



UNIVERSIDAD
DE PIURA

REPOSITORIO INSTITUCIONAL
PIRHUA

DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE UN SISTEMA DE BOMBEO DE RELAVES APLICADO AL REQUERIMIENTO DE UNA OPERACIÓN MINERA

Cristhian Niño-Martínez

Piura, enero de 2019

FACULTAD DE INGENIERÍA

Departamento de Ingeniería Mecánico-Eléctrica

Niño, C. (2019). *Dimensionamiento y selección de un sistema de bombeo de relaves aplicado al requerimiento de una operación minera* (Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico-Eléctrico). Universidad de Piura. Facultad de Ingeniería. Programa Académico de Ingeniería Mecánico-Eléctrica. Piura, Perú.



Esta obra está bajo una licencia

[Creative Commons Atribución-NoComercial-SinDerivar 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/)

[Repositorio institucional PIRHUA – Universidad de Piura](#)

UNIVERSIDAD DE PIURA

FACULTAD DE INGENIERÍA

PROGRAMA ACADÉMICO INGENIERÍA MECÁNICO-ELÉCTRICA



Dimensionamiento y selección de un sistema de bombeo de relaves aplicado al requerimiento de una operación minera

**Tesis para optar el Título de
Ingeniero Mecánico Eléctrico**

Cristhian Andree Niño Martínez

Asesor: Dr. Ing. Mario Daniel Marcelo Aldana

Piura, enero 2019

Esta tesis va dedicada a Dios y a la Virgen,
A mi madre que gracias a su esfuerzo he podido avanzar en mi vida,
A mi padre que desde el cielo me guía y me muestra el camino a seguir,
A mi hermano que siempre ha estado en los momentos necesarios en mi vida,
A Cecy y Álvaro que complementan mi familia
Y a mis amigos de toda la vida

Prólogo

En el Perú la contribución del sector minero se ve reflejada, directamente, en la economía del país. El año 2017, la minería aportó el 10% del Producto Bruto Interno (PBI) y representó el 62% del total de las exportaciones.

El transporte de mineral es un proceso minero que se puede realizar a través de fajas transportadoras, camiones, transporte hidráulico, entre otras formas. Una de las tecnologías más desarrolladas y con mayor presencia es el transporte hidráulico a través de tuberías y que utiliza bombas centrífugas. Esto debido a que uno de los resultados de los procesos mineros son los relaves o desechos constituidos por rocas molidas, productos químicos y agua, que necesitan ser colocados en las pozas dentro de las minas destinadas para su almacenamiento y donde se procede a recuperar el agua para reutilizarla. Para este proceso de transporte de relaves se utiliza las bombas de pulpa, la cuales son bombas centrífugas que pueden transportar mezclas de agua con gran porcentaje de sólidos. El fin de esta tecnología es que se puedan transportar fluidos con mayor concentración de sólidos.

El presente trabajo busca ser una guía para el dimensionamiento y selección de un sistema de bombeo de pulpa, el cual está conformado por una bomba, un motor, un reductor de velocidad, acoplamientos y una placa base.

Deseo expresar un especial agradecimiento al Dr. Ing. Mario Daniel Marcelo Aldana por su apoyo en este trabajo y al equipo de KSB PERU S.A. por las facilidades brindadas para la realización de esta tesis.

Resumen

El presente trabajo dimensiona y selecciona un sistema de bombeo utilizando la gama de productos del fabricante GIW, empresa perteneciente al grupo KSB AG. Los pasos para la selección y dimensionamiento de las bombas de pulpa siguen los lineamientos expresados en el estándar ANSI/HI 12.1-12.6-2005 *American National Standard for Rotodynamic (Centrifugal) Slurry Pumps*.

Uno de los objetivos de la tesis es ser una guía para la selección de bombas de pulpa con comportamiento newtoniano, para lo cual se ha desarrollado una metodología de cálculo de manera directa a través de cálculos manuales y se validan los resultados con el uso del software de selección de bombas de pulpa desarrollado por GIW.

Las condiciones de operación fueron tomadas de un requerimiento real de una operación minera activa en el Perú, y se determina desde el punto de vista técnico y económico que las bombas de pulpa metálicas del modelo LSA son las más adecuadas para dichas condiciones de operación.

Tabla de contenido

Introducción	1
Capítulo 1 Bombas hidráulicas	3
1.1. Introducción	3
1.2. Definición.....	3
1.3. Clasificación.....	3
1.3.1. Bombas rotodinámicas o centrífugas	3
1.3.2. Bombas volumétricas o de desplazamiento positivo.....	4
1.4. Clasificación de bombas centrífugas.....	4
1.5. Principales componentes de las bombas centrífugas	7
1.6. Parámetros fundamentales en los sistemas de bombeo.....	9
1.6.1. Altura estática.....	9
1.6.2. Altura dinámica	9
1.7. Altura manométrica total.....	11
1.8. Curvas características del sistema de bombeo	11
1.8.1. Curvas del sistema.....	11
1.8.2. Curva característica de la bomba.....	12
1.8.3. Curva de potencia consumida por la bomba	13
1.8.4. Curva de rendimiento de la bomba.....	14
1.8.5. Curva de altura de aspiración neta positiva o NPSH (Net Positive Suction Head).....	14
1.8.6. Punto de operación de la bomba.....	15
Capítulo 2 Bombas de pulpa.....	17
2.1. Introducción	17
2.2. Transporte de pulpa a través de bombas centrífugas	17
2.3. Bombas de pulpa.....	17

2.4.	Componentes de las bombas de pulpa	18
2.5.	Clasificación de las bombas de pulpa	21
2.6.	Revestimientos de las bombas de pulpa	22
2.7.	Características básicas de la pulpa.....	23
2.7.1.	Pulpas newtonianas	23
2.7.2.	Pulpas no-newtonianas.....	23
2.7.3.	Pulpas en régimen laminar	24
2.7.4.	Pulpas en régimen turbulento.....	24
2.8.	Tipo de pulpas.....	24
2.8.1.	Flujo de pulpas no sedimentables u homogéneas	24
2.8.1.1.	Pulpas homogéneas independientes del tiempo	24
2.8.1.2.	Pulpas homogéneas dependientes del tiempo.....	26
2.8.2.	Pulpas sedimentables o heterogéneas	27
2.9.	Pérdidas por fricción de las pulpas en tuberías.....	29
2.9.1.	Pérdidas en pulpas homogéneas.....	29
2.9.2.	Pérdidas de fricción en tuberías en pulpas heterogéneas	29
2.10.	Velocidad de sedimentación	30
2.11.	Efecto de los sólidos en el desempeño de la bomba centrífuga.....	31
2.12.	Comportamiento de la bomba con fluidos no sedimentables	34
2.13.	Comportamiento de la bomba con fluidos sedimentables	35
Capítulo 3 Condiciones y parámetros de operación del sistema de bombeo		37
3.1.	Introducción	37
3.2.	Condiciones y parámetros de operación	37
3.2.1.	Parámetros de operación	37
3.2.2.	Consideraciones para los parámetros de operación	40
3.3.	Cálculo hidráulico.....	41
3.4.	Consideraciones sobre los equipos a seleccionar para las bombas de pulpa	48
3.4.1.	Bombas metálicas	49
3.4.2.	Bombas revestidas de caucho	50
3.4.3.	Bombas verticales	51
3.4.4.	Bombas de alta presión multietapas.....	51
Capítulo 4 Dimensionamiento y selección del sistema de bombeo.....		53
4.1.	Introducción	53
4.2.	Preselección de modelo de bombas de pulpa.....	53

4.3. Configuración del sistema de bombeo	54
4.4. Selección del modelo de bomba óptimo	54
4.5. Validación de la selección del modelo de bomba con el software SLYSEL	59
4.6. Resultados obtenidos del software SLYSEL	61
4.7. Material de la bomba.....	67
4.8. Selección del motor para la bomba de pulpa	69
4.9. Selección de accionamiento bomba-motor	71
4.10. Selección de variador de velocidad.....	73
4.11. Placa base del sistema de bombeo	75
4.12. Sensores de temperatura y vibración.....	75
4.13. Sistema de bombeo	75
Capítulo 5 CAPEX y OPEX	77
5.1. Introducción	77
5.2. Costo de inversión, CAPEX (Capital Expenditure).....	77
5.3. Costo de operación, OPEX (Operational Expenditure)	78
5.4. Aspectos medioambientales de sistemas de transporte de pulpa (Extracto del libro Slurry Transport Using Centrifugal Pumps, 2006).....	79
5.4.1. Evaluación del ciclo de vida.....	80
5.4.2. Consumos de energía y emisiones asociadas	81
Conclusiones.....	85
Referencias bibliográficas.....	87
Anexos.....	89
Anexo 1. Cálculo de TDH con software SLYSEL	91
Anexo 2. Coeficiente de pérdidas de carga localizada	97
Anexo 3. Selección de las bombas con software SLYSEL para condiciones de diseño.....	98
Anexo 4. Curvas de las bombas en condiciones nominales.....	103
Anexo 5. Hoja de datos sistema de bombeo	104
Anexo 6. Hoja de datos del motor	107
Anexo 7. Planos del sistema de bombeo.....	108
Anexo 8. Hoja de datos variador de frecuencia	116
Anexo 9. Brochure bomba GIW modelo LSA.....	122

Anexo 10. Información material GASITE 28G.....	130
Anexo 11, Registro fotográfico bombas GIW LSA	132

Lista de tablas

Tabla 1:	Criterios y clasificación de bombas centrífugas	6
Tabla 2:	Materiales para ser usados según la clasificación por abrasividad de las bombas de pulpa	22
Tabla 3:	Condiciones de operación requeridas para la operación minera.....	38
Tabla 4:	Preselección directa de los modelos de bomba GIW para las condiciones de diseño.	53
Tabla 5:	Análisis <i>Trade Off</i> de la configuración de los sistemas de bombeo.	54
Tabla 6:	Comparación entre 04 modelos de las bombas LSA teniendo como criterios de comparación la eficiencia y NPSHR en el punto de operación requerido.....	57
Tabla 7:	Descripción detallada del smodelo seleccionado	61
Tabla 8:	Performance de la bomba en la condición nominal y de máximo bombeo	66
Tabla 9:	Clases para la elección de material según fabricante GIW.....	67
Tabla 10:	Tipos de Gasite según clase y necesidad	67
Tabla 11:	Motores WEG HGF para tensión 4160 V/60 Hz / 1500 HP.....	70
Tabla 12:	Información requerida por los fabricantes de cajas reductoras para la selección	72
Tabla 13:	Características de la caja reductora M167VPC2 del fabricante Rexnord Falk	72
Tabla 14:	Características para la selección de acoples entre ejes	73
Tabla 15:	Características de los acoplamientos seleccionados	73
Tabla 16:	Datos para selección de variador de velocidad.....	74
Tabla 17:	Costo de inversión de los componentes del sistema de bombeo	77
Tabla 18:	Costo de inversión de los test en los componentes del sistema de bombeo	78
Tabla 19:	Costo de la operación orientado a los repuestos del equipo de bombeo	79
Tabla 20:	Datos de generación eléctrica para caso de estudio.....	83
Tabla 21:	Casos de estudio para comparación de emisiones generadas por el uso de transporte hidráulico y transporte tradicional de minerales.....	83

Lista de figuras

Figura 1: Bomba centrífuga.....	4
Figura 2: Bomba volumétrica.....	4
Figura 3: Esquema gráfico de bomba radial.....	5
Figura 4: Esquema gráfico de bomba axial.....	5
Figura 5: Esquema gráfico bomba diagonal.....	6
Figura 6: Esquema gráfico de bomba centrífuga horizontal, una etapa, con rodete entre rodamientos, rodete de doble succión y bipartida axialmente.	7
Figura 7: Esquema gráfico de bomba vertical, tipo turbina y de múltiples etapas	7
Figura 8: Rodete de bomba de cuatro álabes.....	8
Figura 9: Esquema de las partes de la bomba: corona directriz, caja espiral y cono difusor.....	8
Figura 10: Esquema simplificado de componentes de la bomba centrífuga	9
Figura 11: Curva característica del sistema.....	12
Figura 12: Curva estable o tipo rising	12
Figura 13: Curva inestable o tipo dropping.....	13
Figura 14: Curvas de potencia consumida para a) bomba de flujo radial, b) bomba de flujo axial y c) bomba de flujo mixto.....	13
Figura 15: Curvas de iso rendimiento presente en una bomba	14
Figura 16: Curva NPSH de la bomba.....	14
Figura 17: Bomba de pulpa utilizada para la industria minera	18
Figura 18: Álabes tipo Francias y tipo Planos.....	19
Figura 19: Impulsor cerrado de bomba de pulpa.....	19
Figura 20: Ejemplo de rodete semiabierto	19
Figura 21: a) Carcasa tipo voluta, b) Carcasa tipo semivoluta y c) Carcasa tipo concéntrica.....	20
Figura 22: Bomba de pulpa con carcasa sólida	20
Figura 23: Bomba de pulpa con carcasa partida sólida.....	21
Figura 24: Gráfica de clasificación del desgaste erosivo en las bombas de pulpa	22

Figura 25: Representación gráfica del comportamiento newtoniano y no-newtoniano en las pulpas	23
Figura 26: Comparación del comportamiento de pulpas homogéneas independientes del tiempo	26
Figura 27: Comparación del comportamiento de pulpas homogéneas dependientes del tiempo	27
Figura 28: Clasificación de las pulpas heterogéneas respecto al tamaño de partícula y la velocidad que presentan.....	28
Figura 29: Clasificación de las pulpas según el fabricante GIW	28
Figura 30: Diferencia entre el gradiente de fricción de una pulpa con distintas concentraciones de sólidos por volumen y su equivalencia en agua.....	30
Figura 31: Gráfico para determinar el factor de Durand.....	31
Figura 32: Comparación en el comportamiento entre el agua y la pulpa usando la aproximación de la densidad	32
Figura 33: Comparación en el comportamiento entre el agua y la pulpa usando la aproximación de la viscosidad.....	33
Figura 34: Comparación en el comportamiento entre el agua y pulpa	33
Figura 35: Efecto de un fluido no-newtoniano en la cabeza desarrollada por la bomba	34
Figura 36: Efecto del tamaño medio de partícula y el diámetro del impulsor en HR y RH (Para la concentración de sólidos en volumen de 15%, con densidad relativa de sólidos de 2.65 y con una cantidad insignificante de partículas finas. Los diámetros del impulsor se indican en mm y pulgadas).....	35
Figura 37: Escenario nominal para el transporte de relaves	39
Figura 38: Escenario de diseño para el transporte de relaves	39
Figura 39: Escenario de caudal máximo para el transporte de relaves	40
Figura 40: Esquema gráfico del sistema de transporte de relaves	40
Figura 41: Interfaz inicial software SLYSEL	43
Figura 42: Cuadro de configuración de tipo de pulpa y modelo de pérdidas por fricción.....	44
Figura 43: Cuadro de configuración del fluido portador	44
Figura 44: Cuadro de configuración de la concentración de sólidos transportado	45
Figura 45: Cuadro de configuración de las propiedades del sólido	45
Figura 46: Cuadro de configuración de la distribución del tamaño de partícula	45
Figura 47: Gráfica de distribución de partícula obtenida del software SLYSEL 2	46
Figura 48: Cuadro de configuración de la tubería.....	46
Figura 49: Cuadro de configuración de los accesorios, la tubería y la altura estática para la determinación de la altura dinámica total.....	47
Figura 50: Valores de TDH calculados para el fluido estudiado a distintos flujos volumétricos	48

Figura 51: Curva del sistema TDH y curva del NPSHA del sistema.....	48
Figura 52: Bomba de pulpa LCC-M	49
Figura 53: Bomba de pulpa LSA-S	50
Figura 54: Bomba de pulpa LCC-R	50
Figura 55: Bomba de pulpa LSR.....	51
Figura 56: Bombas de pulpa LCV.....	51
Figura 57: Bomba de pulpa WCB	52
Figura 58: Bomba de pulpa TBC	52
Figura 59: Intersección del d50 y tamaño de álabe para encontrar el factor de reducción de cabeza o altura.....	56
Figura 60: Familia de bombas del modelo LSA-S, se observa la intersección de las condiciones de trabajo requeridos	57
Figura 61: Curva característica de la bomba de pulpa modelo LSA 22x24-54, se observa el punto aproximado de operación de la bomba.....	58
Figura 62: Plantilla para ingresar datos para la selección óptima de la bomba utilizando el software SLYSEL	59
Figura 63: Opción para elegir el modelo del efecto de la pulpa en el software SLYSEL.....	59
Figura 64: Filtro de productos GIW en el software SLYSEL.....	60
Figura 65: Plantilla del software SLYSEL con los datos de operación ingresados en ella.....	60
Figura 66: Resultados de selección por el software SLYSEL sobre la mejor configuración de modelo de bombas para las condiciones requeridas	61
Figura 67: Información obtenida en el software SLYSEL sobre el impulsor	62
Figura 68: Información obtenida del software SLYSEL sobre la disminución del desempeño de la bomba por la pulpa, comparado con la guía del estándar ANSI.	62
Figura 69: Información obtenida del software SLYSEL sobre el performance de la bomba para las condiciones de diseño y BEP	63
Figura 70: Curvas características de la bomba para las condiciones de diseño	64
Figura 71: Puntos de desgaste en la carcasa de la bomba	64
Figura 72: Tasa de desgaste en la carcasa de la bomba de pulpa.....	65
Figura 73: Curva característica de la bomba de pulpa modelo LSA 22x24-54 en el punto real de operación de la bomba	65
Figura 74: Información brindada por el software sobre el desempeño de la bomba para las condiciones nominales de operación	66
Figura 75: Curvas características de la bomba para las condiciones nominales	66
Figura 76: Cartilla de selección GIW según gravedad específica y tamaño de partícula promedio de la pulpa	68

Figura 77: Compatibilidad del material Gasite según el pH de la pulpa	68
Figura 78: Motor WEG modelo HGF	69
Figura 79: Potencia de salida en los motores HGF (tensión de 4160 V y frecuencia de 60 Hz) según el número de polos	70
Figura 80: Características del motor WEG, trifásico, tipo jaula de ardilla, para las condiciones de operación requeridas	71
Figura 81: Caja reductora Rexnord Falk	72
Figura 82: Variador de velocidad PorwerFlex7000	74
Figura 83: Ejemplo de placa base del sistema de bombeo	75
Figura 84: Transporte tradicional de relaves y de rocas en las plantas procesadoras	80
Figura 85: Transporte integrado de relaves y de rocas en las plantas procesadoras	81

Nomenclatura

Definición	Unidad	Símbolo
Altura geométrica	m	H_{geom}
Presión en la descarga	Pa	P_d
Presión en la succión	Pa	P_s
Peso específico	N/m^3	γ
Pérdida de carga distribuida	m	H_d
Coefficiente de fricción	–	f
Longitud de la tubería	m	L
Diámetro interno de la tubería	m	D
Velocidad media del flujo	m/s	V
Aceleración de la gravedad	m/s^2	g
Viscosidad cinemática del fluido	cSt	ν
Rugosidad de la pared de tubería	m	k
Pérdidas localizadas	m	H_l
Coefficiente de pérdida producida por accesorios	–	ζ
Velocidad del fluido en la descarga	m/s	V_d
Velocidad del fluido en la succión	m/s	V_s
Pérdidas de carga total	m	$H_{pérdidas}$
Número de Reynolds	–	Re
Esfuerzo cortante de fluencia	Pa	τ
Coefficiente de proporcionalidad o viscosidad absoluta	–	μ
Gradiente de velocidad	Pa	dv/dy
Esfuerzo cortante de fluencia inicial	Pa	τ_0
Constante de rigidez	Pa.s	η
Tasa de deformación de corte con respecto al tiempo	1/s	dy/dt
Índice de comportamiento	–	n
Factor de consistencia	$Pa.s^n$	K
Relación de Durand y Condolios	–	Z
Concentración volumétrica de sólidos	%	C_v
Gradiente de presión para una mezcla de pulpa	m	i_m
Gradiente de presión para un volumen equivalente de agua o fluido transportador	m	i_L

Velocidad de sedimentación	m	V_s
Factor de Durand	—	F_L
Densidad de los sólidos en la pulpa	kg/m^3	ρ_s
Densidad del fluido de transporte	kg/m^3	ρ_l
Relación de cabeza	—	H_r
Relación de eficiencia	—	η_r
Factor de reducción de cabeza	—	R_H
Factor de reducción de eficiencia	—	R_η
Cabeza hidráulica de la pulpa	m	H_m
Cabeza hidráulica del agua	m	H_w
Eficiencia de la pulpa	—	η_m
Eficiencia del agua	—	η_w
Factor de corrección por una concentración volumétrica distinta de 15%	—	C_{cv}
Factor de corrección por una diferente gravedad específica de sólidos	—	C_s
Gravedad específica de los sólidos	—	S_s
Factor de corrección para un porcentaje de partículas finas diferente a 0	—	C_{fp}
Porcentaje de partículas finas	—	PF
Tamaño medio de partícula	m	d_{50}
Factor de corrección de Durand modificado	—	FL'
Flujo másico de sólidos en la pulpa	t/hora	$\dot{m}_{\text{sólidos}}$
Flujo másico de agua para el mismo volumen de sólidos	t/hora	\dot{m}_{agua}
Flujo másico de agua en el relave	t/hora	$\dot{m}_{\text{agua,relaves}}$
Concentración de sólidos por peso	—	C_w
Flujo másico total del relave	t/hora	\dot{m}_{relaves}
Flujo másico total de agua	t/hora	$\dot{m}_{\text{agua,TOTAL}}$
Gravedad específica de la pulpa	—	S_{RELAVE}
Flujo volumétrico	m^3/hora	Q
Eficiencia	—	Eff
Altura	m	H
Potencia	kW	P
Altura de succión positiva neta	m	$NPSH$
Punto de mayor eficiencia	—	BEP
Pérdidas por fricción	m	i_m
Eficiencia de la bomba	—	η_p
Eficiencia del motor	—	η_d
Consumo específico de energía	kWh/tonelada.km	CEE
Pérdidas por fricción en la tubería de retorno	m	i_w'
Pérdidas por fricción por agua en la tubería	m	i_w

Introducción

Este estudio se centra en el dimensionamiento de un sistema de bombeo de pulpas para el transporte de relaves de una operación minera en el país; y sigue las condiciones de operación calculadas por una empresa de ingeniería. El trabajo busca crear una secuencia lógica para el correcto dimensionamiento de este sistema debido a la importancia de estos equipos en el sector minero.

En el capítulo 1, se presenta una descripción de las bombas centrífugas, sus componentes, sus aplicaciones y sus curvas características.

En el capítulo 2, se profundiza en las bombas centrífugas de pulpa. Asimismo, se estudian los tipos de pulpa existente y su interacción con el factor de fricción en las tuberías. También se explica la interacción de los sólidos presentes en las pulpas con el comportamiento en las bombas centrífugas.

En el capítulo 3, se muestran las condiciones y escenarios de operación requeridos por la operación minera. Además, se realizan cálculos hidráulicos para corroborar los parámetros de operación y se muestran las gamas de productos de la empresa GIW, de los cuales se eligen las bombas de pulpa óptimas.

En el capítulo 4, se realiza la selección y el dimensionamiento del sistema de bombeo de manera manual y se validan los resultados con el uso del software SLYSEL.

En el capítulo 5, se detallan los costos de inversión o CAPEX y el costo de operación u OPEX. Asimismo, se muestra un extracto recogido del libro *Slurry transport using centrifugal pumps* (2006), que resalta la importancia del cuidado del medio ambiente utilizando de bombas centrífugas para transporte de sólidos. Finalmente, se exponen las conclusiones y las recomendaciones del trabajo.

Capítulo 1

Bombas hidráulicas

1.1. Introducción

En este primer capítulo, se da a conocer la definición de bomba hidráulica, su clasificación y sus aplicaciones.

1.2. Definición

La bomba hidráulica es una máquina de fluido donde el fluido recibe la energía mecánica absorbida por la bomba de una fuente motora que, generalmente, proviene de motores eléctricos, motores de combustión interna, turbinas, etc.

Las bombas suelen ser aplicadas en el riego, en la industria alimentaria, en las centrales térmicas, en la minería, en las centrales nucleares, etc. Además, bombean distintos tipos de fluidos: agua, lodos, melazas, líquidos con sólidos en suspensión, etc.

1.3. Clasificación

Existen distintos criterios para la clasificación de las bombas. Sin embargo, las clasificaciones más conocidas son bombas rotodinámicas o centrífugas y bombas volumétricas o de desplazamiento positivo.

1.3.1. Bombas rotodinámicas o centrífugas

Se les llama rotodinámica debido a que su movimiento es rotativo y la dinámica de la corriente juega un papel esencial en la transmisión de energía (Marcelo, 2012). Su principio de funcionamiento es la transferencia de energía mecánica en forma de energía cinética al fluido bombeado, y luego la transformación de la energía cinética en energía hidráulica. En la Figura 1 se ve un ejemplo de una bomba centrífuga.



Figura 1: Bomba centrífuga
Fuente: Catálogo Egger Turo

1.3.2. Bombas volumétricas o de desplazamiento positivo

El principio de funcionamiento de las bombas volumétricas es la transformación directa de energía mecánica en energía de presión. Son llamadas volumétricas porque la transformación de energía se origina por el desplazamiento de volúmenes de fluido dentro de la bomba, a través de un pistón, un émbolo, un engranaje, etc. Un ejemplo de este tipo de bombas es mostrado en la Figura 2.

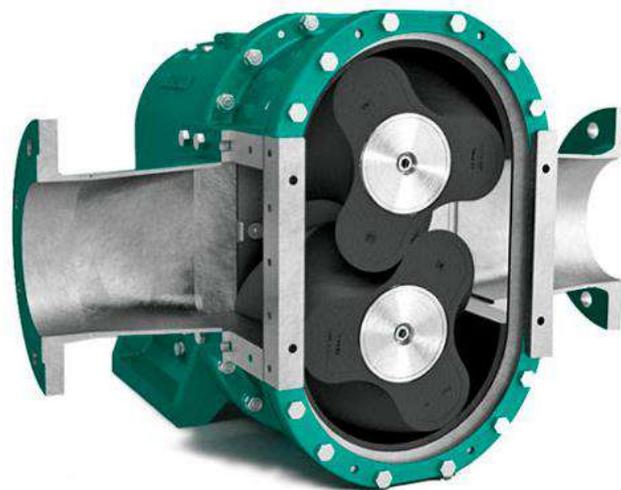


Figura 2: Bomba volumétrica
Fuente: Catálogo Jamhesa

1.4. Clasificación de bombas centrífugas

El criterio más común para la clasificación de las bombas centrífugas es según la dirección de flujo del fluido en el rodete de la bomba. Se clasifican en bombas radiales, diagonales y axiales.

- a) **Bombas radiales:** La dirección del flujo es perpendicular al eje de rotación. Se utilizan para cargas altas de presión y bajos caudales. En la Figura 3 se muestra el esquema gráfico de una bomba radial.

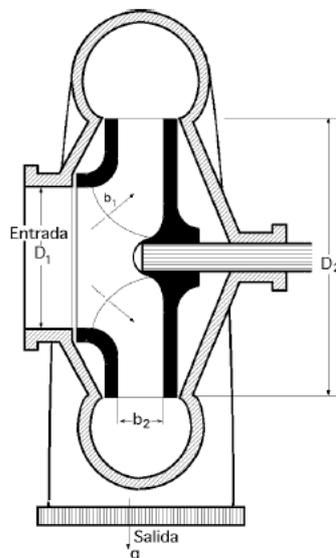


Figura 3: Esquema gráfico de bomba radial

Fuente: Bombas centrífugas y volumétricas, Pedro Fernández Díez

- b) **Bombas axiales:** La dirección del flujo es paralelo al eje de rotación. Se utilizan para cargas bajas de presión y grandes caudales. La Figura 4 muestra el esquema gráfico de una bomba axial.

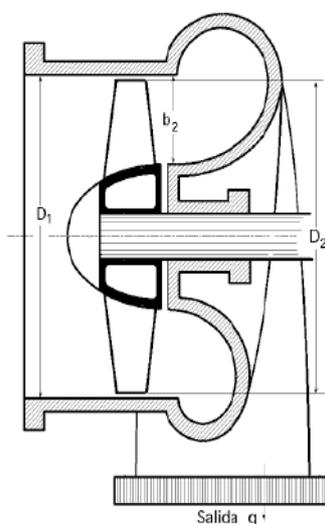


Figura 4: Esquema gráfico de bomba axial

Fuente: Bombas centrífugas y volumétricas, Pedro Fernández Díez

- c) **Bombas diagonales:** La dirección del flujo es inclinado al eje de rotación. Se utilizan para cargas y caudales intermedios. La Figura 5 muestra el esquema gráfico de una bomba diagonal.

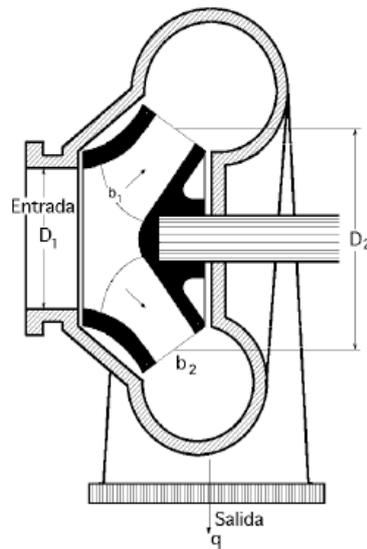


Figura 5: Esquema gráfico bomba diagonal

Fuente: Bombas centrífugas y volumétricas, Pedro Fernández Díez

Además de este criterio de clasificación, en la Tabla 1 se muestran otros de los principales criterios y los tipos de bombas derivadas de estos. Asimismo, las bombas siempre cumplen con distintos criterios a la vez (Ver Figura 6 y Figura 7).

Tabla 1: Criterios y clasificación de bombas centrífugas

Criterios de clasificación	Clasificación de bombas centrífugas		
	Radiales	Diagonales	Axiales
Dirección de flujo en el rodete	Radiales	Diagonales	Axiales
Número de flujos	Simple	Doble	-
Posición del eje	Eje horizontal	Eje vertical	-
Tipo de accionamiento	Accionada por motor eléctrico	Accionada por motor de combustión interna	Accionado por turbina
Tipo de voluta	Simple	Doble	-
Tipo de rodamientos	Voladizo	Entre rodamientos	-
Número de escalonamientos	Simple	Compuesta	-
Tipo de difusor	Con corona fija sin álabes y cámara espiral	Con cámara solamente	-
Presión suministrada	Baja presión	Media presión	Alta presión
Industria de aplicación	De riego	De minería	De drenaje
Ubicación de las conexiones	De succión lateral y descarga superior	De succión y descarga superior	De succión y descarga lateral
Conexión del eje al accionamiento	Acople integral	Acople directo	-

Fuente: Apuntes de Curso de Máquinas Hidráulicas 2012, Daniel Marcelo Aldana

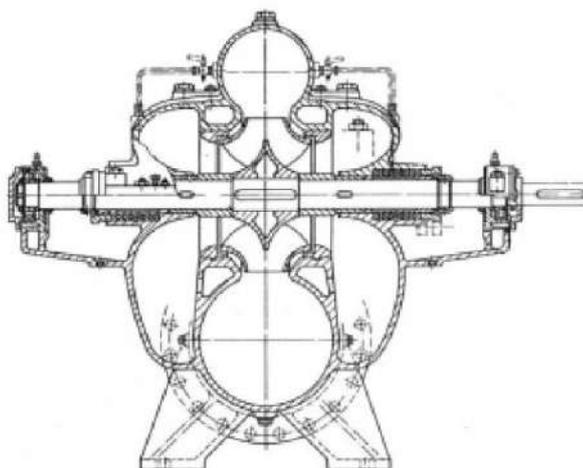


Figura 6: Esquema gráfico de bomba centrífuga horizontal, una etapa, con rodete entre rodamientos, rodete de doble succión y bipartida axialmente.

Fuente: Manual de Entrenamiento KSB

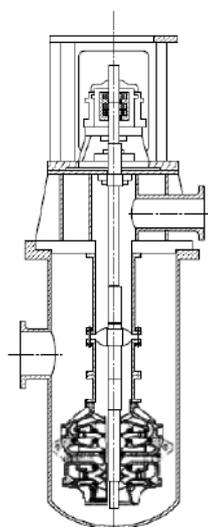


Figura 7: Esquema gráfico de bomba vertical, tipo turbina y de múltiples etapas

Fuente: Manual de Entrenamiento KSB

1.5. Principales componentes de las bombas centrífugas

- a. **Rodete:** Es la parte de la bomba que posee el movimiento rotativo y se encarga de la transformación de energía mecánica a energía cinética y de presión, a través de los álabes presentes en él. Ver un ejemplo de este en la Figura 8.



Figura 8: Rodete de bomba de cuatro álabes
Fuente: Manual de Bombas Intercal

- b. **Corona directriz:** También llamada corona de álabes fijos, es un componente que no está presente en todas las bombas debido al costo de su implementación; sin embargo, cabe resaltar que brinda una mayor eficiencia en la bomba. Además, se encarga de disminuir la velocidad y de incrementar la presión del fluido. Se ubica a continuación del rodete y antes de la salida de la bomba.
- c. **Caja espiral o voluta:** Se encarga de guiar el fluido desde la salida del rodete hasta la salida de la bomba. Su fin es que en el proceso de guiado transforme parte de la energía cinética del fluido en energía de presión.
- d. **Difusor troncónico:** Realiza la última etapa de transformación de energía cinética en energía de presión. En las Figura 9 y Figura 10 se muestra la descomposición de la bomba centrífuga en sus componentes principales.

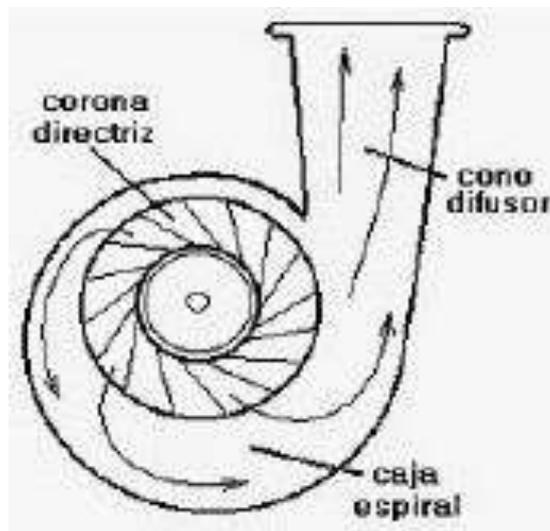


Figura 9: Esquema de las partes de la bomba: corona directriz, caja espiral y cono difusor
Fuente: Página web Yobel Solar

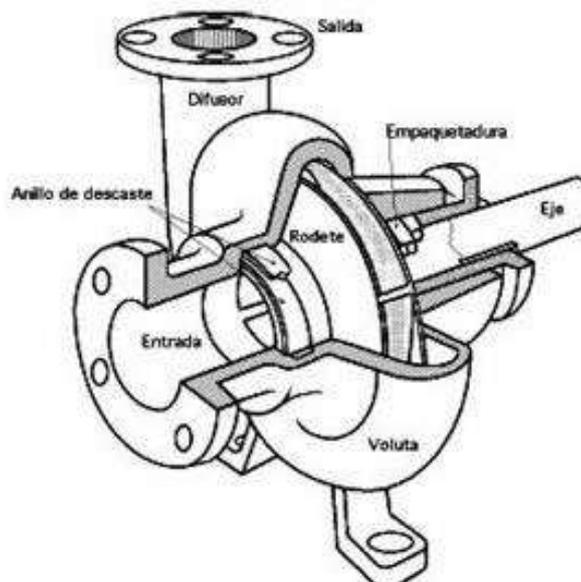


Figura 10: Esquema simplificado de componentes de la bomba centrífuga
Fuente: Bombas centrífugas y volumétricas, Pedro Fernández Díez

1.6. Parámetros fundamentales en los sistemas de bombeo

1.6.1. Altura estática

Está definida por la altura geométrica y la carga de presión del sistema.

- Altura geométrica (H_{geom}):** Se conoce como altura geométrica a la diferencia de altura existente entre el nivel del líquido a ser bombeado en sus recipientes de succión y de descarga.
- Carga de presión:** Se conoce como carga de presión a la diferencia de presión existente entre los depósitos de succión y de descarga. Se suele representar con la siguiente fórmula:

$$\text{Carga de presión} = \frac{P_d - P_s}{\gamma} \quad (1.1)$$

Donde:

P_d = Presión en la descarga (Pa)

P_s = Presión en la succión (Pa)

γ = Peso específico del fluido bombeado (N/m³)

1.6.2. Altura dinámica

La altura dinámica está compuesta por las pérdidas de carga total y la carga de velocidad en el sistema de bombeo

- Pérdida de carga total (H_{pérdidas}):** Son las pérdidas de presión producidas en el sistema (instalación) tanto en las tuberías como en accesorios.

Pérdidas de carga en tuberías

Conocidas como pérdidas distribuidas o pérdidas primarias. Existen distintas fórmulas para cuantificar estas pérdidas, sin embargo, la más utilizada en la industria es la fórmula de Darcy – Weisback. Esto debido a su facilidad para aplicarla para tuberías de cualquier diámetro y material, así como para cualquier tipo de líquido.

$$Hd = \frac{fL V^2}{D 2g} \quad (1.2)$$

Donde:

Hd = Pérdida de carga distribuida (m)

f = Coeficiente de fricción, adimensional

L = Longitud de la tubería (m)

D = Diámetro interno de la tubería (m)

V = Velocidad media del flujo (m/s)

g = Aceleración de la gravedad (m/s^2)

El coeficiente de fricción está en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa. El número de Reynolds es un número adimensional determinado por la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (1.3)$$

Donde:

V = Velocidad del fluido (m/s)

D = Diámetro de la tubería (m)

ν = Viscosidad cinemática del fluido (cSt)

La rugosidad relativa está definida por:

$$\text{Rugosidad relativa} = \frac{k}{D} \quad (1.4)$$

Donde:

k = Rugosidad de la pared de la tubería (m), (este dato se obtiene de tablas).

D = Diámetro de la tubería (m)

Con el valor del número de Reynolds y de la rugosidad relativa, utilizando como datos de entrada el diagrama de Moody-Rouse, se halla el factor de fricción requerido para la fórmula de Darcy – Weisback.

Pérdidas de carga en accesorios

También conocidas como pérdidas localizadas o pérdidas secundarias, estas se producen por accesorios instalados a lo largo de la tubería tales como válvulas, reducciones, cambios de dirección, etc. Una de las formas para cuantificar las pérdidas localizadas es con la siguiente fórmula:

$$Hl = \zeta \frac{V^2}{2g} \quad (1.5)$$

Donde:

Hl = Pérdidas localizadas (m)

ζ = Coeficiente de pérdida producida por accesorios (estos coeficientes se obtienen mediante tablas halladas en la literatura técnica).

V = Velocidad del fluido (m/s)

g = Aceleración de la gravedad (m/s²)

- b. Carga de velocidad:** Es la diferencia entre la velocidad del fluido en el depósito de succión y el depósito de descarga. Está definida por la siguiente expresión.

$$\text{Carga de velocidad} = \frac{Vd^2 - Vs^2}{2g} \quad (1.6)$$

Donde:

Vd = Velocidad del fluido en la descarga (m/s)

Vs = Velocidad del fluido en la succión (m/s)

g = Aceleración de la gravedad (m/s²)

1.7. Altura manométrica total

La altura manométrica total del sistema o TDH es la suma de la altura de estática y de la altura dinámica. Su definición es la energía por unidad de peso que se requiere para transportar el fluido desde su depósito de succión al depósito de descarga. Esta energía es entregada por la bomba centrífuga y se representa por la siguiente ecuación:

$$H = H_{geom} + \frac{Pd - Ps}{\gamma} + \frac{Vd^2 - Vs^2}{2g} + H_{pérdidas} \quad (1.7)$$

1.8. Curvas características del sistema de bombeo

1.8.1. Curvas del sistema

El sistema está compuesto por tuberías y distintos accesorios desde el depósito de succión hasta el depósito de descarga. En la Figura 11 se puede observar que la curva del sistema presenta una componente estática y una componente dinámica, las cuales corresponden a la altura estática y dinámica respectivamente.

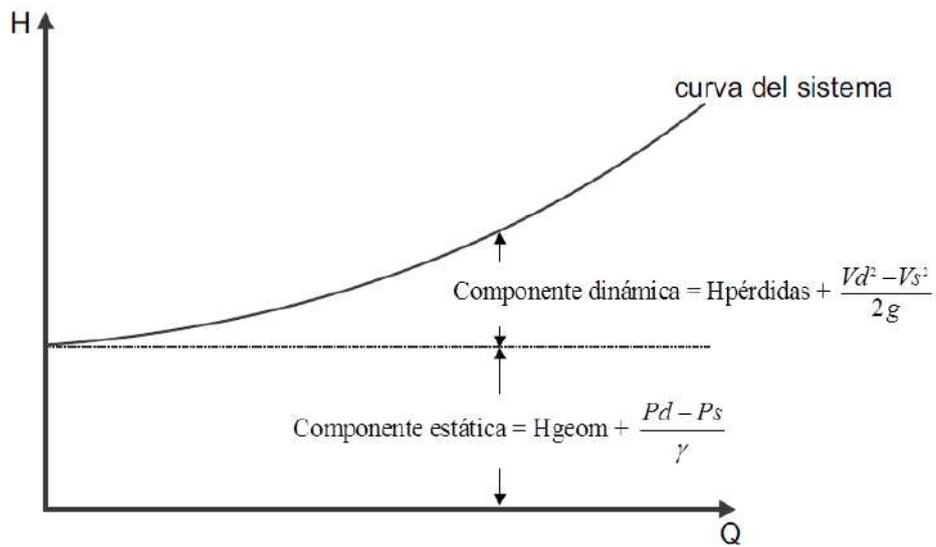


Figura 11: Curva característica del sistema
Fuente: Manual de Entrenamiento KSB

1.8.2. Curva característica de la bomba

La curva característica de una bomba se obtiene en un banco de pruebas por el fabricante. De esta manera se puede visualizar cómo varía la altura entregada por la bomba en función del caudal.

Existen distintos tipos de curvas características, tal como se muestra en la Figura 12 y Figura 13. Asimismo, estas dependen de la configuración de los rodets y los álabes presentes en ellos.

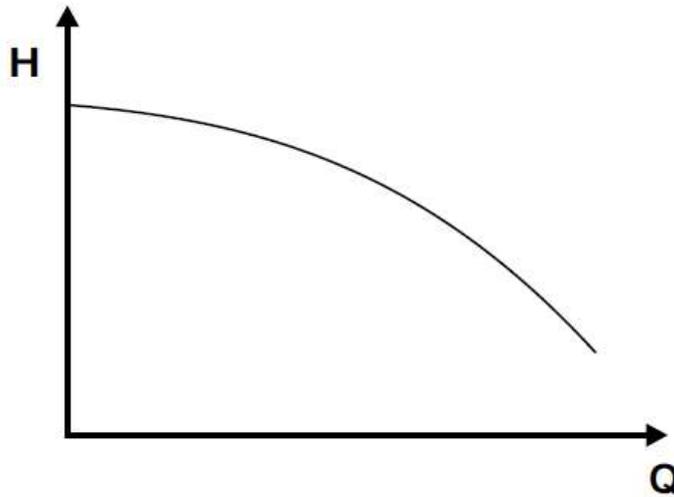


Figura 12: Curva estable o tipo rising
Fuente: Manual de Entrenamiento KSB

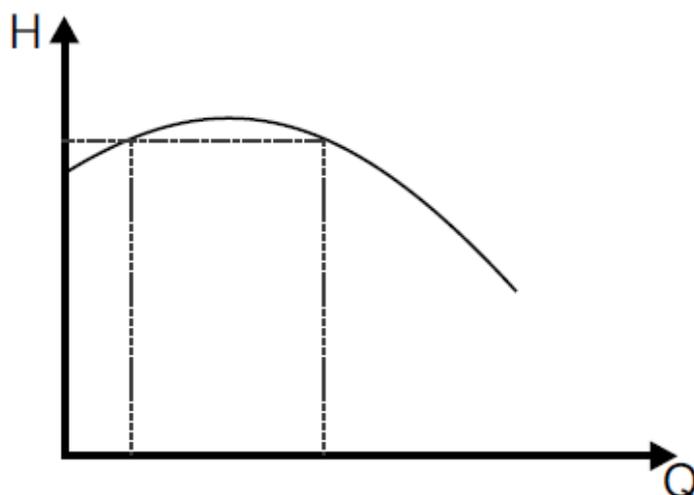


Figura 13: Curva inestable o tipo dropping
Fuente: Manual de Entrenamiento KSB

1.8.3. Curva de potencia consumida por la bomba

Los fabricantes cuando obtienen la curva característica de la bomba también toman datos de la potencia que consume el motor según la variación del caudal que pasa por la bomba. Al igual que en la curva característica de la bomba, para la curva de potencia consumida existen distintas configuraciones que dependen del tipo de flujo: radial, axial o mixto. Se muestran ejemplos de las curvas de potencia consumida en la Figura 14.

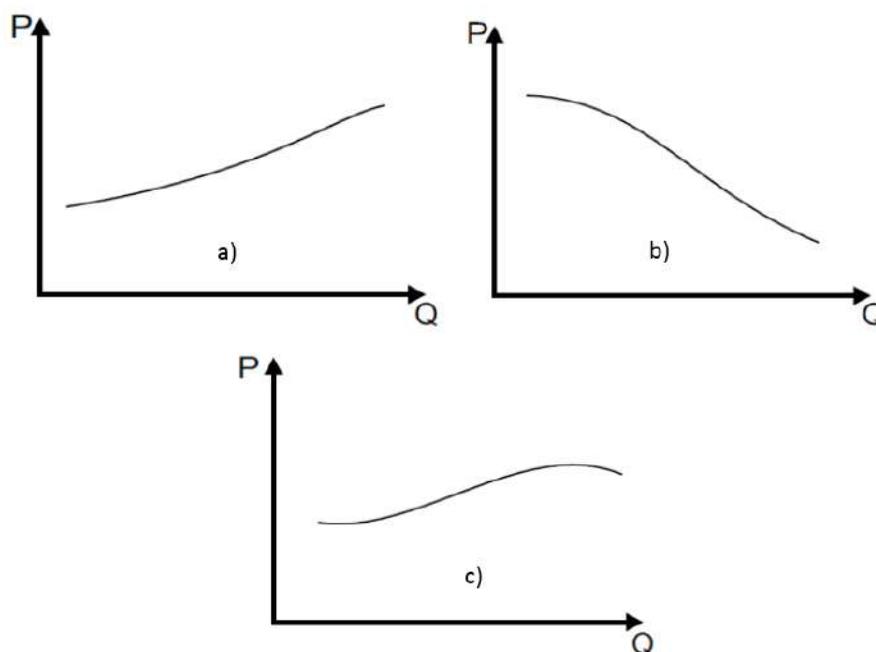


Figura 14: Curvas de potencia consumida para a) bomba de flujo radial, b) bomba de flujo axial y c) bomba de flujo mixto.

Fuente: Manual de Entrenamiento KSB

1.8.4. Curva de rendimiento de la bomba

El rendimiento de una bomba es la relación entre la potencia hidráulica y la potencia mecánica. El rendimiento de una misma bomba varía según el tamaño de rodete que posee, por eso los fabricantes de las bombas entregan curvas de rendimientos o iso-rendimientos dónde se puede observar cómo varía el rendimiento según el tamaño de rodete (ver Figura 15).

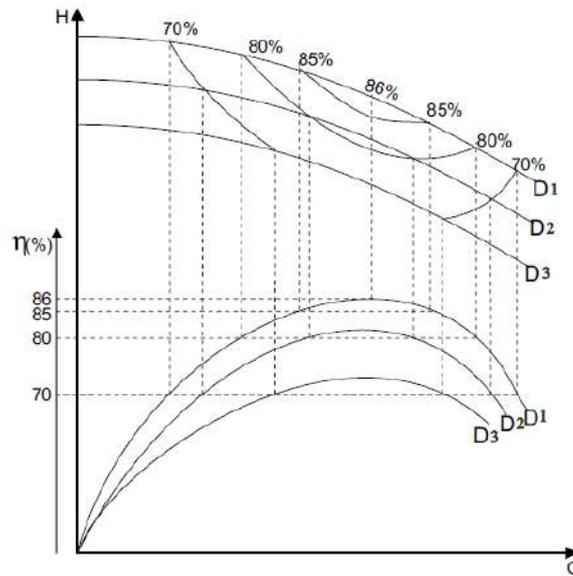


Figura 15: Curvas de iso rendimiento presente en una bomba
Fuente: Manual de Entrenamiento KSB

1.8.5. Curva de altura de aspiración neta positiva o NPSH (Net Positive Suction Head)

El NPSH es la energía mínima necesaria que debe existir en la succión de la bomba para evitar problemas de funcionamiento como la cavitación. Es muy importante tener en cuenta esta curva de la bomba en su selección (ver Figura 16).

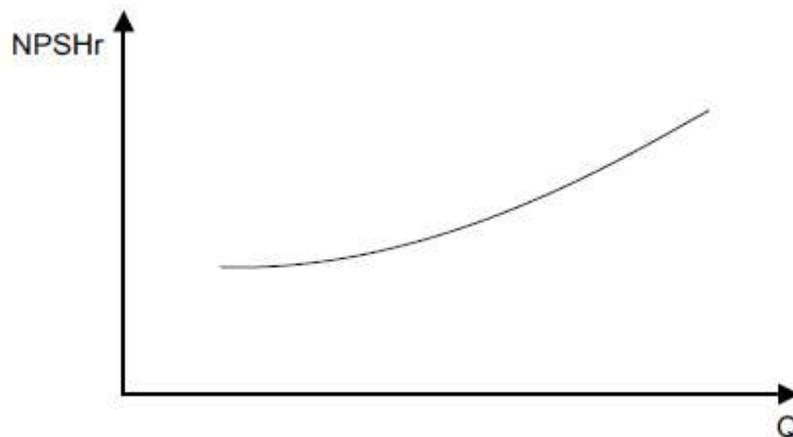


Figura 16: Curva NPSH de la bomba
Fuente: Manual de entrenamiento KSB

1.8.6. Punto de operación de la bomba

El punto de operación de la bomba se observa gráficamente en la intersección entre la curva del sistema y la curva característica de la bomba.

Capítulo 2

Bombas de pulpa

2.1. Introducción

En este capítulo se presenta el transporte de fluidos con sólidos en suspensión a través de bombas centrífugas. Se analiza las bombas de pulpa, sus componentes y sus aplicaciones. Además, se estudia la clasificación de las pulpas y su factor de fricción en las tuberías con el fin tener una idea del comportamiento de los diferentes tipos de pulpas a través de las bombas, debido a que es un campo aún no muy desarrollado.

2.2. Transporte de pulpa a través de bombas centrífugas

Pulpa es el término común que se usa para hacer referencia a la mezcla de sólido-líquido. Millones de toneladas de pulpa son bombeadas al año en los diferentes procesos mineros y se estima que anualmente se bombean 34 millones de toneladas de fosfatos a través de una bomba centrífuga (Wilson, 2006).

El transporte de pulpa por tuberías empezó a ser utilizado desde mediados del siglo XX en operaciones mineras de oro en Estados Unidos. A partir de entonces, los fabricantes de bombas hicieron mejoras para producir bombas de pulpa de mayor eficiencia.

2.3. Bombas de pulpa

Las bombas de pulpa son de tipo centrífugas y de mayor robustez a las utilizadas en el bombeo de líquidos sin presencia de sólidos (ver Figura 17). La relación entre el número de bombas de pulpa y aquellas para líquidos, presentes en la industria de procesos, es de 5:95. Sin embargo, las relaciones de los costos de operación son de 4:1 (Metso, 2011).



Figura 17: Bomba de pulpa utilizada para la industria minera
Fuente: Página web KSB.

2.4. Componentes de las bombas de pulpa

Al igual que todas las bombas centrífugas, las bombas de pulpa presentan distintos elementos, pero los más importantes son el impulsor o rodete y la carcasa. Ambos componentes gobiernan el desempeño de la bomba de pulpa.

- a. Rodete o impulsor:** Al ser una bomba centrífuga, la función del impulsor es transferir a la pulpa, la energía mecánica absorbida en forma de energía hidráulica (cinética + presión + diferencia de altura).

Tipos de álabes del rodete

Los fabricantes de bombas de pulpa, generalmente, utilizan dos tipos de álabes: Francis y Planos (ver Figura 18).

- Francis: Brindan una mayor eficiencia; sin embargo, son susceptibles a un desgaste mayor con sólidos gruesos.
- Planos: Presentan un mejor desempeño frente al desgaste; sin embargo, poseen menor eficiencia que los álabes tipo Francis.

Tipos de rodetes

Los rodetes de bombas de pulpa utilizados en la industria son los impulsores cerrados y los semiabiertos.

- Impulsores cerrados: En la industria, los tipos de impulsores que más se utilizan son cerrados, los que tienen la ventaja de mayor eficiencia. Sin embargo, corren el peligro de obstruirse por el tamaño de las partículas transportadas. En la Figura 19 se ve un ejemplo de un impulsor cerrado.

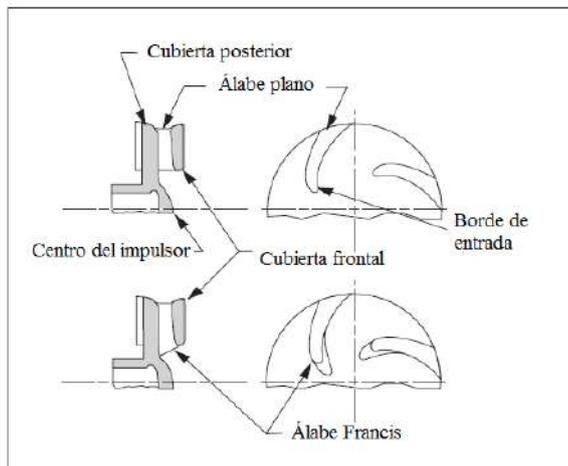


Figura 18: Álabes tipo Francias y tipo Planos
Fuente: Manual de Bombas de Pulpa de Warman



Figura 19: Impulsor cerrado de bomba de pulpa
Fuente: Página web Allweilers pumps

- Impulsores semiabiertos: Los impulsores semiabiertos poseen una menor eficiencia con respecto al impulsor cerrado. Sin embargo, no presentan problemas de obstrucción por las partículas de pulpa (ver Figura 20).



Figura 20: Ejemplo de rodete semiabierto
Fuente: Página web Hydrotech pumps

- b. Carcasa:** La función de la carcasa es la de guiar la pulpa desde la salida del rodete hacia la salida de la bomba. Existen tres tipos de carcasas: voluta, semi voluta y concéntrica (ver Figura 21).

Formas de las carcasas

- **Voluta:** Posee una alta eficiencia en la transformación de la energía cinética de la pulpa en energía de presión; sin embargo, presenta un mayor desgaste.
- **Concéntrica:** Posee la ventaja frente a la voluta de poseer un mejor desempeño frente al desgaste, pero tiene una baja eficiencia en la transformación de la energía.
- **Semivoluta:** Posee una eficiencia en la transformación de la energía y desempeño frente al desgaste, e intermedia con respecto a la voluta y concéntrica.

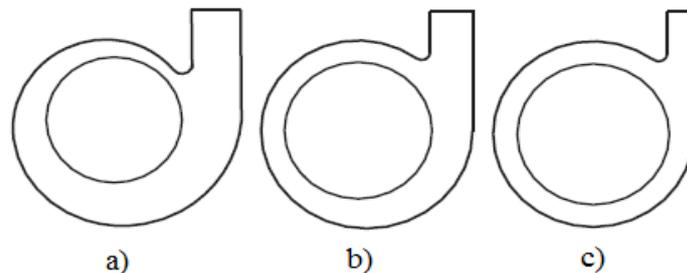


Figura 21: a) Carcasa tipo voluta, b) Carcasa tipo semivoluta y c) Carcasa tipo concéntrica
Fuente: Manual de Bombas de Pulpa de Warman

Tipo de carcasas

Los tipos de carcasas son solicitados por las necesidades de mantenimiento de los componentes de las bombas de pulpa.

- **Carcasa sólida:** Este tipo de carcasa es de fabricación económica y se utiliza cuando no hay requerimientos especiales de mantenimiento en las bombas de pulpa (ver Figura 22).



Figura 22: Bomba de pulpa con carcasa sólida
Fuente: Página web Hebei Tongda pumps

- Carcasa partida: Este tipo de carcasa sólo será necesario en casos especiales donde, por la aplicación, las bombas requieran un alto grado de mantenimiento. La carcasa partida aumenta el precio de la bomba de pulpa (ver Figura 23).



Figura 23: Bomba de pulpa con carcasa partida sólida
Fuente: Brochure de Bombas de pulpa de GAOXIN pumps

2.5. Clasificación de las bombas de pulpa

No existe un criterio específico para la clasificación de las bombas de pulpa. Sin embargo, todos los fabricantes suelen clasificar sus bombas según la industria de aplicación. A continuación, se mencionan algunas clasificaciones realizadas por el fabricante METSO sobre sus bombas de pulpa.

Bombas de pulpa para aplicaciones industriales

- Bombas para espuma.
- Bombas para lixiviación.
- Bombas para alimentar hidrociclones.

Bombas de pulpa para aplicaciones de construcción

- Bombas para transporte de arena.
- Bombas para desaguado

Bombas de pulpa para aplicaciones con carbón

- Bombas para lavado de carbón
- Bombas para mezcla carbón y agua

Bombas de pulpa para aplicaciones químicas

- Bombas para aplicaciones ácidas
- Bombas para salmueras
- Bombas para caústicos

2.6. Revestimientos de las bombas de pulpa

Usualmente, las bombas de pulpa transportan sólidos de gran tamaño o de gran concentración en el fluido. Debido a esto están expuestas a desgastes abrasivos, de impacto e incluso corrosivos. Por ello, los fabricantes de bombas de pulpas han ido investigando y utilizando materiales cobreados para evitar una acelerada degradación de los componentes de la bomba. Actualmente, se utilizan cobreados hechos de polímeros (caucho natural 134, 168, etc) o los componentes se fabrican de aleaciones fundidas (hierro cromado o acero al manganeso, etc).

La norma ASTM G75-01 sirve para caracterizar las pulpas de acuerdo al número de Miller que, mientras más alto sea su valor, mayor es la abrasividad de la pulpa. Asimismo, existen modelos teóricos que buscan definir una relación costo-beneficio para definir el revestimiento de las bombas; sin embargo, en la práctica es impredecible la efectividad de estos modelos.

Por otro lado, según su abrasividad las pulpas se suelen caracterizar en cuatro clases: pulpas ligeras (clase 1), pulpas medianas (clase 2), pulpas pesadas (clase 3) y pulpas super pesadas (clase 4). En la Figura 24 se puede observar dicha clasificación y en la Tabla 2 se muestra las recomendaciones de material de la bomba, según las características de la pulpa.

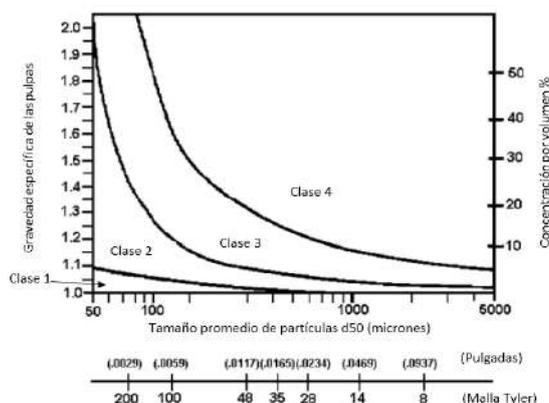


Figura 24: Gráfica de clasificación del desgaste erosivo en las bombas de pulpa
Fuente: Estándar ANSI/HI -12.1-12.6-2005

Tabla 2: Materiales para ser usados según la clasificación por abrasividad de las bombas de pulpa

Material	Características abrasivas del bombeo	Clase de servicio de desgaste aplicable	Características corrosivas del bombeo
Fundición gris	Leve, finas partículas	1	No corrosivo
Hierro dúctil	Moderado	2	No corrosivo
Fundición blanca	Severo	4	Levemente corrosivo
Acero inoxidable martensítico	Moderado	3	Levemente corrosivo
Acero inoxidable austenítico	Leve	1	Altamente corrosivo
Acero inoxidable Dúplex	Moderado	2	Corrosivo
Elastómeros	Severo, finas partículas	3	Levemente corrosivo

Fuente: Estándar ANSI/HI -12.1-12.6-2005

2.7. Características básicas de la pulpa

2.7.1. Pulpas newtonianas

Se les denomina fluidos newtonianos a los que presentan como propiedad que su esfuerzo cortante es proporcional al gradiente de la velocidad. Si la pulpa cumple con esta característica se convierte en una pulpa newtoniana. El ejemplo más común de un fluido newtoniano es el agua. La fórmula que caracteriza los fluidos newtonianos es la siguiente:

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad (2.1)$$

Donde:

τ = Esfuerzo cortante de fluencia.

μ = Coeficiente de proporcionalidad o viscosidad absoluta.

$\frac{dv}{dy}$ = Gradiente de velocidad

2.7.2. Pulpas no-newtonianas

Son todas las pulpas que no cumplen con la ley de los fluidos newtonianos. En la Figura 25 se muestra la representación gráfica del comportamiento de las pulpas newtonianas frente a las no-newtonianas.

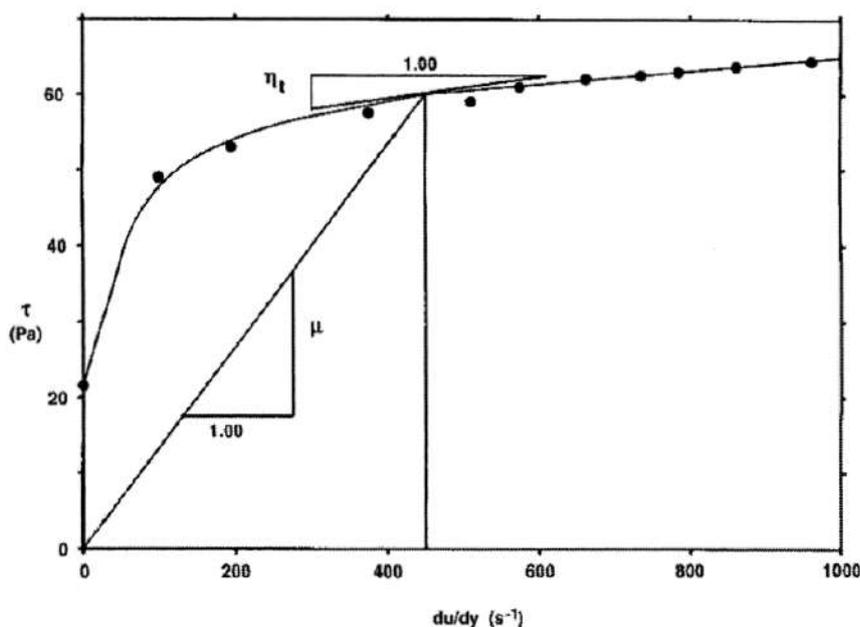


Figura 25: Representación gráfica del comportamiento newtoniano y no-newtoniano en las pulpas

Fuente: Libro Slurry Transport Using Centrifugal Pumps, Wilson 2006

2.7.3. Pulpas en régimen laminar

Las pulpas en régimen laminar son aquellas en donde las líneas de corriente en el fluido son paralelas entre sí y las velocidades son iguales en módulo y dirección (KSB, 2002).

2.7.4. Pulpas en régimen turbulento

Se diferencia de las pulpas en régimen laminar porque cuando entran en régimen turbulento, las líneas de corriente en el fluido presentan diferentes velocidades, en módulo y dirección (KSB, 2002).

2.8. Tipo de pulpas

Las propiedades de las pulpas están ligadas con su tendencia a sedimentar. Debido a esto se clasifican en pulpas sedimentables y pulpas no sedimentables. (Ver figura 26).

2.8.1. Flujo de pulpas no sedimentables u homogéneas

En las pulpas que poseen partículas muy finas, la tendencia de estas partículas a sedimentar puede ser obviada y considerada como un fluido de una sola fase; es decir, un flujo homogéneo, o no sedimentables. La mayoría de este tipo de pulpas posee un comportamiento no-newtoniano.

2.8.1.1. Pulpas homogéneas independientes del tiempo

Este tipo de pulpas se caracteriza porque necesita un esfuerzo mínimo para que puedan empezar a fluir. Se clasifican en fluidos Bingham, pseudoplásticos, dilatantes y pseudoplásticos con fluencia.

- a. **Fluido Bingham:** Es un fluido newtoniano con un parámetro adicional llamado esfuerzo cortante de fluencia inicial. El fluido Bingham necesita superar este esfuerzo inicial para poder iniciar el movimiento y comportarse como un fluido newtoniano. En términos simples se puede decir que en estado estacionario se comporta como una gelatina y en estado en movimiento como un líquido. Un claro ejemplo de fluido Bingham es el Ketchup (Weir, 2009). El modelo matemático para el fluido Bingham es el siguiente (Abulnaga, 2002):

$$\tau = \tau_0 + \eta \frac{d\gamma}{dt} \quad (2.2)$$

Donde:

τ = Esfuerzo cortante de fluencia (Pa)

τ_0 = Esfuerzo cortante de fluencia inicial (Pa)

η = Constante de rigidez (Pa.s)

$\frac{d\gamma}{dt}$ = Tasa de deformación de corte con respecto al tiempo (1/s)

- b. **Fluido pseudoplástico:** Son fluidos no-newtonianos que se caracterizan debido a que su movimiento puede iniciado por un esfuerzo de fluencia infinitesimal. Además, que la tasa de incremento del esfuerzo cortante de fluencia respecto al gradiente de velocidad disminuye con el aumento del gradiente de velocidad. Su modelo matemático es el siguiente (Abulnaga, 2002):

$$\tau = K \left[\left(\frac{d\gamma}{dt} \right)^n \right] \quad 2.3$$

Donde:

τ = Esfuerzo cortante de fluencia (Pa)

K = Factor de consistencia (Pa.sⁿ). Este factor indica la viscosidad promedio del fluido.

n = Índice de comportamiento, es menor a 1. Este factor indica la desviación del fluido de ser newtoniano.

$\frac{d\gamma}{dt}$ = Tasa de deformación de corte con respecto al tiempo (1/s)

- c. **Pulpas dilatantes:** Son fluidos no-newtonianos muy parecidos a los fluidos pseudoplásticos. La única diferencia en su comportamiento es que la tasa de incremento del esfuerzo cortante de fluencia respecto al gradiente de velocidad aumenta con el aumento del gradiente de velocidad. Su modelo matemático es similar al utilizado en fluidos pseudoplásticos (Abulnaga, 2002).
- d. **Fluidos pseudoplásticos con fluencia:** Los fluidos pseudoplásticos con fluencia poseen el comportamiento de los fluidos pseudoplásticos; sin embargo, para que el movimiento se inicie se debe superar un esfuerzo cortante de fluencia inicial. Su modelo matemático es el siguiente (Abulnaga, 2002):

$$\tau = \tau_0 + K \left[\left(\frac{d\gamma}{dt} \right)^n \right] \quad (2.4)$$

Donde:

τ = Esfuerzo cortante de fluencia (Pa)

τ_0 = Esfuerzo cortante de fluencia inicial (Pa)

K = Factor de consistencia de la ley de potencia (Pa.sⁿ)

n = Índice de comportamiento de la ley de potencia, es menor a 1

$\frac{d\gamma}{dt}$ = Tasa de deformación de corte con respecto al tiempo (1/s)

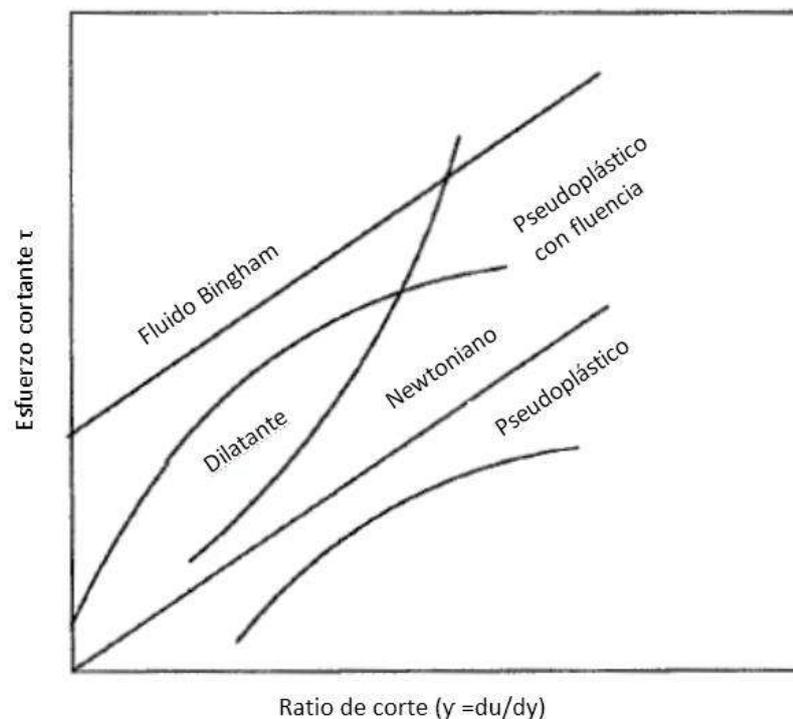


Figura 26: Comparación del comportamiento de pulpas homogéneas independientes del tiempo

Fuente: Libro Slurry Systems Handbook, Abulnaga 2002 (Adaptación)

2.8.1.2. Pulpas homogéneas dependientes del tiempo

Los fluidos homogéneos con comportamiento no-newtoniano dependientes del tiempo se caracterizan porque la estructura de la mezcla y la orientación de sus partículas son sensibles a las tasas de esfuerzo de corte. Debido a cambios estructurales y a la reorientación de las partículas dada una tasa de esfuerzo de corte, el esfuerzo cortante se vuelve independiente del tiempo cuando las partículas se alinean por sí mismas hacia el flujo (Abulnaga, 2002). Estos fluidos se dividen en mezclas trixotrópicas y mezclas reopécticas. (Ver Figura 27).

- e. **Mezclas trixotrópicas:** Se caracterizan porque su esfuerzo cortante disminuye con el tiempo de duración de su deformación por fuerzas cortante. Es decir, es un efecto reversible que posee un decaimiento estructural respecto al tiempo bajo una velocidad de corte constante (Abulnaga, 2002).
- f. **Mezclas reopécticas:** Las mezclas reopécticas se diferencian de las mezclas trixotrópicas en que no se observa un decaimiento estructural y los esfuerzos cortantes son mayores a los iniciales cuando el efecto se está revirtiendo (Abulnaga, 2002).

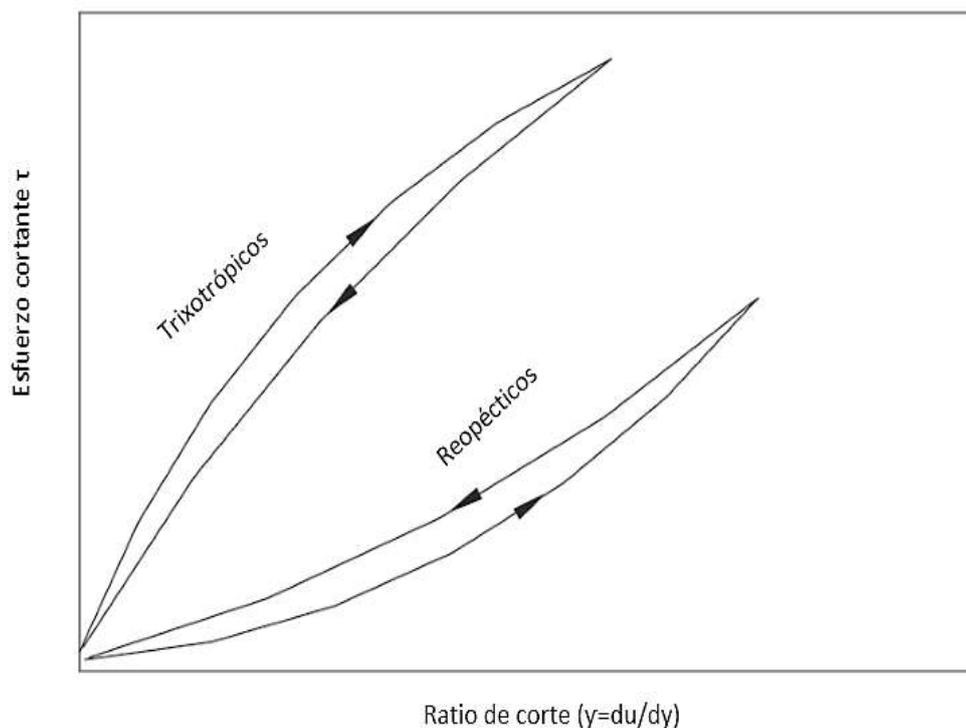


Figura 27: Comparación del comportamiento de pulpas homogéneas dependientes del tiempo

Fuente: Libro Slurry Systems Handbook, Abulnaga 2002 (Adaptación)

2.8.2. Pulpas sedimentables o heterogéneas

Cuando los tamaños de las partículas en las pulpas son mayores que los tamaños de pulpas no sedimentables, el fabricante GIW considera partículas con tamaño mayor a 40 micrones y las pulpas poseerán un comportamiento heterogéneo.

Las pulpas heterogéneas pueden clasificarse en flujo con lecho móvil, con lecho fijo y en heterogéneo con todas las partículas en suspensión (Abulnaga, 2002). (Ver Figura 28).

El fabricante GIW clasifica el flujo heterogéneo en flujo pseudohomogéneo (totalmente suspendido), heterogéneo (gradiente de distribución de los sólidos), parcialmente estratificado (lecho granular existente) y completamente estratificado (sólidos sólo presentes en el lecho) (Ver Figura 29).

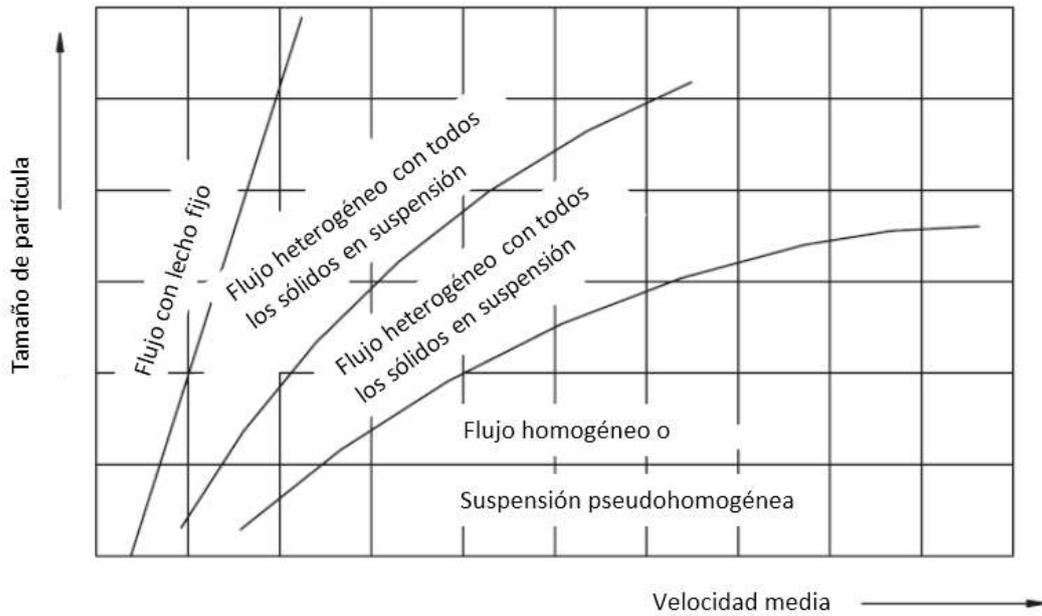


Figura 28: Clasificación de las pulpas heterogéneas respecto al tamaño de partícula y la velocidad que presentan
 Fuente: Libro Slurry Systems Handbook, Abulnaga 2002 (Adaptación)

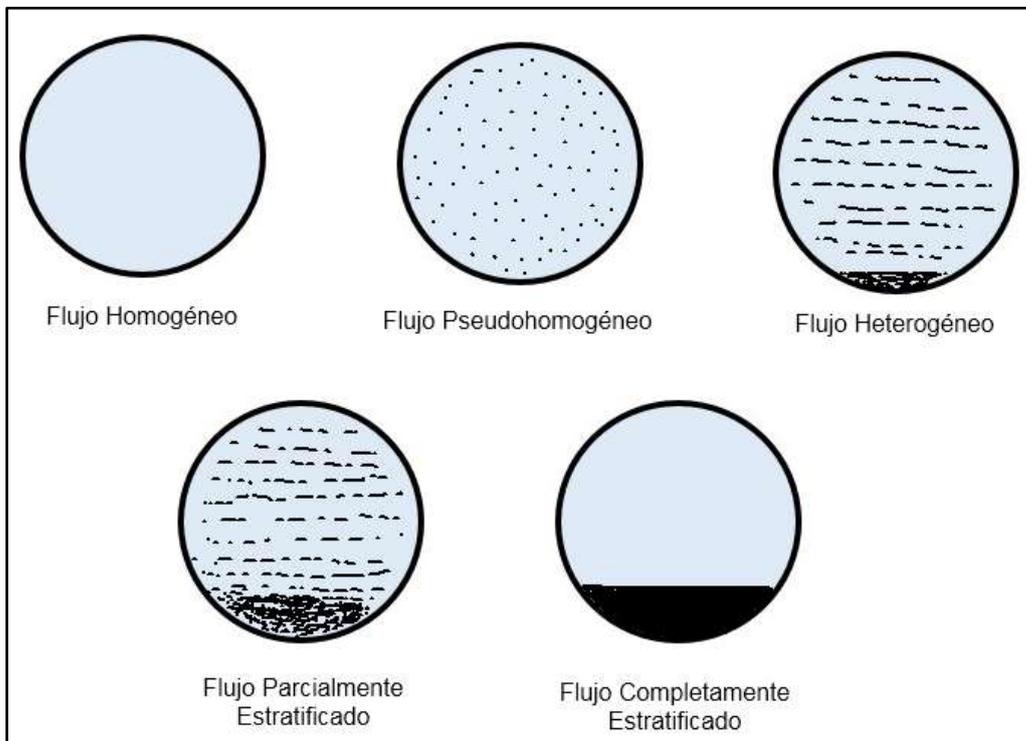


Figura 29: Clasificación de las pulpas según el fabricante GIW
 Fuente: Presentación del manual de entrenamiento de GIW para KSB Perú (Adaptación)

- a. **Pulpas con lecho móvil:** Este tipo de fluido se caracteriza debido a que la velocidad del flujo es lenta y las partículas dentro del lecho móvil asemejan un movimiento similar a las dunas en el desierto (Abulnaga, 2002). Las partículas que se encuentran en la zona superior se mueven con mayor velocidad a las que

se encuentran en la zona inferior y las partículas más finas se moverán junto al fluido de la pulpa.

- b. **Pulpas con lecho fijo:** En los fluidos heterogéneos con lecho fijo, el lecho se forma por partículas con bajas velocidades de sedimentación que se mantienen en la zona inferior de las tuberías horizontales sin movimiento, y disminuyendo la sección transversal de la tubería.
- c. **Flujo heterogéneo asimétrico:** A velocidades altas, la turbulencia es suficiente para levantar y transportar más sólidos, describiendo un patrón asimétrico donde las partículas de mayor tamaño se encuentran en la zona inferior y encima hay capas de partículas pequeñas y medianas (Abulnaga, 2002).
- d. **Flujo heterogéneo simétrico:** A velocidades mayores a 3.3 m/s todos los sólidos describen un mismo patrón simétrico. Por eso se suele llamar fluido pseudohomogéneo debido a su simetría con el eje de la tubería (Abulnaga, 2002).

2.9. Pérdidas por fricción de las pulpas en tuberías

Existen distintos tipos de pulpas, y cada uno tiene un comportamiento distinto. Por tal motivo, el cálculo de las pérdidas de fricción de las pulpas es un tema complejo, porque por cada tipo de pulpa existen distintos métodos para el cálculo del factor de fricción, y estos métodos están en función de parámetros experimentales y empíricos que necesitan de un trabajo en laboratorios para ser obtenidos. En la actualidad, existen ecuaciones que se aproximan al cálculo del factor de fricción en tubería; sin embargo, los fabricantes de bombas ofrecen softwares para el cálculo de estas pruebas debido a que éstos tienen la información que en su historia de funcionamiento han ido recolectando de distintos tipos de pulpas.

2.9.1. Pérdidas en pulpas homogéneas

En los fluidos homogéneos, que poseen un comportamiento no newtoniano, es importante tener en cuenta diversos factores como la reología, el esfuerzo cortante, tiempo de repuesta, entre otros; para el cálculo del factor de fricción a través de las tuberías. A través del tiempo, distintos autores han desarrollado ecuaciones para el cálculo del factor de fricción; sin embargo, cada cierto tiempo siguen apareciendo nuevas ecuaciones tratando de correlacionar el número de Reynolds con el factor de fricción (Abulnaga, 2002).

2.9.2. Pérdidas de fricción en tuberías en pulpas heterogéneas

El gradiente de fricción hidráulico para pulpas heterogéneas es mayor con respecto al gradiente de fricción hidráulico para un volumen igual de agua. Las pérdidas por fricción aumentan en proporción a la concentración volumétrica de sólidos como se muestra en la Figura 30. Con el fin de reflejar el aumento de las

pérdidas por fricción, Durand y Condolios propusieron una relación adimensional (Abulnaga, 2002).

$$Z = \frac{i_m - i_L}{C_v i_L} \quad 2.23$$

Donde:

C_v = Concentración volumétrica de sólidos

i_m = Gradiente de presión para una mezcla de pulpa en metros de columna de agua (m.c.a)

i_L = Gradiente de presión para un volumen equivalente de agua o fluido transportador en metros de columna de agua.

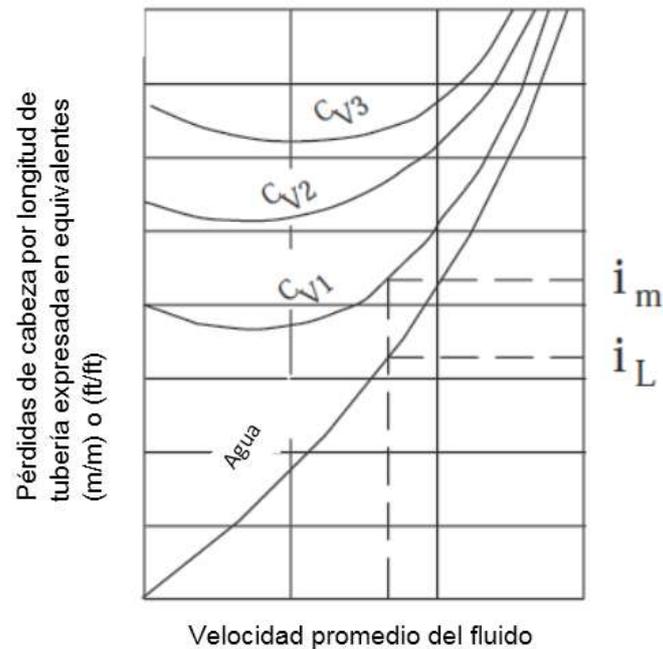


Figura 30: Diferencia entre el gradiente de fricción de una pulpa con distintas concentraciones de sólidos por volumen y su equivalencia en agua.

Fuente: Libro Slurry Systems Handbook, Abulnaga 2002 (Adaptación)

2.10. Velocidad de sedimentación

Para dimensionar el sistema de bombeo requerido, en las pulpas heterogéneas existe un parámetro muy importante que es la velocidad de sedimentación. Esta se entiende como la velocidad límite que determina que las velocidades del fluido que estén por debajo de ella harán que las partículas comiencen a sedimentar en la tubería creando efectos adversos como mayores pérdidas de fricción, disminución del flujo e incluso obstrucción de la tubería.

Durand y Condolios (1952) formularon la siguiente ecuación que sirve para determinar la velocidad de sedimentación en las pulpas heterogéneas.

$$V_s = F_L \sqrt{2gD \frac{(\rho_s - \rho_l)}{\rho_l}} \quad 2.27$$

Donde:

F_L = Es el factor de Durand que depende del tamaño de partícula y de la concentración volumétrica de los sólidos, ver figura 31.

g = Aceleración de la gravedad (m/s²)

D = Diámetro interno de la tubería (m)

ρ_s = Densidad de los sólidos en la pulpa (kg/m³)

ρ_l = Densidad del fluido de transporte, generalmente, es agua (kg/m³)

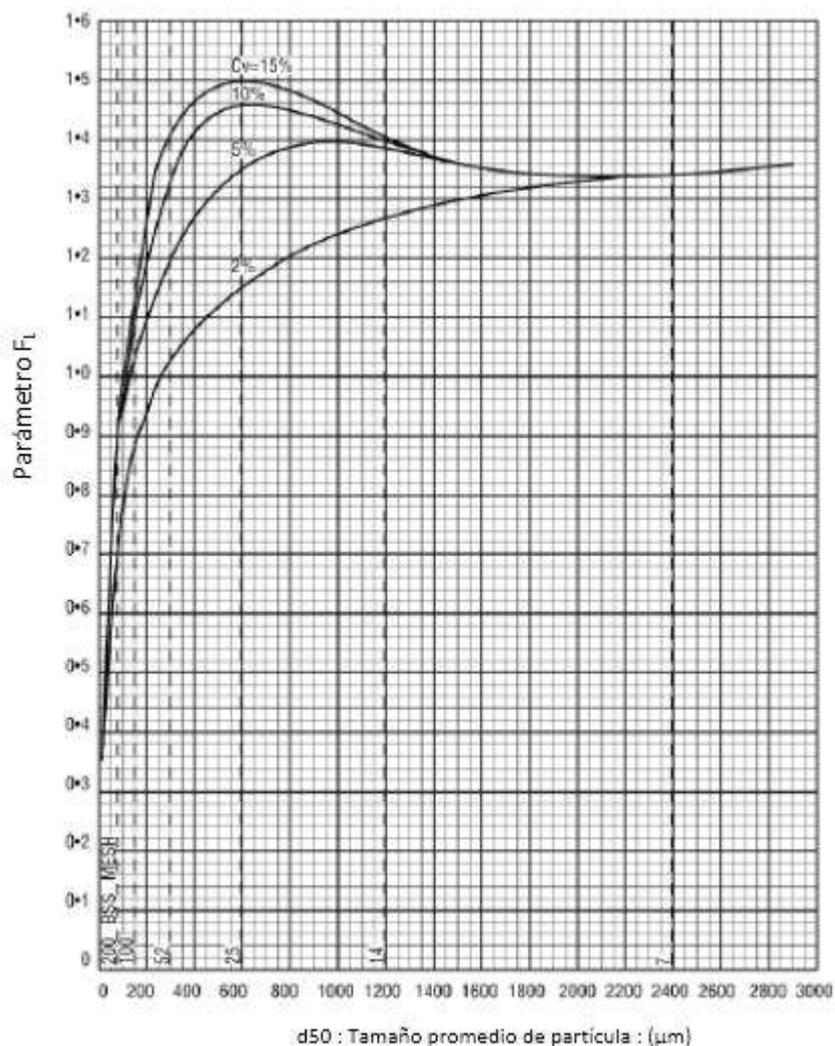


Figura 31: Gráfico para determinar el factor de Durand.

Fuente: Slurry Pumping Handbook, Warman 2009 (Adaptación)

2.11. Efecto de los sólidos en el desempeño de la bomba centrífuga

A diferencia del detallado comportamiento de los diferentes tipos de pulpa en las tuberías, en el caso de las bombas centrífugas este comportamiento no ha sido

completamente desarrollado y se mantiene en una constante actualización por parte de los fabricantes de bombas. Debido a esto es que se ha hecho mención en el presente trabajo algunos de los distintos tipos de fluidos y su comportamiento en las tuberías para poder entender un comportamiento parecido en las bombas centrífugas.

La primera aproximación es la del “fluido equivalente” que tiene su explicación en que las pulpas son más densas que el agua, por lo tanto, se utiliza el comportamiento de un fluido más denso para explicar el comportamiento de la pulpa teniendo la misma viscosidad.

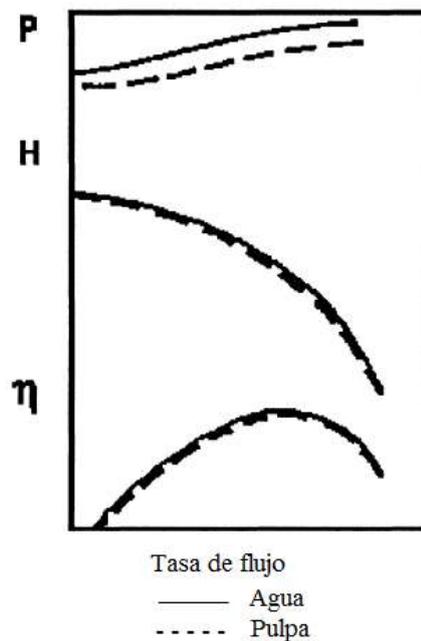


Figura 32: Comparación en el comportamiento entre el agua y la pulpa usando la aproximación de la densidad
 Fuente: Libro Slurry Transport Using Centrifugal Pumps, Wilson 2006 (Adaptación)

Como se puede observar en la Figura 32, al hacer la comparación entre el agua y un fluido de mayor densidad (pulpa) se observa que para una misma tasa de flujo existe disminución en la potencia consumida (P), la cabeza hidráulica (H) y la eficiencia (η).

La segunda aproximación es mantener constante la densidad y, dado que las pulpas poseen una mayor viscosidad que el agua, utilizar el comportamiento de un fluido más viscoso como aproximación al comportamiento de las pulpas.

Tal como lo muestra la Figura 33, el transportar un fluido más viscoso que el agua significa una disminución en la cabeza hidráulica (H) y en la eficiencia (η), además de un aumento en la potencia consumida (P). Este comportamiento tiene un mayor efecto en las bombas pequeñas más que en bombas grandes, debido a que en las bombas pequeñas el rendimiento es más bajo y el espesor, las luces y las imperfecciones son relativamente mayores que las bombas de mayor tamaño (KSB, 2002).

Sin embargo, el efecto de los sólidos suele ser más complicado que ambas aproximaciones debido a que las pulpas tienen mayor densidad y mayor viscosidad que el agua. Por lo cual una aproximación más cercana sería aquella que considere un incremento en ambos parámetros.

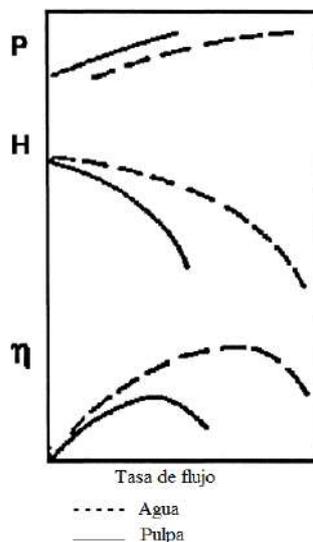


Figura 33: Comparación en el comportamiento entre el agua y la pulpa usando la aproximación de la viscosidad

Fuente: Libro Slurry Transport Using Centrifugal Pumps, Wilson 2006 (Adaptación)

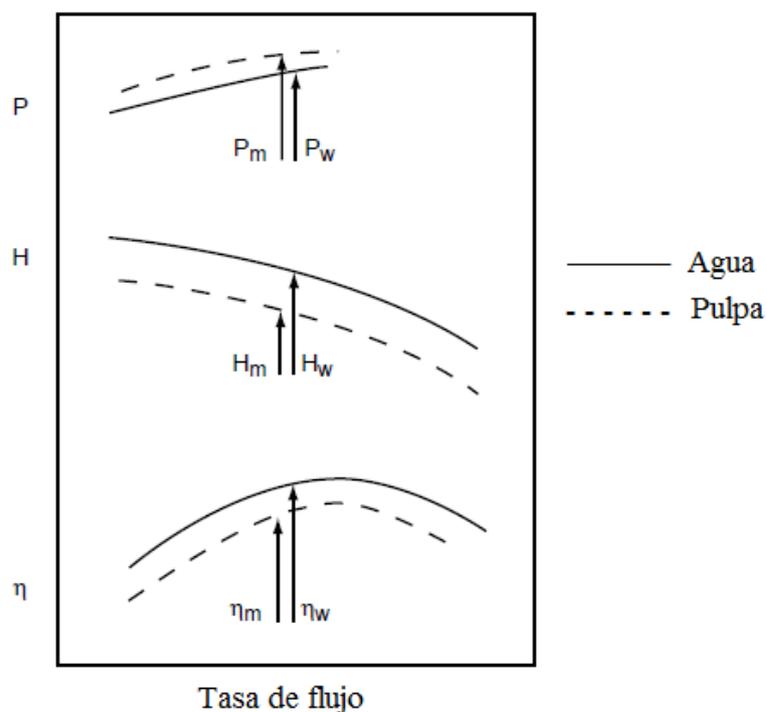


Figura 34: Comparación en el comportamiento entre el agua y pulpa
Fuente: American National Standard for Rotodynamic (Centrifugal) Slurry Pumps ANSI/HI 12.1-12.6-2005 (Adaptación)

La Figura 34 es una aproximación más realista del comportamiento de las pulpas, este gráfico muestra la incidencia que tiene en el comportamiento del fluido, el incremento de densidad y de viscosidad en comparación con el comportamiento del agua.

Las pulpas siempre serán comparadas con agua en sus mismas condiciones. Por lo tanto, se debe tener en consideración las relaciones y factores que relacionan sus comportamientos bajo las mismas condiciones.

$$\text{Relación de cabeza, } Hr = \frac{H_m}{H_w} \quad (2.28)$$

$$\text{Relación de eficiencia, } \eta_r = \frac{\eta_m}{\eta_w} \quad (2.29)$$

$$\text{Factor de reducción de cabeza, } R_H = 1 - H_r \quad (2.30)$$

$$\text{Factor de reducción de eficiencia, } R_\eta = 1 - \eta_r \quad (2.31)$$

Donde:

H_m = Cabeza hidráulica de la pulpa (m)

H_w = Cabeza hidráulica de agua (m)

η_m = Eficiencia de la pulpa

η_w = Eficiencia del agua

2.12. Comportamiento de la bomba con fluidos no sedimentables

El comportamiento de los fluidos no sedimentables es no-newtoniano, y cuando son transportados por bombas centrífugas poseen una variabilidad en su comportamiento. Muchas veces suele tener un comportamiento poco predecible cuando se opera en un punto menor al punto de mayor eficiencia (ver en la Figura 35). Por consiguiente, se recomienda la guía del fabricante de la bomba en el dimensionamiento y en la selección de la bomba para este tipo de fluidos, debido a que con las pruebas en sus laboratorios pueden predecir el comportamiento del fluido a fin de seleccionar la bomba necesaria.

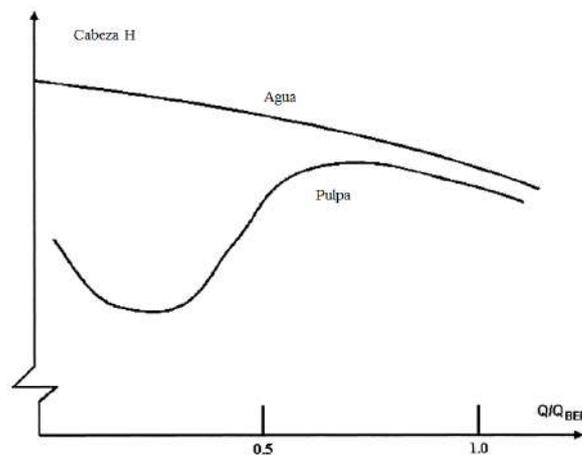


Figura 35: Efecto de un fluido no-newtoniano en la cabeza desarrollada por la bomba
Fuente: Libro Slurry Transport Using Centrifugal Pumps, Wilson 2006 (Adaptación)

2.13. Comportamiento de la bomba con fluidos sedimentables

En los fluidos sedimentables se pueden obtener los factores de reducción tanto de cabeza R_H como de manera gráfica (ver en la Figura 36), y así poder estimar el comportamiento real de la pulpa en la bomba. Este gráfico ha sido desarrollado a lo largo de 15 años por la empresa GIW del grupo KSB y está incluido en el estándar ANSI/HI 12.1-12.6-2005. Sin embargo, el gráfico está hecho para una determinada concentración volumétrica de sólidos de 15% y una densidad relativa de los sólidos de 2.65. Por lo tanto, cuando varían estos parámetros se deben realizar correcciones, multiplicando el valor obtenido de R_H con los siguientes factores de corrección:

Factor de corrección por una concentración volumétrica distinta de 15%, C_{cv} :

$$C_{cv} = \left(\frac{Cv\%}{15\%} \right) \quad (2.32)$$

Donde:

C_v = Concentración volumétrica de sólidos

Factor de corrección por una diferente gravedad específica de sólidos, C_s :

$$C_s = \left(\frac{S_s - 1}{1.65} \right)^{0.65} \quad (2.33)$$

Donde:

S_s = Gravedad específica de los sólidos

Factor de corrección para un porcentaje de partículas finas diferente a 0, C_{fp} :

$$C_{fp} = (1 - \%PF < 75\mu m)^2 \quad (2.34)$$

Donde:

PF = Porcentaje de partículas finas

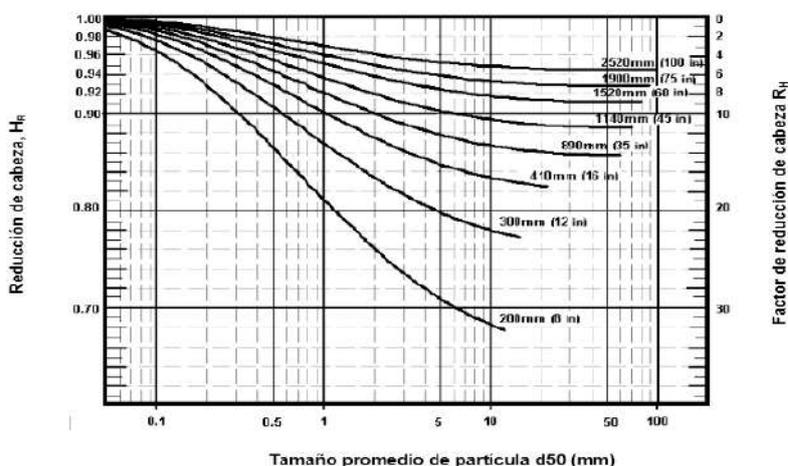


Figura 36: Efecto del tamaño medio de partícula y el diámetro del impulsor en R_H y R_f (Para la concentración de sólidos en volumen de 15%, con densidad relativa de sólidos de 2.65 y con una cantidad insignificante de partículas finas. Los diámetros del impulsor se indican en mm y pulgadas)

Fuente: American National Standard for Rotodynamic (Centrifugal) Slurry Pumps ANSI/HI 12.1-12.6-2005 (Adaptación)

Capítulo 3

Condiciones y parámetros de operación del sistema de bombeo

3.1. Introducción

Conocido el marco teórico de este trabajo, en este capítulo se explica las condiciones para las cuáles se realiza el dimensionamiento del sistema de bombeo, teniendo en cuenta los parámetros de operación requeridos por la operación minera en este proyecto. Asimismo, se realizan los cálculos hidráulicos del sistema y estos se validan mediante el software SLYSEL, desarrollado por la empresa KSB.

3.2. Condiciones y parámetros de operación

La empresa minera ABC ha contratado a la empresa de ingeniería XYZ para el desarrollo de un proyecto dentro de sus instalaciones. Este proyecto consiste en el transporte de relaves desde su planta concentradora hasta un cajón que distribuye los relaves hacia las pozas. La empresa de ingeniería XYZ ha realizado los cálculos hidráulicos del sistema de bombeo necesario. Por tal motivo, ha solicitado a los proveedores realizar propuestas técnico comerciales sobre los equipos necesarios. El alcance del presente documento es trabajar con la información entregada por la empresa de ingeniería para dimensionar el sistema de bombeo con los equipos GIW (KSB). Además de verificar la selección del diámetro de tubería teniendo en cuenta la velocidad de sedimentación, y realizar el cálculo de la altura dinámica total del sistema con el software SLYSEL para comparar con lo entregado por la empresa de ingeniería.

3.2.1. Parámetros de operación

Los parámetros requeridos por la operación minera para el transporte de relaves se muestran en la Tabla 3 y son los siguientes:

Tabla 3: Condiciones de operación requeridas para la operación minera.

CONDICIONES DE OPERACIÓN			
Fluido	Relaves		
	Unidad	Nominal	Diseño
Flujo	m ³ /hora	3863	5706
Flujo másico de sólidos	t/hora	1882	4428
Concentración de sólidos por peso	%	40	50
Densidad	kg/m ³	1360	1550
Elevación de la succión	Msnm	4161.7	4161.7
Elevación de la descarga	Msnm	4223.5	4223.5
Cabeza estática	M	61.8	62
Viscosidad	Pa.s	0.0016	0.0016
TDH de bombeo	m de pulpa (mcp)	63.9	66.11
NPSHA	m ABS	5.4	5.7
Min/Max. Cabeza de succión	M	2 / 3.5	
Locación de las bombas	Exterior		
Horarios de operación	horas/día	24	
	día/año	365	
Velocidad de sedimentación	m/s	< 26	
SOLIDOS d50	µm	42-90	
SOLIDOS d80	µm	110-232	
Gravedad específica de sólidos		3,2 - 3,4	
Longitud de la tubería	m	150	
PH		8-11	
Tipo de tubería	26" STD + liner de caucho 1/2"		
Corrosividad o erosividad	No corrosivo. Índice de Miller no disponible.		
LÍNEA DE SUCCIÓN			
Accesorios	Junta de expansión, entrada, 2 válvulas de cuchilla de 48", reducción.		
Succión de bomba	De una caja de bombeo.		
LÍNEA DE DESCARGA			
Accesorios	2 válvulas de 26", 2 Tee, 2 codos de 90°, 3 codos de 45°.		
Descarga de bomba	A la atmósfera.		

Fuente: Elaboración propia.

Asimismo, la operación minera requiere que el sistema de bombeo cumpla con los siguientes escenarios de funcionamiento:

Escenario nominal, tres líneas de bombeo, cada línea bombeando 3863 m³/h con un TDH de 63.9 mcp en una tubería de 26". (Ver Figura 37)

Escenario de diseño, dos líneas de bombeo operando a un flujo de $5706 \text{ m}^3/\text{h}$ con un TDH de 66.1 mcp en una tubería de 26". (Ver Figura 38)

Escenario de bombeo del máximo caudal, tres líneas de bombeo operando a un flujo de $5094 \text{ m}^3/\text{h}$ con un TDH de 63.9 mcp en una tubería de 26". (Ver Figura 39)

Además, existirá una línea de bombeo adicional en *stand by* para facilitar los trabajos de mantenimiento. En la Figura 40 se muestra el esquema del sistema de transporte de relaves.

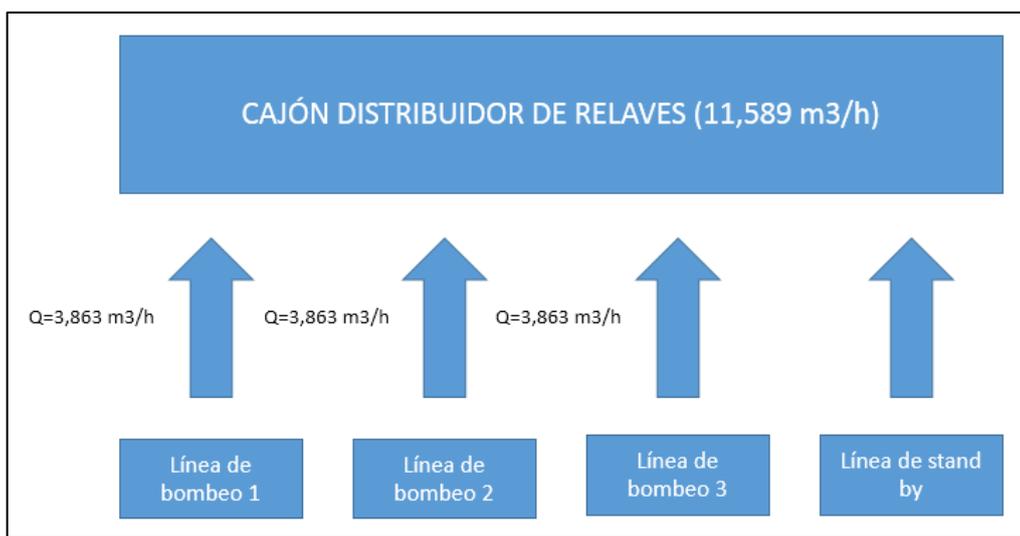


Figura 37: Escenario nominal para el transporte de relaves
Fuente: Elaboración propia

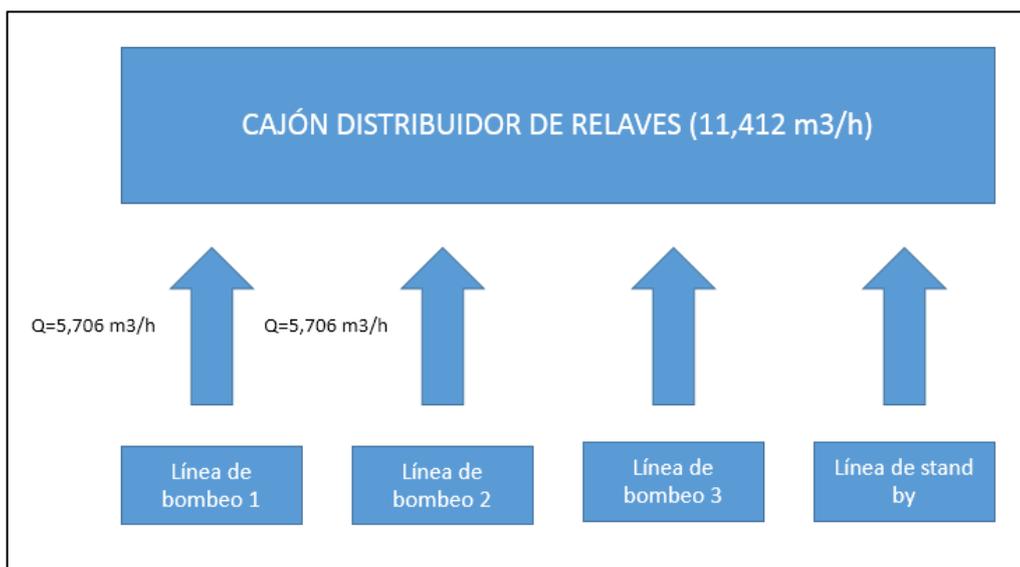


Figura 38: Escenario de diseño para el transporte de relaves
Fuente: Elaboración propia

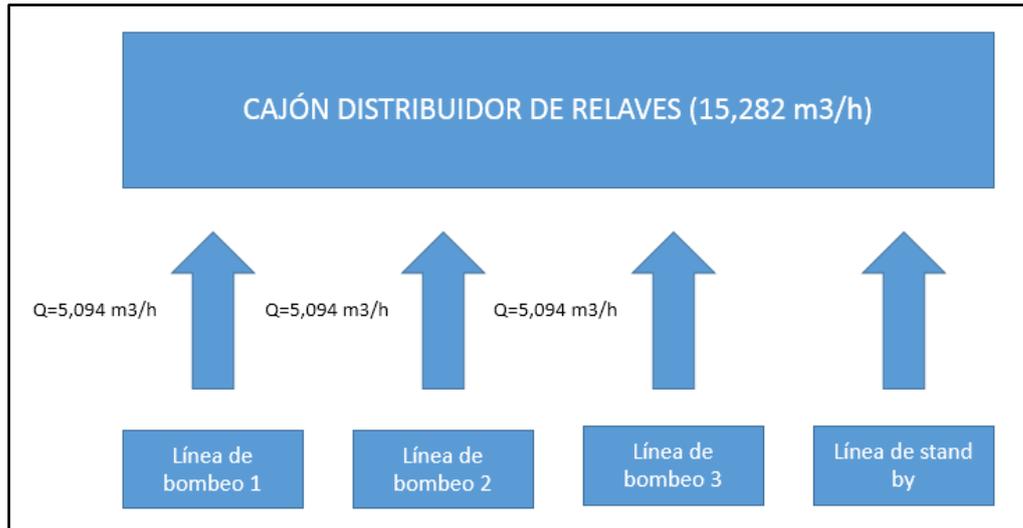


Figura 39: Escenario de caudal máximo para el transporte de relaves
Fuente: Elaboración propia

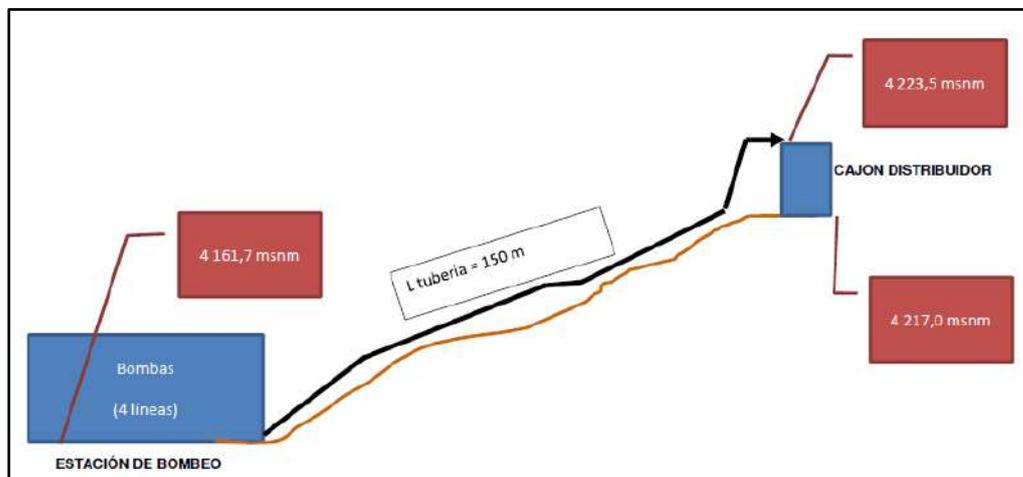


Figura 40: Esquema gráfico del sistema de transporte de relaves
Fuente: Elaboración empresa XYZ

3.2.2. Consideraciones para los parámetros de operación

Los parámetros de operación requeridos servirán para establecer las consideraciones para el dimensionamiento y la selección del sistema de bombeo.

- La alternativa de solución se ofrecerá para una pulpa con comportamiento newtoniano; es decir, sedimentable. La concentración y el tamaño de partículas indica que existe la posibilidad de que pueda ser no sedimentable; es decir, con comportamiento no newtoniano. De ser el caso, la selección de las bombas y los motores pueden verse afectados, por tal motivo; se necesitarían más datos. Debido a esto se considera como alcance de este documento la selección del sistema de bombeo para una pulpa newtoniana.
- Se verificará el diámetro de la tubería seleccionada por la empresa XYZ como parte del diseño, utilizando el criterio de la velocidad de sedimentación.

- El cálculo hidráulico para la selección del sistema de bombeo se realizará con la altura dinámica entregado por la empresa de ingeniería XYZ. Sin embargo, se realizará una verificación previa de este parámetro total, utilizando el software SLYSEL.

3.3. Cálculo hidráulico

Los datos de entrada para el cálculo hidráulico son los proporcionados por los parámetros de operación. Se verifica el diámetro de tubería y el valor del TDH proporcionado por la empresa XYZ.

Diámetro de tubería

La verificación del diámetro de tubería se realiza hallando la velocidad crítica de sedimentación de la pulpa y comparándola con la velocidad del fluido dado como condición de operación. La velocidad crítica de sedimentación se calcula con la ecuación de Durand modificada, expresada de la siguiente manera:

$$V_c = FL' \sqrt{2gDi(Ss-1)} \left(\frac{d_{50}}{Di} \right)^{1/6} \quad (3.1)$$

Donde:

g = aceleración de la gravedad (m/s^2)

Di = Diámetro interior de la tubería (m)

Ss = Gravedad específica de los sólidos

d_{50} = Tamaño medio de partícula (m)

FL = Factor de corrección de Durand, $FL' = 3,322 * C_v^{0.21}$

C_v = Concentración de sólidos por volumen

Los datos a reemplazar en la ecuación 3.1, excepto la concentración de sólidos por unidad de volumen, se obtienen de las condiciones de operación. Éstas se hallan utilizando el flujo másico de los sólidos, la gravedad específica y la concentración de sólidos por peso, que son condiciones de operación, según los siguientes pasos:

1. Primero, utilizando la relación de la gravedad específica, se halla el flujo másico de agua para el mismo volumen de sólidos.

$$Ss = \frac{\dot{m}_{sólidos} / V}{\dot{m}_{agua} / V} \quad (3.2)$$

Donde:

Ss = Gravedad específica de los sólidos

$\dot{m}_{sólidos}$ = Flujo másico de sólidos en la pulpa (t/hora)

\dot{m}_{agua} = Flujo másico de agua para el mismo volumen de sólidos (t/hora)

Al reemplazar los datos, el flujo másico de agua para el mismo volumen de sólidos es el siguiente:

$$\dot{m}_{\text{agua}} = \frac{4428}{3.4} = 1302.35 \text{ t/hora}$$

2. Segundo, se halla el flujo másico de agua en el relave, utilizando una regla de tres simple y teniendo en cuenta que la concentración de sólidos por peso (C_w) es de 50% según las condiciones de operación.

$$\dot{m}_{\text{agua,relaves}} = \frac{4428(100-50)}{50} = 4428 \text{ t/hora}$$

3. Tercero, se halla el flujo másico total del relave, sumando el flujo másico de sólidos con el flujo másico del agua en el relave.

$$\dot{m}_{\text{relaves}} = 4428 + 4428 = 8856 \text{ t/hora}$$

4. Cuarto, para hallar la gravedad específica del relave es necesario encontrar el flujo másico de agua para un mismo volumen de agua. Esto se realiza sumando los dos flujos másicos de agua antes encontrados.

$$\dot{m}_{\text{agua}_{\text{TOTAL}}} = 1302.35 + 4428 = 5730.35 \text{ t/hora}$$

5. Quinto, la gravedad específica de la pulpa (S_{RELAVE}) es la razón entre el flujo másico total del relave y el flujo másico total de agua.

$$S_{\text{RELAVE}} = \frac{8856}{5730.35} = 1.55$$

Con este valor se corrobora la densidad dada como parámetro de operación.

6. Sexto, la concentración de sólidos por volumen (C_v), es la siguiente:

$$C_v = \frac{100 \times 1302.35}{5730.35} = 22.7\%$$

Hallada la concentración volumétrica se reemplazan los valores en la ecuación de Durand modificada:

$$FL' = 3.322 \times 0.227^{0.21} = 2.43$$

$$V_c = 2.43 \sqrt{2 * 9.81 * 0.635(3.4 - 1)} * \left(\frac{90 * 10^{-6}}{0.635} \right)^{\frac{1}{6}}$$

Esta velocidad se compara con la velocidad dada como parámetro de operación, teniendo en cuenta que el tamaño seleccionado de tubería es una tubería de 26" con liners de caucho de 1/2" que sirven como protección del desgaste.

La velocidad de los relaves según el parámetro de operación es la siguiente:

$$Q = V.A \quad (3.3)$$

Donde

Q = Flujo volumétrico (m^3/hora)

V = Velocidad (m/s)

A = Área transversal de la tubería (m^2)

Reemplazando con los datos conocidos:

$$5706 = V \frac{\pi (0.635)^2}{4}$$

$$V = 5 \text{ m/s}$$

Al comprobar que V es mayor que V_c se concluye que el diámetro de tubería ha sido seleccionado correctamente.

Altura dinámica total

La altura dinámica total, proporcionada por la empresa XYZ para la condición de diseño, es de 66.11 metros. Este cálculo fue realizado con el software especializado AFT FATHOM. Para la revisión de este cálculo se utiliza el software libre SLYSEL versión 2.0 de la compañía KSB. Este software ha sido desarrollado con la información histórica de laboratorio que la compañía GIW, perteneciente a KSB, ha ido obteniendo de los diversos proyectos. La configuración en el software se realiza de la siguiente manera:



Figura 41: Interfaz inicial software SLYSEL

Fuente: Elaboración propia

Al ingresar al software SLYSEL, la interfaz muestra cinco opciones para análisis (como se muestra en la Figura 41):

- La primera opción permite realizar la selección de la bomba según los parámetros de operación y las características del fluido. La bomba seleccionada será en los modelos que GIW posee como solución para el bombeo de sólidos.
- La segunda opción permite realizar el estudio del sistema (tubería y accesorios) para determinar la altura dinámica total y poder seleccionar la bomba adecuada.
- La tercera opción permite realizar la selección de fajas y poleas para las condiciones de operación y las bombas GIW en operación.
- La cuarta opción permite realizar el estudio del sistema cuando hay presencia de bombas en distintas partes de la tubería.

- La quinta opción muestra la base de datos de los modelos de las bombas GIW donde se encuentran las curvas características de las bombas y las especificaciones técnicas de las mismas.

Para la verificación del TDH calculado por la empresa de ingeniería XYZ se ingresa a la segunda opción y se procede a ingresar los datos de operación requeridos por el software:

La primera configuración a realizar es ingresar los datos del fluido a transportar; es decir, el tipo de pulpa y el modelo para el cálculo de pérdidas por fricción. En este caso, se elige un tipo de pulpa sedimentable y, para el cálculo de pérdidas por fricción, el modelo será el de 4 componentes, modelo desarrollado por la compañía GIW (como se muestra en la Figura 42). Además, se solicita ingresar la clase de servicio para la elección de los materiales de la bomba. Sin embargo, la clase de servicio se calcula automáticamente al ingresar la gravedad específica de la pulpa y el tamaño de partícula d_{50} .

Figura 42: Cuadro de configuración de tipo de pulpa y modelo de pérdidas por fricción

Fuente: Elaboración propia

La siguiente ventana solicita ingresar las características del fluido portador. En este caso el fluido es agua, por lo tanto, se selecciona esta opción. El cálculo se realiza a temperatura ambiente, sin presencia de cloruros y con el pH indicado en los parámetros de operación (ver la Figura 43).

Figura 43: Cuadro de configuración del fluido portador

Fuente: Elaboración propia

Luego se ingresa la información, esta vez se solicita la gravedad específica del fluido, así como su concentración en volumen y su concentración en peso. Estos 3 valores están relacionados entre sí, por lo tanto, cualquier cambio en un valor modifica los otros

dos. Se ingresan los valores definidos en los parámetros de operación y que han sido calculados como se aprecia en la Figura 44.

▲ Solids Concentration Delivered	
Mixture S.G.	1.548
Cvd, by volume	22.5 %
Cwd, by weight	50.0 %

Figura 44: Cuadro de configuración de la concentración de sólidos transportado
Fuente: Elaboración propia

La próxima ventana requiere el ingreso de la gravedad específica de los sólidos, la forma de la partícula y el número de miller que se relaciona con la abrasividad del fluido. De los parámetros de operación se obtiene la gravedad específica de los sólidos. En la fórmula de la partícula se elige forma angular (que es la opción que suele estar predeterminada) y debido a que no se especifica el número de Miller, se elige el número 112 que es un número de Miller utilizado en el transporte de arena que posee propiedades similares a la pulpa transportada (ver la Figura 45).

▲ Solids Properties	
Solids S.G.	3.440
Particle shape	Angular
Miller number (G75)	112
Abrasivity	1.00

Figura 45: Cuadro de configuración de las propiedades del sólido
Fuente: Elaboración propia

La última ventana del software solicita los datos de la distribución del tamaño de partícula. Estos se obtienen de los datos de operación del sistema de bombeo. Además, esta ventana permite obtener una gráfica aproximada de la distribución de partículas en el fluido según los valores ingresados (Ver la Figura 46 y Figura 47).

▲ Particle Size Distribution	
Show particle size distribution plot	
Fines (<74 μm)	43.0 %
Extrapolate fines	<input checked="" type="checkbox"/>
D50	90 μm
Ratio	2.30
D85	232 μm
Extrapolate topline	<input type="checkbox"/>
Topsize	621 μm

Figura 46: Cuadro de configuración de la distribución del tamaño de partícula
Fuente: Elaboración propia

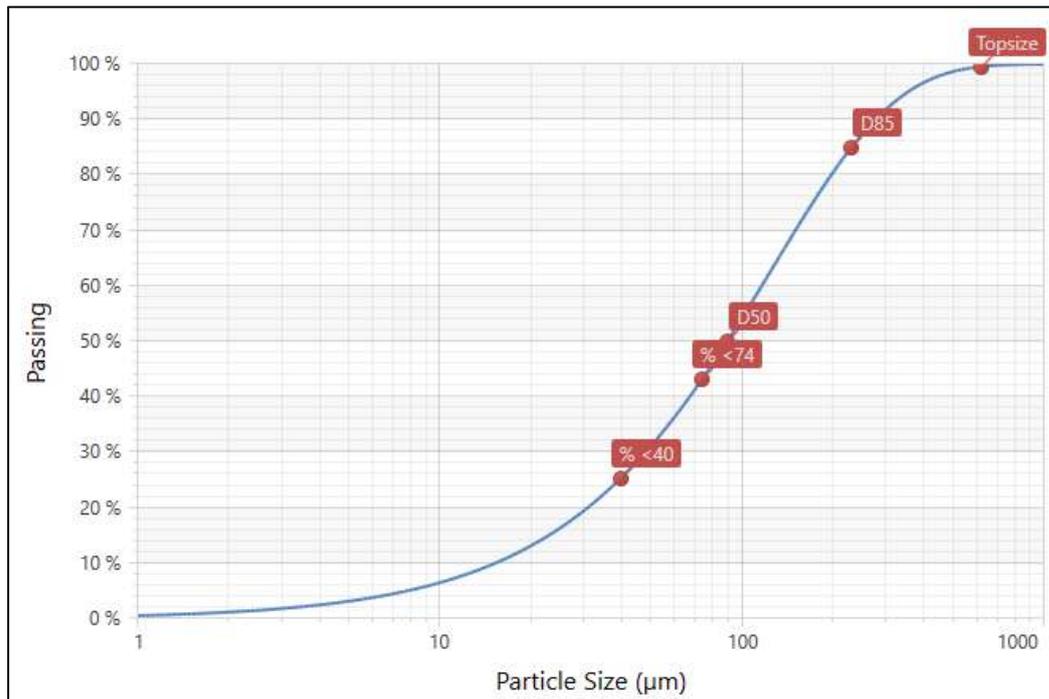


Figura 47: Gráfica de distribución de partícula obtenida del software SLYSEL 2
Fuente: Elaboración propia

La siguiente configuración solicitada por el software es sobre la aplicación de la bomba, la altura de succión, la altura sobre el nivel del mar y la presión de descarga. Estos datos se encuentran en los datos de operación de la bomba y se introducen como se muestra en la Figura 48.

Pipeline

Application:

Mining

Dredge

Pump centerline to water level (A):

2.00 m

Height above sea level:

4220.00 m

Final discharge pressure: 0.0 kPa

Figura 48: Cuadro de configuración de la tubería
Fuente: Elaboración propia

Una vez ingresados los datos de entrada obtenidos de los parámetros de operación y de los cálculos realizados, se ingresa la lista de accesorios, la longitud de tubería y la altura estática desde el eje de la bomba hasta la descarga de la tubería.

De los parámetros de operación se obtiene el listado de los accesorios. El software proporciona un listado de materiales con su respectiva rugosidad para el caso de la tubería y para los accesorios tiene una base de datos de los valores “K”. Sin embargo, no posee la totalidad de ellos. Por tal motivo se ha utilizado valores hallados de tablas elaboradas por la empresa KSB y otras compañías. En el anexo 2 se muestra la tabla del coeficiente de pérdidas de carga localizada.

	Section	Diameter (mm)	Length (m)	Rise (m)	Angle (°)	Roughness (m)	K
	Expansión	838.20	1.00	0.00	0.00	0.00007620	0.05
	Válvula 34° - 01	838.20	1.00	0.00	0.00	0.00004572	0.10
	Válvula 34° - 02	838.20	1.00	0.00	0.00	0.00004572	0.10
	Reducción	635.00	1.00	0.00	0.00	0.00007620	0.02
	Tub. Succión	635.00	1.00	0.00	0.00	0.00007620	0.00
	Altura estática	0.00	64.00	64.00	90.00	0.00007620	0.00
	Tub. Descarga	635.00	150.00	0.00	0.00	0.00007620	0.00
	Válvula - 01	635.00	1.00	0.00	0.00	0.00004572	0.30
	Válvula - 02	635.00	1.00	0.00	0.00	0.00004572	0.10
	Tee - 01	635.00	1.00	0.00	0.00	0.00004572	0.24
	Tee - 02	635.00	1.00	0.00	0.00	0.00004572	0.24
	Codo 90 - 01	635.00	1.00	0.00	0.00	0.00004572	0.20
	Codo 90 - 02	635.00	1.00	0.00	0.00	0.00004572	0.20
	Codo 90 - 03	635.00	1.00	0.00	0.00	0.00004572	0.20
	Codo 90 - 04	635.00	1.00	0.00	0.00	0.00004572	0.20

Figura 49: Cuadro de configuración de los accesorios, la tubería y la altura estática para la determinación de la altura dinámica total

Fuente: Elaboración propia

Una vez ingresados los datos en el programa, como se aprecia en la Figura 49, se realiza el cálculo de la altura dinámica total de manera inmediata. Cabe mencionar que se seleccionó un cálculo desde el flujo de los relaves en condición nominal hasta el flujo de diseño. En el anexo 1 se muestra el documento obtenido por el software SLYSEL sobre el cálculo del TDH.

Los resultados muestran que para el flujo nominal de relaves 3863 m³/h, la altura dinámica total es de 66.3 mcp. Según los parámetros de operación el TDH, en esta condición es de 63.9 mcp y, para la condición de diseño el software SLYSEL muestra un TDH de 70 mcp, y los parámetros de operación muestran un TDH de 66.11mcp (Ver la Figura 50).

La diferencia entre el cálculo realizado por el software SLYSEL y el otorgado como parámetro de operación es la variación de 3.8% para el caso de flujo nominal y de 5.56% en el caso de flujo de diseño. Al utilizarse un método alternativo y que los resultados no muestran gran diferencia se corrobora el TDH indicado en los parámetros de operación. Asimismo, el software realiza la gráfica del TDH y el NPSHa como se observa en la Figura 51.

Pipe Flow Summary	Flow (m ³ /h)	Total TDH (m)	NPSHA (m)	Mass Rate(tonne/h)
	3863	66.2	5.9	2989.81
	4068	66.6	5.9	3148.32
	4272	66.9	5.9	3306.84
	4477	67.3	5.9	3465.35
	4682	67.7	5.9	3623.87
	4887	68.1	5.9	3782.38
	5092	68.5	5.9	3940.90
	5296	69.0	5.9	4099.41
	5501	69.5	5.9	4257.93
	5706	70.0	5.9	4416.44

Figura 50: Valores de TDH calculados para el fluido estudiado a distintos flujos volumétricos
Fuente: Elaboración propia

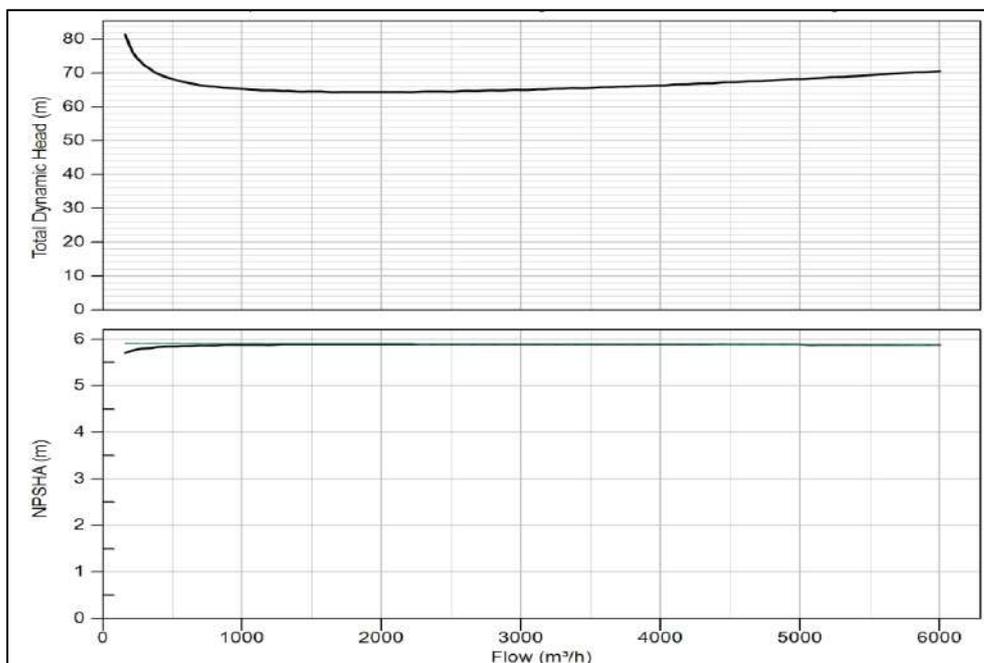


Figura 51: Curva del sistema TDH y curva del NPSHA del sistema
Fuente: Elaboración propia

3.4. Consideraciones sobre los equipos a seleccionar para las bombas de pulpa

Debido a la gran competencia en el mercado peruano por las bombas de pulpa, es muy difícil obtener información técnica y económica de este tipo de bombas, salvo requerimiento directo del cliente hacia las compañías fabricantes y/o distribuidoras. En este documento se trabaja sólo la selección del equipo con la marca KSB debido a las facilidades brindadas por la empresa.

La marca KSB posee, dentro de su rango de productos, soluciones de bombas de pulpa provenientes de su fábrica GIW. Las bombas de pulpa que son parte de su portafolio son las siguientes:

3.4.1. Bombas metálicas

Modelo LCC – Serie Metálica (LCC-M)

El modelo LCC es una bomba de pulpa metálica, centrífuga, horizontal con succión al extremo (Ver la Figura 52). Se utiliza en aplicaciones donde se requieren grandes alturas de descarga, fluidos ligeramente corrosivos y un rango amplio de tamaños de partícula. Entre las características están las siguientes:

- Tamaños de descarga: Desde 50 hasta 300 mm
- Flujo volumétrico: Hasta 3865 m³/h
- Altura de descarga: Hasta 90 m
- Capacidad: Hasta 520 kW
- Tamaño de eje: Desde 35 hasta 125 mm



Figura 52: Bomba de pulpa LCC-M
Fuente: Página web de KSB

Modelo LSA-S

Las bombas del modelo LSA-S son bombas altamente eficientes y utilizadas, principalmente, para servicio severo (Ver la Figura 53). Esta bomba tiene partes fabricadas con material GIW Gasite® que posee excelente resistencia a la abrasión y excelente rendimiento.

Sus aplicaciones van desde el transporte de minerales, la descarga de molinos, la alimentación de ciclones, el transporte de relaves y los procesos que existen en minería. También se pueden encontrar en la deshidratación, el transporte de pulpa y papel, el procesamiento de alimentos, el bombeo de coque, la resina y el tratamiento de cenizas. Sus características son las siguientes:

- Tamaños de descarga: Desde 50 hasta 650 mm
- Flujo volumétrico: Desde 22 hasta 13600 m³/h
- Altura de descarga: hasta 91 m
- Capacidad: Hasta 1862 kW
- Tamaño de eje: Desde 89 hasta 432 mm



Figura 53: Bomba de pulpa LSA-S
Fuente: Página web de KSB

3.4.2. Bombas revestidas de caucho

Modelo LCC – Revestida de caucho (LCC-R)

El modelo LCC-R posee materiales de desgaste para aplicaciones de servicio severas (Ver la Figura 54). Se utiliza en aplicaciones donde se requieren alturas de descarga moderadas, partículas finas y fluidos altamente corrosivos. Sus características son las siguientes:

- Tamaños de descarga: Desde 50 hasta 300 mm
- Flujo volumétrico: Hasta 3865 m³/h
- Altura de descarga: Hasta 90 m
- Capacidad: Hasta 520 kW
- Tamaño de eje: Desde 35 hasta 125 mm



Figura 54: Bomba de pulpa LCC-R
Fuente: Página web de KSB

Modelo LSR – Revestida de caucho para trabajo severo

El modelo LCC-R posee materiales de desgaste para aplicaciones muy severas como los circuitos de los molinos y las pulpas muy finas (Ver la Figura 55). Sus características son las siguientes:

- Tamaños de descarga: Desde 150 hasta 650 mm
- Flujo volumétrico: Hasta 9000 m³/h
- Altura de descarga: Hasta 60 m
- Capacidad: Hasta 520 kW

- Tamaño de eje: Desde 125 hasta 175 mm



Figura 55: Bomba de pulpa LSR
Fuente: Página web de KSB

3.4.3. Bombas verticales

Modelo LCV

El modelo LCV es una bomba ideal para los procesos industriales, la disposición de relaves en minería, en pozos para el dragado y otras operaciones (Ver la Figura 56).

- Tamaños de descarga: Desde 50 hasta 300 mm
- Flujo volumétrico: Hasta 1360 m³/h
- Altura de descarga: Hasta 38 m
- Tamaño de eje: Desde 90 hasta 200 mm
- Cantilevers: Desde 900 hasta 1800mm



Figura 56: Bombas de pulpa LCV
Fuente: Página web de KSB

3.4.4. Bombas de alta presión multietapas

Modelo WCB

El modelo WCB, patentado de la bomba de pulpa WBC, incorpora tecnologías de desgaste hidráulico de última generación para aplicaciones de alta presión (Ver la

Figura 57). Su principal aplicación es el transporte de mineral y de los relaves sujetos a repentinos picos de presión.

- Tamaños de descarga: Desde 460 hasta 660 mm
- Diámetros de impulsores: 1168 hasta 1372 mm
- Flujo volumétrico: Hasta 13600 m³/h
- Altura de descarga: Hasta 80 m
- Capacidad: Hasta 2980 kW
- Prueba hidrostática: Hasta 600 psi



Figura 57: Bomba de pulpa WCB
Fuente: Página web de KSB

Modelo TBC

El modelo TBC es una bomba horizontal, con succión al extremo, con una máxima capacidad de resistencia al desgaste y con un mantenimiento simple (Ver la Figura 58). Se utiliza en el dragado, en las estaciones de bombeo de tuberías y en otras aplicaciones donde se requieran grandes alturas de descarga y de caudales.

- Tamaños de descarga: Desde 305 hasta 1118 mm
- Flujo volumétrico: Desde 1136 hasta 31900 m³/h
- Altura de descarga: Hasta 91 m
- Capacidad: Hasta 8940 kW



Figura 58: Bomba de pulpa TBC
Fuente: Página web de KSB

Capítulo 4

Dimensionamiento y selección del sistema de bombeo

4.1. Introducción

Al tener los datos de operación, los escenarios de trabajo y los modelos de bombas de pulpa disponibles, se realiza la selección del sistema de bombeo óptimo teniendo en cuenta el aspecto técnico-económico. Consiguiendo una solución integral para las condiciones requeridas.

4.2. Preselección de modelo de bombas de pulpa

Los parámetros básicos que las bombas deben cumplir son el caudal y el TDH que necesita el sistema en las condiciones de diseño. Para nuestro trabajo el caudal es de 5706 t/hora y el TDH es de 66.11 metros. En el capítulo anterior, se mostraron las características básicas de las bombas de pulpa GIW, por lo tanto, se realiza una preselección directa teniendo en cuenta estos dos parámetros.

Tabla 4: Preselección directa de los modelos de bomba GIW para las condiciones de diseño.

Modelos/ Consideraciones	LCC - M	LSA-S	LCC - R	LSR	LCV	WCB	TBC
Caudal de trabajo	x	✓	x	✓	x	✓	✓
Altura de descarga	x	✓	x	x	x	✓	✓

Fuente: Elaboración propia

De la Tabla 4, se deduce que tres modelos de bombas de pulpa cumplen con los parámetros básicos de operación requeridos, sin embargo, se elegirá el modelo de bomba metálica LSA-S debido a que cumple con lo mínimo requerido y que no es de fabricación especial como los modelos WCB y TBC, lo que significa un menor costo de inversión y operación.

4.3. Configuración del sistema de bombeo

Las bombas de pulpa poseen un alto costo de inversión y de operación. Por tal motivo, el primer paso para la selección del sistema de bombeo es definir la configuración que va a presentar.

Las configuraciones analizadas son una sola bomba y dos bombas en serie por cada línea de bombeo. Por lo cual se realiza un análisis *Trade Off* de estas dos alternativas siendo los criterios de evaluación el costo de inversión (CAPEX), el costo de operación (OPEX) y el tiempo de respuesta para el mantenimiento frente a las contingencias que se puedan presentar en la operación.

Tabla 5: Análisis *Trade Off* de la configuración de los sistemas de bombeo.

Criterios por evaluar	Peso (%)	Alternativa 1: Una bomba		Alternativa 2: 02 bombas en serie	
		Eval.	Pond.	Eval.	Pond.
Costo de inversión (CAPEX)	40	1	40	2	80
Costo de operación (OPEX)	40	1	40	2	80
Tiempo de respuesta por contingencias	20	1	20	2	40
TOTAL			100		200

Leyenda:

- 1: El criterio se cumple al mínimo
- 2: El criterio se cumple medianamente
- 3: El criterio es superior al resto

Fuente: Elaboración propia

El análisis *Trade Off* de la Tabla 5 muestra a la alternativa 2 como la configuración óptima del sistema de bombeo. Esto se fundamenta en que el uso de una sola bomba, para el caudal y para la altura requerida, tiene un costo de inversión alto por cada línea superando en todos los modelos a comprar dos bombas para menores alturas. Lo mismo ocurre en el costo de operación que va referido, principalmente, al costo de mantenimiento de las bombas, ya que estas están sometidas al trabajo severo y presentan un requerimiento continuo de partes para reemplazo. Este monto de partes en muchos casos pueden tener un valor equivalente o mayor al de la bomba en un ciclo anual de mantenimiento. El tiempo de respuesta frente a la contingencia se refiere al tiempo de entrega de repuestos fuera de los planes de mantenimiento que por algún evento fortuito sean necesitados con urgencia. Por tal motivo, si la bomba es menos robusta, los repuestos tendrán menor tiempo de fabricación y entrega. Por lo tanto, la alternativa 2 también ofrece mayores ventajas en comparación con la primera.

4.4. Selección del modelo de bomba óptimo

Las bombas de pulpa modelo LSA-S tiene distintas configuraciones por lo que se debe elegir entre ellas la más adecuada. Sin embargo, las curvas de estas bombas se presentan para agua líquida, por tal motivo, primero se debe encontrar el factor de reducción de cabeza o altura para poder interpretar las curvas de manera correcta. Para el

cálculo del factor de reducción de altura se seguirá el procedimiento descrito en el estándar ANSI/HI 12.1-12.6-2005 “Bombas de pulpa rotodinámicas (Centrifugas)”.

Para el cálculo se necesita utilizar el gráfico presente en la Figura 36 y aplicar el factor de corrección por gravedad específica de sólidos, factor de corrección por partículas finas y factor de corrección por concentración (ecuaciones 2.32, 2.33 y 2.34).

Factor de corrección por una concentración volumétrica distinta de 15%, C_{cv} :

$$C_{cv} = \left(\frac{Cv\%}{15\%} \right)$$

Factor de corrección por una diferente gravedad específica de sólidos, C_s :

$$C_s = \left(\frac{S_s - 1}{1.65} \right)^{0.65}$$

Factor de corrección para un porcentaje de partículas finas diferente a 0, C_{fp} :

$$C_{fp} = (1 - \%PF < 75\mu m)^2$$

Donde:

C_v = Concentración de sólidos en volumen,

S_s = Gravedad específica de los sólidos,

PF = Porcentaje de partículas finas,

Al reemplazar los valores por los valores encontrados anteriormente se obtiene:

$$C_{cv} = \left(\frac{22.7}{15} \right) = 1.51$$

$$C_s = \left(\frac{3.44 - 1}{1.65} \right)^{0.65} = 1.29$$

$$C_{fp} = (1 - 0.42)^2 = 0.34$$

Además, se revisan las curvas del modelo LSA-S para observar el tamaño de impulsor que puede trabajar con el caudal de diseño, debido a que este parámetro es un dato de entrada del gráfico mostrado en la Figura 36. Se determina que estos tamaños se encuentran entre los 990mm (39”) hasta los 1372mm (54”). Por tal motivo, se introducen estos datos en la gráfica 36 y se halla el factor de reducción de altura.

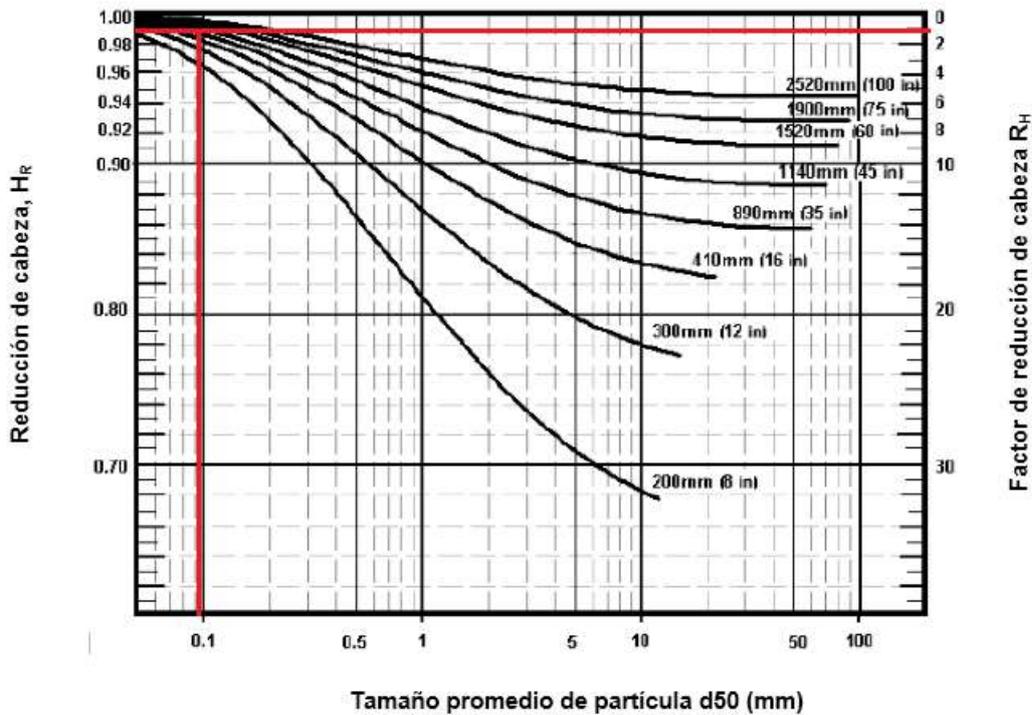


Figura 59: Intersección del d50 y tamaño de álabes para encontrar el factor de reducción de cabeza o altura
Fuente: Elaboración propia

Al ingresar los valores en el gráfico 36 se observa que para un d50 de 90 μ m, tal como se observa en la Figura 59, los tamaños de impulsor entre 990 y 1372mm se interceptan casi en el mismo punto y se obtiene una reducción de altura aproximada de 0.99. Es decir, un factor de reducción de altura de 1%, el cual debe multiplicarse por los factores de corrección para obtener el factor de reducción de cabeza total, como se muestra en la ecuación 4.1.

$$R_{H_{TOTAL}} = R_H \cdot C_{cv} \cdot C_s \cdot C_{fp} \quad (4.1)$$

Donde:

R_H = Factor de reducción de cabeza,

C_{cv} = Factor de corrección por una concentración volumétrica distinta de 15%,

C_s = Factor de corrección por una diferente gravedad específica de sólidos,

C_{fp} = Factor de corrección para un porcentaje de partículas finas diferente a 0

Reemplazando los valores, por los hallados anteriormente se logra:

$$R_{H_{TOTAL}} (\%) = 1 \times 1.51 \times 1.29 \times 0.34 = 0.66\%$$

Se obtiene que la reducción de altura o cabeza sea la siguiente:

$$H_R = 1 - R_{H_{TOTAL}} \quad (4.2)$$

Reemplazando:

$$H_R = 1 - \frac{0.66}{100} = 0.9934$$

La altura de descarga, en condiciones de diseño en metros de columna de agua, se encuentra reemplazando los datos en la ecuación (2.24):

$$H_R = \frac{H_m}{H_w} = \frac{TDH_{pulpa}}{TDH_{agua}}$$

$$TDH_{agua} = \frac{66.11}{0.9934} = 66.55 \text{ m.c.a.}$$

Asimismo, según la norma utilizada, el factor de reducción de eficiencia es igual al de altura. Por tal motivo, el factor reducción de eficiencia es el siguiente:

$$R_{\eta} = 0.66\%$$

Teniendo en cuenta que son dos bombas en serie, la altura entregada por cada bomba será la mitad del TDH necesitado; es decir, 33.275 m.c.a. Con el caudal y la altura de descarga en metros de columna de agua, se puede seleccionar en la curva del modelo LSA-S qué configuraciones pueden cumplir con las condiciones de diseño.

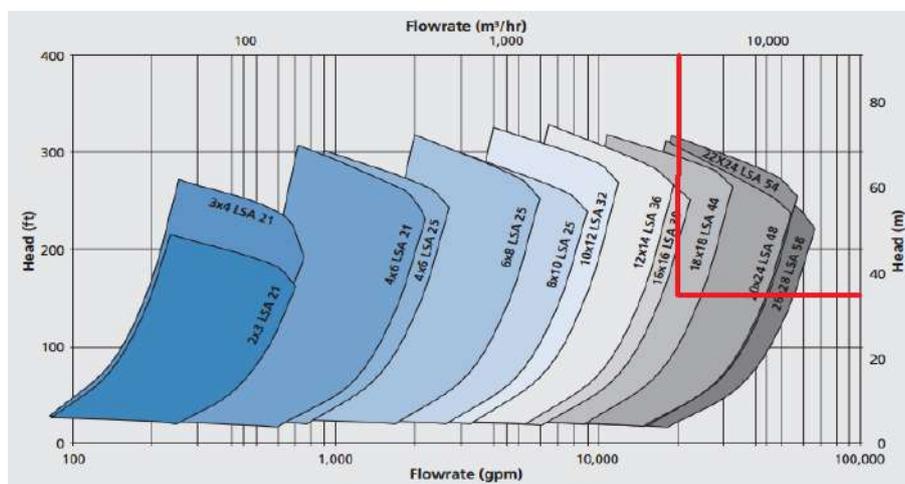


Figura 60: Familia de bombas del modelo LSA-S, se observa la intersección de las condiciones de trabajo requeridos

Fuente: Product brochure LSA pumps

En la Figura 60 se observa las configuraciones del modelo LSA que cumplen con los requisitos de altura de descarga y caudal de bombeo necesario. Estas son las bombas 18x18 LSA 44, 20x24 LSA 48, 22x24 LSA 54 y 26x28 LSA 58. Para determinar cuál de estas configuraciones es la óptima, se procede a observar en sus curvas características los valores de rendimiento y de NPSH requerido para el mismo punto de operación.

Tabla 6: Comparación entre 04 modelos de las bombas LSA teniendo como criterios de comparación la eficiencia y NPSHR en el punto de operación requerido.

Criterio	18 x 18 LSA 44	20 x 24 LSA 48	22 x 24 LSA 54	26 x 28 LSA 58
Eficiencia	70%	83%	84%	82%
NPSHR	15	6	4	4

Fuente: Elaboración propia

En la Tabla 6, se consolida los valores hallados en las curvas características de las bombas y se determina que, para el punto de operación, la bomba óptima es la 22x24 LSA 54 porque posee una mayor eficiencia y un NPSHR menor al NPSHA, dado como parámetro de operación y hallado con el software SLYSEL. La Figura 61 muestra la curva de la bomba 22x24 LSA 54 y su punto de operación:

Pump Type	Model	Vane Diameter	Free Passage
LSA 22x24-54 S Series	C/4ME	1372 mm	208x343mm
Clear Water Performance The effects of specific gravity, viscosity and solids on performance with slurry must be accounted for. Alternate choice for frame size or seal type may also have some effects.		Frame Size 9K	Curve Number E 12A-97 CS Bas 15 B 25 -97
		Seal Type K, F, M	

Approx. 550 mm Disch, 600 mm Suct

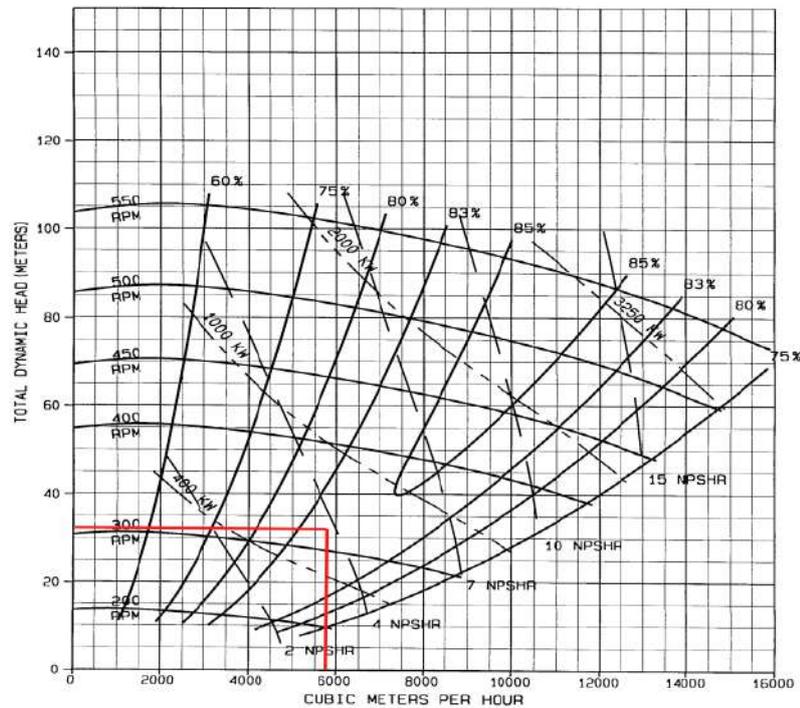


Figura 61: Curva característica de la bomba de pulpa modelo LSA 22x24-54, se observa el punto aproximado de operación de la bomba
Fuente: Characteristic curves LSA; 60 Hz

Además, en el gráfico de la Figura 61 se observa que para esta condición de operación, la bomba requiere alrededor de 650 kW de potencia para ser operada y una velocidad de giro de 340 rpm. Cabe indicar que la potencia hallada gráficamente es cuando se tiene como fluido agua; sin embargo, para tener en cuenta el comportamiento en pulpa se debe seguir la siguiente ecuación:

$$P = \frac{H \cdot Q \cdot S_{relave}}{367 \cdot Eff} \quad (4.3)$$

Donde:

H = Altura (m)

Q = Flujo volumétrico (m³/h)

Eff= Eficiencia (%)

Srelave = Gravedad específica de la pulpa

P = Potencia (kW)

Reemplazando se obtiene que la potencia requerida por la bomba es la siguiente:

$$P = \frac{33.275 \times 5706 \times 1.55}{367 \times 0.84} = 954.63 \text{ kW}$$

4.5. Validación de la selección del modelo de bomba con el software SLYSEL

Como fue mencionado anteriormente, la opción “Número” del software SLYSEL permite realizar la selección óptima de la bomba, introduciendo directamente los valores de TDH, el flujo volumétrico, el NPSHA, la cantidad de bombas, el margen de NPSHR y la velocidad de giro requerida por la bomba. Por su parte, el margen de NPSHR es la diferencia en metros entre el NPSHR y el NPSHA mínimo que debe haber para que sea aceptado. Además, el software por defecto indica una diferencia mínima de 0.91m, y la velocidad de la bomba es un dato de entrada opcional. En caso de realizar el cálculo hidráulico del sistema en el software se marca la opción para usar los valores de TDH hallados en él. Lo antes mencionado se muestra en la Figura 62.

Figura 62: Plantilla para ingresar datos para la selección óptima de la bomba utilizando el software SLYSEL

Fuente: Elaboración propia.

Dentro de la plantilla, el software SLYSEL permite elegir el modelo a utilizar para simular el efecto de la pulpa en el desempeño de la bomba. Las opciones son el modelo propio desarrollado por GIW o el indicado en el estándar ANSI/HI 12.1-12.6-2005 “Bombas de pulpa rotodinámicas (Centrifugas)”. (Ver la figura 63). Cabe indicar que GIW fue una de las empresas que participó en el desarrollo de este estándar, por lo que el resultado en ambos casos es igual o muy similar.

Figura 63: Opción para elegir el modelo del efecto de la pulpa en el software SLYSEL

Fuente: Elaboración propia

Otro dato adicional es que la plantilla también permite poner filtros de los productos de GIW (Ver Figura 64). Esta opción se mantiene como es encontrada por defecto, debido a que muestran las configuraciones y modelos más comunes a ser seleccionados con este software.

Figura 64: Filtro de productos GIW en el software SLYSEL
Fuente: Elaboración propia

Se ingresan los datos dados como parámetros de operación del fluido en la plantilla y las configuraciones mencionadas anteriormente. Para el margen NPSHR se mantendrá el valor dado por defecto de 0.91m, tal como se muestra en la Figura 65.

Figura 65: Plantilla del software SLYSEL con los datos de operación ingresados en ella
Fuente: Elaboración propia

Al ingresar los datos de operación, el software automáticamente encuentra la mejor configuración del sistema requerido. El primer criterio del software es determinar si las

configuraciones de las bombas modelo LSA o LCC cumplen con lo requerido debido a que son las bombas más comerciales de GIW y a que representan una gran solución para la mayoría de las pulpas. El segundo criterio son las eficiencias que presentan estas bombas. Como se observa en la Figura 66, en primer lugar, se muestra la bomba de pulpa 22x24 LSA 54 con una eficiencia de un 83%. Sin embargo, existen bombas con eficiencia de un 85% y un 84%, pero estos modelos son TBC de fabricación para condiciones especiales. Además, se observa que la eficiencia de la bomba elegida está muy cerca al punto de máxima eficiencia que es de 85%. Con este software se valida la selección realizada para las condiciones de operación requeridas por la operación minera XYZ.

Hydraulic Configurations							
Description	Speed (RPM)	Efficiency (%)	BEPQ (%)	NPSHR (m)	Sphere... (mm)	Power (KW)	Basis curve
22x24 54 C H20- / / 4ME	330	83	85	3.9	208.0	951.6	B 25A-97
26x28 58 C H19- 1/ 4/ 4ME	318	80	71	3.3	218.8	987.4	B 4D-94
24x24 57 C 17- 7/ 8/ 4ME	318	85	94	2.2	152.4	930.2	B 9C-04
24x28 57 C 17- 7/ 8/ 4ME	316	84	102	2.0	162.6	942.2	B 18A-04
24x24 62 C 16- 3/ 8/ 3ME	301	83	96	6.0	293.6	952.3	B 4 -01

Figura 66: Resultados de selección por el software SLYSEL sobre la mejor configuración de modelo de bombas para las condiciones requeridas

Fuente: Elaboración propia

4.6. Resultados obtenidos del software SLYSEL

El anexo 3 del presente documento muestra todos los resultados hallados en el software. La información más importante que se obtiene es el modelo exacto de la bomba y la configuración de sus componentes internos. El modelo de bomba óptimo es LSA-22X24-54.9KSCR KT C/4ME H. En la Tabla 7 se explica, detalladamente, que significa cada letra del modelo seleccionado. Además, en el anexo 9 se muestra el brochure de la bomba GIW LSA.

Tabla 7: Descripción detallada del smodelo seleccionado

Código	Significado	Descripción
LSA	Tipo de bomba	Modelo de bomba de la familia LSA
22	Boquilla de descarga	Diámetro de 22 pulgadas
24	Boquilla de succión	Diámetro de 24 pulgadas
54	Diámetro nominal de impulsor	Diámetro de 54 pulgadas
9	Tamaño de eje	Diámetro de 9 pulgadas
K	Código de tapón	Conector 7.5
S	Tipo de vástago	Vástago endurecido
C	Tipo de conjunto de cojinetes	Convencional
R	Anillo de liberación de impulsor	Con anillo de liberación de impulsor
K	Tipo de sello	Empaquetadura, flujo bajo
T	Material de empaquetadura	Teflón
C	Tipo de carcasa	Semivoluta
4	Número de vanos (álabes)	4
ME	Hidráulica del impulsor	Álabe combado convencional
C	Código de construcción	Revestimiento de núcleo integral

Fuente: Elaboración propia

Además del modelo óptimo, el software proporciona más información sobre la bomba y el primer punto se relaciona con el impulsor. En la Figura 67 se observa que el tamaño del impulsor es de 1372 mm. En muchos casos es necesario realizar un rebaje del impulsor para trabajar en el punto de operación requerido, sin embargo, el software determina que el tamaño de impulsor no necesita ninguna modificación. También, determina el tipo de impulsor cerrado, la velocidad periférica en el impulsor de 23.7 m/s, el paso para sólidos existente de 208 mm y la rotación hacia la derecha en sentido de las agujas del reloj de la bomba. Toda esta información se muestra en la Figura 67.

Impulsor			
Ratio de rebaje	1.000	Tipo	Cerrado
Diámetro full	1371.6 mm	Velocidad periférica	23.7 m/s
Diámetro actual	1371.6 mm	Paso esférico	208.0 mm
Diámetro teórico	1371.6 mm	Rotación	RH

Figura 67: Información obtenida en el software SLYSEL sobre el impulsor
Fuente: Elaboración propia (Adaptación)

El siguiente punto es la disminución del desempeño de la bomba cuando el fluido no es agua sino pulpa. La disminución de cabeza o altura es de 0.57%, la disminución en la eficiencia es de 0.4% y del NPSHR es de 0.57%. Estos valores son muy cercanos a los calculados basándose en el estándar ANSI/HI 12.1-12.6-2005.

Como se observa en la Figura 68, al comparar lo indicado por el software SLYSEL y lo calculado con la guía del estándar, hay una variación en los resultados, siendo la más notoria el efecto de la pulpa en la eficiencia. Sin embargo, como es explicado en la guía, el escenario es muy conservador al asumir que el efecto de la pulpa en la cabeza es igual al efecto en la eficiencia. Por el contrario, es adecuado para un dimensionamiento seguro de los motores. El estándar ANSI, no muestra una guía para el cálculo del efecto de la pulpa en el NPSHR.

Disminución de performance de la bomba		
Modelo de disminución	GIW	ANSI/HI 12.1-12.6-2005 (Manual)
Efecto de la pulpa en la cabeza	0.57%	0.66%
Efecto de la pulpa en la eficiencia	0.40%	0.66%
Efecto de la pulpa en el NPSHR	0.57%	-

Figura 68: Información obtenida del software SLYSEL sobre la disminución del desempeño de la bomba por la pulpa, comparado con la guía del estándar ANSI.

Fuente: Elaboración propia (Adaptación)

Por otro lado, el software realiza el cálculo de la altura desarrollada, la eficiencia, la potencia absorbida y el NPSHR en las condiciones de diseño y en su punto de mayor eficiencia, tal como se muestra en la Figura 69. De esta manera, también, determina las gráficas del desempeño de la bomba para las condiciones de operación (Ver Figura 70). Se corrobora que el NPSHA es mayor al NPSHR y por este criterio no habrá problemas de cavitación. Además se debe comprobar que la tasa del caudal y el caudal en el punto de mayor eficiencia (BEP) debe encontrarse entre 80 y 110%, para evitar problemas de cavitación por trabajar en la curva muy a la izquierda o derecha del BEP.

$$Ratio = \frac{Q}{Q_{BEP}} = \frac{5706}{6743.4} \cdot 100\% = 84.62\%$$

Con este cálculo se comprueba que la bomba no trabajará en condiciones que produzcan cavitación.

Performance de la bomba

	Flujo [m³/h]	Cabeza [m]	Eficiencia	Potencia[KW]	NPSHR
	0.0	38.2	0.0 %	297.0	1.2
	1340.0	37.7	48.3 %	440.1	1.3
	2702.8	36.6	69.7 %	597.9	1.9
	4042.8	35.2	78.9 %	760.0	2.6
	4720.4	34.4	81.3 %	840.1	3.1
	5405.6	33.5	83.0 %	918.6	3.6
Duty	5706.0	33.1	83.4 %	952.1	3.9
BEP	6743.4	31.5	84.1 %	1065.0	4.8
	6745.6	31.5	84.1 %	1065.2	4.8
120% Duty	6847.2	31.4	84.1 %	1076.1	4.9

Figura 69: Información obtenida del software SLYSEL sobre el performance de la bomba para las condiciones de diseño y BEP

Fuente: Elaboración propia (Adaptación)

En el reporte obtenido de la selección de la bomba también se informa sobre los puntos de desgaste por abrasión presentes en la bomba, así como la tasa de desgaste en estos puntos. La Figura 71 muestra la distribución de los puntos de desgaste en la carcasa de la bomba y la Figura 72 muestra la tasa de desgaste de estos puntos. Esta información es considerada por el software en caso la tasa de desgaste sea mayor a la resistencia de la gama de materiales que proporciona GIW, mostrando un mensaje de advertencia. Sin embargo, este no es el caso.

Como último punto, en la Figura 73, el reporte muestra las curvas características del modelo para el punto de operación en las condiciones de diseño.

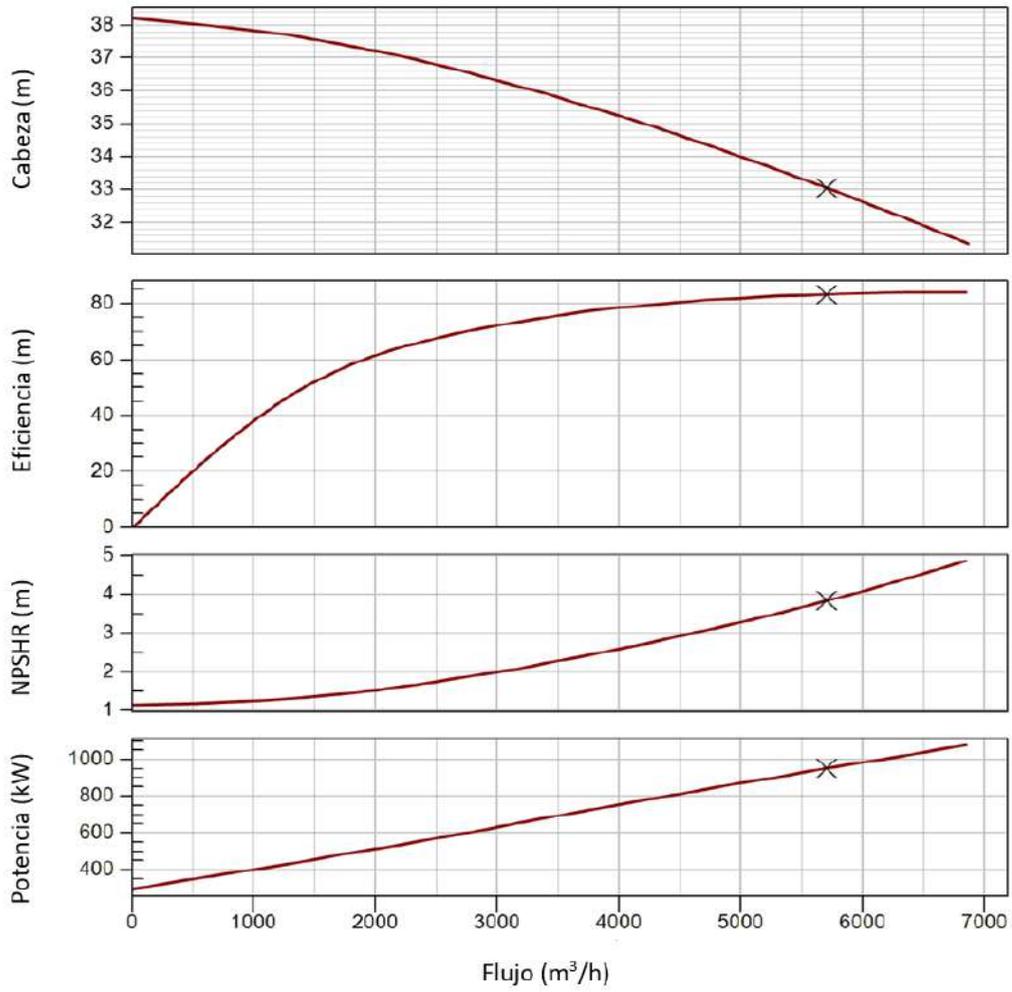


Figura 70: Curvas características de la bomba para las condiciones de diseño
Fuente: Elaboración propia

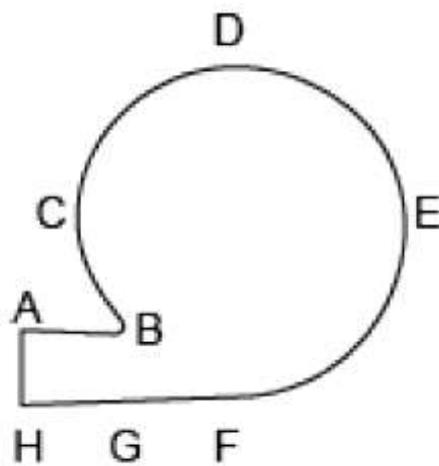


Figura 71: Puntos de desgaste en la carcasa de la bomba
Fuente: Elaboración propia

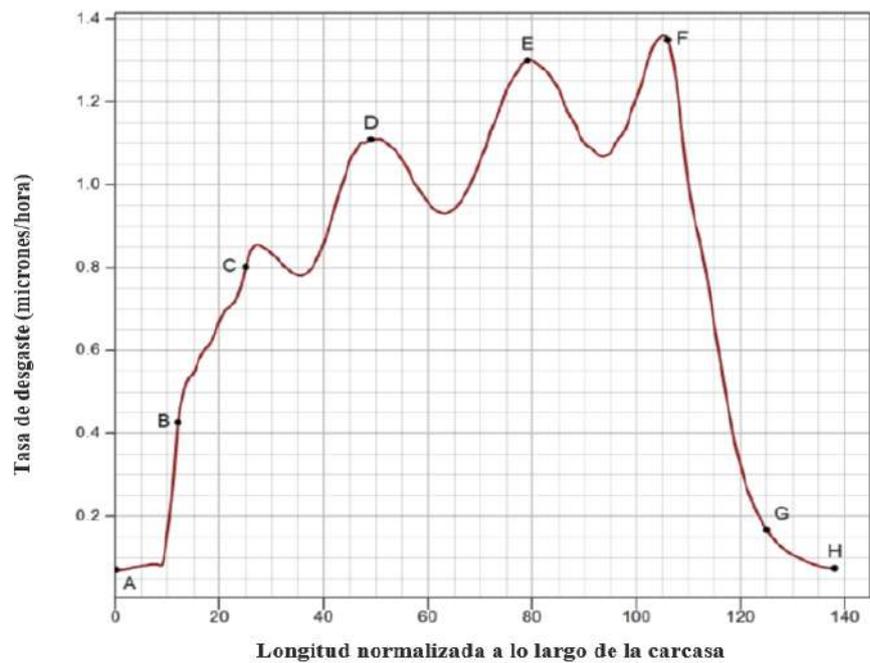


Figura 72: Tasa de desgaste en la carcasa de la bomba de pulpa
Fuente: Elaboración propia

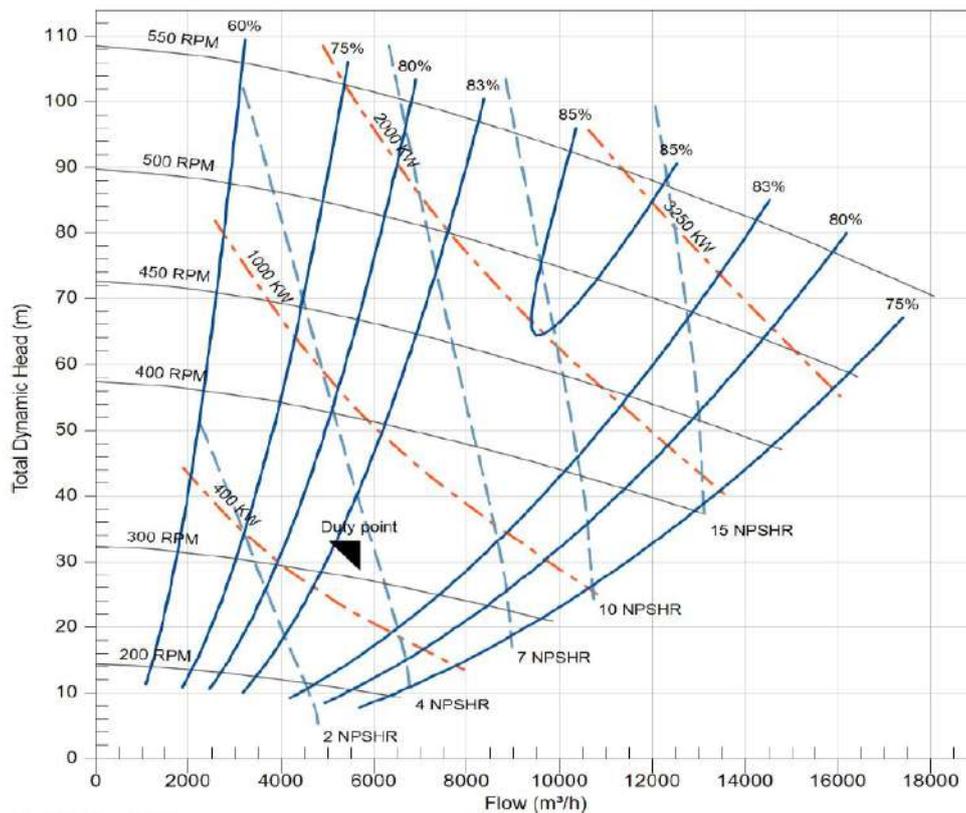


Figura 73: Curva característica de la bomba de pulpa modelo LSA 22x24-54 en el punto real de operación de la bomba
Fuente: Elaboración propia

También podemos ver que el software permite ver el comportamiento de la bomba en las otras dos condiciones de operación con flujos volumétricos de 3863 m³/h y 5094 m³/h con 64 m de cabeza para ambas condiciones nominales. Para estos escenarios el desempeño esperado de la bomba será el mostrado en la Tabla 8 y en la Figura 74. El software también permite ver las curvas características de la bomba para las condiciones nominales (Ver la Figura 75). La información completa se muestra en el anexo 4.

Tabla 8: Performance de la bomba en la condición nominal y de máximo bombeo

Condición de operación	Flujo (m ³ /h)	Cabeza (m)	Eficiencia (%)	Potencia (kW)	Velocidad (RPM)	NPSHR (m)
Nominal	3863	32	78.1	666	316	2.5
Máx. Caudal	5094	32	81.8	839	323	3.4

Fuente: Elaboración propia

Assembly	Pump name	Speed RPM	Flow m ³ /hr	Head m	Eff. %	Power KW	NPSHR m	SGM	d50 μm	d85 μm	Cv %	Cw %	Imp. dia. mm
0550X-04	24x22 LSA 54	323	5094.0	32.0	81.8	839	3.4	1.55	90	232	22.6	50.2	1371.6
0550X-04	24x22 LSA 54	316	3863.0	32.0	78.1	666	2.5	1.55	90	232	22.6	50.2	1371.6

Figura 74: Información brindada por el software sobre el desempeño de la bomba para las condiciones nominales de operación

Fuente: Elaboración propia

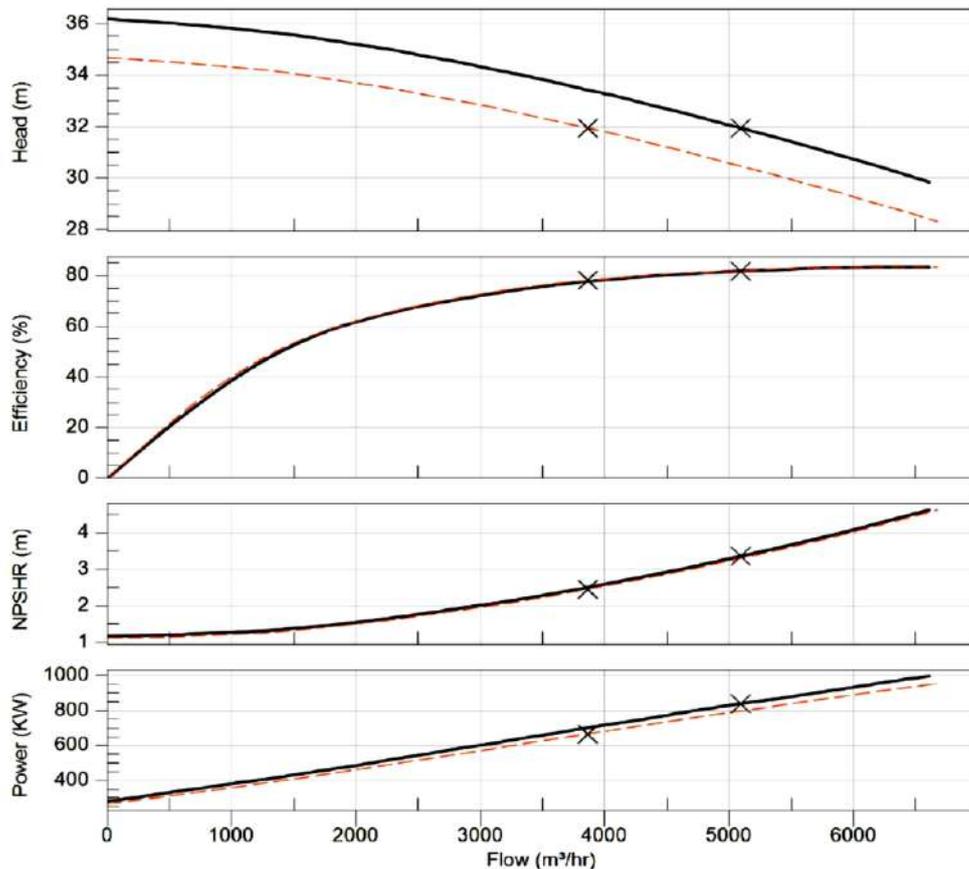


Figura 75: Curvas características de la bomba para las condiciones nominales

Fuente: Elaboración propia

4.7. Material de la bomba

La elección del material de la bomba es importante debido a que las bombas de pulpa pueden, en muchos casos, estar sometidas a un mayor desgaste que las bombas normales, debido al contenido de sólidos presentes en el fluido transportado. Por tal motivo, es necesario encontrar el mejor material para la bomba de manera de no incurrir en un gasto mayor de mantenimiento de esta. GIW posee una clasificación de las pulpas según cuatro clases teniendo en cuenta la abrasividad de la pulpa, como se observa en la Tabla 9.

Tabla 9: Clases para la elección de material según fabricante GIW

Clasificación	Ejemplo
Clase 1: Levemente abrasivo	Overflow de espesadores
Clase 2: Ligeramente abrasivo	Alimentación de zarandas
Clase 3: Significativamente más abrasivo	Operación de una planta de arena
Clase 4: Altamente abrasivo	Descarga de molinos

Fuente: Slurry pump fundamentals (Adaptación)

Para la serie de bombas de pulpas metálicas GIW posee un material de desarrollo propio llamado Gasite® (hierro blanco). Este material es hierro fundido libre de grafito y la mayor parte de carbono en su contenido está en forma de carburos duros. La elección del tipo de Gasite depende de la clase en la que se encuentre el fluido, como se muestra en la Tabla 10.

Tabla 10: Tipos de Gasite según clase y necesidad

Grado	Gasite	Descripción
NiHardIV	4G, 6G	ASTM A532, Clase I
Cr-Mo	18G, 20G	ASTM A532, Clase II
High-Cr	27G, 28G	ASTM A532, Clase III
Especial	29G	Ultra-Alta fuerza/tenacidad
Especial	T32G, 38G	Grado eutéctico/ hipereutéctico
Especial	OS34G	Alto desgaste con resistencia mejorada a la corrosión
Especial	30G	Grado regular de corrosión-erosión
Especial	40G	Grado Premium de corrosión-erosión
Especial	T90G	Grado súper de corrosión-erosión

Fuente: Slurry pump fundamentals (Adaptación)

Para la selección de la clase y del material de la bomba, carcasa e impulsor, se utiliza la tabla de GIW que tiene como datos de entrada la gravedad específica de la pulpa y el tamaño promedio de partícula d_{50} . Esta tabla es muy similar a la presente en el estándar ANSI/HI 12.1-12.6-2005 “Bombas de pulpa rotodinámicas (Centrifugas)”, que se muestra en la Figura 24.

De la cartilla de selección en la Figura 76 se obtiene que la pulpa es clase 3. Por consiguiente, el material elegido es el Gasite 28G, información que se muestra en el

anexo 10. Adicionalmente se debe validar el material con el pH de la pulpa presente en las condiciones de operación. En la Figura 77 se observa que el Gasite 28G puede trabajar con pulpas de pH 11 como es el caso, por lo tanto, se determina que este material es la selección óptima.

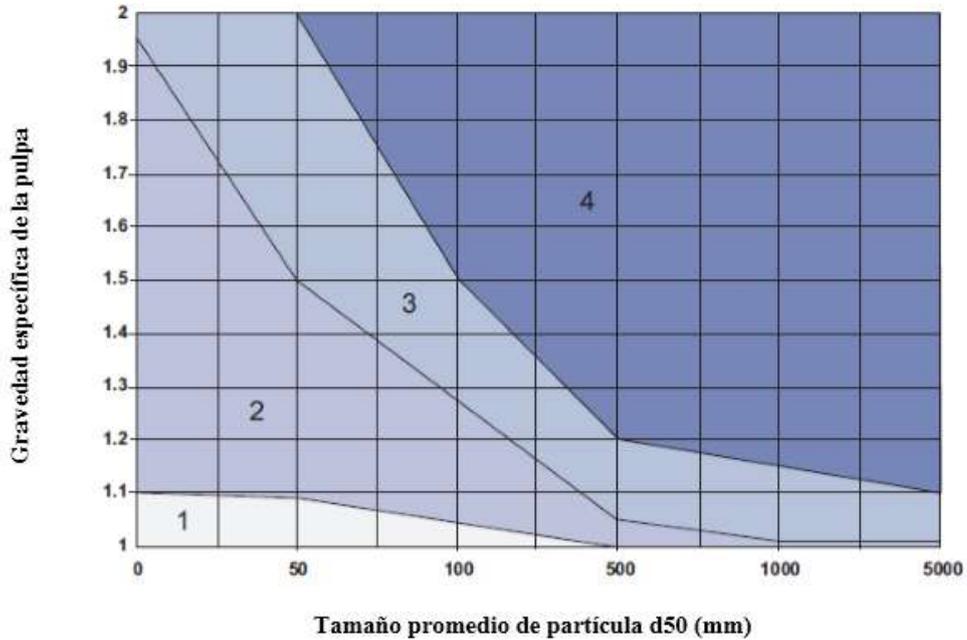


Figura 76: Cartilla de selección GIW según gravedad específica y tamaño de partícula promedio de la pulpa
Fuente: Slurry pump fundamentals (Adaptación)

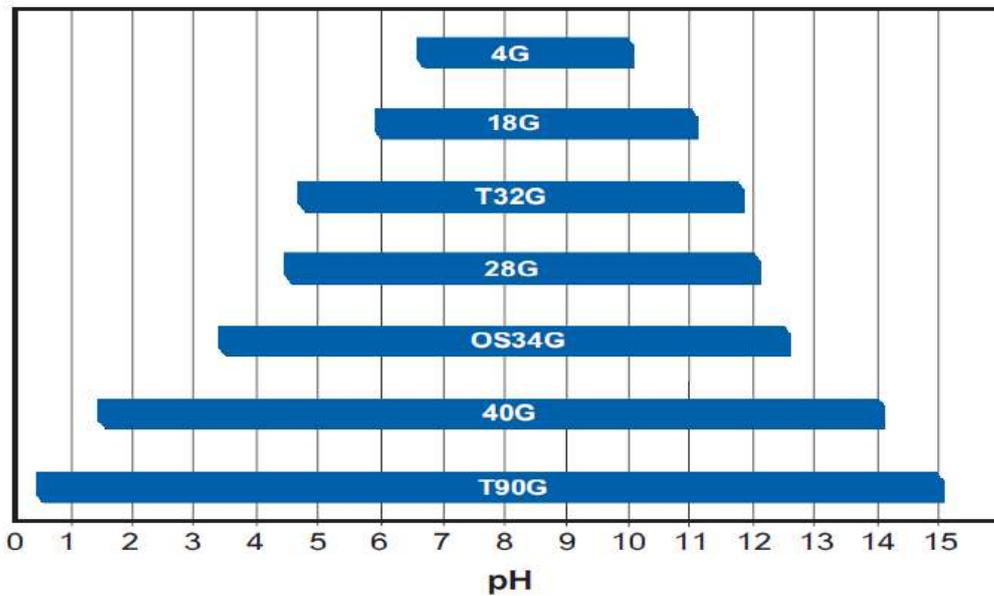


Figura 77: Compatibilidad del material Gasite según el pH de la pulpa
Fuente: Slurry pump fundamentals

4.8. Selección del motor para la bomba de pulpa

Para la selección del motor es importante tener en cuenta la potencia absorbida por la bomba en el punto de diseño. Sin embargo, debido a que en las condiciones reales siempre puede haber variaciones, se prefiere utilizar el criterio de la máxima potencia desarrollada en la curva. En este caso la potencia es de 1050 kW obtenida de la Figura 70.

$$P_{requerida} = 1050 \text{ kW} = 1408 \text{ HP}$$

Del criterio de máxima potencia se obtiene que el motor requiere una potencia de 1408 HP, las configuraciones de motores comerciales, cercanos a la potencia requerida, poseen potencias de 1350 HP y 1500 HP. Por tal motivo, se elige el motor de 1500 HP. Asimismo, un dato fundamental para la elección del motor es la tensión y la frecuencia requerida por la operación minera, en este caso es necesario un motor que trabaje a media tensión a 4000 V y 60 Hz. Además, el motor debe poder trabajar en las condiciones de altura en los cuales se desarrollará el proyecto.

En este proyecto se trabajará con los motores WEG por la amplia información que se ofrece sobre sus productos en sus hojas técnicas y su brochure de equipos. Su línea de media de tensión es el modelo de motores HGF, posibles de trabajar con potencias desde 125 a 4000 HP y los voltajes entre 380 a 6600 V. Todos estos motores poseen un grado de protección IP55 que significa protección contra el polvo y el agua proyectada. Además, estos motores tienen un factor de servicio de 1.15.

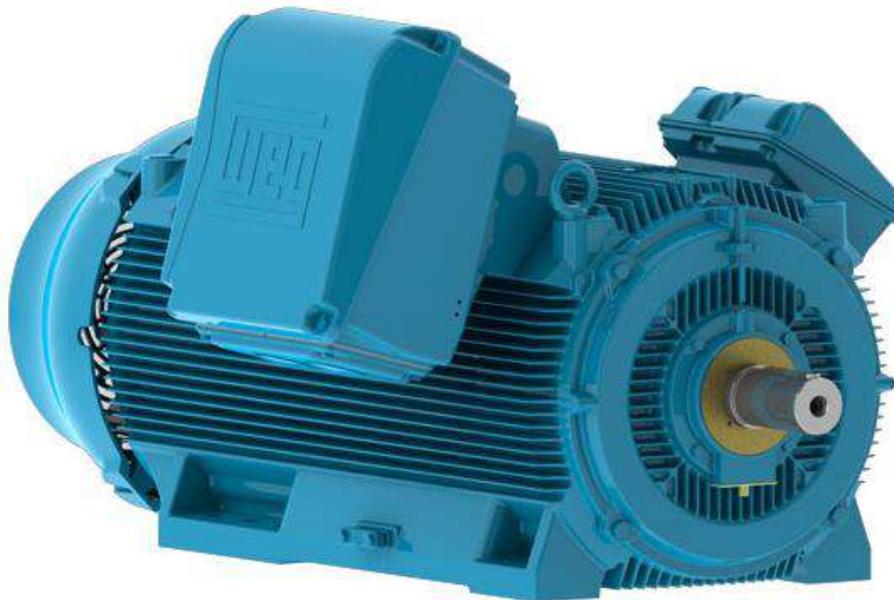


Figura 78: Motor WEG modelo HGF
Fuente: Brochure de motores WEG HGF

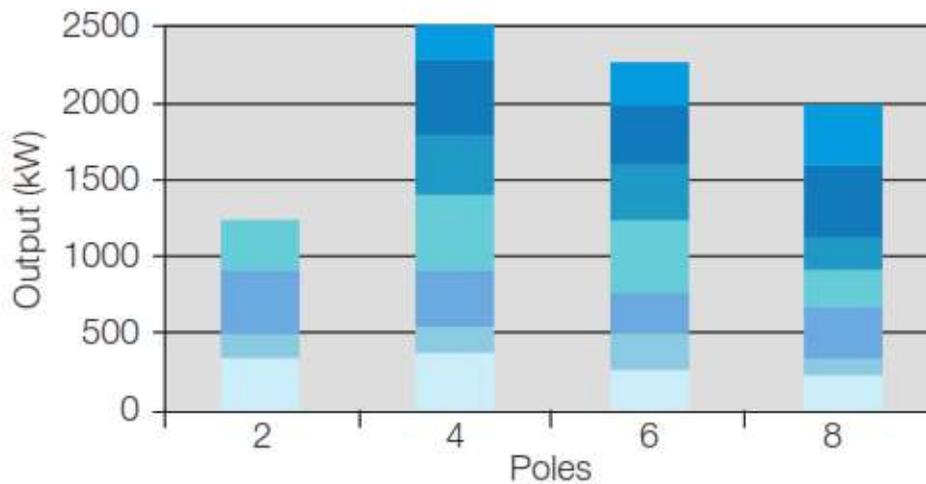


Figura 79: Potencia de salida en los motores HGF (tensión de 4160 V y frecuencia de 60 Hz) según el número de polos

Fuente: Brochure de motores WEG HGF

En la Figura 79, se observa que para los parámetros de 4160 V/60 Hz, todas sus configuraciones según el número de polos cumplen con la potencia requerida. Por tal motivo, para la selección del motor óptimo se tendrá en cuenta la parte económica, referida a elegir un menor número de polos, significando un menor costo de inversión. Asimismo, otro punto para la selección es la velocidad de rotación, la cual debe acercarse a lo requerido por la bomba.

Tabla 11: Motores WEG HGF para tensión 4160 V/60 Hz / 1500 HP

Número de polos	Velocidad de Giro (RPM)	Eficiencia (%)		
		Carga 50%	Carga 75%	Carga 100%
2	3570	93.2	94.5	95.8
4	1790	95.6	96.3	96.6
6	1188	94.7	95.4	96.4
8	893	94.6	95.2	96.4

Fuente: Brochure de Motores WEG HGF (Adaptación)

De la Tabla 11, se elige el motor HGF de 4 polos debido a que es la elección más económica. La reducción de la velocidad de giro a lo requerido por la bomba se realiza mediante un sistema de reducción que puede ser por poleas y fajas o por caja de engranajes que se seleccionará en el siguiente apartado.

Para las condiciones de operación requeridas, el representante en Perú de WEG proporciona las siguientes características para el motor adecuado (Ver Figura 80). Además, en el anexo 6 se muestra la hoja de datos completa y en el anexo 7 se muestra el plano del motor.

Tabla 12: Información requerida por los fabricantes de cajas reductoras para la selección

Potencia del motor	1500 HP
Potencia requerida por la bomba	1277 HP
Velocidad de rotación del motor	1793 RPM
Velocidad requerida por la bomba (diseño)	330 RPM
Velocidad requerida por la bomba (nominal)	316 RPM
Torque del motor	4393 ft.lb

Fuente: Elaboración propia.

Además de esta información se necesita indicar la aplicación de la bomba y el entorno. La caja reductora seleccionada por el fabricante Rexnord Falk para el requerimiento es su modelo M167VPC2 con las características mostradas en la Tabla 13. Asimismo, en la figura 81, se muestra una caja reductora Rexnord Falk.

Tabla 13: Características de la caja reductora M167VPC2 del fabricante Rexnord Falk

Modelo	M167VPC2
Ratio de reducción	6.82
Rating mecánico del reductor (HP)	2449
Rating a 104 F y 7300 ft	2403
Factor de servicio	1.63
Método de enfriamiento	620 PA COOLER
Diámetro lado de alta velocidad (in)	3.35
Diámetro lado de baja velocidad (in)	7.09
Peso (lb)	4332

Fuente: Elaboración propia.



Figura 81: Caja reductora Rexnord Falk
Fuente: Falk V-Class Gear Drives Catalog

Además de la caja reductora, también se debe seleccionar el acoplamiento para eje del motor con el eje de la caja reductora y el eje de la bomba con el eje de la caja reductora. Para seleccionar los acoples se debe tener en cuenta el diámetro de los ejes, los torques en las zonas de baja y alta velocidad de rotación, como se muestra en la Tabla 14.

Tabla 14: Características para la selección de acoples entre ejes

Motor-Caja reductora	
Diámetro de eje del motor (in)	4.755
Diámetro de eje de la caja reductora (in)	3.347
Torque en zona de alta velocidad (in-lbs)	52,785
Bomba-Caja reductora	
Diámetro de eje de la bomba (in)	9
Diámetro de eje de la caja reductora (in)	7.087
Torque en la zona de baja velocidad (in-lbs)	359,992

Fuente: Elaboración propia.

Los acoples seleccionados son del mismo fabricante de la caja reductora Rexnord Falk y poseen las características indicadas en la Tabla 15. Los planos tanto de la caja reductora como la de los acoplamientos se muestra en el Anexo 7.

Tabla 15: Características de los acoplamientos seleccionados

Acoplamiento motor-caja reductora	
Modelo	1130T10
Máx. diámetro de barrenado (in)	6
Rating de torque de trabajo (in-lbs)	176,000
Factor de servicio	3.33
Peso (lbs)	266
Acoplamiento bomba-caja reductora	
Modelo	1080GL20-4
Máx. diámetro de barrenado (in)	10.5
Rating de torque de trabajo (in-lbs)	1,506,000
Factor de servicio	4.18
Peso (lbs)	1510

Fuente: Elaboración propia

4.10. Selección de variador de velocidad

Debido a que la bomba trabajará en distintos escenarios donde se requieren diferentes velocidades de rotación, es necesario incluir un sistema de variador de velocidad o también conocido como variador de frecuencia. Para la selección del sistema de variador

de velocidad se realizó el contacto con la empresa Rockwell Automation. Los datos necesarios para la selección del variador de velocidad por parte del proveedor se muestran en la Tabla 16, además de las especificaciones técnicas de variador de frecuencia de media tensión del cliente.

Tabla 16: Datos para selección de variador de velocidad

Aplicación	Aplicación pesada para sistemas de bombeo de relaves
Tensión de la red eléctrica	4160 V
Tensión de salida del variador de frecuencia	4000 V
Frecuencia de la red	60 Hz
Potencia del motor	1500 HP
Condiciones ambientales	30°C y 4000 m.s.n.m

Fuente: Elaboración propia

El proveedor de equipos seleccionó su modelo de variador de frecuencia PowerFlex7000. Su característica principal es que el control de la velocidad del motor se logra mediante el control del par del motor. Asimismo, la velocidad del motor se estima o mide, y el par se ajusta según sea necesario para que la velocidad sea igual a la velocidad requerida y puesta como input. Se puede ver la hoja de datos se muestra en el Anexo 8.



Figura 82: Variador de velocidad PowerFlex7000
Fuente: PowerFlex 7000 Medium Voltage AC Drive (catálogo)

4.11. Placa base del sistema de bombeo

El último componente del sistema es la placa base, referida a la estructura metálica donde irán montados la bomba, el motor y la caja reductora. Los fabricantes de bomba suelen diseñar y vender las bombas junto a las placas base donde irán montadas. Además, mantienen un diseño estandarizado que es parte de su *Know How*. Por tal motivo, en este proyecto el dimensionamiento de la placa base es realizado por parte del fabricante de bombas GIW, a quienes se les proporcionó la información de las dimensiones y los pesos del fabricante del motor y de la caja reductora para el diseño de la placa base. En el anexo 7 se muestran los planos de la placa base. Por su parte, la Figura 83 muestra un tipo de placa base para bombas.

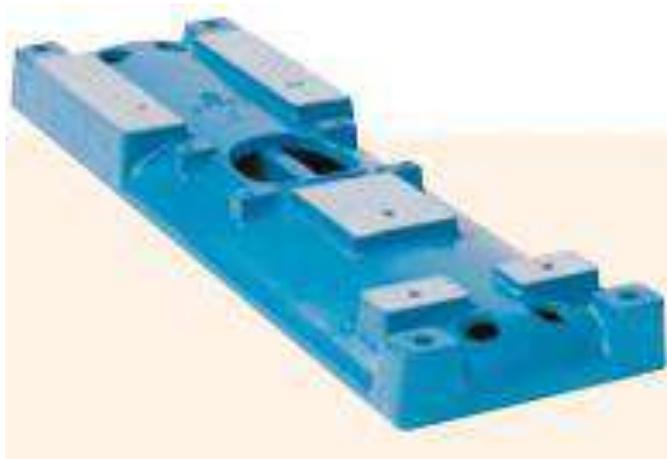


Figura 83: Ejemplo de placa base del sistema de bombeo
Fuente: Catálogo ITT Goulds 3196

4.12. Sensores de temperatura y vibración

Para el monitoreo del estado de funcionamiento de la bomba, es necesario que en la caja de rodamientos cuente con sensores de temperatura y vibración. Estos sensores son determinados por el fabricante GIW, quienes proponen un sensor de cada tipo por cada rodamiento presente en la caja de rodamientos. Para la bomba seleccionada serán 3 sensores de cada tipo.

4.13. Sistema de bombeo

El sistema de bombeo es la unión de la bomba y del motor a través de la caja reductora y acoples. Además, está montado dentro de una placa base. La hoja de datos del sistema de bombeo se muestra en el Anexo 5 y sus planos en el Anexo 6.

Capítulo 5 CAPEX y OPEX

5.1. Introducción

Este capítulo se centra en los costos de inversión de los componentes del sistema de bombeo, así como en los costos de operación referidos al recambio de piezas por mantenimiento del sistema. Además, se abordarán aspectos medio ambientales y de mantenimiento de las bombas de pulpa.

5.2. Costo de inversión, CAPEX (Capital Expenditure)

El costo de inversión del sistema de bombeo se muestra en la Tabla 17. Esta tabla muestra las cantidades y costos de los componentes del sistema de bombeo requeridos.

Tabla 17: Costo de inversión de los componentes del sistema de bombeo

Item	Cantidad	Descripción	Costo Unit	Costo Total
1	8	Bomba GIW LSA 22x24	\$ 215,620	\$1,724,960
2	8	Motor WEG HGF 1500 HP	\$ 165,475	\$1,323,800
3	8	Caja reductora Falk	\$ 83,083	\$ 664,664
4	8	Acoples Falk	\$ 31,820	\$ 254,560
5	8	Sensores	\$ 7,509	\$ 60,072
6	8	Placa base	\$ 55,710	\$ 72,423
7	4	Variador de velocidad PowerFlex7000	\$ 594,200	\$ 2,376,800
8	1	Comisionamiento y puesta en marcha	\$ 117,000	\$117,000
TOTAL GENERAL COMPONENTES DEL SISTEMA				\$ 6,594,279.00

Fuente: Elaboración propia

Adicionalmente a los componentes del sistema, también deben existir pruebas que se realicen en las bombas y equipos del sistema. La Tabla 18 muestra la inversión de estas pruebas.

Las pruebas que son asumidas dentro del costo de inversión de los componentes son la prueba hidrostática de las bombas, la medición de la resistencia de los devanados, pruebas de alto potencial según la norma NEMA MG1-20.48, vibraciones mecánicas, lectura sin carga de corriente, potencia y velocidad a frecuencia y voltaje nominal.

Tabla 18: Costo de inversión de los test en los componentes del sistema de bombeo

Item	Cantidad	Descripción	Costo Unit	Costo Total
Test de bombas				
1	8	Performance	\$ 39,000	\$ 312,000
2	8	NPSHR	\$ 11,150	\$ 89,200
3	8	Niveles de vibración	\$ 1,400	\$ 11,200
4	8	Ruido	\$ 1,400	\$ 11,200
5	8	Funcionamiento	\$ 4,900	\$ 39,200
6	8	Estabilización de temperatura en los rodamientos	\$ 9,000	\$ 72,000
Test de motores				
7	8	Eficiencia, aumento de temperatura, corriente de arranque, torque de arranque y nivel de ruido	\$ 6,350	\$ 50,800
Test de variador de velocidad				
8	1	Performance	\$ 11,900	\$ 11,900
TOTAL GENERAL TEST				\$ 597,500.00

Fuente: Elaboración propia

En el costo de comisionamiento de los equipos está incluido la movilización y desmovilización del personal requerido para la puesta en marcha.

5.3. Costo de operación, OPEX (Operational Expenditure)

El costo de operación del sistema estimado en este apartado es sólo referido al costo de adquisición de los repuestos necesarios para el mantenimiento por 2 años de operación del sistema de bombeo. Debido a la falta de información del funcionamiento de la operación de la compañía minera ABC no se puede estimar otros costos de operación tales como el consumo de energía, tiempos de parada, etc.

Los repuestos de las bombas están separados en repuestos de operación para 2 años y en repuestos capitales, referidos a los repuestos de las bombas que tienen una larga duración o una probabilidad muy baja de falla; además de un periodo de fabricación y entrega alto. La Tabla 19 muestra el costo de los repuestos necesarios, así como sus cantidades.

Tabla 19: Costo de la operación orientado a los repuestos del equipo de bombeo

Item	Cantidad	Descripción	Costo Unit	Costo Total
Repuestos para 02 años de operación bombas LSA				
1	12	Voluta, 22LSA54 CH 20, LSA S	\$ 80,400	\$ 964,800
2	18	Suction Liner, 24ME54	\$ 23,400	\$ 421,200
3	12	Wear plate, 9", split	\$ 1,920	\$ 23,040
4	12	Impulsor 54.00, 7.750	\$ 40,200	\$ 482,400
5	12	Kit, impeller release ring 7.75 in	\$ 6,000	\$ 72,000
6	12	Juntas	\$ 135	\$ 1,620
7	24	Junta especial 1178C Split Stuffing	\$ 20	\$ 480
8	12	Lantern Ring, 9" shaft	\$ 480	\$ 5,760
9	12	Packing 1 in, 10.5, 4/set	\$ 360	\$ 4,320
Repuestos capitales				
11	2	Suction plate	\$ 24,300	\$ 48,600
12	2	Hub plate	\$ 46,200	\$ 92,400
13	2	Bearing Assambly	\$ 84,600	\$ 169,200
Repuestos para variador de velocidad				
15	1	Repuestos para 02 años de operación, sólo partes en garantía	\$ 10,800	\$ 10,800
TOTAL GENERAL				\$ 2,296,620.00

Fuente: Elaboración propia

5.4. Aspectos medioambientales de sistemas de transporte de pulpa (Extracto del libro *Slurry Transport Using Centrifugal Pumps, 2006*)

En las últimas décadas, el cuidado medio ambiental ha tomado gran importancia en la coyuntura mundial y esto se ve reflejado en los distintos tratados internacionales como la Carta Mundial de la Naturaleza (1982), el Protocolo de Kyoto (1997) y uno de los más recientes la Cumbre del Clima de París (2015). Por ello, la tecnología para el transporte de sólidos a través de tuberías, utilizando bombas centrífugas, cobra relevancia porque obtiene sistemas eficientes que transportan mayor porcentaje de sólidos, y reduce el consumo de energía y de agua teniendo un impacto directo en el cuidado medio ambiental.

Asimismo, el transporte hidráulico también tiene una repercusión directa en el cuidado de la salud humana debido a que, usualmente, el transporte de sólidos es a través de camiones o fajas transportadoras, donde en muchos casos no existe el control de emisiones de material particulado al ambiente, lo que genera graves problemas de salud ocupacional en dichos casos (K.C Wilson et al. 2006).

5.4.1. Evaluación del ciclo de vida

En la actualidad, los proyectos de minería y de procesamiento de minerales se desarrollan teniendo en cuenta “La evaluación del ciclo de vida” del proceso sobre el cual se está realizando el proyecto. Por lo cual se busca siempre la integración de los procesos disminuyendo su número y teniendo un impacto directo en la economía y el medio ambiente.

En gran parte de los procesos mineros, el material está en forma de pulpa, debido a esto el sistema de transporte de pulpa toma un papel importante en los procesos que se deben integrar a otros para tener un impacto medioambiental y económico importante dentro de las operaciones (K.C Wilson et al. 2006). Un ejemplo es lo que ocurrió en las arenas de alquitrán de Athabasca donde se realizó el cambio de la manera de transporte del mineral y se optó por el transporte a través de tuberías en vez de las fajas ya existentes.

El resultado positivo fue que se pudo aprovechar el recorrido del material para su pretratamiento y eliminando así estos procesos de la planta procesadora (Cymmerman et al. 1993).

En 1998, los investigadores Sellgren & Addie demostraron los beneficios económicos sobre la integración de sistemas en los procesos mineros. Su estudio tuvo como base el manejo y la disposición de rocas de desecho gruesas y de relaves finos dentro de las operaciones mineras.

La práctica común es tener dos procesos para esta disposición de desechos: el primero de transporte de las rocas gruesas de desecho desde la planta hasta su disposición final, y el segundo proceso de transporte desde la planta hasta su disposición final en la poza de relaves para los relaves finos tal como se aprecia en la figura 84. Sin embargo, Sellgren & Addie propusieron que estos procesos se podían integrar en uno sólo transportando en tuberías la mezcla de rocas gruesas y de relaves finos hacia una única disposición final tal como se muestra en la figura 85 (K.C Wilson et al. 2006).

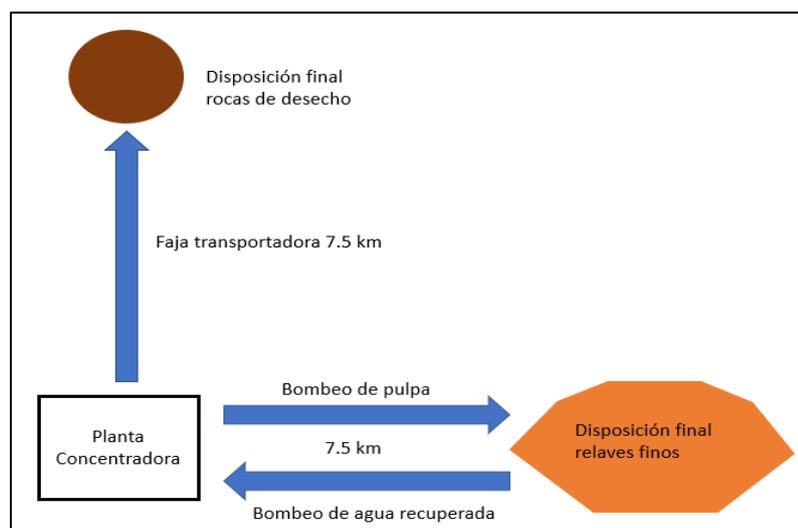


Figura 84: Transporte tradicional de relaves y de rocas en las plantas procesadoras
Fuente: Slurry transport using centrifugal pumps

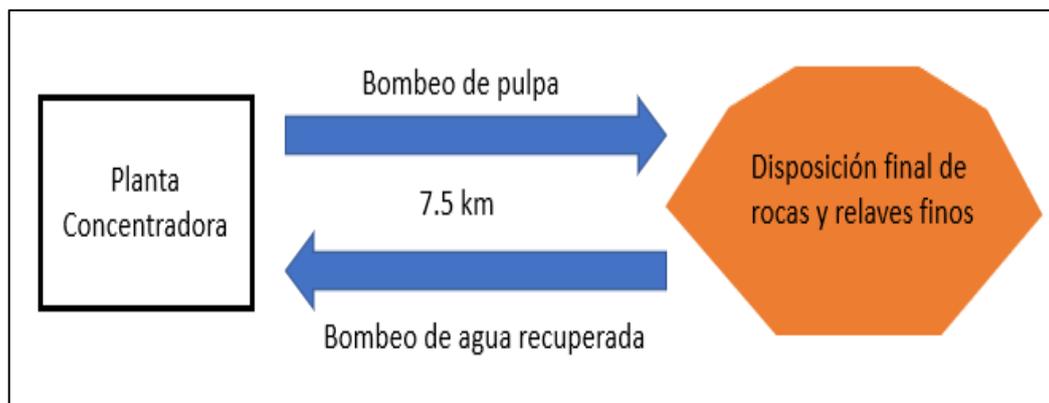


Figura 85: Transporte integrado de relaves y de rocas en las plantas procesadoras
Fuente: Slurry Transport Using Centrifugal Pumps

El laboratorio de pruebas hidráulicas de GIW realizó el estudio de factibilidad de esta propuesta tomando como escenario de trabajo que el sistema convencional utiliza una faja transportadora para las rocas y el transporte hidráulico para los relaves finos. En ambos casos, desplaza los materiales a 7.5 km desde la planta hasta su disposición final. La roca tiene un tamaño máximo de 75 mm y las partículas encontradas en los relaves finos tienen un tamaño máximo de 2mm y un D50 de 100 μ m.

Los resultados del estudio demostraron que la pulpa resultante de la mezcla entre los relaves finos y las rocas podían ser transportadas por bombas centrífugas hasta porcentajes de sólidos de 60% en peso. El sistema integrado tiene un costo de inversión menor a la mitad del sistema convencional y a un consumo eléctrico menor en un 20%, demostrando así la importancia y la ventaja de integrar procesos (K.C Wilson et al. 2006).

5.4.2. Consumos de energía y emisiones asociadas

El consumo de energía específico utilizado en el transporte de sólidos se puede estimar con la siguiente ecuación:

$$CEE = \frac{2.73i_m}{S_{relave}C_v\eta_p\eta_d}$$

Donde

i_m = pérdidas por fricción

S_{relave} = Gravedad específica de la pulpa

C_v = Concentración de sólidos por volumen

η_p = Eficiencia de la bomba

η_d = Eficiencia del motor

Este consumo se refiere a la energía suministrada por la bomba y su sistema de potencia, por lo cual se tienen en cuenta las eficiencias del motor y de la bomba. Sin embargo, en el sistema integrado también se debe tener en cuenta el retorno del agua desde la disposición final de los relaves, teniendo un consumo específico representado por la siguiente ecuación:

$$CEE = \frac{2.73i_w'}{\eta_p\eta_d}$$

Donde:

i_w' = Pérdidas por fricción en la tubería de retorno

η_p = Eficiencia de la bomba

η_d = Eficiencia del motor

Teniendo en cuenta que el máximo caudal de retorno es el caudal de agua transportado en la mezcla y asumiendo que las tuberías de pulpa y de agua son del mismo tamaño, las pérdidas por fricción se pueden asumir de esta manera:

$$i_w' = i_w(1 - C_v)^2$$

Donde:

i_w = Pérdidas por fricción por agua en la tubería

C_v = Concentración de sólidos por volumen

El consumo de energía total en el sistema integrado vendría a ser expresado por la suma del consumo de energía por transporte de pulpa y el del agua de retorno, que son expresados por la siguiente ecuación:

$$CEE = \frac{2.73}{\eta_p\eta_d} \left[\frac{i_m}{S_s C_v} + i_w(1 - C_v)^2 \right]$$

Estas ecuaciones sobre el consumo de energía del medio de transporte a través de tuberías sirven para poder ahondar en el tema medio ambiental y poder realizar una comparación en el impacto directo de los medios de transporte de mineral relacionado con las emisiones de carbono que genera.

Una forma para entender de manera más clara las comparaciones del método hidráulico y los métodos tradicionales es a través de un ejemplo, donde se compara el transporte hidráulico y el transporte a través de camiones, y donde el mineral a transportar es el carbón. Para el cálculo de emisiones del sistema de bombeo hidráulico se asume las emisiones de carbono generadas por la red eléctrica y se toma en cuenta la generación eléctrica con alto porcentaje de carbono (utilizada en Reino Unido en 1994) y con bajo porcentaje de carbono (utilizada en la zona báltica en 1994).

La Tabla 20 muestra que las emisiones de dióxido de carbono generadas por el método tradicional, es decir, por el transporte vía camión, genera mayores emisiones que el transporte hidráulico tanto para tecnologías de generación de energía de alto y bajo porcentaje de carbono.

Tabla 20: Datos de generación eléctrica para caso de estudio

	UK	Zona Báltica
Carbón	59%	16%
Lignito	-	7%
Diésel	8%	10%
Gas	3%	7%
Nuclear	27%	44%
Renovables	3%	15%
Emisiones de dióxido de carbono (gms) por kWh entregado	680	120

Fuente: Slurry Transport Using Centrifugal Pumps

Tabla 21: Casos de estudio para comparación de emisiones generadas por el uso de transporte hidráulico y transporte tradicional de minerales

	Caso de Estudio 2
Material	Carbón
Flujo (toneladas/hora)	577
Diámetro de tubería (m)	0.44
Gravedad específica	1.4
% de sólidos por volumen	0.25
Velocidad de la mezcla	3.01
Pérdidas por fricción por mezcla	0.0298
Pérdidas por fricción por agua	0.0137
Consumo de energía kWh/tonelada-km	
Mezcla	0.303
Retorno de agua	0.028
Total	0.33
Emisiones de dióxido de carbono, gms/tonelada-km	
Generación de alto porcentaje de carbono (680 gm/kWh)	220
Generación de bajo porcentaje de carbono (120 gm/kWh)	40
Emisiones generadas por transporte por camiones diésel de 40 toneladas	
Emisiones promedio gms/tonelada-km	90 – 95
N° de camiones por hora	14

Fuente: Slurry transport using centrifugal pumps

Conclusiones

- En la actualidad es posible la fabricación de una sola bomba de pulpa para el caudal (5706 m³/hora) y la altura requerida (66.11 m) como condición de diseño. Sin embargo, el costo de estas bombas es muy alto, adicionándose el tiempo largo de entrega de los repuestos en caso de emergencias en la operación. Por lo cual es factible la utilización de bombas en serie como es el caso donde los tamaños y los modelos de las bombas son estándares de fabricación. El número de bombas en serie debe seguir un estudio desde el punto de vista técnico y económico.
- Para el cálculo del TDH es importante tener en cuenta el software utilizado, debido a que los resultados al utilizar distintos softwares pueden tener cierta variación. Sin embargo, las variaciones no deben ser pronunciadas porque, independientemente del software, las condiciones de operación son las mismas. Asimismo, es una buena práctica en los fabricantes realizar una comprobación rápida de los cálculos, siempre y cuando se disponga de la información, para evitar retrabajo en la selección.
- Los lineamientos para el diseño de los sistemas de bombeo de pulpa están regidos por los estándares del Instituto Hidráulico y por el desarrollo propio de los fabricantes. En caso de requerirse una aproximación de dimensionamiento se puede utilizar como guía el estándar ANSI/HI 12.1-12.6 American National Standard for Rotodynamic (Centrifugal) Slurry Pumps. Esta guía será siempre útil en las pulpas con comportamiento newtoniano. Por el contrario, para las pulpas con comportamiento no newtoniano es preferible un estudio reológico de la pulpa y un asesoramiento directo del fabricante.
- Las bombas de pulpa LSA 22x24 seleccionadas trabajan con una buena eficiencia de 83.4% para estas condiciones de operación. Además, su ratio BEP de 84.6% indica que no se tienen problemas por cavitación siempre y cuando se respeten las condiciones de operación. Asimismo, en las condiciones nominales de operación (2 escenarios) las eficiencias y la tasa BEP son altas y buenas para la operación.
- Las bombas de pulpa, generalmente, no trabajan solo un punto de operación, por lo cual es necesario poder modificar la curva de la bomba para los distintos puntos de operación. Por tal motivo, se necesita tener un sistema de control de la velocidad de rotación. Los sistemas más utilizados son los sistemas de fajas y poleas así como las

cajas reductoras. Por su parte, para motores de potencias mayores a 300 HP es preferible utilizar las cajas reductoras.

- Desde el punto de vista técnico y económico, en las empresas mineras muchas veces resulta de mayor beneficio el transporte hidráulico de relaves debido a la inversión requerida por otros medios de transporte de mineral como fajas o por el número de camiones necesarios para movilizar las mismas cantidades de sólidos.

Referencias bibliográficas

- [1] K.C Wilson, G.R. Addie, A. Sellgren, R. Cliff (2006). Slurry Transport Using Centrifugal Pumps. Tercera Edición. New York, USA: Springer.
- [2] Baha E. Abulnaga (2002). Slurry Systems Handbook. Primera Edición. USA: McGraw-Hill.
- [3] Hydraulic Institute (2005). ANSI/HI 12.1-12.6-2005 American National Standard for Rotodynamic (Centrifugal) Slurry Pumps for Nomenclature, Definitions, Applications, and Operation. USA: American National Standards Institute.
- [4] GIW Industries Inc (2005). Slurry Pump Fundamentals. Quinta Edición. USA: GIW.
- [5] K.C Wilson, A. Sellgren (2006). Validation of a four-component pipeline friction loss model. Sweden & Canada.
- [6] Weir Slurry Group, Inc (2009). Slurry Pump Handbook. Quinta Edición. UK: Weir.
- [7] Metso Minerals (Sweden) AB (2011). Conceptos Básicos en Bombas de Pulpa. Tercera Edición. Suecia: Metso.
- [8] D. Marcelo (2012). Máquinas hidráulicas: Bombas centrífugas. Piura: Universidad de Piura.
- [9] KSB Bombas hidráulicas S/A (2002). Manual de entrenamiento: Selección y aplicación de bombas centrífugas. Brasil.
- [10] C. Mataix (1993). Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. Segunda edición. España: Ediciones del castillo S.A.
- [11] P. Fernández (2012). Bombas centrífugas y volumétricas. España: Universidad de Cantabria.
- [12] C. J. Cymerman, A. Leung, W. Maciejewski (1993). Oil sand hydrotransport at Syncrude Canada Ltd., International Technical conference on Coal Utilization and Fuel Systems, Florida.

Anexos

Anexo 1. Cálculo de TDH con software SLYSEL

GIW® Minerals Reference: TESIS CRISTHIAN NIÑO Item Number: Application: TRANSPORTE DE RELAVES	SLYSEL Data Sheet Pipeline - Settling Slurry	 martes, septiembre 26, 2017 11:35:39 a. m.
---	---	--

Slurry Properties

Fluid S.G.	0.998	Large particle shape	Angular
Solids S.G.	3.440	% passing < 40 µm	25.4 %
Mixture S.G.	1.548	% passing < 200 µm	81.9 %
Concentration by volume	22.5 %	Mechanical sliding friction	0.50
Concentration by weight	50.0 %	pH	11.0
D50	90 µm	Chlorides	0 ppm
D85	232 µm	Temperature	25.0 °C
Topsize	621 µm	Fluid dynamic viscosity	0.890 cP
Fines < 74 µm	43.0 %	Fluid w/ fines viscosity	1.052 cP
Slurry type	Settling		
Friction loss model	Four component		

Small changes in slurry density can cause large changes in pipeline friction. Whenever possible, tests on the actual slurry should be carried out in a pipeline. If this is not possible, samples should be utilized to determine the model parameter values via benchtop tests.

Pipeline Information

Section	Roughness mm	Diameter (ID) mm	Length m	Rise m	Total K'
Expansión	0.00007620	838.20	1.00	0.00	0.05
Válvula 34"- 01	0.00004572	838.20	1.00	0.00	0.10
Válvula 34"- 02	0.00004572	838.20	1.00	0.00	0.10
Reducción	0.00007620	635.00	1.00	0.00	0.02
Tub. Succión	0.00007620	635.00	1.00	0.00	0.00
Altura estática	0.00007620	0.00	64.00	64.00	0.00
Tub. Descarga	0.00007620	635.00	150.00	0.00	0.00
Válvula - 01	0.00004572	635.00	1.00	0.00	0.30
Válvula - 02	0.00004572	635.00	1.00	0.00	0.10
Tee - 01	0.00004572	635.00	1.00	0.00	0.24
Tee - 02	0.00004572	635.00	1.00	0.00	0.24
Codo 90 - 01	0.00004572	635.00	1.00	0.00	0.20
Codo 90 - 02	0.00004572	635.00	1.00	0.00	0.20
Codo 90 - 03	0.00004572	635.00	1.00	0.00	0.20
Codo 90 - 04	0.00004572	635.00	1.00	0.00	0.20

Four Component Information

Pipe	dh µm	Passing 0.015D	VH1,s m/s	Vsm,h m/s	Vsm,s m/s	vt,s m/s
Expansión	289.8	100.00%	19.14	6.10	5.13	0.47
Válvula 34"- 01	289.8	100.00%	19.14	6.10	5.13	0.47
Válvula 34"- 02	289.8	100.00%	19.14	6.10	5.13	0.47
Reducción	289.8	100.00%	16.87	5.55	4.52	0.43
Tub. Succión	289.8	100.00%	16.87	5.55	4.52	0.43
Tub. Descarga	289.8	100.00%	16.87	5.55	4.52	0.43
Válvula - 01	289.8	100.00%	16.87	5.55	4.52	0.43
Válvula - 02	289.8	100.00%	16.87	5.55	4.52	0.43
Tee - 01	289.8	100.00%	16.87	5.55	4.52	0.43
Tee - 02	289.8	100.00%	16.87	5.55	4.52	0.43
Codo 90 - 01	289.8	100.00%	16.87	5.55	4.52	0.43
Codo 90 - 02	289.8	100.00%	16.87	5.55	4.52	0.43
Codo 90 - 03	289.8	100.00%	16.87	5.55	4.52	0.43
Codo 90 - 04	289.8	100.00%	16.87	5.55	4.52	0.43

GIW® Minerals

Reference: TESIS CRISTHIAN NIÑO
 Item Number:
 Application: TRANSPORTE DE RELAVES

**SLYSEL Data Sheet
 Pipeline - Settling Slurry**


martes, septiembre 26, 2017
 11:35:39 a. m.

Static Head Summary

Suction elevation above sea level	4220.0 m	Pump centerline to system discharge	64.0 m
Pump centerline to sump liquid level	2.0 m	System discharge pressure	0.0 kPa
		Total system static head	62.0 m

Recommended minimum flow: 14,900 m³/h

System Evaluation

Section	Minimum friction point for the given sections		Velocity at the limit of stationary deposition. Worst case: D50 = 500 µm					
	m/s	m³/h	D50, SG = 1.55		500 µm, SG = 1.55		500 µm, SG = 1.33	
			m/s	m³/h	m/s	m³/h	m/s	m³/h
Expansión	2.3	4,516	1.9	3,680	6.1	12,022	6.7	13,269
Válvula 34"- 01	2.3	4,640	1.9	3,680	6.1	12,148	6.7	13,408
Válvula 34"- 02	2.3	4,640	1.9	3,680	6.1	12,148	6.7	13,408
Reducción	2.0	2,325	1.8	2,013	5.0	5,694	5.8	6,580
Tub. Succión	2.0	2,325	1.8	2,013	5.0	5,694	5.8	6,580
Altura estática	0.0	0	0.0	0	NaN	NaN	NaN	NaN *
Tub. Descarga	2.0	2,325	1.8	2,013	5.0	5,694	5.8	6,580
Válvula - 01	2.1	2,378	1.8	2,013	5.0	5,754	5.8	6,650
Válvula - 02	2.1	2,378	1.8	2,013	5.0	5,754	5.8	6,650
Tee - 01	2.1	2,378	1.8	2,013	5.0	5,754	5.8	6,650
Tee - 02	2.1	2,378	1.8	2,013	5.0	5,754	5.8	6,650
Codo 90 - 01	2.1	2,378	1.8	2,013	5.0	5,754	5.8	6,650
Codo 90 - 02	2.1	2,378	1.8	2,013	5.0	5,754	5.8	6,650
Codo 90 - 03	2.1	2,378	1.8	2,013	5.0	5,754	5.8	6,650
Codo 90 - 04	2.1	2,378	1.8	2,013	5.0	5,754	5.8	6,650

* The minimum velocity is based on vertical pipe calculation as estimated from the largest spherical particle.

Pipe Flow Summary	Flow (m³/h)	Total TDH (m)	NPSHA (m)	Mass Rate(tonne/h)
	3863	66.2	5.9	2989.81
	4068	66.6	5.9	3148.32
	4272	66.9	5.9	3306.84
	4477	67.3	5.9	3465.35
	4682	67.7	5.9	3623.87
	4887	68.1	5.9	3782.38
	5092	68.5	5.9	3940.90
	5296	69.0	5.9	4099.41
	5501	69.5	5.9	4257.93
	5706	70.0	5.9	4416.44

Expansión	Flow (m³/h)	j (m slurry / m)	Loss (m)	Velocity (m/s)
	3863	0.011	0.0	1.94
	4068	0.011	0.0	2.05
	4272	0.011	0.0	2.15
	4477	0.011	0.0	2.25
	4682	0.011	0.0	2.36
	4887	0.011	0.0	2.46
	5092	0.011	0.0	2.56
	5296	0.011	0.0	2.67
	5501	0.011	0.0	2.77
	5706	0.012	0.0	2.87

Válvula 34"- 01	Flow (m³/h)	j (m slurry / m)	Loss (m)	Velocity (m/s)
	3863	0.011	0.0	1.94
	4068	0.011	0.0	2.05

GIW® Minerals

SLYSEL Data Sheet
Pipeline - Settling Slurry

Reference: TESIS CRISTHIAN NIÑO

martes, septiembre 26, 2017

Item Number:

11:35:39 a. m.

Application: TRANSPORTE DE RELAVES

4272		0.011	0.0	2.15
4477		0.011	0.0	2.25
4682		0.011	0.0	2.38
4887		0.011	0.0	2.46
5092		0.011	0.0	2.58
5296		0.011	0.0	2.67
5501		0.011	0.1	2.77
5706		0.011	0.1	2.87
Válvula 34" - 02	Flow (m³/h)	j (m slurry / m)	Loss (m)	Velocity (m/s)
3863		0.011	0.0	1.94
4068		0.011	0.0	2.05
4272		0.011	0.0	2.15
4477		0.011	0.0	2.25
4682		0.011	0.0	2.38
4887		0.011	0.0	2.46
5092		0.011	0.0	2.58
5296		0.011	0.0	2.67
5501		0.011	0.1	2.77
5706		0.011	0.1	2.87
Reducción	Flow (m³/h)	j (m slurry / m)	Loss (m)	Velocity (m/s)
3863		0.016	0.0	3.39
4068		0.017	0.0	3.57
4272		0.018	0.0	3.75
4477		0.019	0.0	3.93
4682		0.020	0.0	4.11
4887		0.022	0.0	4.29
5092		0.023	0.0	4.47
5296		0.025	0.0	4.65
5501		0.026	0.0	4.83
5706		0.028	0.1	5.00
Tub. Succión	Flow (m³/h)	j (m slurry / m)	Loss (m)	Velocity (m/s)
3863		0.016	0.0	3.39
4068		0.017	0.0	3.57
4272		0.018	0.0	3.75
4477		0.019	0.0	3.93
4682		0.020	0.0	4.11
4887		0.022	0.0	4.29
5092		0.023	0.0	4.47
5296		0.025	0.0	4.65
5501		0.026	0.0	4.83
5706		0.028	0.0	5.00
Altura estática	Flow (m³/h)	j (m slurry / m)	Loss (m)	Velocity (m/s)
Tub. Descarga	Flow (m³/h)	j (m slurry / m)	Loss (m)	Velocity (m/s)
3863		0.016	2.4	3.39
4068		0.017	2.6	3.57
4272		0.018	2.7	3.75
4477		0.019	2.9	3.93

GIW® Minerals

Reference: TESIS CRISTHIAN NIÑO

Item Number:

Application: TRANSPORTE DE RELAVES

**SLYSEL Data Sheet
Pipeline - Settling Slurry**martes, septiembre 26, 2017
11:35:39 a. m.

	4882	0.020	3.1	4.11
	4887	0.022	3.3	4.29
	5092	0.023	3.5	4.47
	5296	0.025	3.7	4.65
	5501	0.026	3.9	4.83
	5706	0.028	4.1	5.00
Válvula - 01	Flow (m³/h)	j (m slurry / m)	Loss (m)	Velocity (m/s)
	3863	0.015	0.2	3.39
	4068	0.016	0.2	3.57
	4272	0.017	0.2	3.75
	4477	0.018	0.3	3.93
	4682	0.019	0.3	4.11
	4887	0.020	0.3	4.29
	5092	0.022	0.3	4.47
	5296	0.023	0.4	4.65
	5501	0.024	0.4	4.83
	5706	0.026	0.4	5.00
Válvula - 02	Flow (m³/h)	j (m slurry / m)	Loss (m)	Velocity (m/s)
	3863	0.015	0.1	3.39
	4068	0.016	0.1	3.57
	4272	0.017	0.1	3.75
	4477	0.018	0.1	3.93
	4682	0.019	0.1	4.11
	4887	0.020	0.1	4.29
	5092	0.022	0.1	4.47
	5296	0.023	0.1	4.65
	5501	0.024	0.1	4.83
	5706	0.026	0.2	5.00
Tee - 01	Flow (m³/h)	j (m slurry / m)	Loss (m)	Velocity (m/s)
	3863	0.015	0.2	3.39
	4068	0.016	0.2	3.57
	4272	0.017	0.2	3.75
	4477	0.018	0.2	3.93
	4682	0.019	0.2	4.11
	4887	0.020	0.2	4.29
	5092	0.022	0.3	4.47
	5296	0.023	0.3	4.65
	5501	0.024	0.3	4.83
	5706	0.026	0.3	5.00
Tee - 02	Flow (m³/h)	j (m slurry / m)	Loss (m)	Velocity (m/s)
	3863	0.015	0.2	3.39
	4068	0.016	0.2	3.57
	4272	0.017	0.2	3.75
	4477	0.018	0.2	3.93
	4682	0.019	0.2	4.11
	4887	0.020	0.2	4.29
	5092	0.022	0.3	4.47
	5296	0.023	0.3	4.65

GIW® Minerals

SLYSEL Data Sheet
Pipeline - Settling Slurry

Reference: TESIS CRISTHIAN NIÑO

martes, septiembre 26, 2017

Item Number:

11:35:39 a. m.

Application: TRANSPORTE DE RELAVES

	Flow (m³/h)	j (m slurry / m)	Loss (m)	Velocity (m/s)
	5501	0.024	0.3	4.83
	5706	0.026	0.3	5.00
Codo 90 - 01				
	3863	0.015	0.1	3.39
	4068	0.016	0.1	3.57
	4272	0.017	0.2	3.75
	4477	0.018	0.2	3.93
	4682	0.019	0.2	4.11
	4887	0.020	0.2	4.29
	5092	0.022	0.2	4.47
	5296	0.023	0.2	4.65
	5501	0.024	0.3	4.83
	5706	0.026	0.3	5.00
Codo 90 - 02				
	3863	0.015	0.1	3.39
	4068	0.016	0.1	3.57
	4272	0.017	0.2	3.75
	4477	0.018	0.2	3.93
	4682	0.019	0.2	4.11
	4887	0.020	0.2	4.29
	5092	0.022	0.2	4.47
	5296	0.023	0.2	4.65
	5501	0.024	0.3	4.83
	5706	0.026	0.3	5.00
Codo 90 - 03				
	3863	0.015	0.1	3.39
	4068	0.016	0.1	3.57
	4272	0.017	0.2	3.75
	4477	0.018	0.2	3.93
	4682	0.019	0.2	4.11
	4887	0.020	0.2	4.29
	5092	0.022	0.2	4.47
	5296	0.023	0.2	4.65
	5501	0.024	0.3	4.83
	5706	0.026	0.3	5.00
Codo 90 - 04				
	3863	0.015	0.1	3.39
	4068	0.016	0.1	3.57
	4272	0.017	0.2	3.75
	4477	0.018	0.2	3.93
	4682	0.019	0.2	4.11
	4887	0.020	0.2	4.29
	5092	0.022	0.2	4.47
	5296	0.023	0.2	4.65
	5501	0.024	0.3	4.83
	5706	0.026	0.3	5.00

Comments

TESIS CRISTHIAN NIÑO

GIW® Minerals **SLYSEL Data Sheet**
Pipeline Resistance - Settling Slurry



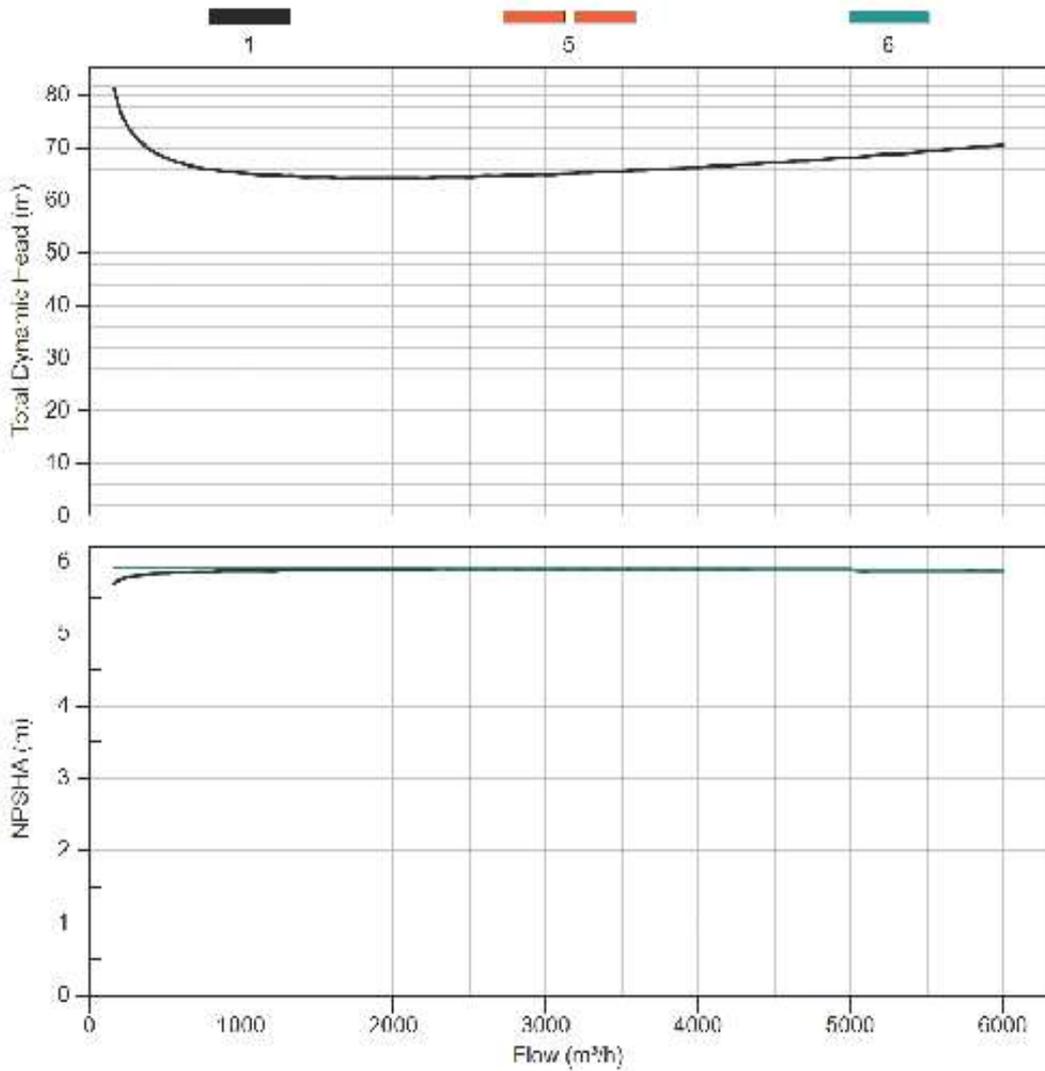
Reference: TESIS CRISTHIAN NIÑO

martes, septiembre 26, 2017
 11:41:30 a. m.

Item Number:

Application: TRANSPORTE DE RELAVES

Set Type	Sf	Sm	Ss	d50 µm	d85 µm	Cv %	Cw %	Fines %	Description
1	Settling	1.00	1.55	3.44	90	232	22.5	50.0	43.0
5	Pure Liquid	0.998							Water Curve
6	Pure Liquid	0.998							Liquid Curve



Comments
 TESIS CRISTHIAN NIÑO

Anexo 2. Coeficiente de pérdidas de carga localizada

Coeficientes de pérdida para válvulas

Coeficientes de pérdida ζ para varios tipos de válvulas y acoplamientos (referido a la velocidad de caudal en el diámetro nominal de la conexión de línea a DN)

Tipo de válvula / acoplamiento	Diámetro (diámetro nominal)	Coeficiente de pérdida ζ para DN =																	Comentario		
		15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300	400	500	600		800	1000
Válvulas de cierre	Válvulas de globo (diámetro = DN)	min	0.1	0.1	0.5	0.5	0.45	0.4	0.25	0.3									0.1		
		max	0.65	0.6	0.55	0.5	0.5	0.25	0.24	0.23	0.22	0.21	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0.13	0.12	0.11	0.11
	Válvulas de compuerta de cuerpo redondo (diámetro = DN)	min						0.32	0.31	0.30	0.28	0.26	0.25	0.23	0.22	0.20	0.19	0.18	0.16	0.15	0.14
		max						0.10	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02
	Válvulas de bola y obturadores (diámetro = DN)	min	0.15																		
		max																			
	Válvulas de PN 2, 5 10 mariposa PN 16 25	min						0.90	0.59	0.38	0.26	0.20	0.14	0.12	0.09	0.06					0.06
		max						1.20	1.00	0.80	0.70	0.62	0.56	0.50	0.42	0.40	0.37	0.33	0.33	0.30	0.28
	Válvulas de globo, forjadas	min						2.04	1.80	1.55	1.30	1.08	0.84	0.75	0.56	0.48	0.40				0.40
		max						2.30*	2.30*	2.10*	1.90*	1.70*	1.50*	1.30	1.10	0.90	0.83	0.76	0.71	0.67*	0.63*
	Válvulas de globo, fundidas	min						6.0													
		max						6.8													
	Válvulas compuestas	min	3.0																		
		max	6.0																		
	Válvulas en ángulo	min	0.3	0.4	0.6	0.6	1.0	1.1													
		max	0.3	0.9	1.9				1.9	2.2	2.2	2.3	2.5	2.5							
	Válvulas en Y	min	2.0																		
max		3.1																			
Válvulas de paso directo	min	1.5																			
	max	2.6																			
Válvulas de diafragma	min	0.6																			
	max	1.6																			
Válvulas de retención, asiento recto	min	0.8																			
	max	2.7																			
Válvulas de retención, asiento inclinado	min	3.0																			
	max	6.0																			
Válvulas de pie	min	3.2																			
	max	3.4																			
Válvulas de doble plato	min	2.5	2.4	2.2	2.1	2.0	1.9	1.7	1.6	1.5											
	max	3.0																			
Hydrotops v = 4 m/s v = 3 m/s v = 2 m/s	min																				
	max	0.5																			
Filtros	min																				
	max	3.0																			
Purgadores	min																				
	max																				

*) Si el diámetro de cierre es menor que el diámetro nominal de la conexión de línea DN, el coeficiente de pérdida ζ debe ser incrementado por (DN/diámetro) en x = 2 a 6.
 *) Cuando la válvula está parcialmente abierta, reducir los valores de pérdida a los "más altos" valores. Con velocidades de caudal en m/s. Los coeficientes de pérdida de cierre incrementados como ζ_{3A} .

Anexo 3. Selección de las bombas con software SLYSEL para condiciones de diseño

GIW® Minerals		SLYSEL Data Sheet			
		Hydraulic Performance			
Reference: TESIS CRISTHIAN NIÑO				martes, septiembre 26, 2017	
Item Number:				11:41:30 a. m.	
Application: TRANSPORTE DE RELAVES					
LSA-22X24-54.9KSCR KT C/4ME H (LSA 54 C H20- / / 4ME19- 3/ 8)					
Stiffened shaft, Conventional CBA, Shaft seal: KE, Teflon lantern ring					
Pump assembly: 0550X-04 Multi-speed water curve: E 12B-07 Hydraulic data file: B 25A-07					
All values are scaled to given speed and turndown. Pump performance data is based on the best available information for each pump. Where performance guarantees are required, contact your GIW representative.					
Operating Condition					
Flow	5706.0 m³/h	Pump specific speed, Ns (SI)	33.8		
Head	33.06 m	Suction specific speed, Nss (SI)	140.4		
Speed	330 RPM	Throat velocity	8.1 m/s		
Efficiency (water)	83.8 %	Discharge velocity	6.5 m/s		
Efficiency (solids)	83.4 %	Suction velocity	5.4 m/s		
% BEPQ	84.6 %	Throughput	4421 tonne/h		
NPSHA	5.7 m				
NPSHR	3.9 m				
Slurry					
Fluid S.G.	0.998	Large particle shape	Angular		
Solids S.G.	3.440	Miller number (G75)	112		
Mixture S.G.	1.548	Abrasivity correction	1.00		
Concentration by volume	22.5 %	Service class	Class 3		
Concentration by weight	50.1 %	% passing < 40 µm	25.4 %		
D50	90 µm	% passing < 200 Vr	84.9 %		
D85	232 µm	Mechanical sliding friction	0.50		
Topsize	621 µm	pH	11.0		
Fines < 74 µm	43.0 %	Chlorides	0 ppm		
Slurry type	Settling	Temperature	25.0 °C		
Friction loss model	Four component	Fluid dynamic viscosity	0.890 cP		
		Fluid w/ fines viscosity	1.156 cP		
Impeller					
Turndown ratio	1.000	Shroud	Closed		
Full diameter	1371.6 mm	Peripheral velocity	23.7 m/s		
Actual diameter	1371.6 mm	Sphere passage	208.0 mm		
Theoretical diameter	1371.6 mm	Rotation	RH		
Pump Performance Derates					
Derating model	GIW				
Slurry effect head	0.57 %				
Slurry effect efficiency	0.40 %				
Slurry effect NPSHR	0.57 %				
Pump Performance					
	Flow [m³/h]	Head [m]	Efficiency	Power [KW]	NPSHR [m]
	0.0	38.2	0.0 %	297.0	1.2
	1340.0	37.7	48.3 %	440.1	1.3
	2702.8	36.6	69.7 %	597.9	1.9
	4042.8	35.2	78.9 %	760.0	2.6
	4720.4	34.4	81.3 %	840.1	3.1
	5405.6	33.5	83.0 %	918.6	3.6
Duty	5706.0	33.1	83.4 %	952.1	3.9
BEP	6743.4	31.5	84.1 %	1065.0	4.8
	6745.6	31.5	84.1 %	1065.2	4.8
120% Duty	6847.2	31.4	84.1 %	1076.1	4.9
Messages					
Warning The slurry pH is above 10.					
Info This application is using 2 pumps in series.					
Comments					
TESIS_CRISTHIAN NIÑO					

GIW® Minerals

Reference: TESIS CRISTHIAN NIÑO

Item Number:

Application: TRANSPORTE DE RELAVES

**SLYSEL Data Sheet
Mechanical Performance**martes, septiembre 26, 2017
11:41:30 a. m.**Shaft Loads**

Impeller end radial load	-75,867 N	Pump total power	952.1 KW
Axial thrust load	130,893 N	Recommended motor power	1118.6 KW
Drive end radial load*	13,126 N		

* Assumes a direct coupled motor.

ANSI/HI 1.1 - 1.2 2000 Hydrotest pressure of 786.8 kPa allowed.

Bearing Life

Bearing	C [N]	P [N]	L10 life
Impeller	3,251,779	146,530	> 200 khrs
Drive	3,251,779	83,789	> 200 khrs
Thrust	3,100,534	130,893	> 200 khrs

Hydraulic Institute recommended minimum L10 bearing life for duty: 50 khr

Shaft Deflection

Shaft deflection: 0.373 mm (2130.6 mm from drive end)

Hydraulic Institute recommended maximum shaft deflection: 1.016 mm.

Shaft Design Stress

Shaft stress excess safety factor: 1.69 (1854.2 mm from drive end)

Plug stress excess safety factor: 1.41.

Sleeve or taper ring face stress: 162 MPa (1891.5 mm from drive end)

Knock-off ring bolt excess safety factor: 6.58

Weights and Mass Moments

Impeller material	28G
Pump gross weight	15500 kg
Shaft torsional stiffness	8.830E+6 N-m/rad

Component Inertia [kg-m²]

Impeller (dry)	427.8
Impeller w/ fluid	528.99
Impeller w/ mixture	584.76
Shaft	6.58

Allowable Flange Loads

Maximum allowable flange (nozzle) loads per ANSI/HI 12.1-12.6-2011:

Flange	Diameter [mm]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Mx [N-m]	My [N-m]	Mz [N-m]
Discharge	558.8	29,710	23,790	37,050	10,370	10,370	15,720
Suction	609.6	40,030	32,890	26,190	16,890	11,010	11,010

GIW® Minerals
SLYSEL Data Sheet
Multi-speed Pump Performance



Reference: TESIS CRISTHIAN NIÑO

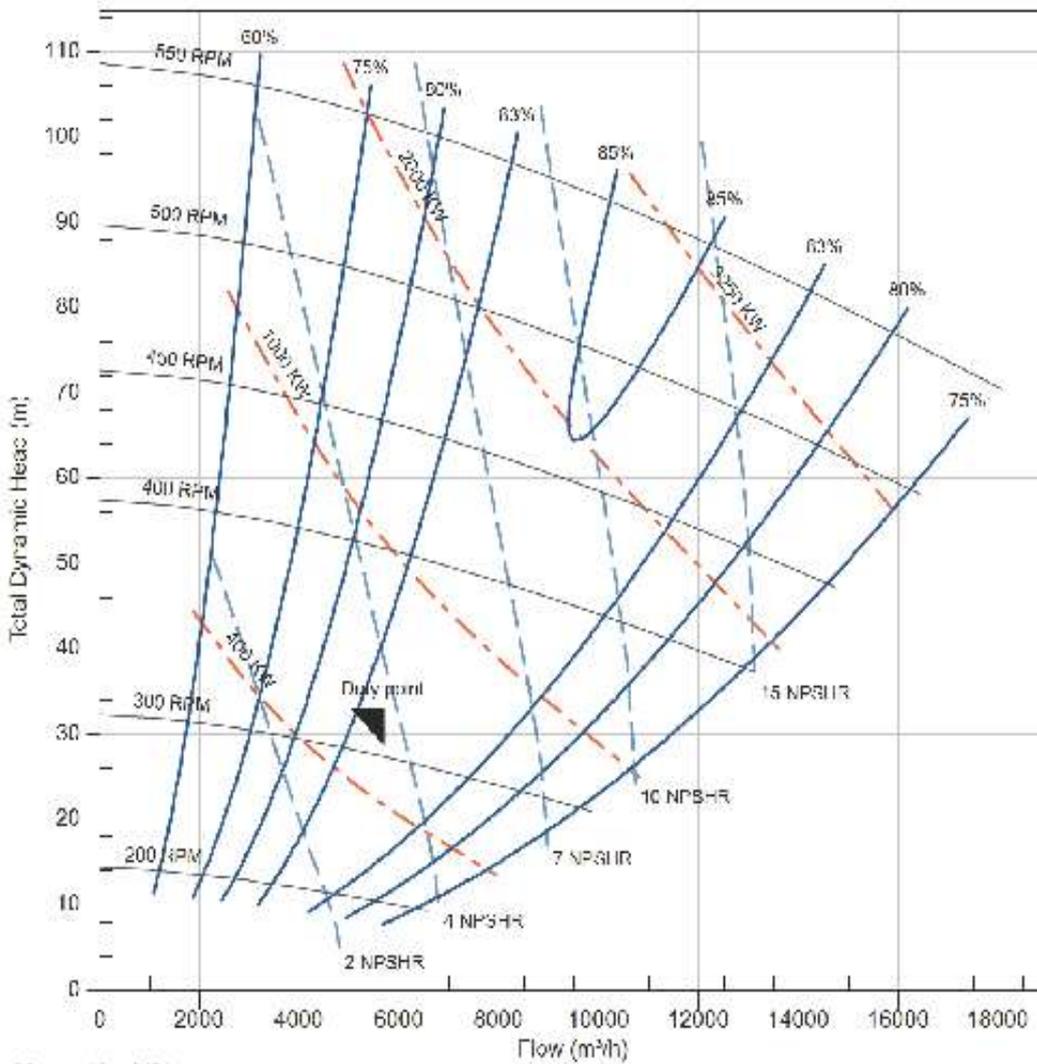
martes, septiembre 26, 2017
 11:41:30 a. m.

Item Number:

Application: TRANSPORTE DE RELAVES

Pump Type	Model	Vane Diameter	Free Passage	Frame Size	Seal Type	Curve Number	Performance Basis (CS)
LSA 22x24-54	C4M S Series	1372 mm	208x343mm	9K	K,F,M	E 12B-97	B 25A-97

Clear Water Performance Curve is valid for clear water only. The effects of specific gravity, viscosity and solids on performance with slurry must be accounted for. Alternate choice for frame size or seal type may also have some effects. Refer to SLYSEL output for RPM, Efficiency, and Power corrected for the effect of slurry.



06-JUN-12 84310

Messages

Info Approx. 550 mm Disch, 600 mm Suct

GIW® Minerals **SLYSEL Data Sheet**
Pump Performance - Settling Slurry

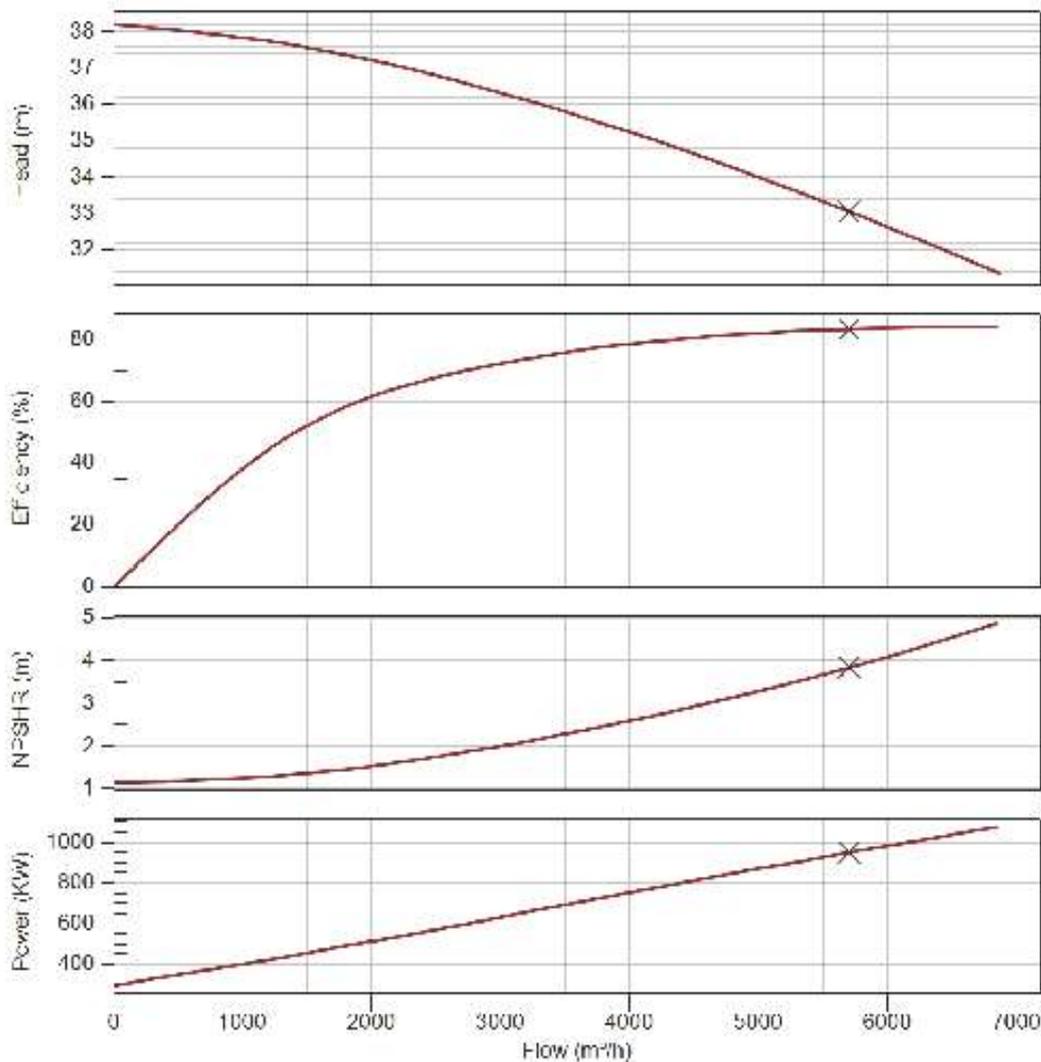


Reference: TESIS CRISTHIAN NIÑO
 Item Number:
 Application: TRANSPORTE DE RELAVES

martes, septiembre 26, 2017
 11:41:30 a. m.

Assembly	Pump name	Speed RPM	Flow m³/h	Head m	Eff. %	Power KW	NPSHR m	SGM	d50 µm	d85 µm	Cv %	Cw %	Imp. dia. mm
0550X-04	24x22 LSA 54	330	5708.0	33.1	83.4	952	3.9	1.55	90	232	22.5	50.0	1371.8

Crosses designate the duty point



GIW® Minerals

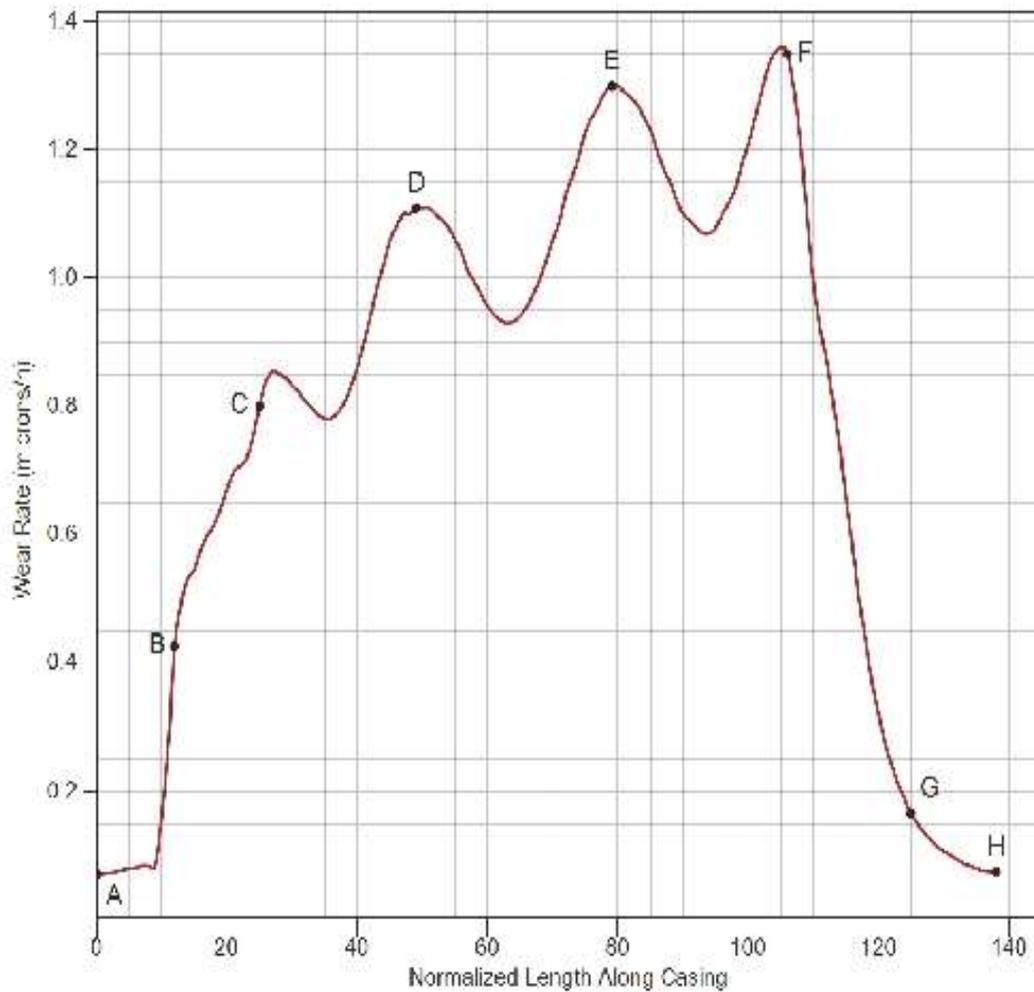
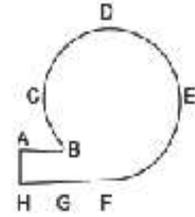
Reference: TESIS CRISTHIAN NIÑO
 Item Number:
 Application: TRANSPORTE DE RELAVES

SLYSEL Data Sheet
Casing Wear



martes, septiembre 26, 2017
 11:41:30 a. m.

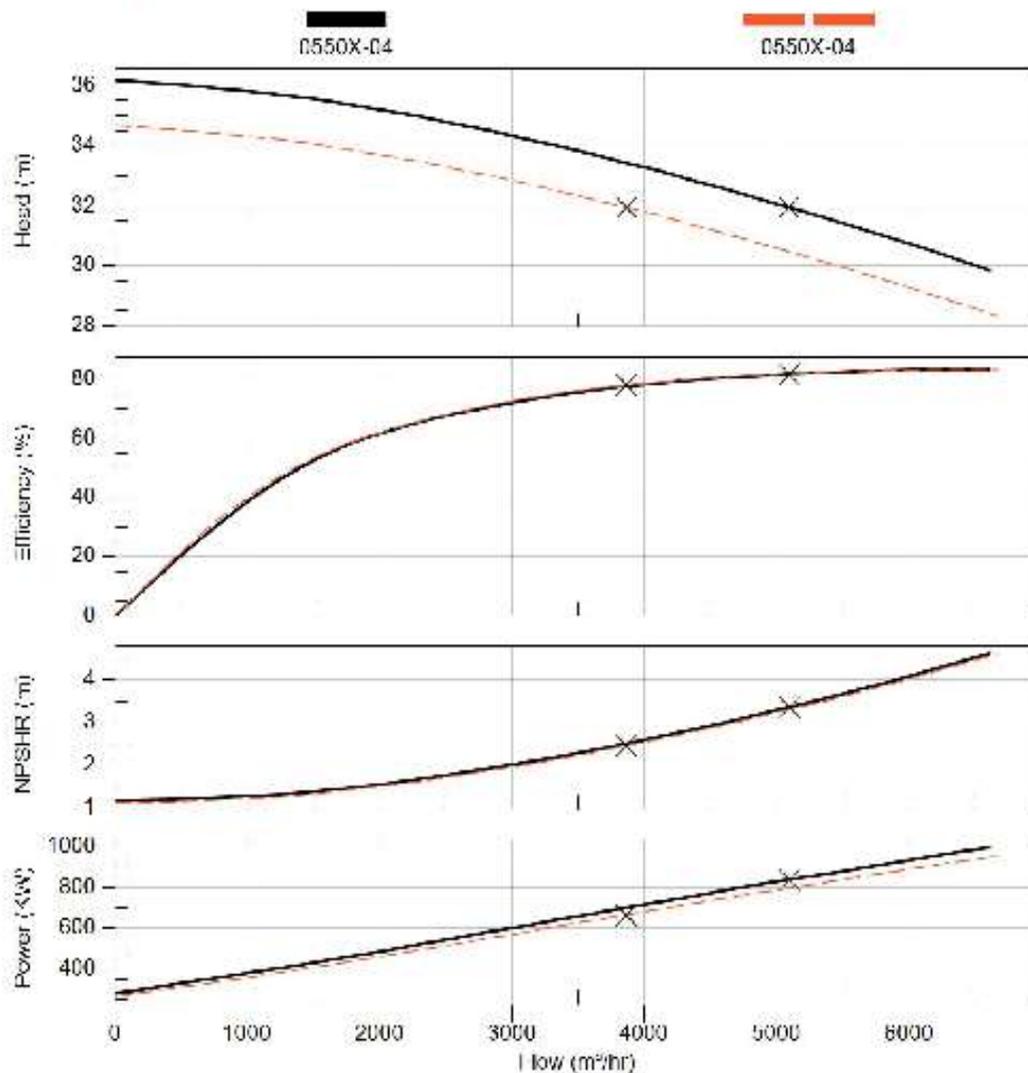
Assembly	Pump name	Speed RPM	Flow m³/h	Head m	Efficiency %	Power KW	NPSHR m	SGM	d50 µm	d85 µm	Cv %	Cw %	Imp. dia. mm
0550X-04	S 22x24 LSA	330	5706	33	83.4	0.0	4	1.55	90	232	22.5	50.0	1371.6



Anexo 4. Curvas de las bombas en condiciones nominales

GIW® Minerals		SLYSEL Data Sheet											KSB 	
Reference: TESIS CRISTHIAN NIÑO		Pump Performance - Settling Slurry											martes, septiembre 26, 2017	
Item Number:													11:41:30 a. m.	
Application: TRANSPORTE DE RELAVES														
Assembly	Pump name	Speed RPM	Flow m³/hr	Head m	Eff. %	Power KW	NPSHR m	SGM	d50 µm	d85 µm	Cv %	Cw %	Imp. dia. mm	
0550X-04	24x22 LSA 54	323	5094.0	32.0	81.8	839	3.4	1.55	90	232	22.8	50.2	1371.8	
0550X-04	24x22 LSA 54	316	3863.0	32.0	78.1	686	2.5	1.55	90	232	22.8	50.2	1371.8	

Crosses designate the duty point



Anexo 5. Hoja de datos sistema de bombeo

GIW® Minerals



Sale Datasheet

Technical Detail

Pump Information

Pump

Pump Mfg	GIW Industries	Pump Layout	Horizontal End Suction	Pump Scope	Pump-set
Pump Desc.	LSA-22X24-54.9KSCR KT C/4ME H	Pump Class	LSA	Pump SubClass	M
Suction Dia	24 in	Suct. Dia(Metric)	610 mm	Discharge Dia	22 in
Disch. Dia(Metric)	560 mm	Imp Design	Closed	No of Vanes	4
Imp Dia	54 in	F5 Imp Dia	1372 mm	Act Imp Dia	1372 mm
Discharge Pos	90 Deg. Vertical Up	Pump Curve	E 12B-97	Shipping	Partially Assembled
Booster	Required				

Pump Details

Hydro Test Press	8.62 bar	Suction Press	0 bar	MWP	5.5 bar
Pressure Rating	12.9 bar	Bearing Assembly	Cartridge	Shaft Size	9
Plug	7.750	Lub Type	Oil	Rotation	RH
Shaft Seal	Packed Gland	Flush Option	KE - Low Flow	Flush Flow	1.02 l/s
Flush Press	5.57 bar				

Slurry Details

Slurry Desc	Bombos de Relaves Líneas Norte y Sur	Liquid SG	1	Solids SG	3.44
Max Solids Size	621 mic	pH	11	Temp	25 °C
TempMin	20 °C	TempMax	25 °C	Viscosity	1 c P
% Fines	0	Miller No	112	Chlorides	0
Froth % Air	0	Froth Factor	1		

Site Conditions

Altitude	4250 m	Amb High Temp	35 °C	Amb Low Temp	-6 °C
----------	--------	---------------	-------	--------------	-------

Pump Notes

Pump BOM

Pump Casing	Gasite WD28G	Suction Liner	Gasite 18G
Suction Plate	Ductile Iron 65	Hub Plate	Ductile Iron 65
Pedestal	Fab. Steel	Impeller	Gasite WD28G
Impeller Release Ring	Cd4MCu	Stuffing Box	Grey Iron 40C
Gland	Ductile Iron 65	Shaft Sleeve	Ni-Chrome Coated
Wear Plate	Grey Iron 40C	Stuffing Box	Grey Iron 40C
Gland	Ductile Iron 65	Lantern Ring	Teflon
Gland Packing	TUF PAK #100	Shaft	A322 GR 4150
Snap Ring Gasket	SNAP RING GASKET, R-231		



GIW® Minerals

Sale Datasheet

Technical Detail

Pump Stage Pressures (bar)

Stage	Suction	Differential	Discharge	Flush
1	0	4.87	4.87	5.57
2	4.87	4.87	9.74	10.44

Motor Information

Motor

Mfg	WEG	Frame	8006/10 T	Motor Power	1500 hp
RPM	1792	Voltage	4160 V	Frequency	60 Hz
Enclosure	IP55	Design Std	NEMA	Drive Type	Variable Frequency
Drive Connection	Gear	Efficiency Std	Premium Efficiency	Mounted By	Customer
ProvidedBy	GIW	Shaft Orient.	Horizontal	Insulation	F
Bearing Type	Roller				

Motor Notes

4pole
 motors, 3/60/4160 or 4000V for use on VFD
 TEFC, IP55, Severe Duty, for mining environment
 4500 MASL, 30C, 1.15SF on sine wave power, and 1.00SF on VFD
 Insulated bearings. Shaft ground brush, winding and bearing RTDs, space heater
 Ball bearings for direct coupling to gearbox high speed shaft.
 Routine test with report

Mount Information

Mount / Sub-base

Mount/Base Design	Three Component Baseplate
Description	In-Line three component with a Gear reducer

Mount Notes

Mounting Stand: 1173M for Junction Box. Base for Top Mounted Oil Cooler Mount: 0628M

Gearbox Information

Gearbox

Tag Num.	420-PP-001,002,003,004	Manufacturer	Rexnord Falk	Model	M157VPC1
Type	Single Reduction-parallel	Orientation	Horizontal	Lubrication	Oil
Ratio	4.933	Service Factor	1.5		

Gearbox Notes

EQUIP #	L8A 22x24 0554X	MODEL	M167VPC2
CONN HP	1500 - ACT. 1413 HP	RATIO	6.820
PUMP DEMAND HP	1118.6 HP	REDUCER MECHANICAL RATING (HP)	2449
MOTOR RPM	1791	THERMAL RATING @ 104 F and 7,300ft	2403
MTR SHAFT DIA (IN.)	4.755	S.F. @ CONNECTION	1.63
PUMP SHAFT DIA (IN.)	9.00	COOLING METHOD	620 PA COOLER
REQ RPM	342	HSS DIAMETER (in.)	3.347
ACT.OUT	342	LSS DIAMETER (in.)	7.087
DIFF %*	-2.6	WEIGHT (lbs.)	4332
VFD SPEED FOR REQ. RPM	1687		
EFF. LOSS %	1.50%		



GIW® Minerals

Sale Datasheet

Technical Detail

Coupling Information

Gearbox - Pump

Type	Sliding Gear -spacer	Tag num.	420-PP-01,02,03,04	Manufacturer	Rexnord Falk
Model		Model	1080GL20-4	Spacer	Yes
Motor - Gearbox		Tag num.	420-PP-01,02,03,04	Manufacturer	Rexnord Falk
Type	Steel Flex no spacer	Model	1130T10 with LEF	Spacer	No

Coupling Notes

Motor - Gearbox: HS CPLG	1130T10
MAX BORE (in.)	6.000
MTR SHAFT DIA. (in.)	5.125
TORQUE @ HSS (in-lbs.)	70,380
CPLG RATING (in-lbs.)	176,000
CPLG SF	2.50
WEIGHT (lbs.)	266
Gearbox - Pump: LS CPLG	1080GL20-4
MAX BORE (in.)	10.500
PUMP SHAFT DIA. (in.)	10.250
TORQUE AT LSS (in-lbs.)	465,773
CPLG RATING (in-lbs.)	1,506,000
CPLG SF	3.23
WEIGHT (lbs.)	1510

Anexo 6. Hoja de datos del motor

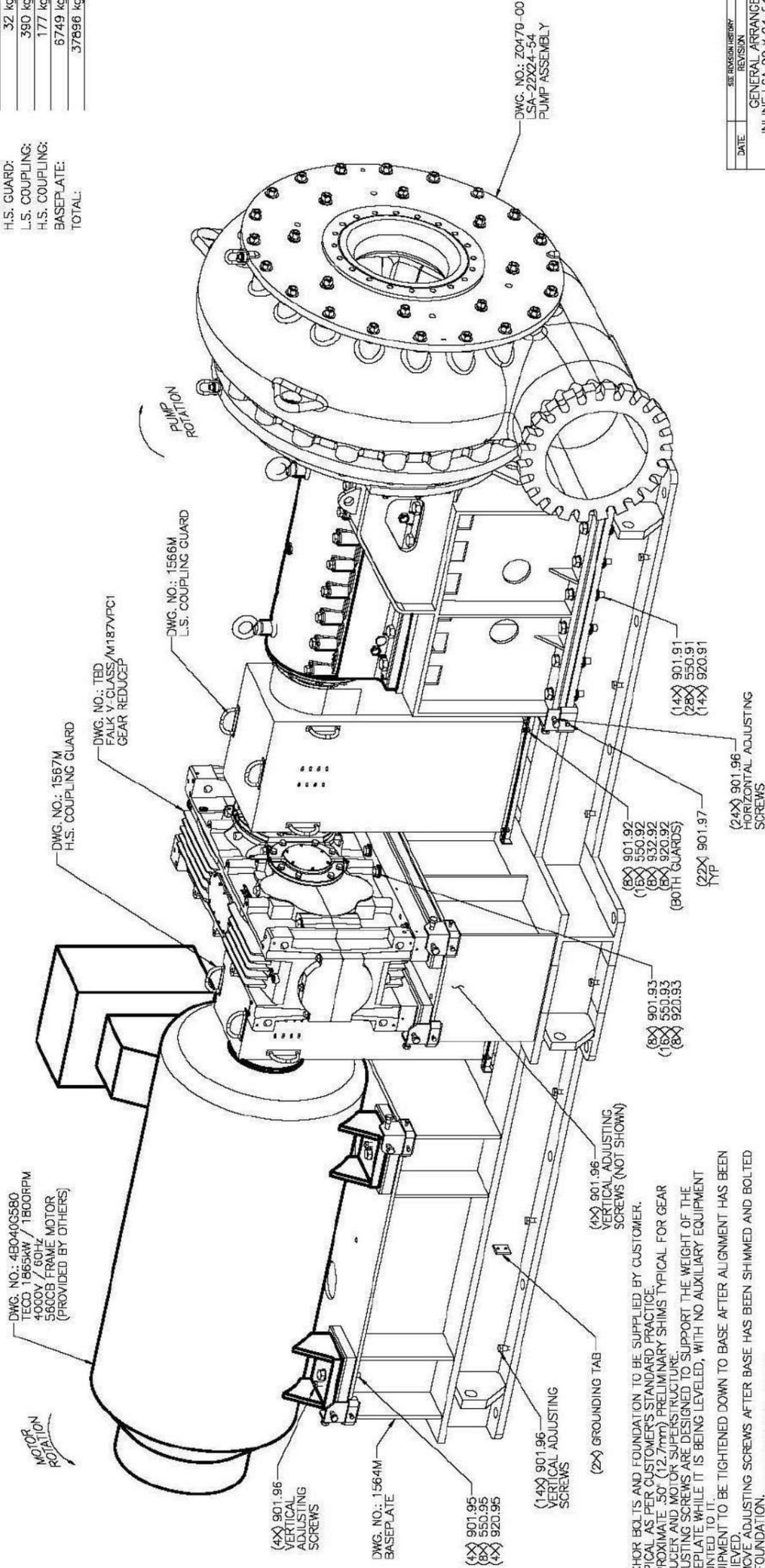
	<h2 style="margin: 0;">DATA SHEET</h2>	Nr.:													
		Date:													
<h3 style="margin: 0;">Three-phase Induction Motor - Squirrel Cage</h3>															
Customer : Product code : Product line : Special Motor															
Frame : HGF 8006/10T Output : 1500 HP Frequency : 60 Hz Poles : 4 Rated speed : 1793 rpm Slip : 0.39 % Rated voltage : 4000V Rated current : 188 A L. R. Amperes : 1391 A I/In : 7.4 Code H No load current : 56.6 A Rated torque : 4393 ft.lb Locked rotor torque : 80 % Breakdown torque : 250 % Insulation class : F Temperature rise : 80 K Locked rotor time : 18 s (hot) Service factor : 1.00 Duty cycle : S1 Ambient temperature : -20°C to +40°C Altitude : 4500 m.a.s.l	Enclosure : IP55 (TEFC) Mounting : F-1/B3R(D) Rotation : Both Aprox. weight* : 16493 lb Moment of inertia : 1070 sq.ft.lb Sound Pressure Level : 92.0 dB(A) (global)														
		<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 30%;">Load</th> <th style="width: 30%;">Power factor</th> <th style="width: 40%;">Efficiency (%)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>100%</td> <td>0.88</td> <td>95.9</td> </tr> <tr> <td>75%</td> <td>0.85</td> <td>95.8</td> </tr> <tr> <td>50%</td> <td>0.80</td> <td>95.2</td> </tr> </tbody> </table>	Load	Power factor	Efficiency (%)	100%	0.88	95.9	75%	0.85	95.8	50%	0.80	95.2	
Load	Power factor	Efficiency (%)													
100%	0.88	95.9													
75%	0.85	95.8													
50%	0.80	95.2													
		<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 20%;"></th> <th style="width: 40%;">Bearing</th> <th style="width: 40%;">Quantity (lubricant)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Front</td> <td>6330-C3</td> <td>104 g</td> </tr> <tr> <td>Rear</td> <td>6324-C3</td> <td>72 g</td> </tr> </tbody> </table>		Bearing	Quantity (lubricant)	Front	6330-C3	104 g	Rear	6324-C3	72 g				
	Bearing	Quantity (lubricant)													
Front	6330-C3	104 g													
Rear	6324-C3	72 g													
		Lubrication Interval: 3505 h Grease - MOBIL POLYREX EM													
<p>Notes:</p> <p>Conditions must remain within the following:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Maximum voltage peak on motor terminals: 10300V (phase-phase) - Maximum voltage peak on motor terminals: 6000V (phase-earth) - dV/dt inverter terminals: <= 2700V/µs (phase-phase) - dV/dt inverter terminals: <= 2700V/µs (phase-earth) <p>Copper bar rotor.</p>															
<p>The figures given herewith are regarded as estimated values based on calculation and applied to sinusoidal power supplied motors, within permissible tolerances under NEMA MG 1-20. Noise level with tolerance of +3 dB(A). (*) Weight value can be changed without previous notification.</p>															
Performed agroover	Checked AUTOMATICO	Revision Nr.:	Approved												

Anexo 7. Planos del sistema de bombeo

ISOMETRIC VIEW

ESTIMATED WEIGHTS

PUMP:	17826 kg
GEAR REDUCER:	3175 kg
MOTOR:	9500 kg
L.S. GUARD:	47 kg
H.S. GUARD:	32 kg
L.S. COUPLING:	390 kg
H.S. COUPLING:	177 kg
BASEPLATE:	6749 kg
TOTAL:	37896 kg



- NOTES:
1. ANCHOR BOLTS AND FOUNDATION TO BE SUPPLIED BY CUSTOMER.
 2. TYPICAL AS PER CUSTOMER'S STANDARD PRACTICE.
 3. APPROXIMATE .50" (12.7mm) PRELIMINARY SHIMS TYPICAL FOR GEAR REDUCER AND MOTOR SUPERSTRUCTURE.
 4. ADJUSTING SCREWS ARE DESIGNED TO SUPPORT THE WEIGHT OF THE BASEPLATE WHILE IT IS BEING LEVELLED, WITH NO AUXILIARY EQUIPMENT MOUNTED TO IT.
 5. EQUIPMENT TO BE TIGHTENED DOWN TO BASE AFTER ALIGNMENT HAS BEEN ACHIEVED.
 6. REMOVE ADJUSTING SCREWS AFTER BASE HAS BEEN SHIMMED AND BOLTED TO FOUNDATION.
 7. DBSE - DISTANCE BETWEEN SHAFT ENDS.
 8. DISCHARGE FLANGE IS A FLAT FACED FLANGE.
 9. SUCTION FLANGE IS A FLAT FACED FLANGE W/LINER PRELOAD.
 10. GASKET ENTIRE SURFACE OF FLANGE.
 11. BASEPLATE TO BE GROUT FILLED.
 12. UNLESS OTHERWISE SPECIFIED, ALL DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS.
 13. ALL WEIGHTS AND DIMENSIONS ARE SUBJECT TO CHANGE AFTER RECEIVING CERTIFIED MOTOR, COUPLING AND GEAR REDUCER DRAWINGS.

NOT FOR CONSTRUCTION
THIS DRAWING IS NOT CERTIFIED

PRELIMINARY FOR APPROVAL
GIW INDUSTRIES, INC.

DATE	REVISION	REV	BY	APPR
	GENERAL ARRANGEMENT			
	INLINE LSA 22 X 24-54 LH PUMP			
	1865KW 56CCB FRAME MOTOR			

SEE REVISION HISTORY

GIW® Minerals **KSB**

REF: Z0479, 1564M, 1566M

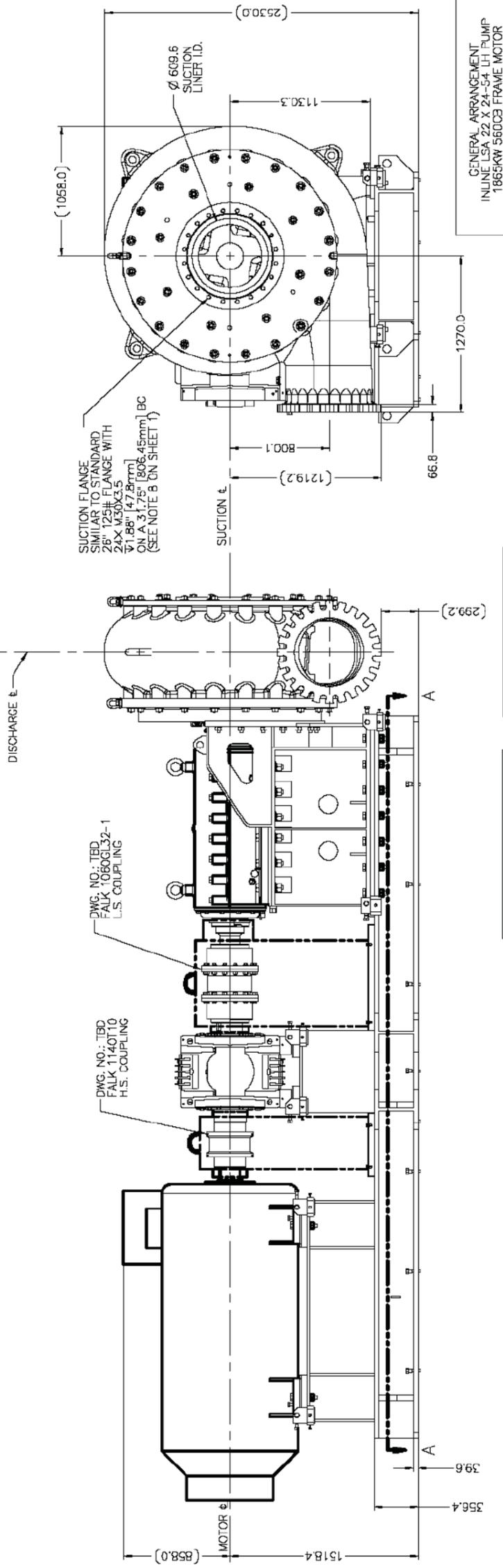
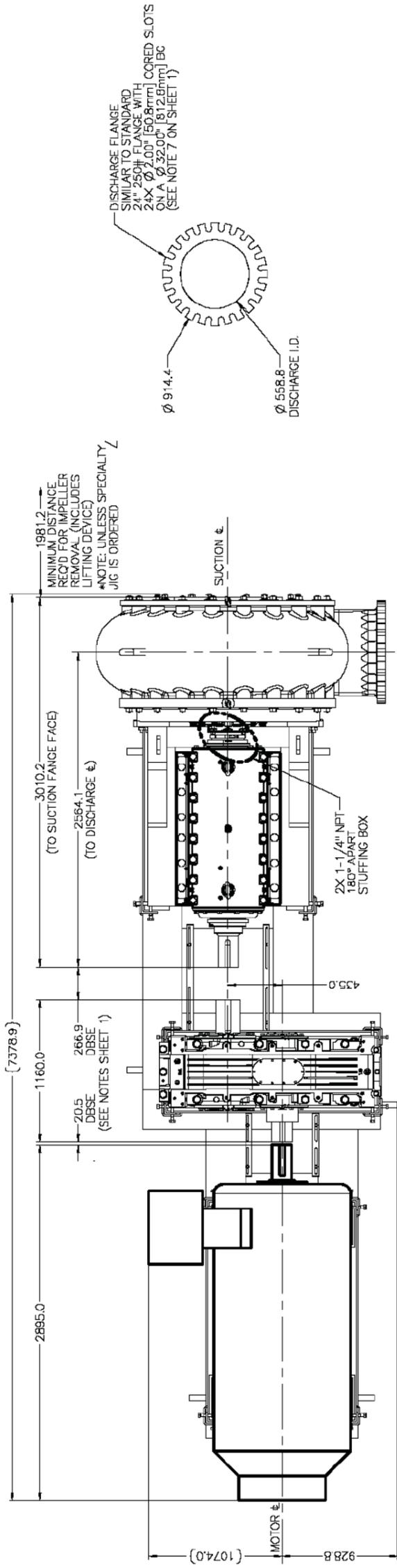
No: 2.457C

SHEET 1 OF 6

CONFIDENTIAL

THIS IS AN UNPUBLISHED MANUSCRIPT WHICH CONTAINS VALUABLE TRADE SECRET INFORMATION AND IS ONLY CONDITIONALLY ISSUED. NEITHER THE INFORMATION SHOWN HEREIN NOR ANY RIGHTS TO DISCLOSE OR TRANSFER THE SAME TO ANY THIRD PARTY OR TO REPRODUCE THIS DRAWING IN ANY MANNER SHALL BE GRANTED TO ANY OTHER PARTY WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION FROM THE OWNER, GIW INDUSTRIES, INC.

PLAN & ELEVATION VIEWS



GENERAL ARRANGEMENT
 INLINE LSA 22 X 24 S-H-L PUMP
 1865KRN 560C3 FRAME MOTOR

GIW Minerals **KSB**

REVISION
 DRAWN
 APPROVED
 DATE

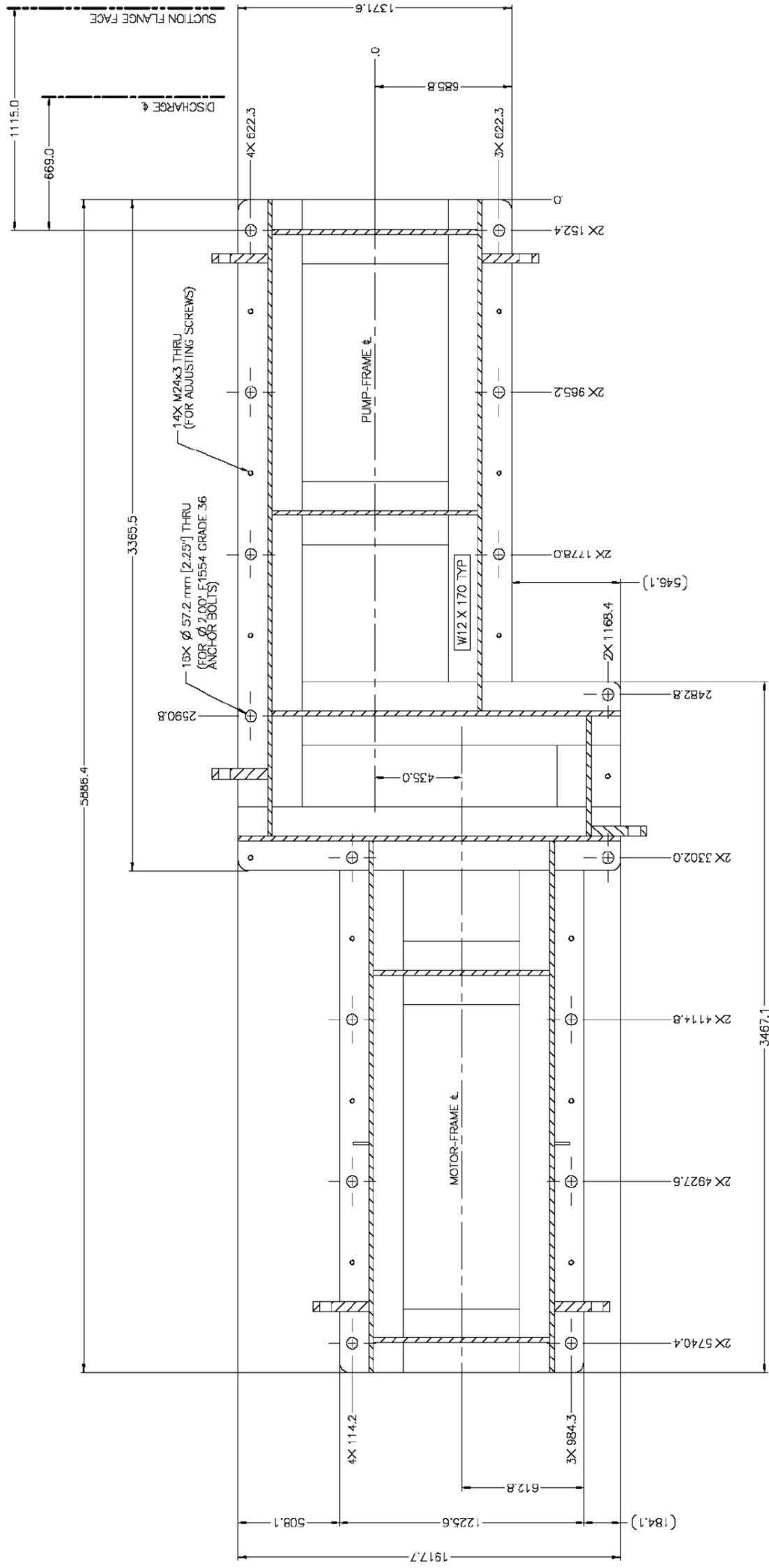
SHEET 2 OF 6
 REF:20479, 1564M, 1568M
 NO: 2457G

CONFIDENTIAL
 THIS IS AN UNPUBLISHED MANUSCRIPT WHICH CONTAINS VALUABLE TRADE SECRET INFORMATION AND IS ONLY CONDITIONALLY ISSUED. NOT FOR REPRODUCTION OR DISTRIBUTION WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF KSB. ANY TECHNICAL INFORMATION SHOWN THEREIN MAY BE SUBJECT TO DISCLOSURE OR TRANSFER TO ANY THIRD PARTY OR TO REPRODUCE THIS DRAWING IN WHOLE OR IN PART WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF KSB. ANY DESIGN OR INVENTION HEREIN IS RESERVED TO KSB. NO PART OF THIS DRAWING OR LICENSE TO USE THE SUBJECT MATTER THEREOF, OR ANY DESIGN OR INVENTION HEREIN, OR WRITTEN PERMISSION FROM THE OWNER, GIW INDUSTRIES, INC. WITH OR WITHOUT WRITTEN PERMISSION FROM THE OWNER, GIW INDUSTRIES, INC.

PRELIMINARY
 FOR APPROVAL
 FOR GIW INDUSTRIES, INC.

NOT FOR CONSTRUCTION
 THIS DRAWING IS
 NOT CERTIFIED

FOUNDATION PLAN



SECTION A-A
(FROM SHEET 2)

GENERAL ARRANGEMENT INLINE USA 27 X 24-54 LH PUMP 1865KW 560CB FRAME MOTOR	
REVISION	SHEET 3 OF 6
DRAWN	REF:26479.1564M.1566M
APPROVED	
DATE	NO: 2457G

NOT FOR CONSTRUCTION
THIS DRAWING IS NOT CERTIFIED

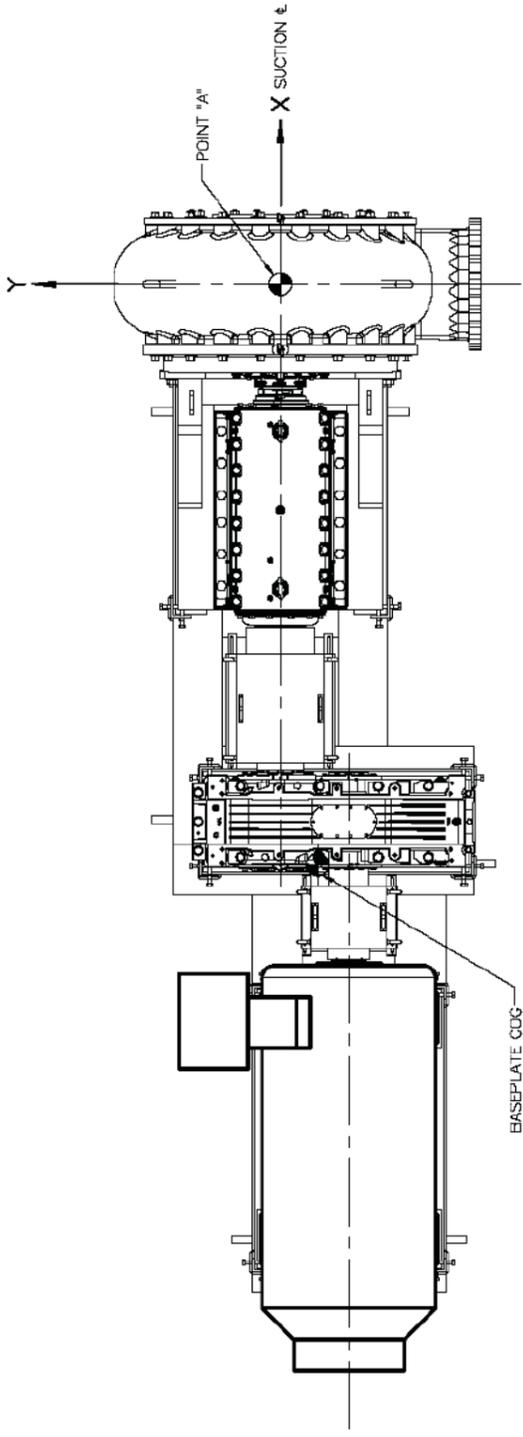
PRELIMINARY FOR APPROVAL
FOR GIW INDUSTRIES, INC.

CONFIDENTIAL
THIS IS AN UNPUBLISHED MANUSCRIPT WHICH CONTAINS VALUABLE TRADE SECRET INFORMATION AND IS ONLY CONDITIONALLY ISSUED. IT IS THE PROPERTY OF GIW INDUSTRIES, INC. AND IS NOT TO BE REPRODUCED OR TRANSMITTED IN ANY FORM OR BY ANY MEANS, ELECTRONIC OR MECHANICAL, INCLUDING PHOTOCOPYING, RECORDING, OR BY ANY INFORMATION STORAGE AND RETRIEVAL SYSTEM, WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION FROM THE OWNER, GIW INDUSTRIES, INC.

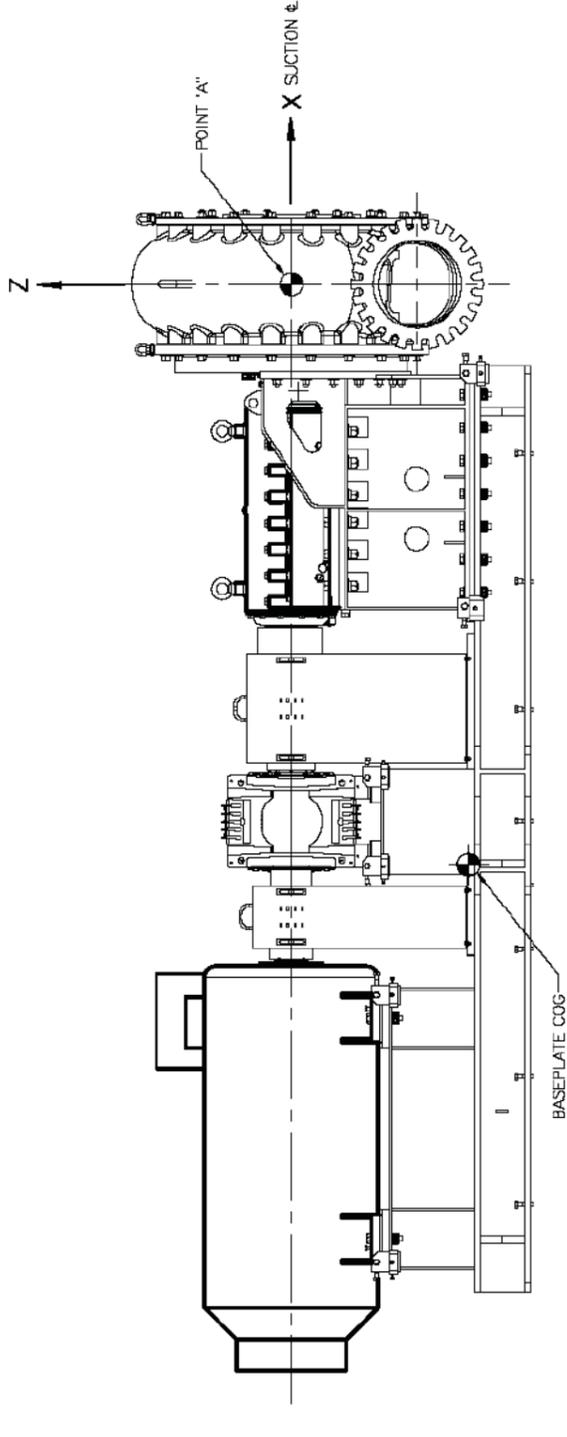


CENTER OF GRAVITY

	CENTER OF GRAVITY (RELATIVE TO POINT "A")		
	X	Y	Z
PUMP	TBD	TBD	TBD
IMPELLER	TBD	TBD	TBD
GEAR REDUCER	TBD	TBD	TBD
MOTOR	TBD	TBD	TBD
BASEPLATE	-3664.0	-276.3	-1140.4
TOTAL	TBD	TBD	TBD



NOTE:
POINT "A" IS DEFINED AS THE POINT
OF INTERSECTION OF PUMP ϵ AND
THE DISCHARGE PLANE.



NOT FOR CONSTRUCTION

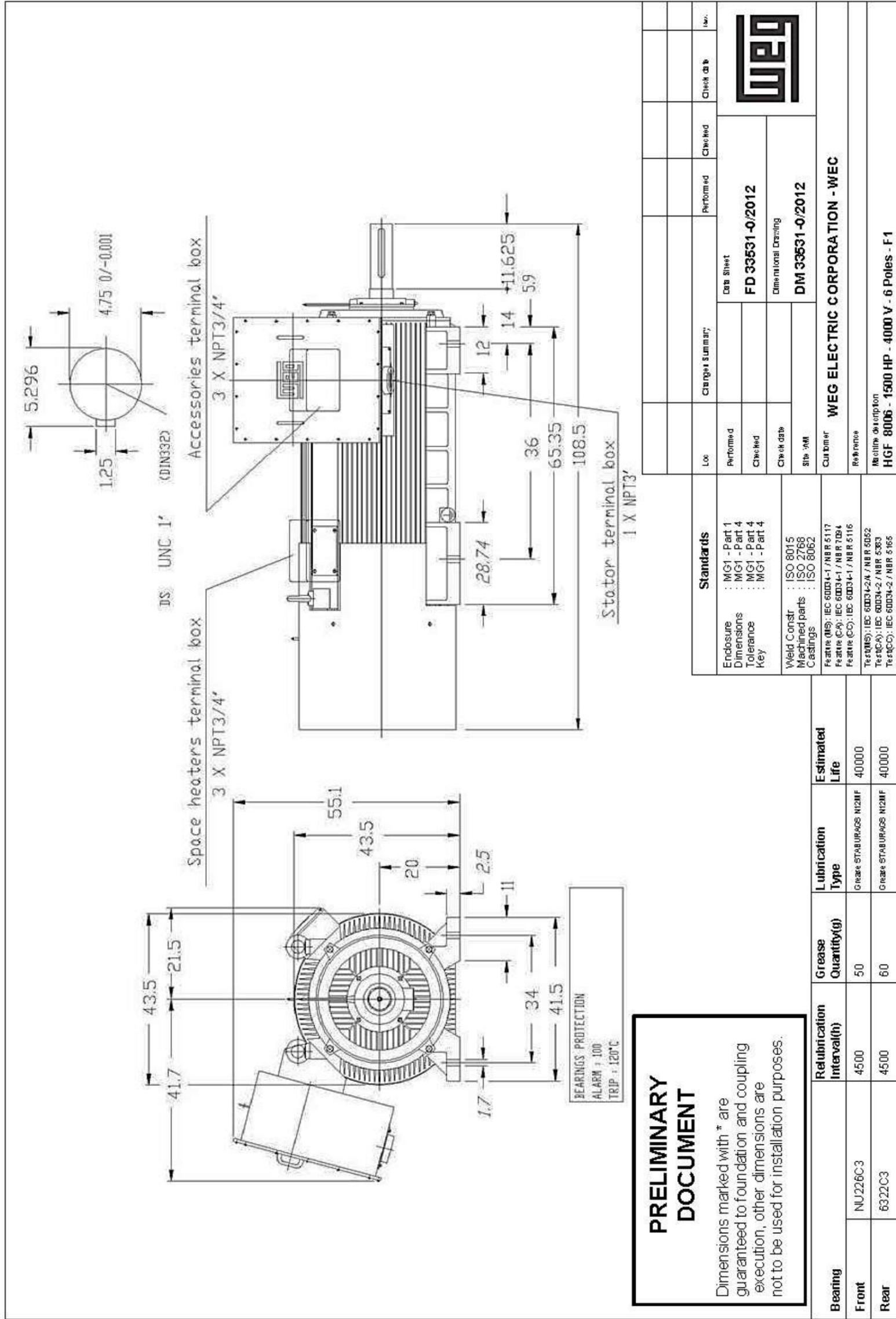
THIS DRAWING IS
NOT CERTIFIED

PRELIMINARY
FOR APPROVAL
GIW INDUSTRIES, INC.

GENERAL ARRANGEMENT
INLINE LSA 22 X 24-54 LH PUMP
1865KW 5600E FRAME MOTOR

GIW Minerals KSB	
REVISION	SHEET # OF 6
DRAWN	REF:20476, 1564M, 1566M
APPROVED	NO: 2457G
DATE	

CONFIDENTIAL
THIS IS AN UNCLASSIFIED MANUSCRIPT WHICH CONTAINS NO VALUABLE INTELLECTUAL PROPERTY INFORMATION. IT IS THE PROPERTY OF GIW INDUSTRIES, INC. AND IS LOANED TO YOU FOR YOUR USE ONLY. IT IS NOT TO BE REPRODUCED, COPIED, OR TRANSMITTED IN ANY FORM OR BY ANY MEANS, ELECTRONIC OR MECHANICAL, INCLUDING PHOTOCOPYING, RECORDING, OR BY ANY INFORMATION STORAGE AND RETRIEVAL SYSTEM, WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION FROM THE OWNER, GIW INDUSTRIES, INC.



PRELIMINARY DOCUMENT

Dimensions marked with * are guaranteed to foundation and coupling execution, other dimensions are not to be used for installation purposes.

Bearing		Re-lubrication Interval(h)	Grease Quantity(g)	Lubrication Type	Estimated Life
Front	NU226C3	4500	50	Grease STABURAGOS N12MF	40000
Rear	6322C3	4500	60	Grease STABURAGOS N12MF	40000

Standards	Enclosure	Dimensions	Tolerances	Key	Weld Constr	Machined parts	Castings	Feature (MS)	Feature (CA)	Feature (CO)	Test (MS)	Test (CA)	Test (CO)
	: MG1 - Part 1	: MG1 - Part 4	: MG1 - Part 4	: MG1 - Part 4	: ISO 8015	: ISO 2768	: ISO 8062	: IEC 60034-1 / NBR 5117	: IEC 60034-1 / NBR 7094	: IEC 60034-1 / NBR 5116	: IEC 60034-2 / NBR 5052	: IEC 60034-2 / NBR 5383	: IEC 60034-2 / NBR 5165

Change Summary:	Performed	Checked	Drawn

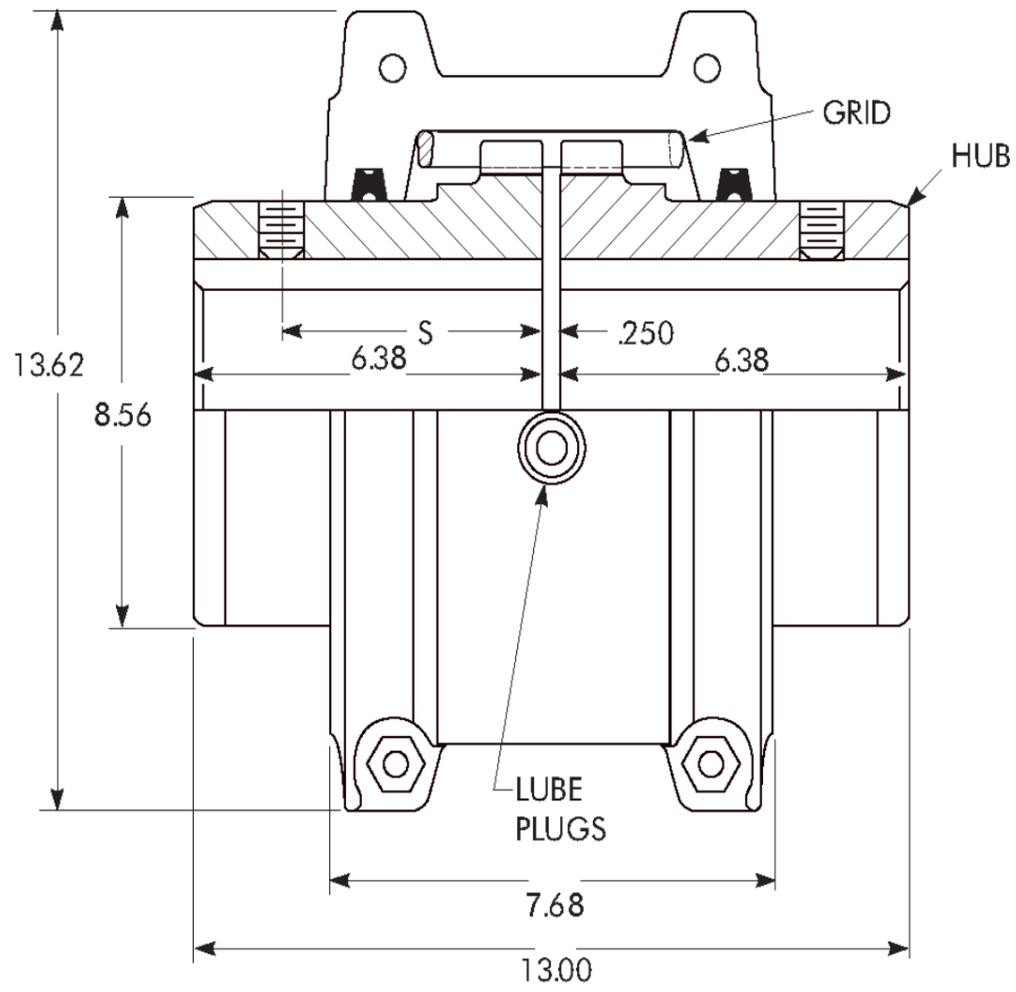
Doc Sheet	Customer	Reference
FD 33531-0/2012	WEG ELECTRIC CORPORATION - WEG	HGF 8006 - 1500 HP - 4000 V - 6 Poles - F1
Dimensional Drawing		
DM 33531-0/2012		

Location	Change Summary	Performed	Checked	Drawn

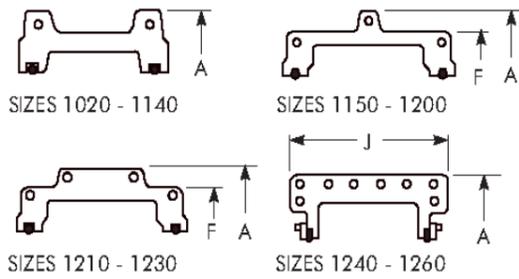
Logo

Type T10

Close Coupled/Dimensions — Inches



COVER PROFILES – HORIZONTAL SPLIT



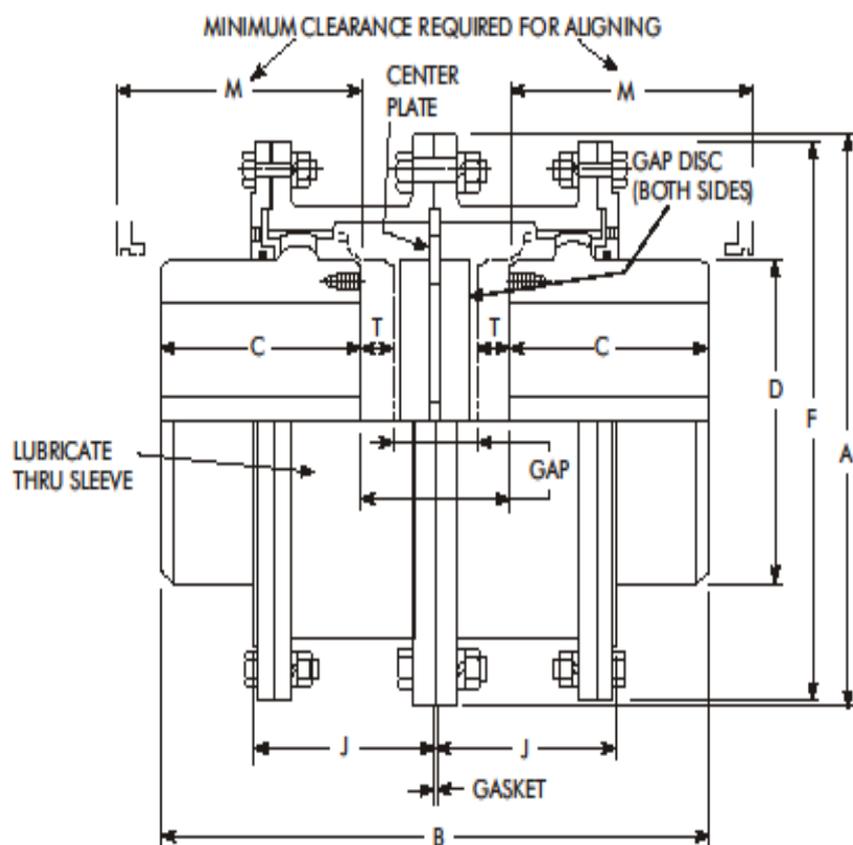
Sizes 1020 thru 1230T10 covers are cast aluminum alloy; Sizes 1240 thru 1260T10 are fabricated steel.

SIZE ★	Torque Rating (lb-in) †	Allow Speed rpm ‡	Max Bore •	Min Bore ■	Cplg Wt With No Bore-lb	Lube Wt lb
1130T	176,000	1800	6.000	2.625	266	2.0

★ Refer to Page 5 for General Information and Reference Notes.

Type GL20-4 Large Flanged Sleeve

Slide Double Engagement/Dimensions — Inches



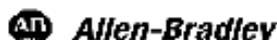
SIZE ★	Torque Rating lb-in (millions) †		Allow Speed rpm ‡	Max Bore One Rat Key •	Min Bore •	Calc Wt With No Bore lb	Lube Wt lb	A	B Max	C	D	F	J	H	T (Max)		Gap	
	1000 Series	2000 Series													End	Total	Min	Max
1000/2000GL	1.506	2.070	1,160	10.50	4.00	1510	21	23.25	29.14	9.02	14.00	22.50	9.56	11.81	.55	1.10	8.40	9.50

Anexo 8. Hoja de datos variador de frecuencia



Line Item 1 MV Variable Frequency Drive Specifications

Item Description		Sist. Sincronico PF7K 1500 Hp @ 4.16KV	
General			
Application:	Pump, Slurry Handling, Discharge Open		
VFD Duty Rating:	150% overload for one (1) Minute, once every 10 Minutes	Overall Width:	280in (7099mm)
VFD Output Voltage:	4000 Volts	Overall Depth:	39in (1000mm)
VFD Cooling Method:	Air Cooled PWM	Overall Height:	119in (3030mm)
Ambient Temp. Rating:	30.0°C	Overall Weight:	19810lb (8991kg)
Input Impedance Type and Location:	Line Reactor	Heat Loss:	Refer To Technical Specifications
No. of Motors:	2	No. of Contiguous Sections:	8
Motor Temperature Code:	Insulation class F = 140 Degree C	Motor Site Classification	Non-Hazardous
Bypass Configuration:	Output-Bypass Contactor	No. of Remote Mounted Components	0
Input Device and Location:	Input Contactor Supplied by A-B	Altitude Rating:	5000M
VFD Noise:	Under 85 dBA		
Incoming Power			
Line Voltage (VAC):	4160 Volts	Line Frequency (Hz):	60 Hertz
Cables per Phase:	NF	Cable Entry Direction:	Bottom
Lugs and Cable Type:	NF	Size of Cable(s):	NF
Method of Connection:	Incoming Line Unit		
Main Power Bus (no power bus in VFD section) Details			
Copper Bus Rating:	1200 Amps	Bus Plating:	Copper / Tin Plated
Ground Bus Plating:	unplated copper bus bar.	Bus Insulation:	Insulated
Ground Bus Size:	1/4" x 2" (6.4 x 51 mm)	Bus Bracing:	60 kA (RMS symmetrical)
Ground Lug:	#6 AWG - 250 mcm (1 supplied as Standard)		
Enclosure Details			
Enclosure Type VFD:	Seismic Rated NEMA Type 1 - w/Gasketing & Vents (IEC IP21)	Low Voltage Wireway:	-Where applicable, a two inch by four inch low voltage wireway across the top of the Structure. (SC)
Paint Finish VFD:	Sandtex Grey	Back-to-Back Setup:	No
Enclosure Type Other:	Type 1 -General Purpose with Door Gasketing	Paint Finish Other:	ANSI 61 - Light Grey
Common Unit Details			
Control Type:	With Control Power Transformers	1ph Control Voltage:	120 Volts
Control Wiring:	Standard - #14 AWG Cu (Tinned), Type TEW (MTW)	3ph Control Voltage:	480 Volts (Supplied By Customer)
Load Cable Exit Direction:	Bottom		



Information contained in this proposal consists of technical, commercial and/or financial information, which is confidential and proprietary to Rockwell Automation Canada Control Systems ("Rockwell Automation"). This information is furnished to recipient in confidence on the condition that it may not be disclosed to third parties or reproduced or used, in whole or in part, for any purpose other than the evaluation of this proposal. The recipient agrees to return the proposal to Rockwell Automation promptly upon request.

Printed 4/9/2015 13:23

Rockwell Automation

Master Nameplate Details			
Phenolic Lamacoid:	White w/ Black Letters	Mounted to Section #:	1
Number of Lines:	3	Character Size:	1/2" (13mm)
Unit Nameplate Details			
Phenolic Lamacoid:	White w/ Black Letters		
Number of Lines:	3	Character Size:	3/16" (5mm)



Information contained in this proposal consists of technical, commercial and/or financial information, which is confidential and proprietary to Rockwell Automation Canada Control Systems ("Rockwell Automation"). This information is furnished to recipient in confidence on the condition that it may not be disclosed to third parties or reproduced or used, in whole or in part, for any purpose other than the evaluation of this proposal. The recipient agrees to return the proposal to Rockwell Automation promptly upon request.

Printed 4/9/2015 13:23



Line Item "1" Unit Summary for Sist. Sincronico PF7K 1500 Hp @ 4.16KV

ID	Load Details			Controller Details				
	Rating	Est. FLA (A)	Bulletin	Maximum Rating (A)	Lugs Sz-Qty/ph	Unit Options	Dwg Loc	Del Sch
1	1500 hp		PWM Rectifier	215A	No Lugs	-RPDTP-1ED5TP-3LL-13CLXE-14DP-14PS-14PVKLC-14RD-14RF-14RT2-14TF-14TS1-14TS3-14TS4-17-24B5T-84LCM-89D5-804-8605-3995D-5010E-5035D	5A	ENG
2	200 kVA1500 hp		1512DM	400A	No Lugs	-4OFFG-4ONR-6-7F-14LRD-80B-750T-751HS-804-8605-3995D-4010-5010D	4A	ENG
3	1500 hp		1512M	400A	No Lugs	-6Y-17-24ST-80B-84HD-88GA-750T-751HS-804-8605-3995D-4010-5010D-5025D	2A	ENG
4	1500 hp		1512M	400A	No Lugs	-6Y-17-24ST-80B-84HD-88GA-750T-751HS-804-8605-3995D-4010-5010D-5025D	3A	ENG
5			1591AB		No Lugs	-6I-82X-750T-751HS-804-3995D-5010D-5055	1A	PE2

Legend	
PWM Rectifier - Variable Frequency Drive	1512DM - VFD Input Contactor w/ Output Isolator
1591AB - Incoming Line Unit	1512M - Full Voltage Output-Bypass Starter

Table 1 - Unit Option Descriptions

Option Number	Option Description (Note: Options listed below only apply if it appears in Unit Options above.)	Del Sch
13CLXE	ControlLogix – EtherNet communication adapter	ENG
14DP	Door mounted diagnostic printer	PE2
14LRD	Line reactor input impedance (line reactor integral to the PowerFlex drive)	PE1
14PS	Spare AC/DC power supply provided and switched on automatically during failure of standard unit provided with drive. Drive will continue to run with an alarm indication.	PE2
14PVKLC	Locally Mounted HMI / Ethernet switch in VFD c/w external cable port	ENG
14RD	Provision for ducting VFD exhaust air outside control room. Customer is responsible for duct, installation, and required make-up air. Contact factory for specific VFD fan CFM and static pressure drop requirements.	ENG
14RF	Redundant cooling fan with automatic switchover in event of main fan failure. Alarm signal is sent to operator interface terminal. (Overall drive height increases to 119.31" (3030 mm)).	ENG
14RT2	0-10 second power loss auto-restart utilizing internal UPS	ENG



Information contained in this proposal consists of technical, commercial and/or financial information, which is confidential and proprietary to Rockwell Automation Canada Control Systems ("Rockwell Automation"). This information is furnished to recipient in confidence on the condition that it may not be disclosed to third parties or reproduced or used, in whole or in part, for any purpose other than the evaluation of this proposal. The recipient agrees to return the proposal to Rockwell Automation promptly upon request.
Printed 4/8/2015 13:23

Rockwell Automation

Option Number	Option Description (Note: Options listed below only apply if it appears in Unit Options above.)	Del Sch
14TF	Tachometer Interface feedback. Note: This option does not include the tachometer. Customer is responsible for sourcing and mounting the tachometer.	PE2
14TS1	Speed reference input (4-20mA input signal)	PE2
14TS3	Voltage output (4-20mA output signal)	PE2
14TS4	Current output (4-20mA output signal)	PE2
17	Low voltage surge suppressor across each coil in the control circuit, where possible	SC
1EDSTP	EMERGENCY STOP (Push-Pull) Pushbutton Located on the LV compartment door-Red - Includes safety relay	PE2
24BST	Two motor synchronous transfer control circuit	ENG
24ST	Synchronous transfer control circuit	ENG
3995D	High altitude option, 4001-5000 meters (13200-16500 ft)	PE1
3LL	LOCAL-REMOTE Selector Switch	PE1
4010	MV contactor control circuit with IntelliVAC module.	PE1
4OFFG	Green OFF Pilot Light	SC
4ONR	Red ON Pilot Light	SC
5010D	Cabinet space heater and thermostat supplied in each section of the unit. Power supplied from an external power source. The wattage depends on AC voltage, i.e. 85W @110V, 100W @ 120V, 330W @ 220V.	SC
5010E	Cabinet space heater and thermostat supplied in each section of the unit. Power supplied from an external power source. (150W @ 120V/240V)	SC
5025D	Motor space heater circuit (<=2700 watts) with 120 volt supply from external source	SC
5035D	Motor space heater circuit (<=2500 watts) with 240 volt supply from an external source	SC
5055	Key Interlock for the power cell door	PE2
6	500 VA control power transformer with primary and secondary fusing	SC
6I	Option 6I not found in look-up table.	SC
6Y	Two (2) 500 VA control power transformers with primary and secondary fusing	SC
750T	Type TEW tinned, low voltage control wire, where possible.	PE1
751HS	Heat shrink tubing over standard sleeve type wire markers, where possible	PE2
7F	Bulletin 592 overload relay (including heater elements); manual reset	SC
804	Twenty (20) extra unwired terminal blocks in the low voltage compartment	SC
80B	Load cables exit through the bottom of the structure	SC
82X	No termination power cable lugs supplied	SC
84HD	GE Multilin SR469 motor management relay with DeviceNet communication option.	SC
84LCM	TecSystem NT-538 temperature monitor/controller for use with up to eight (8) three-wire 10 Ohm Copper RTD inputs.. c/w Modbus communications	PE2
8605	Pilot device legend plates supplied in Spanish	SC
88GA	Ground Fault Current Transformer (50:0.025)	PE1
89D5	(4) Form "C" auxiliary contact for remote indication purposes for each of Drive Running, Drive Ready, Fault and Warning.	PE2
RPDTD	PWM rectifier with integral pre-wired AC line reactor using Direct to Drive Technology	PE2



Information contained in this proposal consists of technical, commercial and/or financial information, which is confidential and proprietary to Rockwell Automation Canada Control Systems ("Rockwell Automation"). This information is furnished to recipients in confidence on the condition that it may not be disclosed to third parties or reproduced or used, in whole or in part, for any purpose other than the evaluation of this proposal. The recipient agrees to return the proposal to Rockwell Automation promptly upon request.
Printed 4/8/2015 13:23

**Notes:**

Numbers appearing in brackets '[x]' refer to the corresponding Unit ID.

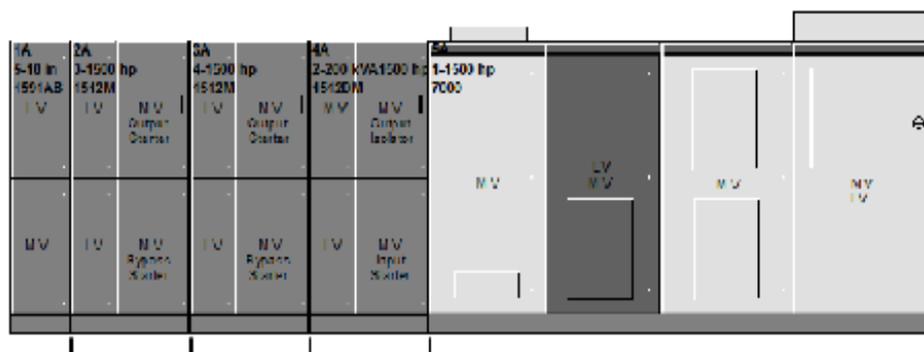
The drive size is based upon assumed Motor Full Load Current using 'average values' for '4' pole horsepower rated motors. The rated full load current, shown on the motor nameplate, may vary considerably from the list value depending on the specific motor. If the actual Motor Full Load Current exceeds the drive current rating, a higher rated drive will be required. If this is the case, please request a re-quote and provide the actual Motor Full Load Current.



Information contained in this proposal consists of technical, commercial and/or financial information, which is confidential and proprietary to Rockwell Automation Canada Control Systems ("Rockwell Automation"). This information is furnished to recipient in confidence on the condition that it may not be disclosed to third parties or reproduced or used, in whole or in part, for any purpose other than the evaluation of this proposal. The recipient agrees to return the proposal to Rockwell Automation promptly upon request.

Printed 4/8/2015 13:23

Layout Item: 1 Sist. Sincronico PF7K 1500 Hp @ 4.16KV



Section Number	Structure Code	Width	Depth	Height	Weight
1	24.2	18 in (457 mm)	35in (914mm)	93in (2352mm)*	600lb (272kg)
2	1.15	36 in (914mm)	35in (914mm)	93in (2352mm)*	1770 lb (803kg)
3	1.15	36 in (914mm)	35in (914mm)	93in (2352mm)*	1770 lb (803kg)
4	1.40	36 in (914mm)	35in (914mm)	93in (2352mm)*	1770 lb (803kg)
5	7.1400	174in (4410mm)	13in (330mm)	171 in (4311mm)*	11900lb (5418kg)
Total		282in (7160mm)			19470lb (8844kg)
Maximum			65in (1651mm)	171 in (4311mm)*	
Incoming Cable Location	Section(s):	1			

* Low Voltage Wireway Height has been added to the Height of the Section due to DeviceNet cabling.

Notes:

Layout and Dimensional information is shown as a reference only. This data is not to be used for construction purposes. Assumes structures are flush at the front.

The customer is responsible for the interconnection of the individual shipping splits.

Anexo 9. Brochure bomba GIW modelo LSA

GIW® Minerals



LSA Pump Series - Low maintenance,
abrasion resistant for heavy duty service



Solutions for **Severe** Ore and Tailings Slurry Transport

GIW® Minerals LSA pumps are widely used in ore transport, mill discharge, cyclone feed, tailings and plant process. The LSA can also be used for environmental cleanup, dewatering, pulp and paper, food process, coke & resin pumping and ash handling.

LSA's rugged design features, combined with shell, impeller and liner in proprietary GIW Gasite® material, are recognized worldwide for superior abrasion resistance. In addition, several impeller options to fine tune pump performance, and customized pumping needs are available. These options allow optimum wear life and sustained efficiency.

For maximum high power capability, each LSA pump is equipped with a heavy duty split cartridge bearing assembly with spherical roller radial bearings and a separate steep angle, self-aligning thrust bearing. The fused carbide coated shaft sleeve provides a smooth and extremely hard surface for long shaft seal life.

Actual Photo: LSA pumps in service at Minera El Roble Plant in Durango, Mexico



Choose the GIW® Minerals LSA Pump for Severe Slurries

Design

- Horizontal end suction construction. Single wall pump shell with replaceable suction side liner; four vane impeller or three vane option for larger size solids.

Wear Parts

- Impeller designed for wear-resistant operation in highly abrasive slurries using our flow simulation computer program.
- Two aramid gaskets aid in the removal of the impeller.
- Replaceable suction liner facilitates pump internal inspection and minimizes wear part usage and cost. Liner can be rotated at intervals to increase wear life.
- Pump shell is computer designed to optimize wear and efficiency.

Shaft Seal

- Replaceable wear plate maximizes stuffing box life. Reduced water consumption options available.
- Shaft sleeve with fused carbide wear resistant coating to maximize packing life.

Mechanical End

- Robust stiffened shaft to improve the wear life of the mechanical end and stuffing box.
- Impeller release ring for safe and easy impeller removal. Feature is standard on larger pump sizes.
- Spring retainer ring locates the thrust bearing preload springs for correct axial thrust load.
- Radial bearings are a heavy duty, self-aligning, double-row, spherical roller-type design.
- Split-cartridge bearing assembly offers ease of inspection and maintenance.
- Accurate impeller clearance adjustments are easily made with the adjusting screw.
- Labyrinth seals protect bearings.

Quick Alignment & Interchangeability

- Rabbet fits machined in the pedestal support the shell and provide component alignment.
- To optimize wear life and efficiency, various hydraulic design and material options can be used on the same mechanical end.



Technical Data

Discharge	18 to 26 in (457 to 660 mm)
Flow rates	100-60,000 gpm (20-13,600 m ³ /h)
Total head	up to 300 ft (90 m)
Pressure rating	up to 235 psi (up to 16 bar)
Temperature limit	150°F (65°C)

Applications

- Mineral Processing
- Power Generation
- Aggregate
- Ash Handling
- Flue Gas Desulfurization
- Thickener & Tailings
- Mine Dewatering
- Industrial Slurries
- Dredge



For ease of maintenance and maximum reliability, select the LSA Pump.

The LSA Pump Series offers a wide selection range

LSA Pump Options

The LSA pump series is divided into four pump groups. Pumps can be custom tailored to meet a wide range of applications requirements. This allows customers to select the type, size and operation speed that will perform the best. Pumps included in the LSA series are:

- LSA S - normal severe duty requirements
- LSA Expanded - duty-specific applications such as high pressure, coarse and fine slurry
- LHD - low head, high flow applications
- MHD - medium head, high flow applications

Low Flow Stuffing Box

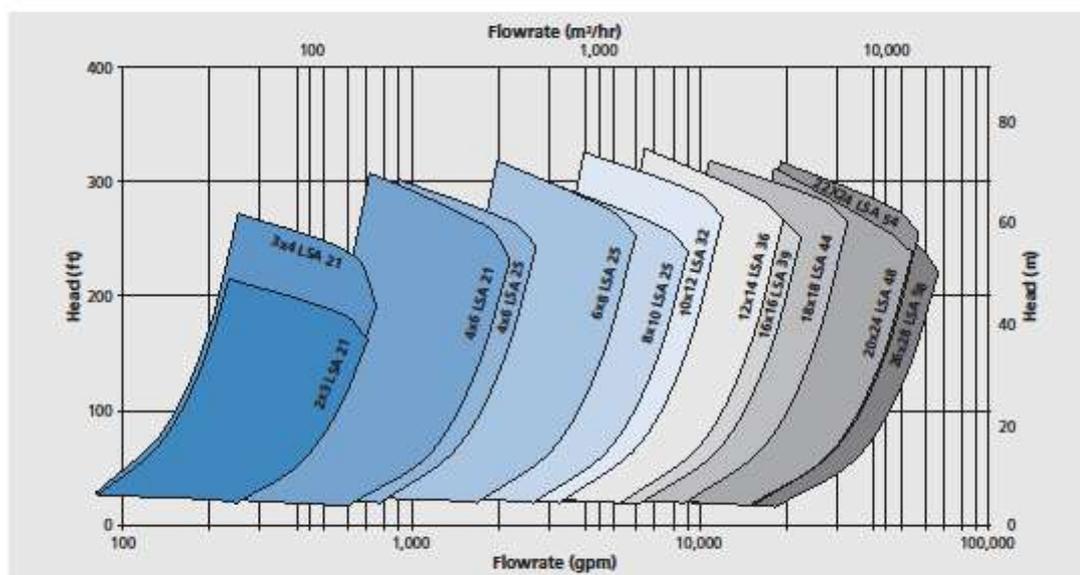
- Reduce sealing water flows up to 95%
- Maximize water control
- Pressure or flow controlled
- Restrict seal water flow into pump
- Minimize flush water spray
- Improve reliability

Shaft Seal



LSA S Pump Range

Standard Pressure and Optimized Hydraulics
2000 to 7500 SFPM, 10 to 38 SMPS, 40% (or min. flow) to 120% BEPQ

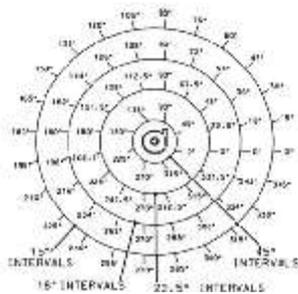


LSA S Pump Range Information Table

Assembly Number	Nominal Size		Maximum Operating Pressure		Free Passage		Discharge Position Intervals	Vane Number & Type
	in	mm	psi	bar	in	mm		
0572X	2x3-21	50x75-530	245	16.9	1.0x1.0	25x25	45	4ME
0537X	3x4-21	75x100-530	153	10.6	1.0x1.0	25x25	45	3ME
0574X	4x6-21	100x150-530	245	16.9	2.5x2.8	63x71	45	4ME
0516X	4x6-25	100x150-635	180	12.4	1.5x1.5	39x39	22.5	4ME
0501X	6x8-25	150x200-635	180	12.4	3.2x3.6	81x92	22.5	4ME
0575X	8x10-25	200x250-635	180	12.4	2.4x4.9	63x125	22.5	4ME
0562X	8x10-32	200x250-810	172	11.8	3.9x4.6	99x117	22.5	4ME
0563X	8x10-32	200x250-810	172	11.8	4.6x4.6	117x115	22.5	3ME
0564X, 0566X	8x10-32	200x250-810	187	12.9	3.9x4.6	99x117	15	4ME
0565X, 0567X	8x10-32	200x250-810	187	12.9	4.6x4.6	117x117	15	3ME
0576X, 0577X	10x12-32	250x300-810	157	10.8	3.7x6.7	95x171	15	4ME
0508X, 0510X	10x12-36	250x300-910	160	11.0	4.0x6.7	102x171	15	4ME
0509X, 0511X	10x12-36	250x300-910	156	10.8	6.3x6.7	160.x171	15	3ME
0568X, 0570X	12x14-36	300x350-910	172	11.9	5.1x8.3	129x210	15	4ME
0569X, 0571X	12x14-36	300x350-910	172	11.9	6.4x8.3	162x210	15	3ME
0578X	16x16-39	400x400-990	119	8.2	5.8x8.2	148x209	15	4ME
0579X, 0580X	16x16-39	400x400-990	122	8.4	4.4x8.7	112x222	30	4ME
0581X, 0583X	16x18-44	400x450-1115	142	9.8	5.5x7.6	141x193	18	4ME
0582X, 0584X	16x18-44	400x450-1115	142	9.8	7.6x7.6	193x193	18	3ME
0538X, 0540X	18x18-44	450x450-1115	160	11.0	6.3x11.6	161x295	18	4ME
0539X, 0541X	18x18-44	450x450-1115	160	11.0	8.9x11.6	226x295	18	3ME
0589X, 0590X	20x20-48	500x600-1220	142	9.8	9.7x13.0	247x330	9	4ME
0548X	20x20-48	500x600-1220	130	9.8	9.7x13.0	247x330	15	4RV
0549X	20x24-48	500x600-1220	113	7.8	6.1x13.0	155x330	15	4ME
0550X	22x24-54	550x600-1370	186	12.9	8.1x13.5	208x343	18	4ME
0551X	26x28-58	650x700-1470	100	6.9	8.6x11.7	218x298	15	4ME

Discharge Positions

Rotation direction is clockwise from the drive end.
A vertical discharge is standard.



Materials

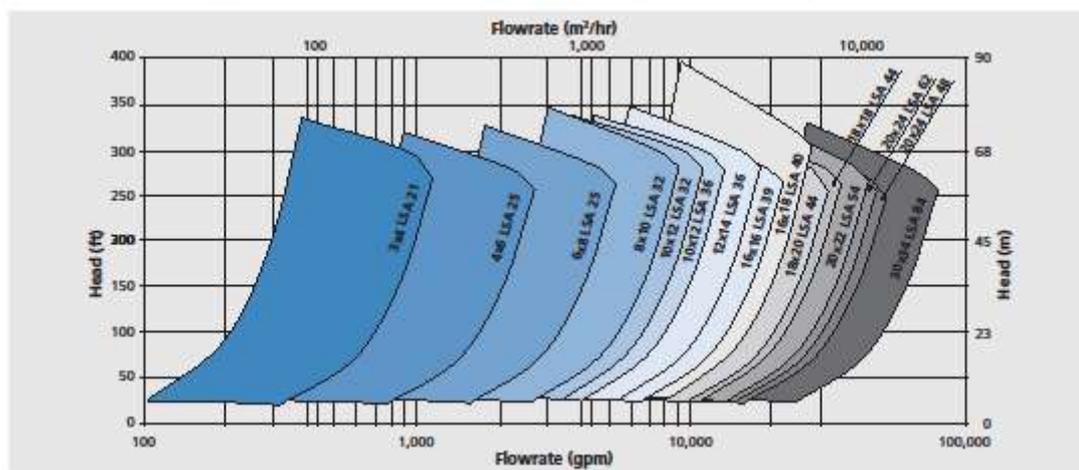
Part Number	Item	Standard
101	Shell	Gasite® WD28G
230	Impeller	Gasite® WD28G
16-1	Suction Plate	Ductile Iron
13-19	Suction Liner	Gasite® 18G
332	Pedestal	Fab Steel
210	Shaft	4150 Steel
451	Stuffing Box	Grey Iron
524	Shaft Sleeve	Carbide Coated Steel
350	Bearing Housing	Grey Iron

Consult the factory for materials and configurations for temperatures above 100°C. Alternate material options are available.

LSA Expanded Pump Range

High Pressure and Other Available Hydraulics

2000 to 7500 SFPM, 10 to 38 SMPS, 40% (or min. flow) to 120% BEPQ



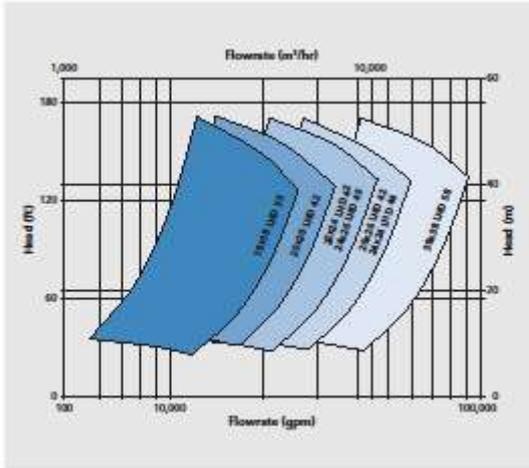
LSA Expanded Pump Range Information Table

Assembly Number	Nominal Size		Maximum Operating Pressure		Free Passage		Discharge Position Intervals	Vane Number & Type
	In	mm	psi	bar	In	mm		
9603D	3x4-21	75x100-530	333	23.0	1x2.3	25x58	45	4ME
9606D	4x6-25	100x150-635	667	46.0	1.56x3.3	40x84	22.5	4ME
9602D	6x8-25	150x200-635	717	49.4	3.2x3.6	81x91	22.5	4ME
9594D	8x10-32	200x250-810	485	33.5	3.9x4.6	99x117	15	4ME
9575D	10x12-32	250x300-810	400	27.6	4.2x6.5	107x165	15	4ME
9555D	10x12-36	250x300-910	600	27.6	4x6.75	102x171	15	4ME
9818D	12x14-36	300x350-910	383	26.4	5.1x8.3	130x211	15	4ME
9514D	14x16-40	350x400-1015	420	29.0	6x6.2	152x157	9	4ME
9572D	16x16-39	400x400-990	333	23.0	5.7x8	145x203	15	4ME
9635D	16x18-40	400x450-1015	230	15.9	4.9x7.9	124x201	18	5ME
9554D	18x18-44	450x450-1115	202	13.9	6.3x10	160x254	9	4ME
9579D	19x18-50	450x450-1270	190	13.1	5.5x8.1	140x206	9	5ME
9544D	18x20-44	450x500-1115	500	34.5	6.3x10	160x254	9	5HE
9573D	20x22-54	500x550-1370	123	8.5	8x10.25	203x260	15	4ME
9827D	20x24-48	500x600-1220	117	8.0	5x12	127x305	15	5ME
9834D	20x24-62	500x600-1575	213	14.7	11.5x11.7	292x297	12.86	3ME
9835D	20x25-62	500x635-1575	200	13.8	10.2x10.4	259x264	15	3ME
9837D	24x24-62	600x600-1575	283	19.5	11.5x11.7	292x297	12.86	3ME
9527D	30x34-84	760x860-2130	200	13.8	13.5x14.7	343x373	11.25	3ME

LHD & MHD Range

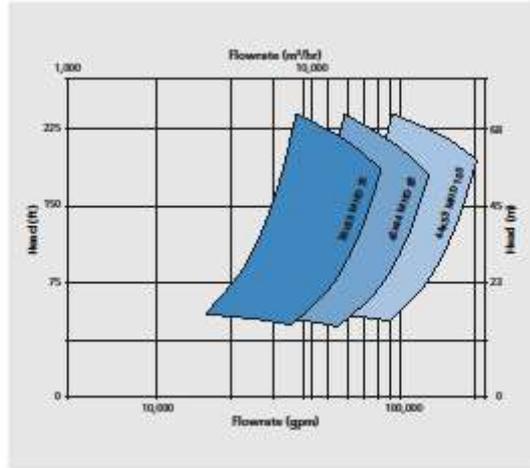
LHD Pump Range

High Specific Speed Pumps - 6500 SFPM, 33.0 SMPS, Approx. 50% to 110% BEPQ



MHD Pump Range

Low and Medium Speed Pumps - 6800 SFPM, 34.5 SMPS, Approx. 50% to 110% BEPQ



LHD Pump Range Information Table

Assembly Number	Nominal Size		Maximum Operating Pressure		Free Passage		Discharge Position Intervals	Vane Number & Type
	in	mm	psi	bar	in	mm	degrees	
9601D	18x18-33	450x450-830	117	8	6.6x8.0	168x203	15	3ME
9518D	20x20-42	500x500-1065	133	9.2	9.6x10.6	245x269	9	3ME
9819D	22x24-42	550x600-1065	160	11	11.5x12.0	292x305	9	3ME
9607D	24x24-44	600x600-1115	97	6.7	11.0x16.0	279x406	9	3ME
9814D	24x26-49	600x650-1245	220	15.2	7.7x14.1	196x358	15	4ME
9455D	26x26-50	650x650-1270	147	10.1	15.0x15.3	381x387	22.5	3ME
9300D	38x38-58	950x950-1473	87	6	12.4x13.7	315x348	N/A	4HE

MHD Pump Range Information Table

Assembly Number	Nominal Size		Maximum Operating Pressure		Free Passage		Discharge Position Intervals	Vane Number & Type
	in	mm	psi	bar	in	mm	degrees	
9689D	24x28-58	600x700-1473	137	9.4	9.3x13.8	236x349	15	4ME
9526D	30x33-72	750x825-1825	191	13.2	15.5x15.8	394x401	11.25	3ME
5417D	42x44-83	1050x1100-2108	70	4.8	16.2x19.2	412x488	N/A	3ME
9068D	44x53-105	1100x1325-2667	N/A	N/A	21.3x23.0	541x584	N/A	4ME



GIW Industries, Inc. (A KSB Company)
5000 Wrightsboro Road, Grovetown
Georgia 30813-2842, USA
www.giwindustries.com



2399-004-US / 00.15 / © GIW Industries, Inc. 2015. Subject to technical modifications.

BASIC SPECIFICATION

Abrasion-resistant, high-chromium white iron.

FORM

Castings and machined castings

MECHANICAL PROPERTIES

Tensile Strength..... 85 - 125 KSI
 Hardness \geq 600 HBN/56 HRC
 (per ASTM A532)

MICROSTRUCTURE

Gasite® WD28G is a specially refined, high-chromium, white-iron alloy. The microstructure consists of chrome carbides in a matrix of martensite and a small amount of austenite.

WEAR RESISTANCE

As shown in Figure 1, 28G is one of the best materials in wear resistance among the GIW white iron alloys. 28G is the GIW recommended standard for most slurry applications.

CORROSION RESISTANCE

28G has moderate resistance against corrosive conditions. The recommended pH range is 4.5-12, depending on chemical contents and temperature of slurry.

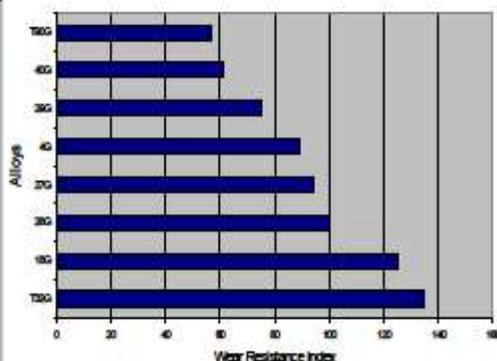


Figure 1, Wear Resistance Index for GIW alloys (The higher the index number, the better the wear resistance)

GASITE® WD28G

CHEMICAL SPECIFICATION

Gasite® WD28G is a GIW proprietary metal (manufacturing process patent #4,638,847). The alloy conforms in chemistry and physical properties to ASTM Standard A532-93a, Class III, Type A.

ELEMENT	ASTM	GIW
Carbon	2-3.3%	2.3-2.8%
Chromium	23-30%	24-28%
Silicon	1.5% max	.60-.90%

HEAT TREATMENT

Gasite® WD28G is heat treated to increase its hardness, which results in maximum wear resistance.

TEST SPECIMENS AND CERTIFICATIONS

A chemical analysis of each heat is conducted prior to pouring. For further quality control, GIW pours test bars from random heats. After heat treatment, the tensile strength and hardness of the test bars are measured and recorded, and the casting is checked for uniform hardness at several locations.

APPLICATION

With its superior physical properties and wear resistance, Gasite® WD28G is well suited for the manufacture of pump parts in applications where a degree of corrosion resistance may be required.



Figure 2, Typical Microstructure of 28G Alloy (Magnification 400X)



GIW Industries Inc.
 5000 Wrightsboro Road,
 Grovetown, GA 30813-9750 USA
 Telephone (706) 863-1011
 Fax: (706) 863-5637
 www.giwindustries.com

A KSB Company · KSB

Anexo 11, Registro fotográfico bombas GIW LSA



Ilustración 1 Bomba de pulpa GIW LSA 6X8



Ilustración 2 Voluta bomba de pulpa GIW LSA 6x8



Ilustración 3 Suction plate de bomba de pulpa GIW LSA 6x8



Ilustración 4 Rodete de bomba de pulpa GIW LSA 6x8



Ilustración 5 Eje de bomba de pulpa GIW LSA 6x8



Ilustración 6 Bearing assembly de bomba de pulpa GIW LSA 6x8



Ilustración 7 Bancada de bomba GIW LSA 6x8