrifugal yaitu 270,2 HP pada diameter untuk diameter 8 inci dan 116,53 HP untuk diameter 10 inci dengan total biaya pengeluaran keseluruhan \$589,997.00. Sementara pompa torak pada proyek ini dikatakan layak berdasarkan estimasi biaya awal dan biaya pengeluaran preventive pergantian alat, dimana biaya pada pompa torak 3 silinder yaitu hanya sebesar \$440,000.00, namun dari segi teknis pompa torak membutuhkan daya yang terlalu besar yaitu sebesar 11.670 HP untuk diameter pipa 8 inci dan 5321,25 HP untuk diameter pipa 10 inci.

Kata Kunci: Pompa, pompa sentrifugal, pompa torak

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	iii
LEMBAR PERNYATAAN KEASLIAN SKRIPSI	iv
KATA PENGANTAR	v
ABSTRACT	vii
ABSTRAK	viii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xii
DAFTAR RUMUS	xiii
DAFTAR LAMPIRAN	xiv
NOMENKLATUR	xv
BAB I	1
PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang Masalah	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat Penelitian	4
BAB II	5
TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 <i>Slurry</i>	6
2.1.1 Homogeneous Flow	6
2.1.2 Heterogeneous Flow	7
2.2 Sistem Pemipaan	7
2.2.1 Komponen sistem pemipaan	8
2.2.2 Sifat Aliran Fluida Pada Pipa	9
2.3 Pompa	10
2.3.1 Pompa Perpindahan Positif	10
2.3.2 Pompa Dinamis	13
2.4 <i>Settling Velocity</i>	17
2.5 <i>Head Instalasi</i>	18

2.6	Power Pompa.....	20
2.6.1	Pompa Sentrifugal	20
2.6.2	Pompa Torak.....	21
2.7	<i>Preventive Maintenance</i>	21
BAB III		24
METODOLOGI		24
3.1	Metode Pengambilan Data	24
3.2	Analisis Perbandingan	24
3.3	Skema Instalasi Sistem Pemipaan dan Sistem Pemompaan.....	25
3.4	Prosedur.....	25
3.5	Data Spesifikasi Pompa dan <i>Slurries Properties</i>	26
4.1	Diagram Alir Penelitian	28
BAB IV		29
HASIL DAN PEMBAHASAN.....		29
4.1	Hasil	29
4.1.1	Perhitungan.....	29
4.2	Pembahasan.....	49
4.2.1	Perbandingan Daya Pompa.....	49
4.2.2	Perbandingan Biaya Pompa.....	50
4.2.3	Penentuan Pompa berdasarkan Daya dan Total Estimasi Biaya Pengeluaran	52
BAB V. KESIMPULAN DAN REKOMENDASI		54
5.1	Kesimpulan.....	54
5.2	Rekomendasi	54
DAFTAR PUSTAKA		56
LAMPIRAN.....		59
LAMPIRAN A. Tabel perhitungan biaya perawatan <i>preventive</i>		60
LAMPIRAN B. Spesifikasi Pompa		61
LAMPIRAN C. Harga Komponen Pompa		63
LAMPIRAN D. Koefisien Gesek Pipa		47
LAMPIRAN E. Desain Instalasi Peripaan.....		48

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Peta Kesampaian Daerah PT. Freeport Indonesia	5
Gambar 2.2 Pabrik Pengolah Bijih.....	6
Gambar 2.3 Distribusi partikel berdasarkan konsentrasi dan kecepatan aliran..	7
Gambar 2.4 Klasifikasi Pompa Perpindahan Positif	11
Gambar 2.5 Komponen – komponen pompa torak	12
Gambar 2.6 Klasifikasi Pompa Dinamis	13
Gambar 2.7 Pola aliran pada <i>slurry</i>	17
Gambar 2.8 Komponen-komponen pemipaan penyebab <i>Head Loss</i>	18
Gambar 3.1 Skema instalasi sistem pemipaan dan sistem pemompaan.....	25
Gambar 4.1 Pipa HDPE dengan diameter 10 inci	32
Gambar 4.2 Total <i>Head</i> Statis Pompa	33
Gambar 4.3 Diagram LSA Expanded GIW Pump Range	37
Gambar 4.4 Pompa GIW LSA 8x10; 32 in	40
Gambar 4.5 Kurva sistem head pada Pompa GIW LSA 8x10 ; 32 in	41
Gambar 4.6 Diameter Piston Pompa Torak 2 Silinder	43
Gambar 4.7 Geho PD Pump 2 Silinder	45
Gambar 4.8 Diameter Piston Pompa Torak 3 Silinder	46
Gambar 4.9 Geho PD Pump 3 Silinder	48
Gambar 4.10 Besar debit pompa sentrifugal 8x10;32 diameter pipa 10 inci	49

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Spesifikasi Pompa Sentrifugal 8x10;32	26
Tabel 3.2 Spesifikasi Pompa Sentrifugal 10x12;32	26
Tabel 3.3 Spesifikasi Pompa Senrifugal 10x12;36	26
Tabel 3.4 Spesifikasi Pompa Torak 2 Silinder	27
Tabel 3.5 Spesifikasi Pompa Torak 3 Silinder	27
Tabel 3.6 <i>Slurries Properties</i>	27
Tabel 4.1 Data <i>Slurry Properties TT400 underflow pump</i>	29
Tabel 4.2 Kecepatan aliran pada variasi diameter pipa.....	30
Tabel 4.3 <i>Settling Velocity</i> pada variasi diameter pipa	31
Tabel 4.4 <i>Settling</i> pada variasi diameter pipa.....	31
Tabel 4.5 Perhitungan <i>Head Loss</i> Pipa Hisap pada diameter 203 mm (<i>Suction Pipe</i>).....	34
Tabel 4.6 Perhitungan <i>Head Loss</i> Pipa Buang pada diameter 203 mm (<i>Discharge Pipe</i>).....	35
Tabel 4.7 Perhitungan <i>Head Loss</i> Pipa Hisap pada diameter 254 mm (<i>Suction Pipe</i>).....	35
Tabel 4.8 Perhitungan <i>Head Loss</i> Pipa Buang pada diameter 254 mm (<i>Discharge Pipe</i>).....	36
Tabel 4.8 Perhitungan BHP pompa sentrifugal pada diameter 8 inci	38
Tabel 4.8 Perhitungan BHP pompa sentrifugal pada diameter 10 inci	39
Tabel 4.11 Daya motor Penggerak	40
Tabel 4.9 Perbandingan daya masing-masing pompa	49
Tabel 4.10 Harga masing-masing pompa.....	50
Tabel 4.11 Biaya Preventive Penggantian alat Pompa Sentrifugal	50
Tabel 4.12 Biaya Preventive Penggantian alat Pompa Torak 2 Silinder	51
Tabel 4.13 Biaya Preventive Penggantian alat Pompa Torak 3 Silinder	51
Tabel 4.14 Estimasi Biaya Pengeluaran	52

DAFTAR RUMUS

Persamaan 1 (<i>Settling Velocity</i>)	17
Persamaan 2 (<i>Suction Head</i>)	18
Persamaan 3 (<i>Suction Lift</i>)	18
Persamaan 4 (<i>Major Head Loss</i>)	19
Persamaan 5 (<i>Minor Head Loss</i>)	19
Persamaan 6 (<i>Total Head</i>)	20
Persamaan 7 (<i>Daya Pompa Sentrifugal</i>)	20
Persamaan 8 (<i>Daya Pompa Torak</i>)	21
Persamaan 9 (<i>Biaya Perawatan</i>)	23

DAFTAR LAMPIRAN

- LAMPIRAN A.** Tabel perhitungan biaya perawatan *preventive*
- LAMPIRAN B.** Spesifikasi Pompa
- LAMPIRAN C.** Harga Komponen Pompa
- LAMPIRAN D.** Koefisien Gesek Pipa
- LAMPIRAN E.** Skema Instalasi Perpipaan

NOMENKLATUR

Notasi	Keterangan	Satuan
P	Daya	Watt (W)
p	Tekanan	mH ₂ O
Q	Debit	m ³ /s
n	Putaran	rpm
η	Efisiensi	%
ρ	Densitas Air	kg/m ³
m	Massa	kg
A	Luas	m ²
v	Kecepatan Aliran	m/s
g	Percepatan Gravitasi	m/s ²
h	Head	meter (m)
T	Temperatur Air	°C
t	Waktu	sekon (s)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Masalah

PT. Freeport Indonesia (PT-FI) merupakan sebuah perusahaan yang menambang, memroses dan melakukan eksplorasi terhadap bijih yang mengandung tembaga, emas, dan perak. PT. Freeport Indonesia beroperasi di daerah dataran tinggi Tembagapura, Kabupaten Mimika, Provinsi Papua dengan luas 212.950 Ha. Empat pabrik pengolahan utama (*concentrator*) di PT. Freeport Indonesia yaitu *concentrator 1* dan *concentrator 2* menggunakan kombinasi proses pemecahan batu (*crushing*) dan penggilingan dengan bola baja (*ball milling*), sedangkan *concentrator 3* dan *concentrator 4* menggunakan kombinasi penggilingan semi autogenous (*Semi Autogenous Grind*) dan penggilingan dengan bola baja (*ball milling*). Pada proses pengolahan, *ore* dihancurkan dan digiling sampai ukuran partikel kecil untuk memastikan pembebasan secara penuh *ore* yang mengandung logam berharga. Setelah dibebaskan, logam yang berharga dipisahkan dari material yang tidak bernilai ekonomis dimana material ini berbentuk *slurry*. (<https://ptfi.co.id/id/about/overview>)

PT Freeport Indonesia beroperasi dengan menggunakan dua macam sistem penambangan, yaitu sistem tambang terbuka dengan metode *open pit* dan sistem tambang bawah tanah dengan metode *block caving*. Metode *open pit* yaitu penambangan yang langsung dilakukan di area permukaan areal tambang sedangkan metode *block caving* yaitu penambangan bawah tanah dengan efisiensi sumberdaya yang tinggi untuk melakukan penambangan, di mana blok-blok besar bijih di bawah tanah dipotong dari bawah sehingga bijih tersebut runtuh akibat gaya beratnya sendiri. *Big Gossan* merupakan salah satu tambang bawah tanah yang letaknya relatif dekat dengan sarana pabrik pengolahan yang ada di PT. Freeport Indonesia. Pengembangan tambang bawah tanah *Big Gossan* pada tahun 2005-2009 diperkirakan menghabiskan biaya \$225 juta AS. Tambang mulai berproduksi pada tahun 2009 dan mencapai produksi tertinggi 7.000 ton/hari pada

tahun 2011. *Big Gossan* diharapkan menghasilkan logam tambahan sebesar kurang lebih 135 juta pon Cu dan 65.000 ons Au setiap tahun. (<https://ptfi.co.id/id/about/overview>)

Berdasarkan bentuk geometri dari cadangan mineral yang ada di PT. Freeport Indonesia, *Big Gossan* yang merupakan daerah bawah tanah yang paling sesuai untuk ditambang secara selektif dengan menggunakan metode "*open stope with paste backfill*". *Open Stope with paste backfill* adalah salah satu metode penambangan bawah tanah dengan melakukan pengisian kembali rongga bekas tambang menggunakan pasta semen. Pasta semen ini merupakan campuran dari *slurry* dan semen. (<https://ptfi.co.id/id/about/overview>)

Proses penambangan dengan metode *Open Stope with paste backfill* memerlukan suplai *slurry* yang cukup sebagai bahan dalam produksi beton. Suplai *slurry*, sebelum diteruskan ke tambang bawah tanah *Big Gossan*, terlebih dahulu disaring pada tempat yang disebut *Drop Box 8A*. Saat ini suplai *slurry* yang ditranspor dari *drop box 8A* menuju tambang bawah tanah *Big Gossan* hanya berasal dari *underflow Thickener Tank 301* yang terletak pada sistem pabrik *Concentrator 3*. Permasalahan utamanya yaitu saat pabrik *Concentrator 3* sedang dalam keadaan *break operation*, proses transport *slurry* ikut berhenti mengakibatkan proses pembetonan di tambang bawah tanah *Big Gossan* ikut berhenti beroperasi akibat tidak menerima suplai *slurry*.

Untuk mengatasi permasalahan ini, dimanfaatkanlah *Slurry* dari *Underflow Thickener Tank 400 (TT400)* yang berada pada pabrik *concentrator 4*. Sistem pemipaan dari *underflow TT 400* ke *Drop Box 8A* dirancang dengan debit 2935 gpm dengan konsentrasi berat solid 60,2%. Sistem pemipaan ini membutuhkan kapasitas dan tipe pompa yang sesuai dan ekonomis dengan membandingkan pompa sentrifugal dan pompa torak.

Beberapa penelitian perencanaan pompa untuk *slurry* telah dilakukan. Hariyono dan Djoni (2013) merencanakan pompa sentrifugal type *single stage* untuk kapasitas *slurry* 3.5 BPM dan *head 30 feet*. *Head* efektif pompa, *head ratio* digunakan untuk merancang impeller dan sudu pompa. Selain itu dirancang juga *casing*, poros, *bearing*, serta pemilihan *seal* dan *packing*. Pompa sentrifugal

tingkat 2 juga dirancang untuk *water treatment plant* yang berkapasitas $0.25 \text{ m}^3/\text{s}$ dengan menggunakan putaran motor 1450 rpm dan diameter pipa 0.416 m. Daya poros sebesar 245,25 kW diameter minimal poros 80 mm, serta jumlah sudu yang digunakan untuk impeller pompa sebanyak 9 sudu dengan tebal sudu 13,1mm, lebar roda $b_1 = 60\text{mm}$, serta lebar roda $b_2 = 40\text{mm}$. (Harahap dan Fakhruddin, 2018).

Injeksi lumpur kedalaman 10.000 ft dengan debit 500 gpm menggunakan pompa torak dengan power minimum sebesar 700 HP dengan diameter silinder 6.5 inchi dan panjang langkah 14.65 inchi (Setiadi dan Djoni, 2013). Oleh karena itu, berdasarkan latar belakang di atas, dilakukan penelitian dengan judul **analisis perbandingan pompa sentrifugal dan pompa torak transfer *slurry* dari underflow thickener tank 400 ke dropbox 8a dengan kapasitas 2935 gpm dan konsentrasi berat *solid* 60.2%**.

1.2 Rumusan Masalah

1. Bagaimana menentukan sistem pemipaan yang sesuai dengan kondisi lapangan?
2. Bagaimana menentukan jenis dan kapasitas pompa yang sesuai dengan aspek teknis, kondisi lapangan dan aspek ekonomis dengan membandingkan pompa sentrifugal dan pompa torak?

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini adalah:

1. Untuk menentukan sistem pemipaan yang sesuai dengan kondisi lapangan.
2. Untuk menentukan jenis dan kapasitas pompa yang sesuai dengan aspek teknis, kondisi lapangan dan aspek ekonomis dengan membandingkan pompa sentrifugal dan pompa torak.

1.4 Batasan Masalah

1. Kapasitas pemindahan *slurry* sebesar 2935 gpm.
2. Konsentrasi berat *solid* 60.2 %.
3. Pemilihan pompa yang tersedia di pasaran.

4. Sifat-sifat *slurry* diperoleh dari laboratorium metalurgi divisi *concentrating*.

1.5 Manfaat Penelitian

Penelitian ini diharapkan dapat memberikan manfaat sebagai berikut.

1. Manfaat Teoretis

Dengan hasil penelitian ini diharapkan dapat memberikan sumbangan bagi penelitian-penelitian selanjutnya demi mengembangkan ilmu pengetahuan khususnya dalam merencanakan pompa dan sistem pemipaan.

2. Manfaat Praktis

a. Bagi Akademik

Dapat menambah pemahaman mengenai hal-hal yang berhubungan dengan sistem pemipaan beserta perencanaan pompa yang sesuai dengan aspek teknis, kondisi lapangan dan aspek ekonomis.

b. Bagi Industri

Dapat digunakan sebagai pedoman untuk melakukan perencanaan sistem pemipaan beserta pompa yang sesuai dengan aspek teknis, kondisi lapangan dan aspek ekonomis sesuai dengan kebutuhan perusahaan industri.

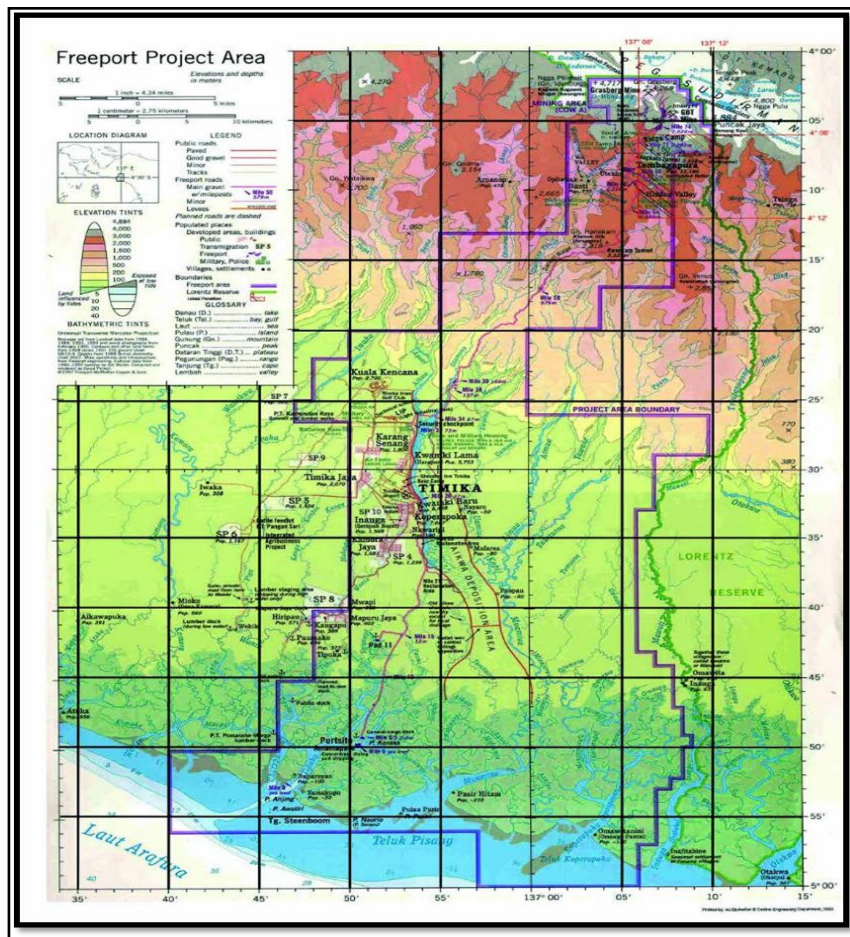
c. Bagi Almamater

Hasil penelitian ini diharapkan sebagai bahan kajian ilmu dan menambah referensi dalam dunia ilmu pengetahuan yang berhubungan dengan sistem pemipaan dan perencanaan pompa.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

PT Freeport Indonesia merupakan perusahaan tambang terbesar di Indonesia dengan luas wilayah Kontrak Karya seluas 10.000 hektar (Gambar 2.1). PT Freeport Indonesia terletak di pegunungan Jaya Wijaya, Kecamatan Mimika Timur, Kabupaten Mimika, Propinsi Papua, dan berada pada posisi geografis $04^{\circ} 06' - 04^{\circ} 012'$ Lintang Selatan (*South Latitude*) dan $137^{\circ} 06' - 137^{\circ} 12'$ Bujur Timur (*EastLongitude*).



Gambar 2.1: Peta Kesampaian Daerah PT. Freeport Indonesia (*Sumber:UG*

Mine Geology & Hydrology Dept. PTFI, 2012)

Pabrik pengolahan bijih (*concentrator*) merupakan pabrik yang mengolah biji mineral berharga di mana letaknya berada pada *mile 74* Tembagapura, PT. Freeport Indonesia, kabupaten Mimika, Provinsi Papua.



Gambar 2.2: Pabrik Pengolah Bijih (*Sumber: Concentrating Engineering Dept. PTFI, 2016*)

2.1 Slurry

Slurry merupakan campuran antara *solid* dan *liquid*, memiliki karakteristik fisik yang bergantung pada ukuran, konsentrasi dan distribusi dari partikel *solid*, turbulensi, kecepatan dan viskositas dari *liquid* yang membawanya. Aliran *slurry* berbeda dengan aliran fluida pada umumnya; *liquid* dengan viskositas rendah dapat mengalir dengan aliran laminar maupun turbulen, namun pada *slurry*, campuran *solid* dan *liquid* harus mengalir dengan kecepatan di atas nilai kritis untuk menghindari pengendapan pada partikel *solid*. Gambar 2.2 menunjukkan pola aliran pada *slurry* serta hubungan antara konsentrasi padatan dan kecepatan aliran *slurry*. Aliran pada *slurry* dapat dibagi menjadi dua yakni *homogeneous* dan *heterogeneous* (Albion, et al., 2011).

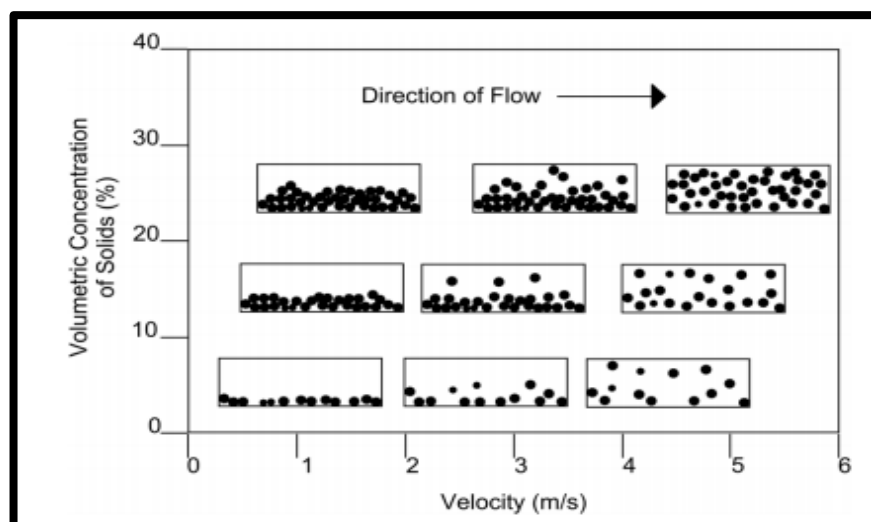
2.1.1 Homogeneous Flow

Pada aliran *homogenous slurry*, partikel solid terdistribusi secara merata diantara aliran *liquid*. Partikel yang terkandung di dalam *slurry* tidak mengendap atau menumpuk pada bagian dasar sepanjang *slurry* mengalir. Aliran *homogenous* dapat dilihat pada partikel yang sangat baik, umumnya

dengan diameter partikel lebih kecil dari 40-70 μm , dengan densitas yang rendah, dan konsentrasi dari *slurry* paling tinggi 50-60 wt%. Ketika konsentrasi meningkat, *slurry* akan menjadi kental. Contoh dari *homogeneous slurry* adalah campuran batu bara-air, tanah liat, lumpur hasil pengeboran, pulp kertas dan campuran batu kapur. (Albion, et al., 2011)

2.1.2 Heterogeneous Flow

Aliran heterogeneous memiliki karakteristik yakni konsentrasi partikel solid tidak terdistribusi secara merata pada bidang horizontal dan memiliki gradient jika ditempatkan pada bidang vertical. Aliran heterogeneous dapat terjadi pada saat konsentrasi paling rendah 35 wt%. Contoh aliran heterogeneous adalah lumpur yang mengandung pasir dan kerikil, batu-bara kasar dan material kasar lainnya (Albion, et al., 2011).



Gambar 2.3 Distribusi partikel berdasarkan konsentrasi dan kecepatan aliran.
(Albunaga, 2002)

2.2 Sistem Pemipaan

Sistem pemipaan adalah suatu sistem yang digunakan untuk transportasi fluida antar peralatan dalam suatu pabrik atau dari suatu tempat ke tempat yang lain sehingga proses produksi dapat berlangsung. Sistem pemipaan (*piping system*) secara umum terdiri dari komponen-komponen seperti pipa, katup, *fitting* (*elbow, reducer, tee*), *flange, nozzle*, dan komponen lain adalah instrument untuk

mengukur dan mengendalikan parameter aliran fluida, seperti temperatur, tekanan, laju aliran massa, level ketinggian. Selain itu alat penukar kalor, bejana tekan, pompa *compressor*, penyangga pipa (*pipe support* dan *pipe hanger*) dan komponen khusus (*strainer, drain dan vent*) juga dibutuhkan. Dalam dunia industri, biasanya biasanya dikenal beberapa istilah mengenai sistem pemipaan seperti *piping* dan *pipeline*. (Dimas, 2017).

Piping adalah sistem pemipaan disuatu *plant*, sebagai fasilitas untuk mengantarkan fluida (cair atau gas) antara satu peralatan ke peralatan lainnya untuk melewati proses-proses tertentu. *Piping* ini tidak akan keluar dari satu wilayah *plant*. Sedangkan *pipeline* adalah sistem pemipaan untuk mengantarkan atau mengalirkan fluida antara satu *plant* ke *plant* lainnya yang biasanya melewati beberapa daerah. Sistem pemipaan dapat ditemukan hampir pada semua jenis industri, dari sistem pipa tunggal sederhana sampai sistem bercabang yang sangat kompleks. Contoh sistem pemipaan adalah sistem distribusi air bersih pada gedung atau kota, sistem pengangkutan minyak dari sumur ke tandon atau tangki penyimpanan, sistem distribusi udara pendingin pada suatu gedung, sistem distribusi uap pada proses pengeringan dan lain sebagainya. Sistem pemipaan meliputi semua komponen dari lokasi awal sampai dengan lokasi tujuan, yaitu saringan (*strainer*), katup (*valve*), sambungan (*fitting*), *nozzle* dan lain sebagainya. Untuk sistem pemipaan yang menggunakan fluida cair umumnya dari lokasi awal fluida dipasang saringan untuk menyaring kotoran agar tidak menyumbat aliran fluida. Saringan (*strainer*) dilengkapi dengan katup searah (*foot valve*) yang berfungsi mencegah aliran kembali ke lokasi awal atau tandon. Sedangkan sambungan dapat berupa sambungan penampang tetap, sambungan penampang berubah, belokan (*elbow*) atau sambungan bentuk T (*tee*) dan masih banyak komponen-komponen yang digunakan dalam sistem pemipaan. (Dimas, 2017)

2.2.1 Komponen sistem pemipaan

a. Pipa

Pipa yaitu didefinisikan sebagai lingkaran panjang dari, logam, metal, kayu dan seterusnya, yang berfungsi untuk mengalirkan fluida (air, gas,

minyak dan cairan lain) dari suatu tempat ke tempat lain sesuai dengan kebutuhan yang dikehendaki. Jenis-jenis pipa mulai dari material hingga kegunaannya, secara umum pipa dapat dikelompokkan menjadi dua bagian, yaitu (Hermawan, et al., 2018):

1. Jenis pipa tanpa sambungan (pipa baja *seamless*), merupakan pembuatan dengan menusuk batang besi silinder untuk menghasilkan lubang pada diameter dalam pipa tanpa sambungan pengelasan.
2. Jenis pipa dengan sambungan (pipa baja *welded*), yaitu merupakan pembuatan pipa dengan cara pelengkungan plat baja hingga ujung sisinya saling bertemu untuk kemudian dilakukan pengelasan.

b. *Flange*

Flange adalah sebuah mekanisme, yang menyambungkan antar element pemipaan. Fungsinya *flange*, agar element tersebut lebih mudah di bongkar pasang tanpa mengurangi kegunaan untuk mengalirkan fluida pada pressure yang tinggi.

c. Katup

Katup atau *valve*, adalah sebuah alat untuk mengatur aliran suatu fluida dengan menutup, membuka atau menghambat laju aliran fluida, contoh katup adalah keran air.

d. *Fitting*

Fitting adalah salah satu komponen pemipaan yang memiliki fungsi untuk merubah, menyebarkan, membesar atau mengecilkan aliran. *Fitting* merupakan salah satu komponen utama dalam pemipaan. Adapun jenis *fitting* antara lain: *elbow*, *cross* (silang), *reducer*, *tee*, *cap* (penutup), *elbowlet*.

2.2.2 Sifat Aliran Fluida Pada Pipa

a. Aliran Laminar

Aliran fluida jenis ini akan terjadi apabila kecepatan fluida yang mengalir melalui pipa rendah, maka gerakan alirannya akan konstan (steady) baik besarnya maupun arahnya pada titik manapun. Aliran laminar dapat diketahui dari perhitungan *Reynold Number*. Aliran akan bersifat laminar jika

hasil perhitungan *Reynold Number* (Re) dibawah 2000 ($Re < 4000$, aliran laminar) (Ubaedilah, 2016).

b. Aliran Transisi

Aliran transisi merupakan aliran peralihan dari aliran laminar ke aliran turbulen. Aliran akan disebut sebagai aliran transisi jika hasil perhitungan *Reynold Number* (Re) berkisar antara 2000 – 4000 (Ubaedilah, 2016).

c. Aliran Turbulen

Aliran ini terjadi apabila kecepatan fluida tinggi, aliran tidak lagi steady namun bervariasi baik besar maupun arahnya pada setiap titik. Aliran akan bersifat turbulen jika hasil perhitungan *Reynold Number* (Re) diatas 4000 ($Re > 4000$, aliran turbulen) (Ubaedilah, 2016).

2.3 Pompa

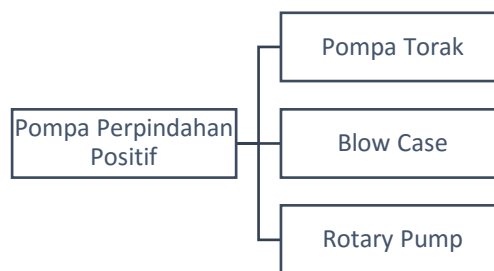
Pompa yaitu salah satu jenis mesin fluida yang berfungsi untuk memberikan energi kepada fluida, dimana fluida adalah zat cair, sehingga zat cair tersebut dapat dipindahkan dari suatu tempat ke tempat lain. Dalam operasinya pompa perlu digerakkan oleh suatu penggerak mula, dalam hal ini dapat digunakan motor listrik maupun motor torak. (Haruno, 2000).

Pompa adalah suatu alat yang digunakan untuk memindahkan suatu cairan dari suatu tempat ke tempat lain dengan cara menaikkan tekanan fluida. Kenaikan tekanan cairan tersebut dibutuhkan untuk mengatasi hambatan-hambatan selama pengaliran. Satu sumber umum mengenai terminology, definisi, hukum dan standar pompa adalah *Hydraulic Institute Standards* dan telah disetujui oleh *American National Standards Institute* (ANSI) sebagai standar internasional. Berdasarkan cara kerjanya, pompa terbagi menjadi dua jenis, yaitu (Haruno, 2000):

2.3.1 Pompa Perpindahan Positif

Pompa perpindahan positif pada *slurry* dibedakan menjadi dua jenis yakni *rotary* dan *reciprocating pumps*. Pompa *rotary* didefinisikan sebagai *vane, piston, flexible member, lobe, gear circumferential piston, or screw pumps*. Pada semua tipe *rotary pump, chamber* dibuat bertingkat melalui poros penggerak sehingga

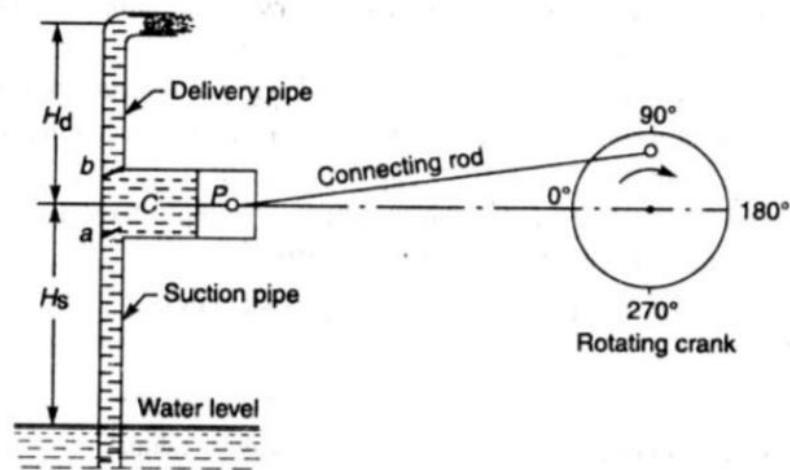
kondisi beberapa *chamber* terbuka di saat bersamaan dapat terjadi, bergantung pada desain pompa. *Chamber* ditutup dari bagian *suction* dengan menutup celah antara rotor dan rumah pompa, atau menutup celah antara rotor. Putaran poros berpindah sepanjang *bore* atau rumah pompa pada saat kondisi *discharge*. *Chamber* dalam kondisi discharge akan berpindah akibat dari putaran tersebut. Pada saat kondisi discharge rotasi menyebabkan penurunan volume sehingga aliran fluida terjadi pada umumnya tanpa getaran. (Parker, 1994)



Gambar 2.4: Klasifikasi Pompa Perpindahan Positif (Ubaedilah, 2016)

Pompa Torak

Pompa torak bekerja dengan cara memerangkap volume tetap fluida pada saluran hisap, mengkompresinya hingga mencapai tekanan tertentu dalam ruang kompresi, dan mendorong keluar melewati saluran buang. Pompa torak dalam bentuknya yang sederhana terdiri dari beberapa bagian seperti terlihat pada gambar berikut (Rizal, 2014):



Gambar 2.5: Komponen – komponen pompa torak (Rizal, 2014)

Keterangan gambar:

- 1) Silinder C, didalamnya ada torak P. Gerakan torak diperoleh dengan adanya batang penghubung yang menghubungkan torak dengan engkol berputar.
- 2) Pipa hisap, menghubungkan sumber air dengan silinder.
- 3) Pipa hantar untuk mengalirkan air keluar dari pompa.
- 4) Katup a, mengatur aliran ke dalam silinder.
- 5) Katup b, mengatur aliran keluar dari silinder.

Bagian yang mengkompresi cairan pada pompa reciprocating biasanya disebut *fluid end*. *Fluid end* memiliki piston atau plunger yang memindahkan cairan yang dipompa; sebuah silinder di mana piston bergerak; dan katup penghisap dan buang untuk menyalurkan fluida yang dipompa.

Kelebihan dan Kekurangan Pompa Torak (Puspawan, 2013)

a. Kelebihan Pompa Torak:

1. Kapasitas dipengaruhi oleh kecepatan (putaran) dan tidak dipengaruhi oleh tekanan.
2. Tekanan yang diberikan atau dibangkitkan tergantung dari tenaga penggerakannya.
3. Dapat digunakan untuk semua cairan.
4. Cocok digunakan pada sistem pompa dengan head tinggi.

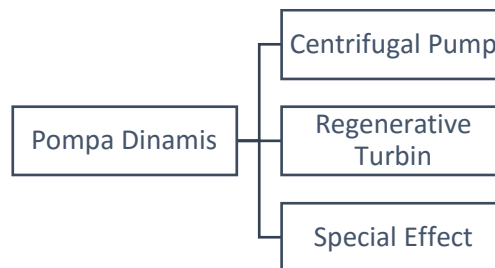
b. Kekurangan Pompa Torak:

1. Aliran tidak kontinyu (berpulsa).
2. Aliran tidak steady.
3. Apabila perpindahan dilakukan oleh maju mundurnya jarum piston, pompa ini hanya digunakan untuk pemompaan cairan kental dan sumur minyak.

2.3.2 Pompa Dinamis

Pompa dinamik juga dikarakteristikan oleh caranya beroperasi, yaitu; *impeller* yang berputar akan mengubah energi kinetik menjadi tekanan maupun kecepatan yang diperlukan untuk mengalirkan fluida. Contoh dari *dynamic pump* yaitu:

- a. Pompa sentrifugal
- b. *Jet pump*



Gambar 2.6: Klasifikasi Pompa Dinamis (Ubaedilah, 2016)

Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal digunakan secara komersil di sistem transportasi pada *slurry* yang lebih ekonomis dalam memindahkan padatan dalam ukuran dan jumlah yang besar. Jenis pompa ini didesain agar dapat beroperasi dalam memindahkan campuran *solid-liquid* serta meminimalisir keausan pada komponen pompa. Partikel *solid* pada yang dipindahkan oleh pompa sentrifugal tidak menyimpan, menyerap, atau memindahkan energi tekanan, namun masih sulit untuk mengurangi efek partikel *solid* terhadap kinerja pompa. (Kumar, et al., 2014)

i. Prinsip Dasar Pompa Sentrifugal

Dalam menciptakan perbedaan tekanan antara sisi masuk dan sisi buang, pompa sentrifugal bekerja dengan prinsip sebagai berikut (Mahendra, 2016):

- a. Gaya sentrifugal bekerja pada *impeller* untuk mendorong fluida ke sisi luar sehingga kecepatan fluida meningkat.
- b. Kecepatan fluida yang tinggi diubah oleh *casing* pompa (*volute* atau *diffuser*) menjadi tekanan atau *head*.

ii. Bagian – Bagian Pompa Sentrifugal

Fungsi dari bagian-bagian utama pompa sentrifugal adalah sebagai berikut (Mahendra, 2016):

A. *Stuffing box*

Stuffing box berfungsi untuk mencegah kebocoran cairan pada daerah dimana poros pompa menembus *casing*. Jika pompa bekerja dengan *suction lift* dan tekanan pada ujung *stuffing box* lebih rendah dari tekanan atmosfer, maka *stuffing box* berfungsi untuk mencegah kebocoran udara masuk ke dalam pompa. Sebaliknya, apabila tekanan lebih besar dari tekanan atmosfer, maka *stuffing box* berfungsi untuk mencegah kebocoran cairan keluar dari pompa.

B. *Packing*

Packing terletak pada *stuffing box* dan berfungsi untuk mencegah kebocoran dari fluida yang dipompakan.

C. *Shaft*

Shaft berfungsi untuk meneruskan momen puntir dari penggerak selama beroperasi dan sebagai tempat kedudukan *impeller* dan bagian-bagian berputar yang lainnya.

D. *Shaft*

Sleeve Shaft Sleeve berfungsi untuk melindungi poros dari erosi, korosi, dan keausan pada *stuffing box*.

E. *Vane*

Vane merupakan sudu dari *impeller* yang berfungsi sebagai tempat berlalunya cairan pada *impeller*.

F. *Casing*

Casing merupakan bagian terluar dari pompa yang berfungsi sebagai pelindung bagian-bagian yang berputar dan berfungsi sebagai tempat untuk mengubah kecepatan fluida menjadi tekanan.

G. Eye of *Impeller*

Eye of *Impeller* merupakan saluran masuk fluida pada *impeller*

H. *Impeller Wearing ring*

Wearing ring berfungsi untuk mencegah kebocoran fluida dari sisi *discharge* ke sisi *suction*. *Wearing ring* yang dipasang pada *impeller* disebut *impeller wearing ring*.

I. *Casing Wearing ring*

Wearing ring yang dipasang pada *casing* dan tidak berputar disebut *casing wearing ring*.

J. *Impeller*

Impeller merupakan komponen utama pompa sentrifugal yang berfungsi menambahkan energi pada fluida menggunakan prinsip gaya sentrifugal.

K. *Discharge Nozzle*

Discharge Nozzle merupakan saluran keluar cairan dari pompa

Kavitasi

Kavitasi adalah gejala menguapnya zat cair yang mengalir, karena tekanannya berkurang sampai dibawah tekanan uap jenuhnya sehingga akan timbul gelembung-gelembung uap zat cair. Jika pompa dijalankan terus-menerus dalam keadaan kavitasi, akan menyebabkan kerusakan terhadap area *impeller*, sehingga pada akhirnya terjadi erosi. Turunnya performance, timbulnya suara dan

getaran, serta rusaknya pompa merupakan kerugian-kerugian dari timbulnya kavitasi. (Nayyar, 2019)

Kelebihan dan Kekurangan Pompa Sentrifugal (Hariady, 2014):

a. Kelebihan Pompa Sentrifugal:

1. Kapasitas bisa lebih besar dan aliran kontinyu.
2. Pada kapasitas yang sama dengan pompa jenis lain ukurannya lebih kecil, bobot lebih ringan, ruangan yang dipakai lebih kecil.
3. Pada waktu operasi suara relatif tenang.
4. Pompa dihubungkan langsung dengan penggerak sehingga tidak ada kerugian transmisi.

b. Kekurangan Pompa Sentrifugal:

1. Dalam jenis tertentu dan operasi tertentu perlu pancingan (*priming*).
2. Tidak bisa untuk kapasitas yang kecil dengan head yang tinggi.
3. Kurang cocok digunakan pada cairan yang kental dan kotor.
4. Head pompa terbatas sesuai dengan design pompa.

2.4. Settling Velocity

Selain menjaga biaya minimum, diameter pipa yang tepat dapat mencegah sedimentasi atau pengendapan lumpur (*settling*). Kecepatan medium yang

$$V_D = FL\sqrt{2gD(s-1)} \dots \dots \dots (1)$$

dipompa tergantung pada kepadatan, kandungan padatan dan ukuran butiran partikel. *Slurry* dengan kandungan padatan yang lebih tinggi membutuhkan kecepatan yang lebih tinggi. Untuk menentukan *settling velocity* digunakan persamaan Durand's sebagai berikut (Crocker, 1998):

Dimana :

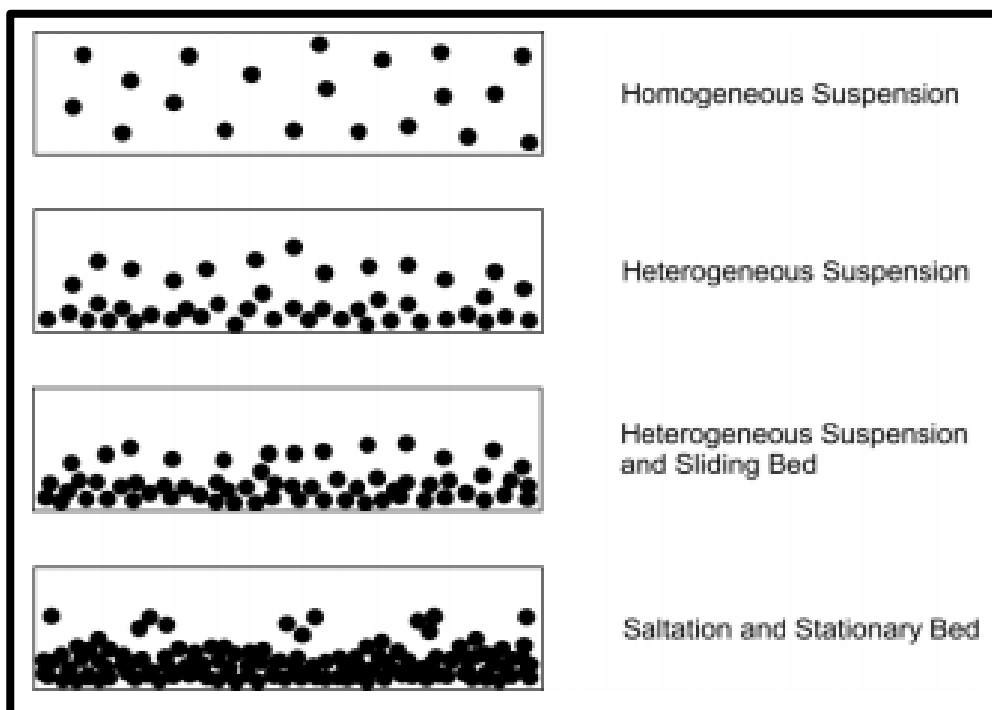
FL : Koefisien Durand's berdasarkan ukuran partikel dan volume friksi dari *Slurry*

FL : $1,3 \times C_v^{0.125} \times (1 - e^{-6,9 \times d^{50}})$; $C_v =$ Volume Friksi

g : Percepatan gravitasi (9,81 m/s²)

D : Diameter Pipa (m)

s : *Special Gravity Solid* (kg/m³)



Gambar 2.7: Pola aliran pada *slurry* (Albion, et al., 2011)

2.5 Head Instalasi

Head pompa adalah energi per satuan berat fluida yang diberikan oleh pompa sehingga fluida tersebut dapat mengalir dari *suction* ke *discharge*. *Head* pompa disini meliputi (Ubaedilah, 2016):

i. Head Statis

Head Statis Meliputi :

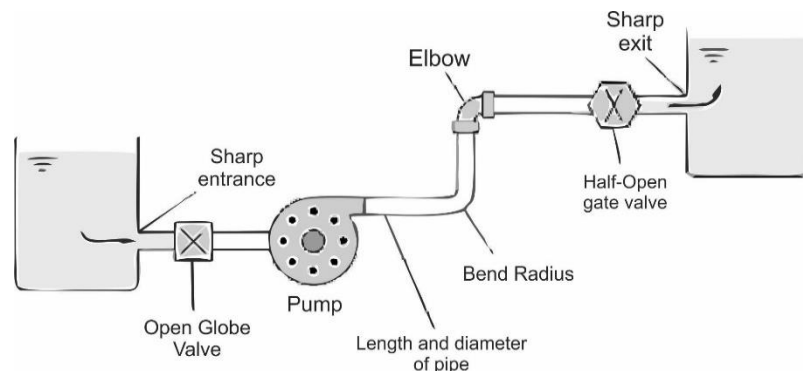
- a. *Pressure Head*: Merupakan energi yang terdapat pada fluida akibat perbedaan tekanan antara *suction* reservoir dengan *discharge* reservoir.
- b. *Elevation Head*: Merupakan *head* yang disebabkan oleh adanya perbedaan ketinggian dari permukaan fluida di *suction* reservoir dengan permukaan fluida di *discharge* reservoir dengan sumbu pompa sebagai acuannya. Ada dua macam instalasi pada pipa *suction*, yaitu:
 - i. *Suction Head*. Suatu instalasi pipa *suction* dimana permukaan fluida terletak diatas sumbu pompa. Bersarnya *elevation head* adalah:

$$H_s = S_{dh} - S_{sh} \dots\dots\dots (2)$$

- ii. *Suction Lift* : yaitu suatu instalasi pipa *suction* dimana permukaan fluida terletak dibawah sumbu pompa. Besarnya *elevation head* adalah:

$$H_s = S_d + S_{sh} \dots\dots\dots (3)$$

ii. Head Dinamis



Gambar 2.8: Komponen-komponen pemipaan penyebab *Head Loss* (Ubaedilah, 2016)

Head dinamis merupakan *head* pompa yang terdiri dari:

a. *Velocity Head*

Velocity Head merupakan *head* yang disebabkan oleh adanya perbedaan kecepatan fluida di *suction* reservoir dengan di *discharge* reservoir

b. *Head Loss*

Head Loss adalah suatu kerugian aliran yang terjadi sepanjang saluran pipa, baik itu pipa lurus, belokan, *saringan*, katup dan sebagainya.

i. *Head Loss* Mayor

Merupakan suatu kerugian aliran yang disebabkan oleh adanya gesekan antara fluida dengan dinding saluran pipa lurus. Besarnya *Head Loss* mayor dapat dihitung menggunakan persamaan Hazen William sebagai berikut (J. Karassik, 2012):

$$H_f = \left(\frac{3,35 \times 10^6 \times Q}{d^{2,63} \times C} \right) / 100 \dots\dots\dots (4)$$

Dimana:

- Q : Debit (m³/s)
- C : Konstanta Hazen William
- d : Diameter Pipa (mm)

ii. *Head Loss* Minor

Kerugian aliran yang disebabkan oleh adanya gesekan yang terjadi pada komponen tambahan (asesoris) seperti elbow, katup, *fitting* dan lain sebagainya sepanjang jalur pemipaan. Besarnya *Head Loss* minor tergantung dari koefisien tahanan (f) asesoris yang digunakan (J. Karassik, 2012):

$$H = f \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \dots\dots\dots (5)$$

Dimana:

- f : Koefisien kerugian gesek
- V : Kecepatan aliran fluida (m/s)
- g : Percepatan Gravitasi (m/s²)

i. Head Total Instalasi

Merupakan pejumlahan dari *head* statis dengan *head* dinamis. *Head* ini menyatakan besarnya kerugian yang harus diatasi oleh pompa dari seluruh komponen-komponen yang ada. *Head* total instalasi dapat dinyatakan dalam persamaan berikut:

$$TDH = H_s + H_d \dots\dots\dots (6)$$

Dimana:

H_s : *Head* Statis (m)

H_d : *Head Loss* Dinamis (m)

2.6 Power Pompa

2.6.1 Pompa Sentrifugal

Konsumsi power pada shaft pompa dapat dihitung berdasarkan efisiensi mekanik dari pompa. Konsumsi power dapat dirumuskan dengan persamaan sebagai berikut (Nayyar, 2009):

$$BHP = \frac{SG \times Q \times TDH}{1,02 \times \eta} \dots\dots\dots (7)$$

Dimana :

BHP : Power Pompa (watt)

SG : *Special Gravity Slurry* (kg/m³)

Q : Debit *Slurry* (m³/s)

TDH : Total Head (m)

H : Efisiensi Mekanik Pompa (%)

2.6.2 Pompa Torak

Dalam proses pemindahan zat alir dibutuhkan suatu usaha baik secara manual maupun menggunakan permesinan. Tenaga pompa torak dapat dirumuskan dengan persamaan sebagai berikut (Dietzel, 1990):

$$N = \frac{\pi^2 D^2 S n S G g (TDH)}{240} \dots\dots\dots (8)$$

Dimana:

- s : Panjang Langkah (m)
- D : Diameter Piston (m)
- n : Kecepatan Putaran Motor Penggerak
- SG : *Special Gravity Slurry* (kg/m³)
- g : Percepatan Gravitasi (m/s²)
- TDH : Total Head (m)

2.7 Preventive Maintenance

Pemeliharaan atau perawatan dalam suatu industri merupakan salah satu faktor penting dalam mendukung proses produksi. Oleh karena itu proses produksi harus didukung oleh peralatan yang siap bekerja setiap saat dan handal. Untuk mencapai hal itu maka peralatan-peralatan penunjang proses produksi ini harus mendapatkan perawatan yang teratur dan terencana (Daryus, 2007). Sedangkan tujuan dilakukannya pemeliharaan menurut Corder (1996) antara lain adalah:

1. Memperpanjang kegunaan asset (yaitu setiap bagian dari suatu tempat kerja, bangunan dan isinya).
2. Menjamin ketersediaan optimum peralatan yang dipasang untuk produksi atau jasa untuk mendapatkan laba investasi semaksimal mungkin.
3. Menjamin kesiapan operasional dari seluruh peralatan yang diperlukan dalam keadaan darurat setiap waktu.
4. Menjamin keselamatan orang yang menggunakan sarana tersebut.

Parida and Kumar (2006) menyatakan bahwa tingkat efisiensi dan efektivitas sistem pemeliharaan memiliki peran yang penting dalam kesuksesan dan keberlangsungan sebuah perusahaan. Sehingga performance dari sistem tersebut perlu diukur menggunakan sebuah teknik pengukuran kinerja. Beberapa alasan yang mendukung pentingnya MPM menurut Parida dan Kumar (2006) yaitu :

1. Untuk mengukur nilai yang ditimbulkan oleh pemeliharaan.
2. Untuk menganalisis investasi yang dilakukan.
3. Untuk meninjau sumber daya yang dialokasikan.
4. Untuk menciptakan lingkungan kerja yang sehat dan aman.
5. Untuk berfokus pada knowledge management.
6. Untuk beradaptasi dengan tren baru pada strategi operasi dan pemeliharaan.
7. Untuk perubahan organisasi secara struktural

Suatu kegiatan pemeliharaan yang dilakukan berdasarkan spesifikasi peralatan mesin. Kegiatan ini melibatkan hal-hal sebagai berikut (Baroto, 2003):

1. Pemasangan dan desain yang tepat pada peralatan dan mesin.
2. Pengamatan dan kegiatan pemeliharaan yang mencegah terjadinya kerusakan secara tiba-tiba.
3. Pembongkaran dan penggantian secara terencana dan berulang untuk mempertahankan kondisi mesin sehingga memenuhi persyaratan operasi.
4. Pemeliharaan meliputi pelumasan, penambahan bahan pembantu, pengecatan dan lain-lain agar mesin dapat beroperasi kembali.

Menurut Sofyan Assauri (1993) dalam usaha untuk dapat menggunakan terus fasilitas produksi tersebut, dibutuhkan kegiatan-kegiatan pemeliharaan dan perawatan yang meliputi pengecekan, meminyaki, dan perbaikan/parasi atas kerusakan-kerusakan yang ada serta penyesuaian/penggantian spare part atau komponen yang terdapat pada fasilitas tersebut.

Metode preventive maintenance policy (kebijakan perawatan pencegahan) dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut (Kyriakidis & Dimitrakos. 2006):

$$TMC = TCM \times n \dots\dots\dots(9)$$

Dimana:

TMC : Biaya total perawatan per tahun

TCM : Biaya preventive maintenance per tahun

n : Jumlah periode (tahun)

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Pengambilan Data

Metode yang kami lakukan dalam penelitian ini adalah:

1) Penentuan Lokasi Penelitian

Lokasi penelitian dilakukan langsung di Concentrator 4, Divisi Concentrating *mile 72*, PT. Freeport Indonesia, yaitu dengan cara bertanya langsung dengan karyawan kemudian mengambil data-data secara langsung terhadap objek yang akan diamati sesuai dengan yang ada di lapangan. Dicatat langsung pada lokasi penelitian guna mendapatkan data-data yang dibutuhkan.

2) Studi pustaka

Studi pustaka dilakukan dengan membaca atau mengutip literatur-literatur yang relevan atau berkaitan dengan masalah yang akan dibahas baik dari segi teori mencakup dari segi formal perhitungan, sehingga dapat membuat penyelesaian tugas akhir ini.

3) Kajian literatur

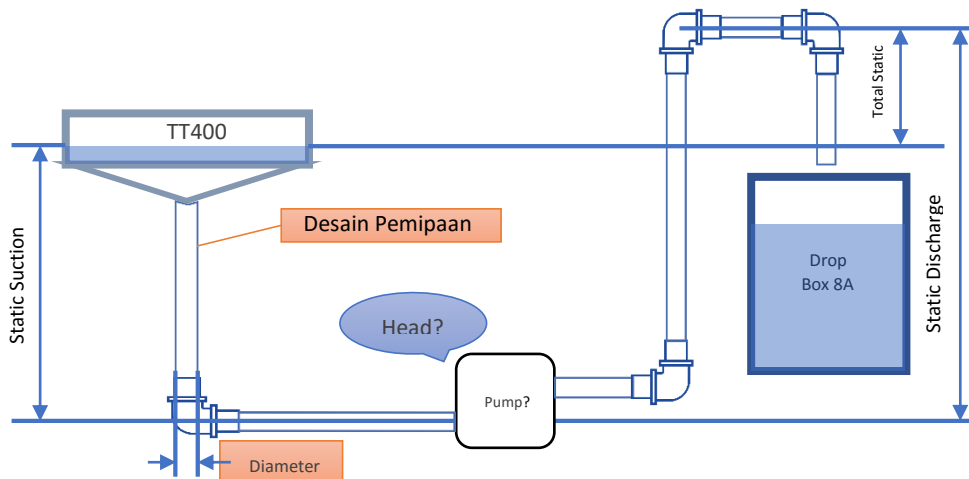
Kajian literatur terhadap teori-teori yang mendasari permasalahan yang diangkat serta penjelasan dari dosen pembimbing dan dosen mata kuliah.

3.2 Analisis Perbandingan

Penelitian ini dilakukan untuk membuat perancangan sistem pemompaan dari underflow *thickener tank 400* ke *dropbox 8a* dengan kapasitas 2935 gpm dan konsentrasi berat *solid* 60.2 % dengan membandingkan jenis pompa sentrifugal dan pompa torak. Analisis perbandingan pompa dilakukan dengan menghitung *head* secara keseluruhan pada desain sistem pemipaan yang sudah ada, menghitung daya pompa, dan menghitung estimasi biaya dari kedua jenis pompa. Perhitungan *head* dilakukan sebagai hal dasar dalam menentukan daya pada pompa. Perbandingan daya pompa dan estimasi biaya dari kedua pompa

dikalkulasi untuk mendapatkan jenis dan spesifikasi pompa yang tepat untuk memindahkan *slurry*.

3.3 Skema Instalasi Sistem Pemipaan dan Sistem Pemompaan



Gambar 3.1 Skema instalasi sistem pemipaan dan sistem pemompaan

3.4 Prosedur

Adapun tahapan yang akan dilakukan oleh penulis dalam rangka mengumpulkan data hingga penyelesaian adalah sebagai berikut:

- 1) Mengetahui besar debit dan berat solid *slurry*
- 2) Membuat desain instalasi pada sistem pemipaan
- 3) Menentukan diameter pipa dengan mempertimbangkan besarnya *settling velocity* berdasarkan diameter yang direncanakan
- 4) Menghitung *head* Instalasi
- 5) Menghitung besarnya daya dari masing masing jenis pompa
- 6) Menghitung estimasi biaya instalasi dan biaya perawatan preventive dari masing masing pompa
- 7) Menentukan jenis pompa dengan mempertimbangkan aspek ekonomis dan aspek teknis yang ada di lapangan.

3.5 Data Spesifikasi Pompa dan *Slurries Properties*

Tabel 3.1 Spesifikasi pompa sentrifugal 8x10:32

Type Pompa : GIW LSA 8x10:32	
Series	LSA Expanded
Vane Diameter	806 mm
Frame Size	3F
Free Passage	86 x 109 mm
Voltage	440 volt
Suction Diameter	254 mm
Dischrage Diameter	203.2 mm
Seal Type	K, F, M

Tabel 3.2 Spesifikasi pompa sentrifugal 10x12:32

Type Pompa : GIW LSA 10x12:32	
Series	LSA Expanded
Vane Diameter	806 mm
Frame Size	E18
Free Passage	106 x 165 mm
Voltage	440 volt
Suction Diameter	254 mm
Dischrage Diameter	304.8 mm
Seal Type	K, F, M

Tabel 3.3 Spesifikasi pompa sentrifugal 10x12:36

Type Pompa : GIW LSA 10x12:36	
Series	LSA Expanded
Vane Diameter	914 mm
Frame Size	E 11A
Free Passage	88 x 150 mm
Voltage	440 volt
Suction Diameter	254 mm
Dischrage Diameter	304.8 mm
Seal Type	K, F, M

Tabel 3.4 Spesifikasi pompa torak 2 silinder

Pompa : Geho PD Pump 2 Cylinder	
Cylinder	2
Cylinder Diameter	1190 mm
Stroke Length	1700 mm
Voltage	440 volt
Capacity	2800 - 3000 gpm
Load Speed	180 rpm
Pump Efficiency	98%

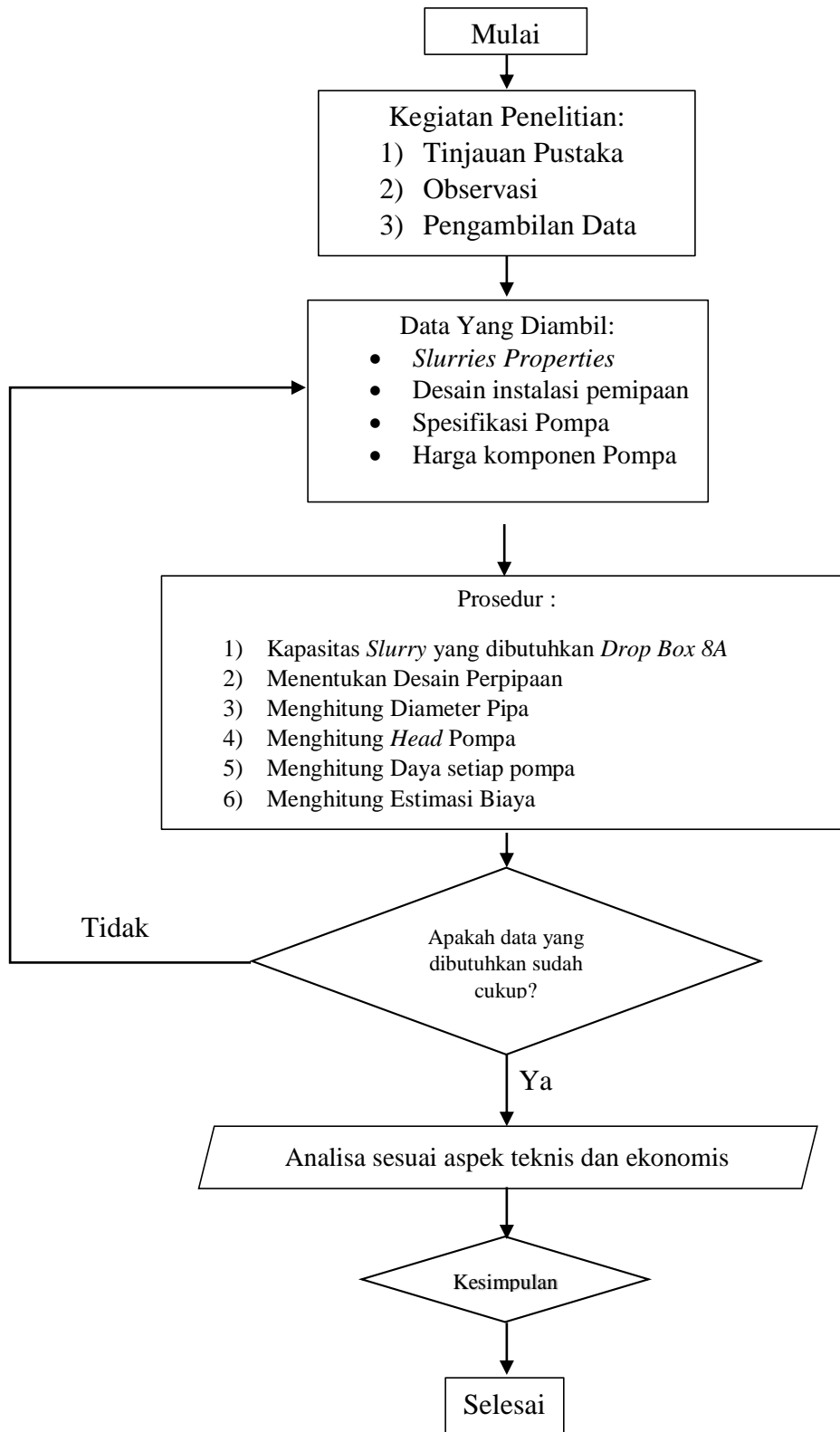
Tabel 3.5 Spesifikasi pompa torak 3 silinder

Pompa : Geho PD Pump 3 Cylinder	
Cylinder	3
Cylinder Diameter	930 mm
Stroke Length	1420 mm
Voltage	440 volt
Capacity	2800 - 3000 gpm
Load Speed	240 rpm
Pump Efficiency	98%

Tabel 3.6 *Slurries Properties*

Slurries Properties	
Parameter	Value
Solid Special Gravity	2800 kg/m ³
Slurry Special Gravity	1630 kg/m ³
Concentration by Volume	35%
D50 Particles	200 μ m
Slurry Type	Settling

4.1 Diagram Alir Penelitian




BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil

4.1.1 Perhitungan

Data berupa sifat – sifat *Slurry* diperoleh dari laboratorium metalurgi divisi *Concentration* yang menjadi dasar perhitungan dalam merancang sistem pemompaan dari *underflor thickener tank 400* ke *Drop Box 8A*.

Tabel 4.1 Data *Slurry Properties TT400 underflow pump*

GIW® Minerals		SLYSEL Data Sheet Pipeline - Settling Slurry		
Reference: TT400 underflow pump				Thursday, December 19, 2019
Item Number:				11:58:56 AM
Application: Slurry pumping				
Slurry Properties				
Fluid S.G.	0.999	Large particle shape	Angular	
Solids S.G.	2.800	% passing < 40 µm	9.4 %	
Slurry S.G.	1.630	% passing < 200 µm	50.0 %	
Concentration by volume	35.0 %	Mechanical sliding friction	0.50	
Concentration by weight	60.2 %	pH	6.7	
D50	200.0 µm	Chlorides	0 ppm	
D85	460.0 µm	Temperature	70.0 °F	
Topsize	1339.8 µm	Fluid dynamic viscosity	0.975 cP	
Fines < 74 µm	18.8 %	Fluid w/ fines viscosity	1.070 cP	
Slurry type	Settling			
Friction loss model	Four component			

1. Kapasitas Kebutuhan *Slurry* pada *Drop Box 8A*

Perencanaan sistem pemipaan ini ditujukan pada kebutuhan kapasitas *Drop Box 8A* yaitu 2935 gpm.

2. Perhitungan desain instalasi pada system pemipaan

Desain instalasi pipa dari *Underflow TT400* menuju ke *Drop Box 8*. (Lihat Lampiran)

Dari gambar-gambar desain instalasi pemipaan, diperoleh data panjang pipa sebagai berikut:

- a. Panjang pipa *Suction*: 6.283 m
- b. Panjang pipa *Discharge*: 151.39 m

3. Diameter pipa

Perencanaan diameter pipa dihitung berdasarkan kecepatan aliran fluida yang akan mengalir pada pipa. Diameter pipa divariasikan dalam empat ukuran dengan mempertimbangkan *deposition velocity* dengan menggunakan persamaan Durand's dengan ketetapan kecepatan aliran dibagi dengan *deposition velocity* hasilnya adalah lebih dari satu (Nayyar, 1990). Diameter pipa ditentukan dengan data sebagai berikut:

Tabel 4.2 Kecepatan aliran pada variasi diameter

No	Diameter (in)	Diameter (m)	Debit (m ³ /s)	Rumus	Kecepatan Aliran (m/s)
1	6	0.152	Q = 0.185	$V = \frac{Q}{(D/2)^2 \times \pi}$	10.08
2	8	0.203			5.65
3	10	0.254			3.61
4	12	0.305			2.51

Pada tabel 4.2 dilihat bahwa terdapat empat variasi diameter pipa yang direncanakan untuk memperkirakan diameter yang sesuai dengan aliran *slurry* yang sesuai dengan debit 0.185 m³/s. Seperti yang terlihat pada tabel bahwa semakin kecil diameter pipa yang digunakan maka kecepatan aliran *slurry* di dalam pipa tersebut akan semakin cepat. Untuk diameter pipa terkecil yaitu 0.152 m maka kecepatan aliran *slurry* dalam pipa tersebut yaitu sebesar 10.08 m/s. Sementara untuk pipa dengan diameter 0.203 m, kecepatan aliran fluidanya menjadi lebih kecil yaitu sebesar 5.65 m/s dan untuk pipa dengan diameter 0.254 m, kecepatan aliran fluidanya yaitu sebesar 3.61 m/s. Untuk diameter pipa terbesar yaitu 0.305 m maka kecepatan aliran *slurry* dalam pipa tersebut hanya sebesar 2.5 m/s, sehingga kecepatan fluida terkecil dalam aliran pipa berdasarkan variasi diameter pipa diatas yaitu terjadi pada pipa dengan diameter 0.305 m.

Berdasarkan data yang diperoleh dari Laboratorium Divisi Metalurgi, ukuran partikel rata-rata d50 pada *Slurry Underflow* TT400 yaitu 200 microns (0.2 mm), gravitasi spesifik *solid* 2,8 dan Volume

Fraksi *Solid* sebesar 35%. Maka koefisien Durrand's (FL) dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$FL = 1,3 \times Cv^{0.125} \times (1 - e^{-6,9 \times d^{50}})$$

$$FL = 1,3 \times 0,35^{0.124} \times (1 - e^{-6,9 \times 200})$$

$$FL = 1,1183$$

Tabel 4.3 *Settling Velocity* pada variasi diameter

No	Diameter (in)	Diameter (m)	Rumus	Settling Velocity (m/s)
1	6	0.152	$V_D = FL\sqrt{2gD(s-1)}$	2.59
2	8	0.203		2.99
3	10	0.254		3.35
4	12	0.305		3.67

Berdasarkan tabel 4.3 dapat dilihat bahwa nilai *settling velocity* yang terjadi dalam aliran pipa akan semakin besar seiring dengan pertambahan ukuran diameter pipa yang direncanakan. Pada diameter pipa 0.152 m, nilai *settling velocity* yang dihasilkan yaitu sebesar 2.59 m/s. Selanjutnya pada diameter 0.203 m, nilai *settling velocity* yaitu sebesar 2.99 m/s, dan untuk diameter 0.254 m menghasilkan nilai *settling velocity* sebesar 3.35 m/s. Nilai *settling velocity* terbesar terdapat pada pipa dengan diameter 0.305 m yaitu sebesar 3.67 m/s.

Tabel 4.4 *Settling* pada variasi diameter pipa

Diameter (in)	Valiran/ $V_{settling}$	Keterangan
6	3.89	Non Settling
8	1.89	Non Settling
10	1.08	Non Settling
12	0.68	Settling

Tertulis bahwa pada tabel 4.4 diatas keterangan *settling* dan *non settling* disimpulkan berdasarkan hasil dari pembagian antara kecepatan aliran dengan *settling velocity*. Kecepatan aliran fluida yang dibagi dengan *settling velocity* dan hasilnya lebih dari satu, maka aliran tersebut dinyatakan *non settling* atau tidak terjadi pengendapan *solid* pada ukuran

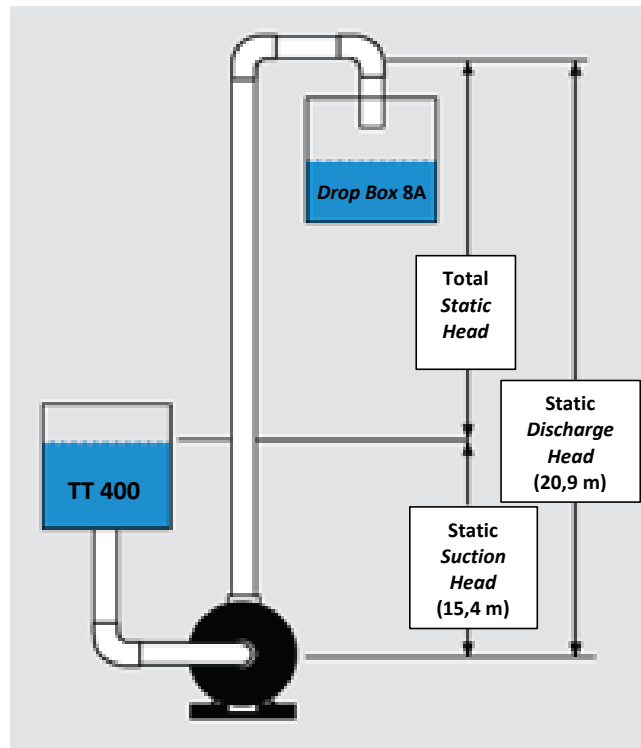
diameter yang telah direncanakan, namun apabila hasil pembagiannya kurang dari 1 maka pada ukuran diameter tersebut akan terjadi pengendapan *solid* di dalam aliran pipa. Terdapat tiga ukuran diameter pipa yang memenuhi ketetapan agar tidak terjadi pengendapan *solid* dalam aliran pipa pada sistem pemipaan yang direncanakan. Pada diameter pipa 6 in, 8 in, dan 12 in, kecepatan aliran yang dibagi dengan *settling velocity* hasilnya masing-masing yaitu 3.9, 1.9, dan 1.07 sehingga ketiganya adalah aliran *non settling*. Sementara pada diameter 12 in, kecepatan aliran yang dibagi dengan *settling velocity* hasilnya yaitu 0.68 sehingga alirannya dinyatakan *settling*. Dengan meminimalisir pengikisan yang terjadi pada komponen pompa akibat dari kecepatan aliran dan kandungan *solid slurry* maka dipilih diameter pipa yang terkategori *non settling* dan memiliki kecepatan aliran *slurry* yang paling rendah. Diameter pipa yang terkategori *non settling* dan kecepatan aliran *slurry* dipilih pada dua terendah yaitu pada pipa dengan diameter 0,203 m dan 0,254 m dimana kecepatan aliran fluida yang akan mengalir masing masing sebesar 5.65 m/s dan 3.61 m/s.



Gambar 4.1: Pipa HDPE 10 inci

4. Head Instalasi

a. Head Statis



Gambar 4.2 : Total Head Statis Pompa

$$H_s = S_{dh} - S_{sh}$$

$$H_s = 20,9 \text{ m} - 15,4 \text{ m}$$

$$H_s = 5,5 \text{ m}$$

Diperoleh total head statis yaitu 5,5 m.

b. Head Dinamis

Pada sistem pemipaan dari *Underflow* TT400 menuju *Drop Box* 8A *Head Loss* yang diukur sebagai berikut:

1. *Head Loss* Dalam Pipa
2. *Head Loss* Pembesaran & Pengecilan Pipa
3. *Head Loss* Pada Belokan (Elbow 90, Elbow 45)

4. *Head Loss* Pada Percabangan Tee
5. *Head Loss* Pada *Valve* (Gate, Check)
6. *Head Loss* Pada Hose

Adapun data yang dibutuhkan dalam perhitungan adalah sebagai berikut:

$$Q = 0,185 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D = 203 \text{ mm} ; v = 5,65 \text{ m/s}$$

$$D = 254 \text{ mm} ; v = 3.61 \text{ m/s}$$

- 1) Head dinamis pada diameter 203 mm ; v = 3.61 m/s

Tabel 4.5 Perhitungan *Head Loss* Pipa Hisap pada diameter 203 mm (*Suction Pipe*)

Suction Head					
	Head Loss	Jumlah (pcs) / Panjang (m)	Koefisien Gesek / C	Rumus	Head Total (m)
Head Fitting	Elbow 90 (12")	1	0.39	$H_{fitt} = K \frac{v^2}{2g}$	0.64
	Elbow 90 (10")	1	0.42		0.68
	Knife Gate (12")	1	0.11		0.18
	Reducer (12"x10")	1	0.7		1.14
	Tee	1	0.26		0.42
	Knife Gate (24")	1	0.1		0.16
Head Friction	Pipe HDPE	6.495	130	$H_f = \left(\frac{3,35 \times 10^6 \times Q}{d^{2,63} \times C} \right)^{100}$	0.87
Head Inlet		0			0
Head Req		0			0
Total					4.10

Tabel 4.6 Perhitungan *Head Loss* Pipa Buang pada diameter 203 mm (*Discharge Pipe*)

		Discharge Head			
	Head Loss	Jumlah (pcs) / Panjang (m)	Koefisien Gesek / C	Rumus	Head Total (m)
Head Fitting	Reducer (10"x8")	1	0.7	$H_{fitt} = K \frac{v^2}{2g}$	1.14
	Elbow 90 (10")	6	0.42		4.11
	Knife Gate (10")	1	0.11		0.18
	Elbow 45 (10")	4	0.22		1.43
	Flowmeter (10")	1	0.5		0.81
Head Friction	Pipe HDPE	149.39	130	$H_f = \left(\frac{3,35 \times 10^6 \times Q}{d^{2,63} \times C} \right) / 100$	20.10
	Hose	2	135		0.25
		0			0
Head Inlet		0			0
Head Req		0			0
				Total	28.03

Dari tabel di atas diperoleh *Head Loss* Dinamis sebagai berikut :

$$H_d = \text{Head loss Discharge} + \text{Head Loss Suction}$$

$$H_d = 4,1 \text{ m} + 28,03 \text{ m}$$

$$H_d = 32,13 \text{ m}$$

2) Head dinamis pada diameter 254 mm ; $v = 5.65 \text{ m/s}$

Tabel 4.7 Perhitungan *Head Loss* Pipa Hisap pada diameter 254 mm (*Suction Pipe*)

		Suction Head			
	Head Loss	Jumlah (pcs) / Panjang (m)	Koefisien Gesek / C	Rumus	Head Total (m)
Head Fitting	Elbow 90 (12")	1	0,39	$H_{fitt} = K \frac{v^2}{2g}$	0,27
	Elbow 90 (10")	1	0,42		0,29
	Knife Gate (12")	1	0,11		0,07
	Reducer (12"x10")	1	0,7		0,48
	Tee	1	0,26		0,18
	Knife Gate (24")	1	0,1		0,07
Head Friction	Pipe HDPE	6,495	130	$H_f = \left(\frac{3,35 \times 10^6 \times Q}{d^{2,63} \times C} \right) / 100$	0,29
		0			0
Head Inlet		0			0
Head Req		0			0
				Total	1,64

Tabel 4.8 Perhitungan *Head Loss* Pipa Buang pada diameter 254 mm (*Discharge Pipe*)

Discharge Head					
	Head Loss	Jumlah (pcs) /	Koefisien Gesek	Rumus	Head Total (m)
		Panjang (m)			
Head Fitting	Reducer (10"x8")	1	0,7	$H_{fitt} = K \frac{v^2}{2g}$	0,48
	Elbow 90 (10")	6	0,42		1,71
	Knife Gate (10")	1	0,11		0,07
	Elbow 45 (10")	4	0,22		0,60
	Flowmeter (10")	1	0,5		0,34
Head Friction	Pipe HDPE	149,39	130	$H_f = \left(\frac{3,35 \times 10^6 \times Q}{d^{2,63} \times C} \right) / 100$	6,61
	Hose	2	140		0,08
		0			0
Head Inlet		0			0
Head Req		0			0
				Total	10,03

Dari tabel di atas diperoleh *Head Loss* Dinamis sebagai berikut :

$$H_d = \text{Head loss Discharge} + \text{Head Loss Suction}$$

$$H_d = 1,64 \text{ m} + 10,03 \text{ m}$$

$$H_d = 11,67 \text{ m}$$

c. *Head Total*

1) Head total pada diameter 203 mm ; $v = 3.61 \text{ m/s}$

Untuk menghitung *head* total pompa digunakan rumus sebagai berikut:

$$TDH = H_s + H_d$$

$$TDH = 5,5 \text{ m} + 32,13 \text{ m}$$

$$TDH = 37,63 \text{ m}$$

Sehingga pada debit 2935 gpm diperoleh total *head* dalam satuan *feet* yaitu 123,46 *feet*.

2) Head total pada diameter 254 mm ; $v = 5.65 \text{ m/s}$

Untuk menghitung *head* total pompa digunakan rumus sebagai berikut:

$$TDH = H_s + H_d$$

$$TDH = 5,5 \text{ m} + 11,67 \text{ m}$$

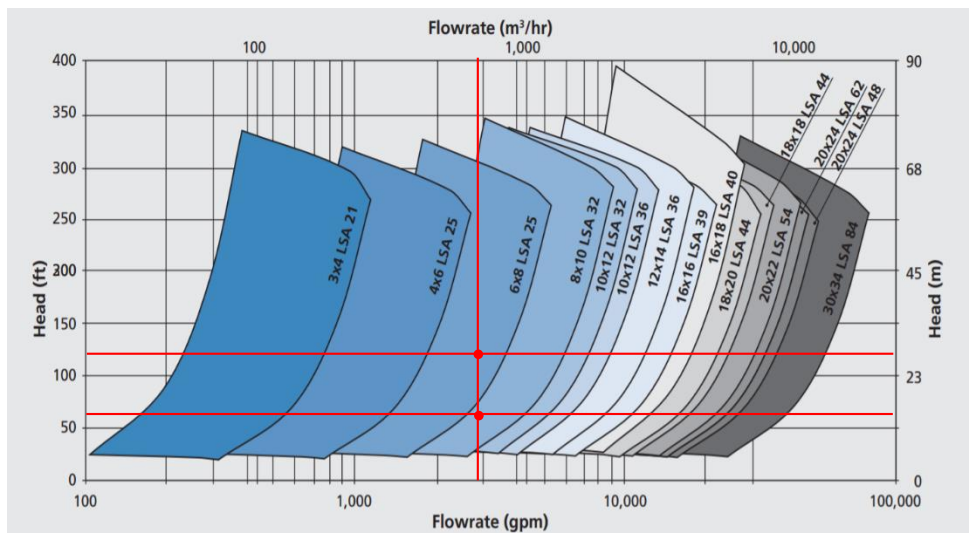
$$TDH = 17,17 \text{ m}$$

Sehingga pada debit 2935 gpm diperoleh total *head* dalam satuan *feet* yaitu 56,332 *feet*.

5. Daya Pompa

b. Pompa Sentrifugal

Pompa dapat dipilih berdasarkan kebutuhan flow rate sebesar 2.935 gpm dengan total *head* pada diameter 8 inci yaitu 123,6 *feet* dan pada diameter 10 inci yaitu 56,33 *feet*.



Gambar 4.3: Diagram LSA Expanded GIW Pump Range

(Sumber: Georgia Iron Work, 1891)

Berdasarkan diagram LSA Expanded GIW Pump Range maka didapat pompa dengan spesifikasi seperti ditunjukkan pada gambar. Terdapat tiga

tipe pompa yang spesifikasinya memenuhi persyaratan penentuan pompa dengan diagram LSA Expanded yaitu:

1. Pompa GIW LSA 8 x 10; 32 in
2. Pompa GIW LSA 10 x 12; 32 in
3. Pompa GIW LSA 10 x 12; 36 in

Konsumsi power pada *shaft* pompa dapat dihitung berdasarkan efisiensi masing-masing pompa dan ukuran diameter outlet masing-masing pompa.

Tabel 4.9 Perhitungan BHP pompa sentrifugal pada diameter 8 inci

Tipe Pompa	Efisiensi (%)	Rumus Head Loss Minor	Rumus BHP	Head Loss Minor (m)	BHP (HP)
GIW 8x10 LSA 32	69	$H_{fitt} = K \frac{v^2}{2g}$	$BHP = \frac{SG \times Q \times (TDH + H_{fitt})}{1,02 \times \eta}$	0	216.16
GIW 10x12 LSA 32	66			0.475686975	226.86
GIW 10x12 LSA 36	60			0.475686975	249.54

Berdasarkan tabel 4.9 dapat dilihat bahwa pompa sentrifugal tipe 8x10;32 yang artinya pompa dengan dengan diameter outlet 10 in dan dengan ukuran impeller 32 in membutuhkan daya sebesar 216.16 HP, dimana headloss minor sebesar nol dikarenakan tidak ada pemasangan *reducer*. Sementara pompa sentrifugal tipe 10x12;32 dan tipe 10x12;36 membutuhkan *reducer* untuk menyambungkan pipa berdiameter 10 in dengan outlet pompa yang memiliki diameter lebih besar yaitu 12 in, sehingga kedua tipe ini memiliki penambahan headloss minor akibat dari *reducer* yaitu sebesar 0.476 m. Pompa sentrifugal tipe 10x12;32 membutuhkan daya sebesar 226.86 HP, sementara daya terbesar dibutuhkan oleh pompa sentrifugal tipe 10x12;36 yaitu sebesar 249.54 HP.

Tabel 4.10 Perhitungan BHP pompa sentrifugal pada diameter 10 inci

Tipe Pompa	Efisiensi (%)	Rumus Head Loss Minor	Rumus BHP	Head Loss Minor (m)	BHP (HP)
GIW 8x10 LSA 32	73	$H_{fitt} = K \frac{v^2}{2g}$	$BHP = \frac{SG \times Q \times (TDH + H_{fitt})}{1,02 \times \eta}$	0	93,223
GIW 10x12 LSA 32	70			0.475686975	97,220
GIW 10x12 LSA 36	60			0.475686975	113,423

Berdasarkan tabel 4.10 dapat dilihat bahwa pompa sentrifugal tipe 8x10;32 yang artinya pompa dengan dengan diameter outlet 10 in dan dengan ukuran impeller 32 in membutuhkan daya sebesar 93.22 HP, dimana headloss minor sebesar nol dikarenakan tidak ada pemasangan *reducer*. Sementara pompa sentrifugal tipe 10x12;32 dan tipe 10x12;36 membutuhkan *reducer* untuk menyambungkan pipa berdiameter 10 in dengan outlet pompa yang memiliki diameter lebih besar yaitu 12 in, sehingga kedua tipe ini memiliki penambahan headloss minor akibat dari *reducer* yaitu sebesar 0.476 m. Pompa sentrifugal tipe 10x12;32 membutuhkan daya sebesar 97.22 HP, sementara daya terbesar dibutuhkan oleh pompa sentrifugal tipe 10x12;36 yaitu sebesar 113.42 HP.

Pemilihan tipe pompa sentrifugal juga memperhatikan nilai efisiensi dari masing-masing tipe pompa. Dapat dilihat pada tabel bahwa efisiensi terbesar yaitu 73% ada pada pompa sentrifugal tipe 8x10;32. Pada pompa sentrifugal tipe 10x12;32, efisiensi pompa adalah 70%, sementara pada pompa sentrifugal dengan tipe 10x12;36, efisiensi pompa adalah 60%. Dengan memperhatikan efisiensi pompa dan besarnya BHP dari masing-masing pompa, maka untuk meminimalisir pengeluaran biaya dari besarnya daya yang dibutuhkan, dipilihlah pompa sentrifugal dengan daya terkecil. Dalam hal ini dipilih pompa dengan tipe GIW LSA 8x10;32.

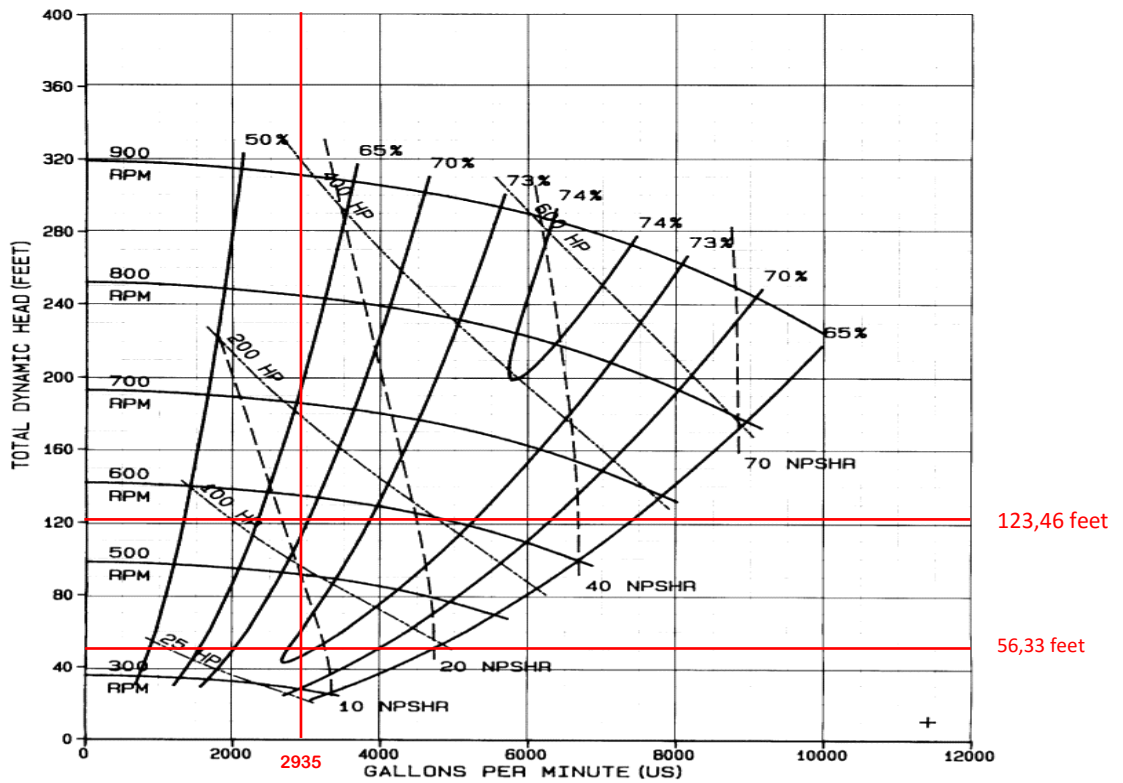


Gambar 4.4: Pompa GIW LSA 8x10; 32 in

Tabel 4.11 Daya motor penggerak

Diameter (inci)	Rumus	Daya Motor Penggerak (HP)
8	Daya = BHP x 1.25	255,4
10		116,53

Berdasarkan table 4.11 dapat dilihat bahwa daya motor penggerak pada pipa dengan diameter 8 inci yaitu sebesar 116.53 HP. Sementara untuk pipa dengan diameter pipa 10 inci yaitu sebesar 255.4 HP.



Gambar 4.5: Kurva sistem head pada pompa GIW LSA 8x10; 32 in
(Sumber: Georgia Iron Work, 1891)

Net Positive Suction Head (NPSH)

NPSH dihitung untuk mengetahui kinerja pompa untuk problem kavitasi. Syarat kerja Pompa tidak mengalami kavitasi adalah NPSH yang tersedia > NPSH yang diperlukan.

1) NPSH pada diameter 8 inci

$$h_{sv} = \frac{Pa}{\gamma} + \frac{Pv}{\gamma} - h_s - h_{ls}$$

$$h_{sv} = \frac{10.332,275}{1630} + \frac{322,85}{1630} - (-15,4) - 4.1$$

$$h_{sv} = 20,3 \text{ m}$$

$$h_{sv} = 66,6 \text{ feet}$$

2) NPSH pada diameter 10 inci

$$h_{sv} = \frac{Pa}{\gamma} + \frac{Pv}{\gamma} - h_s - h_{ls}$$

$$h_{sv} = \frac{10.332,275}{1630} + \frac{322,85}{1630} - (-15,4) - 4,1$$

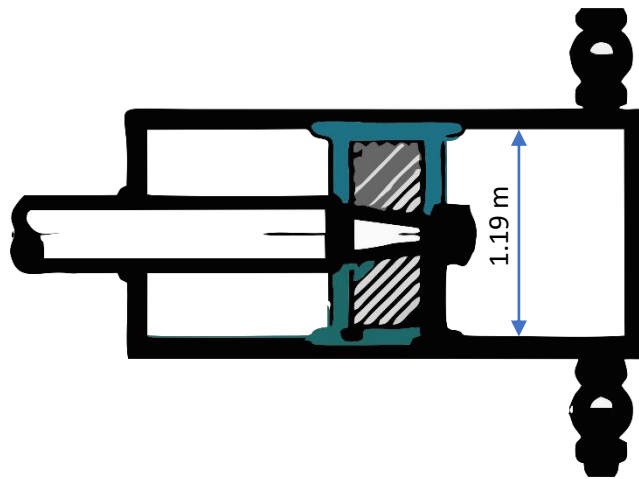
$$h_{sv} = 17.84 \text{ m}$$

$$h_{sv} = 58,53 \text{ feet}$$

b. Pompa Torak

1. Pompa Torak 2 Silinder

Untuk kapasitas slurry sebesar 2935 GPM (11,11 m³/detik) dengan menggunakan pompa torak dua silinder yang tersedia di pabrik maka diperoleh ukuran setiap piston dan langkah torak sebagai berikut :



Gambar 4.6 Diameter Piston Pompa Torak 2 Silinder (Dietzel, 1990)

1) Daya motor pada diameter pipa 8 inci

Daya yang dibutuhkan untuk 1 silinder dengan diameter pipa 8 inci dapat dihitung dengan data sebagai berikut:

s (Panjang Langkah)	= 1.7 m
SG (Diameter Torak)	= 1630 kg/m ³
Hs (Head Statis)	= 5,499 m
Hd (Head Dinamis)	= 32,13 m
n (Kecepatan Putaran)	= 180 rpm
D (Diameter Torak)	= 1.19 m

$$N = \frac{\pi D^2 s n S G g (H_s + H_d)}{240}$$

$$N = \frac{3.14 \times 1.19^2 \times 1.7 \times 180 \times 1630 \times 9.81 (5.499 + 28.03)}{240}$$

$$N = 3,411,336.69 \text{ watt}$$

$$N = 4,574 \text{ HP}$$

Sehingga total daya mesin penggerak yang dibutuhkan yaitu :

$$N \text{ total} = N \times 2$$

$$N \text{ total} = 4,574 \times 2$$

$$N \text{ total} = 9,148 \text{ HP}$$

2) Daya motor pada diameter pipa 10 inci

Daya yang dibutuhkan untuk 1 silinder dengan diameter pipa 10 inci dapat dihitung dengan data sebagai berikut:

$$s = 1.7 \text{ m}$$

$$SG = 1630 \text{ kg/m}^3$$

$$H_s = 5,499 \text{ m}$$

$$H_d = 11,671 \text{ m}$$

$$n = 180 \text{ rpm}$$

$$D = 1.19 \text{ m}$$

$$N = \frac{\pi D^2 s n S G g (H_s + H_d)}{240}$$

$$N = \frac{3.14 \times 1.19^2 \times 1.7 \times 180 \times 1630 \times 9.81 (5.499 + 11.671)}{240}$$

$$N = 1,556,632.01 \text{ watt}$$

$$N = 2,087 \text{ HP}$$

Sehingga total daya mesin penggerak yang dibutuhkan yaitu :

$$N \text{ total} = N \times 2$$

$$N \text{ total} = 2,087 \times 2$$

$$N \text{ total} = 4,174 \text{ HP}$$

Verifikasi debit yang dihasilkan berdasarkan efisiensi pompa yaitu 98% :

$$Q = \frac{\pi D^2 s n}{240} \times 2 \times \eta$$

$$Q = \frac{3.14 \times 1.11^2 \times 1.55 \times 460}{240} \times 2 \times 98\%$$

$$Q = 11.113 \text{ m}^3 / \text{min}$$

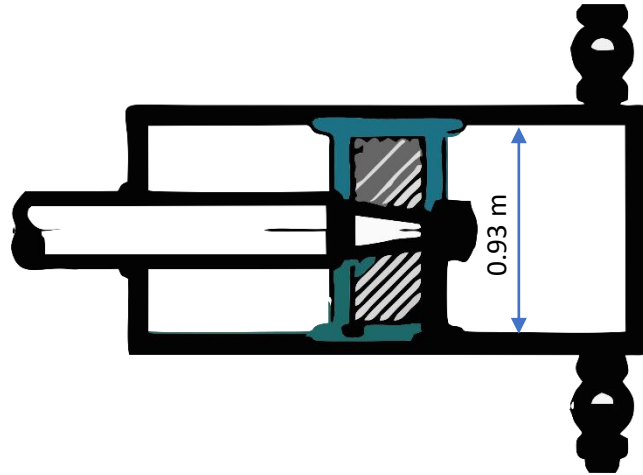


Gambar 4.7: Geho PD Pump 2 Silinder

(Sumber: Georgia Iron Work, 1891)

2. Pompa Torak 3 Silinder

Untuk kapasitas slurry sebesar 2935 GPM (11,11 m³/detik) dengan menggunakan pompa torak tiga silinder yang tersedia di pabrik maka diperoleh ukuran setiap piston dan langkah torak sebagai berikut:



Gambar 4.8: Diameter Piston Pompa Torak 3 Silinder (Dietzel, 1990)

1) Daya motor pada diameter pipa 8 inci

Daya yang dibutuhkan untuk 1 silinder dengan diameter pipa 8 inci dapat dihitung dengan data sebagai berikut:

$$s = 1.42 \text{ m}$$

$$SG = 1630 \text{ kg/m}^3$$

$$H_s = 5,499 \text{ m}$$

$$H_d = 32.13 \text{ m}$$

$$n = 240 \text{ rpm}$$

$$D = 0.93 \text{ m}$$

$$N = \frac{\pi D^2 s n S G g (H_s + H_d)}{240}$$

$$N = \frac{3.14 \times 0.93^2 \times 1.42 \times 240 \times 1630 \times 9.81 (5.499 + 11.671)}{240}$$

$$N = 2,320,463.38 \text{ watt}$$

$$N = 3112 \text{ HP}$$

Sehingga total daya mesin penggerak yang dibutuhkan yaitu :

$$N \text{ total} = N \times 3$$

$$N \text{ total} = 3,112 \times 3$$

$$N \text{ total} = 9,336 \text{ HP}$$

2) Daya motor pada diameter pipa 10 inci

Daya yang dibutuhkan untuk 1 silinder dengan diameter pipa 10 inci dapat dihitung dengan data sebagai berikut:

$$s = 1.42 \text{ m}$$

$$SG = 1630 \text{ kg/m}^3$$

$$H_s = 5.499 \text{ m}$$

$$H_d = 11.671 \text{ m}$$

$$n = 240 \text{ rpm}$$

$$D = 0.93 \text{ m}$$

$$N = \frac{\pi D^2 s n S G g (H_s + H_d)}{240}$$

$$N = \frac{3.14 \times 0.93^2 \times 1.42 \times 240 \times 1630 \times 9.81 (5.499 + 11.671)}{240}$$

$$N = 1,058,854.02 \text{ watt}$$

$$N = 1,419 \text{ HP}$$

Sehingga total daya mesin penggerak yang dibutuhkan yaitu :

$$N_{\text{total}} = N \times 3$$

$$N_{\text{total}} = 1,419 \times 3$$

$$N_{\text{total}} = 4,257 \text{ HP}$$

Verifikasi debit yang dihasilkan berdasarkan efisiensi pompa yaitu 98% :

$$Q = \frac{\pi D^2 s n}{240} \times \eta$$

$$Q = \frac{3.14 \times 1.11^2 \times 1.55 \times 460}{240} \times 98\%$$

$$Q = 11.3848 \text{ m}^3 / \text{detik}$$



Gambar 4.9: Geho PD Pump 3 Silinder

(Sumber: Georgia Iron Work, 1891)

4.2 Pembahasan

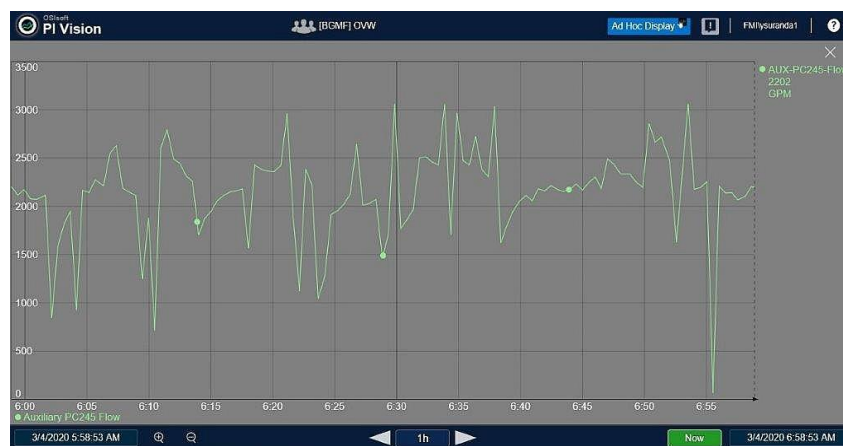
4.2.1 Perbandingan Daya Pompa

Tabel 4.9 Perbandingan daya masing masing pompa

No	Pompa	Daya (HP)	Safety Factor	Daya x Safety Factor
1	Centrifugal Pumps 8x10:32 (diameter 8 inci)	216,16	1,25	270,20
2	Centrifugal Pumps 8x10:32 (diameter 10 inci)	93,22	1,25	116,53
3	PD Pump 2 Silinder (diameter 8 inci)	9148	1,25	11435,00
4	PD Pump 2 Silinder (diameter 10 inci)	4174	1,25	5217,50
5	PD Pump 3 Silinder (diameter 8 inci)	9336	1,25	11670,00
6	PD Pump 3 Silinder (diameter 10 inci)	4257	1,25	5321,25

Dapat dilihat pada tabel 4.9 daya terkecil pada tipe pompa sentrifugal yaitu pada pompa tipe 8x10;32 dengan diameter pipa 8 inci dan 10 inci masing masing memiliki daya yang dibutuhkan setelah dikalikan dengan safety factor yaitu sebesar 270,2 HP dan 116,53 HP. Sementara pompa *positive displacement* tipe pompa torak dengan spesifikasi 2 silinder, daya yang dibutuhkan jauh lebih besar dibandingkan dengan pompa sentrifugal dimana daya yang dibutuhkan yaitu 11.435,5 HP untuk diameter 8 inci dan 5217,5 HP untuk diameter pipa 10 inci. Untuk pompa torak 3 silinder, daya yang dibutuhkan yaitu 11.670 HP untuk diameter 8 inci dan 5321,25 HP untuk diameter 10 inci.

Adapun data uji coba dilakukan pada tanggal 3 April 2020 dengan melihat besar debit yang dihasilkan pada pompa sentrifugal 8x10;32 dengan diameter pipa yaitu 10 inci adalah sebagai berikut.



Gambar 4.10 Besar debit pompa sentrifugal 8x10;32 diameter pipa 10 inci
(Sumber: Concentrating Engineering Dept. PTFI, 2016)

Dapat dilihat pada gambar 4.11 bahwa besar debit yang dihasilkan relatif lebih rendah dari target debit yang dibutuhkan dan cenderung tidak stabil. Seperti yang terlihat pada gambar 4.11 bahwa debit *slurry* relatif berada di bawah 2935 gpm, sehingga diberikan alternatif lain pada perhitungan data dengan menggunakan pipa dengan diameter lebih kecil yaitu 8 inci namun dengan daya yang lebih besar yaitu 270,2 HP. Selain dengan mengubah diameter pipa, terdapat juga alternatif lain yaitu memperbesar nilai *safety factor* pada perhitungan daya.

4.2.2 Perbandingan Biaya Pompa

Biaya investasi awal pompa

Tabel 4.10 Harga masing-masing pompa

No.	SERIAL PUMP	QTY	HARGA
1	Centrifugal Pump LSA 8x10;32	1	\$87,560.00
2	Geho PD Pump 2 Silinder	1	\$117,022.00
3	Geho PD Pump 3 Silinder	1	\$108,846.00

Pada tabel 4.10 dapat dilihat bahwa pompa yang memiliki harga paling rendah adalah pompa sentrifugal tipe 8x10;32 yaitu dengan harga beli sebesar \$87,560.00. Sementara pompa *posistive displacement* 2 silinder memiliki harga beli sebesar \$117,022.00 dan untuk pompa tipe 3 silinder memiliki harga beli sebesar \$108,856.00. Dalam hal ini, pompa dengan harga beli terbesar yaitu pada pompa jenis *positive displaement* tipe pompa torak 2 silinder.

Biaya Preventif Perawatan Pompa

Tabel 4.11 Biaya Perawatan Preventive Penggantian alat Pompa Sentrifugal

No	Peralatan	Harga	Frekuensi Pergantian	Frekuensi Pergantian dalam 10	Total Harga alat Dalam 10 Tahun
1	Impeller	\$8,275.00	6 Bulan	20	\$165,500.00
2	Bearing	\$8,530.00	4 Bulan	30	\$255,900.00
3	Shaft	\$1,667.00	2 Tahun	5	\$8,335.00
4	Casing	\$16,000.00	3 Tahun	3	\$48,000.00
5	Packing	\$1,828.00	1 Tahun	10	\$18,280.00
6	Komponen Kecil (Sekrup, Baut, dll)	\$146.00	3 Bulan	40	\$5,840.00
Total Pengeluaran					\$501,855.00

Berdasarkan tabel 4.11 dapat dilihat bahwa total pengeluaran biaya perawatan preventive pergantian alat dihitung dengan memperhatikan frekuensi masing-masing alat dalam waktu tertentu. Selanjutnya perhitungan biaya akan direncanakan dalam kurun waktu 10 tahun yang akan datang, sehingga dalam 10 tahun total biaya pengeluaran yaitu sebesar \$501,855.00.

Tabel 4.12 Biaya Perawatan Preventive Penggantian alat Pompa Torak 2 Silinder

No	Peralatan	Harga	Frekuensi Pergantian	Frekuensi Pergantian dalam 10	Total Harga alat Dalam 10 Tahun
1	Piston x 2 Silinder	\$34,000.00	4 Tahun	2	\$68,000.00
2	Batang Piston x 2 Silinder	\$6,000.00	2 Tahun	5	\$30,000.00
3	Packing x 2 Silinder	\$8,420.00	1 Tahun	10	\$84,200.00
4	Silinder x 2 Silinder	\$43,200.00	3 Tahun	3	\$129,600.00
5	Seal/Ring Karet x 2 Silinder	\$1,980.00	3 Bulan	40	\$79,200.00
6	Komponen Kecil (Sekrup, Baut, dll)	\$95.00	3 Bulan	40	\$3,800.00
Total Pengeluaran					\$394,800.00

Berdasarkan tabel 4.12 dapat dilihat bahwa total pengeluaran biaya perawatan preventive pergantian alat pada pompa torak 2 silinder dihitung dengan memperhatikan frekuensi masing-masing alat dalam waktu tertentu. Selanjutnya perhitungan biaya akan direncanakan dalam kurun waktu 10 tahun yang akan datang, sehingga dalam 10 tahun total biaya pengeluaran yaitu sebesar \$394,800.00.

Tabel 4.13 Biaya Perawatan Preventive Penggantian alat Pompa Torak 3 Silinder

No	Peralatan	Harga	Frekuensi Pergantian	Frekuensi Pergantian dalam 10	Total Harga alat Dalam 10 Tahun
1	Piston x 3 Silinder	\$27,000.00	4 Tahun	2	\$54,000.00
2	Batang Piston x 3 Silinder	\$4,600.00	2 Tahun	5	\$23,000.00
3	Packing x 3 Silinder	\$6,920.00	1 Tahun	10	\$69,200.00
4	Silinder x 3 Silinder	\$38,200.00	3 Tahun	3	\$114,600.00
5	Seal/Ring Karet x 3 Silinder	\$1,760.00	3 Bulan	40	\$70,400.00
6	Komponen Kecil (Sekrup, Baut, dll)	\$95.00	3 Bulan	40	\$3,800.00
Total Pengeluaran					\$335,000.00

Berdasarkan tabel 4.13 dapat dilihat bahwa total pengeluaran biaya perawatan preventive pergantian alat pada pompa torak 3 silinder dihitung dengan

memperhatikan frekuensi masing-masing alat dalam waktu tertentu. Selanjutnya perhitungan biaya akan direncanakan dalam kurun waktu 10 tahun yang akan datang, sehingga dalam 10 tahun total biaya pengeluaran yaitu sebesar \$335.000.00.

4.2.3 Penentuan Pompa berdasarkan Daya dan Total Estimasi Biaya Pengeluaran

Tabel 4.14 Estimasi Biaya Pengeluaran

No	Pompa	Harga Pompa	Biaya Pergantian Alat	Total
1	Centrifugal Pumps 8x10:32	\$87,560.00	\$501,855.00	\$589,415.00
2	PD Pump 2 Silinder	\$117,022.00	\$394,800.00	\$511,822.00
3	PD Pump 3 Silinder	\$108,846.00	\$335,000.00	\$443,846.00

Berdasarkan tabel 4.9 dapat dilihat bahwa daya yang dibutuhkan oleh pompa jenis *positive displacement* yaitu pompa torak jauh lebih besar dibandingkan dengan daya yang dibutuhkan oleh pompa jenis *dynamic pump* yaitu pompa sentrifugal. Seperti yang terlihat pada tabel, daya yang dibutuhkan oleh pompa sentrifugal hanya sebesar 270,2 HP untuk diameter 8 inci dan 116,53 HP untuk diameter 10 inci. Sementara pompa torak 2 silinder membutuhkan daya sebesar 11.435,5 HP untuk diameter 8 inci dan 5217,5 HP untuk diameter pipa 10 inci dan untuk pompa torak 3 silinder, daya yang dibutuhkan yaitu sebesar 11.670 HP untuk diameter 8 inci dan 5321,25 HP untuk diameter pipa 10 inci. Berdasarkan daya teoritis yang telah dihitung dapat dilihat bahwa pompa yang paling membutuhkan daya yang kecil yaitu pompa jenis *dynamic pump* yaitu pompa sentrifugal.

Berdasarkan tabel 4.13 dapat dilihat bahwa harga pompa jenis *dynamic pump* yaitu pompa sentrifugal memiliki harga fabrikasi yang cenderung lebih murah yaitu sebesar \$87,560.00 dibandingkan dengan harga pompa *positive displacement* yaitu pompa torak dimana pompa torak 2 silinder dengan harga \$117,022.00 dan pompa torak 3 silinder dengan harga \$108,846.00. Dapat dilihat juga pada tabel bahwa estimasi biaya *preventive maintenance* pergantian alat

pompa pada pompa sentrifugal dalam 10 tahun kedepan lebih besar yaitu \$501,855.00 dibandingkan dengan estimasi biaya pada pompa torak 2 silinder yang hanya memakan biaya sebesar \$394,800.00 dan pada pompa torak 3 silinder hanya memakan estimasi biaya sebesar \$335,000.00. Berdasarkan total estimasi biaya *preventive maintenance* beserta harga dari pompa dapat dilihat biaya terbesar dibutuhkan oleh pompa sentrifugal yaitu \$589,997.00 sementara biaya terkecil yaitu pompa torak tipe 3 silinder yaitu dengan biaya sebesar \$440,000.00.

BAB V. KESIMPULAN DAN REKOMENDASI

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil penelitian yang telah dilakukan, maka dapat disimpulkan bahwa:

1. Berdasarkan aspek teknis pada sistem pemipaan ini, ukuran diameter pipa yang digunakan untuk mengalirkan *slurry* dengan debit 2935 gpm yaitu 10 inci dengan total head yang dikalkulasi yaitu 17,17 m. Namun dari data pengujian pada 3 April 2020, debit yang dihasilkan relatif kurang dari 2935 gpm sehingga disarankan menggunakan pipa dengan diameter 8 inci namun head yang dihasilkan lebih besar yaitu 37,63 m.
2. Berdasarkan daya pompa maka dipilih pompa sentrifugal dengan tipe GIW LSA 8x10;32 dengan daya 270,2 HP untuk diameter 8 inci dan 116,53 HP untuk diameter 10 inci dengan total biaya pengeluaran keseluruhan \$589,997.00. Sementara pompa torak pada proyek ini dikatakan layak berdasarkan estimasi biaya awal dan biaya pengeluaran *preventive* pergantian alat, dimana biaya pada pompa torak 3 silinder yaitu hanya sebesar \$440,000.00, namun dari segi teknis pompa torak membutuhkan daya yang terlalu besar yaitu sebesar 11.670 HP untuk diameter pipa 8 inci dan 5321,25 HP untuk diameter pipa 10 inci.

5.2 Rekomendasi

Rekomendasi yang dapat diberikan berdasarkan penelitian ini adalah:

1. Untuk head sistem pemompaan yang kecil, penulis merekomendasikan untuk tidak menggunakan pompa *positive displacement* jenis pompa torak.
2. Dengan menggunakan data input berupa debit aliran dan nilai head pada penelitian ini, penulis merekomendasikan untuk menggunakan pompa sentrifugal dengan tipe GIW LSA 8x10:32.

3. Perlu dilakukan penelitian lanjutan dengan data spesifikasi ukuran impeller dan ukuran piston pompa yang lebih banyak guna mengetahui area kerja produktif dan efisien dari pompa.

DAFTAR PUSTAKA

- Albion, K. J., Briens, L., Briens, C. & Berruti, F., 2011. Multiphase Flow Measurement Techniques for *Slurry Transport*. *International Journal of Chemical Reactor Engineering*, Volume 9.
- Albunaga, B., 2002. *Slurry Systems Handbook*. New York: McGraw-Hill Companies.
- Assauri, Sofyan., 1993. *Management Produksi dan Operasi edisi keempat*, Jakarta: Universitas Indonesia.
- Baroto, Teguh, (2003). *Pengantar Teknik Industri*. Malang: Universitas Muhammadiyah.
- Corder, A. 1976. *Maintenance Management Techniques*, New York: Mc-Graw-Hill
- Crocker, King. 1998. *Piping Handbook Fifth Edition*. New York: M Mc-Graw-Hill.
- Daryus, Asyari. 2007. *Manajemen Pemeliharaan Mesin*. Fakultas Teknik Universitas Darma Persada. Jakarta.
- Dietzel, Frits. 1990. *Turbin, Pompa, Dan Kompresor*. Jakarta: Erlangga.
- Dimas, Imanuel. 2017. *Pengujian karakteristik aliran pada sistem perpipaan dengan menggunakan peralatan eksperimen fenomena kavitasi*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Georgia Iron Work. 1891. *Solids Handling Pumps*
- Harahap, Sorimuda. Muhammad Iqbal Fakhruddin. 2018. *Perancangan Pompa Sentrifugal Untuk Water Treatment Plant Kapasitas 0.25 M³ /S Pada Kawasan Industri Karawang*. Jakarta: Universitas Pancasila.
- Hariady, Sofwan. 2014. *Analisa Kerusakan Pompa Sentrifugal 53-101c Wtu Sungai Gerong Pt. Pertamina Ru Iii Plaju*. Palembang: Universitas Tridinanti.
- Haruno Tahara, Sularso. 2000. *Pompa dan Kompresor*. Pradnya Paramita, Jakarta.

- Hermawan, Rudi, Erlanda Augupta Pane, Handika Nur Faisa. 2018. *Analisa Perhitungan Pompa Untuk Kebutuhan Sirkulasi Pada Instalasi Pengolahan Air Limbah Di Pt X*. Jakarta: Universitas Pancasila.
- J. Karassik, Igor, William C. Krutzsch, Warren H. Fraser, Joseph P. Messina. 2012. *Pump Handbook Second Edition*. New York: Mc-Graw-Hill.
- Kyriadikis, E.G., Dimitrakos, T.D. 2006. *Optimal Preventive Maintenance of a Production System with an Intermediate Buffer*. European Journal of Operational Research.
- Kumar, S., Gandhi, B. K. & Mohapatra, S. K., 2014. Performance Characteristics of Pompa sentrifugal with Multi-sized Particulate Bottom and Fly Ash Mixtures. *Particulate Science and Technology: An International Journal*, 32(5), pp. 466-476.
- Nayyar. 2019. *Piping Handbook Sixth Edition*. New York: Mc-Graw-Hill.
- Parida dan Kumar. 2006. *Maintenance Performance Measurement (MPM) Issues and Challenge*. Journal of Quality in Maintenance Engineering. Vol 12 no.3.
- Parker, D. B., 1994. *Positive Displacement Pumps - Performance and Application*, Massachusetts: Warren Pumps Incorporated Division of IMO Industries.
- Puspawan, Angky. 2013, *Jurnal Ilmiah Bidang Sains*. Bengkulu: Teknosia – Universitas Bengkulu.
- PT. Freeport Indonesia, *Warisan Kami Latar Belakang Sejarah PTFI*, diakses dari (<https://ptfi.co.id/id/our-heritage#&slider1=2>)
- PT. Freeport Indonesia, *UG Mine Geology & Hydrology Dept. PTFI*, 2012
- PT. Freeport Indonesia, *Concentrating Engineering Dept. PTFI*, 2016
- R. Hariyono, Fajar. I Made Arya Djoni. 2013. *Perancangan Pompa Slurry Sentrifugal pada Unit Cement Mixer yang Mendukung Operasi Kerja*

- Ulang Sumur dengan Kapasitas 3,5 BPM dan Head 30 Feet.* Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Rizal, Yose. 2014. *Analisa Kegagalan Fatik Pada Plunger Pompa Torak Reciprocating 5h3s.* Pasir Pengairan: Universitas Pasir Pengairan.
- Mahendra, Setya. 2016. *Perancangan Pompa Sentrifugal Dengan Fluida Kerja Crude Oil Pada Central Processing Platform 2 Pt. Pertamina Hulu Energi West Madura Offshore.* Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- Ubaedilah. 2016. *Analisa Kebutuhan Jenis Dan Spesifikasi Pompa Untuk Suplai Air Bersih Di Gedung Kantin Berlantai 3 Pt Astra Daihatsu Motor.* Jakarta: Universitas Mercu Buana.

LAMPIRAN

LAMPIRAN A. Tabel perhitungan biaya perawatan *preventive*

Tabel 1. Perhitungan biaya perawatan *preventive* penggantian alat pompa sentrifugal

No	Peralatan	Harga (TCM)	Frekuensi Pergantian	Frekuensi Pergantian dalam 10 Tahun (n)	Rumus	Total Harga alat Dalam 10 Tahun (TMC)
1	Impeller	\$8,275.00	6 Bulan	20	TMC = TCM x n	\$165,500.00
2	Bearing	\$8,530.00	4 Bulan	30		\$255,900.00
3	Shaft	\$1,667.00	2 Tahun	5		\$8,335.00
4	Casing	\$16,000.00	3 Tahun	3		\$48,000.00
5	Packing	\$1,828.00	1 Tahun	10		\$18,280.00
6	Komponen Kecil	\$146.00	3 Bulan	40		\$5,840.00
Total Pengeluaran						\$501,855.00

Tabel 2. Perhitungan biaya perawatan *preventive* penggantian alat pompa torak 2 silinder

No	Peralatan	Harga (TCM)	Frekuensi Pergantian	Frekuensi Pergantian dalam 10 Tahun (n)	Rumus	Total Harga alat Dalam 10 Tahun (TMC)
1	Piston x 2 Silinder	\$34,000.00	4 Tahun	2	TMC = TCM x n	\$68,000.00
2	Batang Piston x 2 Silinder	\$6,000.00	2 Tahun	5		\$30,000.00
3	Packing x 2 Silinder	\$8,420.00	1 Tahun	10		\$84,200.00
4	Silinder x 2 Silinder	\$43,200.00	3 Tahun	3		\$129,600.00
5	Seal/Ring Karet x 2 Silinder	\$1,980.00	3 Bulan	40		\$79,200.00
6	Komponen Kecil	\$95.00	3 Bulan	40		\$3,800.00
Total Pengeluaran						\$394,800.00

Tabel 2. Perhitungan biaya perawatan *preventive* penggantian alat pompa torak 3 silinder

No	Peralatan	Harga	Frekuensi Pergantian	Frekuensi Pergantian dalam 10 Tahun	Rumus	Total Harga alat Dalam 10 Tahun
1	Piston x 3 Silinder	\$27,000.00	4 Tahun	2	TMC = TCM x n	\$54,000.00
2	Batang Piston x 3 Silinder	\$4,600.00	2 Tahun	5		\$23,000.00
3	Packing x 3 Silinder	\$6,920.00	1 Tahun	10		\$69,200.00
4	Silinder x 3 Silinder	\$38,200.00	3 Tahun	3		\$114,600.00
5	Seal/Ring Karet x 3 Silinder	\$1,760.00	3 Bulan	40		\$70,400.00
6	Komponen Kecil	\$95.00	3 Bulan	40		\$3,800.00
Total Pengeluaran						\$335,000.00

LAMPIRAN B. Spesifikasi Pompa

Tabel 1. Spesifikasi pompa sentrifugal 8x10:32

Type Pompa : GIW LSA 8x10:32	
Series	LSA Expanded
Vane Diameter	806 mm
Frame Size	3F
Free Passage	86 x 109 mm
Voltage	440 volt
Suction Diameter	254 mm
Discharge Diameter	203.2 mm
Seal Type	K, F, M

Tabel 2. Spesifikasi pompa sentrifugal 10x12:32

Type Pompa : GIW LSA 10x12:32	
Series	LSA Expanded
Vane Diameter	806 mm
Frame Size	E18
Free Passage	106 x 165 mm
Voltage	440 volt
Suction Diameter	254 mm
Discharge Diameter	304.8 mm
Seal Type	K, F, M

Tabel 3. Spesifikasi pompa sentrifugal 10x12:36

Type Pompa : GIW LSA 10x12:36	
Series	LSA Expanded
Vane Diameter	914 mm
Frame Size	E 11A
Free Passage	88 x 150 mm
Voltage	440 volt
Suction Diameter	254 mm
Discharge Diameter	304.8 mm
Seal Type	K, F, M

Tabel 4. Spesifikasi pompa torak 2 silinder

Pompa : Geho PD Pump 2 Cylinder	
Cylinder	2
Cylinder Diameter	1190 mm
Stroke Length	1700 mm
Voltage	440 volt
Capacity	2800 - 3000 gpm
Load Speed	180 rpm
Pump Efficiency	98%

Tabel 5. Spesifikasi pompa torak 3 silinder

Pompa : Geho PD Pump 3 Cylinder	
Cylinder	3
Cylinder Diameter	930 mm
Stroke Length	1420 mm
Voltage	440 volt
Capacity	2800 - 3000 gpm
Load Speed	240 rpm
Pump Efficiency	98%

LAMPIRAN C. Harga Komponen Pompa

Gambar 1. Pompa Sentrifugal



GIW Industries, Inc.
5000 Wrightsboro Road
Grovetown, Georgia 30813-2842, USA
Telephone +1-706-863-1011
Fax +1-706-863-5637
www.giwindustries.com



A KSB Company . KSB

**ROCK
SOLID
SOLUTIONS™**

CENTRIFUGAL PUMP LSA 8x10 32" MATERIAL TAKE OFF


No.	MATERIAL NUMBER	QTY	UOI	DESCRIPTION	UNIT PRICE	TOTAL PRICE	RESERVATION NUMBER
1	40290068	1	EA	PLATE, SUCTION 10ME/RV32, SUIT MODEL 8 X 10 LSA32/25 EFFLUENT RECYCLE PUMP . CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	3416.49	3416.49	7324781
2	40286348	1	EA	CARTRIDGE, BEARING . CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	8530.9	8530.9	7324781
3	40339153	1	EA	PEDESTAL ASSEMBLY, SUIT EFFLUENT RECYCLE PUMP	16471.01	16471.01	7324781
4	40271089	1	EA	SLEEVE, SHAFT . CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	478.65	478.65	7324781
5	40271088	1	EA	GASKET SNAP RING, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	195.67	195.67	7324781
6	40271086	1	EA	SHELL, GASITE 28G HIGH CHROME ALLOY, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	15098.56	15098.56	7324781
7	40292968	2	EA	IMPELLER, PUMP GASITE 28G HIGH CHROME ALLOY SUIT GIW PUMP MODEL 8X10 LSA32/25 WEIGHT 333 KG/UNIT	8275.27	16550.54	7324781
8	40271084	1	EA	STUFFING BOX 8X10LSA32/25 PUMP . CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	2302.02	2302.02	7324781
9	40339155	1	EA	CASING, STRAP . CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	16009.02	16009.02	7324781
10	40271085	1	EA	LINER, PUMP SUCTION, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	3382.39	3382.39	7324781
11	40286349	2	EA	SHAFT, PUMP 3-15/16" MODEL 6X8 LSA25 . CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	1667.07	3334.14	7324781
12	40339155	3	EA	STRAP, RETAINING BEARING HOUSING, 3-15/16" SUIT EFFLUENT RECYCLE PUMP . CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	62.11	186.33	7324781
13	40286527	1	EA	SCREW AND NUT ASSEMBLY, ADJUSTING S/NO. 5012-6105	489.18	489.18	7324781
14	40286527	1	EA	SCREW AND NUT ASSEMBLYS/NO. 5012-6105	489.18	489.18	7324781
15	40339158	1	EA	FASTENER KIT SUIT EFFLUENT RECYCLE PUMP . CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	626.53	626.53	7324781
GRAND TOTAL					\$	87,560.61	

Gambar 2. Pompa Torak 2 Silinder

 PD Slurry Pumps		Excellent Minerals Solutions 			
342-223-349 PD PISTON PUMP PART PRICE LIST					
NO	DESCRIPTION	QUANTITY	UOI	PRICE/UNIT	TOTAL PRICE
1	SUCTION VALVE;31245268, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	1	EA	112.32	112.32
2	DISCHARGE VALVE;31254689, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	1	EA	112.32	112.32
3	CYLINDER;31214268, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	2	EA	21611.05	43222.1
4	PISTON;31246852, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	2	EA	16957.32	33914.64
5	CRANK;31256978, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	1	EA	195.67	195.67
6	PISTON ROD;31222546, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	2	EA	3041	6082
7	CONNECTING ROD;31264458, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	1	EA	2453.89	2453.89
8	STRAINER;31245264, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	1	EA	978.08	978.08
9	AIR VESSEL;3125698, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	1	EA	1667.87	1667.87
10	CYLINDER LINER;31264258, HIGH CHROME ALLOY, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	2	EA	7058.76	14117.52
11	SEAL;31212635, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	2	EA	994.64	1989.28
12	SHAFT;31232632, HIGH CHROME ALLOY, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	1	EA	3746.03	3746.03
13	PACKING;31312465, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	2	EA	4215.25	8430.5
				TOTAL	\$ 117,022.22

0000.000 / 10.11 / Subject to technical modifications.

Gambar 3. Pompa Torak 3 Silinder

 PD Slurry Pumps		Excellent Minerals Solutions 			
438-846-31 PD PISTON PUMP PART PRICE LIST					
NO	DESCRIPTION	QUANTITY	UOI	PRICE/UNIT	TOTAL PRICE
1	STRAINER;30335468, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	1	EA	978.08	978.08
2	AIR VESSEL;30326795, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	1	EA	1667.87	1667.87
3	CYLINDER LINER;30312648, HIGH STEEL, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	3	EA	5112.21	15336.63
4	SEAL;30316489, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	3	EA	586.32	1788.96
5	SHAFT;30323156, HIGH CHROME ALLOY, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	3	EA	1232.23	3696.69
6	PACKING;3032645, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	2	EA	3460.06	6920.12
7	SUCTION VALVE;30364568, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	1	EA	93.23	93.23
8	DISCHARGE VALV;30351268, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	1	EA	93.23	93.23
9	CYLINDER;30348695, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	3	EA	12733.31	38199.93
10	PISTON;30346258, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	3	EA	9238.34	27715.02
11	CRANK;30345876, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	1	EA	167.32	167.32
12	PISTON ROD;30316894, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	3	EA	1534.09	4602.27
13	CONNECTING ROD;30342658, CATEGORIZED RESTRICTED (NPIK)	3	EA	872.34	2617.02
TOTAL				\$	108,846.87

0000.000 / 10.11 / Subject to technical modifications.

LAMPIRAN D. Koefisien Gesek Pipa



CONCENTRATING DIVISION

CONCENTRATING TECHNICAL SERVICES DEPT. - ENGINEERING



Fitting	Suction	Disch. 1	Disch. 2	Total	Coef. Total
Elbow 90	0	1	9	10	4.2
Elbow 45	0	3	2	5	1.1
Valve	1	0	0	1	0.11
Check Valve	0	0	0	0	0
Reducer	1	1	0	2	1.4
Tee	0	1	0	1	0.9
Inlet	0	0	0	0	0

Jenis pipa	C
Old Seamless Steel	80 - 100 100
New Seamless Steel	120 - 130 130

Koef. Gesek Inlet

I	0.5
II	0.25
III	0.06 r kecil 0.005 r besar
IV	0.56
v	3 Ø tajam

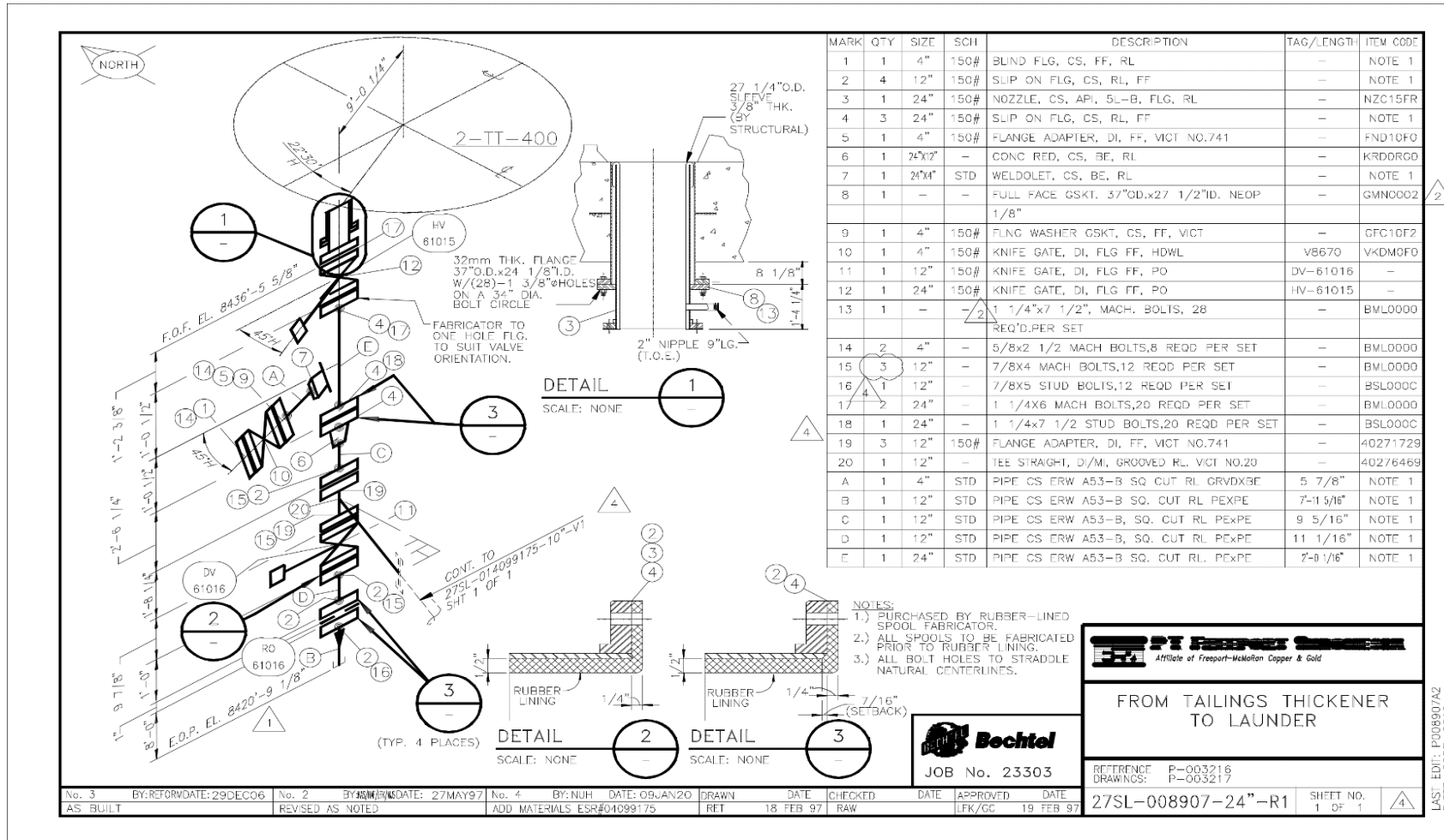
Koef. Gesek Reducer

Ø	D2/D1 = 1.5	D2/D1 = 3
20	0.4	0.4
30	0.7	0.6
40	0.9	0.8
50	1.1	0.95
60	1.2	1.1

Fitting	1/2"	3/4"	1	1-1/4"	1-1/2"	2"	2-1/2" to 3"	4"	4(L)	6"	6(L)	8" to 10"	8(L)	10(L)	12" to 18"	12(L)	14(L)	16(L)	18" to 24"	18(L)	20(L)	24(L)
Gate Valves	0.22	0.2	0.18	0.18	0.15	0.15	0.14	0.12	2.68	0.12	4.04	0.11	5.32	6.68	0.1	7.96	8.75	10	0.1	16.9	12.5	15.1
Globe Valves	9.2	8.5	7.8	7.5	7.1	6.5	6.1	5.8	114	5.1	172	4.8	226	284	4.4	338	372	425	4.1	478	533	641
Angle Valves	4.05	3.75	3.45	3.3	3.15	2.85	2.7	2.55	50.3	2.25	75.3	2.1	99.8	125	1.95	149	164	188	1.8	210	235	283
Ball Valves	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05				0.04			0.04							
Elbow - 90	0.81	0.75	0.69	0.66	0.63	0.57	0.54	0.51	10.1	0.45	15.2	0.42	20	25.1	0.39	29.8	32.8	37.5	0.36	42.2	47	56.6
Elbow - 45	0.43	0.4	0.37	0.35	0.34	0.3	0.29	0.27	5.37	0.24	8.09	0.22	10.6	13.4	0.21	15.9	17.5	20	0.19	22.5	25.1	30.2
Elbow - 90 lr	0.43	0.4	0.37	0.35	0.34	0.3	0.29	0.27	5.37	0.24	8.09	0.22	10.6	13.4	0.21	15.9	17.5	20	0.19	22.5	25.1	30.2
Tee / Fic	0.54	0.5	0.46	0.44	0.42	0.38	0.36	0.34	6.71	0.3	10.1	0.28	13.3	16.7	0.26	19.9	21.8	25	0.24	28.1	31.4	37.7
Tee / branch	1.62	1.5	1.38	1.32	1.26	1.14	1.08	1.02	20.1	0.9	30.3	0.84	39.9	50.1	0.78	59.7	65.6	75	0.72	84.4	94.1	113
Bends r/d 1	0.54	0.5	0.46	0.44	0.42	0.38	0.36	0.34		0.3		0.28										0.26
Bends r/d 2	0.32	0.3	0.28	0.26	0.25	0.23	0.22	0.2		0.18		0.17										0.16
Bends r/d 3	0.32	0.3	0.28	0.26	0.25	0.23	0.22	0.2		0.18		0.17										0.16
Bends r/d 4	0.38	0.35	0.32	0.31	0.29	0.27	0.25	0.24		0.21		0.2										0.18
Bends r/d 6	0.46	0.43	0.39	0.37	0.36	0.32	0.31	0.29		0.26		0.24										0.22
Bends r/d 8	0.65	0.6	0.55	0.53	0.5	0.46	0.43	0.41		0.36		0.34										0.31
Bends r/d 10	0.81	0.75	0.69	0.66	0.63	0.57	0.54	0.51		0.45		0.42										0.39
Bends r/d 12	0.92	0.85	0.78	0.75	0.71	0.65	0.61	0.58		0.51		0.48										0.44
Bends r/d 14	1.03	0.95	0.87	0.84	0.8	0.72	0.68	0.65		0.57		0.53										0.49
Bends r/d 16	1.13	1.05	0.97	0.92	0.88	0.8	0.76	0.71		0.63		0.59										0.55
Bends r/d 18	1.24	1.15	1.06	1.01	0.97	0.87	0.83	0.78		0.69		0.64										0.6
Bends r/d 20	1.35	1.25	1.15	1.1	1.05	0.95	0.9	0.85		0.75		0.7										0.65
Check Valve																						
Swing	2.7	2.5	2.3	2.2	2.1	1.9	1.8	1.7	33.6	1.5	50.5	1.4	33.3	41.8	1.3	49.7	54.7	62.5	1.2	70.3	78.4	94.3
Tilt						2.3	2.2	2		1.8		1.7			1.2							0.72
Foot Valve																						
Hinged	2	1.9	1.7	1.7	1.7	1.4	1.4	1.3		1.1		1.1			1							0.9
Poppet	11.3	10.5	9.7	9.3	8.8	8	7.6	7.1		6.3		5.9			5.5							5

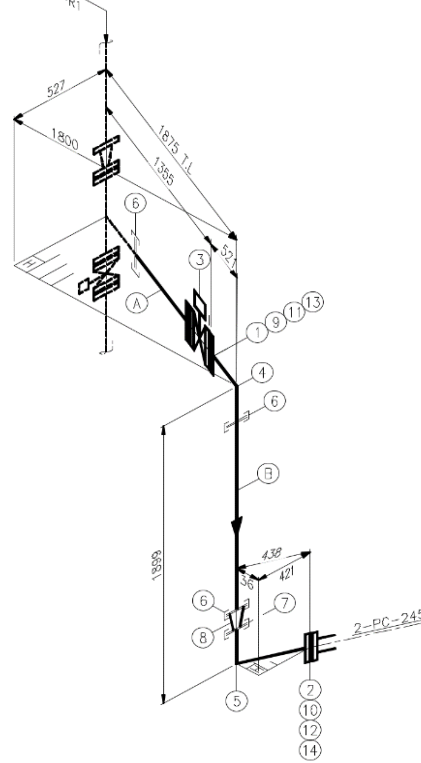
Scanned by TapScanner

LAMPIRAN E. Desain Instalasi Peripaan





CONT. FROM
27SL-008907-24-R1
SHT 1 OF 1



NOTES :
1. BOLT HOLES TO STRADDLE NATURAL CENTERLINES
2. ALL DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS U.N.O.

REF. DRAWINGS :
1. P003202-B MILLSITE - TAILINGS SYSTEM 400# TAILINGS THICKENER AREA
2-TT-400 PIPING PLAN
2. P003216-B MILLSITE - TAILINGS SYSTEM 2-TT-400 FINAL TAILS
PIPING PLAN

MARK	QTY	SIZE	SCH	DESCRIPTION	TAG/LENGTH	SAP/ITEM CODE
1	1	12"	150#	FLANGE ADAPTER, DI, FF, VICT NO.741		40271729
2	1	10"	150#	FLANGE ADAPTER, DI, FF, VICT NO.741		40187022
3	1	12"	-	KNIFE GATE, DI, FLG FF, PO		40325343
4	1	12"	-	ELBOW 90 DEG, 1-1/2", VICT NO.110		40300369
5	1	10"	-	ELBOW 90 DEG, 1-1/2", VICT NO.110		40391690
6	3	12"	-	CPLG, DI, LRG DIA GRVD PIPE VICT #77		40272130
7	1	10"	-	CPLG, DI, LRG DIA GRVD PIPE VICT #77		40364265
8	1	12"x10"	-	REDUCER CON, VICT NO.51		40286504
9	12	12"	-	7/8x6" HEX HEAD BOLTS,UNC, GR8, PHOSPHATE		40187022
10	12	10"	-	7/8x5" HEX HEAD BOLTS,UNC, GR8, PHOSPHATE		40187022
11	12	12"	-	NUT HEX, 7/8 NC, GR8		40001762
12	12	10"	-	NUT HEX, 7/8 NC, GR8		40001762
13	24	12"	-	WASHER, FLAT		40001758
14	24	10"	-	WASHER, FLAT		40001758
A	1	12"	STD	PIPE CS ERW A53-B SQ. CUT RL GRVDXPE	843	40327689
B	1	12"	STD	PIPE CS ERW A53-B SQ. CUT RL GRVDXPE	762	40325910

ISSUED FOR APPROVAL

**MILLSITE
TAILINGS SYSTEM
400# TAILINGS THICKENER AREA
2-TT-400 ISOMETRIC
SHT 1 OF 1**

DATE: 06/10/19	DESIGNED: NTS	DRAWN: NTS	CHECKED: NTS
FILE NAME: P014099175001A	APPROVED BY: NTS	DESIGNED BY: NTS	DATE: 06/10/19
EST BY: NTS	SCALE: NTS	No. 27SL-014099175-10-R1	



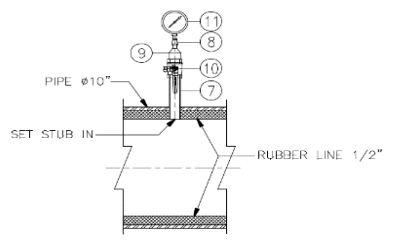
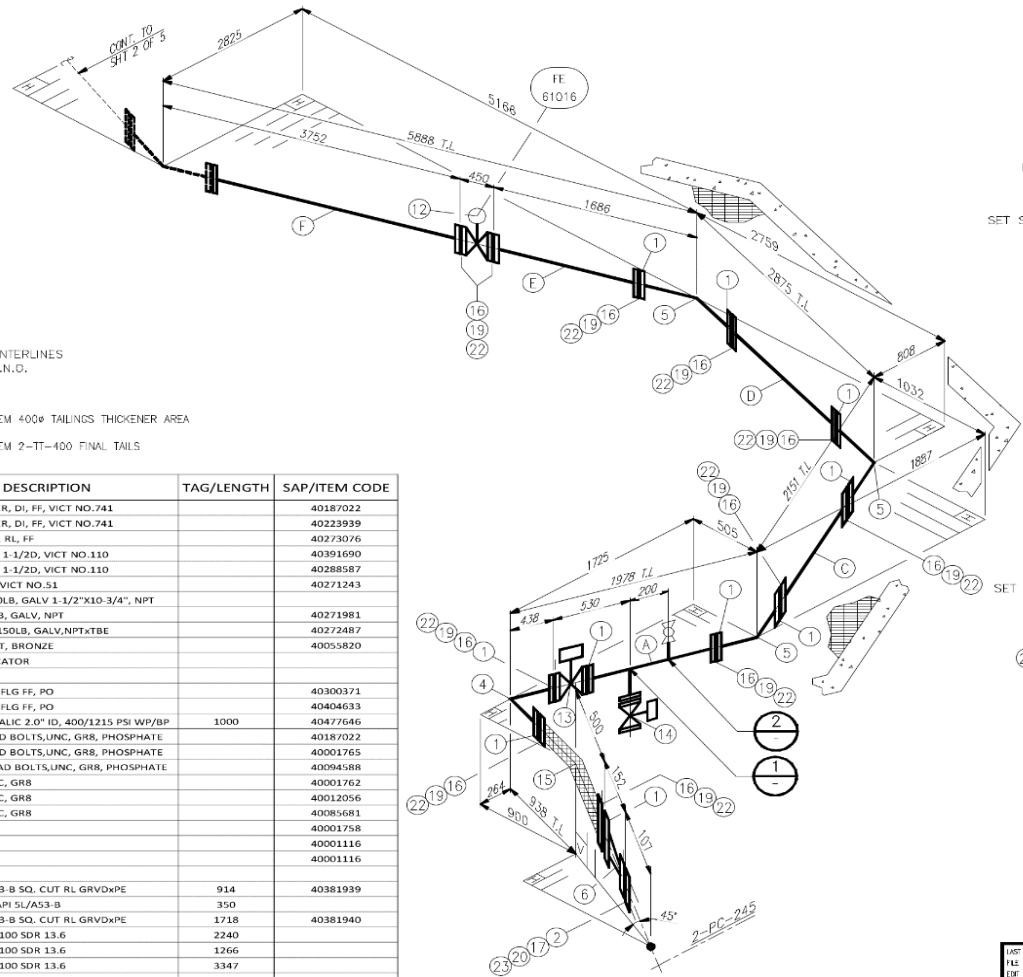
NOTES :

1. BOLT HOLES TO STRADDLE NATURAL CENTERLINES
2. ALL DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS U.N.O.

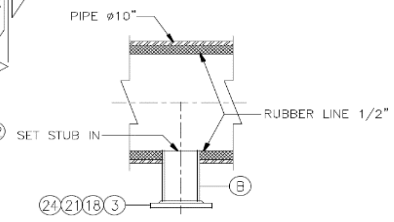
REF. DRAWINGS :

1. P003202-B MILLSITE - TAILINGS SYSTEM 400# TAILINGS THICKENER AREA 2-TT-400 PIPING PLAN
2. P003216-B MILLSITE - TAILINGS SYSTEM 2-TT-400 FINAL TAILS PIPING PLAN

MARK	QTY	SIZE	SCH	DESCRIPTION	TAG/LENGTH	SAP/ITEM CODE
1	10	10"	150#	FLANGE ADAPTER, DI, FF, VICT NO.741		40187022
2	1	8"	150#	FLANGE ADAPTER, DI, FF, VICT NO.741		40223939
3	1	4"	150#	SLIP ON FLG, CS, RL, FF		40273076
4	1	10"	-	ELBOW 90 DEG, 1-1/2D, VICT NO.110		40391690
5	3	10"	-	ELBOW 45 DEG, 1-1/2D, VICT NO.110		40288587
6	1	10"x8"	-	REDUCER CON, VICT NO.51		40271243
7	1	2"	-	PIPE NIPPLE, 150LB, GALV 1-1/2"x10-3/4", NPT		
8	1	1/2"x1/4"	-	REDUCER, 150LB, GALV, NPT		40271981
9	1	2"x1/2"	-	SWAGE NIPPLE, 150LB, GALV, NPTxTBE		40272487
10	1	2"	150#	VALVE BALL, NPT, BRONZE		40055820
11	1	1/4"	-	PRESSURE INDICATOR		
12	1	10"	-	FLOWMETER		
13	1	10"	150#	KNIFE GATE, DI, FLG FF, PO		40300371
14	1	4"	150#	KNIFE GATE, DI, FLG FF, PO		40404633
15	1	10"	-	HOSE, NONMETALIC 2.0" ID, 400/1215 PSI WP/BP	1000	40477646
16	144	10"	-	7/8x5" HEX HEAD BOLTS,UNC, GR8, PHOSPHATE		40187022
17	8	8"	-	3/4x4" HEX HEAD BOLTS,UNC, GR8, PHOSPHATE		40001765
18	8	4"	-	5/8x4" HEX HEAD BOLTS,UNC, GR8, PHOSPHATE		40094588
19	144	10"	-	NUT HEX, 7/8 NC, GR8		40001762
20	8	8"	-	NUT HEX, 3/4 NC, GR8		40012056
21	8	4"	-	NUT HEX, 5/8 NC, GR8		40085681
22	288	10"	-	WASHER, FLAT		40001758
23	16	8"	-	WASHER, FLAT		40001116
24	16	4"	-	WASHER, FLAT		40001116
A	1	10"	STD	PIPE CS ERW A53-B SQ. CUT RL GRVxPE	914	40381939
B	1	4"	STD	PIPE, ERW, CS, API 5L/A53-B	350	
C	1	4"	STD	PIPE CS ERW A53-B SQ. CUT RL GRVxPE	1718	40381940
D	1	10"	STD	PIPE, HDPE, PE 100 SDR 13.6	2240	
E	1	10"	STD	PIPE, HDPE, PE 100 SDR 13.6	1266	
F	1	10"	STD	PIPE, HDPE, PE 100 SDR 13.6	3347	



DETAIL 2
SCALE: NONE



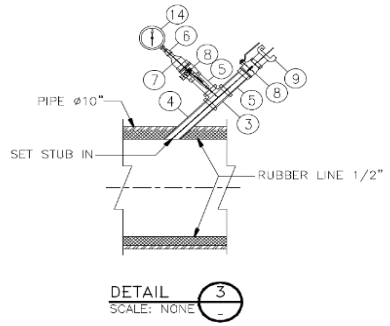
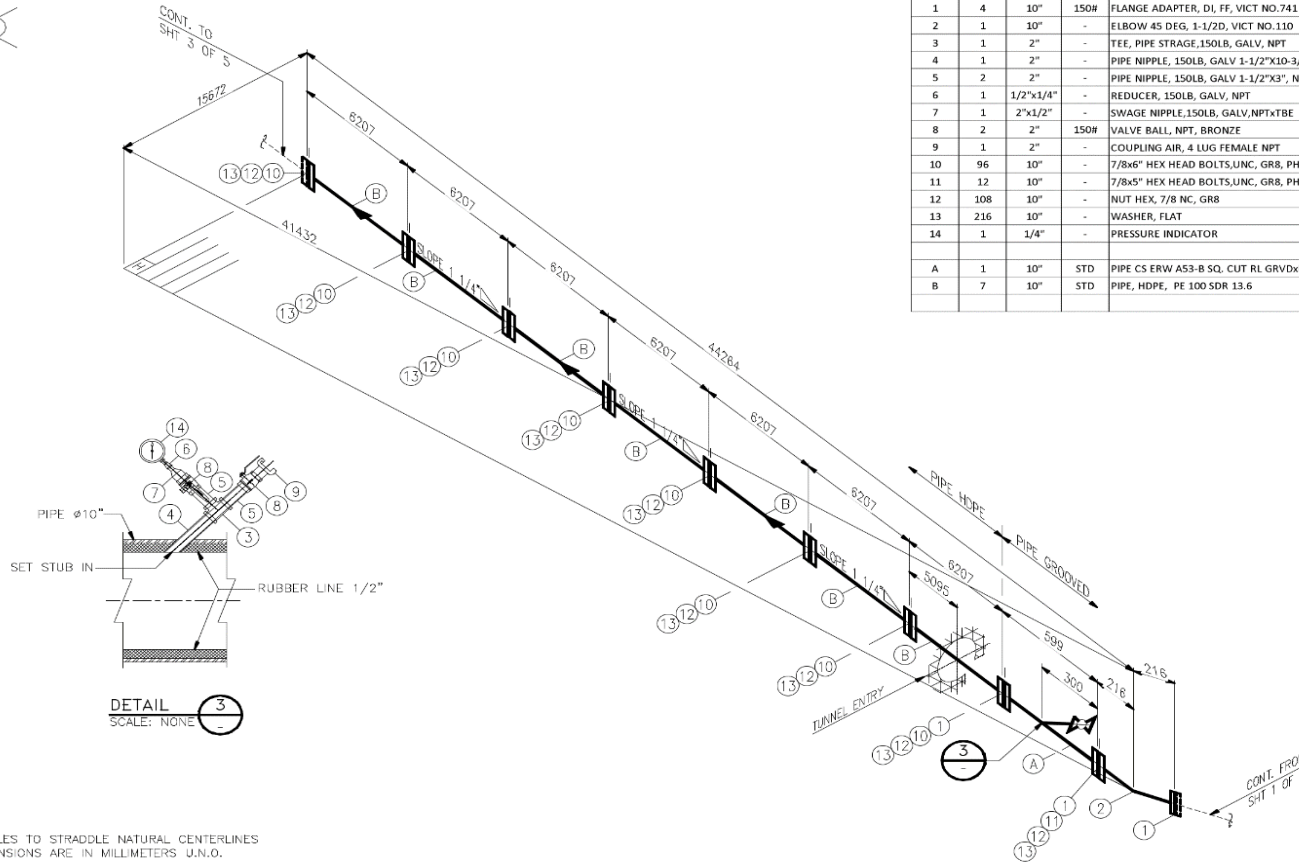
DETAIL 1
SCALE: NONE

ISSUED FOR APPROVAL

MILLSITE
TAILING SYSTEM
400# TAILINGS THICKENER AREA
2-TT-400 ISOMETRIC
SHT 1 OF 5

LAST DATE : 08/10/19	CHECKED BY: HES	DATE: 08/10/19	DRAWN: HES	DATE: 08/10/19
FILE NAME : P021099175001A	APPROVED BY: [Signature]	DATE: 08/10/19	DESIGNED: HES	DATE: 08/10/19
DATE OF : N/A	SCALE: N/S	NO: 27SL-024059175-10-H1	[Warning Triangle]	

CONCENTRATING ENGINEERING



DETAIL 3
SCALE: NONE

NOTES :

1. BOLT HOLES TO STRADDLE NATURAL CENTERLINES
2. ALL DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS U.N.O.

REF. DRAWINGS :

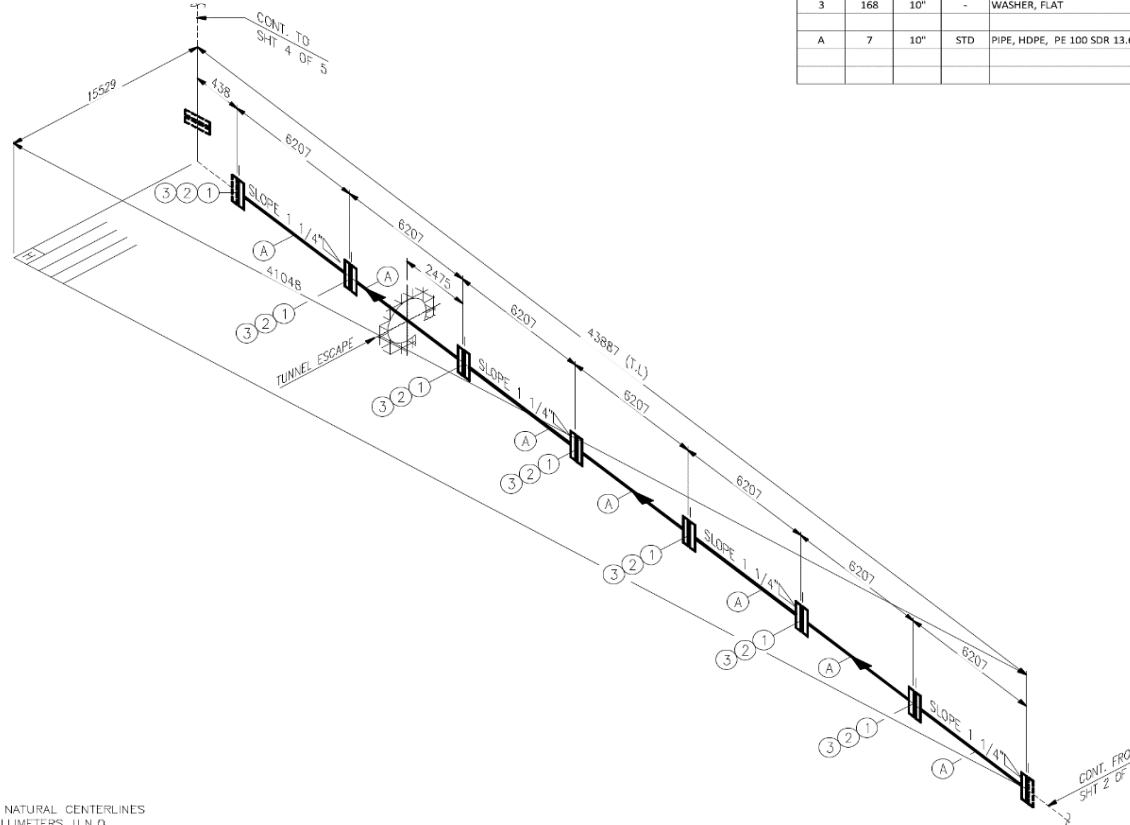
1. P003202-B MILLSITE - TAILINGS SYSTEM 400# TAILINGS THICKENER AREA 2-TT-400 PIPING PLAN
2. P003216-B MILLSITE - TAILINGS SYSTEM 2-TT-400 FINAL TAILS PIPING PLAN

MARK	QTY	SIZE	SCH	DESCRIPTION	TAG/LENGTH	SAP/ITEM CODE
1	4	10"	150#	FLANGE ADAPTER, DI, FF, VICT NO.741		40187022
2	1	10"	-	ELBOW 45 DEG, 1-1/2D, VICT NO.110		40288587
3	1	2"	-	TEE, PIPE STRAGE,150LB, GALV, NPT		40288587
4	1	2"	-	PIPE NIPPLE, 150LB, GALV 1-1/2"x10-3/4", NPT		
5	2	2"	-	PIPE NIPPLE, 150LB, GALV 1-1/2"x3", NPT		40271981
6	1	1/2"x1/4"	-	REDUCER, 150LB, GALV, NPT		40271981
7	1	2"x1/2"	-	SWAGE NIPPLE,150LB, GALV,NPTxBE		40272487
8	2	2"	150#	VALVE BALL, NPT, BRONZE		40055820
9	1	2"	-	COUPLING AIR, 4 LUG FEMALE NPT		40023649
10	96	10"	-	7/8x6" HEX HEAD BOLTS,UNC, GR8, PHOSPHATE		40187022
11	12	10"	-	7/8x5" HEX HEAD BOLTS,UNC, GR8, PHOSPHATE		40187022
12	108	10"	-	NUT HEX, 7/8 NC, GR8		40001762
13	216	10"	-	WASHER, FLAT		40001758
14	1	1/4"	-	PRESSURE INDICATOR		
A	1	10"	STD	PIPE CS ERW A53-B SQ. CUT RL GRVDxPE	599	40271308
B	7	10"	STD	PIPE, HDPE, PE 100 SDR 13.6	6000	

ISSUED FOR APPROVAL

MILLSITE
TAILING SYSTEM
400# TAILINGS THICKENER AREA
2-TT-400 ISOMETRIC
SHT 2 OF 5

LAST EDIT : 08/10/19	DESIGNED : 08/20/19	DRAWN : 08/20/19	CHECKED : 08/20/19
FILE NAME : P003216-01	APPROVED BY : 08/20/19	DESIGNED BY : 08/20/19	
EST BY : NCH	SCALE : No.	NTS	
Consulting Engineering	775L-074089175-10-H1		



MARK	QTY	SIZE	SCH	DESCRIPTION	TAG/LENGTH	SAP/ITEM CODE
1	84	10"	-	7/8x6" HEX HEAD BOLTS,UNC, GR8, PHOSPHATE		40187022
2	84	10"	-	NUT HEX, 7/8 NC, GR8		40001762
3	168	10"	-	WASHER, FLAT		40001758
A	7	10"	STD	PIPE, HDPE, PE 100 SDR 13.6	6000	

NOTES :

1. BOLT HOLES TO STRADDLE NATURAL CENTERLINES
2. ALL DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS U.N.O.

REF. DRAWINGS :

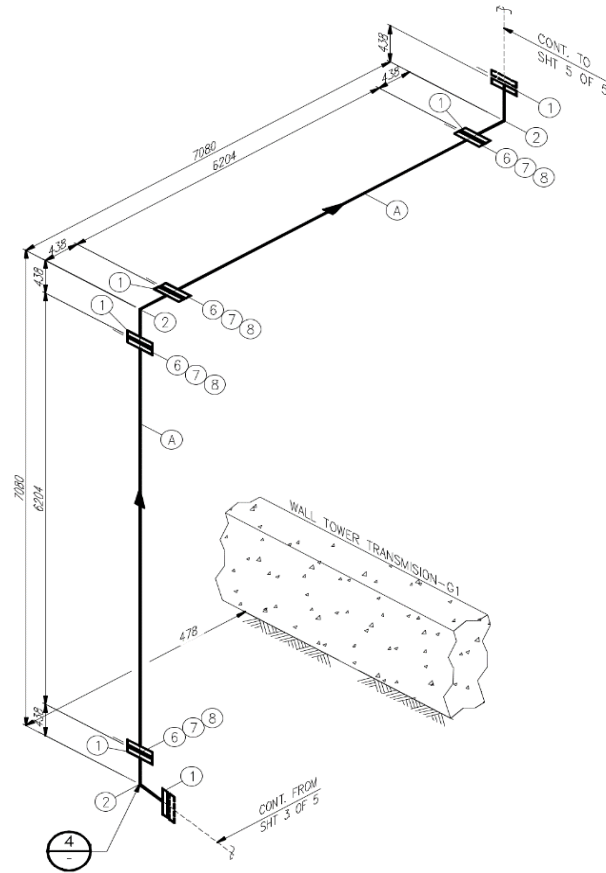
1. P003202-B MILLSITE - TAILINGS SYSTEM 400# TAILINGS THICKENER AREA 2-TT-400 PIPING PLAN
2. P003216-B MILLSITE - TAILINGS SYSTEM 2-TT-400 FINAL TAILS PIPING PLAN

ISSUED FOR APPROVAL

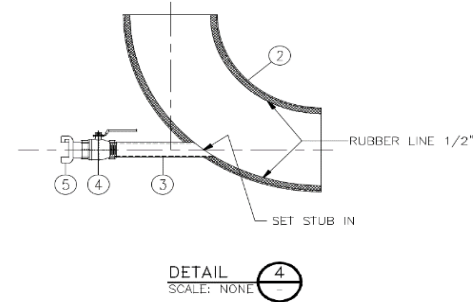
PROFESSIONAL ENGINEER
 Office of Professional Control & Regulation
 MILLSITE
 TAILING SYSTEM
 400# TAILINGS THICKENER AREA
 2-TT-400 ISOMETRIC
 SHIT 3 OF 5

LAST TIME : 09/10/19
 FILE NAME : P00400175000A
 LIST BY : NTH
 Engineering

CHECKED BY: NTH
 APPROVED BY: NTH
 SEAL: NTH
 No. 27SL-024089175-10-HI



MARK	QTY	SIZE	SCH	DESCRIPTION	TAG/LENGTH	SAP/ITEM CODE
1	6	10"	150#	FLANGE ADAPTER, DI, FF, VICT NO.741		40223940
2	3	10"	-	ELBOW 90 DEG, 1-1/2D, VICT NO.110		40391690
3	2	1-1/2"	-	PIPE NIPPLE, 150LB, GALV 1-1/2"X10-3/4", NPT		
4	1	2"	150#	VALVE BALL, NPT, BRONZE		40055820
5	1	2"	-	COUPLING AIR, 4 LUG FEMALE NPT		40023649
6	48	10"	-	7/8x6" HEX HEAD BOLTS,UNC, GR8, PHOSPHATE		40187022
7	48	10"	-	NUT HEX, 7/8 NC, GR8		40001762
8	96	10"	-	WASHER, FLAT		40001758
A	2	10"	STD	PIPE, HDPE, PE 100 SDR 13.6	6000	



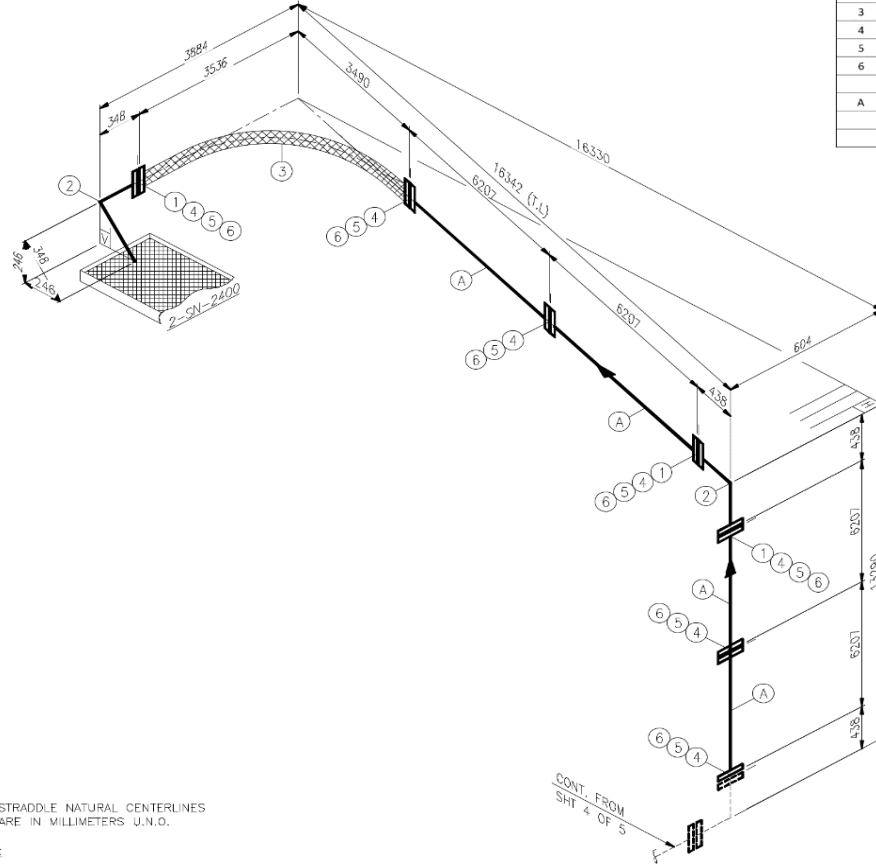
NOTES :
 1. BOLT HOLES TO STRADDLE NATURAL CENTERLINES
 2. ALL DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS U.N.O.

REF. DRAWINGS :
 1. P003202-B MILLSITE - TAILINGS SYSTEM 400# TAILINGS THICKENER AREA 2-TT-400 PIPING PLAN
 2. P003216-B MILLSITE - TAILINGS SYSTEM 2-TT-400 FINAL TALS PIPING PLAN

ISSUED FOR APPROVAL
CONCENTRICITY ENGINEERING
 Office of Process-Intensive Support & Care
 MILLSITE
 TAILING SYSTEM
 400# TAILINGS THICKENER AREA
 2-TT-400 ISOMETRIC
 SHT 4 OF 5

LAST EDIT : 09/10/19
 FILE NAME : H2210091.DWG
 DWF BY : H21
 Concentricity Engineering

DRAWN BY : JLS/MSD
 CHECKED BY : JLS/MSD
 APPROVED BY : JLS/MSD
 DATE : 09/08/19
 SCALE : NTS
 No. : 775L-024099175-10-M1



MARK	QTY	SIZE	SCH	DESCRIPTION	TAG/LENGTH	SAP/ITEM CODE
1	3	10"	150#	FLANGE ADAPTER, DI, FF, VICT NO.741		40223940
2	2	10"	-	ELBOW 90 DEG, 1-1/2D, VICT NO.110		40391690
3	1	10"	-	HOSE, NONMETALIC 2.0" ID, 400/1215 PSI WP/BP	6000	40273977
4	84	10"	-	7/8x6" HEX HEAD BOLTS,UNC, GR8, PHOSPHATE		40187022
5	84	10"	-	NUT HEX, 7/8 NC, GR8		40001762
6	168	10"	-	WASHER, FLAT		40001758
A	4	10"	STD	PIPE, HDPE, PE 100 SDR 13.6	6000	

NOTES :

1. BOLT HOLES TO STRADDLE NATURAL CENTERLINES
2. ALL DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS U.N.D.

REF. DRAWINGS :

1. P003202-B MILLSITE - TAILINGS SYSTEM 400# TAILINGS THICKENER AREA 2-TT-400 PIPING PLAN
2. P003216-B MILLSITE - TAILINGS SYSTEM 2-TT-400 FINAL TAILS PIPING PLAN

ISSUED FOR APPROVAL

Process Control
 Office of Process-Related Control & Ops

MILLSITE
 TAILINGS SYSTEM
 400# TAILINGS THICKENER AREA
 2-TT-400 ISOMETRIC
 SHT 5 OF 5

DATE: 06/10/18	CREATED BY: NTS	DESIGNED BY: NTS	DATE: 06/10/18
FILE NAME: P02499915A05A	APPROVED BY: NTS	DESIGNED BY: NTS	DATE: 06/10/18
EST BY: NTS	SCALE: NTS	No. 273L-024089175-10"-H1	

No. 7	BY: DNL	No. 6	BY: DNL	No. 5	BY: DNL	No. 4	BY: DNL	No. 3	BY: DNL	No. 2	BY: DNL	No. 1	BY: DNL
-------	---------	-------	---------	-------	---------	-------	---------	-------	---------	-------	---------	-------	---------

Dokumentasi Instalasi



