



Universidad Nacional Mayor de San Marcos
Universidad del Perú. Decana de América
Facultad de Ciencias Físicas
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos

**Metodología para la selección de una electrobomba
centrífuga para extraer agua ácida de una relavera
ubicada a 4300 m.s.n.m.**

MONOGRAFÍA TÉCNICA

Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos

AUTOR

Luis Angel CANCHIS CHINCHAY

Lima, Perú

2022



Reconocimiento - No Comercial - Compartir Igual - Sin restricciones adicionales

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>

Usted puede distribuir, remezclar, retocar, y crear a partir del documento original de modo no comercial, siempre y cuando se dé crédito al autor del documento y se licencien las nuevas creaciones bajo las mismas condiciones. No se permite aplicar términos legales o medidas tecnológicas que restrinjan legalmente a otros a hacer cualquier cosa que permita esta licencia.

Referencia bibliográfica

Canchis, L. (2022). *Metodología para la selección de una electrobomba centrífuga para extraer agua ácida de una relavera ubicada a 4300 m.s.n.m.* [Monografía técnica de pregrado, Universidad Nacional Mayor de San Marcos, Facultad de Ciencias Físicas, Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos]. Repositorio institucional Cybertesis UNMSM.

Metadatos complementarios

Datos de autor	
Nombres y apellidos	Luis Angel Canchis Chinchay
Tipo de documento de identidad	DNI
Número de documento de identidad	71746738
URL de ORCID	https://orcid.org/0000-0003-4022-7528
Datos del jurado	
Presidente del jurado	
Nombres y apellidos	LOZANO PEDRO SÁNCHEZ CORTEZ
Tipo de documento	DNI
Número de documento de identidad	10699870
Miembro del jurado 1	
Nombres y apellidos	JAIRO PINEDO TAQUIA
Tipo de documento	DNI
Número de documento de identidad	44754057
Miembro del jurado 2	
Nombres y apellidos	JUAN JOSÉ GUILLERMO NAVARRO
Tipo de documento	DNI
Número de documento de identidad	10350242

Datos de investigación	
Línea de investigación	A.2.5.1. Energética
Grupo de investigación	
Agencia de financiamiento	PROPIA
Ubicación geográfica de la investigación	País: Perú Departamento: Pasco Provincia: Pasco Distrito: Simón Bolívar Latitud: -10.700716 Longitud: -76.283277
Año o rango de años en que se realizó la investigación	2019
URL de disciplinas OCDE	Ingeniería mecánica https://purl.org/pe-repo/ocde/ford#2.03.01



Universidad Nacional Mayor de San Marcos
(Universidad del PERÚ, Decana de América)

FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS

XIII CAP DE LA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA DE FLUIDOS

**ACTA DE SUSTENTACIÓN VIRTUAL DE LA MONOGRAFÍA TÉCNICA PARA OPTAR EL
TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECANICO DE FLUIDOS, MODALIDAD DE
TITULACIÓN M-3 – POR SUFICIENCIA PROFESIONAL**

Siendo las 12:00 m. del día sábado 17 de diciembre de 2022, en la Sala de Sesión Virtual de la Facultad de Ciencias Físicas, bajo la presidencia del Dr. Ing. LOZANO PEDRO SÁNCHEZ CORTEZ y con la asistencia de los miembros Mg. Ing. JAIRO PINEDO TAQUIA y el Mg. Ing. JUAN JOSÉ GUILLERMO NAVARRO, se dio inicio a la Sesión Pública Virtual de Sustentación de la Monografía Técnica para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos, mediante la Modalidad de Titulación M-3 Por Suficiencia Profesional, del Bachiller:

LUIS ANGEL CANCHIS CHINCHAY

El Presidente del Jurado Examinador dio lectura del Resumen del Expediente, e invitó al Bachiller LUIS ANGEL CANCHIS CHINCHAY, a realizar la Exposición del trabajo de la Monografía Técnica titulada “METODOLOGÍA PARA LA SELECCIÓN DE UNA ELECTROBOMBA CENTRÍFUGA PARA EXTRAER AGUA ÁCIDA DE UNA RELAVERA UBICADA A 4300 M.S.N.M.”.

Concluida la exposición del candidato y luego de las preguntas de rigor por parte del Jurado Examinador, el Presidente invitó al Bachiller a abandonar momentáneamente la sala de sesión para dar paso a la deliberación y calificación por parte del Jurado. Se procedió a promediar la nota final del curso de actualización y la nota de la sustentación para obtener la calificación final.

Al término de la deliberación del Jurado, se invitó al candidato a regresar a la sala de sesión para dar lectura a la calificación final obtenida por el Bachiller, la misma que fue:

Dieciséis 16

El Presidente del Jurado Dr. Ing. LOZANO PEDRO SÁNCHEZ CORTEZ, a nombre de la Nación y de la Universidad Nacional Mayor de San Marcos, declaró al Bachiller LUIS ANGEL CANCHIS CHINCHAY Ingeniero Mecánico de Fluidos.

Siendo las 13 horas del mismo día, se levantó la sesión.

Dr. Ing. LOZANO PEDRO SÁNCHEZ CORTEZ
PRESIDENTE DEL JURADO

Mg. Ing. JAIRO PINEDO TAQUIA
MIEMBRO DEL JURADO

Mg. Ing. JUAN JOSÉ GUILLERMO NAVARRO
MIEMBRO DEL JURADO



UNMSM

Firmado digitalmente por LOZANO
BARTRA Whualkuer Enrique FAU
20148092282 soft
Motivo: Soy el autor del documento
Fecha: 30.12.2022 14:59:30 -05:00

DR. WHUALKUER ENRIQUE LOZANO BARTRA
VICEDECANO ACADÉMICO FCF

Datos de la plataforma virtual institucional del acto de sustentación:

<https://us06web.zoom.us/j/84000097804?pwd=MjkwbnduQ1A0azNSUWp6Z0tLMisxZz09>

ID de reunión: 840 0009 7804

Código de acceso: 359541

Grabación archivada en el siguiente enlace:

https://drive.google.com/file/d/1nPIHhm3uM20Y0jCwY1_PXQNV_wyfHhcs/view?usp=share_link

Anexo 1

Informe de evaluación de Originalidad

1. Facultad de Ciencias Físicas
2. Escuela/Unidad de Posgrado
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos
3. Autoridad Académica que emite el informe de originalidad
El Director de la EPIMF
4. Apellidos y nombres de la autoridad académica
Sarango Julca Douglas Donal
5. Operador del programa Informático de similitudes
Dr. Ing. Douglas Sarango Julca
6. Documento evaluado (1)
"METODOLOGÍA PARA LA SELECCIÓN DE UNA ELECTROBOMA CENTRÍFUGA PARA EXTRAER AGUA ÁCIDA DE UNA RELAVERA UBICADA A 4300 M.S.N.M"
7. Autor del documento (2)
LUIS ANGEL CANCHIS CHINCHAY
8. Fecha de recepción del documento 1°/12/22
9. Fecha de aplicación del programa informático de similitudes 5/12/22
10. Software utilizado
 - Turnitin (X)
 - Ithenticate
 - Otro (especificar)
11. Configuración del programa detector de similitudes
 - Excluye textos entrecomillados
 - Incluye Bibliografía
 - Excluye cadenas menores a 40 palabras
12. Porcentaje de similitudes según programa detector de similitudes³
5%
13. Fuentes originales de las similitudes encontradas⁴
14. Observaciones
Ninguna
15. Calificación de originalidad
 - Documento cumple criterios de originalidad, sin observaciones (X)
 - Documento cumple criterios de originalidad, con observaciones
 - Documento no cumple criterios de originalidad
16. Fecha del Informe 31/12/22



Firmado digitalmente por SARANGO
JULCA Douglas Donal FAU
20148092282 soft
Motivo: Soy el autor del documento
Fecha: 04.01.2023 12:06:02 -05:00

DR. ING. Douglas Sarango Julca
DIRECTOR (e) DE LA EPIMF

-
- 1 Otro (especificar) Monografía Técnica Modalidad de Titulación M-3 Suficiencia Profesional
 - 2 Apellidos y Nombres completos
 - 3 En letras y números
 - 4 Indicarlas en orden decreciente y su respectivo porcentaje

DEDICATORIA

La presente monografía técnica está dedicada en primer lugar a mi Dios, el autor y creador por excelencia de todo el universo, por brindarme el conocimiento, la sabiduría y las fuerzas para el buen desarrollo de mi vida espiritual y carrera profesional.

Agradezco y dedico el presente trabajo a mi esposa Wendy Lucia Oroncoy Campos, mujer maravillosa, mujer generosa, mujer de noble corazón, mujer que teme a Dios, mujer virtuosa, quien estuvo en todo momento apoyándome con mucho amor.

Dedico también este trabajo a mi familia, a mis padres Juan Canchis Canchis y Rosa María Chinchay Ramos por todo su apoyo en cuando a mi crianza, mi educación y sobre todo a su amor incondicional.

Agradezco mucho las oraciones de mis hermanos de la iglesia y palabras de aliento en casi toda mi adolescencia y carrera profesional. Este trabajo también está dedicado a ellos.

RESUMEN

En la presente monografía técnica se ha desarrollado la metodología y procedimiento para la selección de una electrobomba centrífuga de eje libre cuya labor principal es de extraer agua ácida de una relavera ubicada a una altura promedio de 4300 msnm, según las condiciones de operación del sistema. Estas condiciones, han permitido proponer la configuración de la línea de succión, así como realizar el cálculo hidráulico para determinar el punto de operación y construcción de la curva del sistema. Como punto de partida, se ha realizado el cálculo de pérdidas para un caudal de 1800 gpm (113.56 l/s) y este procedimiento se ha repetido con varios caudales para obtener la curva del sistema. Una vez obtenido el punto de operación, se ha empleado el catálogo de dos fabricantes reconocidos para la selección de la bomba y aplicación de las leyes de afinidad por reducción del diámetro del impulsor. Posteriormente, con el cálculo de consumo de potencia, se ha seleccionado el motor adecuado para la aplicación, considerando el derrateo por altura de trabajo y temperatura de ambiente. Luego de seleccionar la bomba y el motor, se ha complementado con el cálculo del torque nominal con la finalidad de elegir el acoplamiento flexible adecuado para la transmisión de la energía de rotación del motor. También se ha realizado el análisis de resultados, así como su discusión, de acuerdo a las especificaciones técnicas que ofrecen ambos fabricantes.

ABSTRACT

In this technical monograph, the methodology and procedure for the selection of a free shaft centrifugal electropump whose main task is to extract of acidic water from a tailings dam located at an average height of 4300 masl has been developed, according to the operating conditions of the system. These conditions have allowed proposing the configuration of the suction line, as well as performing the hydraulic calculation to determine the point of operation and construction of the system curve. As a starting point, the loss calculation has been made for a flow rate of 1800 gpm (113.56 l/s) and this procedure has been repeated with various flow rates to obtain the system curve. Once the operating point has been obtained, the catalog of two recognized manufacturers has been used for the selection of the pump and application of the laws of affinity by reducing the diameter of the impeller. Subsequently, with the calculation of power consumption, the appropriate motor for the application has been selected, considering the derating due to working height and ambient temperature. After selecting the pump and the motor, it has been complemented with the calculation of the nominal torque in order to choose the appropriate flexible coupling for the transmission of the rotational energy of the motor. The analysis of results has also been carried out, as well as their discussion, according to the technical specifications offered by both manufacturers.

ÍNDICE DE CONTENIDO

DEDICATORIA	2
RESUMEN	3
ABSTRACT	4
1. CAPÍTULO 1 – GENERALIDADES	10
1.1. Introducción	10
1.2. Importancia del tema	10
1.3. Identificación del problema	11
1.4. Propuesta de solución	11
1.5. Objetivos	11
1.5.1. Objetivo general	11
1.5.2. Objetivos específicos	11
1.6. Alcance y Consideraciones	12
2. CAPÍTULO 2 – MARCO TEÓRICO	13
2.1. Antecedentes	13
2.2. Bases Teóricas Fundamentales	14
2.2.1. Concepto básico de un fluido	14
2.2.2. Propiedades de los fluidos	15
2.2.3. Flujo de agua en tuberías	16
2.2.4. Definición de caudal volumétrico (Q)	16
2.2.5. Flujos laminar y turbulento	17
2.2.6. Número de Reynolds (Re)	17
2.2.7. Ecuaciones fundamentales de la mecánica de fluidos	18
2.2.8. Pérdidas de carga en tuberías	19
2.3. Bombas centrífugas	27
2.3.1. Parámetros y ecuaciones fundamentales en los sistemas de bombeo	27
2.3.2. Curvas características	32
2.3.3. Requisitos de la velocidad del Líquido en Tuberías	35
2.3.4. Longitud mínima requerida de tubería recta antes de la entrada de la bomba	36
2.3.5. Sumergencia	38
2.3.6. Concepto de NPSH	38

2.3.7.	Cavitación	41
2.3.8.	Motor Eléctrico	41
2.3.9.	Acoplamiento Bomba - Motor	44
3.	CAPÍTULO 3 – DESCRIPCIÓN METODOLÓGICA	48
3.1.	Enfoque	48
3.2.	Diseño.....	48
3.3.	Condiciones Iniciales	48
3.4.	Esquema Referencial.....	49
3.5.	Cálculos de ingeniería	50
3.5.1.	Configuración de la línea de succión	51
3.5.2.	Cálculo de pérdidas de carga en la línea de succión.....	54
3.5.3.	Cálculo del NPSH disponible	58
3.5.4.	Cálculo de pérdidas de carga en la línea de descarga	60
3.5.5.	Resumen de pérdidas primarias y locales	65
3.5.6.	Cálculo de la Altura Dinámica Total (ADT)	65
3.5.7.	Construcción de la curva del sistema.....	67
3.5.8.	Selección de la electrobomba.....	68
4.	CAPÍTULO 4 – RESULTADOS Y DISCUSIÓN	86
4.1.	Resultados obtenidos en la línea de succión	86
4.2.	Resultados obtenidos por el cálculo de ADT para diferentes caudales.....	87
4.3.	Resultados por la selección de la bomba y análisis de NPSH requerido	87
4.4.	Resultados obtenidos al emplear las leyes de afinidad	88
4.5.	Análisis y discusión por la selección de los equipos.....	91
5.	CAPÍTULO 5 – CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	92
5.1.	Conclusiones	92
5.2.	Recomendaciones.....	93
	REFERENCIAS.....	95
	ANEXOS	98
	Anexo A. Cuadro de consistencia.....	98
	Anexo B. Factor por accesorios K según el libro de Cameron Hydraulic Data	99
	Anexo C.1. Presión de trabajo para tubos de acero Inoxidable ASTM A312	101

Anexo C.2. Presión máxima de servicio para cédula 40 en acero inoxidable	102
Anexo C.3. Valores de presión y temperatura de bridas comunes	103
Anexo C.4. Características de la brida clase 150 en acero inoxidable.....	104
Anexo C.5. Ficha técnica de válvula de pie.....	105
Anexo C.6. Ficha técnica de válvula Check	106
Anexo C.7. Ficha técnica de válvula Compuerta.....	107
Anexo D.1. Características generales de la bomba Hidrostral ISO 2858.....	108
Anexo D.2. Características generales de la bomba Goulds IC	109
Anexo E.1. Plano Isométrico de Tuberías.....	110
Anexo E.2. Plano P&ID del Sistema de Bombeo.....	111
Anexo E.3. Plano de Flujo de Proceso (PFD) del Sistema de Bombeo.....	112
Anexo E.4. Plano de Planta del Sistema de Bombeo.....	113

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Valores Recomendados de Rugosidad para Conductos Comerciales.....	26
Tabla 2 Región de Operación Preferida Relacionada con la Velocidad Específica	34
Tabla 3 Velocidad de Fluidos en Tuberías.....	36
Tabla 4 Longitud mínima requerida de tubería recta.....	38
Tabla 5 Condiciones de Operación para la Selección.....	49
Tabla 6 Accesorios Línea de Succión para el Tramo de 12”	56
Tabla 7 Accesorios Línea de Descarga para el Tramo de 8”	61
Tabla 8 Suma de Pérdidas Primarias y Locales.....	65
Tabla 9 Valores de Caudal vs ADT	67
Tabla 10 Resultados en la Línea de Succión.....	86
Tabla 11 Resultados de ADT para Diferentes Valores de Caudal.....	87
Tabla 12 Cuadro Comparativo con Parámetros Calculados	88
Tabla 13 Reducción del Diámetro del Impulsor – Bomba Hidrostral 150-315	89
Tabla 14 Reducción del Diámetro del Impulsor– Bomba Goulds IC 200-150-400	90
Tabla 15 Cuadro Comparativo de materiales.....	91

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Líneas de Energía	19
Figura 2 Expansión gradual	21
Figura 3 Contracción gradual	22
Figura 4 Reducciones Concéntricas y Excéntricas	23
Figura 5 Tubería de Acero Inoxidable ASTM A312	23
Figura 6 Tubería HDPE NTP-ISO 4427:2008.....	24
Figura 7 Bomba Centrífuga de Eje Libre.....	27
Figura 8 Sistema de Flujo de Fluido.....	28
Figura 9 Curvas Características de la Bomba.....	32
Figura 10 Curva Característica del sistema	33
Figura 11 Punto de operación	33
Figura 12 Tubería recta antes de la entrada de la bomba.....	37
Figura 13 Presión atmosférica a diferente altitud	39
Figura 14 Presión de vapor del agua.....	40
Figura 15 Motor de Inducción Trifásico.....	42
Figura 16 Factores de Multiplicación por Altitud y Temperatura	43
Figura 17 Acoplamiento Bomba - Motor	44
Figura 18 Acople Flexible Omega.....	45
Figura 19 Dimensiones y Valores Permitidos del Acoplamiento.....	47
Figura 20 Agujeros Máximos con Chaveteros Poco Profundos	47
Figura 21 Esquema Referencial del Sistema de Bombeo	50
Figura 22 Propiedades del Agua.....	51
Figura 23 Configuración de succión negativa para 2m	52
Figura 24 Bosquejo Representativo para Reducción Excéntrica.....	53
Figura 25 Configuración de Succión Negativa Inicial y Final	59
Figura 26 Bosquejo Representativo para Reducción Concéntrica.....	62
Figura 27 Valores de Caudal vs ADT.....	67
Figura 28 Rango de Operación de la bomba Hidrostral ISO 2858 a 60 Hz.....	68

Figura 29 Variación de la Curva Bomba Hidrostral con respecto al diámetro	69
Figura 30 Región Operativa Preferida para Modelo Hidrostral 150-315	71
Figura 31 Dimensiones de la Bomba ISO 2858 Hidrostral.....	72
Figura 32 Características del Motor Eléctrico de 250 HP	74
Figura 33 Dimensiones de Eje de acuerdo al Frame del Motor de 250 HP.....	75
Figura 34 Rango de Operación de la Bomba Goulds IC a 60 Hz.....	76
Figura 35 Variación de la Curva Bomba Goulds con respecto al diámetro	77
Figura 36 Región Operativa Preferida para Modelo Goulds IC 200-150-400	79
Figura 37 Dimensiones por Tamaño de Bomba Goulds IC.....	80
Figura 38 Dimensiones por Modelo de Bomba ISO 2858.....	81
Figura 39 Características del Motor Eléctrico de 200 HP	83
Figura 40 Dimensiones de Eje de acuerdo al Frame del Motor de 200 HP.....	84

CAPÍTULO 1 – GENERALIDADES

1.1. Introducción

En el Perú existen almacenamientos abandonados de residuos originados por la acción de procesos mineros. Según la Ley N° 28271 (2004), estas instalaciones, emanaciones, depósitos de restos producidos por operaciones mineras se definen como Pasivos Ambientales Mineros (PAM). Castillo et al. (2021) afirmaron que Actualmente los PAM son un peligro potencial para la salud y los ecosistemas. Pueden estar representados por labores mineras, infraestructuras, desechos y depósito de relaves.

La presente monografía se enfoca en el dimensionamiento y metodología de cálculo de forma secuencial para la selección de una electrobomba centrífuga para extraer agua ácida según las condiciones de operación de un sistema instalado en una relavera ubicada a una altura promedio de 4300 msnm, el equipo se conforma por una bomba horizontal de eje libre, motor eléctrico y acoplamiento flexible.

1.2. Importancia del tema

Debido a los depósitos de relaves ocasionados por la explotación minera, en la actualidad se requiere equipos de bombeo para ser usados en el transporte de estos fluidos desde su almacenamiento, hacia otro punto alejado de su ubicación inicial. Aunque el proceso es conceptualmente simple, varios factores complican la selección y operación del equipo, como consecuencia, es de mucha utilidad definir un procedimiento de cálculo y selección de estos equipos para ciertas condiciones de operación. Para el presente trabajo, las condiciones de operación se obtuvieron del Sistema Electrónico de Contrataciones del Estado (SEACE).

1.3. Identificación del problema

La mala selección de electrobombas para el transporte de agua ácida de una relavera, representa un problema, ya que el sobredimensionamiento de estos equipos puede conllevar a un alto consumo energético innecesario y una sobrepresión excesiva para el sistema, el caso contrario puede darse al elegir un equipo de menor capacidad, provocando un abastecimiento insuficiente. Por esta razón, para la presente aplicación se desarrolló la metodología para la selección de una electrobomba centrífuga para extraer agua ácida de una relavera ubicada a 4300 msnm. El fluido será transportado hacia una poza de descarga.

1.4. Propuesta de solución

Con fines de dar solución al problema anteriormente expuesto, se propone el desarrollo y metodología de cálculo para la selección de la electrobomba adecuada para la extracción eficiente de agua ácida de una relavera hacia una poza de descarga. A esta propuesta de solución se añade la selección del motor eléctrico adecuado en función al consumo de potencia de la electrobomba y el acoplamiento para la transmisión de dicha potencia.

1.5. Objetivos

1.5.1. Objetivo general

Desarrollar la metodología para la selección de una electrobomba centrífuga para extraer agua ácida de una relavera ubicada a 4,300 m.s.n.m.

1.5.2. Objetivos específicos

- a. Analizar las condiciones del sistema instalado para realizar la selección.

- b. Calcular la Altura Dinámica Total (ADT) tomando como punto de partida un caudal de 1800 gpm de acuerdo a las condiciones iniciales del sistema.
- c. Obtener la curva del sistema para varios caudales.
- d. Seleccionar la bomba adecuada para la aplicación y realizar el comparativo de Altura Neta Positiva de Aspiración (NPSH) para asegurar que el equipo no presentará problemas de cavitación.
- e. Calcular el consumo de potencia por la electrobomba centrífuga para la selección adecuada del motor eléctrico y acoplamiento.

1.6. Alcance y Consideraciones

El tema se limita sólo a realizar el cálculo hidráulico y selección de la electrobomba centrífuga para extraer como punto de partida, 1800 gpm de agua ácida de una relavera desde la cota 4276 msnm hacia la cota 4298 msnm utilizando solo los datos publicados en el SEACE.

Adicionalmente, a modo práctico, para la presente monografía técnica se establecerán las siguientes consideraciones:

- Debido a la poca cantidad de sólidos en suspensión (169 mg/l) se utilizará el agua como fluido de trabajo con densidad de 1 gr/cm^3 , temperatura de 4°C y $0,001566\text{ kg/ms}$ para la viscosidad dinámica. Posteriormente se corregirá la curva de potencia con la densidad del agua ácida igual a 1.050 gr/cm^3 .
- Debido a que no se dispone de todos los datos técnicos de los materiales de las tuberías y accesorios, se empleará catálogos de referencia para estimar el cálculo de pérdidas.

CAPÍTULO 2 – MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes

Ventura Cabanillas, M. (2021), en su tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos, titulada *Diseño de un sistema de bombeo para la evacuación de aguas subterráneas en reemplazo del sistema existente, en la mina Islay del distrito de Huallay de la región Pasco*, tuvo como objetivo principal diseñar de forma eficiente la extracción de aguas subterráneas para brindar mayor confiabilidad a la producción y desarrollo en la mina. La metodología de la investigación tiene enfoque cuantitativo, alcance descriptivo y diseño no experimental. Los resultados demuestran que la metodología empleada, mediante el levantamiento del sistema actual de bombeo, así como el nuevo y el desarrollo de los cálculos hidráulicos, favorecieron en la selección de bombas, accesorios y tuberías. Como conclusión principal, se ha logrado diseñar un nuevo sistema de bombeo para evacuar las aguas subterráneas, mediante la selección de bombas estacionarias, en reemplazo de bombas sumergibles. El aporte del antecedente para la presente monografía reside en la aplicación de conocimientos para la solución del problema.

Leon Arellano, A. (2021), en su tesis para obtener el título profesional de Ingeniero de Energía, titulada *Diseño de un sistema de bombeo de agua recuperada de la descarga de relave para reducir el consumo de agua fresca en una unidad minera en Quiaca-Puno 2021*, tuvo como objetivo principal diseñar un sistema de bombeo de agua recuperada. La Investigación es de tipo tecnológica con nivel aplicativo, con diseño descriptivo simple. Los resultados demuestran que la metodología empleada, mediante la aplicación de la teoría de dinámica de los fluidos, ecuaciones, normas, favorecieron en el dimensionamiento y selección de la bomba adecuada para

el sistema. En una de sus conclusiones, se logró seleccionar la bomba centrífuga horizontal marca Goulds con caudal nominal de $243.67 \text{ m}^3/\text{h}$, así como el cálculo de consumo de potencia, permitiendo optimizar el sistema. Por lo mencionado, el desarrollo de este antecedente aporta en la metodología del presente trabajo.

Solano Mendoza, B. (2016), en su tesis para obtener el título de Ingeniero Mecánico, titulada *Diseño de un sistema de bombeo en paralelo para la conducción de agua potable del cárcamo 2 al cárcamo 3 de la planta agrícola oriental D.F.*, Ciudad de México, tuvo como objetivo principal de calcular, seleccionar las bombas y la tubería para el transporte de agua. La metodología de la investigación tiene enfoque cuantitativo, alcance descriptivo y diseño no experimental. Los resultados demuestran que el procedimiento de cálculo empleado ayuda a estimar la carga que se requiere vencer para seleccionar el equipo de bombeo adecuado. Como conclusión principal, se realizó con éxito el cálculo y selección bombas turbina vertical. Sin bien es cierto que en la presente monografía se realizará la selección de una bomba centrífuga de eje libre, el cálculo hidráulico de pérdidas empleado en la Tesis de Solano, es similar para este tipo de equipos, con lo cual, este antecedente será de aporte.

2.2. Bases Teóricas Fundamentales

2.2.1. Concepto básico de un fluido

Munson et al. (1999) definieron que un fluido es aquella sustancia que puede ser deformada continuamente por un esfuerzo cortante de cualquier intensidad.

2.2.2. *Propiedades de los fluidos*

2.2.2.1. **Peso específico (γ)**

El peso específico está relacionado con la densidad del fluido y se define como el peso por unidad de volumen de fluido (Munson et al. 1999).

$$\gamma = \rho g$$

Donde:

γ : Peso específico (N/m³)

ρ : Densidad del fluido (kg/m³)

g : Gravedad (m/s²)

2.2.2.2. **Gravedad específica (SG)**

Según Mott (2006), la gravedad específica relaciona la densidad de un fluido con la densidad del agua a una temperatura de 4°C. También se aplica para relacionar los pesos específicos.

$$SG = \frac{\rho_f}{\rho_{a\ 4^\circ C}} = \frac{\gamma_f}{\gamma_{a\ 4^\circ C}}$$

Donde:

SG : Gravedad específica del fluido

ρ_f : Densidad del fluido de trabajo (kg/m³)

ρ_a : Densidad del agua a 4°C cuyo valor es 1000 (kg/m³)

γ_f : Peso específico del fluido de trabajo (N/m³)

γ_a : Peso específico del agua a 4°C cuyo valor es 9810 (N/m³)

2.2.2.3. Viscosidad cinemática (ν)

Es recurrente utilizar la razón de viscosidad dinámica y densidad en mecánica de fluidos, esta razón se denomina viscosidad cinemática (Cengel & Cimbala, 2006).

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Donde:

ν : Viscosidad cinemática (m^2/s)

μ : Viscosidad dinámica ($\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$)

ρ : Densidad del fluido (kg/m^3)

2.2.2.4. Presión (P)

Según Munson et al. (1999), la fuerza ejercida por un fluido en dirección normal, por unidad de área se denomina presión.

2.2.3. *Flujo de agua en tuberías*

Cengel y Cimbala (2006) mencionaron que la pérdida de carga se usa para determinar el consumo de energía necesaria para una bomba, además se debe tener en cuenta que un sistema de tuberías, puede incluir accesorios para dirigir el agua o controlar el flujo.

2.2.4. *Definición de caudal volumétrico (Q)*

Según Mataix (1986), el caudal se define como el volumen de líquido que circula a través de una sección transversal a la corriente por unidad de tiempo. Para el caso de una tubería de diámetro interior D , se tiene:

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot V \quad (1)$$

Al despejar V de la ecuación 1, se obtiene:

$$V = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot D^2} \quad (2)$$

Donde:

Q: Caudal volumétrico (m³/s)

V: Velocidad media del líquido (m/s)

D: Diámetro interno de la tubería (m)

2.2.5. *Flujos laminar y turbulento*

Según Cengel y Cimbala (2006), existen flujos que se caracterizan por movimientos ordenados, a estos se le denominan flujos en régimen laminar. El caso contrario se describe como flujo turbulento y se caracteriza por el desorden de velocidad en las líneas de corriente.

2.2.6. *Número de Reynolds (Re)*

Cengel y Cimbala (2006) mencionan que la naturaleza del flujo depende de la relación de fuerzas inerciales con las fuerzas viscosas en el fluido. Para una tubería circular se expresa como:

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

Donde:

ρ : Densidad del fluido (kg/m³)

μ : Viscosidad dinámica del fluido (kg/m.s)

V: Velocidad del fluido (m/s)

D: Diámetro interior de la tubería (m)

Para la mayoría de aplicaciones prácticas, Cengel y Cimbala (2006) señalaron que:

$Re \leq 2\,300$ (Flujo laminar)

$2\,300 \leq Re \leq 4\,000$ (Flujo en transición)

$4000 \leq Re$ (Flujo turbulento)

2.2.7. Ecuaciones fundamentales de la mecánica de fluidos

2.2.7.1. Ecuación de continuidad

El caudal volumétrico de un líquido que atraviesa una sección transversal cualquiera de una tubería circular es constante (Mataix, 1986).

$$Q = A.V = Cte.$$

Donde:

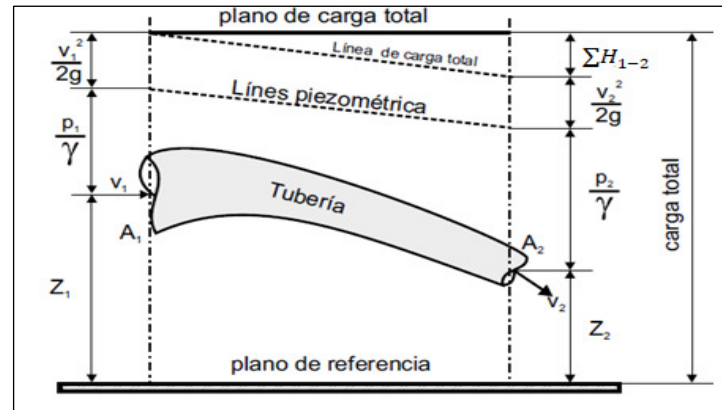
Q: Caudal volumétrico (m^3/s)

A: Área de la sección transversal de la tubería (m^2)

V: Velocidad del fluido (m/s)

2.2.7.2. Ecuación de Bernoulli modificada para líquidos reales

Según el manual de KSB (2002), se mencionó que para el caso de líquidos reales, el Teorema de Bernoulli se modifica añadiendo las pérdidas de carga. Ver Figura 1.

Figura 1*Líneas de Energía*

Nota. Adaptado del *Manual de Entrenamiento Selección y Aplicación de Bombas Centrifugas* (p. 28) por KSB, 2002

La ecuación para líquidos reales quedaría expresada de la siguiente forma:

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \Sigma H_{1-2} \quad (4)$$

Donde:

$P_1/\gamma, P_2/\gamma$: Alturas de presión (m)

z_1, z_2 : Alturas geodésicas (m)

$V_1^2/2g, V_2^2/2g$: Alturas por velocidad (m)

ΣH_{1-2} : Sumatoria de todas las pérdidas hidráulicas entre 1 y 2 (m)

2.2.8. Pérdidas de carga en tuberías

En una tubería, en la cual circula fluido, la de pérdida de carga hace referencia a la energía que no se transforma en presión, elevación o velocidad (Rocha, 2007).

2.2.8.1. Pérdidas continuas o primarias

Según Rocha (2007) las pérdidas primarias dependen del rozamiento o fricción de la tubería, y es posible determinarlas con la ecuación de Darcy-Weisbach.

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (5)$$

Donde:

f : Factor de fricción de Darcy

L : Longitud de la tubería (m)

V : Velocidad (m/s)

D : Diámetro interior (m)

g : Gravedad (m/s²)

2.2.8.2. Pérdidas locales o secundarias

Según Rocha (2007), las pérdidas locales, se deben a la forma particular o singularidades de accesorios. Estas pérdidas se determinan mediante la siguiente ecuación:

$$h_K = K \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (6)$$

K : Coeficiente por accesorio

L : Longitud de la tubería (m)

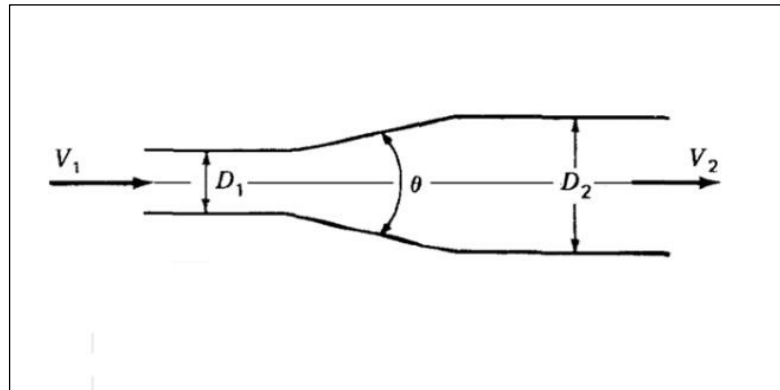
g : Gravedad (m/s²)

2.2.8.2.1. Contracción gradual y expansión gradual

Según Shames (1995), el valor de K se puede obtener de manuales comerciales para accesorios. Para una contracción gradual o expansión gradual, el coeficiente K se puede obtener mediante ecuaciones para D_1 y D_2 como diámetros internos. Ver figuras (2) y (3).

Figura 2

Expansión gradual



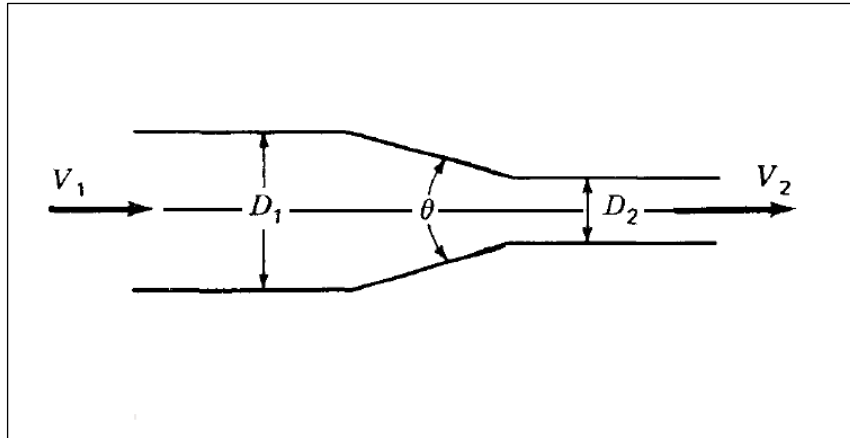
Nota. Tomado de *Mecánica de Fluidos* (p. 337), por I. H. Shames, 1995, McGraw-Hill Interamericana, S. A

- De la Figura (2), el cálculo de K y h_k se pueden obtener mediante las siguientes ecuaciones:

$$\text{Si } \theta \leq 45^\circ, K = \frac{2.6 * \text{sen} \frac{\theta}{2} * \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]^2}{\left(\frac{D_1}{D_2} \right)^4} \quad (7)$$

$$\text{Si } 45^\circ < \theta \leq 180^\circ, K = \frac{\left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]^2}{\left(\frac{D_1}{D_2} \right)^4} \quad (8)$$

$$h_K = K \cdot \frac{V_2^2}{2g} \quad (9)$$

Figura 3*Contracción gradual*

Nota. Tomado de *Mecánica de Fluidos* (p. 337), por I. H. Shames, 1995, McGraw-Hill Interamericana, S. A

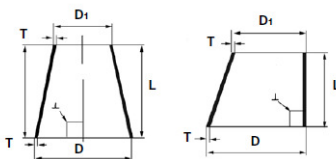
- De la Figura (3), el cálculo de K y h_k se pueden obtener mediante las siguientes ecuaciones:

$$\text{Si } \theta \leq 45^\circ, K = \frac{0.8 * \text{sen } \frac{\theta}{2} * \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2\right]}{\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4} \quad (10)$$

$$\text{Si } 45^\circ < \theta \leq 180^\circ, K = \frac{0.5 * \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2\right] * \sqrt{\text{sen } \frac{\theta}{2}}}{\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4} \quad (11)$$

$$h_K = K * \frac{V_1^2}{2g} \quad (12)$$

Para el desarrollo del cálculo de K , se utilizará como referencia el catálogo de Hastinik de la Gama ISO de acero inoxidable para las dimensiones de reducciones excéntricas o concéntricas, tal como se muestra en la Figura 4.

Figura 4*Reducciones Concéntricas y Excéntricas*


Diámetro nominal		D mm	Di mm	L mm	Peso T=2 Kg	Peso T=3 Kg	Peso T=4 Kg
DN	Pulg.						
200 x 100	8" x 4"	219,1	114,3	152	1,273	1,910	2,546
200 x 125	8" x 5"	219,1	139,7	152	1,370	2,055	2,740
200 x 150	8" x 6"	219,1	168,3	152	1,479	2,219	2,958
250 x 80	10" x 3"	273,0	88,9	178	1,618	2,427	3,236
250 x 100	10" x 4"	273,0	114,3	178	1,732	2,598	3,464
250 x 125	10" x 5"	273,0	139,7	178	1,845	2,768	3,691
250 x 150	10" x 6"	273,0	168,3	178	1,973	2,960	3,946
250 x 200	10" x 8"	273,0	219,1	178	2,200	3,301	4,401
300 x 100	12" x 4"	323,9	114,3	203	2,235	3,352	4,469
300 x 125	12" x 5"	323,9	139,7	203	2,364	3,546	4,728
300 x 150	12" x 6"	323,9	168,3	203	2,510	3,765	5,020
300 x 200	12" x 8"	323,9	219,1	203	2,769	4,153	5,538
300 x 250	12" x 10"	323,9	273,0	203	3,044	4,566	6,088

Nota. Adaptado del catálogo de *Gama ISO de Acero Inoxidable* (p. 31 y 32), por Hastinik S.A.
(http://www.grupohastinik.com/wp-content/uploads/2018/06/Catalogo_Hastinik_ISO-02-15.pdf)

2.2.8.3. Diámetro interno tubería acero inoxidable

El diámetro interno de una tubería de acero inoxidable depende del tipo de cédula de la misma, y se puede determinar recurriendo a un catálogo comercial. Ver Figura 5.

Figura 5*Tubería de Acero Inoxidable ASTM A312*

Diámetro Nominal	Dimen. Exterior	SCH-10S		SCH-40S	
		Espesor Nominal	Peso	Espesor Nominal	Peso
Pulgadas	mm	mm	kg/m	mm	kg/m
1	33.4	2.77	2.09	3.38	2.50
1 1/4	42.2	2.77	2.69	3.56	3.39
1 1/2	48.3	2.77	3.11	3.68	4.05
2	60.3	2.77	3.93	3.91	5.45
2 1/2	73.0	3.05	5.27	5.16	8.64
3	88.9	3.05	6.46	5.49	11.30
4	114.3	3.05	8.37	6.02	16.09
5	141.3	3.40	11.6	6.56	21.8
6	168.3	3.40	13.85	7.11	28.28
8	219.1	3.76	19.98	8.18	42.57
10	273.0	4.19	27.88	9.27	60.36
12	323.8	4.57	36.08	9.53	73.9
14	355.6	4.78	41.3	9.53	81.3

Nota. Adaptado de *Tubos de Acero Inoxidable Soldables Sin Costura ASTM A312 SCH 10S / 40S / 80S* (p. 1), por Fiorella Representaciones S.A.C. (<https://www.fiorellarepre.com.pe/FichaTecnica/806013.pdf>)

El diámetro interno se puede determinar de la siguiente expresión:

$$D = D_{ext} - 2e \quad (13)$$

Donde:

D_{ext} : Diámetro exterior (m)

e : Espesor de pared de tubo (m)

2.2.8.4. Diámetro interno tubería HDPE

En la actualidad, las tuberías HDPE han reemplazado a las tuberías de acero inoxidable y a las que son recubiertas con caucho. Según el catálogo de PAVCO (2016), las tuberías HDPE son resistentes a la corrosión y en su mayoría a los productos químicos de la industria.

El diámetro interno de una tubería HDPE depende del tipo de SDR de la misma, se puede calcular con la ecuación 13 anteriormente mostrada. Los diámetros y SDR de la tubería se muestran en la Figura 6, perteneciente al catálogo de PAVCO.

Figura 6

Tubería HDPE NTP-ISO 4427:2008

DIÁMETRO EXTERNO (mm)			ESPEORES (mm) - PESO (kg/m)								
			SDR	SDR 9	SDR 11	SDR 13.6					
Min (DM)	Máx.	Diam. Medio	Ovalidad	PE 80		PN 16		PN 12.5		PN 10	
				e min	Peso	e min	Peso	e min	Peso	e min	Peso
110.0	110.7	110.4	2.2	12.3	3.92	10.0	3.27	8.1	2.69		
160.0	161.0	160.5	3.2	17.9	8.31	14.6	6.93	11.8	5.71		
200.0	201.2	200.6	4.0	22.4	12.99	18.2	10.80	14.7	8.89		
250.0	251.5	250.8	5.0	27.9	20.23	22.7	16.84	18.4	13.91		
280.0	281.7	280.4	9.8	31.3	25.42	25.4	21.11	20.6	17.44		
315.0	316.9	316.0	11.1	35.2	32.16	28.6	26.74	23.2	22.10		
355.0	357.2	356.1	12.5	39.7	40.87	32.2	33.94	26.1	28.03		

Nota. Adaptado de *PAVCO-Polietileno-HDPE* (p. 1), por Mexichem Perú S.A., 2016
(<https://cormaplast.pe/wp-content/uploads/2017/07/PAVCO-POLIETILENO-HDPE..pdf>)

2.2.8.5. Ecuación de Colebrook-White

Según Rocha (2007), la ecuación implícita de Colebrook – White proviene del resultado de la combinación de dos expresiones, el valor del coeficiente de fricción en la zona de transición entre tuberías lisas rugosas viene a ser determinado por la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2. \log \left(\frac{k}{3,71.D} + \frac{2.51}{Re. \sqrt{f}} \right) \quad (14)$$

Donde:

f : Factor de fricción

k : Rugosidad de la pared de la tubería (m)

D : Diámetro interno de la tubería (m)

Re : Número de Reynolds

2.2.8.6. Ecuación de Swamee-Jain

La ecuación de Colebrook-White, muchas veces dificulta la solución de los problemas debido a la forma implícita de la expresión (Swamee & Jain, 1976). Por tal motivo, se estableció la siguiente ecuación de forma explícita para el cálculo de f :

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{k}{3,7.D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (15)$$

Donde:

f : Factor de fricción

k : Rugosidad de la pared de la tubería (m)

D : Diámetro interno de la tubería (m)

Re : Número de Reynolds

El valor de fricción f , representa un error del $\pm 1.0\%$. frente a la ecuación de Colebrook-White, siempre que $10^{-6} \leq k/D \leq 10^{-2}$ y $5 \times 10^3 \leq Re \leq 10^8$ (Swamee & Jain, 1976)

Según White (2008), los valores que se recomiendan para la rugosidad de la pared de las tuberías comerciales se muestran en la Tabla 1, los cuales fueron obtenidos a partir de ensayos.

Tabla 1

Valores Recomendados de Rugosidad para Conductos Comerciales

Material	Condición	Rugosidad k		Incertidumbre, %
		ft	mm	
Acero	Lámina metálica, nueva	0.00016	0.05	± 60
	Inoxidable	0.000007	0.002	± 50
	Comercial, nuevo	0.00015	0.046	± 30
	Estriado	0.01	3.0	± 70
	Oxidado	0.007	2.0	± 50
Hierro	Fundido, nuevo	0.00085	0.26	± 50
	Forjado, nuevo	0.00015	0.046	± 20
	Galvanizado, nuevo	0.0005	0.15	± 40
	Fundición asfáltica	0.0004	0.12	± 50
Latón	Laminado, nuevo	0.000007	0.002	± 50
Plástico	Tubo laminado	0.000005	0.0015	± 60
Vidrio	---	Liso	Liso	
Hormigón	Liso	0.00013	0.04	± 60
	Rugoso	0.007	2.0	± 50
Caucho	Liso	0.000033	0.01	± 60
Madera	En duelas	0.0016	0.5	± 40

Nota. Adaptado de *Mecánica de Fluidos* (p. 365), por F. M. White, 2008, McGRAW-HILL

2.3. Bombas centrífugas

Según Mataix (1986), una bomba es una máquina que absorbe energía mecánica y la transfiere al fluido para transformarla en energía hidráulica. Son también llamadas rotodinámicas, debido a que su movimiento es rotativo. Su funcionamiento tiene como base la ecuación de Euler; y su componente capaz de realizar la transmisión se llama impulsor o rodete.

Para la presente aplicación se trabajará con la bomba centrífuga del tipo eje libre. Ver Figura 7.

Figura 7

Bomba Centrífuga de Eje Libre



Nota. Electrobomba Centrífuga Horizontal de Eje Libre. Adaptado del catálogo *Serie RNI-GNI* (p. 4) por Bombas Ideal (<https://www.bombasideal.com/wp-content/uploads/2018/11/400-CAT-RNI-GNI-50-60-Hz-D-081018.pdf>)

2.3.1. *Parámetros y ecuaciones fundamentales en los sistemas de bombeo*

2.3.1.1. **Altura estática (hs)**

Según el manual de KSB (2002), la altura estática está conformada por la diferencia de cotas que hay entre los niveles de líquido de la succión con la descarga, más la diferencia de presión existente entre las pozas o depósitos.

$$h_s = (z_2 - z_1) + \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \quad (16)$$

Donde:

$(P_2 - P_1)/\gamma$: Diferencia de carga de presión entre el nivel de succión y descarga (m)

$(z_2 - z_1)$: Diferencia de alturas geodésicas entre el nivel de succión y descarga (m)

Debido a que las superficies de los depósitos están expuestas a la atmósfera, la ecuación 16 quedará expresado solo en función de la diferencia de alturas geodésicas.

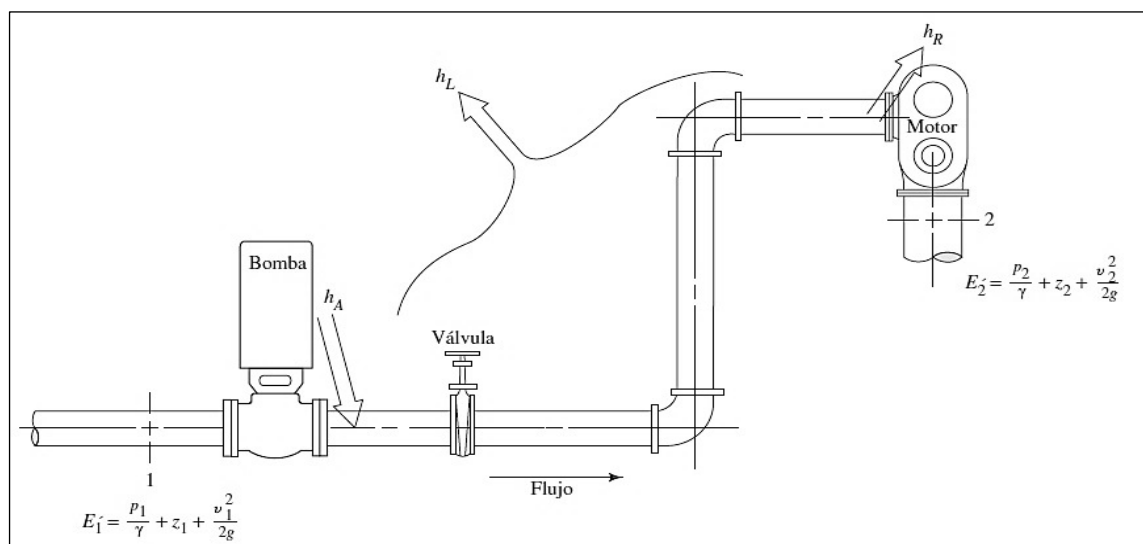
$$h_s = z_2 - z_1 \quad (17)$$

2.3.1.2. Altura Dinámica Total (ADT)

Está conformada por la altura geodésica más la diferencia de carga por presión, así como la velocidad del fluido y la sumatoria de todas las pérdidas de carga (KSB, 2002). Según la figura 8, es posible establecer la ecuación que permitirá el cálculo del ADT.

Figura 8

Sistema de Flujo de Fluido



Nota. Sistema de flujo de fluido que ilustra la Ecuación General de la Energía que permitirá obtener la ecuación para el ADT. Adaptado de *Mecánica de fluidos* (p.203), por R. L. Mott, 2006, Pearson Educación.

De la figura 8, se adaptarán los parámetros a la ecuación 4 de Bernoulli modificada,

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + h_A - h_L - h_R = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g} \quad (18)$$

Donde:

$P_1/\gamma, P_2/\gamma$: Alturas de presión (m)

z_1, z_2 : Alturas geodésicas (m)

$V_1^2/2g, V_2^2/2g$: Alturas por velocidad (m)

h_A : Altura que se gana por acción de la bomba (m)

h_R : Altura que se remueve (m)

h_L : Sumatoria de todas las pérdidas de carga de 1 a 2 (m)

Despejando h_A de la ecuación 18 se obtiene:

$$h_A = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + z_2 - z_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + h_L + h_R \quad (19)$$

Consideraciones:

- $(P_2 - P_1)/\gamma = 0$, Debido a que la superficie de los depósitos están expuestas a la atmósfera.
- $(V_2^2 - V_1^2)/2g = 0$, Debido a que el área superficial de los depósitos son grandes.
- $h_R = 0$, Debido a que no se remueve energía

Por lo anterior mencionado el ADT (h_A) resultará:

$$ADT = z_2 - z_1 + h_L \quad (20)$$

Donde:

$z_1 - z_2$: Diferencia de alturas geodésicas (m)

h_L : Sumatoria de todas las pérdidas de carga de 1 a 2 (m)

2.3.1.3. Potencia Hidráulica (P_H)

Según Mott (2006), describió que la rapidez en la cual se transfiere energía a un fluido se denomina potencia hidráulica y es agregada por una bomba. La potencia hidráulica, se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$P_H = h_A * \gamma_f * Q \quad (21)$$

Donde:

P_H : Potencia Hidráulica (W)

Q : Caudal volumétrico (m^3/s)

h_A : Altura Dinámica Total (m)

γ_f : Peso específico del fluido (N/m^3)

La ecuación 21 puede expresarse en función de la gravedad específica del fluido, multiplicando y dividiendo por el peso específico del agua a 4°C. Adicionalmente, para calcular la potencia en HP con el caudal en l/s, se debe multiplicar por sus factores de conversión de unidades. La ecuación quedará expresada de la siguiente forma:

$$P_H = \frac{Q * h_A * g * SG * 1.341}{1000} \quad (22)$$

Donde:

- P_H : Potencia Hidráulica (HP)
 Q : Caudal volumétrico (l/s)
 h_A : Altura Dinámica Total (m)
 g : Gravedad (m/s^2)
 SG : Gravedad específica del fluido.

2.3.1.4. Eficiencia mecánica (η)

Es la razón de energía hidráulica que entrega la electrobomba con respecto a la energía que absorbe. (Mott, 2006).

$$\eta = \frac{P_H}{P_M}$$

Despejando la potencia mecánica o consumida por la bomba, y reemplazando la ecuación 22 se tiene:

$$P_M = \frac{Q * h_A * g * SG * 1.341}{1000 * \eta} \quad (23)$$

Donde:

- P_M : Potencia Mecánica o suministrada a la bomba (kW)
 η : Eficiencia mecánica (%)
 Q : Caudal volumétrico (l/s)
 h_A : Altura Dinámica Total (m)
 g : Gravedad (m/s^2)
 SG : Gravedad específica del fluido

2.3.1.5. Velocidad Específica (Número Específico de Revoluciones)

Según Jara Tirapegui (1998), se define como las revoluciones de un equipo semejante a la mencionada pero diseñada para suministrar un caudal de $1 \text{ m}^3/\text{s}$ y una altura de 1m. Se puede calcular mediante la ecuación 24, tal y como se muestra a continuación:

$$n_s = \frac{n * \sqrt{Q}}{h_A^{3/4}} \quad (24)$$

n_s : Velocidad específica

Q : Caudal volumétrico (m^3/s)

h_A : Altura Dinámica Total (m)

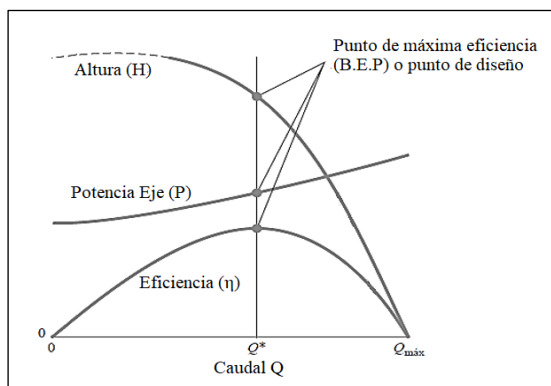
2.3.2. Curvas características

2.3.2.1. Curvas características de la bomba

Según White (2008), las curvas características se representan casi siempre para velocidad de rotación constante. La variable independiente es el caudal Q y las dependientes son la altura dinámica total H , potencia P y la eficiencia η . Ver Figura 9.

Figura 9

Curvas Características de la Bomba



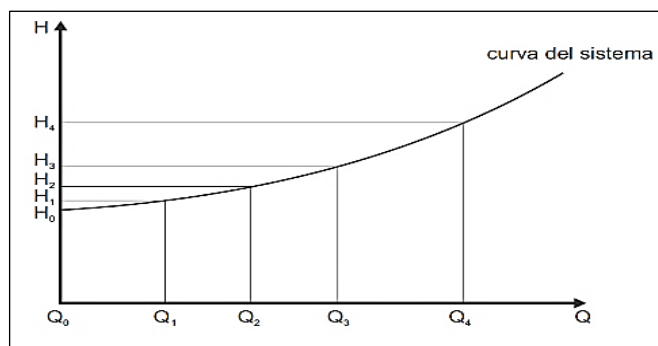
Nota Curvas características de una bomba centrífuga típica con velocidad de giro constante. Adaptado de *Mecánica de fluidos* (p. 761), por F. M. White, 2008, McGraw-Hill.

2.3.2.2. Curva característica del sistema

El manual de KSB (2002) señala que esta curva se obtiene del trazo de los valores de ADT en función al caudal del sistema (condiciones de operación). Ver Figura 10.

Figura 10

Curva Característica del sistema



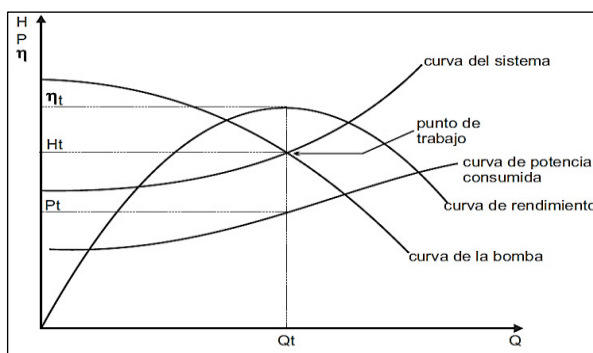
Nota. Adaptado del *Manual de Entrenamiento Selección y Aplicación de Bombas Centrifugas* (p. 61) por KSB, 2002

2.3.2.3. Punto de operación

Según el manual de KSB (2002), resulta de la intersección de la curva característica de la bomba con la curva del sistema. Ver Figura 11.

Figura 11

Punto de operación



Nota. Adaptado del *Manual de Entrenamiento Selección y Aplicación de Bombas Centrifugas* (p. 88) por KSB, 2002

2.3.2.4. Región Operativa Preferida (P.O.R.)

Según el estándar de “Bombas rotodinámicas (centrífugas y verticales) - Lineamientos para la región operativa permitida” ANSI/HI 9.6.3, subcapítulo 9.6.3.1 “Región Operativa Preferida” (2012, p. 1), es la región que comprende un rango de caudal para cada lado del punto de máxima eficiencia (punto BEP). Para la mayoría de las bombas rotodinámicas, el P.O.R., está comprendido entre el 70% y el 120% del punto BEP. Cada fabricante puede recomendar una región que sea más restrictiva. La Tabla 2 muestra los rangos para el P.O.R. de acuerdo a la velocidad específica del equipo.

Tabla 2

Región de Operación Preferida Relacionada con la Velocidad Específica

Velocidad Específica		Región Operativa Preferida (P.O.R.)
Métrico	US	
≤ 87	≤ 4500	Entre 70% y 120% del BEP
> 87	> 4500	Entre 80% y 120% del BEP

Nota. Adaptado de *Rotodynamic (Centrifugal and Vertical) Pumps - Guideline for Allowable Operating (ANSI/HI 9.6.3)* (p. 1) por Hydraulic Institute, 2012.

2.3.2.5. Efecto de la variación de diámetro del impulsor

Según el manual de KSB (2002), si se mantiene la misma velocidad de rotación y se varía el diámetro del impulsor radial, las curvas también varían, y los cambios obedecen a la siguiente expresión:

$$\frac{Q}{Q_1} = \sqrt{\frac{H}{H_1}} = \sqrt[3]{\frac{P}{P_1}} = \frac{D}{D_1} \quad (25)$$

Donde:

Q, H, P : Caudal inicial (l/s), Altura inicial (m), Potencia inicial (HP)

Q_1, H_1, P_1 : Caudal final (l/s), Altura final (m), Potencia final (HP)

El diámetro original se puede reducir hasta un máximo de 20%. El porcentaje de variación del diámetro del rodete respecto al inicial es aproximado debido a que existen impulsores que pueden reducirse aún más, cabe mencionar que esta reducción sólo es permitida en impulsores radiales (KSB, 2002).

2.3.3. *Requisitos de la velocidad del Líquido en Tuberías*

2.3.3.1. Velocidad en la Tubería de Succión

Según el estándar de “Bombas rotodinámicas para tuberías de bombas” ANSI/HI 9.6.6, subcapítulo 9.6.6.3.1 “Requisitos de tamaño/velocidad de la tubería de entrada (succión)” (2009, p. 2), la velocidad del líquido en la tubería de succión, no debe sobrepasar los 2,4m/s, salvo que el fluido sea slurry o lodo.

2.3.3.2. Velocidad del fluido en la Tubería de Descarga

Según el estándar de “Bombas rotodinámicas para tuberías de bombas” ANSI/HI 9.6.6, subcapítulo 9.6.6.5.1 “Requisitos de tamaño/velocidad de la tubería ” (2009, p. 9), la velocidad del líquido en la tubería de descarga, no debe sobrepasar los 4,5m/s, salvo que el fluido sea slurry o lodo.

Adicionalmente, McCabe et al. (1991) mostraron intervalos de velocidades para tuberías en según la Tabla 3.

Tabla 3*Velocidad de Fluidos en Tuberías*

Fluido	Tipo de flujo	Velocidad	
		ft/s	m/s
Líquidos poco viscosos	Flujo por gravedad	0,5 – 1	0,15 – 0,30
	Entrada de bomba	1 – 3	0,3 – 0,9
	Salida de bomba	4 – 10	1,2 – 3
	Línea de conducción	4 – 8	1,2 – 2,4
Líquidos viscosos	Entrada de bomba	0,2 – 0,5	0,006 – 0,15
	Salida de bomba	0,5 – 2	0,15 – 0,6
Vapor de agua		30 – 50	9 – 15
Aire o gas		30 – 100	9 – 30

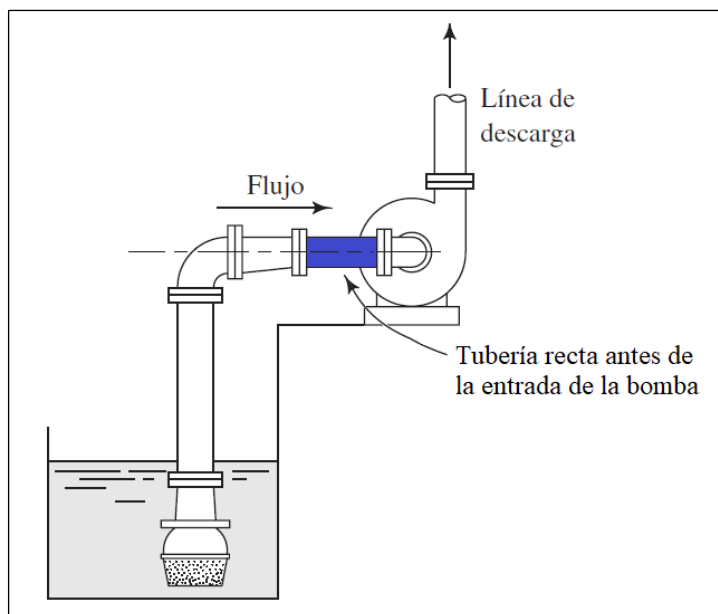
Nota. Adaptado de *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química* (p. 190), por McCabe, Warren L.; Smith, Julian C.; Harriott, Peter, 1991, McGraw-Hill.

2.3.4. Longitud mínima requerida de tubería recta antes de la entrada de la bomba

Según el estándar de “Bombas rotodinámicas para tuberías de bombas” ANSI/HI 9.6.6, subcapítulo 9.6.6.3.3 “Longitudes de tubería recta requeridas” (2009, p.4), las bombas deben tener una longitud mínima de tubería recta en la succión para evitar alteraciones de flujo en la entrada y problemas de eficiencia. Adicionalmente, se recomienda el uso de reducciones excéntricas para instalaciones horizontales. Ver Figura 12 .

Figura 12

Tubería recta antes de la entrada de la bomba



Nota. Detalle de la línea de succión de la bomba. Adaptado de *Mecánica de fluidos* (p. 416), por R. L. Mott, 2006, Pearson Educación.

Según el estándar de “Bombas rotodinámicas para tuberías de bombas” ANSI/HI 9.6.6, subcapítulo 9.6.6.3.3 “Longitudes de tubería recta requeridas” (2009, p.4), la entrada de la bomba debe tener el mismo diámetro que el de la tubería recta que se encuentra inmediatamente antes de la succión. Además, la norma también indica que para esta sección de tubería, no aplica la velocidad máxima de 2,4m/s. En caso que haya varios accesorios juntos, se debe optar por el de mayor longitud. La Tabla 4 proporciona las longitudes mínimas de tuberías rectas para codos de 90°, reducciones concéntricas y reducciones excéntricas.

Tabla 4*Longitud mínima requerida de tubería recta*

Accesorio	Número de diámetros de tubería		Comentarios
	Radio largo	Radio corto	
Codo de 90°	4	5	
	Concéntricos	Excéntricos	
1 reducción	0 (<10°)*	0 (<20°)*	* Para ángulo mayor al indicado, se debe usar los diámetros de tubería correspondientes a ese ángulo
2 reducciones	0 (<20°)	1 (<30°)	
3 reducciones	1 (<20°)	2 (<30°)	
4 reducciones	2 (<20°)	3 (<40°)	
5 reducciones	3 (<30°)	4 (<40°)	

Nota. Adaptado de *Rotodynamic Pumps for Pump Piping (ANSI/HI 9.6.6)* (p. 3) por Hydraulic Institute, 2009

2.3.5. *Sumergencia*

Según los datos técnicos de Bombas Ideal (s.f.), se menciona que para evitar la formación de vórtices, la válvula de pie (instalada en la tubería de succión de la bomba) debe tener una sumergencia mínima y se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$S = \frac{V_s^2}{2g} + 0,5 \quad (26)$$

Donde:

S : Sumergencia (m)

V_s : Velocidad del líquido en la tubería de succión sumergida (m/s)

g : Gravedad (m/s²)

2.3.6. *Concepto de NPSH*

El manual de KSB (2002), señala que el NPSH se puede entender como la accesibilidad de energía con la cual el líquido ingresa en la brida de entrada de la bomba.

2.3.6.1. NPSH disponible (NPSH_d)

El NPSH_d depende solo de la instalación de la electrobomba y la presión del líquido que se dispone en la succión del equipo (KSB, 2002).

2.3.6.1.1. Cálculo de NPSH disponible

Según Mott (2006), el NPSH_d se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$NPSH_d = h_{sp} \pm h_s - h_t - h_{vp} \quad (27)$$

Donde:

h_{sp} : Carga de presión atmosférica (m)

h_s : Altura de succión, el signo dependerá del tipo de instalación (m)

h_t : Pérdidas totales de carga debido a la fricción y pérdidas menores (m)

h_{vp} : Carga de presión de vapor del líquido (m)

De las Figuras 13 y 14 se puede estimar valores la carga de presión atmosférica y carga de presión de vapor del líquido respectivamente.

Figura 13

Presión atmosférica a diferente altitud

Altitud (m)	Presión Atmosférica (kPa)	Carga de Presión Atmosférica (mca)
0	101.3	10.33
200	98.9	10.08
400	96.6	9.85
600	94.3	9.61
800	92.1	9.39
1000	89.9	9.17
2000	79.5	8.10
3000	70.1	7.15
4000	61.7	6.29
5000	54	5.51

Nota. Adaptado de *Mecánica de fluidos* (p. 599), por R. L. Mott, 2006, Pearson Educación.

Figura 14*Presión de vapor del agua*

Temperatura °C	Presión de vapor kPa (abs)	Carga de presión de vapor (m)
0	0.6105	0.06226
5	0.8722	0.08894
10	1.228	0.125
20	2.338	0.2388
30	4.243	0.4345
40	7.376	0.7580
50	12.33	1.272
60	19.92	2.066
70	31.16	3.250
80	47.34	4.967
90	70.1	7.405
100	101.3	10.78

Nota. Adaptado de *Mecánica de fluidos* (p. 416), por R. L. Mott, 2006, Pearson Educación.

2.3.6.1.2. Factores que incrementan el NPSH disponible

Según el manual de KSB (2002), para obtener valores altos de $NPSH_d$, se puede optar por realizar las siguientes acciones:

- Disminuir la altura geométrica de aspiración para instalaciones de succión negativa.
- Reducir las pérdidas de carga por longitud de tubería, así como minimizar el número de accesorios.
- Incrementar el diámetro de tubería de succión para minimizar la velocidad del fluido.

2.3.6.2. NPSH Requerido ($NPSH_r$)

El $NPSH_r$ solo puede ser determinada de manera experimental en los laboratorios de los fabricantes debido a que es una característica inherente a la bomba (KSB, 2002).

2.3.7. *Cavitación*

En los sistemas de bombeo, existe la posibilidad que la presión en la succión del equipo llegue a ser menor que la presión de vapor de líquido. Cuando ocurre esta caída de presión, se producen burbujas de cavitación provocando así la reducción de la eficiencia, junto con vibración y daño en los álabes del impulsor (Cengel & Cimbala, 2006).

Para evitar estos problemas de cavitación, se debe cumplir la siguiente relación:

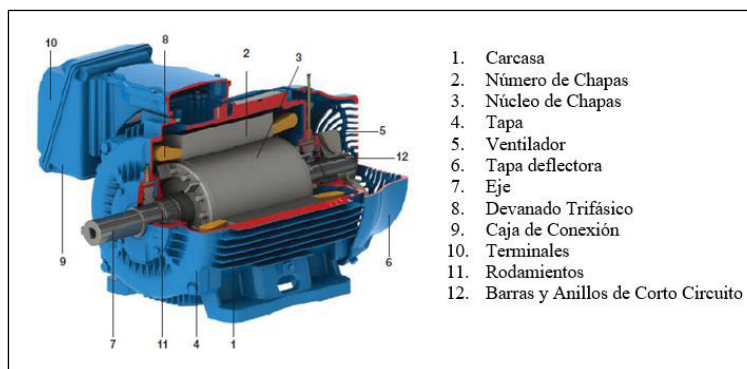
$$NPSH_{disponible} > NPSH_{requerido}$$

Según Mott (2006), se recomienda como mínimo un margen del 10%, entonces la expresión anterior quedará como sigue :

$$NPSH_{disponible} > 1.10 NPSH_{requerido} \quad (28)$$

2.3.8. *Motor Eléctrico*

Para el objeto del presente trabajo, se describirá a los motores eléctricos de inducción trifásicos. Según la Guía de WEG (2021), se define como el dispositivo que convierte la energía eléctrica en energía mecánica. Estos motores, operan a revoluciones constantes con variaciones mínimas. Los motores de inducción trifásicos son los más utilizados, debido su robustez y bajo costo, además de ser adecuados para casi todas las aplicaciones en accionamiento de maquinas. La Figura 15, muestra el esquema de un motor eléctrico.

Figura 15*Motor de Inducción Trifásico*

Nota. Adaptado de *Guía de Especificación - Motores Eléctricos* (p. 13) por WEG, 2021, (<https://static2.weg.net/medias/downloadcenter/h32/hc5/WEG-motores-eletricos-guia-de-especificacao-50032749-brochure-portuguese-web.pdf>)

2.3.8.1. Selección de motor para electrobomba

Para una selección adecuada, el motor debe ser capaz de cubrir todos los puntos de funcionamiento de la curva de la bomba (KSB, 2002).

Según la Guía de WEG (2021), para que sea viable el uso del motor, se debe considerar la altitud en el que será instalado así como la temperatura del ambiente.

2.3.8.1.1. Efecto de la Altitud

Según la Guía de WEG (2021), los motores que trabajan a una altura superior a los 1000 m.s.n.m. presentan problemas de aumento de temperatura ocasionado por la reducción de la densidad del aire y como consecuencia, la disminución de su capacidad para refrigerarse.

2.3.8.1.2. Efecto de la temperatura de Ambiente

La Guía de WEG (2021) menciona que según la norma IEC 60034-1, la temperatura del ambiente más usual en el servicio no debe superar a los 40° C. En caso que trabajen mayor a los 40° C, se perjudicaría el aislamiento de motor por el exceso de temperatura. El otro escenario

se presenta cuando los motores trabajan por debajo de los -20°C , presentando posibles problemas de formación de hielo en los rodamientos, ocasionando la solidificación de la grasa del cojinete.

2.3.8.1.3. *Potencia Útil en Función de la Altitud y Temperatura*

La Guía de WEG (2021), menciona que la potencia útil, se puede obtener mediante el producto de la potencia nominal del motor con el factor de multiplicación de la Figura 16.

$$P_u = FM * P_N \quad (29)$$

Donde:

P_u : Potencia Útil (HP)

FM: Factor de multiplicación

P_N : Potencia Nominal (HP)

Figura 16

Factores de Multiplicación por Altitud y Temperatura

T (°C)	Altitud (m)								
	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
10							0,97	0,92	0,88
15						0,98	0,94	0,90	0,86
20					1,00	0,95	0,91	0,87	0,83
25				1,00	0,95	0,93	0,89	0,85	0,81
30			1,00	0,96	0,92	0,90	0,86	0,82	0,78
35		1,00	0,95	0,93	0,90	0,88	0,84	0,80	0,75
40	1,00	0,97	0,94	0,90	0,86	0,82	0,80	0,76	0,71
45	0,95	0,92	0,90	0,88	0,85	0,81	0,78	0,74	0,69
50	0,92	0,90	0,87	0,85	0,82	0,80	0,77	0,72	0,67
55	0,88	0,85	0,83	0,81	0,78	0,76	0,73	0,70	0,65
60	0,83	0,82	0,80	0,77	0,75	0,73	0,70	0,67	0,62
65	0,79	0,76	0,74	0,72	0,70	0,68	0,66	0,62	0,58
70	0,74	0,71	0,69	0,67	0,66	0,64	0,62	0,58	0,53
75	0,70	0,68	0,66	0,64	0,62	0,60	0,58	0,53	0,49
80	0,65	0,64	0,62	0,60	0,58	0,56	0,55	0,48	0,44

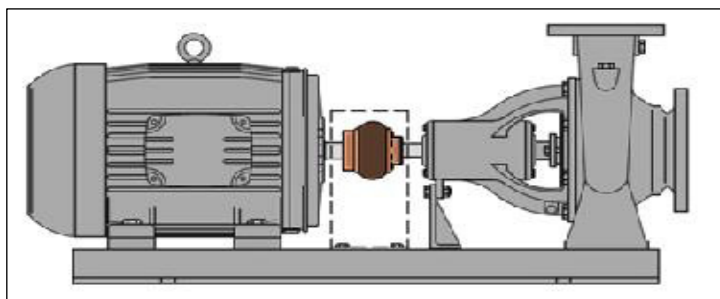
Nota. Adaptado de *Guía de Especificación - Motores Eléctricos* (p. 44) por WEG, 2021, (<https://static2.weg.net/medias/downloadcenter/h32/hc5/WEG-motores-eletricos-guia-de-especificacao-50032749-brochure-portuguese-web.pdf>)

2.3.9. Acoplamiento Bomba - Motor

Según Mott (2006), un acoplamiento es un dispositivo que une dos ejes en sus extremos, para transmitir potencia. Pueden ser de tipo rígido o flexible. Para la presente monografía, se trabajará con el de tipo flexible. En la Figura 17 se puede apreciar el acoplamiento.

Figura 17

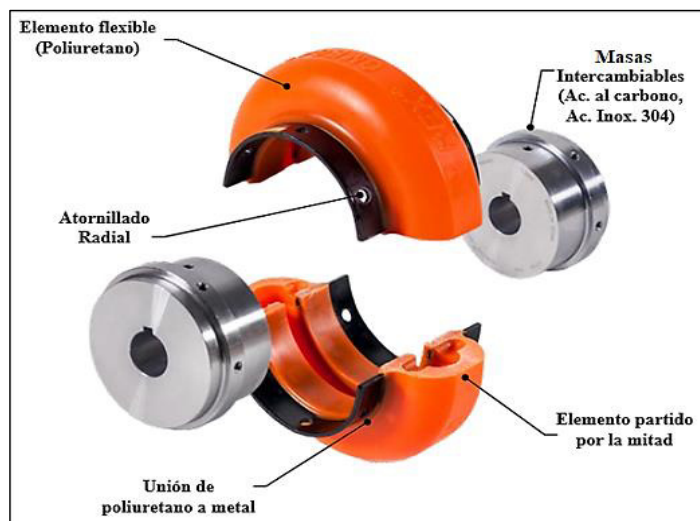
Acoplamiento Bomba - Motor



Nota. Adaptado de *RTL -N Bombas Centrifugas Aplicaciones para Líquidos sin Sólidos* (p. 1), por TROMBA, 2016, (https://www.tromba-sa.com.ar/pdf/flyer_rtl-n_low-res.pdf)

2.3.9.1. Acoplamiento flexible

Estos acoplamientos se dimensionan para transmitir torque de manera uniforme, se destaca principalmente porque cuando se produce cierto desalineamiento de forma radial, axial o angular, las piezas del acoplamiento se mueven con mínima resistencia o en algunos casos es nulo, como consecuencia, los esfuerzos flexionantes o axiales no se desarrollan de manera apreciable (Mott, 2006). En la Figura 18 se puede apreciar el acople mencionado.

Figura 18*Acople Flexible Omega*

Nota. Acoplamiento compuesto principalmente por dos masas y un elemento flexible. Adaptado del *Catálogo 4000 de Acoplamientos Elastoméricos Omega* (p. 3), por Rexnord, 2015, (https://es.rexnord.com/contentitems/techlibrary/documents/4000_catalog?lang=es-mx)

2.3.9.2. Selección de Acoplamiento Flexible

Para la selección adecuada del acople, el catálogo de REXNORD (2022), brinda un procedimiento de cálculo para su marca OMEGA, estos pasos se detallan a continuación:

- Determinar el Torque con la siguiente ecuación:

$$T = \frac{63025 * P_N}{n} \quad (30)$$

Donde:

T: Torque nominal (lb*in)

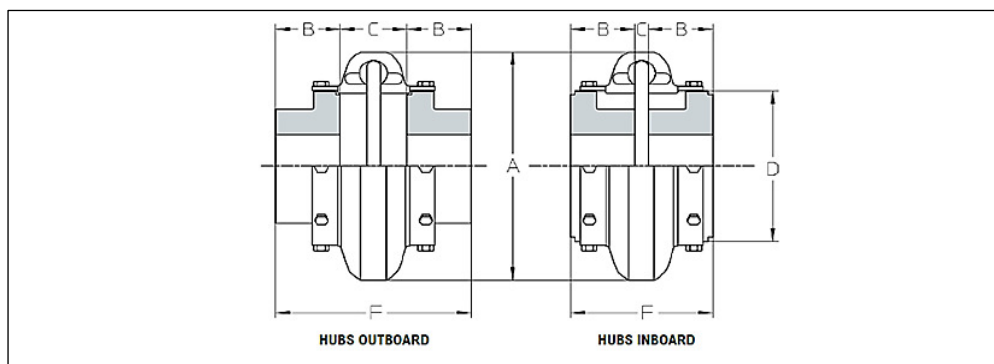
P_N: Potencia Nominal del Motor (HP)

n: Número de revoluciones (RPM)

- Determinar el Factor de Servicio. Para la aplicación del presente trabajo, el catálogo de REXNORD (2022), recomienda utilizar un factor de 1.0.
- Multiplicar el torque calculado por el factor de servicio.
- Seleccionar el tamaño del acople igual o superior en base al torque calculado. Ver Figura 19.
- Comprobar la velocidad de rotación, esta velocidad no debe exceder a las RPM máximas enumeradas en Figura 19.
- Seleccionar la masa verificando el máximo diámetro interior permitido, según la Figura 19.
- En caso que el diámetro del eje supere al diámetro del agujero máximo permitido para una masa estándar, el catálogo de REXNORD (2022), recomienda capacidades más grandes de perforación para el mismo modelo de acople seleccionado. Ver Figura 20.

Figura 19

Dimensiones y Valores Permitidos del Acoplamiento



Coupling Size	Maximum Bore (In) ①	Minimum Bore (In)	Continuous HP/100 RPM	Continuous Torque (lb-in) ②	Maximum RPM	Dimensions (In)							Weight (lb) ③
						A	B	C		D	F		
								(In) ③	(Out)		(In)	(Out)	
E2	1.13	No Min	0.30	190	6600	3.50	0.94	1.34	1.90	1.85	3.22	3.78	1.2
E3	1.38	0.375	0.58	365	6600	4.00	1.50	0.81	1.31	2.32	3.81	4.31	2.4
E4	1.63	0.375	0.88	550	6600	4.56	1.69	0.44	1.31	2.60	3.81	4.69	3.0
E5	1.88	0.375	1.48	925	6600	5.38	1.75	0.81	1.81	3.13	4.31	5.31	5.4
E10	2.13	0.375	2.30	1450	6600	6.38	1.88	0.56	1.84	3.65	4.31	5.56	8.2
E15	2.13	0.375	2.86	1800	6600	6.38	1.88	0.56	1.84	3.65	4.31	5.56	8.3
E20	2.38	0.75	3.65	2300	6600	7.25	2.06	0.50	2.38	4.48	4.62	6.50	13.0
E30	2.88	0.75	5.79	3650	5800	8.25	2.31	0.56	2.44	5.42	5.19	7.06	21
E40	3.38	0.75	8.85	5500	5000	9.50	2.50	0.56	2.68	6.63	5.56	7.68	35
E50	3.63	1.125	12.14	7650	4200	11.00	2.75	0.63	3.38	8.13	6.13	8.88	54
E60	4	1.125	19.84	12,500	3800	12.50	3.25	0.69	3.44	8.75	7.19	9.94	72
E70	4.5	1.375	35.12	22,125	3600	14.00	3.62	0.75	3.75	9.25	8.00	11.00	86
E80	6	1.875	62.7	39,500	2000	16.00	4.87	0.75	5.00	11.25	10.50	14.75	170

Nota. Adaptado del *Catálogo 4000 de Acoplamientos Elastoméricos Omega* (p. 6), por Rexnord, 2015, (https://es.rexnord.com/contentitems/techlibrary/documents/4000_catalog?lang=es-mx)

Figura 20

Agujeros Máximos con Chaveteros Poco Profundos

Bore Ranges (in)					
Size	Straight Bore		Taper-Lock ①		
	Minimum Bore ②	Maximum Bore ③	Bushing Number	Minimum Bore	Maximum Bore ③
2	No Minimum	1-3/16	NA	---	---
3	3/8	1-3/8	1008	1/2	1
4	3/8	1-3/4	1008	1/2	1
5	3/8	1-15/16	1108	1/2	1-1/8
10	3/8	2-1/4	1310	1/2	1-7/16
15	3/8	2-1/4	1310	1/2	1-7/16
20	3/4	2-3/4	1610	1/2	1-11/16
30	3/4	3-1/4	2012	1/2	2-1/8
40	3/4	3-3/4	2517	1/2	2-11/16
50	1-1/8	4	2517	1/2	2-11/16
60	1-1/8	4-1/2	3020	15/16	3-1/4
70	1-3/8	4-7/8	3535	1-3/16	3-15/16
80	1-7/8	6-3/4	4040	1-7/16	4-7/16

Nota. Adaptado del *Catálogo 4000 de Acoplamientos Elastoméricos Omega* (p. 15), por Rexnord, 2015, (https://es.rexnord.com/contentitems/techlibrary/documents/4000_catalog?lang=es-mx)

CAPÍTULO 3 – DESCRIPCIÓN METODOLÓGICA

3.1. Enfoque

El enfoque de la presente monografía es de tipo aplicativo, porque hace referencia al concepto de investigación aplicada. Según Murillo Hernandez (2021), la investigación aplicada hace uso de conocimientos adquiridos, debido a que depende de los avances y resultados.

3.2. Diseño

Dado que el objetivo de la presente monografía será desarrollar el procedimiento de cálculo para seleccionar una electrobomba centrífuga de eje libre, se optará por un diseño no experimental de tipo transeccional.

Hernández et al. (2014) mencionaron que el diseño no experimental se refiere a estudios en los que las variables independientes no se hacen cambiar intencionalmente. Asimismo, los autores también señalaron que los diseños no experimentales de tipo transeccional o transversal describen a las variables, analizan su ocurrencia y correlación en un momento dado.

3.3. Condiciones Iniciales

Como se mencionó inicialmente, en el apartado 1.2, las condiciones iniciales del sistema de bombeo se obtuvieron del Sistema Electrónico de Contrataciones del Estado (SEACE). Por lo cual las condiciones de operación para la selección de la electrobomba, así como el motor eléctrico y acoplamiento, se muestran en la Tabla 5.

Tabla 5*Condiciones de Operación para la Selección*

Distancia de recorrido	2800 – 3000 metros
Diámetro de tubería instalada	12”
SDR de tubería existente	11
Material de tubería existente	HDPE
Cota inicial	4276 msnm
Cota final	4298 msnm
Diferencia de cotas	15 – 20 metros
Densidad de agua ácida	1.050 gr/cm ³
PH mínimo del agua ácida	2.4 – 4.0
Sólidos totales en suspensión	169 mg/lit
Tensión de corriente	440 V (CA)
Tipo de bomba requerida	Horizontal - centrífuga
Ubicación de trabajo	4300 msnm
Flujo requerido para la bomba	1800 gpm (408 m ³ /h)
Diferencia de niveles donde se va a instalar la bomba y el espejo de agua	2 metros
Línea de descarga INOX tipo 304	15 m
	01 codo 90°
	01 válvula Check de 8”
Accesorios Línea de Descarga (En ese orden)	01 válvula Compuerta de 8”
	01 codo 90°
	01 reducción Concéntrica de 10” a 8”
	01 reducción Concéntrica de 12” a 10”

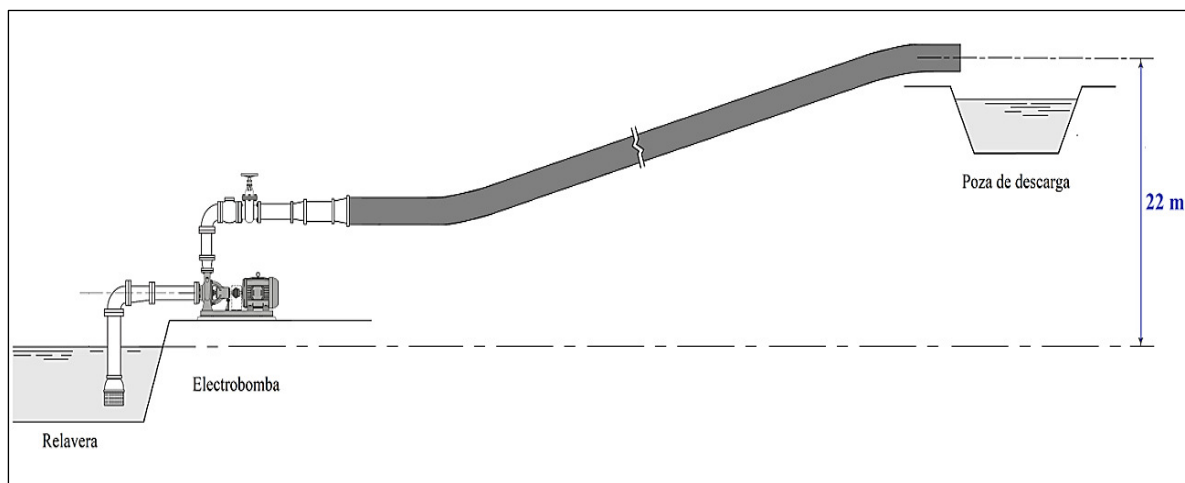
Nota. Condiciones de operación. Adaptado del Sistema Electrónico de Contrataciones del Estado (SEACE) (<http://procesos.seace.gob.pe/seacebus-uiwd-pub/buscadorPublico/buscadorPublico.xhtml#>).

3.4. Esquema Referencial

Para una mejor visualización, en la Figura 21 se ha representado los componentes principales del sistema de bombeo. Se puede observar que el sistema corresponde a una configuración de succión negativa cuya función principal del equipo será derivar el agua ácida de la relavera hacia una poza de descarga.

Figura 21

Esquema Referencial del Sistema de Bombeo



Nota. Elaboración propia, en base al Volante Técnico de *RTL -N Bombas Centrifugas Aplicaciones para Líquidos sin Sólidos* (p. 1), por TROMBA, 2016, (https://www.tromba-sa.com.ar/pdf/flyer_rtl-n_low-res.pdf)

3.5. Cálculos de ingeniería

A partir de esta sección, se procede con el desarrollo de los cálculos de ingeniería, haciendo uso de las ecuaciones presentadas en el marco teórico y de las condiciones de operación expuestas en la Tabla 5. Cabe mencionar que el caudal se puede expresar en otras unidades, es decir, $1800 \text{ gpm} = 0.11356 \text{ m}^3/\text{s} = 113.56 \text{ l/s} = 480.82 \text{ m}^3/\text{h}$.

Para el cálculo, nuevamente se hace mención a las consideraciones planteadas en el alcance del presente trabajo:

- Debido a la poca cantidad de sólidos en suspensión (169 mg/l) y baja densidad de la mezcla ($1,050 \text{ gr/cm}^3$), se utilizará el agua como fluido de trabajo con densidad de 1 gr/cm^3 , temperatura de 4°C y $0,001566 \text{ kg/ms}$ para la viscosidad dinámica. Estos datos se han estimado mediante interpolación lineal en base a la Figura 22.

Figura 22*Propiedades del Agua*

Temperatura (°C)	Peso específico γ (kN/m ³)	Densidad ρ (kg/m ³)	Viscosidad dinámica η (Pa·s)	Viscosidad cinemática ν (m ² /s)
0	9.81	1000	1.75×10^{-3}	1.75×10^{-6}
5	9.81	1000	1.52×10^{-3}	1.52×10^{-6}
10	9.81	1000	1.30×10^{-3}	1.30×10^{-6}
15	9.81	1000	1.15×10^{-3}	1.15×10^{-6}
20	9.79	998	1.02×10^{-3}	1.02×10^{-6}
25	9.78	997	8.91×10^{-4}	8.94×10^{-7}

Nota. Adaptado de *Mecánica de fluidos* (p. 589), por R. L. Mott, 2006, Pearson Educación.

- Debido a que no se dispone de todos los datos técnicos de los materiales de las tuberías y accesorios, se empleará catálogos de referencia para estimar el cálculo de pérdidas.

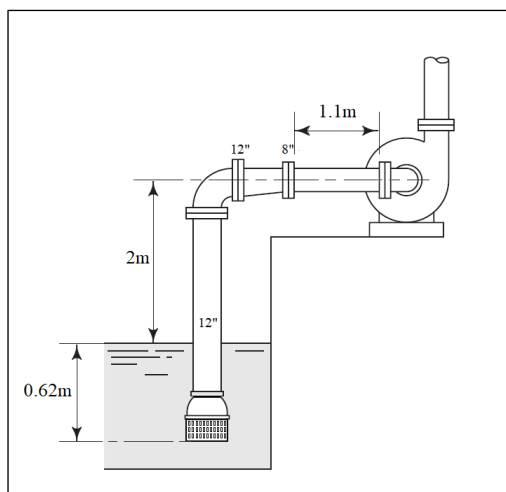
3.5.1. Configuración de la línea de succión

En esta sección, se establecerá la configuración de la línea de succión de acuerdo a los requisitos y recomendaciones vistos en el marco teórico. Posteriormente se realizará el cálculo de las velocidades del agua y pérdidas de carga separando por tramos.

- Según las condiciones iniciales de la Tabla 5, la altura de succión negativa (h_s) es de 2m. Posteriormente se recomendará reducir la altura de succión a fin de incrementar el valor del NPSH disponible.
- Accesorios: Válvula de pie, Codo 90°, Reducción Excéntrica. Ver Figura 23.
- Longitud mínima requerida de tubería recta antes de la entrada de succión. Ver Figura 23.
- Sumergencia de la válvula de pie. Ver Figura 23.

Figura 23

Configuración de succión negativa para 2m



Nota. Adaptado de *Mecánica de fluidos* (p. 416), por R. L. Mott, 2006, Pearson Educación.

3.5.1.1. Desarrollo para la configuración de la línea de Succión

- Se establece una línea de 12" para obtener una velocidad menor a la máxima permitida en la succión (2.4 m/s). Se usará como referencia el diámetro interno correspondiente a tubería en acero inoxidable ASTM A312, SCH 40 de la Figura 5. Con el espesor identificado se procede a calcular el diámetro interno con ayuda de la ecuación 13

$$D = D_{ext} - 2e = 323.8 - 2 * 9.53 = 304.74 \text{ mm} = 0.30474 \text{ m}$$

- Con el diámetro interno obtenido, se procede a calcular la velocidad del fluido. Reemplazando en la ecuación 2, se obtiene:

$$V = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} * D^2} = \frac{0.11356}{\frac{\pi}{4} * (0.30474)^2} = 1.56 \frac{m}{s} \quad \left(\text{Menor a } 2.4 \frac{m}{s} \right)$$

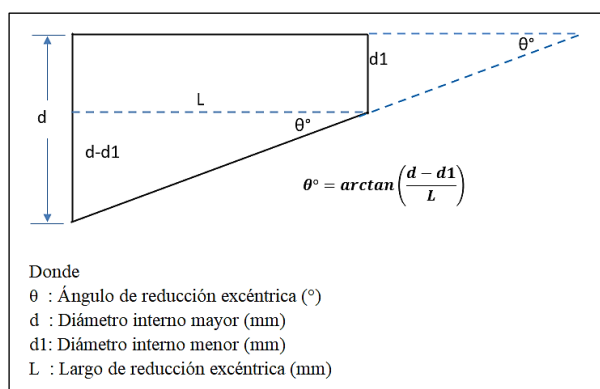
- Con la velocidad en la línea de succión se puede calcular con la ecuación 26 la sumergencia de la válvula de pie.

$$S = \frac{V_s^2}{2g} + 0,5 = \frac{1.56^2}{2 * 9.81} + 0,5 = 0.62 \text{ m}$$

- Para determinar la longitud del tramo recto antes de la entrada de succión de la bomba, se debe calcular el ángulo de la reducción. Para lo cual se usará una reducción excéntrica de 12" a 8" del catálogo de Hastinik de la Gama ISO de acero inoxidable para las dimensiones de la reducción, tal como se mostró en la Figura 4 del marco teórico.
- Para facilitar el cálculo se utilizó un bosquejo para mejor visualización de las dimensiones y el ángulo de la reducción. Ver Figura 24.

Figura 24

Bosquejo Representativo para Reducción Excéntrica



Nota. Elaboración propia.

- Con espesor de 4mm, $d=315.9\text{mm}$, $d1=211.1\text{mm}$ y $L=203\text{mm}$, el valor de θ resulta: 27.31° (menor a 30°). Por lo tanto, de la Tabla 4, la longitud mínima requerida será igual al diámetro externo correspondiente a 8" de tubería en acero inoxidable ASTM A312, SCH 40 de la Figura 5.

- De la Figura 23, la configuración presenta un codo de 90° de radio corto. Según la Tabla 4, para este accesorio, la longitud mínima será igual a cinco veces el diámetro externo correspondiente a 8" de tubería en acero inoxidable ASTM A312, SCH 40 de la Figura 5. Es decir, que la longitud recta antes de la succión será $5 * 219.1 \text{ mm} = 1095.5 \text{ mm} = 1.1 \text{ m}$, siendo esta distancia mayor que la de la reducción excéntrica, por lo tanto, se tomará este valor recomendado.

3.5.2. *Cálculo de pérdidas de carga en la línea de succión*

Luego de establecer la configuración en la línea de succión, se procederá a calcular las velocidades del agua y pérdidas de carga separando por tramos.

3.5.2.1. **Tramo de tubería de succión de 12" en acero Inoxidable**

De la Figura 23, se pudo observar que la longitud del tramo de succión de 12" corresponde a la suma de la distancia de la altura de succión negativa y la longitud sumergida. Cabe mencionar que ya se calculó anteriormente la velocidad igual a 1.56 m/s.

3.5.2.1.1. *Cálculo de pérdidas primarias*

Para el cálculo de estas pérdidas se debe conocer primero el número de Reynolds con la velocidad calculada, el diámetro y viscosidad del agua.

- Usando la ecuación 3:

$$Re = \frac{\rho * V * D}{\mu} = \frac{1000 * 1.56 * 0.30474}{0.001566}$$

$$Re = 302992.68 > 4000 \text{ (Flujo Turbulento)}$$

- Para la rugosidad absoluta k , se tomó como referencia el valor de 0.002 mm de la Tabla 1 para acero inoxidable visto en el marco teórico.
- Utilizando la ecuación 15 de Swamee-Jain, se determinará el valor del factor de fricción f de forma directa

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{k}{3.7 * D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{0.002}{3.7 * (304.74)} + \frac{5.74}{(302992.68)^{0.9}} \right) \right]^2} = 0.0144$$

Con:

$$\frac{k}{D} = \frac{0.002}{304.74} = 6.56 * 10^{-6} \quad y \quad Re = 302992.68 = 3.03 * 10^5$$

$$10^{-6} \leq \frac{k}{D} \leq 10^{-2} \quad y \quad 5 * 10^3 \leq Re \leq 10^8$$

Por lo tanto, el valor de f mediante la ecuación de Swamee-Jain estará dentro del $\pm 1.0\%$ frente a la ecuación de Colebrook-White.

- Con el valor de f obtenido, se calculó el valor de h_f con la ecuación 5 de Darcy-Weisbach para el tramo de 12”.

$$h_f = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g} = 0.0144 * \frac{2.62}{0.30474} * \frac{(1.56)^2}{2 * (9.81)} = 0.015 \text{ m}$$

3.5.2.1.2. Cálculo de pérdidas locales

De la Figura 23, se establecieron los accesorios para la línea de succión.

Según el manual de Cameron Hydraulic Data (1996), para los accesorios, se ha tomado los valores de K recomendados. Para mayor información sobre estos valores, ver Anexo B.

La Tabla 6 muestra a modo de resumen los valores de K, así como la velocidad asociada a cada diámetro de la línea de 12" y las pérdidas de carga en accesorios.

Tabla 6

Accesorios Línea de Succión para el Tramo de 12"

Accesorio	Material	K	Velocidad (m/s)	h_k (m)
01 Válvula de pie de 12"	Acero Inox. 316	1	1.56	0.124
01 Codo 90° de 12"	Acero Inox. 304L	0.26	1.56	0.032
01 Reducción Excéntrica de 12" a 8"	Acero Inox. 304L	0.524	1.56	0.065
Suma total de pérdidas por accesorios				0.221

Nota. Resumen de pérdidas secundarias. Elaboración propia.

Para el caso de la reducción excéntrica, el valor de K se calculó mediante la ecuación 10 para contracción gradual con el ángulo calculado 27.31° para los diámetros D1 y D2 cuyos valores son 315.9 mm y 211.1 mm respectivamente.

- Como 27.31° es menor o igual a 45°, entonces el valor de K será:

$$K = \frac{0.8 * \operatorname{sen} \frac{\theta}{2} * \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right]}{\left(\frac{D_2}{D_1} \right)^4} = \frac{0.8 * \operatorname{sen} \frac{27.31}{2} * \left[1 - \left(\frac{211.1}{315.9} \right)^2 \right]}{\left(\frac{211.1}{315.9} \right)^4} = 0.524$$

- La velocidad está asociada al diámetro mayor de la contracción gradual. Usando la ecuación 12 para hallar la pérdida local h_k , se tiene:

$$h_K = K * \frac{V^2}{2g} = 0.524 * \frac{1.56^2}{2 * 9.81} = 0.065 \text{ m}$$

3.5.2.2. Tramo de tubería de succión de 8" en acero Inoxidable

De la Figura 23, se pudo observar que la línea de 8" corresponde a la longitud mínima requerida de tubería recta antes de la entrada de succión cuya distancia es de 1.1m.

3.5.2.2.1. Cálculo del diámetro interno 8"

Se puede obtener el diámetro interno recurriendo a la Figura 5, visto en el marco teórico para tuberías en acero inoxidable ASTM A312, SCH 40. Se identifica la longitud del espesor y se calcula el diámetro interior de la tubería con ayuda de la ecuación 13

$$D = D_{ext} - 2e = 219.1 - 2 * 8.18 = 202.74 \text{ mm} = 0.20274 \text{ m}$$

3.5.2.2.2. Cálculo de la velocidad

Con el diámetro interno obtenido, se procede a calcular la velocidad del fluido.

Reemplazando en la ecuación 2, se obtiene:

$$V = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} * D^2} = \frac{0.11356}{\frac{\pi}{4} * (0.20274)^2} = 3.52 \frac{m}{s}$$

3.5.2.2.3. Cálculo de pérdidas primarias

Se realizará el mismo procedimiento anteriormente descrito.

➤ Usando la ecuación 3:

$$Re = \frac{\rho * V * D}{\mu} = \frac{1000 * 3.52 * 0.20274}{0.001566}$$

$$Re = 455430.55 > 4000 \text{ (Flujo Turbulento)}$$

➤ Para la rugosidad absoluta k , se tomó como referencia el valor de 0.002 mm de la Tabla 1 para acero inoxidable visto en el marco teórico.

➤ Utilizando la ecuación 15 de Swamee-Jain, se determinará el valor del factor de fricción f de forma directa

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{k}{3.7 * D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{0.002}{3.7 * (202.74)} + \frac{5.74}{(455430.55)^{0.9}} \right) \right]^2} = 0.135$$

Con:

$$\frac{k}{D} = \frac{0.002}{202.74} = 9.86 * 10^{-6} \quad y \quad Re = 455430.55 = 4.55 * 10^5$$

$$10^{-6} \leq \frac{k}{D} \leq 10^{-2} \quad y \quad 5 * 10^3 \leq Re \leq 10^8$$

Por lo tanto, el valor de f mediante la ecuación de Swamee-Jain estará dentro del $\pm 1.0\%$ frente a la ecuación de Colebrook-White.

- Con el valor de f obtenido, se calculó el valor de h_f con la ecuación 5 de Darcy-Weisbach para el tramo de 12”.

$$h_f = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g} = 0.0135 * \frac{1.1}{0.20274} * \frac{(3.52)^2}{2 * (9.81)} = 0.046 \text{ m}$$

La suma total de pérdidas de toda la línea de succión ($h_{Total\ Succión}$) será igual a:

$$h_{Total\ Succión} = h_{Total\ 12"} + h_{Total\ 8"} = (0.015 + 0.221) + 0.046 = 0.28 \text{ m}$$

3.5.3. Cálculo del NPSH disponible

Se calculará de acuerdo a la configuración en la línea de succión de la Figura 23 planteada anteriormente. Posteriormente se recomendará reducir la altura de succión a fin de incrementar el valor del NPSH disponible.

Para el cálculo del NPSH disponible se deben conocer los siguientes valores:

- La carga de presión atmosférica (h_{sp}) se obtiene de la Figura 13 vista en el marco teórico, interpolando para el valor de 4300 msnm resulta 6.06 m.
- La altura de succión (h_s) es 2m. Este valor proviene de las condiciones iniciales.

- La pérdida total en la succión (h_t) se calculó anteriormente, se obtuvo 0.28 m.
- La carga de presión de vapor (h_{vp}), se obtiene de la Figura 14 vista en el marco teórico, interpolando para el valor de 4°C resulta 0.08 m.

Reemplazando los valores en la ecuación 27 para obtener el NPSH disponible:

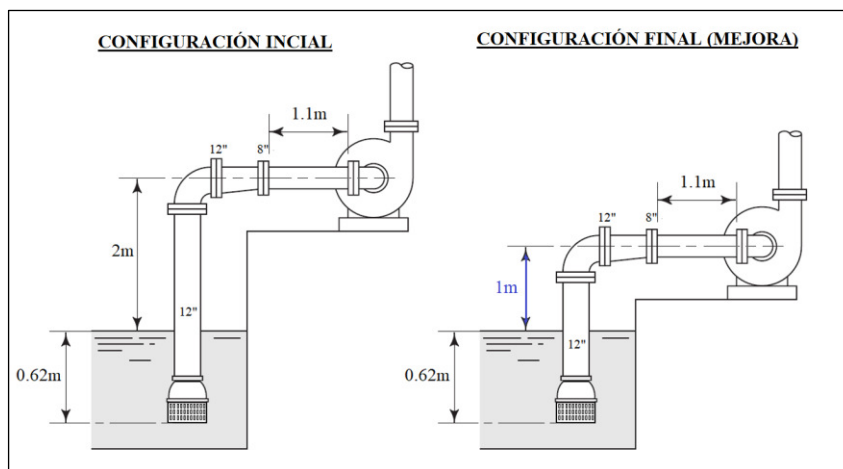
$$NPSH_d = h_{sp} \pm h_s - h_t - h_{vp}$$

$$NPSH_d = 6.06 - 2 - 0.28 - 0.08 = 3.7m$$

Como ya se había mencionado en el marco teórico, uno de los factores que incrementan el NPSH disponible es reduciendo la altura de succión, por lo cual se propone reducir 1m de distancia para mejorar las condiciones y evitar que el equipo trabaje sin problemas de cavitación. Cabe mencionar que al reducir 1m de altura de succión, las pérdidas varían debido a que la longitud de la tubería de la línea de 12", cambia a 1.62 m. Ver Figura 25.

Figura 25

Configuración de Succión Negativa Inicial y Final



Nota. Adaptado de *Mecánica de fluidos* (p. 416), por R. L. Mott, 2006, Pearson Educación.

Recalculando las pérdidas totales para la configuración final se obtiene:

$$h_{Total\ Succión} = h_{Total\ 12''} + h_{Total\ 8''} = (0.009 + 0.221) + 0.046 = 0.28\ m$$

Recalculando el NPSH disponible con la ecuación 27, se tiene:

$$NPSH_d = h_{sp} \pm h_s - h_t - h_{vp}$$

$$NPSH_d = 6.06 - 1 - 0.28 - 0.08 = 4.7m$$

3.5.4. Cálculo de pérdidas de carga en la línea de descarga

3.5.4.1. Tramo de tubería de descarga de 8" en acero Inoxidable

Debido a la configuración de accesorios, y las condiciones iniciales de la Tabla 5, corresponde una línea de 15 m, cuyo diámetro interno ya fue calculado empleando la Figura 5, visto en el marco teórico para tuberías en acero inoxidable ASTM A312, SCH 40. También se ha calculado una velocidad de 3.52 m/s (menor a 4.5 m/s) para este tramo de tubería.

3.5.4.1.1. Cálculo de pérdidas primarias

El procedimiento es el mismo que se realizó para la longitud mínima requerida de tubería recta antes de la entrada de succión. El único valor que varía es la longitud de la tubería que corresponde a 15 metros. Se puede utilizar directamente la ecuación 5 de Darcy-Weisbach manteniendo constante el factor de fricción f calculado.

$$h_f = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g} = 0.0135 * \frac{15}{0.20274} * \frac{(3.52)^2}{2 * (9.81)} = 0.63 m$$

3.5.4.1.2. Cálculo de pérdidas locales

En las condiciones iniciales del apartado 3.3 se presentaron los accesorios que contiene los primeros 15 m de la línea de descarga. Adicionalmente se está considerando un reductor concéntrico para acoplar la bomba a la línea de 8".

Según el manual de Cameron Hydraulic Data (1996), para los accesorios, se ha tomado los valores de K recomendados. Para mayor información sobre estos valores, ver Anexo B.

La Tabla 7 muestra a modo de resumen los valores de K, así como la velocidad asociada a cada diámetro de la línea y las pérdidas de carga en accesorios.

Tabla 7

Accesorios Línea de Descarga para el Tramo de 8"

Accesorio	Material	K	Velocidad (m/s)	h_k (m)
01 Reducción Concéntrica de 8" a 6"	Acero Inox. 304L	0.231	3.52	0.146
01 Codo 90° de 8"	Acero Inox. 304L	0.28	3.52	0.177
01 Válvula Check de 8"	Acero Inox. 316	1.4	3.52	0.883
01 Válvula Compuerta de 8"	Acero Inox. 316	0.11	3.52	0.069
01 Codo 90° de 8"	Acero Inox. 304L	0.28	3.52	0.177
01 Reducción Concéntrica de 10" a 8"	Acero Inox. 304L	0.129	2.23	0.033
01 Reducción Concéntrica de 12" a 10"	Acero Inox. 304L	0.057	1.56	0.007
Suma total de pérdidas por accesorios				1.491

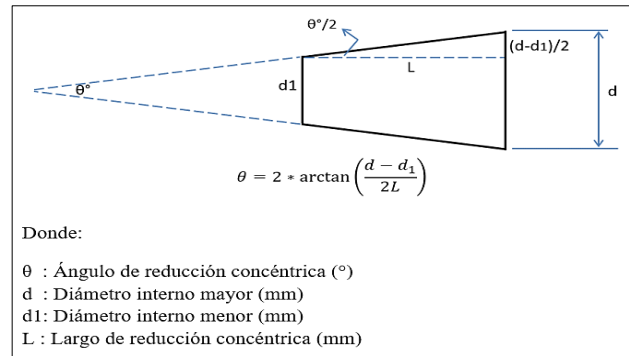
Nota. Resumen de pérdidas secundarias. Elaboración propia.

Para el caso de las reducciones, el valor de K pertenece a una expansión gradual. Al igual que en la línea de succión, se procedió a utilizar la Figura 4 del marco teórico, como referencia del catálogo de Hastinik de la Gama ISO de acero inoxidable para las dimensiones de las reducciones concéntricas.

A modo de ejemplo, se realizará el cálculo del coeficiente K y h_k para la reducción concéntrica de 10" a 8". Para facilitar el cálculo se utilizó un bosquejo para mejor visualización de las dimensiones y el ángulo de la reducción. Ver Figura 26.

Figura 26

Bosquejo Representativo para Reducción Concéntrica



Nota. Elaboración propia.

- Con espesor de 4mm, $d=265\text{mm}$, $d_1=211.1\text{mm}$ y $L=178\text{mm}$, el valor de θ resulta:
17.22° (menor a 45°)

Entonces, usando la ecuación 7:

$$K = \frac{2.6 * \operatorname{sen} \frac{\theta}{2} * \left(1 - \frac{d_1^2}{d^2}\right)^2}{\left(\frac{d_1}{d}\right)^4} = \frac{2.6 * \operatorname{sen} \frac{17.22}{2} * \left(1 - \frac{211.1^2}{265^2}\right)^2}{\left(\frac{211.1}{265}\right)^4} = 0.129$$

- Se tomará como referencia el diámetro interno de 10" de la Figura 5, para tuberías en acero inoxidable ASTM A312, SCH 40. Nuevamente se usarán las ecuaciones (13), (2) y (9).

$$D = D_{ext} - 2e = 273 - 2 * 9.27 = 254.46 \text{ mm} = 0.25446 \text{ m}$$

$$V = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} * D^2} = \frac{0.11356}{\frac{\pi}{4} * (0.25446)^2} = 2.23 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$h_K = K * \frac{V^2}{2g} = 0.129 * \frac{2.23^2}{2 * 9.81} = 0.033 \text{ m}$$

De igual forma se ha realizado el cálculo para otras reducciones concéntricas.

3.5.4.2. Tramo de descarga de 12" en HDPE

Por las condiciones iniciales de la Tabla 5, corresponde una tubería cuya longitud máxima es de 3000 m.

3.5.4.2.1. Cálculo del diámetro interno 12"

Conociendo el SDR y diámetro nominal, es posible calcular el diámetro interior, por lo cual se recurrirá a la Figura 6 del catálogo de PAVCO para tuberías HDPE NTP-ISO 4427.

Empleando la ecuación 13, se determinó el diámetro interior de la tubería HDPE de diámetro 12"

$$D = D_{ext} - 2e = 315 - 2 * 28.6 = 257.80 \text{ mm} = 0.2578 \text{ m}$$

3.5.4.2.2. Cálculo de la velocidad

Con el diámetro interno obtenido, se procede a calcular la velocidad del fluido.

Reemplazando en la ecuación 2, se obtiene:

$$V = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot D^2} = \frac{0.11356}{\frac{\pi}{4} * (0.2578)^2} = 2.18 \frac{m}{s} \quad \left(\text{Menor a } 4.5 \frac{m}{s} \right)$$

3.5.4.2.3. Cálculo de pérdidas primarias

Al igual que en los primeros 15 m, se procedió a calcular de forma secuencial los parámetros de Re , f y h_f .

➤ Cálculo del número de Reynolds mediante la ecuación 3

$$Re = \frac{\rho * V * D}{\mu}$$

$$Re = \frac{1000 * 2.18 * 0.2578}{0.001566} = 358161.32$$

$$Re = 358161.32 > 4000 \text{ (Flujo Turbulento)}$$

- Para la rugosidad absoluta k , se tomó como referencia el valor de 0.0015 mm de la ficha técnica de Tuberías de Polietileno de Alta Densidad, PAVCO (2016)
- Cálculo de factor de fricción f mediante la ecuación 15 de Swamee-Jain:

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{k}{3.7 * D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{0.0015}{3.7 * (257.80)} + \frac{5.74}{(358161.32)^{0.9}} \right) \right]^2} = 0.0140$$

Con:

$$\frac{k}{D} = \frac{0.0015}{257.80} = 5.82 * 10^{-6} \quad y \quad Re = 358161.32 = 3.58 * 10^5$$

$$10^{-6} \leq \frac{k}{D} \leq 10^{-2} \quad y \quad 5 * 10^3 \leq Re \leq 10^8$$

Se verifica que el valor de f mediante la ecuación de Swamee-Jain, está dentro del $\pm 1.0\%$ frente a la ecuación de Colebrook-White.

- Con el valor de f obtenido y con la longitud de 3000 m de tubería de las condiciones iniciales, se calculó el valor de h_f con la ecuación 5 de Darcy-Weisbach

$$h_f = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g} = 0.0140 * \frac{3000}{0.2578} * \frac{(2.18)^2}{2 * (9.81)} = 39.26 \text{ m}$$

La suma total de pérdidas de toda la línea de descarga ($h_{Total \text{ Sución}}$) será igual a:

$$h_{Total \text{ Descarga}} = h_{Total \text{ 8" }} + h_{Total \text{ 12" }} = (0.63 + 1.49) + 39.26 = 41.38 \text{ m}$$

3.5.5. Resumen de pérdidas primarias y locales

Se ordenaron los valores de h_f y h_k para las líneas de succión y descarga separado por tramos a fin de dar a conocer la sumatoria total de pérdidas primarias y secundarias. Estos resultados se muestran en la Tabla 8.

Tabla 8

Suma de Pérdidas Primarias y Locales

Línea	Material	SCH /SDR	Tramo	Diámetro Nominal	Pérdidas Primarias h_f (m)	Pérdidas Locales h_k (m)	Pérdidas Totales (m)
Succión	Acero Inox. 304	40S	1.62 m	12"	0.015	0.221	0.236
Succión	Acero Inox. 304	40S	1.1 m	8"	0.046	0	0.046
Descarga	Acero Inox. 304	40S	15 m	8"	0.63	1.49	2.12
Descarga	HDPE	11	3000 m	12"	39.26	0	39.26
Suma total de Pérdidas (h_L)							41.66

Nota. Elaboración propia.

3.5.6. Cálculo de la Altura Dinámica Total (ADT)

Luego de calcular todas las pérdidas primarias y locales en el sistema de bombeo, se procedió a calcular el ADT del sistema con la ecuación 20. Para ello, se adicionó la diferencia de alturas geodésicas ($z_1 - z_2$) conformado por la altura de descarga de 21m y la altura de succión final mejorada de 1m.

$$ADT = z_1 - z_2 + h_L$$

$$ADT = 22 + 41.66 = 63.66 \text{ m}$$

Con el ADT calculado se concluye que para bombear un caudal de 1800 gpm (113.56 l/s), se debe seleccionar una bomba que garantice una altura de 63.66 m (expresado en términos de presión será equivalente a 6.24 bar o 90.54 psi).

3.5.6.1. Comentarios sobre el cálculo del ADT

Con el ADT expresado como 6.24 bar o 90.54 psi, se puede justificar el uso de las tuberías, válvulas y accesorios como sigue a continuación:

- Para la tubería HDPE Ø12” empleada con SDR 11, se puede seleccionar una tubería PE-100 cuya presión nominal es de 16 bares (PN16) superior a la presión de bombeo, parte de la ficha técnica de esta tubería se encuentra en la Figura 6, presentada en el marco teórico.
- Para la tubería de acero inoxidable ASTM A312 empleada, se puede seleccionar la cédula 40S para las líneas de Ø8” y Ø12” cuyas presiones nominales son 873 y 688 psig respectivamente, superior a la presión de bombeo. Las presiones de trabajo se detallan en el Anexo C.1.
- Con respecto a los accesorios, tales como codos y reducciones, se ha seleccionado en cédula 40S, debido a que la presión de servicio (bar) es superior a la presión de bombeo. Las presiones de servicio para cédula 40S en acero inoxidable se muestran en el Anexo C.2.
- Con respecto a las uniones bridadas, se ha seleccionado las de clase 150, debido a que su valor de presión nominal para esta clase (psig) es superior a la presión de bombeo. Los valores de presión nominal se muestran en el Anexo C.3. Cabe mencionar que se ha propuesto el tipo de conexión bridada debido a la importancia de realizar trabajos de mantenimiento posterior a las tuberías.
- Con respecto a las válvulas, se ha seleccionado las que tengan uniones bridadas de clase 150 por lo expuesto en el punto anterior. Las especificaciones técnicas de las válvulas se muestran en los Anexos C.5, C.6 y C.7.

3.5.7. Construcción de la curva del sistema

El procedimiento de cálculo mostrado, se realizó para diferentes caudales a fin de construir la curva del sistema. Los valores de caudal y altura se muestran en la Tabla 9.

Tabla 9

Valores de Caudal vs ADT

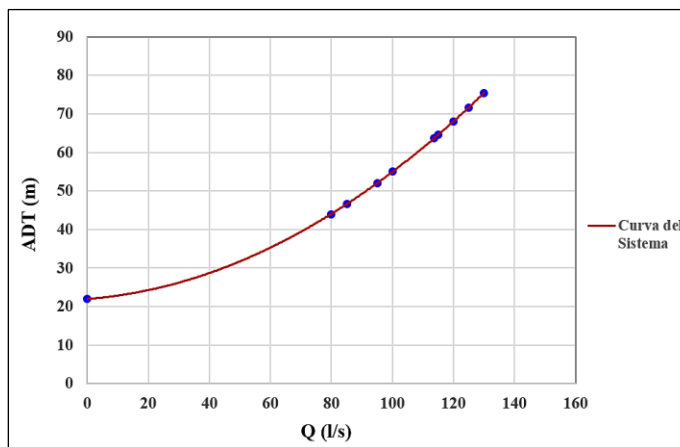
Caudal (l/s)	Altura de Succión (m)	Altura de Descarga (m)	Pérdidas Línea de Succión (m)	Pérdidas Línea de Descarga (m)	ADT (m)
0	1	21	0	0.00	22.00
80	1	21	0.14	21.85	43.99
85	1	21	0.16	24.40	46.55
95	1	21	0.19	29.88	52.07
100	1	21	0.21	32.81	55.02
113.56	1	21	0.28	41.38	63.66
115	1	21	0.28	42.34	64.62
120	1	21	0.31	45.77	68.07
125	1	21	0.33	49.31	71.65
130	1	21	0.36	52.98	75.34

Nota. Elaboración propia

La Figura 27, muestra los valores calculados a diferentes caudales para el sistema.

Figura 27

Valores de Caudal vs ADT



Nota. Elaboración propia

3.5.8. Selección de la electrobomba

Con el punto de operación calculado, se procedió a seleccionar una electrobomba centrífuga horizontal de eje libre que cumpla en el punto de máxima eficiencia o esté cerca de él. Para ello, se consultó con dos catálogos de fabricantes de bombas.

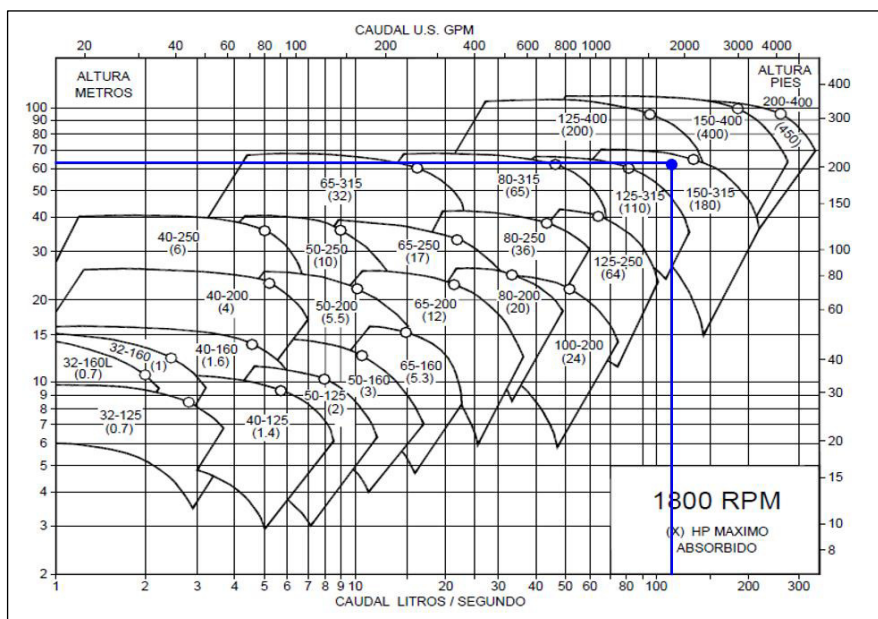
3.5.8.1. Selección de bomba con catálogo del fabricante Hidrostral

3.5.8.1.1. Selección de bomba Hidrostral

Se procedió a ubicar el punto de operación dentro del campo de trabajo según el catálogo de la bomba centrífuga ISO 2858 marca Hidrostral como se muestra en la Figura 28.

Figura 28

Rango de Operación de la bomba Hidrostral ISO 2858 a 60 Hz



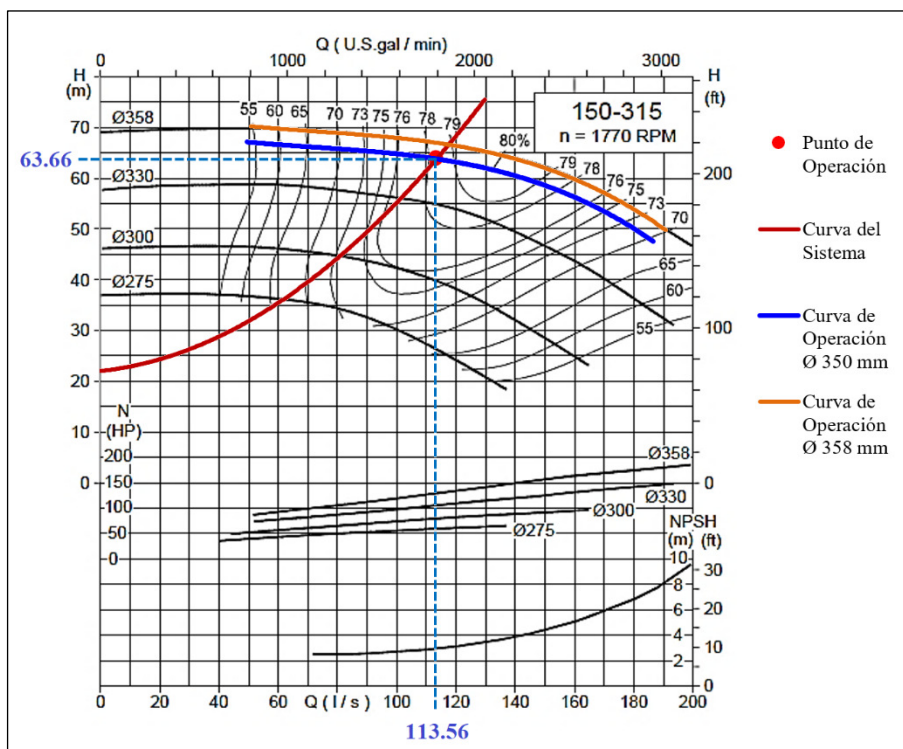
Nota. Adaptado de *Bomba Centrífuga ISO/DIS 2858* (p. 4), por Hidrostral, 2015, (<http://www.hidrostral.com.pe/pdf/catalogos/L1/CATALOGO%20LINEA-1%20EjeLibre2858.pdf>)

Luego de ubicar el punto de operación dentro del rango de trabajo, se seleccionó el modelo 150-315 con velocidad de rotación de 1770 rpm, cuyas curvas características se han graficado para varios caudales, y sobre ellas se realizó la intersección de la curva del sistema con la curva de operación para el diámetro nominal de 358 mm.

El punto que resulta de la intersección de la curva característica (Caudal vs ADT) con el sistema, muestra que para un caudal bombeado de 118 l/s, el equipo puede entregar una altura dinámica total de 66.5 m. Sin embargo, para obtener el punto de operación calculado (113.56 l/s, 63.66 m), se recortó el diámetro del impulsor nominal hasta que la nueva curva pase por dicho punto. Ver Figura 29.

Figura 29

Variación de la Curva Bomba Hidrostral con respecto al diámetro



Nota. Adaptado de *Bomba Centrífuga ISO/DIS 2858* (p. 29), por Hidrostral, 2015, (<http://www.hidrostral.com.pe/pdf/catalogos/L1/CATALOGO%20LINEA-1%20EjeLibre2858.pdf>)

A modo de ejemplo, se proyectó el valor de 116.16 l/s y 66.60 m de la curva con diámetro inicial de impulsor de Ø 358 mm a diámetro de Ø350 mm, con la ecuación 25:

$$\frac{Q}{Q_1} = \sqrt{\frac{H}{H_1}} = \sqrt[3]{\frac{P}{P_1}} = \frac{D}{D_1}$$

Es decir:

$$Q_1 = \frac{D_1}{D} * Q = \frac{350}{358} * 116.16 = 113.56 \text{ l/s}$$

$$H_1 = \left(\frac{D_1}{D}\right)^2 * H = \left(\frac{350}{358}\right)^2 * 66.60 = 63.66 \text{ m}$$

De la Figura 29, para la nueva curva de operación con diámetro Ø350 mm, el punto se desplazó hacia la izquierda, provocando una ligera reducción de la eficiencia a 78.4 % y como consecuencia, un aumento en el consumo de potencia, esto se visualizó al realizar el cálculo de la potencia mecánica con la ecuación 23. Cabe mencionar que el cálculo de potencia incluye la corrección por la gravedad específica relativa para el agua ácida.

$$P_M = \frac{Q * h_A * g * SG * 1.341}{1000 * \eta} = \frac{113.56 * 63.66 * 9.81 * \left(\frac{1050}{1000}\right) * 1.341}{1000 * 0.784} = 127.37 \text{ HP}$$

Como ya se mencionó en el marco teórico, el rango recomendado o región operativa se limita en porcentaje de caudal a la derecha o izquierda del punto BEP en base al número específico de revoluciones. En la Figura 30 se muestran las curvas características graficadas, así como el punto BEP correspondiente a 132.96 l/s y 61.65 m con una velocidad nominal del impulsor de 1770 rpm. Calculando la velocidad específica con la ecuación 24 se tiene:

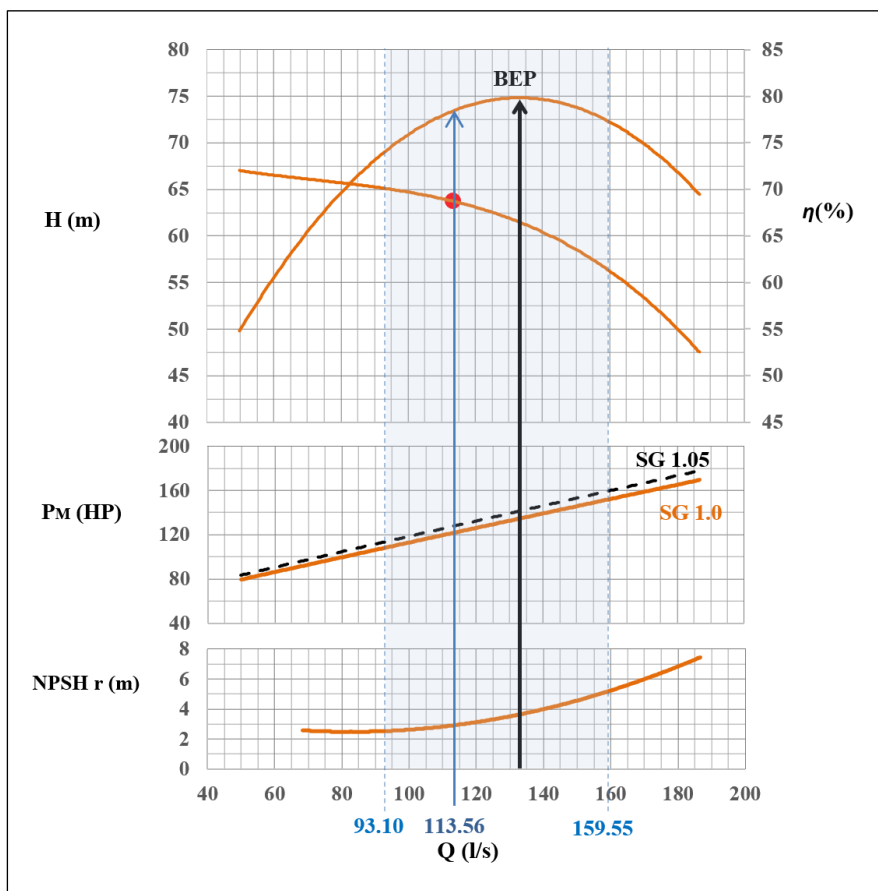
$$n_s = \frac{n * \sqrt{Q}}{h_A^{3/4}}$$

$$n_s = \frac{1770 * \sqrt{0.13296}}{61.65^{3/4}} = 29.33 < 87 (\text{Impulsor Radial})$$

Con la velocidad específica menor a 87, se estableció entre 70% y 120% del caudal asociado al punto BEP, es decir, que la región operativa para que la bomba trabaje está comprendido por 93.10 l/s a 159.55 l/s. Con lo cual el consumo máximo de potencia de la curva se puede limitar hasta 160 HP para la selección del motor eléctrico. Ver Figura 30.

Figura 30

Región Operativa Preferida para Modelo Hidrostral 150-315



Nota. Elaboración propia. Región Operativa Preferida en las Curvas Características de Caudal vs Altura, Eficiencia, Consumo de Potencia y NPSH requerido.

De la Figura 30, para el caudal de 1800 gpm (113.56 l/s), se tiene el valor de NPSH requerido de 3m, lo cual cumple con la condición para que la bomba no entre en cavitación, debido a que el NPSH disponible calculado para la configuración de succión final mejorada resultó un valor igual a 4.7m. Esto se comprueba usando la expresión (28), tal como sigue:

$$NPSH_{disponible} > 1.10 NPSH_{requerido}$$

$$4.7 \text{ m} > 1.10 * 3 \text{ m}$$

$$4.7 \text{ m} > 3.3 \text{ m}$$

Con el modelo Hidrostral seleccionado, se ha identificado que el modelo corresponde a una bomba con diámetro de succión ND 200 mm (8 in) y diámetro de descarga DN 150mm (6 in). Adicionalmente se ha determinado el diámetro del eje de la bomba que servirá para la selección adecuada del acople. Esta longitud corresponde a 48 mm (1.89 in). Ver Figura 31.

Figura 31

Dimensiones de la Bomba ISO 2858 Hidrostral

MODELO	ND1	ND2	a	f	g1	g2	h	h1	h2	j	m1	m2	n1	n2	n3	ø1	ø2	w	EJE				PESO (kg)		
																			d	e1	e2	l			
80-200	125	80	125	500	12	3	430	180	250	65	125	95	345	280	15	15	15	370	32	10	35	80	72		
80-250					15	6	505	225	280														62		
80-315					15	6	565	250	315														118		
100-200	150	100	100	500	12	3	480	200	280	80	160	120	360	280	18	18	18	370	32	10	35	80	79		
125-250					15	6	605	250	355														108		
125-315	150	125	140	530	20	6	635	280	400	100	200	150	500	400	22	22	22	368	42	12	45	110	157		
125-400 (63)							712	715															315	400	225
150-315							670	715															315	450	276
150-400	200	150	160	745	20	6	765	315	450	100	200	200	630	510	140	18	18	500	48	14	52	140	197		
200-400							250	200	225														750	22	875
200-400	250	200	225	750	22	22	875	375	500	130	250	200	630	510	140	18	18	545	60	18	64	140	339		

Nota. Adaptado de *Bomba Centrífuga ISO/DIS 2858* (p. 75), por Hidrostral, 2015,

(<http://www.hidrostral.com.pe/pdf/catalogos/L1/CATALOGO%20LINEA-1%20EjeLibre2858.pdf>)

3.5.8.1.2. Selección de motor eléctrico para bomba Hidrostral

Según la curva de potencia y la región operativa preferida visto en la Figura 30, el consumo máximo corresponde a 160 HP para S.G. 1,05 con una eficiencia de 77.5%. Es decir que se debe seleccionar un motor adecuado para brindar una potencia superior a dicho consumo.

Con el dato de la altitud, es posible determinar el motor adecuado para la aplicación. La temperatura máxima que se está considerando es de 40°C siendo el caso más crítico en motores WEG. Se procedió a calcular la potencia útil para un motor marca WEG con 250 HP de potencia nominal a 4500 msnm (Inmediato superior a 4300 msnm) y 40°C. De acuerdo a la Figura 16 vista en el marco teórico, se obtuvo el factor de multiplicación de 0.76.

Luego, con el factor de multiplicación de 0.76, se calculó la potencia útil de 250 HP con la ecuación 29, resultando:

$$P_u = FM * P_N = 0.76 * 250 = 190 \text{ HP} > 160 \text{ HP}$$

Con 190 HP de potencia Útil a 4300 msnm, el motor de 250 HP a 1000 msnm será el adecuado para la aplicación. De requerirse mayor detalle, así como las dimensiones y el frame del motor, se puede recurrir a la página web de motores WEG ingresando los datos técnicos de selección tales como potencia, frecuencia, voltaje, número de polos, etc.

Luego de ingresar los parámetros necesarios en la página web, se generará una hoja de datos del motor. Ver Figura 32.

Figura 32

Características del Motor Eléctrico de 250 HP


Selección de Motores Eléctricos

Selección del Motor
Datos eléctricos
Curvas
Dibujos 2D/3D

Características

- Carcasa: 447/9T
- Potencia: 250 HP
- Frecuencia: 60 Hz
- Polos: 4
- Rotación nominal: 1780
- Deslizamiento: 1,11 %
- Voltaje nominal: 440 V
- Corriente nominal: 294 A
- Corriente de arranque: 1910 A
- Ip / In: 6,5
- Corriente en vacío: 88,9 A
- Par nominal: 993 Nm
- Par de arranque: 230 %
- Par máxima: 230 %
- Categoría: B
- Clase de aislación: F
- Elevación de temperatura: 80 K
- Tiempo de rotor bloqueado: 15 s (caliente)
- Factor de Servicio: 1,15
- Régimen de servicio: S1
- Temperatura Ambiente: -20°C – +40°C
- Altitud: 1000 m
- Protección: IP55
- Masa aproximada: 1070 kg
- Momento de inercia: 3,7739 kgm²
- Nivel de ruido: 75 dB(A)

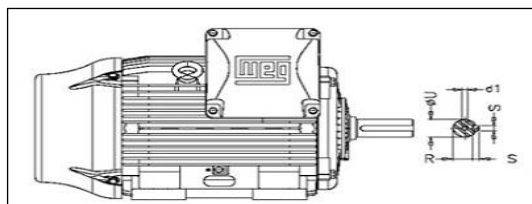


Nota. Adaptado de la página web de WEG, (https://ecatalog.weg.net/tec_cat/tech_motor_sel_web.asp)

Luego se procedió a identificar el diámetro del eje del motor (incluido el canal chavetero) que servirá para la selección adecuada del acople. Para el frame 447/9T, esta longitud “R+S” de la Figura 33, corresponde a 3.755 in (95.38 mm)

Figura 33

Dimensiones de Eje de acuerdo al Frame del Motor de 250 HP



Carcasa	Eje				
	d1	R	S	U	
404/5TS	DUNC 3/4"-10	1.842	0.500	2.125	
404/5T		2.449	0.750	2.875	
444/5TS		2.021	0.625	2.375	
444/5T		2.880	0.875	3.375	
445/7TS		2.021	0.625	2.375	
445/7T		2.880	0.875	3.375	
447/9TS		2.021	0.625	2.375	
L447/9TS		2.021	0.625	2.375	
447/9T		2.880	0.875	3.375	
L447/9T		2.880	0.875	3.375	
504/5TS		2.021	0.625	2.375	
504/5T		3.134	0.875	3.625	
586/7TS		2.021	0.625	2.375	
586/7T		DUNC 7/8"-9	3.312	1.000	3.875
588/9TS		DUNC 3/4"-10	2.021	0.625	2.375
588/9T		DUNC 7/8"-9	3.312	1.000	3.875

Nota. Adaptado del brochure *W22 - Motor Trifásico* (p. 10), por WEG, 2017, (<https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h60/h24/WEG-w22-motor-trifasico-50044029-brochure-spanish-web.pdf>)

3.5.8.1.3. Selección de Acoplamiento Flexible

Como se mencionó en el marco teórico, para determinar el acoplamiento flexible Omega, se puede mediante el siguiente procedimiento:

- Se calculó el Torque nominal con la ecuación 30:

$$T = \frac{63025 * P_N}{n} = \frac{63025 * 250}{1780} = 8851.83 \text{ lb} * \text{inch}$$

- Se multiplicó el factor de servicio (1.0) con el valor del torque calculado, resultando el mismo valor.
- De la Figura 19, se ha seleccionado el tamaño de acople E60, debido a que el valor igual o superior del Torque es 12500 lb*in.

- De la Figura 19, se comprueba que la velocidad nominal 1780 RPM no excede a las 3800 RPM.
- Según la Figura 19, para el modelo E60, ha sido posible utilizar las masas estándar, debido a que los diámetros de eje de la bomba 48 mm (1.89 in) y el motor (3.755 in) no superan al diámetro máximo del agujero interno permitido de 4 in.

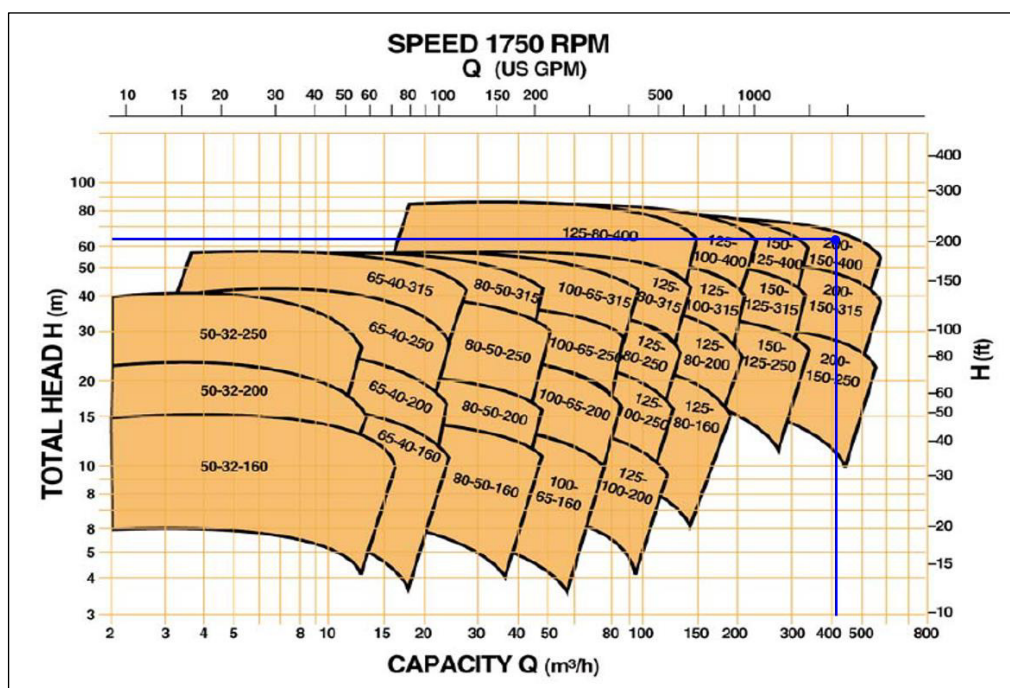
3.5.8.2. Selección de bomba con catálogo del fabricante Goulds

3.5.8.2.1. Selección de bomba Goulds

Se procedió a ubicar el punto de operación dentro del campo de trabajo según el catálogo de la bomba centrífuga IC marca Goulds como se muestra en la Figura 34.

Figura 34

Rango de Operación de la Bomba Goulds IC a 60 Hz



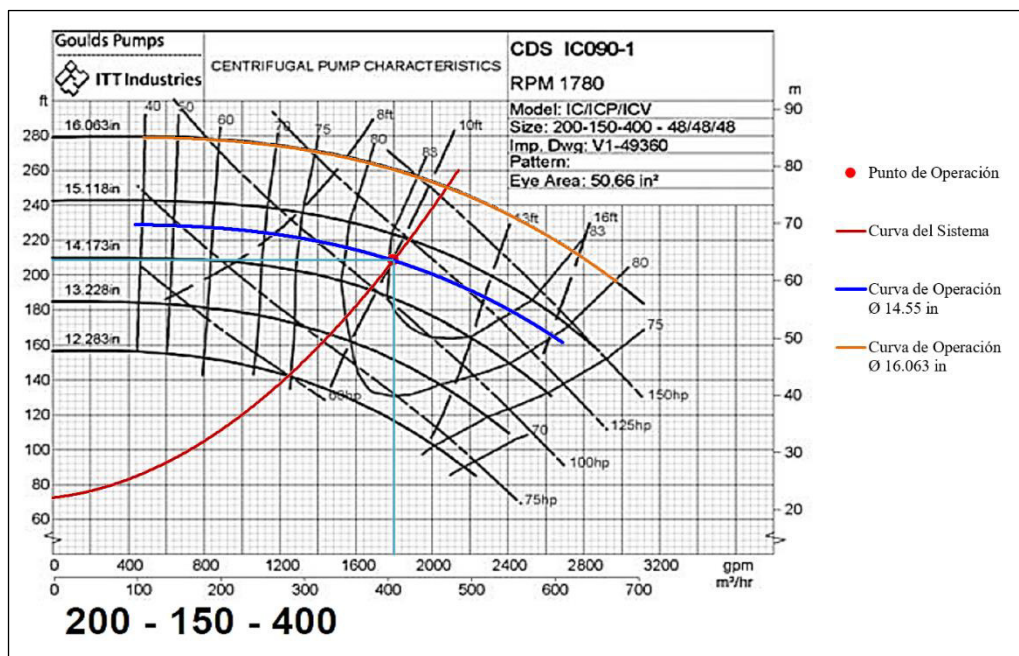
Nota. Adaptado del catálogo *e-GPM Goulds Pumps Manual* (p. 63), por Goulds Pumps, 2006.

Al igual que la bomba Hidrostral, se ubicó el punto de operación dentro del rango de trabajo y se seleccionó el modelo IC de tamaño 200 -150 - 400 con velocidad nominal de 1780 rpm, cuyas curvas características se han graficado para varios caudales, y sobre ellas se realizó la intersección de la curva del sistema con la curva de operación para el diámetro nominal de 16.063 in (408 mm).

El punto que resulta de la intersección de la curva característica (Caudal vs ADT) con el sistema, muestra que para un caudal bombeado de 2080 gpm (131.23 l/s), el equipo puede entregar una altura dinámica total de 250 ft (76.2 m). Sin embargo, para obtener el punto de operación calculado (113.56 l/s, 63.66 m), se recortó el diámetro del impulsor nominal hasta que la nueva curva pase por dicho punto. Ver Figura 35.

Figura 35

Variación de la Curva Bomba Goulds con respecto al diámetro



Nota. Adaptado del catálogo *e-GPM Goulds Pumps Manual* (p. 70), por Goulds Pumps, 2006

Luego se calculó el nuevo punto de operación para el diámetro de impulsor recortado de $\varnothing 14.55$ in (369.57 mm), tomando como base, a modo de ejemplo, el punto 1987.18 gpm (125.37 l/s) y 254.55 ft (77.59 m) de la curva con diámetro de impulsor inicial de $\varnothing 16.063$ in (408 mm).

Con la ecuación 25:

$$\frac{Q}{Q_1} = \sqrt{\frac{H}{H_1}} = \sqrt[3]{\frac{P}{P_1}} = \frac{D}{D_1}$$

Es decir:

$$Q_1 = \frac{D_1}{D} * Q = \frac{369.57}{408} * 125.37 = 113.56 \text{ l/s}$$

$$H_1 = \left(\frac{D_1}{D}\right)^2 * H = \left(\frac{369.57}{408}\right)^2 * 77.59 = 63.66 \text{ m}$$

De la Figura 35, para la nueva curva de operación con diámetro de impulsor de $\varnothing 369.57$ mm, el punto se desplazó hacia la izquierda, provocando una ligera reducción de la eficiencia a 83 % y como consecuencia, un aumento en el consumo de potencia, esto se visualizó al realizar el cálculo de la potencia mecánica con la ecuación 23. El cálculo de potencia incluye la corrección por la gravedad específica relativa para el agua ácida.

$$P_M = \frac{Q * h_A * g * SG * 1.341}{1000 * \eta} = \frac{113.56 * 63.66 * 9.81 * \left(\frac{1050}{1000}\right) * 1.341}{1000 * 0.83} = 120.31 \text{ HP}$$

En la Figura 36 se muestran las curvas características graficadas, así como el punto BEP correspondiente a 132.01 l/s y 60.02 m con una velocidad nominal del impulsor de 1780 rpm.

Calculando la velocidad específica con la ecuación 24 se tiene:

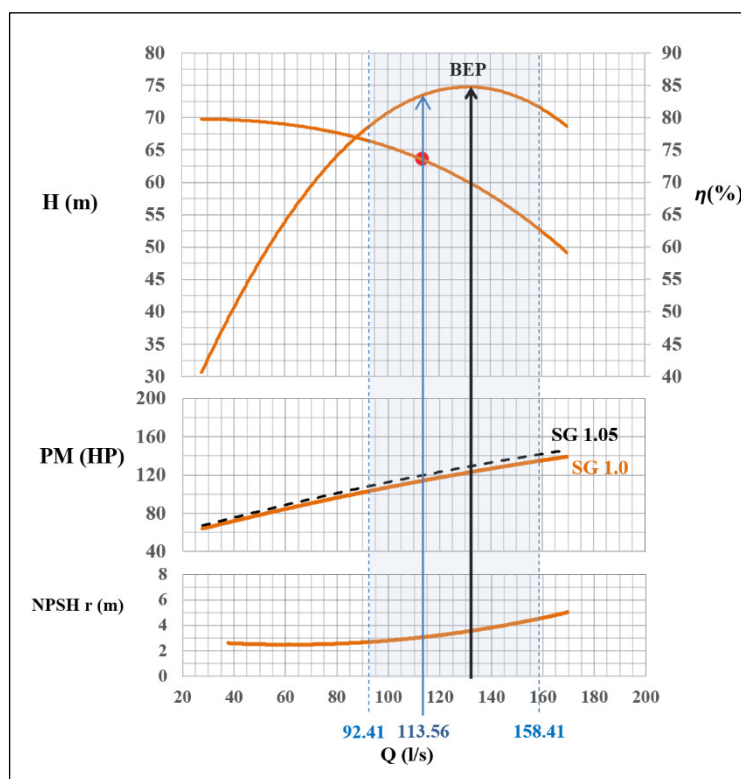
$$n_s = \frac{n * \sqrt{Q}}{h_A^{3/4}}$$

$$n_s = \frac{1780 * \sqrt{0.13201}}{60.02^{3/4}} = 29.99 < 87 (\text{Impulsor Radial})$$

Con la velocidad específica menor a 87, se estableció entre 70% y 120% del caudal asociado al punto BEP, es decir, que la región operativa para que la bomba trabaje está comprendido por 92.41 l/s a 158.41 l/s. Con lo cual el consumo máximo de potencia de la curva se puede limitar hasta 140 HP para la selección del motor eléctrico. Ver Figura 36.

Figura 36

Región Operativa Preferida para Modelo Goulds IC 200-150-400



Nota. Elaboración propia. Curvas Características de Caudal vs Altura, Eficiencia, Consumo de Potencia y NPSH requerido.

De la Figura 36, para el caudal de 1800 gpm (113.56 l/s), se tiene el valor de NPSH requerido de 3.05m, lo cual cumple con la condición para que la bomba no entre en cavitación,

debido a que el NPSH disponible calculado para la configuración de succión final mejorada resultó un valor igual a 4.7m. Esto se comprueba usando la expresión (28) tal como sigue:

$$NPSH_{disponible} > 1.10 NPSH_{requerido}$$

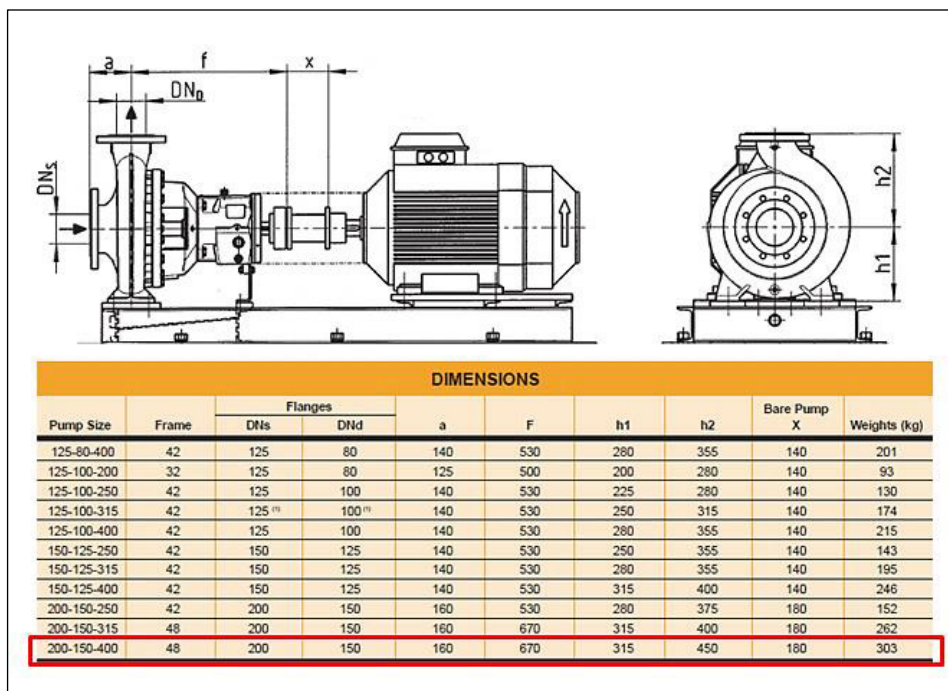
$$4.7 \text{ m} > 1.1 * 3.05 \text{ m}$$

$$4.7 \text{ m} > 3.36 \text{ m}$$

Con el modelo GOULDS IC, 200 - 150 - 400, se ha identificado que el modelo corresponde a una bomba con diámetro de succión DN_s 200 mm (8 in) y diámetro de descarga DN_d 150 mm (6 in). En la Figura 37, se muestran las dimensiones principales, sin embargo, no se muestra el tamaño del eje de la bomba.

Figura 37

Dimensiones por Tamaño de Bomba Goulds IC

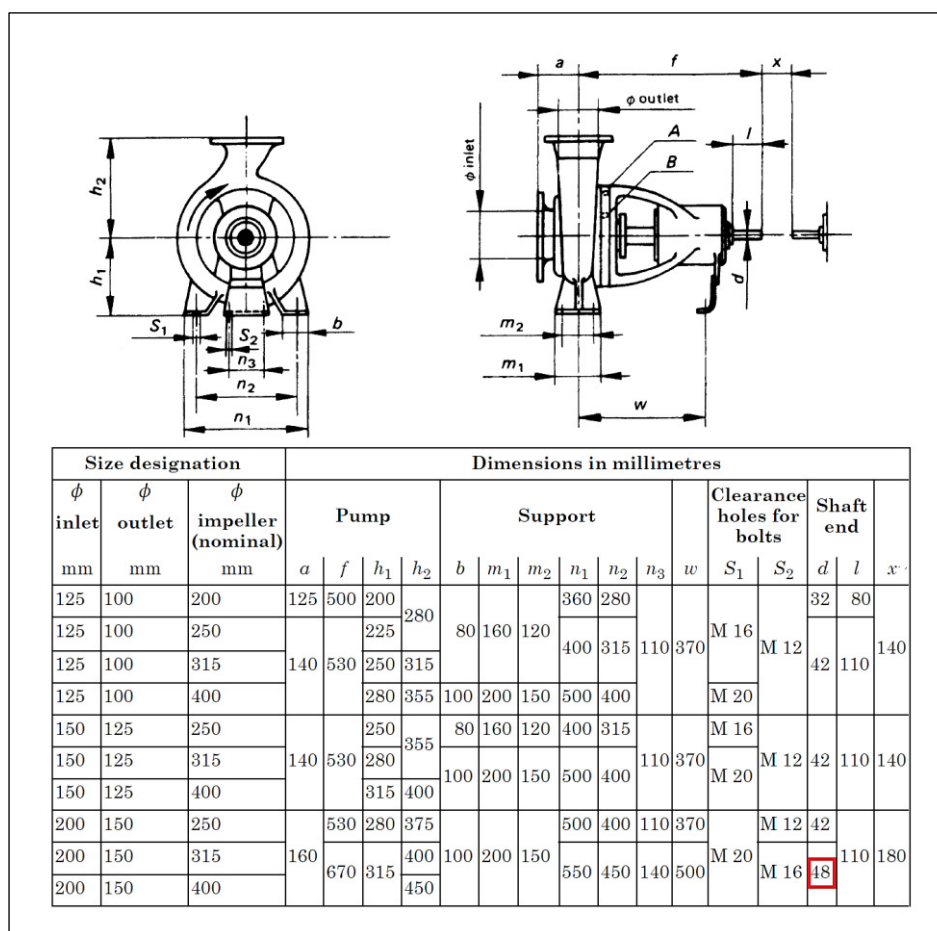


Nota. Adaptado del catálogo *e-GPM Goulds Pumps Manual* (p. 65), por Goulds Pumps, 2006.

Según el catálogo de e-GPM Goulds Pumps (2006), las dimensiones mostradas son de acuerdo a la norma ISO 2858/EN22858, es decir que para obtener el diámetro del eje, se puede recurrir directamente a las dimensiones que indica la norma. En la Figura 38, para el modelo seleccionado, le corresponde un diámetro de 48mm (1.89 in).

Figura 38

Dimensiones por Modelo de Bomba ISO 2858



Nota. Adaptado de ISO 2858:1975 End-suction centrifugal pumps (rating 16 bar) - Designation, nominal duty point and dimensions (p. 2), por International Organization for Standardization, 1975.

3.5.8.2.2. Selección de motor eléctrico para bomba Goulds

Según la curva de potencia y la región operativa preferida, el consumo máximo corresponde a 140 HP para S.G. 1,05 con una eficiencia de 81.6%. Es decir que se debe seleccionar un motor adecuado para brindar una potencia superior a dicho consumo.

A diferencia de la bomba Hidrostal 150-315, cuya selección fue usando un motor de 250 HP, para la bomba Goulds IC se procedió a calcular la potencia útil para un motor marca WEG con 200 HP de potencia nominal a 4500 msnm (Inmediato superior a 4300 msnm) y 40°C. De acuerdo a la Figura 16 vista en el marco teórico, se obtuvo el factor de multiplicación de 0.76.

Luego, con el factor de multiplicación de 0.76, se calculó la potencia útil de 200 HP con la ecuación 29, resultando:

$$P_u = FM * P_N = 0.76 * 200 = 152 \text{ HP} > 140 \text{ HP}$$

Con 152 HP de potencia Útil a 4300 msnm, el motor de 200 HP a 1000 msnm será el adecuado para la aplicación. De requerirse mayor detalle, así como las dimensiones y el frame del motor, se puede recurrir a la página web de motores WEG ingresando los datos técnicos de selección tales como potencia, frecuencia, voltaje, número de polos, etc.

Luego de ingresar los parámetros necesarios en la página web, se generará una hoja de datos con el frame seleccionado para el motor. Ver Figura 39.

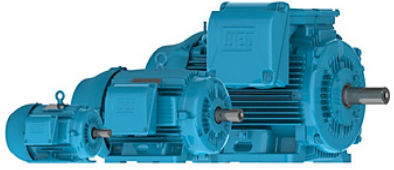
Figura 39

Características del Motor Eléctrico de 200 HP

Selección del Motor
Datos eléctricos
Curvas
Dibujos 2D/3D

Características

- Carcasa: **445/7T**
- Potencia: **200 HP**
- Frecuencia: **60 Hz**
- Polos: **4**
- Rotación nominal: **1785**
- Deslizamiento: **0,83 %**
- Voltaje nominal: **440 V**
- Corriente nominal: **240 A**
- Corriente de arranque: **1640 A**
- Ip / In: **6,8**
- Corriente en vacío: **73,2 A**
- Par nominal: **803 Nm**
- Par de arranque: **230 %**
- Par máxima: **250 %**
- Categoría: **B**
- Clase de aislación: **F**
- Elevación de temperatura: **80 K**
- Tiempo de rotor bloqueado: **16 s (caliente)**
- Factor de Servicio: **1,15**
- Régimen de servicio: **S1**
- Temperatura Ambiente: **-20°C – +40°C**
- Altitud: **1000 m**
- Protección: **IP55**
- Masa aproximada: **950 kg**
- Momento de inercia: **3,2118 kgm²**
- Nivel de ruido: **73 dB(A)**

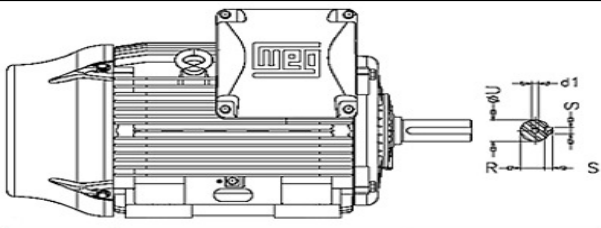


Nota. Adaptado de la página web de *WEG*, (https://ecatalog.weg.net/tec_cat/tech_motor_sel_web.asp)

Luego que la página web haya seleccionado el frame del motor según los datos ingresados, se procedió a identificar el diámetro del eje del motor (incluido el canal chavetero) que servirá para la selección adecuada del acople. Para el frame 445/7T, esta longitud “R+S” de la Figura 40, corresponde a 3.755 in (95.38 mm)

Figura 40

Dimensiones de Eje de acuerdo al Frame del Motor de 200 HP



Carcasa	Eje			
	d1	R	S	U
404/5TS		1.842	0.500	2.125
404/5T		2.449	0.750	2.875
444/5TS		2.021	0.625	2.375
444/5T		2.880	0.875	3.375
445/7TS		2.021	0.625	2.375
445/7T		2.880	0.875	3.375
447/9TS	DUNC 3/4"-10	2.021	0.625	2.375
L447/9TS			0.625	
447/9T		2.880	0.875	3.375
L447/9T				
504/5TS		2.021	0.625	2.375
504/5T		3.134	0.875	3.625
586/7TS		2.021	0.625	2.375
586/7T	DUNC 7/8"-9	3.312	1.000	3.875
588/9TS	DUNC 3/4"-10	2.021	0.625	2.375
588/9T	DUNC 7/8"-9	3.312	1.000	3.875

Nota. Adaptado del brochure *W22 - Motor Trifásico* (p. 10), por WEG, 2017, (<https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h60/h24/WEG-w22-motor-trifasico-50044029-brochure-spanish-web.pdf>)

3.5.8.2.3. Selección de Acoplamiento Flexible

Al igual que con la bomba Hidrostral, se seguirá con el mismo procedimiento anteriormente descrito, tal como sigue:

- Se calculó el Torque nominal con la ecuación 30:

$$T = \frac{63025 * P_N}{n} = \frac{63025 * 200}{1785} = 7061.62 \text{ lb} * \text{in}$$

- Se multiplicó el factor de servicio (1.0) con el valor del torque calculado resultando el mismo valor.
- De la Figura 19, se ha seleccionado el tamaño de acople E50, debido a que el valor igual o superior del Torque es 7650 lb*in.

- De la Figura 19, se comprueba que la velocidad nominal 1785 RPM no excede a las 4200 RPM.
- Con respecto a la masa para el lado de la bomba, cumple con el estándar de la Figura 19, debido a que el eje 48 mm (1.89 in) no supera al diámetro máximo del agujero interno permitido de 3.63 in.
- Con respecto al lado del motor, el diámetro del eje 95.38 mm (3.755 in) supera al diámetro máximo del agujero interno permitido por la masa estándar (3.63 in) según la Figura 19. Sin embargo, el catálogo del fabricante menciona que para el mismo tamaño E50 existen capacidades más grandes de perforación con canales chaveteros de poca profundidad. Según la Figura 20, el tamaño E50 presenta un agujero máximo admisible de 4 in interno. Con esta observación, el acoplamiento seleccionado viene a ser el correcto.

CAPÍTULO 4 – RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Resultados obtenidos en la línea de succión

Ha sido fundamental conocer el sistema en donde irá instalada la electrobomba seleccionada, así como su recorrido y accesorios. Sin embargo, debido a que no se conoce el detalle de la línea de succión de la bomba, se ha planteado la configuración de esta línea en base a las recomendaciones de los estándares de bombas ANSI/HI así como de otras fuentes, esta información ha permitido proponer una alternativa de solución al disminuir la altura de succión, a fin de reducir el riesgo de presentarse problemas de cavitación. La Tabla 10 muestra un resumen de los resultados obtenidos para varios caudales.

Tabla 10

Resultados en la Línea de Succión

Caudal (l/s)	Tramo 12" – 1.62 m		Tramo 8" – 1.1 m	Pérdidas Totales Succión (m)
	Pérdidas primarias (m)	Pérdidas Locales (m)	Pérdidas primarias (m)	
80.00	0.005	0.109	0.024	0.14
85.00	0.006	0.123	0.027	0.16
95.00	0.007	0.154	0.033	0.19
100.00	0.008	0.171	0.037	0.21
113.56	0.009	0.220	0.046	0.28
115.00	0.010	0.226	0.047	0.28
120.00	0.010	0.246	0.051	0.31
125.00	0.011	0.27	0.055	0.33
130.00	0.012	0.29	0.059	0.36

Nota. Elaboración propia.

4.2. Resultados obtenidos por el cálculo de ADT para diferentes caudales

Luego de aplicar las ecuaciones fundamentales para el cálculo de pérdidas de energía, se obtuvieron los valores de caudal y ADT para construir la curva del sistema tal y como se muestra en la Tabla 11. Sin embargo, ha sido necesario realizar los cálculos con agua a 4°C como fluido de trabajo debido a su practicidad y baja cantidad de sólidos en suspensión. Posteriormente se ha realizado la corrección de la curva de consumo de potencia incluyendo la gravedad específica del agua ácida.

Tabla 11

Resultados de ADT para Diferentes Valores de Caudal

Caudal (l/s)	Altura de Succión (m)	Altura de Descarga (m)	Pérdidas Línea de Succión (m)	Pérdidas Línea de Descarga (m)	ADT (m)
0	1	21	0	0.00	22.00
80	1	21	0.14	21.85	43.99
85	1	21	0.16	24.40	46.55
95	1	21	0.19	29.88	52.07
100	1	21	0.21	32.81	55.02
113.56	1	21	0.28	41.38	63.66
115	1	21	0.28	42.34	64.62
120	1	21	0.31	45.77	68.07
125	1	21	0.33	49.31	71.65
130	1	21	0.36	52.98	75.34

Nota. Elaboración propia

4.3. Resultados por la selección de la bomba y análisis de NPSH requerido

De la selección de los equipos, se observa que el NPSH requerido es menor al NPSH disponible calculado (4.7 m), sin embargo, se debe limitar la curva de operación a fin de evitar que los equipos operen muy a la derecha de dicho punto y las bombas entren en riesgo de

cavitación. Cabe mencionar que cada fabricante tiene su propio diseño que hace posible un menor consumo de potencia. Ver Tabla 12.

Tabla 12

Cuadro Comparativo con Parámetros Calculados

	Hidrostral 150-315	Goulds IC 200-150-400
Caudal	113.56 l/s	113.56 l/s
ADT	63.66 m	63.66 m
Diámetro del Impulsor (Recortado)	350 mm	369.57 mm
Velocidad	1770 rpm	1780 rpm
Consumo Potencia (SG =1.05)	127.37 HP	120.31 HP
Eficiencia	78.40%	83.00%
NPSH d	4.7 m	4.7 m
NPSH r	3 m	3.05 m

Nota. Comparativo de parámetros calculados para las bombas Hidrostral y Goulds

Elaboración propia, en base a los cálculos y catálogos de *Bomba Centrífuga ISO/DIS 2858* (p. 29), por Hidrostral, 2015 y *e-GPM Goulds Pumps Manual* (p. 70), por Goulds Pumps, 2006.

4.4. Resultados obtenidos al emplear las leyes de afinidad

Al aplicar las leyes de semejanza en las bombas Hidrostral y Goulds, por reducción del diámetro del impulsor, se obtuvieron los valores correspondientes en las Tabla 13 y 14. Estos resultados obtenidos son de ayuda como predicción del comportamiento de las curvas, sin embargo, estos valores se deben corroborar con la simulación por parte del diseñador o fabricante del equipo.

Tabla 13*Reducción del Diámetro del Impulsor – Bomba Hidrostral 150-315*

Ø Inicial	358	mm					
Puntos	Q (l/s)	ADT (m)	P _H (HP)	S.G.	P _M (HP)	η(%)	
1	51.00	70.00	46.96	1.00	85.39	55.00	
2	70.00	69.50	64.00	1.00	98.46	65.00	
3	89.00	68.50	80.20	1.00	109.86	73.00	
4	100.00	67.60	88.93	1.00	117.01	76.00	
5	110.00	67.00	96.95	1.00	124.30	78.00	
6	116.16	66.60	101.77	1.00	129.15	78.80	
7	136.00	64.50	115.40	1.00	144.25	80.00	
8	153.00	61.50	123.78	1.00	156.69	79.00	
9	160.00	60.00	126.29	1.00	161.91	78.00	
10	170.00	57.00	127.47	1.00	167.73	76.00	
11	176.00	55.00	127.34	1.00	169.79	75.00	
12	183.00	52.50	126.39	1.00	173.14	73.00	
13	191.00	50.00	125.63	1.00	179.47	70.00	
Ø Final	350	mm					
Puntos	Q (l/s)	ADT (m)	P _H (HP)	S.G.	P _M (HP)	NPSH _r (m)	η(%)
1	49.86	66.91	43.89	1.05	84.40		54.60
2	68.44	66.43	59.80	1.05	97.21	2.50	64.60
3	87.01	65.47	74.94	1.05	108.39	2.50	72.60
4	97.77	64.61	83.10	1.05	115.42	2.70	75.60
5	107.54	64.04	90.60	1.05	122.59	2.80	77.60
6	113.56	63.66	95.10	1.05	127.37	3.00	78.40
7	132.96	61.65	107.83	1.05	142.24	3.60	79.60
8	149.58	58.78	115.67	1.05	154.52	4.50	78.60
9	156.42	57.35	118.01	1.05	159.68	4.90	77.60
10	166.20	54.48	119.12	1.05	165.44	5.60	75.60
11	172.07	52.57	118.99	1.05	167.49	6.20	74.60
12	178.91	50.18	118.10	1.05	170.81	6.80	72.60
13	186.73	47.79	117.40	1.05	177.11	7.50	69.60

Nota. Variación de parámetros hidráulicos debido a la reducción del diámetro nominal del impulsor para la bomba Hidrostral modelo 150-315

Elaboración propia en base a los cálculos y catálogo de *Bomba Centrífuga ISO/DIS 2858* (p. 29), por Hidrostral, 2015.

Tabla 14*Reducción del Diámetro del Impulsor– Bomba Goulds IC 200-150-400*

Ø Inicial		408 mm							
Puntos	Q(gpm)	Q (l/s)	ADT(ft)	ADT(m)	P _H (HP)	S.G.	P _M (HP)	η(%)	
1	485.00	30.60	279.00	85.04	34.23	1.00	85.58	40.00	
2	660.00	41.64	279.00	85.04	46.58	1.00	93.17	50.00	
3	885.00	55.84	277.00	84.43	62.02	1.00	103.36	60.00	
4	1190.00	75.08	274.00	83.52	82.49	1.00	117.84	70.00	
5	1400.00	88.33	271.00	82.60	95.98	1.00	127.97	75.00	
6	1670.00	105.36	264.00	80.47	111.53	1.00	139.42	80.00	
7	1920.00	121.14	256.00	78.03	124.34	1.00	149.81	83.00	
8	1987.18	125.37	254.55	77.59	127.97	1.00	153.44	83.80	
9	2310.00	145.74	240.00	73.15	140.25	1.00	165.00	85.00	
10	2740.00	172.87	213.00	64.92	147.64	1.00	177.88	83.00	
11	2970.00	187.38	197.00	60.05	148.02	1.00	185.02	80.00	
Ø Final		369.57 mm							
Puntos	Q(gpm)	Q (l/s)	ADT(ft)	ADT(m)	P _H (HP)	S.G.	P _M (HP)	NPSH _r (m)	η(%)
1	439.32	27.72	228.92	69.77	25.44	1.05	68.15		39.20
2	597.83	37.72	228.92	69.77	34.62	1.05	73.89		49.20
3	801.64	50.58	227.28	69.27	46.09	1.05	81.75		59.20
4	1077.91	68.01	224.81	68.52	61.30	1.05	93.02		69.20
5	1268.13	80.01	222.35	67.77	71.33	1.05	100.94	2.56	74.20
6	1512.70	95.44	216.61	66.02	82.89	1.05	109.89	2.74	79.20
7	1739.15	109.73	210.05	64.02	92.41	1.05	118.05	2.99	82.20
8	1800.00	113.56	208.86	63.66	95.11	1.05	120.31	3.05	83.00
9	2092.42	132.01	196.92	60.02	104.24	1.05	129.98	3.60	84.20
10	2481.91	156.59	174.76	53.27	109.73	1.05	140.17	4.42	82.20
11	2690.25	169.73	161.64	49.27	110.01	1.05	145.84	5.03	79.20

Nota. Variación de parámetros hidráulicos debido a la reducción del diámetro nominal del impulsor para la bomba Goulds modelo IC 200-150-400

Elaboración propia en base a los cálculos y catálogo de *e-GPM Goulds Pumps Manual* (p. 70), por Goulds Pumps, 2006.

4.5. Análisis y discusión por la selección de los equipos

Después de resolver las ecuaciones fundamentales para el cálculo del sistema de bombeo, se han seleccionado los equipos de acuerdo al punto de operación obtenido, sin embargo, luego de buscar un amplio catálogo de fabricantes de bombas, sólo las marcas Hidrostral y Goulds son las que más se adaptaban con la solicitud y esto es debido a que el punto de operación está dentro de la Región Operativa Preferida (P.O.R.) y relativamente cerca al caudal de máxima eficiencia. Adicionalmente cada fabricante tiene su propia recomendación de materiales adecuados para la presente aplicación. Como se trata de bombear agua ácida (PH 2.4 – 4.0), se debe optar por material en acero inoxidable. El cuadro comparativo de materiales se detalla en la Tabla 15.

Tabla 15

Cuadro Comparativo de materiales

	Hidrostral	Goulds
	150-315	IC 200-150-400
Caja	AISI-316	316SS
Impulsor	AISI-316	316SS
Perno de Impulsor	AISI-316	Dúplex SS
Eje	AISI-316	SS 1.4021
Anillo de desgaste	AISI-316	-
Bocina de Eje	AISI-316	Dúplex SS 1.4462
Pieza Intermedia	AISI-316	316SS
Caja de Rodamientos	A48CL30B	Cast Iron

Nota. Comparativo de materiales para las bombas Hidrostral y Goulds

Elaboración propia en base a los catálogos de *BOMBA CENTRÍFUGA ISO/DIS 2858* (p. 2), por Hidrostral, 2015 y *e-GPM Goulds Pumps Manual* (p. 64), por Goulds Pumps, 2006.

CAPÍTULO 5 – CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

- a. Se analizaron las condiciones iniciales del sistema y se propuso la configuración para la línea de succión, obteniendo los valores de pérdida de carga según se mostró en la Tabla 10. Al observar los resultados en el tramo de 12", se concluye que, para longitudes muy cortas, las pérdidas primarias pueden llegar a ser inferiores a las pérdidas secundarias.
- b. Se logró calcular las pérdidas primarias y locales del sistema para determinar el ADT (Altura Dinámica Total), tomando como punto de partida un caudal de 1800 gpm (113.56 l/s), es decir que para bombear dicho caudal se debe seleccionar una electrobomba que pueda garantizar una altura de 63.66 m.
- c. De los resultados obtenidos en la Tabla 11, se observó que las pérdidas aumentan conforme se incrementa el caudal, por tal motivo se concluye que la curva del sistema se puede construir repitiendo el mismo procedimiento de cálculo de pérdidas para diferentes caudales.
- d. Se ha seleccionado la electrobomba centrífuga horizontal de eje libre de acuerdo a los resultados obtenidos para la construcción de la curva del sistema, eligiéndose una bomba que opera a 1800 rpm. Para el presente trabajo, se propuso dos opciones, según los catálogos de los fabricantes Hidrostral (modelo 150-315) y Goulds Pumps (modelo IC 200-150-400). Para ambos equipos se aplicaron las leyes de afinidad con respecto a la variación del diámetro del impulsor con la finalidad de predecir el comportamiento de las curvas características (Caudal vs ADT) de las bombas al pasar

por el punto de operación calculado. También se logró realizar el comparativo entre NPSH requerido (3 a 3.05 m) y disponible (4.7 m), llegando a la conclusión de que para la presente aplicación el equipo no presentará problemas de cavitación, siempre y cuando trabaje en el punto calculado.

- e. De los resultados obtenidos en las Tabla 13 y 14 para el consumo de potencia de las bombas, se ha limitado el consumo máximo dentro de la Región Operativa Preferida (P.O.R.), llegando a la conclusión de que para el modelo Hidrostral 150-315 se requiere un motor de 250 HP y para el modelo Goulds IC 200-150-400 se requiere un motor de 200 HP. Adicionalmente, para ambos modelos se ha calculado el torque nominal de sus motores, concluyendo que para los motores de 200 y 250 HP se recomiendan acoplamientos flexibles tipo E60 y E50 respectivamente.

5.2. Recomendaciones

- a. Se recomienda realizar una visita a campo para un mejor análisis de las condiciones de operación, así como la toma de datos no considerados en el presente trabajo, con la finalidad de hacer algún recálculo y un mejor ajuste en la propuesta técnica de selección del equipo.
- b. Para determinar la potencia nominal del motor adecuado, se recomienda considerar la corrección de la curva de consumo de potencia por la densidad real del fluido, en caso que se haya realizado el cálculo con agua, debido a que este parámetro varía de forma proporcional a su gravedad específica.
- c. Para la selección adecuada de bombas de eje libre, se debe consultar varios catálogos de reconocidos fabricantes en donde se muestren las curvas características que

- permitan identificar el punto de operación, así como los materiales adecuados para la presente aplicación, con la finalidad de evaluar opciones de costo - beneficio.
- d. Debido a que el equipo trabajará a 4300 msnm, se recomienda reducir la altura de aspiración en instalaciones de succión negativa, ya que, a mayor altitud de trabajo, la carga de presión atmosférica se reduce, aumentando el riesgo de que la bomba trabaje con presencia de cavitación.

REFERENCIAS

- Bombas Ideal, S. A. (s.f.). *Datos Técnicos de Hidráulica - Bombas*. Consultado el 25 de octubre de 2022. <https://www.bombasideal.com/wp-content/uploads/2022/03/HIDRAULICA-NEWSLETTER-10.pdf>
- Bombas Ideal, S. A. (s.f.). *Serie RNI - GNI*. Consultado el 15 de mayo de 2022. <https://www.bombasideal.com/wp-content/uploads/2018/11/400-CAT-RNI-GNI-50-60-Hz-D-081018.pdf>
- Castillo, L., Satalaya, C., Paredes, U., Encalada, M., Zamora, J. y Cuadros, G. (2021). *Pasivos ambientales mineros en el Perú: Resultados de la auditoría de desempeño sobre gobernanza para el manejo integral de los PAM*. Documento de Política en Control Gubernamental. Contraloría General de la República. Lima, Perú. https://doc.contraloria.gob.pe/estudios-especiales/documento_trabajo/2021/PAM_FINAL_25-08-21.pdf
- Cengel, Y. A. y Cimbala, J. M. (2006). *Mecánica de Fluidos Fundamentos y Aplicaciones* (1ª ed.). McGraw-Hill/Interamericana Editores, S.A. de C.V.
- Congreso de la República. (2004). *Ley N° 28271. Ley que regula los pasivos ambientales de la actividad minera*. Diario Oficial El Peruano. <https://leyes.congreso.gob.pe/Documentos/Leyes/28271.pdf>
- Fiorella Representaciones S.A.C. (s.f.). *Tubos de Acero Inoxidable Soldables Sin Costura (NON ERW) ASTM A312 SCH 10S / 40S / 80S*. Consultado el 10 de noviembre de 2021. <https://www.fiorellarepre.com.pe/FichaTecnica/806014.pdf>
- Goulds Pumps. (2006). *e-GPM Goulds Pumps Manual-ITT*.
- Hastinik S.A. (s.f.). *Gama ISO de acero inoxidable*. Consultado el 15 abril de 2022. http://www.grupohastinik.com/wp-content/uploads/2018/06/Catalogo_Hastinik_ISO-02-15.pdf
- Hernández Sampieri, R., Fernández Collado, C. y Baptista Lucio, M. (2014). *Metodología de la Investigación* (6ta. ed.). McGraw-Hill/Interamericana Editores, S.A. de C.V.
- Hidrostal S A. (2015). *Bomba Centrífuga ISO/DIS 2858*.
- Hydraulic Institute . (2009). *American National Standard for Rotodynamic Pumps - for Pump Piping (ANSI/HI 9.6.6)*.

- Hydraulic Institute. (2012). *American National Standard for Rotodynamic (Centrifugal and Vertical) Pumps - Guideline for Allowable Operating (ANSI/HI 9.6.3)*.
- International Organization for Standardization. (1975). *ISO 2858:1975 End-suction centrifugal pumps (rating 16 bar) - Designation, nominal duty point and dimensions*.
- Jara Tirapegui, W. (1998). *Máquinas Hidráulicas*. W&H Editores.
- KSB Compañía Sudamericana de Bombas S.A. (2002). *Manual de Entrenamiento - Selección y Aplicación de bombas Centrífugas*.
- Leon Arellano, A. (2021). *Diseño de un sistema de bombeo de agua recuperada de la descarga de relave para reducir el consumo de agua fresca en una unidad minera en Quiaca-Puno 2021* [Tesis de grado, Universidad Nacional del Callao]. Repositorio Institucional. <http://hdl.handle.net/20.500.12952/6195>
- Mataix, C. (1986). *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas* (2ª ed.). Ediciones del Castillo, S. A.
- McCabe, W. L., Smith, J. C., & Harriott, P. (1991). *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química* (4ª ed.). McGraw-Hill/Interamericana de España, S.A.U.
- Mexichem Perú S.A. (2016). *Sistema completo de tuberías y conexiones de Polietileno de Alta Densidad para abastecimiento de agua*. PAVCO. <https://cormaplast.pe/wp-content/uploads/2017/07/PAVCO-POLIETILENO-HDPE..pdf>
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas* (4ª ed.). Pearson Educación.
- Mott, R. L. (2006). *Mecánica de fluidos* (6ª ed.). Pearson Educación.
- Munson, B., Young, D. y Okiishi, T. (1999). *Fundamentos de Mecánica de Fluidos* (1ª ed.). Limusa, S.A. de C.V.
- Murillo Hernandez, W. J. (s.f.). *La investigación científica*. Consultado el 15 de septiembre de 2021. <https://www.monografias.com/trabajos15/invest-cientifica/invest-cientifica.shtml>
- Rexnord. (2022). *Omega Elastomeric Couplings - Catalog*. https://es.rexnord.com/contentitems/techlibrary/documents/4000_catalog?lang=es-mx
- Rocha Felices, A. (2007). *Hidraulica de Tuberías y Canales*.
- Shames, I. H. (1995). *Mecánica de Fluidos* (3ª ed.). McGraw-Hill Interamericana, S. A.
- Solano Mendoza, B. (2016). *Diseño de un sistema de bombeo en paralelo para la conducción de agua potable del cárcamo 2 al cárcamo 3 de la planta agrícola oriental D.F.* [Tesis de


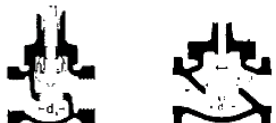



- grado, Instituto Politécnico Nacional]. Repositorio Institucional.
<https://tesis.ipn.mx/handle/123456789/17450>
- Swamee, P. y Jain, A. (1976). Explicit Equations for Pipe-Flow Problems. *Journal of the Hydraulics Division*, 657-664.
- TROMBA S.A. (2016). *RTNL-N Bombas Centrífugas Aplicaciones para Líquidos sin Sólidos*.
https://www.tromba-sa.com.ar/pdf/flyer_rtl-n_low-res.pdf
- Ventura Cabanillas, M. (2021). *Diseño de un sistema de bombeo para la evacuación de aguas subterráneas en reemplazo del sistema existente, en la mina Islay del distrito de Huallay de la región Pasco* [Tesis de grado, Universidad Nacional Mayor de San Marcos].
Repositorio Institucional. <https://hdl.handle.net/20.500.12672/17598>
- WEG. (2017). *W22 Motor Trifásico*.
<https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h60/h24/WEG-w22-motor-trifasico-50044029-brochure-spanish-web.pdf>
- WEG. (2021). *Guía de Especificación - Motores Eléctricos*.
<https://static2.weg.net/medias/downloadcenter/h32/hc5/WEG-motores-eletricos-guia-de-especificacao-50032749-brochure-portuguese-web.pdf>
- Westaway, C. R. y Loomis, A. W. (1984). *Cameron Hydraulic Data*. Ingersoll-Rand Woodcliff Lake.
- White, F. (2008). *Mecánica de Fluidos* (6ª ed.). McGraw-Hill.

ANEXOS


Anexo A. Cuadro de consistencia



TÍTULO	PROBLEMA	OBJETIVOS	VARIABLES	METODOLOGÍA
Metodología para la selección de una electrobomba centrífuga para extraer agua ácida de una relavera ubicada a 4300 msnm.	GENERAL ¿Cómo se va a desarrollar la metodología para la selección de una electrobomba centrífuga para extraer agua ácida de una relavera ubicada a 4300 msnm.?	GENERAL Desarrollar la metodología para la selección de una electrobomba centrífuga para extraer agua ácida de una relavera ubicada a 4,300 m.s.n.m.	Independiente X= Desarrollo de metodología Dependiente Y= Seleccionar una electrobomba centrífuga	Enfoque Aplicativo. Diseño no experimental de tipo transeccional.
	ESPECÍFICOS ¿Cuáles son las condiciones de operación que conforman al sistema instalado para realizar la selección?	ESPECÍFICOS Analizar las condiciones del sistema instalado para realizar la selección.	Independiente X= Condiciones del sistema instalado	
	¿Cuál será el valor de la Altura Dinámica Total (ADT) tomando como punto de partida un caudal de 1800 gpm de acuerdo a las condiciones iniciales del sistema?	Calcular la Altura Dinámica Total (ADT) tomando como punto de partida un caudal de 1800 gpm de acuerdo a las condiciones iniciales del sistema.	Independiente X= Caudal y condiciones iniciales del sistema Dependiente Y= Altura Dinámica Total (ADT)	
	¿Cómo se obtendrá la curva del sistema para varios caudales?	Obtener la curva del sistema para varios caudales.	Independiente X= Caudal Dependiente Y= Curva del sistema	
	¿Cuál será la bomba adecuada para la aplicación y que asegure que el equipo no presentará problemas de cavitación.?	Seleccionar la bomba adecuada para la aplicación y realizar el comparativo la Altura Neta Positiva de Aspiración (NPSH) para asegurar que el equipo no presentará problemas de cavitación.	Independiente X= Seleccionar la bomba adecuada Dependiente Y= Realizar el comparativo la Altura Neta Positiva de Aspiración (NPSH)	
	¿Cuál será el valor del consumo de potencia por la electrobomba centrífuga para la selección adecuada del motor eléctrico y acoplamiento?	Calcular el consumo de potencia por la electrobomba centrífuga para la selección adecuada del motor eléctrico y acoplamiento.	Independiente X= Cálculo del consumo de potencia Dependiente Y= Selección adecuada del motor eléctrico y acoplamiento	

Anexo B. Factor por accesorios K según el libro de Cameron Hydraulic Data

Fitting	L/D	Nominal pipe size											
		1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2-3	4	6	8-10	12-16	18-24
		K value											
 <p>Gate Valves</p>	8	0.22	0.20	0.18	0.18	0.15	0.15	0.14	0.14	0.12	0.11	0.10	0.10
 <p>Globe Valves</p>	340	9.2	8.5	7.8	7.5	7.1	6.5	6.1	5.8	5.1	4.8	4.4	4.1
 <p>Angle Valves</p>	55	1.48	1.38	1.27	1.21	1.16	1.05	0.99	0.94	0.83	0.77	0.72	0.66
 <p>Angle Valves</p>	150	4.05	3.75	3.45	3.30	3.15	2.85	2.70	2.55	2.25	2.10	1.95	1.80
 <p>Ball Valves</p>	3	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04

Friction of Water (Continued)
Friction Loss in Pipe Fittings
 Resistance coefficient K (use in formula $h_f = K \frac{V^2}{2g}$)


Fitting	Type of bend	L/D	Nominal pipe size											
			½	¾	1	1¼	1½	2	2½-3	4	6	8-10	12-16	18-24
			K value											
90° Bends. Pipe bends, flanged elbows, butt welded elbows 	r/d = 1	20	0.54	0.50	0.46	0.44	0.42	0.38	0.36	0.34	0.30	0.28	0.26	0.24
	r/d = 2	12	0.32	0.30	0.28	0.26	0.25	0.23	0.22	0.20	0.18	0.17	0.16	0.14
	r/d = 3	12	0.32	0.30	0.28	0.26	0.25	0.23	0.22	0.20	0.18	0.17	0.16	0.14
	r/d = 4	14	0.38	0.35	0.32	0.31	0.29	0.27	0.25	0.24	0.21	0.20	0.18	0.17
	r/d = 6	17	0.46	0.43	0.39	0.37	0.36	0.32	0.31	0.29	0.26	0.24	0.22	0.20
	r/d = 8	24	0.65	0.60	0.55	0.53	0.50	0.46	0.43	0.41	0.36	0.34	0.31	0.29
	r/d = 10	30	0.81	0.75	0.69	0.66	0.63	0.57	0.54	0.51	0.45	0.42	0.39	0.36
	r/d = 12	34	0.92	0.85	0.78	0.75	0.71	0.65	0.61	0.58	0.51	0.48	0.44	0.41
	r/d = 14	38	1.03	0.95	0.87	0.84	0.80	0.72	0.68	0.65	0.57	0.53	0.49	0.46
	r/d = 16	42	1.13	1.05	0.97	0.92	0.88	0.80	0.76	0.71	0.63	0.59	0.55	0.50
	r/d = 18	46	1.24	1.15	1.06	1.01	0.97	0.87	0.83	0.78	0.69	0.64	0.60	0.55
	r/d = 20	50	1.35	1.25	1.15	1.10	1.05	0.95	0.90	0.85	0.75	0.70	0.65	0.60

Fitting	L/D	Minimum velocity for full disc lift		Nominal pipe size											
		general ft/sec†	water ft/sec	½	¾	1	1¼	1½	2	2½-3	4	6	8-10	12-16	18-24
				K value*											
 Swing check valve	100	35 \sqrt{V}	4.43	2.7	2.5	2.3	2.2	2.1	1.9	1.8	1.7	1.5	1.4	1.3	1.2
	50	48 \sqrt{V}	6.08	1.4	1.3	1.2	1.1	1.1	1.0	0.9	0.9	.75	.70	.65	.6
 Foot valve with strainer hinged disc	75	35 \sqrt{V}	4.43	2.0	1.9	1.7	1.7	1.7	1.4	1.4	1.3	1.1	1.1	1.0	.90

Anexo C.1. Presión de trabajo para tubos de acero Inoxidable ASTM A312

Presión de Trabajo para Tubos de Acero Inoxidable Soldables Sin Costura (NON ERW) ASTM A312 304 / 304L SCH 40S / 80S																								
TEMPERATURE °C.		- 254 to 149	204	260	315	343	371	399	427	454	482	510	538	565	593	621	649	676	704	732	760	788	815	
MAX. STRESS		20000	18700	17500	16400	16200	16000	15600	15200	14900	14600	14400	13800	12200	9700	7700	6000	4700	3700	2900	2300	1800	1400	
NOM. PIPE SIZE	SCH. NO.	NOM. WALL	ALLOWABLE WORKING PRESSURES PSIG																					
			4	40S 80S	.237 .337	1231 1751	1165 1657	1091 1552	1032 1468	1010 1436	995 1415	981 1394	959 1363	944 1342	877 1248	730 1038	575 818	465 661	376 535	295 419	236 336	192 273	155 220	125 178
5	40S 80S	.258 .375	1084 1576	1026 1491	961 1397	909 1321	890 1293	877 1274	864 1255	844 1227	831 1208	773 1123	643 934	506 738	409 595	331 481	260 377	208 302	169 245	136 198	110 160	71 104	65 94	58 85
6	40S 80S	.280 .432	988 1525	935 1442	876 1351	828 1278	811 1251	799 1232	787 1214	769 1187	757 1169	704 1086	586 904	462 712	373 575	302 466	237 365	189 292	154 237	124 192	101 155	65 100	59 91	53 82
8	40S 80S	.322 .500	873 1355	826 1262	774 1201	732 1136	716 1112	706 1096	695 1079	679 1055	669 1039	622 966	517 603	408 633	329 511	267 414	209 325	167 260	136 211	110 170	89 138	57 89	52 81	47 73
10	40S 80S	.385 .500	794 1087	751 1029	704 984	665 912	651 892	642 879	632 866	618 847	608 833	586 775	471 645	371 508	299 410	242 332	190 260	152 208	124 169	100 137	81 111	52 72	48 65	43 59
12	40S 80S	.375 .500	688 917	651 867	609 813	576 769	564 752	556 741	548 730	535 714	527 703	490 653	408 544	321 428	259 346	210 280	165 220	132 176	107 143	86 115	70 93	45 60	41 55	37 49
14	40S 80S	.375 .500	626 835	593 790	555 740	525 700	514 685	506 675	499 665	488 650	480 640	446 595	371 495	293 390	236 315	191 255	150 200	120 160	98 130	79 105	64 85	41 55	38 50	34 45
16	40S 80S	.375 .500	548 731	518 691	486 648	459 613	450 599	443 591	438 582	427 569	420 560	390 521	325 433	256 341	207 276	167 223	131 175	105 140	85 114	69 92	56 74	36 48	33 44	30 39
18	40S 80S	.375 .500	487 649	461 614	432 576	408 544	400 533	394 525	388 517	379 506	373 498	347 463	289 385	228 303	184 245	149 198	117 156	93 124	76 101	61 82	50 66	32 43	29 39	26 35

Anexo C.2. Presión máxima de servicio para cédula 40 en acero inoxidable

																				
PRESION MAXIMA DE SERVICIO PARA SCHEDULES 40S Y 80S ACERO INOXIDABLE																				
PRESIÓN DE SERVICIO MAXIMO ADMISIBLE SEGUN LOS DIAMETROS NOMINALES EN BAR																				
Temperatura	Variedades	Limite Max. trabajo	1"		2"		3"		4"		5"		6"		8"		10"		12"	
			Sch.	Sch.	Sch.	Sch.	Sch.	Sch.	Sch.	Sch.	Sch.	Sch.	Sch.	Sch.	Sch.	Sch.	Sch.	Sch.	Sch.	Sch.
Co	AISI	h/bar	40S	80S	40S	80S	40S	80S	40S	80S	40S	80S	40S	80S	40S	80S	40S	80S	40S	80S
-29°a +38°	304	12,705	242	334	151	218	143	202	121	175	106	157	96	151	85	134	77	107	66	89
	321-347	12,705	242	334	151	218	143	202	121	175	106	157	96	151	85	134	77	107	66	89
	316(2)	12,705	242	334	151	218	143	202	121	175	106	157	96	151	85	134	77	107	66	89
93°	304	11,280	215	297	134	193	127	180	108	156	94	139	86	134	75	119	67	95	59	79
	321-347	12,705	242	334	151	218	143	202	121	175	106	157	96	151	85	134	77	107	66	89
	316(2)	12,705	242	334	151	218	143	202	121	175	106	157	96	151	85	134	77	107	66	89
149°	304	10,165	193	267	120	174	114	162	97	140	85	126	77	121	68	107	61	85	53	71
	321-347	11,520	219	303	137	198	130	183	110	159	96	142	87	137	77	121	70	97	60	81
	316(2)	12,130	231	319	144	208	137	193	116	167	101	150	92	145	81	128	73	102	63	85
204°	304	9,250	176	243	110	159	104	147	88	128	77	114	70	110	62	97	56	77	48	65
	321-347	10,705	204	282	127	184	121	170	102	148	89	132	81	128	71	113	65	90	56	75
	316(2)	11,860	226	312	141	203	134	189	113	164	99	147	90	141	79	125	75	99	62	83
260°	304	8,470	161	223	100	145	95	135	81	117	71	105	64	101	56	89	51	71	44	59
	321-347	10,300	196	271	122	177	116	164	98	142	86	127	78	123	69	108	62	86	54	72
	316(2)	11,655	222	307	138	200	131	186	111	161	97	144	88	139	78	123	71	98	61	82
316°	304	7,860	149	207	93	135	88	125	75	108	66	97	59	94	52	83	47	66	41	55
	321-347	10,095	192	266	120	173	114	161	96	139	84	125	77	120	67	106	61	85	53	71
	316(2)	11,585	220	305	127	199	130	184	110	160	97	143	88	138	77	122	70	97	61	81
343°	304	7,590	144	200	90	130	85	121	72	105	63	94	57	90	51	80	46	63	40	53
	321-347	10,060	191	265	119	172	113	160	96	139	84	124	76	120	67	106	61	84	52	71
	316(2)	11,555	220	304	137	198	130	184	110	159	96	143	88	138	77	122	70	97	60	81
371°	304	7,320	139	193	87	125	82	116	70	101	61	90	55	87	49	77	44	61	38	51
	321-347	10,030	191	264	119	172	113	160	96	138	84	124	76	119	67	106	61	84	52	70
	316(2)	11,520	219	303	137	198	130	183	110	159	96	142	87	137	77	121	70	97	60	81

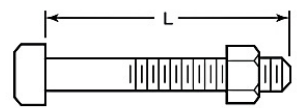
Anexo C.3. Valores de presión y temperatura de bridas comunes

Chromalox Technical Documents														
Información Técnica														
Temp. (°F)	Clase 150 (presión en psig)							Clase 300 (presión en psig)						
	Número de grupo del material B-16.5													
	1.1	1.9	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	1.1	1.9	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5
	Acero al carbón	Acero de aleación*	Aceros austeníticos					Acero al carbón	Acero de aleación*	Aceros austeníticos				
		Tipo 304	Tipo 316	Tipo 304L 316L	Tipo 321	Tipo 347, 348			Tipo 304	Tipo 316	Tipo 304L 316L	Tipo 321	Tipo 347, 348	
-20 a														
100	285	290	275	275	230	275	275	740	750	720	720	600	720	720
200	260	260	235	240	195	235	245	675	710	600	620	505	610	635
300	230	230	205	215	175	210	225	655	675	530	560	455	545	590
400	200	200	180	195	160	190	200	635	660	470	515	415	495	555
500	170	170	170	170	145	170	170	600	640	435	480	380	460	520
600	140	140	140	140	140	140	140	550	605	415	450	360	435	490
650	125	125	125	125	125	125	125	535	590	410	445	350	430	480
700	110	110	110	110	110	110	110	535	570	405	430	345	420	470
750	95	95	95	95	95	95	95	505	530	400	425	335	415	460
800	80	80	80	80	80	80	80	410	510	395	415	330	415	455

Anexo C.4. Características de la brida clase 150 en acero inoxidable



Brida Anillo (Slip On) Acero Inoxidable 304L / 316L ANSI B16.5 RF Clase 150



Perno con tuerca



Hilo corrido con tuerca

Alto de punto (Nota 1)




Unidades en mm

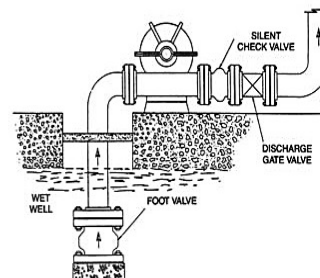
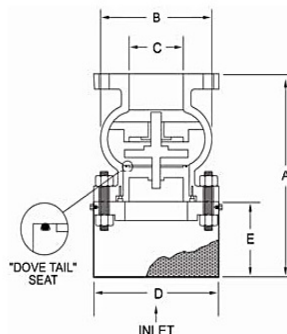
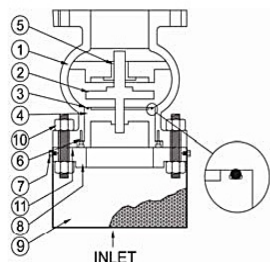
Medida Nominal		Dia. Exterior de Brida (O)	Espesor de Brida (C)	Dia. del Eje a la Base (X)	Dia. del Eje a los Agujeros (K)	Largo a través de Eje (Y)	Raised Face (RF)	Dia. de Raised Face (R)	Dia. de Agujero (B)	Dia. Agujeros	Núm. de Agujeros	Kgs. Aprox.	Dia. de Pernos		Largo de Pernos (L)		
															Hilo Corrido		Perno
													(pulg.)	(mm)	2mm Raised Face	Ring Joint	
1/2"	12	88.9	11.1	30.2	60.4	15.7	1.5	35.0	22.3	15.7	4	0.4	1/2	13	55	...	50
3/4"	18	98.5	12.7	38.1	69.8	15.7	1.5	42.9	27.6	15.7	4	0.7	1/2	13	65	...	50
1"	25	107.9	14.2	49.2	79.2	17.5	1.5	50.8	34.5	15.7	4	0.8	1/2	13	65	75	55
1 1/4"	31	117.3	15.7	58.6	88.9	20.5	1.5	63.5	43.1	15.7	4	1.1	1/2	13	70	85	55
1 1/2"	38	127.0	17.5	65.0	98.5	22.3	1.5	73.1	49.5	15.7	4	1.4	1/2	13	70	85	65
2"	50	152.4	19.0	77.7	120.6	25.4	1.5	91.9	61.9	19.0	4	2.2	5/8	16	85	95	70
2 1/2"	63	177.8	22.3	90.4	139.7	28.4	1.5	104.6	74.6	19.0	4	3.6	5/8	16	90	100	75
3"	75	190.5	23.8	107.9	152.4	30.2	1.5	127.0	90.6	19.0	4	4.1	5/8	16	90	100	75
4"	100	228.6	23.8	134.8	190.5	33.2	1.5	157.2	116.0	19.0	8	5.6	5/8	16	90	100	75
5"	125	254.0	23.8	163.5	215.9	36.5	1.5	185.6	143.7	22.3	8	6.3	3/4	19	95	110	85
6"	150	279.4	25.4	192.0	241.3	39.6	1.5	215.9	170.6	22.3	8	7.5	3/4	19	100	115	85
8"	200	342.9	28.4	246.1	298.4	44.4	1.5	269.7	221.4	22.3	8	12.6	3/4	19	110	120	90
10"	250	406.4	30.2	304.8	361.9	49.2	1.5	323.8	276.3	25.4	12	18.5	7/8	22.5	115	125	100
12"	300	482.6	31.7	365.2	431.8	55.6	1.5	381.0	327.1	25.4	12	28.0	7/8	22.5	120	135	100
14"	350	533.4	35.0	400.0	476.2	57.1	1.5	412.7	359.1	28.4	12	36.0	1	25.5	135	145	115
16"	400	596.9	36.5	457.2	539.7	63.5	1.5	469.9	410.4	28.4	16	46.0	1	25.5	135	145	115
18"	450	635.0	39.6	504.9	577.8	68.3	1.5	533.4	461.7	31.7	16	50.0	1 1/8	28.5	145	160	125
20"	500	698.5	42.9	558.8	635.0	73.1	1.5	584.2	513.0	31.7	20	64.0	1 1/8	28.5	160	170	140
24"	600	812.8	47.7	663.4	749.3	82.5	1.5	692.1	615.9	35.0	20	89.0	1 1/4	32	170	185	150

Anexo C.5. Ficha técnica de válvula de pie

FOOT VALVES
Steel / Stn. Stl.



Model 150FVFS – Steel
Model 150FVFSS – Stn. Stl.



FEATURES

- Inexpensive way to maintain pump prime
- Designed for installation at the bottom of a pump suction line, inside a wet well
- 1/8" perforated 304SS screen material as standard. Other meshes, perforations and materials are available upon request
- Class 150 raised face flanges in accordance with ASME B16.5
- "Dove Tail" resilient seating

RATINGS

PMO (maximum operating press.) 150FVFS: 285 psi @ 100°F
250 psi @ 250°F

PMO (maximum operating press.) 150FVFSS: 275 psi @ 100°F
245 psi @ 250°F


MATERIALS

Part	Model 150FVFS (Carbon Steel)	Model 150FVFSS (Stainless Steel)
(1) Body	A216-WCB	A351-CF8M 316SS
(2) Plug	A351-CF8M 316SS	A351-CF8M 316SS
(3) Seal	Buna-N	Viton
(4) Seat	A351-CF8M 316SS	A351-CF8M 316SS
(5) Bushing	316 Stainless Steel	316 Stainless Steel
(6) Set Screw	N/A	N/A
(7) Screen Retainer	300 Series Stainless Steel	300 Series Stainless Steel
(8) Ring Plate	A105 Carbon Steel	A182 Stainless Steel
(9) Screen	304 Stainless Steel	304 Stainless Steel
(10) Bolting	A193-B7/194-2H Cbn. Stl.	A193-B8/A194-8 Stn. Stl.
(11) Gasket	Rubber	Viton

DIMENSIONS AND WEIGHTS

Size		DIMENSIONS										Flow		Weight	
		A		B		C		D		E		Coefficient (Cv)	kg	lbs	
mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in				
50	2	273	10-3/4	121	4-3/4	51	2	152	6	111	4-3/8	61	10.4	23	
65	2-1/2	295	11-5/8	140	5-1/2	64	2-1/2	178	7	114	4-1/2	94	15.4	34	
80	3	295	11-5/8	162	6-3/8	76	3	191	7-1/2	102	4	140	19.5	43	
100	4	321	12-5/8	229	9	102	4	229	9	102	4	246	30.0	66	
125	5	372	14-5/8	254	10	127	5	254	10	127	5	388	43.1	95	
150	6	422	16-5/8	279	11	152	6	279	11	152	6	556	54.5	120	
200	8	527	20-3/4	394	15-1/2	203	8	343	13-1/2	181	7-1/8	989	97.6	215	
250	10	645	25-3/8	457	18	254	10	406	16	229	9	1561	152.1	335	
300	12	791	31-1/8	533	21	305	12	483	19	273	10-3/4	2241	238.8	526	

Anexo C.6. Ficha técnica de válvula Check

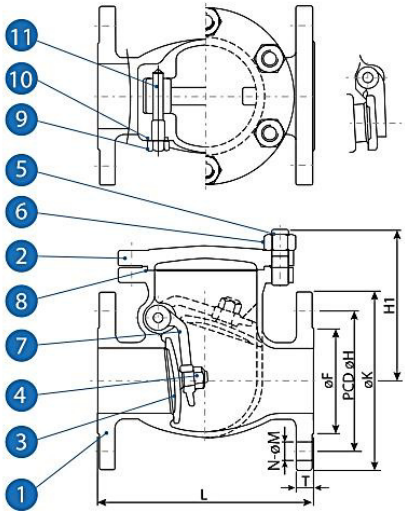


* Reference photo

CHECK SWING VALVE FLANGED CLASS 150 CF8M (316)

DESIGN FEATURES:

End type: Flange end
 Face to face: ANSI/ASME B16.10
 Flange dimensions: ANSI/ASME B16.5 #150
 Wall thickness: ANSI/ASME B16.34
 Pressure/temperature ratings in
 Accordance with ASME/ASTM B16.34
 Test standard: API 598



Fiorella Representaciones S.A.C. Importador y distribuidor autorizado de válvulas SUN en territorio latinoamericano.


MATERIAL LIST

PART	PART NAME	MATERIAL	QTY.
1	BODY	ASTM A351 Gr. CF8M	1
2	COVER	ASTM A351 Gr. CF8M	1
3	DISC	ASTM A351 Gr. CF8M	1
4	DISC NUT	ASTM A194 Gr. 8	1
5	COVER BOLT	ASTM A193 Gr. B8	4-12
6	COVER NUT	ASTM A194 Gr.8	4-12
7	ARM	ASTM A351 Gr. CF8M	1
8	GASKET	PTFE	1
9	PLUG	SS316	1
10	PLUG GASKET	SS304	1
11	HINGE PIN	SS316	1

DIMENSIONS (mm)

SIZE	L	H1	K	H	F	T	M	N	CV FACTOR	WEIGHT (Kg)
2"	203	123	152	120.5	92	15.9	19.0	4	70	17
2 1/2"	216	134	178	139.5	105	17.5	19.0	4	120	21
3"	241	148	190	152.5	127	19.1	19.0	4	170	29
4"	292	158	229	190.5	157	23.9	19.0	8	250	42
5"	330	192	254	216.0	186	23.9	22.3	8	470	59
6"	356	223	279	241.5	216	25.4	22.3	8	1100	68
8"	495	283	343	298.5	270	28.6	22.3	8	2000	118
10"	622	318	406	362.5	324	30.2	25.4	12	3300	197
12"	698	357	483	432.0	381	31.8	25.4	12	4900	302

Anexo C.7. Ficha técnica de válvula Compuerta



* Reference photo

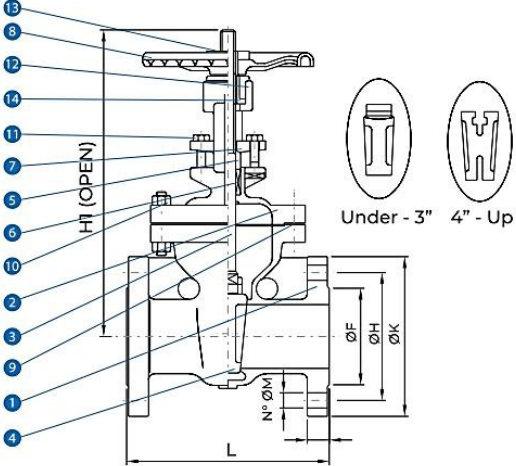
GATE VALVE FLANGED CLASS 150 CF8M (316)

DESIGN FEATURES:

Rising stem
O.S. & yoke, flexible wedge
End type: flange end
Face to face: ANSI/ASME B16.5
Wall thickness: ANSI/ASME B16.34
Pressure/temperature ratings in accordance with ASME B16.34
Test standard: API 598

MATERIAL LIST

#	PART NAME	MATERIAL	QTY.
1	BODY	ASTM A351 Gr. CF8M	1
2	BONNET	ASTM A351 Gr. CF8M	1
3	STEM	ASTM 276 Gr. 316	1
4	DISC	ASTM A351 Gr. CF8M	1
5	GLAND	ASTM A351 Gr. CF8	1
6	GLAND PACKING	PTFE	1
7	GLAND FLANGE	ASTM A351 Gr. CF8	1
8	HAND WHEEL	ASTM A536 Gr. B65-45-12	1
9	GASKET	PTFE	1
10	BONNET BOLT/NUT	ASTM A 193 Gr. B8 / ASTM A194 Gr. 8	4-16
11	GLAND BOLT/NUT	ASTM A 193 Gr. B8 / ASTM A194 Gr. 8	2
12	YOKE SLEEVE	BRONZE	1
13	HAND WHEEL NUT	STEEL	1
14	YOKE SLEEVE NUT	SS304	1



Fiorella Representaciones S.A.C. Importador y distribuidor autorizado de válvulas SUN en territorio latinoamericano.

DIMENSIONS (mm)

SIZE	L	H1	K	H	F	T	M	N	CV FACTOR	WEIGHT (Kg)
1/2"	108	204	100	60.5	35	11.2	15.7	4	19	3.40
3/4"	117	209	100	70.0	43	11.2	15.7	4	36	4.50
1"	127	229	100	79.5	51	11.2	15.7	4	57	5.50
1 1/4"	140	270	117	89.0	64	14.3	15.7	4	100	6.50
1 1/2"	165	283	140	98.5	73	14.3	15.7	4	120	9.00
2"	178	332	160	120.5	92	15.9	19.0	4	140	11.50
2 1/2"	190	397	180	139.5	105	17.5	19.0	4	240	18.00
3"	203	439	200	152.5	127	19.1	19.0	4	360	20.00
4"	229	518	224	190.5	157	23.9	19.0	8	580	30.00
5"	254	621	250	216.5	186	23.9	22.3	8	950	44.00
6"	267	714	280	241.5	216	25.4	22.3	8	2400	56.00
8"	292	914	300	298.5	270	28.6	22.3	8	4200	82.00
10"	330	1108	355	362.0	324	30.2	25.4	12	6800	132.00
12"	356	1553	600	432.0	381	31.8	25.4	12	9900	196.50

Anexo D.1. Características generales de la bomba Hidrostral ISO 2858




100-200

BOMBA CENTRIFUGA ISO 2858

DESCRIPCION GENERAL

La bomba centrífuga ISO 2858 es una bomba fabricada según los estándares de la ISO. Esto garantiza intercambiabilidad de piezas, facilidad de reparación y mantenimiento y una sustitución perfecta con las bombas de otros fabricantes sin necesidad de cambios en la instalación. Un mínimo de componentes, y una construcción simple y robusta garantizan un servicio eficiente y libre de mantenimiento.

DETALLES CONSTRUCTIVOS

Caja: Fabricada en hierro fundido gris o nodular con recubrimiento cerámico. Diseñada con sistema "back pull out" que permite un rápido desmontaje para una eventual reparación o inspección. Alternativamente se suministra en bronce o acero inoxidable sin recubrimiento cerámico.

Impulsor: Del tipo centrífugo cerrado. Fabricado en hierro fundido gris o nodular, alternativamente se suministra en bronce y en acero inoxidable. Está diseñado para una máxima eficiencia de bombeo. Balanceado electrónicamente para evitar vibraciones.

Prensaestopa: Como ejecución estándar se suministra el equipo con prensaestopas de fibra acrílica trenzada. Alternativamente se suministra con sello mecánico.

Soporte: Construido en hierro fundido gris con rodamientos lubricados por grasa, especialmente seleccionados para severas condiciones de operación. Eje de acero al carbono dimensionado con amplio factor de seguridad.

Contrabridas: Para permitir una fácil instalación. Opcionalmente se puede suministrar a pedido contrabridas para los modelos de hasta 80 mm de diámetro de succión, para conexión a tuberías con rosca estándar americana.

APLICACIONES

Agricultura, suministro de agua potable, alimentación de calderos, riego en general, sistemas de calefacción y aire acondicionado, bombeo de líquidos viscosos, compuestos químicos, construcción, minería, industria en general.

Anexo D.2. Características generales de la bomba Goulds IC



The IC ISO Chemical Process Pump is designed in accordance with ISO 5199/EN25199 and dimensionally complies with ISO 2858/EN22858 and DIN 24256.



Goulds Model IC

ISO 5199 Chemical Process Pump Designed for Global Process Applications

- Capacities to 340 m³/h (1490 US GPM)
- Heads to 160 m (525 feet)
- Temperature Range -40°C to 180°C (-40°F to 360°F)
- Pressures to 16 Bar (235 PSIG)
- Materials - Ductile Iron, 316 Stainless Steel, Duplex SS, Alloy 20, Hastelloy, Titanium

Performance Features

Engineered For Lifetime Value

Extended Pump Life

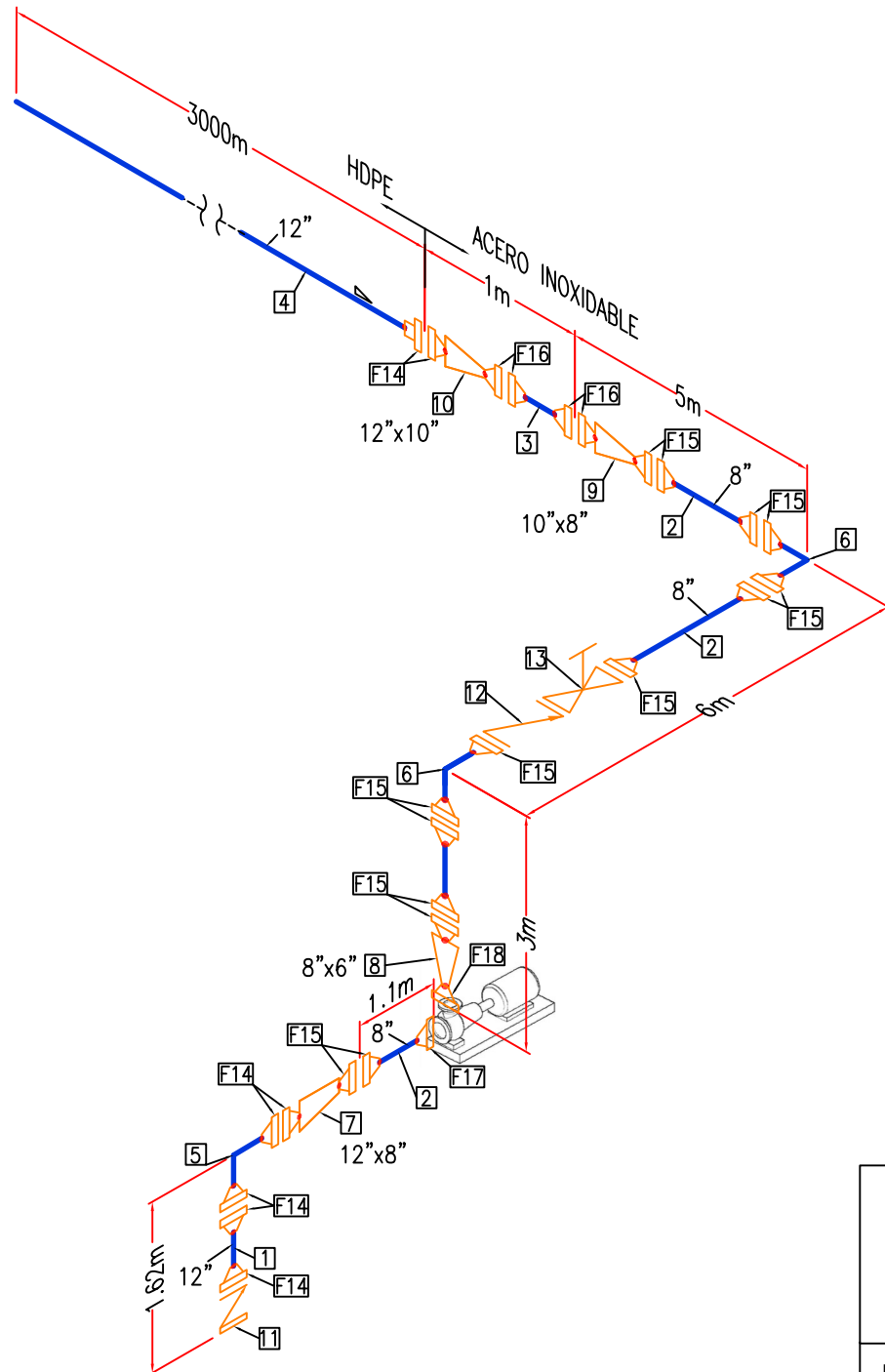
- Full ISO 5199/EN 25199 Compliance
- Patented "Cyclone" Seal Chamber for Extended Seal Life
- Heavy Duty Bearing Frame, with Large Oil Sump Extends Bearing Life
- Enclosed Impeller with Optional Wear Ring for Renewable Efficiency
- Optional PumpSmart® Variable Frequency Drive Systems for Optimized Performance and Extended Reliability

Ease of Maintenance


- Modular Design For Maximum Interchangeability Between All 18 Pump Sizes
- Back Pull-Out Design Makes Maintenance Activities Safe and Simple
- Complies With ISO 2858/EN 22858 For Retrofit Capability

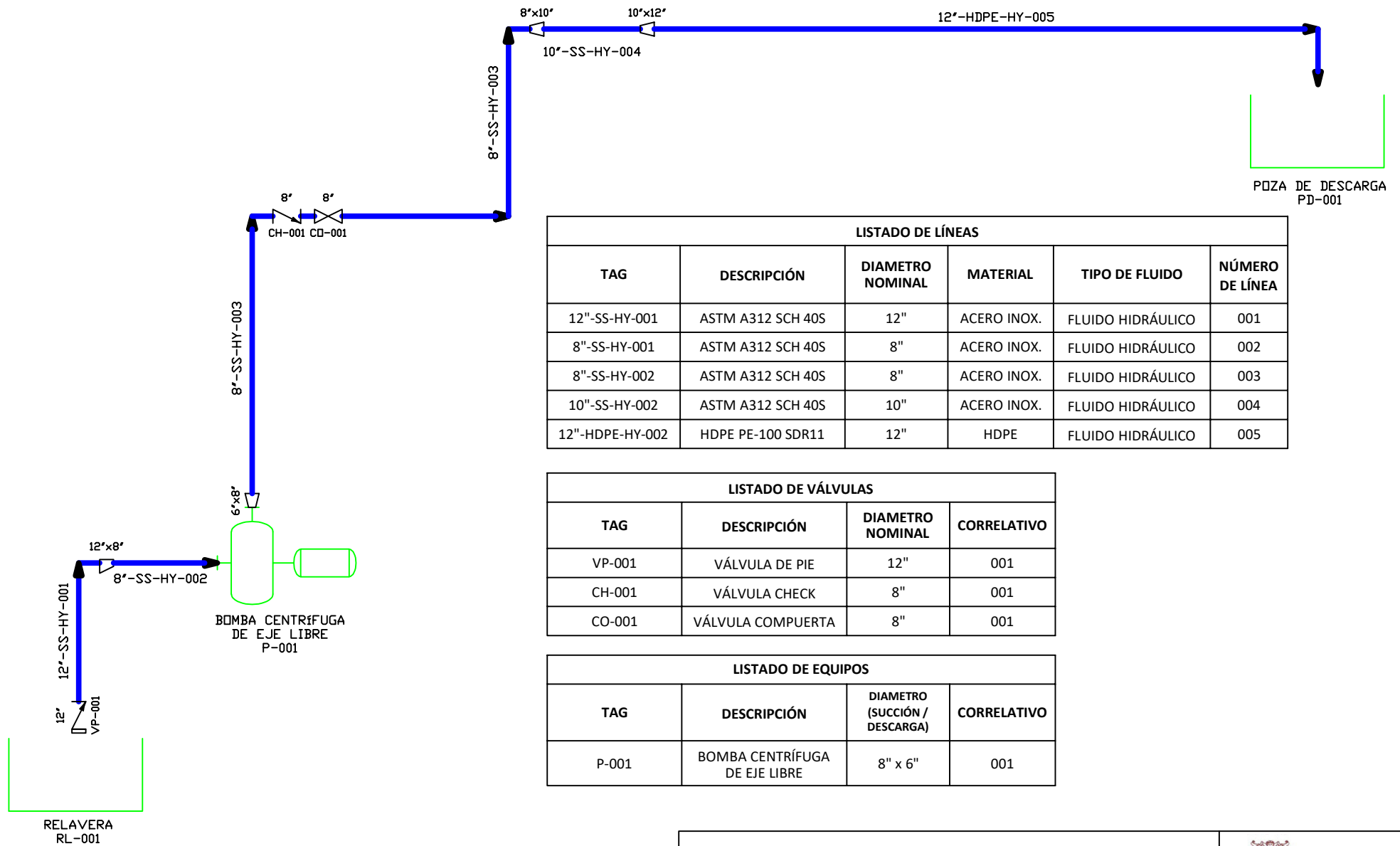
Applications / Markets

Chemical Process
 Pharmaceutical and Petrochemical
 Food Technology
 Pulp Preparation
 Metal Processing
 General Industry
 Water Treatment
 OEM
 Nuclear Power Plants
 Waste Disposal/Recycling Industries



LISTA DE MATERIALES			
ITEM	CANT.	DIAM.	DESCRIPCIÓN
1	1.62M	12"	TUBERIA, ACERO INOXIDABLE 304, ASTM A312, CÉDULA 40S
2	15.1M	8"	TUBERIA, ACERO INOXIDABLE 304, ASTM A312, CÉDULA 40S
3	1M	10"	TUBERIA, ACERO INOXIDABLE 304, ASTM A312, CÉDULA 40S
4	3000M	12"	TUBERIA, HDPE, ISO 4427-2008, PE-100, SDR 11
5	1	12"	CODO 90°, ACERO INOXIDABLE 304L, ASME B16.9, CÉDULA 40S
6	2	8"	CODO 90°, ACERO INOXIDABLE 304L, ASME B16.9, CÉDULA 40S
7	1	12"x8"	REDUCCIÓN EXCÉNTRICA, ACERO INOXIDABLE 304L, ASME B16.9, CÉDULA 40
8	1	8"x6"	REDUCCIÓN CONCÉNTRICA, ACERO INOXIDABLE 304L, ASME B16.9, CÉDULA 40
9	1	10"x8"	REDUCCIÓN CONCÉNTRICA, ACERO INOXIDABLE 304L, ASME B16.9, CÉDULA 40
10	1	12"x10"	REDUCCIÓN CONCÉNTRICA, ACERO INOXIDABLE 304L, ASME B16.9, CÉDULA 40
11	1	12"	VÁLVULA DE PIE BRIDADA, ACERO INOXIDABLE 316, BRIDA FF, ANSI B16.5, CLASE 150
12	1	8"	VÁLVULA CHECK SWING BRIDADA, ACERO INOXIDABLE 316, BRIDA RF, ANSI B16.5, CLASE 150
13	1	8"	VÁLVULA COMPUERTA BRIDADA, ACERO INOXIDABLE 316, BRIDA RF, ANSI B16.5, CLASE 150
14	7	12"	BRIDA RF (SLIP ON), ACERO INOXIDABLE 304L, ANSI B16.5, CLASE 150
15	14	8"	BRIDA RF (SLIP ON), ACERO INOXIDABLE 304L, ANSI B16.5, CLASE 150
16	4	10"	BRIDA RF (SLIP ON), ACERO INOXIDABLE 304L, ANSI B16.5, CLASE 150
17	1	8"	BRIDA RF (WELDING NECK), ACERO INOXIDABLE 304L, DIN 2633, PN16
18	1	6"	BRIDA RF (WELDING NECK), ACERO INOXIDABLE 304L, DIN 2633, PN16


<p>PLANO ISOMÉTRICO DE TUBERÍAS</p>	 <p>UNMSM</p> <p>UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS</p>	
	<p>PRESENTADO POR: LUIS ANGEL CANCHIS CHINCHAY</p>	<p>ESC.: S/E</p> <p>FECHA: 23/11/2022</p>

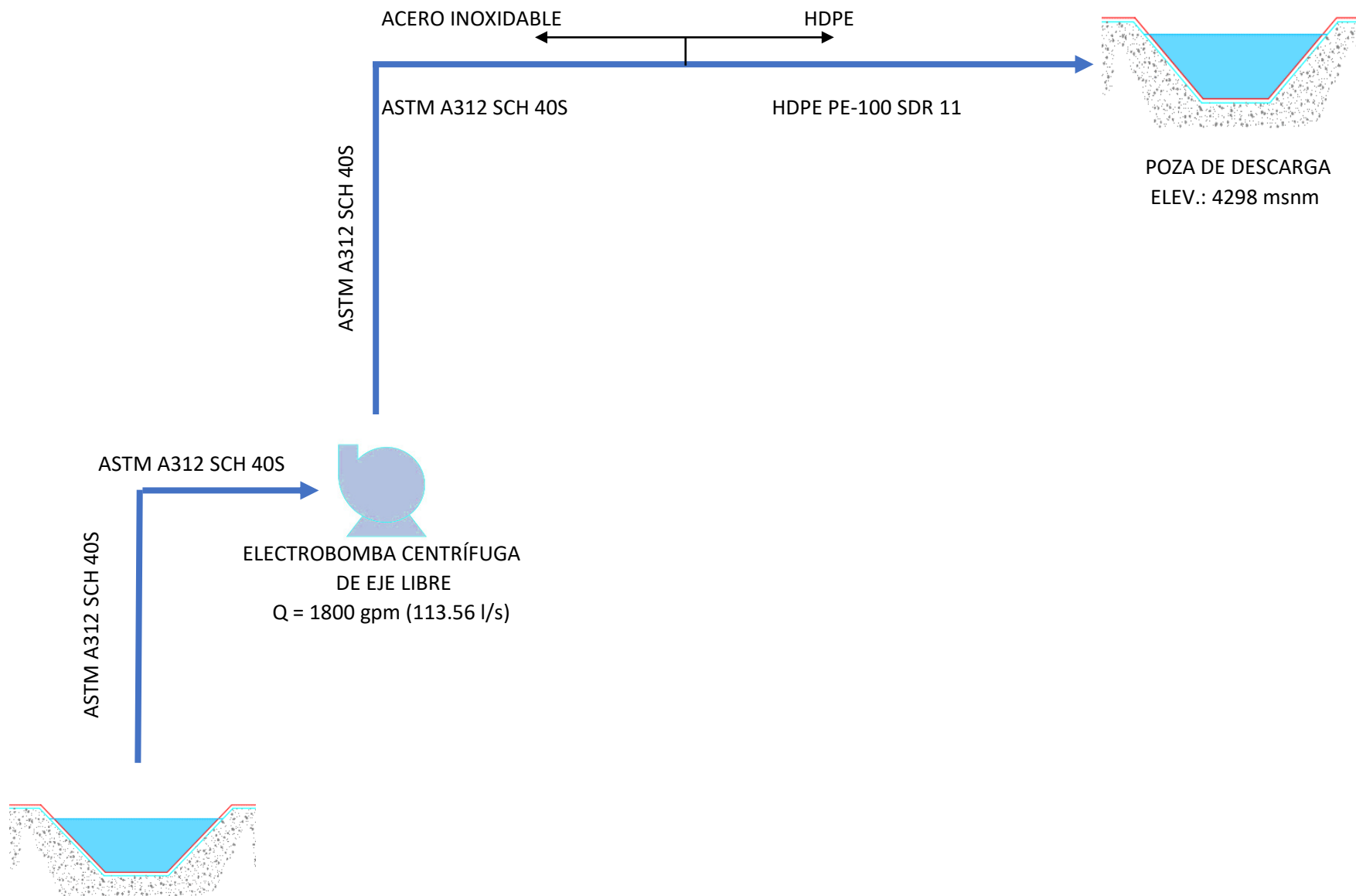


LISTADO DE LÍNEAS					
TAG	DESCRIPCIÓN	DIAMETRO NOMINAL	MATERIAL	TIPO DE FLUIDO	NÚMERO DE LÍNEA
12"-SS-HY-001	ASTM A312 SCH 40S	12"	ACERO INOX.	FLUIDO HIDRÁULICO	001
8"-SS-HY-001	ASTM A312 SCH 40S	8"	ACERO INOX.	FLUIDO HIDRÁULICO	002
8"-SS-HY-002	ASTM A312 SCH 40S	8"	ACERO INOX.	FLUIDO HIDRÁULICO	003
10"-SS-HY-002	ASTM A312 SCH 40S	10"	ACERO INOX.	FLUIDO HIDRÁULICO	004
12"-HDPE-HY-002	HDPE PE-100 SDR11	12"	HDPE	FLUIDO HIDRÁULICO	005

LISTADO DE VÁLVULAS			
TAG	DESCRIPCIÓN	DIAMETRO NOMINAL	CORRELATIVO
VP-001	VÁLVULA DE PIE	12"	001
CH-001	VÁLVULA CHECK	8"	001
CO-001	VÁLVULA COMPUERTA	8"	001

LISTADO DE EQUIPOS			
TAG	DESCRIPCIÓN	DIAMETRO (SUCCIÓN / DESCARGA)	CORRELATIVO
P-001	BOMBA CENTRÍFUGA DE EJE LIBRE	8" x 6"	001

<p>PLANO P&ID DEL SISTEMA DE BOMBEO</p> <p>PRESENTADO POR: LUIS ANGEL CANCHIS CHINCHAY</p>	 <p>UNMSM UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS</p>			
	<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td>ESC.:</td> <td>S/E</td> </tr> <tr> <td>FECHA:</td> <td>23/11/2022</td> </tr> </table>	ESC.:	S/E	FECHA:
ESC.:	S/E			
FECHA:	23/11/2022			




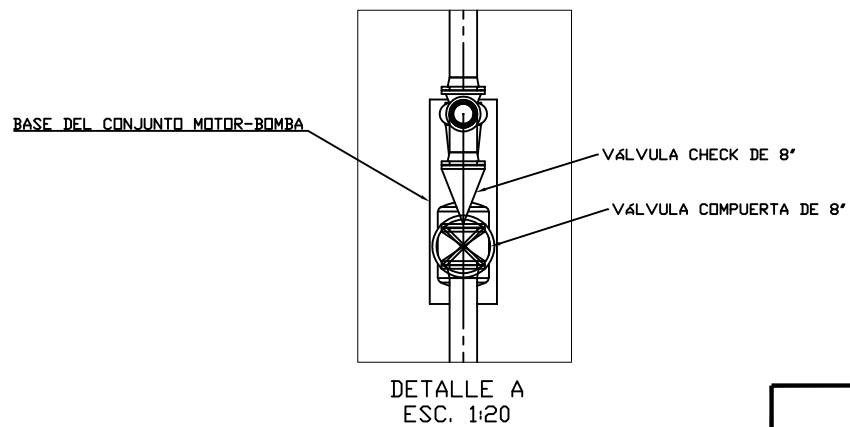
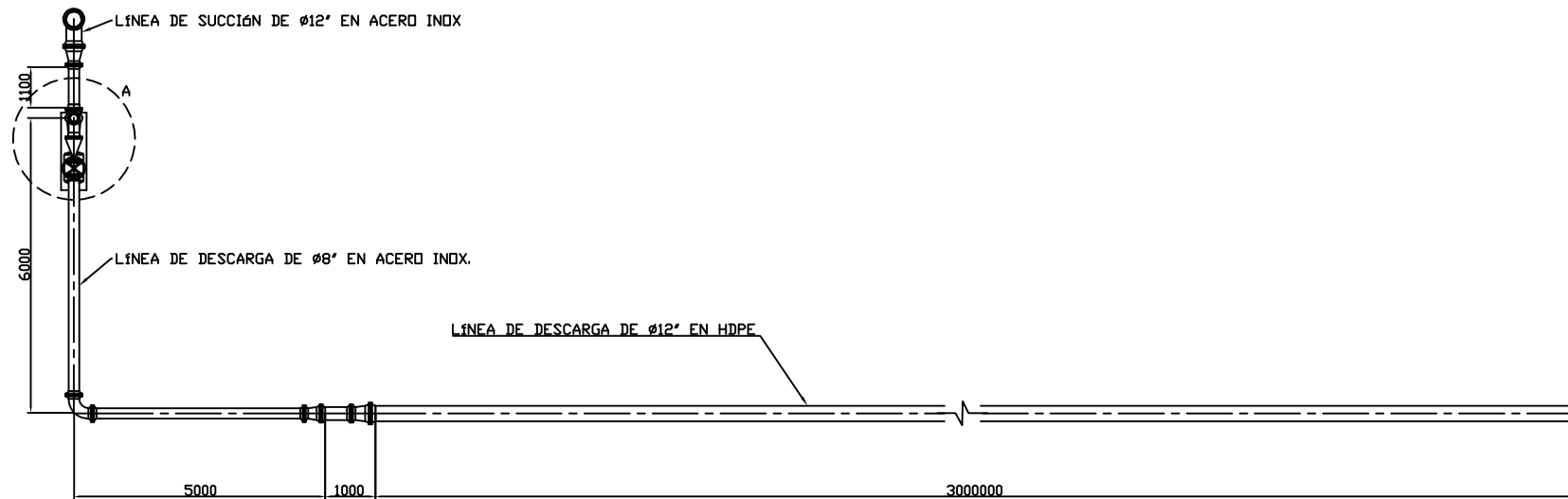
RELAVERA
ELEV.: 4276 msnm


ASTM A312 SCH 40S
ELECTROBOMBA CENTRÍFUGA
DE EJE LIBRE
Q = 1800 gpm (113.56 l/s)

ACERO INOXIDABLE
ASTM A312 SCH 40S
HDPE
HDPE PE-100 SDR 11

POZA DE DESCARGA
ELEV.: 4298 msnm

PLANO PDF DEL SISTEMA DE BOMBEO	 UNMSM UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS				
	PRESENTADO POR: LUIS ANGEL CANCHIS CHINCHAY	<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td style="width: 50%;">ESC.:</td> <td style="width: 50%;">S/E</td> </tr> <tr> <td>FECHA:</td> <td>23/11/2022</td> </tr> </table>	ESC.:	S/E	FECHA:
ESC.:	S/E				
FECHA:	23/11/2022				



PLANO DE PLANTA DEL SISTEMA DE BOMBEO		 UNMSM UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS
PRESENTADO POR: LUIS ANGEL CANCHIS CHINCHAY		
ESC.:	1:50	
FECHA:	23/11/2022	