

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO HIDRÁULICO Y MECÁNICO DEL SISTEMA DE CONDUCCIÓN DE PRODUCTOS Y AGUA CRUDA, PARA LA ADECUACIÓN E INTERCONEXIÓN DE UNA PLANTA EXPERIMENTAL DENTRO DE LAS INSTALACIONES DE UNA REFINERÍA

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por el Br. Figueroa G, Luis E
Para optar al título
de Ingeniero Mecánico

Caracas, 2008

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO HIDRÁULICO Y MECÁNICO DEL SISTEMA DE CONDUCCIÓN DE PRODUCTOS Y AGUA CRUDA, PARA LA ADECUACIÓN E INTERCONEXIÓN DE UNA PLANTA EXPERIMENTAL DENTRO DE LAS INSTALACIONES DE UNA REFINERÍA

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Ing. José L. Perera

TUTOR INDUSTRIAL: Ing. Nathalie Díaz

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por el Br. Figueroa G, Luis E
Para optar al título
de Ingeniero Mecánico

Caracas, 2008



UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE ENERGETICA



Caracas, 09 de mayo de 2.008

ACTA

Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el bachiller:

FIGUEROA G. LUIS E.

Titulado: "DISEÑO HIDRAULICO Y MECANICO DEL SISTEMA DE CONDUCCION DE PRODUCTOS Y AGUA CRUDA, PARA LA ADECUACION E INTERCONEXION DE UNA PLANTA EXPERIMENTAL DENTRO DE LAS INSTALACIONES DE UNA REFINERIA"

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.

Prof. Juan Ruilova
Jurado



Prof. Rodolfo Grullon
Jurado

Prof. José Luis Perera
Tutor

DEDICATORIA

*A mis Padres,
mis ejemplos a seguir,
a quienes les debo todo y me
llevaron a ser lo que soy hoy día.*

*A mis hermanos,
por su apoyo incondicional.*

*A todos ustedes,
por su amor y cariño,
no pude tener una mejor familia.*

¡Los Amo!

AGRADECIMIENTOS

A la ilustre Universidad Central de Venezuela, por darme la oportunidad y el privilegio de formarme profesional y personalmente.

A mi tutora industrial Nathalie Díaz, por permitirme desarrollar este trabajo y por su siempre oportuna asesoría y ayuda. A mi tutor académico José Luís Perera por su aporte, dedicación y asesoría en la elaboración de este trabajo.

A la escuela de Ingeniería Mecánica de la UCV y a todos los profesores que me ayudaron, tanto en el desarrollo de este trabajo, como en el estudio de la carrera; en especial a Crisanto Villalobos, por su eterna dedicación y apoyo a quienes hacemos vida en la escuela.

A PDVSA-Intevep por permitirme desarrollar este trabajo y a sus trabajadores por su colaboración y ayuda.

A mi familia, Mamá, Papá, Eduardo, Nohelia y Daniela, por su infinito apoyo, aliento y paciencia.

A mis compañeros de estudio y vida durante todos estos años, especialmente a Luis Miguel, Ricardo, Rafa y Pedro, por ayudarme durante todo ese tiempo. A mis amigos y amigas, por su apoyo incondicional, Jorge, Mary, Albania y tantos otros que siempre estuvieron a mi lado.

Al grupo de tesistas y pasantes de PDVSA-Intevep, por su ayuda y por hacer agradable el tiempo en Intevep.

A todos, ¡Muchas Gracias!.

Figueroa G., Luis E.

**DISEÑO HIDRÁULICO Y MECÁNICO DEL SISTEMA DE CONDUCCIÓN
DE PRODUCTOS Y AGUA CRUDA, PARA LA ADECUACIÓN E
INTERCONEXIÓN DE UNA PLANTA EXPERIMENTAL DENTRO DE LAS
INSTALACIONES DE UNA REFINERÍA**

**Tutor Académico: Prof. Ing. José L. Perera. Tutor Industrial: Ing. Nathalie
Díaz. Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería
Mecánica. 2008, 170 p.**

Palabras Claves: Bombas, Tuberías, Refinería, Soportes, Trazado de vapor

Resumen. En el presente trabajo se planteó el diseño hidráulico y mecánico de los sistemas de conducción de tres productos de una planta experimental (cera, aceite liviano y aceite pesado), y el agua cruda requerida por la misma, dentro de las instalaciones de una refinería. Además, se diseñó el trazado de vapor como opción para mantener la cera a una elevada temperatura durante su conducción. El diseño combina flujos y pequeñas cantidades de productos y agua propios de una planta experimental, con las grandes longitudes y espacios de una refinería, por lo que se hizo necesario el estudio de un grupo de estándares y prácticas recomendadas, nacionales e internacionales, en ausencia de un código único de aplicación para este tipo de sistemas de conducción.

Se seleccionaron bombas, tuberías, accesorios, aislamiento y soportes en base a las condiciones de diseño de la planta experimental y al conjunto de premisas extraídas de las normas para instalaciones petroleras. Las características de los sistemas diseñados son la eficiencia, el menor costo posible y las facilidades para la automatización.

INDICE GENERAL

DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTOS	v
INDICE GENERAL.....	vii
INDICE DE FIGURAS.....	xi
INDICE DE TABLAS	xiii
INDICE DE GRÁFICAS	xv
SIMBOLOGÍA Y ABREVIATURAS.....	xvi
INTRODUCCIÓN	1
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	3
OBJETIVOS	5
Objetivo General	5
Objetivos Específicos.....	5
CAPÍTULO I: MARCO TEÓRICO.....	6
1.1. Antecedentes	6
1.2. Aspectos fundamentales.....	7
1.2.1. Flujo de fluidos	7
1.2.1.1. Régimen permanente.....	7
1.2.1.2. Tipos de flujos y número de Reynolds.....	8
1.2.1.3. Ecuación de Bernoulli	9
1.2.1.4. Pérdidas de carga.....	10
1.2.1.5. Longitud equivalente en accesorios	15
1.2.1.6. Cavitación	15
1.2.1.7. Régimen variables.....	16
1.2.2. Diseño de tuberías simples.....	17
1.2.3. Sistemas de bombeo	18
1.2.4. Sistemas de tuberías	23
1.2.5. Válvulas.....	24
1.2.6. Motor eléctrico.....	27
1.2.7. Soportes y sujeciones de tuberías.....	29
1.2.8. Transferencia de calor	30
1.2.8.1. Conducción	31
1.2.8.2. Convección.....	31
1.2.8.3. Radiación.....	34
1.2.8.4. Trazado de vapor.....	35
CAPÍTULO II: METODOLOGÍA DE DISEÑO.....	39
2.1 Metodología de diseño hidráulico.....	39
2.1.1 Cálculo de potencia requerida.....	42
2.1.2 Sistema de conducción de cera	45

2.1.3	Obtención del diámetro de tubería	46
2.1.4	Especificación de tanque TAPE.....	48
2.2	Metodología de diseño mecánico.....	49
2.1.1	Soportes.....	49
2.1.2	Aislamiento	50
2.3	Metodología de diseño de trazado de vapor.....	50
CAPÍTULO III: DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE CONDUCCIÓN DE PRODUCTOS Y AGUA CRUDA		52
3.1.	Diseño hidráulico	52
3.1.1.	Cera	53
3.1.1.1.	Premisas de diseño	54
3.1.1.2.	Condiciones del diseño	55
3.1.1.3.	Planteamiento del modelo	56
3.1.1.4.	Suposiciones.....	58
3.1.1.5.	Alternativa de operación 1	59
3.1.1.5.a.	Premisas de diseño	60
3.1.1.5.b.	Condiciones del diseño	62
3.1.1.5.c.	Planteamiento del modelo	62
3.1.1.5.d.	Suposiciones	63
3.1.1.6.	Alternativa de operación 2	63
3.1.1.6.a.	Condiciones de diseño.....	64
3.1.1.6.b.	Suposiciones	64
3.1.2.	Aceite liviano y pesado	64
3.1.2.1.	Premisas de diseño	65
3.1.2.2.	Condiciones del diseño	65
3.1.2.3.	Planteamiento del modelo	66
3.1.2.4.	Suposiciones.....	67
3.1.3.	Agua cruda	68
3.1.3.1.	Premisas de diseño	69
3.1.3.2.	Sistema de bombeo 1	71
3.1.3.2.a.	Condiciones de diseño.....	71
3.1.3.2.b.	Planteamiento del modelo.....	72
3.1.3.2.c.	Suposiciones.....	72
3.1.3.2.d.	Sistema de bombeo 1 modificado	72
3.1.3.3.	Sistema de bombeo 2	73
3.1.3.3.a.	Condiciones del diseño	73
3.1.3.3.b.	Planteamiento del modelo.....	74
3.1.3.3.c.	Suposiciones.....	74
3.1.3.4.	Especificación tanque TAPE.....	74
3.1.3.4.a.	Levantamiento de tanques.....	75
3.2.	Diseño mecánico	76
3.2.1.	Soportes.....	76
3.2.1.1.	Tubería desnuda	76
3.2.1.1.a.	Premisas de diseño	76

3.2.1.1.b.	Condiciones de diseño	78
3.2.1.1.c.	Suposiciones.....	78
3.2.1.2.	Tubería aislada con trazado de vapor.....	78
3.2.1.2.a.	Premisas de diseño	79
3.2.1.2.b.	Condiciones de diseño	80
3.2.1.2.c.	Suposiciones.....	80
3.2.2.	Aislamiento	80
3.2.2.1.	Premisas de diseño	81
3.3.	Diseño de trazado de vapor.....	83
3.3.1.	Premisas de diseño	83
3.3.2.	Condiciones de diseño.....	85
3.3.3.	Planteamiento del modelo.....	85
3.3.4.	Suposiciones.....	89
CAPÍTULO IV: CÁLCULOS		91
4.1.	Cálculos hidráulicos	91
4.1.1.	Cera	91
4.1.1.1.	Alternativa 1.....	93
4.1.1.2.	Alternativa 2.....	94
4.1.2.	Aceite liviano y pesado	95
4.1.3.	Agua cruda	102
4.1.3.1.	Sistema de bombeo 1	102
4.1.3.2.	Sistema de bombeo 1 modificado	105
4.1.3.3.	Sistema de bombeo 2	107
4.2.	Cálculos mecánicos.....	109
4.2.1.	Tubería desnuda	110
4.2.2.	Tubería aislada con acompañamiento de vapor	110
4.3.	Cálculos de transferencia de calor.....	111
4.3.1.	Cera	112
4.3.2.	Vapor.....	112
CAPÍTULO V: RESULTADOS Y ANÁLISIS		120
5.1.	Diseño hidráulico	120
5.1.1.	Cera	120
5.1.1.1.	Análisis de resultados.....	121
5.1.1.2.	Alternativa de operación 1	122
5.1.1.2.a.	Análisis de resultados.....	122
5.1.1.3.	Alternativa de operación 2	123
5.1.1.3.a.	Análisis de resultados.....	124
5.1.2.	Aceite liviano y pesado	124
5.1.2.1.	Análisis de resultados.....	126
5.1.3.	Agua cruda	127
5.1.3.1.	Sistema de bombeo 1	127
5.1.3.1.	a. Análisis de resultados.....	128
5.1.3.2.	Sistema de bombeo 1 modificado	128
5.1.3.3.	Sistema de bombeo 2	130

5.1.3.4.	Especificación tanque TAPE.....	133
5.2.	Diseño mecánico	133
5.2.3.	Soportes.....	133
5.2.3.1.	Tubería desnuda	133
5.2.3.2.	Tubería aislada con trazado de vapor.....	134
5.2.4.	Aislamiento	134
5.3.	Diseño trazado de vapor.....	134
5.3.1.	Análisis de resultados.....	135
CAPÍTULO VI: CÓMPUTOS MÉTRICOS Y DESCRIPCIÓN DE EQUIPOS Y MATERIALES		136
5.1.	Descripción de equipos y materiales.....	138
5.1.1.	Partida 1.	138
5.1.2.	Partida 2	138
5.1.3.	Partida 3	139
5.1.4.	Partida 4	139
5.1.5.	Partida 5	139
5.1.6.	Partida 6	139
5.1.7.	Partida 7	139
5.1.8.	Partida 8	139
5.1.9.	Partida 9	140
5.1.10.	Partida 10	140
5.1.11.	Partida 11	140
5.1.12.	Partida 12	140
5.1.13.	Partida 13	140
5.1.14.	Partida 14	140
5.1.15.	Partida 15	141
5.1.16.	Partida 16	141
5.1.17.	Partida 17	141
5.1.18.	Partida 18	141
5.1.19.	Partida 19	141
5.2.	Estimación de costos asociados.....	141
CONCLUSIONES		143
RECOMENDACIONES		146
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....		148
APÉNDICES.....		151
APÉNDICE A – CATÁLOGOS.....		152
APÉNDICE B – ESPECIFICACIÓN DE EQUIPOS SELECCIONADOS ...		159
APÉNDICE C – PLANOS.....		167

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Diagrama de Moody. <i>Fuente: PDVSA (1996).</i>	12
Figura 1.2. Comparación de fórmulas de pérdidas de carga..	14
Figura 1.3. Clasificación de bombas. <i>Fuente: Viejo (1972).</i>	19
Figura 1.4. Curva del sistema.....	21
Figura 1.5. Curva del sistema y bomba y punto de operación.	22
Figura 1.6. Válvula de Compuerta. <i>Fuente: CRANE (1992).</i>	25
Figura 1.7. Válvula de globo. <i>Fuente: CRANE (1992).</i>	25
Figura 1.8. Válvulas check.....	26
Figura 1.9. Válvula de Bola. <i>Fuente: CRANE (1992).</i>	26
Figura 1.10. Válvula de alivio. <i>Fuente: CRANE (1992).</i>	27
Figura 1.11. Comportamiento de bomba a diferentes velocidades. <i>Fuente: WATERGY (2000).</i>	29
Figura 1.12. Espacio máximo entre soportes. <i>Fuente: PDVSA (1993).</i>	30
Figura 1.13. Trazado vapor de tubería desnuda. <i>Fuente: DE LANGE (2005).</i>	36
Figura 1.14. Trazado de vapor tubería cementada. <i>Fuente: DE LANGE (2005).</i>	37
Figura 1.15. Longitud de área de transferencia L_{ai} . <i>Fuente: DE LANGE (2005).</i>	38
Figura 2.1. Cálculo de potencia requerida en tuberías simples. <i>Fuente: Saldarriaga (1998)</i>	40
Figura 2.2. Modelo de un sistema de bombeo genérico.....	42
Figura 3.1. Esquema de transporte de cera.	53
Figura 3.2. Resistencia al flujo en codos segmentados. <i>Fuente: PDVSA (1996)</i>	57
Figura 3.3. Resistencias en entradas y salidas a tanques. <i>Fuente: CRANE (1989) (Reproducido del manual PDVSA MDP-02-FF-03 de 1996).</i>	58
Figura 3.4. Caídas de presión en conexiones “T”, flujo convergente. <i>Fuente: PDVSA (1996).</i>	58
Figura 3.5. Esquema del sistema de bombeo de cera.....	62
Figura 3.6. Modelo del sistema de bombeo de aceites liviano y pesado.	67

Figura 3.7. Esquema del sistema de bombeo de agua cruda.....	69
Figura 3.8. Guía para tuberías horizontales desnudas. <i>Fuente: PDVSA (1992).</i>	77
Figura 3.9. Distancias entre guías tendidas sobre soportes (Racks). <i>Fuente: PDVSA (1993).</i>	78
Figura 3.10. Guía para tuberías horizontales aisladas. <i>Fuente: PDVSA (1992).</i>	79
Figura 3.11. Cubiertas de protección aislante para tuberías 1½” o menores. <i>Fuente: PDVSA (1992).</i>	80
Figura 3.12. Espesor en pulgadas de aislamiento de silicato de calcio para aplicaciones tipo (T). <i>Fuente: PDVSA (1990).</i>	82
Figura 3.13. Espesor en pulgadas de aislamiento de lana mineral para aplicaciones tipo (T). <i>Fuente: PDVSA (1990).</i>	82
Figura 3.14. Espesor en pulgadas de aislamiento de fibra de vidrio para aplicaciones tipo (T). <i>Fuente: PDVSA (1990).</i>	83
Figura 3.15. Modelo de transferencia de calor.....	84
Figura 3.16. Variables del modelo	86
Figura 4.1. Hoja de cálculo del trazado de vapor.....	111
Figura 4.2. Resultados de la 1era iteración del cálculo del trazado de vapor.	119

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Límites Número de Reynolds.	9
Tabla 1.2. Factores de selección de tipo de bombas. <i>Fuente: Viejo (1972)</i>	20
Tabla 1.3. Parámetros adimensionales.	32
Tabla 3.1. Propiedades de la cera a distintas temperaturas.	54
Tabla 3.2. Recipiente a presión TCPE.	64
Tabla 3.3. Propiedades de los aceites liviano y pesado.....	65
Tabla 3.4. Propiedades del agua cruda.....	68
Tabla 3.5. Tanques de la refinería.....	75
Tabla 3.6. Longitud de trazado.	84
Tabla 5.1. Resultados de cálculos de flujo de cera.	121
Tabla 5.2. Cálculos del servicio de Bombeo de cera.	122
Tabla 5.3. Datos de la bomba de cera BC.....	123
Tabla 5.4. Requerimientos del tanque TCPE.....	123
Tabla 5.5. Resultados de sistema de aceite liviano y pesado.....	125
Tabla 5.6. Cálculos del servicio de Bombeo de aceite liviano y pesado.	126
Tabla 5.7. Resultados de cálculos del sistema de bombeo 1 de agua cruda.	128
Tabla 5.8. Resultados de cálculos del sistema de bombeo 1 modificado de agua cruda.	129
Tabla 5.9. Datos de la bomba de agua cruda BA1.....	130
Tabla 5.10. Cálculos del servicio del sistema de bombeo 1 de agua cruda.	130
Tabla 5.11. Resultados de cálculos del sistema de bombeo 2 de agua cruda.	131
Tabla 5.12. Datos de la bomba de agua cruda BA2.....	132
Tabla 5.13. Cálculos del servicio del sistema de bombeo 2 de agua cruda.	132
Tabla 5.14. Tanque de agua cruda TAPE.	133
Tabla 5.15. Guías para tuberías desnudas.	133
Tabla 5.16. Guía para tubería de cera aislada con trazador.	134
Tabla 5.17. Aislamiento para el sistema de transporte de cera.	134

Tabla 5.18. Resultados del Modelo de Trazado de Vapor 135

Tabla 6.1. Cómputos métricos del diseño planteado..... 136

INDICE DE GRÁFICAS

Gráfica 4.1. Espacio entre guías horizontales para tuberías.....	109
Gráfica 5.1. Curva del sistema de cera planteado.	120
Gráfica 5.2. Curva del sistema de aceite liviano.	124
Gráfica 5.3. Curva del sistema de aceite pesado.	125
Gráfica 5.4. Curva del sistema de bombeo 1 de agua cruda.	127
Gráfica 5.5. Curva del sistema de bombeo 1 modificado de agua cruda.	129
Gráfica 5.6. Curva del sistema de bombeo 2 de agua cruda.	131

SIMBOLOGÍA Y ABREVIATURAS

SIMBOLOGÍA

A	área (m^2)
C_p	calor específico (J/kg.K)
C_v	coeficiente de flujo de accesorios (adim)
d	diámetro de tubería (mm)
D	diámetro interno de la tubería equivalente (m)
E	potencia emisiva (W/m^2)
f	factor de fricción de Darcy (adim)
g	aceleración de la gravedad ($g = 9,81 m/s^2$)
Gr	número de Grashof (adim)
h	coeficiente de transferencia de calor por convección ($W/m^2.K$), altura o cota de elevación (m)
h_f	perdida por fricción (m)
h_r	coeficiente de transferencia de calor por radiación ($W/m^2.K$)
k	conductividad térmica ($W/m.K$)
K	resistencia al flujo de cada accesorio, codo, orificio, etc. (adim)
L, l	longitud de tubería (m)
L_{eq}	longitud equivalente de accesorios (m)
L_T	longitud total (m)
\dot{m}	flujo másico (kg/s)
$NPSH_D$	cabezal neto de succión disponible (m_{fluido})
$NPSH_R$	cabezal neto de succión requerido por la bomba (m_{fluido})
Nu	número de Nusselt (adim)
P	presión (kPa)
P_v	presión de vapor del fluido (kPa)
Pr	número de Prandtl (adim)
q	perdida de calor por unidad de longitud (W/m)

q''	flujo de calor (W/m^2)
Q	caudal (m^3/s)
r	radio (m)
Ra	número de Rayleigh (adim)
Re	número de Reynolds.
R_k	resistencia a la transferencia de calor por conducción
R_h	resistencia a la transferencia de calor por convección
S	longitud característica (m)
s_{fluido}	gravedad específica del fluido (adim)
T_m	temperatura media del fluido (K)
T_∞	temperatura del medio ambiente (K)
T_{wo}	temperatura superficial del arreglo de tuberías (K)
T_E	temperatura de entrada (K)
T_S	temperatura de salida (K)
v	velocidad de flujo (m/s), volumen específico (m^3/kg)
z	cota o elevación (m)

LETRAS GRIEGAS

α	difusividad térmica (m^2/s), absorptividad (adim)
β	coeficiente de expansión térmica volumétrica (K^{-1})
$(\Delta P)_f$	caídas de presión por fricción (kPa)
Δz	diferencia de cotas (m)
ε	rugosidad de la tubería (adim); emisividad (adim)
γ	peso específico (N/m^3)
μ	viscosidad absoluta (Pa.s)
ρ	densidad del fluido (kg/m^3)
σ	constante de Stefan-Boltzman ($\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4$)
ν	viscosidad dinámica (m^2/s)

ABREVIATURAS

API	American Petroleum Institute
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society of Testing Materials
BA1	Bomba del sistema de bombeo de Agua 1
BA2	Bomba del sistema de bombeo de Agua 2
BAL	Bomba de Aceite Liviano
BAP	Bomba de Aceite Pesado
BC	Bomba de Cera
CAL	Caldera eléctrica
CCR	Cabezal de Crudo Reconstituido
GTL	Gas To Liquid
MAWP	Maximun Allowable Working Presure
NPSH	Cabezal Neto de Succión
PDVSA	Petróleos de Venezuela
TAPA	Tanque de Agua de Planta de Agua de la refinería
TAPE	Tanque de Agua de la Planta Experimental
TALPE	Tanque de Aceite Liviano de la Planta Experimental
TAPPE	Tanque de Aceite Pesado de la Planta Experimental
TCAP	Tanque de Cera del Área de Parafinas
TCPE	Tanque de Cera de la Planta Experimental

INTRODUCCIÓN

La situación energética global está en decadencia. Existen numerosos problemas referidos a la explotación del petróleo y el uso de sus derivados. La alta contaminación producida por la combustión de combustibles fósiles, el alto precio en los mercados en pro del aumento en los precios del petróleo y, entre otros factores, el agotamiento gradual de los yacimientos de petróleo a nivel mundial, han impulsado el avance continuo de tecnologías alternas en el uso y producción de energía para el creciente consumo mundial que vivimos.

Numerosos avances se han dirigido a reducir las emisiones en procesos de combustión, a producir combustibles más “amigables” con el ambiente y prevenir el deterioro de la naturaleza. Una prometedora alternativa supone la tecnología de conversión de gas a líquidos (GTL, por sus siglas en inglés), un proceso de refinación para convertir gas natural u otros hidrocarburos gaseosos en largas cadenas de hidrocarburos. El proceso de Fischer-Tropsch es un proceso basado en una reacción química catalizada que produce hidrocarburos líquidos de varias formas y, que tiene como propósito principal, producir un sustituto sintético al petróleo para usarse como combustible. Usando procesos como Fischer-Tropsch, las refinerías pueden convertir parte de sus desperdicios gaseosos en combustibles de valor, que pueden ser comercializados o mezclados con otros combustibles.

Dadas las reservas de petróleo extrapesado del país, de gas natural y con la alternativa de producir combustibles de alto valor agregado a partir de los mismos, PDVSA está desarrollando nuevas tecnologías de conversión de gas a líquidos para la producción de hidrocarburos líquidos de valor y menos contaminantes para el ambiente. PDVSA-Intevep logró patentar un proceso de conversión de gas a líquidos, aplicado a nivel experimental y de laboratorio en sus instalaciones de plantas piloto, y que ahora debe ser probado a mayor escala, por lo que se instalará una planta piloto GTL de mayor capacidad de producción diaria en una refinería. La refinería ofrece las facilidades y el espacio requerido por la planta experimental para su instalación.

De acuerdo a la diferencia entre las instalaciones de una planta piloto o experimental y una refinería, es fundamental que el diseño de las instalaciones de interconexión se haga bajo el estricto código y normativa que rigen las instalaciones de una refinería. Además, en PDVSA-Intevep no se tiene conocimiento de alguna instalación previa de una planta piloto en una refinería en el país, por lo que no existen bases sobre las cuales se pueda realizar el diseño de la interconexión.

El flujo de productos de la planta experimental es pequeño, al igual que la cantidad de agua requerida por la misma y que será suministrada por la refinería. Sin embargo, la longitud de las tuberías es extensa; los productos deben descargarse a tanques de forma tal que no se vea perjudicada la actividad regular de la refinería, y que se encuentran alejados del área prevista para la instalación de la planta piloto. De igual forma, la planta de tratamiento de agua desde donde se extraerá el agua tratada para la planta piloto está ubicada a una gran distancia.

El presente trabajo elaboró el diseño de los sistemas de tuberías y bombas para permitir la conducción de los productos de la planta experimental a las instalaciones de refinería y del agua requerida por la planta experimental. El diseño está concebido para operar eficientemente, cumpliendo siempre con las regulaciones de seguridad y las normativas de las instalaciones petroleras.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En función del desarrollo de nuevas tecnologías y en el marco del plan de Soberanía Tecnológica, PDVSA se encuentra en la etapa de desarrollo a nivel de plantas piloto de tecnologías propias de conversión de gas a líquidos bajo el principio de Fischer-Tropsch. La tecnología propia en base a la conversión de gas a líquidos fue desarrollada por PDVSA-Intevep, donde se cuenta con un banco de pruebas que produce 500 gramos de productos por día. La planta piloto permitirá probar la tecnología desarrollada por PDVSA-Intevep y mejorar el diseño del proceso y de los equipos con la finalidad de estudiar la factibilidad y viabilidad económica de la construcción de una planta de conversión de gas a líquidos a gran escala en el país.

La planta piloto de conversión de gas a líquidos producirá 15 barriles por día de tres productos derivados: *aceite pesado*, *aceite liviano* y *cera*. Algunos de los productos de una planta con tecnología GTL son sustitutos sintéticos de los combustibles fósiles y pueden ser vendidos o mezclados en refinerías y posteriormente vendidos como productos de valor.

La instalación de la planta piloto se hará en una refinería del país, ya que la misma posee las facilidades necesarias para el proceso de conversión y, además posee el espacio necesario para la instalación de la planta piloto cumpliendo con la normativa de seguridad. La planta piloto necesitará entonces la adecuación e interconexión con las instalaciones de la refinería; es fundamental que el diseño de estos sistemas que permitan la conexión de la planta experimental con la refinería cumplan con las normas y códigos, nacionales e internacionales, para la instalaciones en refinería. Por otra parte, no existe actualmente una normativa que regule o especifique el diseño de instalaciones en plantas piloto, donde la escala en tamaños de equipos y espacios disminuye considerablemente respecto a instalaciones en refinerías. De acuerdo a la inexistencia de una norma única para el diseño de las instalaciones requeridas, el diseño a realizar pretende cumplir con las normativas

respectivas para instalaciones en refinerías sin comprometer la instalación de la planta experimental.

El diseño de los sistemas de adecuación de la planta experimental con la refinería debe incluir los sistemas de conducción de los productos de la planta, de forma tal que los productos se almacenen en tanques previstos para ello ya instalados y en operación en la refinería. Además, el diseño debe incluir la alimentación de agua a la planta para diversos procesos. Todo esto debe diseñarse para operar eficientemente y al menor costo posible.

OBJETIVOS

Objetivo General

Realizar el diseño hidráulico y mecánico del sistema de agua cruda y disposición de productos, para la adecuación e interconexión de una planta experimental dentro de las instalaciones de refinería.

Objetivos Específicos

- Diseñar y dimensionar las tuberías de productos y de agua cruda.
- Realizar el diseño de la ruta de las tuberías desde la planta hasta los distintos tie-ins¹ previstos en la refinería.
- Realizar cálculos hidráulicos en las tuberías planteadas.
- Calcular y especificar el tanque de agua tratada para la planta experimental.
- Seleccionar las bombas de acuerdo al sistema de bombeo planteado, sus aplicaciones, fluidos y usos.
- Diseñar y seleccionar accesorios y válvulas para cada servicio.
- Diseñar y especificar el sistema de soportería de tuberías para cada servicio.
- Evaluar y diseñar el trazado de vapor para el servicio de parafina.
- Elaborar el cómputo métrico del sistema.
- Elaborar los planos isométrico y de ruteo de tuberías.
- Elaborar el análisis de costos asociados a la selección de equipos (bombas, tuberías, accesorios).

¹ Es el nombre usual que se usa en industria para definir el punto exacto de conexión de tuberías. Para motivos de este trabajo, todos los tie-ins se encuentran definidos y serán puntos referenciales

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

1.1. Antecedentes

Al diseñar la interconexión de la planta piloto con la refinería, el estudio combina los reducidos diámetros de flujo de productos en plantas piloto con las grandes distancias y requerimientos de espacios comunes en refinerías. Los diámetros reducidos y largas longitudes permiten anticipar una pérdida considerable de energía, en pérdidas por fricción, traducida en costos operativos.

En Venezuela, no se conoce la instalación de una planta piloto de estas características en una refinería; además, dicha planta va a conectarse a distintos servicios y tanques en la refinería, por lo que se tendrán que recorrer largas distancias para la disposición de productos en los tanques de la instalación.

Zeton Inc. es una compañía internacional que se encarga de la construcción e instalación de plantas piloto según el diseño de la planta requerida, en el que trabajan con sus clientes. En varias oportunidades han requerido la instalación de plantas piloto o experimentales en refinerías, por lo que han desarrollado prácticas basadas en sus experiencias sobre la apropiada instalación e interconexión de este tipo de instalaciones.

Usualmente Zeton Inc. diseña y construye la planta piloto de acuerdo con un grupo de estándares bajo consentimiento de la compañía y su cliente. Según sus experiencias, el intento de aplicar especificaciones y estándares de refinerías a plantas piloto conforma un gasto de tiempo y dinero, y algunas veces resulta en una planta piloto que es muy grande e ineficiente.

1.2. Aspectos fundamentales

1.2.1. Flujo de fluidos

El flujo es el movimiento relativo entre las diferentes partes de un fluido sometido a deformación continua. El flujo en un canal o tubería se puede determinar mediante cantidades físicas: (a) desplazamiento de una partícula de fluido, (b) velocidad de una partícula de fluido en un punto del campo de flujo y (c) aceleración de una partícula en un punto del campo de flujo.

El desplazamiento, la velocidad y la aceleración de partículas en un fluido pueden permanecer constantes o variar con el espacio y/o con el tiempo; según el espacio, el flujo puede clasificarse en *uniforme* si las cantidades físicas permanecen constantes en el espacio, y *no uniformes*. Con respecto al tiempo se clasifican en *permanentes o estacionarios* si las cantidades de flujo permanecen constantes en el tiempo, y *no permanentes*.

El tipo de flujo más sencillo de analizar es el uniforme ya que la presión y velocidad permanecen constantes en el espacio y en el tiempo; sus ecuaciones se utilizan para el diseño de sistemas de tuberías. Si no hay cambio en la velocidad del fluido, la aceleración es nula, lo que implica que la sumatoria de fuerzas que actúan sobre un volumen de control sea igual a cero, es decir, existe un equilibrio de fuerzas.

Las fuerzas actuantes en el flujo de tuberías son las *fuerzas de presión*, *fuerzas gravitacionales* y las *fuerzas de fricción*. Las fuerzas gravitacionales y de presión tratan de acelerar el flujo, mientras las fuerzas de fricción tratan de frenarlo. Las fuerzas de fricción resultan realmente importantes en el problema del flujo uniforme, por lo que a lo largo de la historia se ha estudiado sobre ellos y propuesto diversas teorías del comportamiento de dichas fuerzas.

1.2.1.1. Régimen permanente

Los sistemas de conducción de fluidos están caracterizados por una operación estable o casi estable durante la mayor parte de sus períodos de funcionamiento y, por consiguiente, el respectivo régimen se clasifica como permanente. Las características

del flujo permanecen constantes en el espacio y tiempo, por lo que los problemas con régimen permanente son más fáciles de analizar y sus ecuaciones se utilizan para el diseño de sistemas de tuberías. Como la velocidad no cambia, el fluido no está siendo acelerado, por lo que las fuerzas que actúan sobre el mismo deben ser iguales a cero, es decir, existe un equilibrio de fuerzas que hace la resolución más sencilla.

1.2.1.2. Tipos de flujos y número de Reynolds

El más importante de los estudios sobre la resistencia al flujo en conductos circulares fue planteada por Reynolds (1884). El experimento consistía en un tubo de vidrio por el que circulaban agua y tinta separadas en principio, y una válvula reguladora de caudal al final del tubo. Reynolds observó que al aumentar el caudal producto de un aumento en la velocidad de flujo, el punto de mezcla entre la tinta y el agua se corría aguas arriba. La zona de inestabilidad donde la tinta y el agua no se mezclaban eventualmente desaparecía. Sin embargo, si seguía aumentando el caudal, el corrimiento del punto de mezcla llega hasta un máximo en donde se detiene; para todo caudal hay una zona donde la tinta no se mezcla con el agua. Reynolds definió entonces los tipos de flujo de la siguiente manera:

- **Flujo Laminar:** cuando la tinta no se mezcla. El flujo se mueve en capas sin intercambio láminas o paquetes de fluido entre ellas.
- **Flujo Turbulento:** cuando la tinta se mezcla completamente. Se presenta intercambio de láminas o paquetes de fluido entre las capas que se mueven a diferente velocidad.
- **Flujo en Transición:** cuando el filamento de tinta comienza a hacerse inestable. El caudal para el que éste fenómeno se manifiesta depende de las condiciones del experimento.

Reynolds pudo generalizar sus conclusiones acerca de los experimentos al introducir un término adimensional, que posteriormente tomó su nombre, como:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad [1.1]$$

donde Re es el número de Reynolds; ρ la densidad, v la velocidad y μ la viscosidad del fluido. D es el diámetro de la tubería en metros.

Reynolds mostró que ciertos valores críticos definían las velocidades críticas superior e inferior para todo fluido que fluye en cualquier tamaño de tubo. Así dedujo que los límites de flujo laminar y turbulento se definían con números simples; encontró que el límite superior del flujo laminar correspondía a $12000 < Re < 14000$, pero este número es indefinido, ya que es dependiente de varias condiciones incidentes como la quietud inicial del fluido, la forma de entrada del tubo y la rugosidad del mismo.

Experimentos posteriores han demostrado que el número de Reynolds posee valores que limitan los tipos de flujos. Dichos valores se presentan en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1. Límites Número de Reynolds.

TIPO DE FLUJO	NÚMERO DE REYNOLDS
LAMINAR	< 2100
TRANSICION	$2100 < Re < 4000$
TURBULENTO	> 4000

1.2.1.3. Ecuación de Bernoulli

La ecuación de Bernoulli describe el comportamiento de un fluido bajo condiciones variantes y es aplicada en la dinámica de fluidos. Un fluido se caracteriza por carecer de elasticidad de forma, es decir, adopta la forma del recipiente que lo contiene. Para llegar a la ecuación de Bernoulli deben hacerse varias suposiciones: (a) el fluido se mueve en un régimen estacionario, es decir, la velocidad en un punto no varía con el tiempo, (b) se desprecia la viscosidad del fluido y (c) se considera que el fluido está bajo la influencia del campo gravitatorio únicamente. La forma más simple de la ecuación de Bernoulli es:

$$P + \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 + \rho \cdot g \cdot h = constante \quad [1.2]$$

donde P es la presión, g es la gravedad y h la altura del nivel del fluido.

Si se divide la ecuación [1.2] entre la densidad del fluido por la gravedad se obtiene la expresión más usada para la ecuación de Bernoulli:

$$\frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + h = \text{constante} \quad [1.3]$$

donde el peso específico γ es: $\gamma = \rho \cdot g$

Los términos de la ecuación [1.3] tienen dimensiones de longitud y se llaman alturas de presión, velocidad y topográfica, respectivamente.

En tuberías y conductos cerrados, el tipo de energía más común que puede perderse por razón del movimiento del fluido es la energía de presión, ya que la energía cinética debe permanecer constante si el área se mantiene constante, y la energía potencial sólo depende de la posición y elevación de la tubería. Uno de los principales problemas que se presentan en una conducción, es poder evaluar las pérdidas que se originan en ella.

1.2.1.4. Pérdidas de carga

La ecuación más general para explicar la pérdida de energía por fricción ocurrida durante el movimiento de fluidos se conoce como la ecuación de Darcy-Weisbach. Dicha ecuación fue deducida por Henry Darcy, ingeniero francés del siglo XIX, y por Julius Weisbach, científico e ingeniero alemán de la misma época. La ecuación posee la siguiente forma:

$$h_f = f \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \quad [1.4]$$

donde f es el factor de fricción, l la longitud de la tubería y d el diámetro de la misma.

El factor de fricción de Darcy f , es una función compleja del número de Reynolds y de la rugosidad relativa. El trabajo de determinar la forma exacta de la función de dicha relación probó ser altamente complejo y sólo hasta finales de la década de 1920 se culminó. La tendencia de los trabajos posteriores correspondieron a trabajos en desarrollos teóricos y trabajos de laboratorio. Algunos de estos trabajos fueron:

(a) Manning (1890), tuberías de gran diámetro:

$$h_f = 10,294 \cdot n^2 \cdot L \cdot D^{-5,33} \cdot Q^2 \quad [1.5]$$

(b) Hazen-Williams (1905), tuberías para redes de distribución de diversos materiales:

$$h_f = 10,674 \cdot C^{-1,852} \cdot L \cdot D^{-4,871} \cdot Q^{1,852} \quad [1.6]$$

(c) Scimemi (1925), fibrocemento.

(d) Scobey (1931), tuberías de plástico.

Otros estudios semi-empíricos adoptaron como punto de partida la ecuación de Darcy, por ser el factor de fricción f adimensional. El factor f determina básicamente la influencia que tiene la rugosidad ε de las paredes de la tubería sobre las pérdidas de carga, así como la corrección a aplicar con respecto a un flujo completamente turbulento. La aplicación de las técnicas de análisis adimensional permite expresar el factor f como una función del número de Reynolds Re y de la rugosidad relativa de las paredes de la tubería ε_r . Algunos de estos estudios fueron:

(a) Blasius (1911) obtiene de forma experimental una primera expresión de f en función de Re , válida para tubos lisos (aquellos en que ε_r no afecta el flujo, al quedar las irregularidades cubiertas por la subcapa laminar) hasta $Re < 10^5$:

$$f = 0,3164 \cdot Re^{-0,25} \quad [1.7]$$

(b) Prandtl y Von-Karman (1930) partiendo del concepto de longitud de mezcla, perfeccionan la fórmula de Blasius para tubos lisos ampliando su rango de validez:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad [1.8]$$

(c) Nikuradse (1933) experimenta con tubos rugosos (aquellos en que las pérdidas están dominadas por la rugosidad de las paredes), con rugosidades artificiales obtenidas mediante granos de arena tamizados, llegando a:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon}{3,71 \cdot D}\right) \quad [1.9]$$

donde ε es la rugosidad relativa del material de la tubería.

(d) Colebrook-White (1939) consiguen reunir ambas expresiones en una sola, válida para todos los tipos de flujo y rugosidades. Además, es adaptable para tubos comerciales con tal de identificar su rugosidad equivalente de Nikuradse:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon}{3,71 \cdot D} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}}\right) \quad [1.10]$$

(e) Moody (1944) consigue representar la expresión de Colebrook-White en un ábaco, que integra el valor de f para todos los tipos de flujo. El diagrama de Moody se representa en la Figura 1.1.

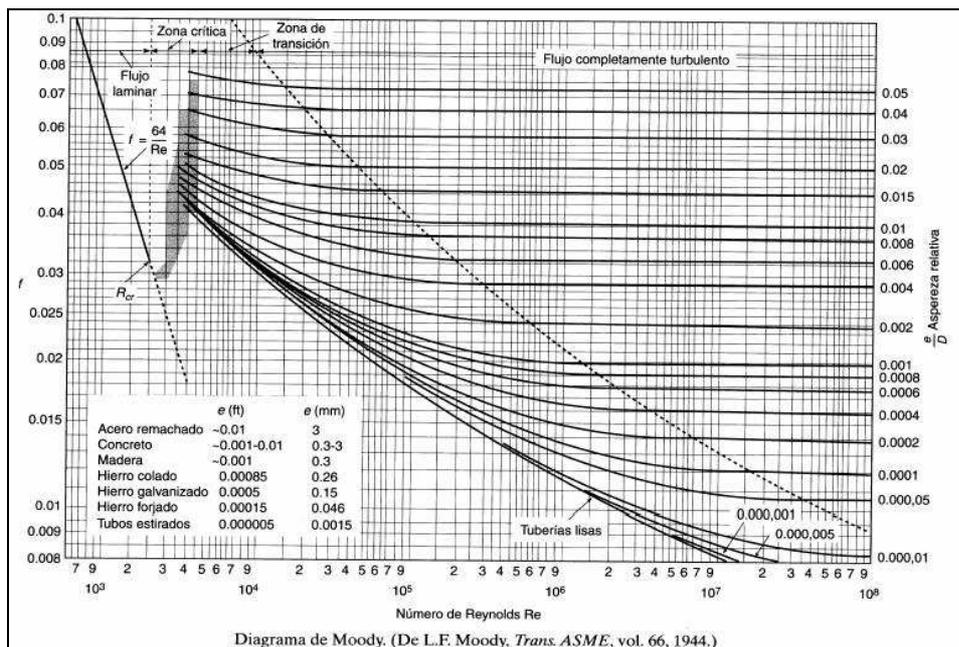


Figura 1.1. Diagrama de Moody. Fuente: PDVSA (1996).

La ecuación de Colebrook-White es actualmente la fórmula más exacta y universal para el cálculo de factores de fricción. Es válida para tubos de pequeño y gran diámetro, superficies lisas y rugosas, caudales bajos y altos, y fluidos de

cualquier viscosidad. Sin embargo, es la más difícil de aplicar ya que no es una ecuación explícita y requiere el uso de algún método numérico para calcular el factor f una vez conocidas las otras variables. Este problema matemático propició la aparición de ecuaciones de aplicación más sencillas de utilizar y el uso de otras ya existentes, de menor alcance pero de uso más sencillo. Algunas de estas ecuaciones son:

- (a) Hazen-Williams (1933) propusieron originalmente la siguiente expresión:

$$v = 0,849 \cdot C_{HW} \cdot R^{0,63} \cdot S^{0,54} \quad [1.11]$$

de donde, reemplazando S por h_f/l , se obtiene la expresión para las pérdidas por fricción:

$$h_f = \frac{6,824 \cdot l \cdot v^{1,851}}{C_{HW}^{1,851} \cdot d^{1,167}} \quad [1.12]$$

El coeficiente de Hazen-Williams (C_{HW}) no es una característica física del tubo, como sí lo es la rugosidad absoluta k_s , la cual es utilizada para obtener el factor f . El coeficiente C_{HW} es una característica del tubo y del fluido, por lo que el uso de la ecuación de Hazen-Williams tiene que estar limitado a ciertas características de fluido y flujo: el fluido debe ser agua a temperaturas normales, el diámetro debe ser superior o igual a 2 pulgadas (50,8 mm) y la velocidad en las tuberías debe limitarse a 3 m/s.

- (b) Swamme y Jain (1976) desarrollaron la fórmula explícita más precisa hoy en día:

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{\varepsilon}{3,71 \cdot D} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad [1.13]$$

valida para $10^{-6} < \varepsilon < 10^{-2}$ mm y $10^3 < \text{Re} < 10^8$.

En la Figura 1.2 se presenta una comparación de distintas fórmulas de pérdidas de cargas en un diagrama de Moody; se observa que el diagrama de Moody contiene el valor de f para todo tipo de flujo y para distintos tipos de tuberías usuales en industria.

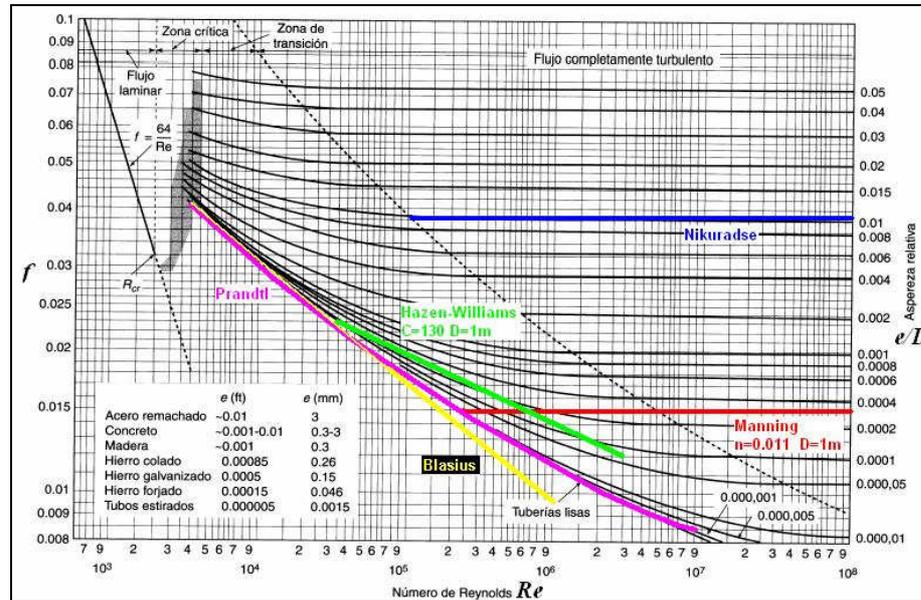


Figura 1.2. Comparación de fórmulas de pérdidas de carga.

Con la popularización de las computadoras, la solución de problemas con métodos numéricos iterativos se ha hecho más sencilla. Dada su efectividad y amplio rango de aplicación, la ecuación de Colebrook-White es la más usada en el cálculo de pérdidas de carga de tuberías por fricción cuando los recursos computarizados y de resolución de problemas por métodos iterativos está al alcance.

Haciendo una comparación entre los dos métodos más usados para el cálculo de pérdidas de fricción en tuberías, el de Hazen-Williams y el de Darcy-Weisbach, se nota que el primer método suele sobrestimar las pérdidas para distintos diámetros; la dependencia del coeficiente C_{HW} con respecto al diámetro de la tubería explica dicha sobrestimación. A pesar de su sencillez, el método de Hazen-Williams debe utilizarse únicamente cuando el costo de las tuberías no sea el factor predominante en el costo total de un sistema de manejo de agua, garantizando el cumplimiento de las restricciones de diámetro y velocidad de dicha ecuación. Siempre que pueda utilizarse, se prefiere el uso de la ecuación de Darcy-Weisbach, ya que en el diseño bajo métodos iterativos el diseñador no tiene control sobre las velocidades en todas las iteraciones. Además, si el diseño va acompañado de una rutina de optimización de

diámetros y, por ende, de costos del sistema, no tendría sentido utilizar una ecuación con tendencia a la sobreestimación de diámetros de diseño.

1.2.1.5. Longitud equivalente en accesorios

Los codos, conexiones en “T”, válvulas, orificios y otras restricciones causan caídas de presión adicionales en una tubería. Los accesorios que tienen el mismo diámetro nominal que la tubería pueden ser tomados en cuenta en términos de longitud equivalente de tubería recta; dicha longitud equivalente puede ser calculada a partir de los coeficientes de los accesorios. La longitud equivalente es sumada entonces a la longitud real de la tubería y dicha suma se utiliza en la fórmula de Darcy-Weisbach para predecir las pérdidas de carga por fricción. En el diseño, se debe admitir que el coeficiente real de los accesorios puede desviarse de los valores comúnmente encontrados en tablas y gráficos.

El cálculo de longitud equivalente de accesorios, codos, uniones, orificios y demás accesorios varía de acuerdo al tipo de accesorio instalado. Básicamente, el cálculo consiste en encontrar el valor del coeficiente de resistencia K según el tipo de accesorio instalado y calcular la longitud equivalente con la suma de las resistencias adicionales al paso del fluido. Esto es:

$$L_{eq} = \left(\frac{d}{4 \cdot 10^3 f} \right) \cdot \sum K \quad [1.14]$$

En un análisis de flujo a través de válvulas, Crane Company (1988) desarrolló una ecuación para el cálculo del coeficiente de fricción en válvulas de acuerdo al valor del coeficiente de flujo. La expresión desarrollada fue:

$$K = \frac{2,25 \cdot 10^{-3} \cdot d^4}{C_v^2} \quad [1.15]$$

donde C_v es el coeficiente de flujo propio del accesorio.

1.2.1.6. Cavitación

Cuando la corriente en un punto de una estructura o de una máquina alcanza una presión igual a la presión de vapor del líquido, el mismo se evapora y se forman

burbujas o, más correctamente, cavidades de vapor. Estas cavidades o burbujas son arrastradas a zonas de mayor presión donde se produce la implosión de las mismas. Dichas implosiones producen una elevación local de la presión, produciendo una estela de gas y un impacto en el contorno que provoca el arranque de metal de la superficie de la máquina.

Los impactos que producen la cavitación son periódicos, es decir, se produce un fenómeno vibratorio que aumenta la erosión del material por fatiga. Si la zona donde chocan las ondas de presión es la misma, provoca que ésta se convierta en una zona de mayor pérdida de presión y, por ende, el mayor foco de formación de burbujas de vapor.

La cavitación en las bombas (y en turbinas) produce, principalmente, dos efectos perjudiciales: disminución del rendimiento y erosión. La aparición de la cavitación en las bombas está íntimamente relacionada a:

- (a) Con el tipo de bomba: en general, el peligro de cavitación es tanto mayor cuanto mayor es el número específico de revoluciones.
- (b) Con la instalación de la bomba: la altura de suspensión de la bomba o cota del eje de la misma con respecto al nivel del líquido en el tanque de succión debe ser escogida cuidadosamente para evitar la cavitación.
- (c) Con la condiciones de servicio de la bomba: el caudal de la bomba nunca debe exceder el máximo permisible para que no se produzca la cavitación.

1.2.1.7. Régimen variable

Los sistemas de conducción de fluidos a presión están invariablemente sujetos a modificaciones temporales de las magnitudes del flujo. Estas modificaciones, en general, están relacionadas con la acción hidromecánica de ciertos dispositivos y máquinas hidráulicas, instaladas en determinados sectores de la conducción. Son así, ejemplos típicos del régimen variable los casos de variaciones de la velocidad y de las presiones, determinados por el accionamiento de válvulas, o alteraciones en las condiciones del régimen de entrada y salida de sistemas de bombeo.

1.2.1.7.a. Golpe de Ariete

Este fenómeno se produce en conductos al cerrar o abrir una válvula y al poner en marcha o parar una máquina hidráulica; también puede presentarse con disminuciones bruscas del caudal por otras razones. Debido a que los líquidos son ligeramente elásticos, cuando se cierra bruscamente una válvula las partículas del fluido que se han detenido son empujadas por las que vienen inmediatamente detrás y que siguen aún en movimiento, originando una sobrepresión que se desplaza por la tubería a una velocidad un poco menor a la del sonido.

La sobrepresión que produce el golpe de ariete tiene dos efectos: comprime ligeramente el líquido, reduciendo su volumen, y dilata ligeramente la tubería. Conjuntamente, estos efectos provocan otra onda de presión en el sentido contrario; el líquido se desplaza en dirección contraria pero, al estar la válvula cerrada, se produce una depresión con respecto a la presión normal de la tubería.

Este fenómeno es muy peligroso, ya que la sobrepresión generada puede llegar a entre 60 y 100 veces la presión normal de la tubería, ocasionando roturas en los accesorios instalados en los extremos. La fuerza del golpe de ariete es directamente proporcional a la longitud del conducto, ya que las ondas de sobrepresión se cargarán de más energía, y es inversamente proporcional al tiempo durante el cual se cierra la válvula: cuanto menos dura el cierre, más fuerte será el golpe.

1.2.2. Diseño de tuberías simples

El diseño de tuberías simples corresponde a tuberías de diámetro constante y hecha de un solo material a lo largo de toda su longitud. La energía que mueve el fluido dentro de ella puede ser de tipo gravitacional (un embalse o tanque) o mecánica (una bomba). La tubería simple puede tener cualquier tipo de accesorios que produzcan pérdidas menores, incluyendo válvulas para el control del caudal.

Los problemas en la hidráulica de tuberías simples se pueden clasificar de acuerdo con la variable desconocida en el problema. Las variables involucradas en problemas de tuberías simples son:

- (a) Variables relacionadas con la tubería: diámetro (d), longitud (l) y rugosidad absoluta de la tubería (k_s).
- (b) Variables relacionadas con el fluido: densidad (ρ) y viscosidad dinámica del fluido (μ).
- (c) Variables relacionadas con el esquema del sistema: coeficientes de pérdidas menores de todos los accesorios (ΣK_m).
- (d) Variables relacionadas con la energía impulsora del fluido: altura piezométrica entre el embalse de entrada y la salida (H) o potencia de la bomba (P).
- (e) Otras variables: aceleración de la gravedad (g) y caudal o velocidad media en la tubería (Q o v).

Las variables que pueden ser desconocidas son el caudal, el diámetro de la tubería o la potencia de la bomba que es necesaria instalar para mover un determinado caudal.

1.2.3. Sistemas de bombeo

Un sistema de bombeo se considera como aquel que toma el fluido directa o indirectamente de la fuente de abastecimiento y lo lleva a un tanque de almacenamiento, una estación de rebombeo o una red.

Una bomba es un equipo transformador de energía; recibe energía mecánica, que puede proceder de un motor eléctrico, térmico, etc., y la convierte en energía que un fluido adquiere en forma de presión, de posición o de velocidad. El funcionamiento de una bomba depende del tipo y las condiciones de operación a las que esté sometida. La clasificación más completa de bombas se presenta en la Figura 1.3.

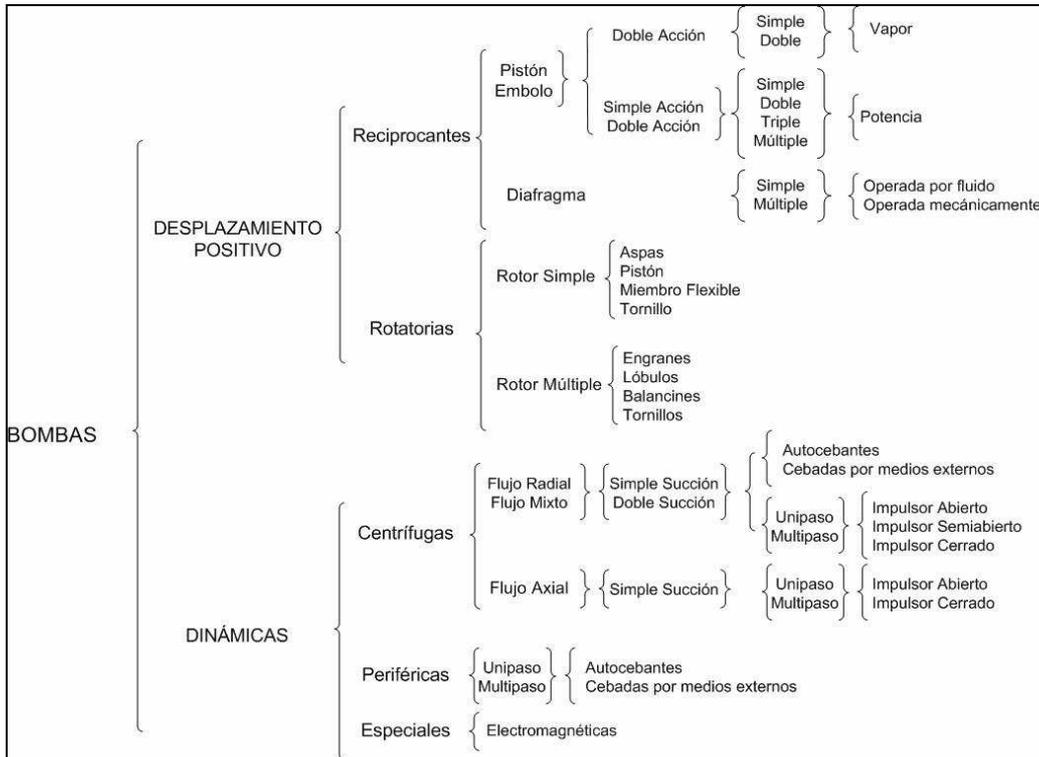


Figura 1.3. Clasificación de bombas. Fuente: Viejo (1972).

1.2.3.1. Caudal o gasto de bombeo (Q)

Es el volumen de líquido que fluye a través de la bomba por unidad de tiempo.

1.2.3.2. Velocidad de rotación

Es la velocidad angular de los elementos giratorios del grupo motor-bomba.

1.2.3.3. Potencia hidráulica

Es la energía por unidad de tiempo transferida al flujo. La potencia hidráulica se define como:

$$Pot_h = \gamma \cdot Q \cdot H \quad [1.16]$$

donde H es la altura dinámica total de la bomba y el sistema en el punto de operación.

1.2.3.4. Selección de bombas

Como se puede observar en la Figura 1.3, existen numerosos tipos de bombas, para distintas aplicaciones y usos; no existe una bomba específica para una aplicación en particular, por lo que la selección de bombas debe hacerse bajo criterios económicos y de operación en pro de seleccionar la bomba más adecuada para la aplicación específica al menor costo posible.

Los tres factores principales para la selección del tipo de bomba son la presión requerida, el caudal y las características del fluido a impulsar (viscosidad, temperatura, densidad, presión de vaporización, materiales en suspensión, impurezas, alcalinidad, etc.). En la Tabla 1.2 se presentan los 3 factores principales para la selección de acuerdo al tipo de bombas.

Tabla 1.2. Factores de selección de tipo de bombas. Fuente: Viejo (1972).

	DESPLAZAMIENTO POSITIVO RECIPROCANTE	DESPLAZAMIENTO POSITIVO ROTATORIA	DINÁMICAS TIPO CENTRÍFUGAS
CAUDAL	BAJO	BAJO Y MEDIANOS	GRANDES
PRESIÓN	ALTA	ALTAS	REDUCIDAS O MEDIANAS
LIQUIDO	LIMPIOS	VISCOSOS	TODO TIPO, EXCEPTO ALTA VISCOSIDAD

Las bombas reciprocantes se usaron mucho en el pasado, pero los progresos en motores eléctricos han propiciado el desarrollo de bombas centrífugas mucho más ligeras y económicas, que han sustituido paulatinamente el uso de bombas reciprocantes. Las bombas centrífugas tienen a su favor las condiciones de descarga constante, a una presión dada, que no tienen las reciprocantes. Además, las bombas centrífugas presentan pocos o nulos problemas con válvulas, que son muy comunes en las bombas reciprocantes. De acuerdo al desarrollo tecnológico de los últimos tiempos, aproximadamente 2/3 partes de las bombas usadas hoy en día son centrífugas, tendencia que se estima en crecimiento para los años posteriores.

1.2.3.5. Carga o Altura Dinámica Total de Bombeo (H)

La Altura Dinámica Total de Bombeo representa todos los obstáculos que tendrá que vencer el fluido impulsado por una bomba (expresados en metros de columna del mismo) para poder llegar hasta el punto específico considerado como el más desfavorable del sistema.

La ecuación para el cálculo de la altura dinámica H proviene de la ecuación de Bernoulli y es:

$$H = \frac{P_{desc} - P_{succ}}{g} \times \frac{1}{s_{fluido}} + (z_{desc} - z_{succ}) + \frac{v_{desc}^2 - v_{succ}^2}{2g} + h_{fsucc} + h_{fdesc} \quad [1.17]$$

donde s_{fluido} es la densidad relativa del fluido del sistema, P_{desc} y P_{succ} son las presiones, z_{desc} y z_{succ} son las cotas, v_{desc} y v_{succ} son las velocidades y h_{fdesc} y h_{fsucc} son las pérdidas por fricción, todas de descarga y de succión, respectivamente.

1.2.3.6. Curva del sistema

La curva del sistema ofrece información sobre cómo aumentan las pérdidas por fricción mientras aumenta el caudal en el sistema.

Para hallar la curva, se resuelve la ecuación [1.17] para distintos caudales. La forma general de la curva del sistema se representa en la Figura 1.4.

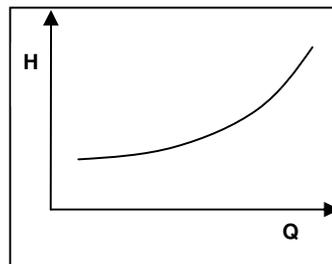


Figura 1.4. Curva del sistema.

1.2.3.7. Curva de la bomba

En la teoría de las bombas se demuestra que, una vez fijadas las dimensiones y geometría de sus partes constitutivas, así como la velocidad, se determina una

relación única entre el caudal y el resto de los parámetros hidromecánicos asociados con la operación de la bomba. Por la complejidad del movimiento que tiene lugar en el interior de la unidad, esta relación debe ser obtenida mediante ensayos experimentales y los resultados se presentan en curvas funcionales.

La curva más importante suministrada por el fabricante de la bomba es la de altura dinámica total de la bomba contra el caudal, aunque también se suministran las de eficiencia, potencia y $NPSH_R$ con respecto al caudal de operación. Estas curvas son de vital importancia a la hora de elegir una bomba para un sistema específico. La curva de la bomba es la de H vs Q que, al ser interceptada con la curva del sistema a la misma escala, da como resultado el punto de operación de la bomba, es decir, el punto al cual trabajaría la bomba en el sistema especificado. Con estos datos se puede determinar si la bomba ofrece lo que se requiere para el sistema.

En la Figura 1.5 se representan las curvas características de la bomba y el sistema y su punto de operación.

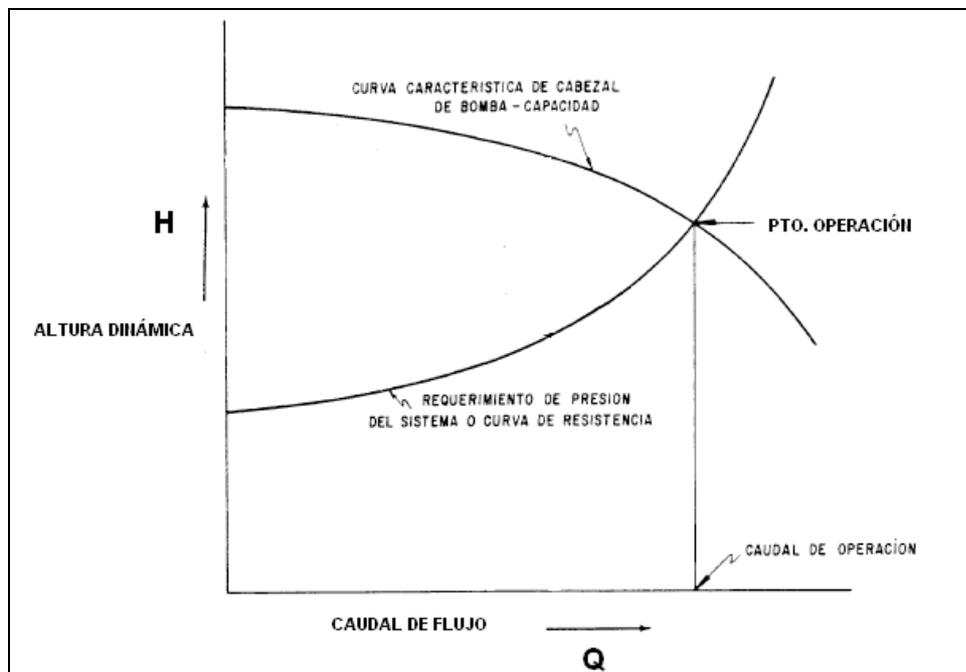


Figura 1.5. Curva del sistema y bomba y punto de operación.

1.2.3.8. Altura de Succión Neta Disponible ($NPSH_D$)

Es el termino comúnmente usado para designar al Cabezal Neto de Succión Positivo disponible, y se define como el margen entre la presión actual al nivel de referencia de la bomba y la presión de vapor a la temperatura de bombeo del líquido, convertido a cabezal del líquido bombeado. El $NPSH_D$ resulta de las condiciones existentes en la fuente de donde proviene el líquido y de los cambios de presión y temperatura a lo largo de la línea de succión.

$$NPSH_D = \frac{P_{succ} - P_{vap}}{g} \times \frac{1}{S_{fluido}} + \Delta z_{BOM-TANsucc} - h_{fsucc} \quad [1.18]$$

1.2.3.9. Altura de Succión Neta Requerida ($NPSH_R$)

Es la altura mínima absoluta que se requiere en la succión de la bomba para garantizar un funcionamiento satisfactorio de la misma, evitando la posibilidad de vaporización del líquido en su interior y, por ende, la cavitación. El $NPSH_R$ siempre se expresa en unidades absolutas y para su determinación se utilizan ensayos sobre modelos en laboratorios especializados, con diversos arreglos de los equipos de prueba y medición. Esta información es dada por el fabricante de la bomba.

Se debe tener en cuenta siempre que para evitar la cavitación de una bomba se debe cumplir que para un determinado caudal de operación:

$$NPSH_D > NPSH_R$$

1.2.4. Sistemas de tuberías

En los sistemas de bombeo intervienen las tuberías como elementos principales del mismo. Por ello, la selección del material a emplear debe hacerse atendiendo a diversos factores que permitan lograr el mejor diseño.

Un diseño ventajoso es aquél que logra la utilización del material apropiado, aprovechando al máximo sus características (teniendo en cuenta el fluido a manejar). Esta condición de diseño económico y funcional puede lograrse si utilizamos la

tubería correcta para cada condición de trabajo. En general, la tubería debe soportar al menos la presión máxima a la que estará sometida.

1.2.4.1. Línea de aducción por gravedad

Una línea de aducción por gravedad debe aprovechar al máximo la energía disponible para conducir el gasto deseado, lo cual en la mayoría de los casos conduce a la selección del diámetro mínimo que cumpla con las especificaciones técnicas (capacidad) y que permita presiones iguales o menores que las que la tubería pueda soportar.

1.2.4.2. Línea de aducción por bombeo

La existencia de fuentes de succión a elevaciones inferiores a sitios de consumo, obligará a estudiar alternativas de bombeo. A diferencia de un sistema de aducción por gravedad, donde la carga disponible es un criterio lógico de diseño que permite la máxima economía al elegir diámetros cuyas pérdidas de carga sean máximas, en el caso de aducción por bombeo, la diferencia de elevación es carga a vencer que va a ser incrementada en función de la selección de diámetros menores y consecuentemente ocasionará mayores costos de equipos y energía.

1.2.5. Válvulas

Son accesorios o aparatos mecánicos con los que se pueden iniciar, detener o regular la circulación de fluidos mediante una pieza movable que abre, cierra u obstruye en forma parcial o total uno o más orificios o conductos.

Es muy importante seleccionar la válvula adecuada a la necesidad del sistema; este principio es esencial para obtener larga vida y bajo mantenimiento de válvulas. Para ello, debe conocerse la función de cada válvula, y la naturaleza del fluido y las presiones de trabajo.

1.2.5.1. Válvulas de compuerta

Se usan en donde un mínimo de caída de presión a través de la válvula es importante, y donde las válvulas se encuentran normalmente abiertas o cerradas. Las

válvulas de compuerta están diseñadas para permitir un flujo libre y continuo o impedir completamente su paso. La colocación de esta válvulas debe ser en ángulo recto a la línea de flujo, ya que así ofrecen menos resistencia al flujo que otros tipos de válvulas.

Ésta, ya sea de cuña o de disco, se levanta o se baja para abrir o cerrar la válvula a la corriente de flujo. En la Figura 1.6 se aprecia una válvula de compuerta común.

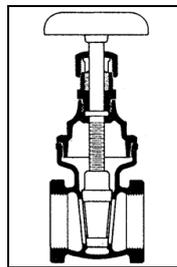


Figura 1.6. Válvula de Compuerta. Fuente: CRANE (1992).

1.2.5.2. Válvulas de globo

Son usadas para regular y estrangular el volumen de flujo, desde un simple goteo hasta su máxima capacidad. Es posible, desde luego, utilizar estas válvulas para detener completamente el flujo o para el libre paso de éste, provocando una pérdida mayor y haciéndola más costosa que una válvula de compuerta.

En la Figura 1.7 se aprecia una válvula de globo.

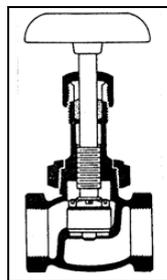


Figura 1.7. Válvula de globo. Fuente: CRANE (1992).

1.2.5.3. Válvulas check o de “no retorno”

Previene la reversión de la dirección del flujo en una línea de tubería. La presión del líquido que fluye mantiene la válvula abierta; la gravedad unida a cualquier flujo reversivo, la cierra.

La acción de estas válvulas es automática, por lo general no tienen control externo. Los tipos de válvula check son oscilantes y de elevación; en la oscilante el disco está suspendido en el cuello del cuerpo, mientras que en las de elevación el disco o una esfera es levantada dentro de una guía desde su asiento por medio de la presión del líquido que fluye debajo de la misma. En la Figura 1.8 se representa los tipos de válvulas check.

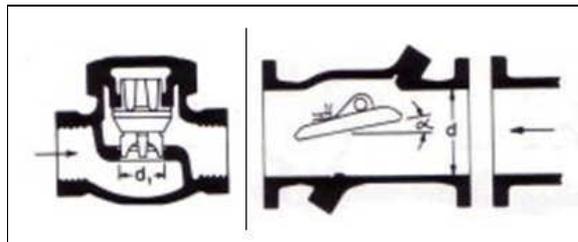


Figura 1.8. Válvulas check.

1.2.5.4. Válvulas de bola

Se usan para detener o permitir el libre flujo de un fluido. Son de ¼ de vuelta, en la que una bola o esfera gira entre asientos elásticos, lo que permite la circulación directa en la posición abierta, y corta el paso cuando se gira 90° cerrando el conducto. En la Figura 1.9 se observa una válvula de bola.

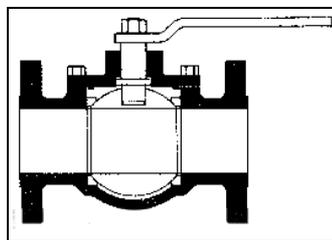


Figura 1.9. Válvula de Bola. Fuente: CRANE (1992).

1.2.5.5. Válvulas de alivio

En caso de que se supere el límite prefijado de presión en una tubería en particular, las válvulas de alivio se abren para dejar escapar la cantidad de fluido necesaria para disminuir la presión a los valores de operación.

En la Figura 1.10 se representa una válvula de alivio común.

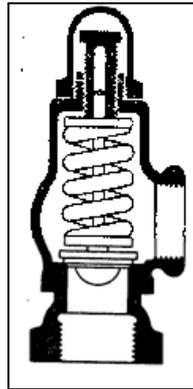


Figura 1.10. Válvula de alivio. Fuente: CRANE (1992).

1.2.6. Motor eléctrico

El motor es el encargado de transmitir un par torsor a la bomba. El funcionamiento de los motores eléctricos se basa en dos fenómenos físicos fundamentales relacionados con el magnetismo: la creación de un campo magnético cada vez que pasa corriente eléctrica a través de una bobina enrollada alrededor de un núcleo ferromagnético, y la atracción y repulsión entre polos magnéticos.

En el motor, se suministra energía a los conductores y al campo magnético del dinamo a fin de producir un movimiento relativo entre ellos y, por lo tanto, producir energía mecánica.

1.2.6.1. Motor de corriente alterna

La corriente alterna es la variación continua de la polaridad de la corriente, y en combinación con la posición relativa de los campos fijos y móviles del motor, es la que produce la atracción y repulsión alternada que originan la rotación.

1.2.6.1.a. Motor trifásico

El campo magnético rotatorio proporcionado por la potencia trifásica permite medios simples y de bajo costo para construir un motor eléctrico. Se utilizan en un sin fin de aplicaciones y pueden invertirse con facilidad eléctricamente, lo que los hace útiles para aplicaciones que incluyen el control de la dirección de la rotación o posicionamiento remoto.

Estos motores son básicamente máquinas de velocidad constante, aunque las características de operación pueden variarse en cierto grado modificando el diseño del rotor. Estas variaciones producen cambios predecibles en el par de torsión, la corriente y la velocidad a plena carga.

1.2.6.1.b. Variador de frecuencia

Es un sistema de control de la velocidad rotacional de un motor de corriente alterna por medio del control de la frecuencia de alimentación suministrada al mismo.

Los variadores de frecuencia permiten controlar la velocidad tanto de motores de inducción, como de los motores síncronos mediante el ajuste de la frecuencia de alimentación al motor. La frecuencia y la velocidad son directamente proporcionales, de tal manera que al aumentar la frecuencia de alimentación al motor, se incrementará la velocidad de la flecha, y al reducir el valor de la frecuencia disminuirá la velocidad del eje. Por ello es que este tipo de variadores manipula la frecuencia de alimentación al motor a fin de obtener el control de la velocidad de la máquina. Estos variadores mantienen la razón voltaje/ frecuencia (V/Hz) constante entre los valores mínimo y máximo de la frecuencia de operación, con la finalidad de evitar la saturación magnética del núcleo del motor y, además porque el hecho de operar el motor a un voltaje constante por encima de una frecuencia dada (reduciendo la relación V/Hz) disminuye el par del motor y la capacidad del mismo para proporcionar potencia constante de salida.

La variación de la velocidad del motor de una bomba varía la configuración de la curva Altura vs. Caudal, como se observa en la Figura 1.11, por lo que los

variadores de frecuencia se utilizan ampliamente para sistemas de bombeo con diferentes características de funcionamiento y para el ahorro de energía de los mismos.

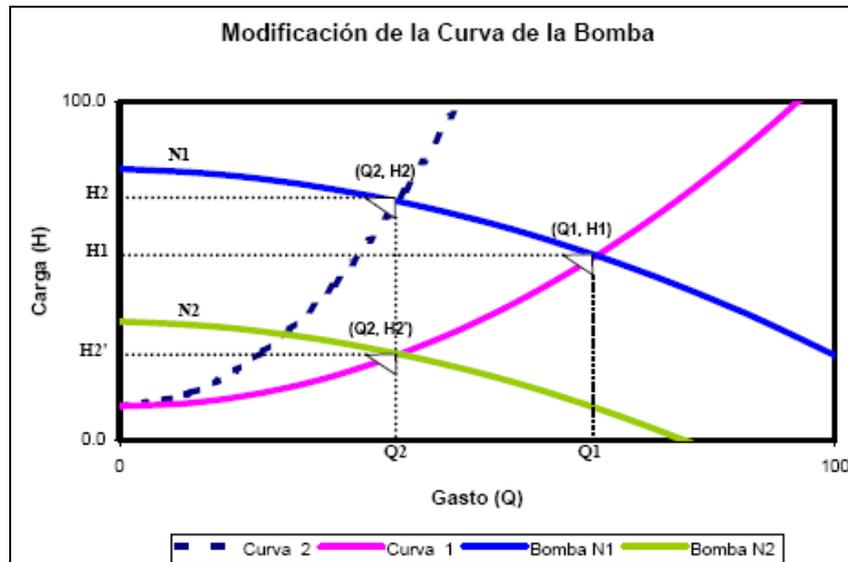


Figura 1.11. Comportamiento de bomba a diferentes velocidades. Fuente: WATERGY (2000).

1.2.7. Soportes y sujeciones de tuberías

Todas las tuberías deben estar sustentadas por soportes que resistan el peso combinado de la tubería, accesorios, válvulas, el fluido contenido en los tubos y el aislamiento. Asimismo, deben mantener la tubería correctamente alineada cuando sea necesario. Donde exista dilatación o contracción extremas, deben emplearse soportes colgantes o monturas con rodillos. Los soportes deben tener una superficie de contacto lisa y plana, sin rebabas ni otras protuberancias que podrían gastar o cortar el tubo.

El factor que determina la separación entre los soportes en líneas de tuberías horizontales es la deformación del tubo debida a su propio peso, el peso del fluido, los accesorios y el aislamiento. Todos los soportes de tuberías deben ser diseñados para satisfacer las condiciones operacionales a las cuales las tuberías y/o equipos

puedan estar sujetas; las tensiones deben permanecer dentro de los valores permisibles según las normas aplicables.

La longitud máxima de los tramos de tubería será limitada para que el esfuerzo longitudinal de la tubería debida a cargas de peso, no exceda el esfuerzo permitido en la tubería a su temperatura de operación. En refinerías y otras instalaciones industriales, cuando se calcule el tamaño de los tramos, se seleccionarán los puntos de soportes en base al esfuerzo permitido y tomando en consideración las estructuras disponibles a las cuales los soportes pueden ser fijados fácilmente.

En refinerías, los soportes donde se apoyan todas las tuberías de proceso son de acero de construcción o vigas de concreto. El diseño de los anclajes, soportes y guías debe prevenir la transmisión de calor excesivo a dichas estructuras, tomando en consideración la cantidad y las temperaturas de las tuberías que dichas estructuras soportan. En la Figura 1.12 se especifica el espacio entre soportes para tuberías.

ESPACIO MAXIMO ENTRE LOS SOPORTES DE TUBERIA	
TAMAÑO DE TUBERIA	ESPACIO DEL SOPORTE
1" A 2"	4,5 M
3"	7,6 M
4" A 12"	9,0 M
SOBRE 12"	*
* Considerado espacio aumentado.	

Figura 1.12. Espacio máximo entre soportes. Fuente: PDVSA (1993).

1.2.8. Transferencia de calor

La energía se transfiere, siempre que exista una diferencia de temperatura, de la región de mayor a la de menor temperatura. La transferencia de calor ocurre por medio de tres mecanismos distintos: conducción, convección y radiación. La transferencia de energía térmica entre dos cuerpos diferentes, por conducción o convección, requieren el contacto directo de las moléculas de diferentes cuerpos y se diferencian en que en la primera no existe movimiento macroscópico de materia, mientras que en la segunda sí lo hay. Por su parte, la radiación implica la

transferencia de energía en forma de ondas electromagnéticas. Para la materia ordinaria la conducción y la convección son los mecanismos principales, ya que la transferencia de energía térmica por radiación sólo representa una parte minúscula de la energía transferida.

1.2.8.1. Conducción

Se considera como la transferencia de energía de las partículas más energéticas a las menos energéticas de una sustancia debido a las interacciones entre las mismas. Para la conducción, la ecuación o modelo se conoce como ley de Fourier [1.19].

$$q_x'' = k \frac{dT}{dx} \quad [1.19]$$

El flujo de calor o transferencia de calor por unidad de área q_x'' es la velocidad con que se transfiere calor en la dirección x por área de transferencia, y es proporcional al gradiente de temperatura en dicha dirección dT/dx ; k es la conductividad térmica y es una característica del material.

1.2.8.2. Convección

Se compone de dos mecanismos: la transferencia de energía debida al movimiento molecular aleatorio y a la transferencia de energía debida al movimiento global o macroscópico del fluido. Este mecanismo de transferencia de calor es propio de los fluidos y se modela con la Ley del Enfriamiento de Newton [1.20].

$$\frac{dQ}{dt} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad [1.20]$$

donde h es el coeficiente de convección (o coeficiente de película), A_s es el área del cuerpo en contacto con el fluido, T_s es la temperatura en la superficie del cuerpo y T_∞ es la temperatura del fluido en un punto lo suficientemente alejado como para no estar afectado por la transferencia de calor. El desarrollo del coeficiente convectivo (h) es la parte más compleja e interesante dentro del estudio de la transferencia de calor por convección, ya que éste cuantifica la influencia de las propiedades del fluido y de la superficie. Existen gran número de correlaciones empíricas para la

obtención de dicho coeficiente, cada una para un caso especial con condiciones y consideraciones específicas.

1.2.8.2.a. Parámetros adimensionales

Los parámetros adimensionales son valores que refieren un significado físico particular y que permiten el cálculo simplificado de la transferencia de calor por convección. De acuerdo a los tipos de convección y de flujos, según se formen las capas límite, los grupos adimensionales varían en su forma de cálculo. En la Tabla 1.3 se enumeran los grupos adimensionales que aparecen con frecuencia en los cálculos de transferencia de calor.

Tabla 1.3. Parámetros adimensionales.

Grupo	Definición	Interpretación
Número de Grashof (Gr)	$\frac{g\beta(T_s - T_\infty)S^3}{\nu^2}$	Razón de las fuerzas de empuje a las viscosas
Número de Nusselt (Nu)	$\frac{hL}{k_f}$	Gradiente de temperatura adimensional en la superficie
Numero de Prandtl (Pr)	$\frac{C_p\mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha}$	Razón de las difusividades de momento y térmica
Número de Reynolds (Re)	$\frac{VS}{\nu}$	Razón de las fuerzas de inercia y viscosas

1.2.8.2.b. Número de Nusselt

Este parámetro es igual al gradiente de temperatura adimensional en la superficie y proporciona una medida de la transferencia de calor por convección que ocurre en dicha superficie. El número de Nusselt se define como:

$$Nu = \frac{hL}{k_f} \quad [1.21]$$

donde L es la longitud característica de la tubería o conducto.

Sin embargo, el cálculo del número de Nusselt varía según el tipo de convección, el tipo de flujo y el tipo de flujo térmico del sistema que se modela. A continuación se resumen las formas del número de Nusselt según dichos parámetros.

i. Convección forzada

- Flujo a través de Tubos, en régimen laminar

Flujo desarrollado ($L \gg l_{e,f}$, $L \gg l_{e,t}$)

Temperatura superficial uniforme: $\bar{Nu}_D = 3,66 \quad Pr \geq 0,6$

Tasa de flujo de calor uniforme: $\bar{Nu}_D = 4,36 \quad Pr \geq 0,6$

Flujo fluidodinamicamente desarrollado y térmicamente en desarrollo

($L \gg l_{e,f}$, $L \ll l_{e,t}$)

Temperatura superficial uniforme:

$$\bar{Nu}_D = 3,66 + \frac{0,0668(D/L)Pe}{1 + 0,04[(D/L)Pe]^{2/3}} \quad [1.22]$$

donde Pe es otro parámetro adimensional llamado número de Peclet.

Tasa de flujo de calor uniforme: $\bar{Nu}_D = 1,3[Pe(D/L)]^{1/3} \quad [1.23]$

Flujo en desarrollo fluidodinámico y térmico ($L \ll l_{e,f}$, $L \ll l_{e,t}$)

Temperatura superficial uniforme:

$$\bar{Nu}_D = 3,66 + \frac{0,104(D/L)Pe}{1 + 0,016[(D/L)Pe]^{0,8}} \quad [1.24]$$

Tasa de flujo de calor uniforme: $\bar{Nu}_D = 1,86[Pe(D/L)]^{1/3} \quad [1.25]$

- Flujo a través de Tubos, en régimen turbulento

Flujo desarrollado ($L \gg l_{e,f}$, $L \gg l_{e,t}$)

$$\bar{Nu}_D = 0,023Re^{4/5} Pr^{1/3} \quad Pr \geq 0,6 \quad [1.26]$$

Flujo en desarrollo ($L < l_{e,f}$, $L < l_{e,t}$)

$$\bar{Nu}_D = Nu_D \left[1 + (D/L)^{0,7} \right] \quad [1.27]$$

donde Nu_D se evalúa con la ecuación [1.26].

ii. Convección natural

- Flujo sobre cilindros horizontales

Temperatura superficial Uniforme (Churchill y Chu):

$$\bar{Nu}_D = \left[0,6 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 \quad [1.28]$$

1.2.8.3. Radiación

La radiación térmica es la energía emitida por la materia que se encuentra a una temperatura finita. Se modela según la ley de Stefan-Boltzmann [1.29].

$$E = \epsilon \sigma T_s^4 \quad [1.29]$$

donde T_s es la temperatura absoluta (K) de la superficie, σ es la constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$) y ϵ es la emisividad de la superficie. Considerando el intercambio de radiación entre una superficie pequeña a T_s y una superficie isotérmica mucho más grande que rodea por completo a la pequeña, por ejemplo, el medio ambiente, la velocidad de transferencia de calor por radiación desde la superficie, expresada por unidad de área, es

$$q_{rad}'' = \frac{q}{A} = \epsilon E(T_s) - \alpha G = \sigma (\epsilon T_s^4 - \alpha T_{amb}^4) \quad [1.30]$$

donde G es la irradiación que incide sobre la superficie y α es la absorptividad de la superficie.

Hay muchas aplicaciones para las que es conveniente expresar el intercambio neto de calor por radiación en la forma

$$q_{rad} = h_r A (T_s - T_{alr}) \quad [1.31]$$

donde, de la ecuación [1.30], el coeficiente de transferencia de calor por radiación h_r es

$$h_r = \varepsilon \sigma (T_s + T_{alr}) (T_s^2 + T_{alr}^2) \quad [1.32]$$

Aquí se modeló el modo de radiación de forma similar a la convección. En este sentido, se linealizó la ecuación de la velocidad de radiación, haciéndola proporcional a la diferencia de temperaturas en lugar de a la diferencia entre dos temperaturas a la cuarta potencia. Se observa, sin embargo, que h_r depende marcadamente de la temperatura, mientras que la dependencia de la temperatura del coeficiente de transferencia de calor por convección h es por lo general débil.

1.2.8.4. Trazado de vapor (calentamiento continuo con vapor)

El trazado de calor es usado para prevenir las pérdidas de calor de fluidos de proceso que son transportados en tuberías. Se requiere cuando hay riesgo de daños a la tubería o interferencia con las operaciones de la misma tales como bloqueos causados por la congelación, incremento en la viscosidad o separación de componentes del fluido debajo de ciertas temperaturas; también cuando hay riesgo de formación de sustancias corrosivas o agua de acuerdo a la condensación en servicios corrosivos. Esta prevención de pérdida de calor se logra empleando un calentamiento continuo eléctrico con resistencias o con vapor, y aislando ambos elementos, tubería y trazador juntos, como un intento de minimizar la pérdida de calor de la tubería y el trazador a los alrededores.

El calentamiento continuo con vapor, o como regularmente se nombra en la industria como trazado de vapor, se logra con la unión de una pequeña tubería que contiene vapor saturado, también conocida como “trazador”, paralela a la tubería del fluido de proceso. El trazado de vapor es más complicado de instalar que el trazado eléctrico, pero ofrece menos riesgos asociados. Vale destacar que la temperatura del

trazador no podrá exceder la máxima temperatura de saturación del vapor, tal y como opera a presiones de vapor específicas.

El trazado de vapor puede hacerse de dos maneras. El trazado de vapor con tubería desnuda, o *Bare steam tracer* en inglés, es la elección más usada y la más sencilla de instalar y mantener. Está compuesta por una tubería de media pulgada o tres octavos de pulgada transportando vapor saturado, atada paralelamente a la tubería que transporta el fluido de proceso, como se observa en la Figura 1.13. La otra alternativa es el trazado de vapor con cementación, o *Cemented steam tracer* en inglés, donde se coloca o suelda material de alta conductividad térmica entre el trazador de vapor y la tubería del fluido de proceso, como se observa en la Figura 1.14; esta alternativa presenta un aumento en el área de contacto disponible para la transferencia de calor, entre el trazador y la tubería de proceso.

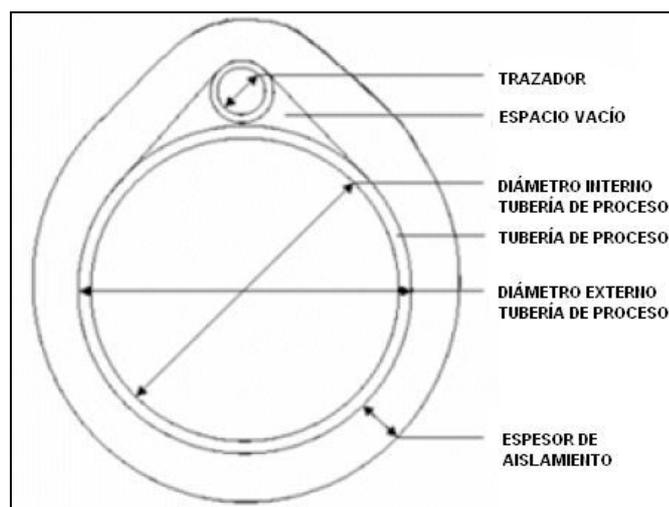


Figura 1.13. Trazado vapor de tubería desnuda. Fuente: DE LANGE (2005).

Aunque el trazado de vapor se usa ampliamente en la industria, no existe un modelo de cálculo adoptado para el mismo. Existen algunos trabajos donde se han desarrollado modelos específicos para el trazado de vapor, pero estos responden a intereses particulares de cada autor o empresa y no ofrecen un amplio rango de aplicación.

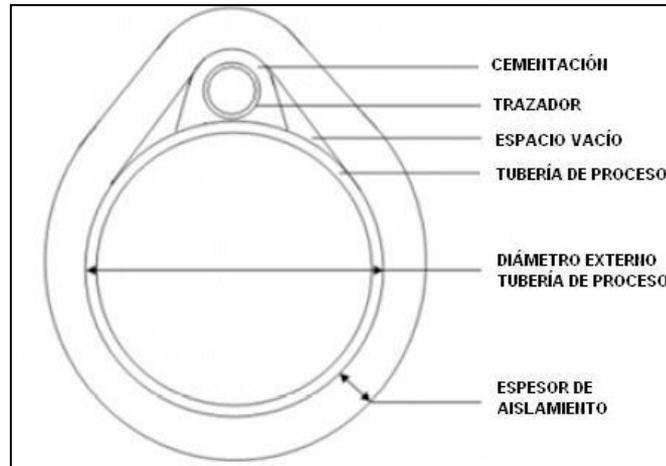


Figura 1.14. Trazado de vapor tubería cementada. Fuente: DE LANGE (2005).

Uno de estos trabajos (De Lange, 2005) logró el desarrollo de una hoja de cálculo para determinar la temperatura mínima a la que tenía que entrar el fluido de proceso para mantenerse a lo largo de la tubería por encima de la temperatura menor admisible. La hoja de cálculo desarrollada por De Lange permite la selección del tipo de tubería (diámetro, material, espesor), longitud de la misma, presión del vapor disponible, temperatura mínima del fluido admisible y datos del aislamiento a usar (tipo, espesor). La hoja de cálculo también determina el consumo de vapor y la temperatura de pared del conjunto tubería trazador.

El procedimiento desarrollado por De Lange está concebido solo para tuberías tipo pipe y de calibres específicos, y ofrece resultados erróneos para tuberías de pequeño diámetro. Para evaluar la superficie del espacio vacío confinado entre ambas tuberías, la hoja de cálculo desarrollada por De Lange utiliza la siguiente expresión

$$A_{ai} = 2 \cdot L_{ai} = 2 \cdot (r_1 - r_2) \cdot \tan \alpha \quad [1.33]$$

donde L_{ai} es la longitud de la superficie de contacto entre el espacio vacío y el aislante, tal como se observa en la Figura 1.15; r_1 es el radio externo de la tubería de proceso y r_2 el radio externo del trazador o tubería de vapor.

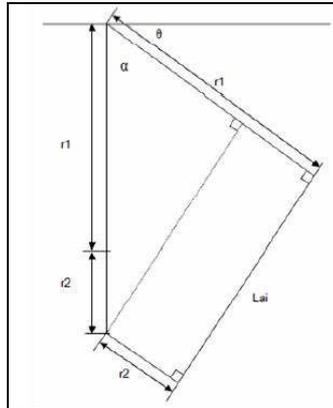


Figura 1.15. Longitud de área de transferencia L_{ai} . Fuente: DE LANGE (2005).

El ángulo α se obtiene de la expresión [1.34], como se puede observar en la Figura 1.15.

$$\alpha = \cos^{-1} \left(\frac{r_1 - r_2}{r_1 + r_2} \right) \quad [1.34]$$

El diámetro de las tuberías comúnmente usadas para el trazado de vapor son 3/8 de pulgada y 1/2 pulgada. Si el trazado de vapor debe diseñarse para tuberías de pequeño diámetro, la hoja de calculo desarrollada por De Lange falla, ya que según la fórmula descrita en la ecuación [1.33], el área del espacio vacío expuesta al aislamiento resultaría negativa y el ángulo utilizado para determinarla no sería el adecuado.

CAPÍTULO II METODOLOGÍA DE DISEÑO

2.1 Metodología de diseño hidráulico

El diseño hidráulico de los sistemas de transporte de los productos de la planta experimental y el agua cruda, consistió en el cálculo de la potencia requerida por la bomba del sistema de transporte, además del diseño de la tubería para el servicio de agua cruda para la planta; adicionalmente, se calculó la caída de presión a lo largo de los sistemas planteados. Estos cálculos se basaron en el cálculo de potencia requerida según Saldarriaga (1998): "...se conoce el caudal demandado, la tubería (se conocen tanto la longitud como el diámetro, la rugosidad absoluta, los coeficientes de pérdidas menores de los accesorios) y las propiedades del fluido (densidad y viscosidad dinámica)." y se requiere conocer la potencia necesaria para mover dicho caudal a través de la tubería. De la misma forma, en el diseño de la tubería "...se conoce el caudal demandado, la potencia disponible (bomba o diferencia de nivel generada por un embalse o tanque), algunas de las características de la tubería (longitud y accesorios necesarios con sus correspondientes coeficientes de pérdidas menores) y las propiedades del fluido (densidad y viscosidad dinámica)." y se desconoce el diámetro requerido para permitir el paso del caudal demandado.

El procedimiento de cálculo de la potencia requerida, que incluye el cálculo del cabezal requerido para el transporte de fluidos, se esquematiza en el diagrama de flujo de la Figura 2.1.

De acuerdo al manual de diseño de procesos *PDVSA MDP-02-P-02 Principios básicos*, para bombas, los pasos recomendados para el diseño de servicios de bombeo son:

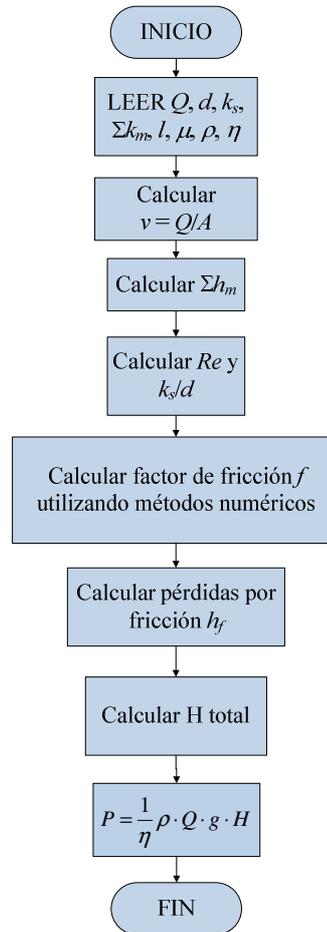


Figura 2.1. Cálculo de potencia requerida en tuberías simples. *Fuente: Saldarriaga (1998)*

- Obtener el caudal de flujo requerido por el proceso. Definir algunas variaciones con respecto al flujo de diseño que deberían ser incluidos en el diseño, tales como condiciones de arranque, expansión futura, flujo máximo, etc. Seleccionar el valor para el caudal de flujo nominal.
- Convertir el caudal de flujo nominal a las condiciones de bombeo en unidades convencionales utilizadas para diseño de bombas.
- Determinar las propiedades del líquido críticas para el diseño de la bomba: densidad absoluta, temperatura, viscosidad, punto de fluidez, etc. Estos valores se requieren a las condiciones de bombeo y en algunos casos, a condiciones ambientales.

-
- d) Calcular las condiciones de succión disponibles: presión de succión nominal, presión de succión máxima, cabezal neto de succión disponible ($NPSH_D$).
 - e) Determinar el efecto del sistema de control seleccionado sobre los requerimientos de funcionamiento de la bomba.
 - f) Calcular los requerimientos de presión de descarga nominal para la bomba.
 - g) Calcular el requerimiento de presión diferencial para el servicio y convertirlo a cabezal, a la densidad absoluta correspondiente a la temperatura nominal de bombeo (a las diferentes condiciones de flujo establecidas).
 - h) Determinar la presión y temperatura de diseño requeridas por la bomba y las tuberías asociadas.
 - i) Seleccionar el tipo de bomba y el tipo de medio motriz.
 - j) Seleccionar materiales de construcción.
 - k) Determinar requerimientos de bombas de repuesto y su necesidad para operación en paralelo.
 - l) Determinar otros requerimientos de instalación, tales como detalles de sistemas de control, arranque automático de la bomba de repuesto, etc.
 - m) Seleccionar el tipo de sello del eje y determinar los requerimientos para limpieza externa o sistemas de sello.
 - n) Estimar los requerimientos de servicios.

La necesidad de transporte de fluidos, la cual es uno de los objetivos de diseño de este trabajo, comprende tres productos de la planta experimental: cera, aceite liviano y pesado, además del agua cruda requerida por la misma.

Debido a la diferencia entre los fluidos y los diferentes destinos definidos para cada uno de ellos, los sistemas de bombeo se plantearon como particulares para cada fluido, es decir, con tuberías y bombas específicas para permitir el transporte de cada fluido desde el origen hasta el destino final.

2.1.1 Cálculo de potencia requerida

La metodología utilizada para el diseño hidráulico es válida para todos los fluidos; de esta forma se plantearon 4 sistemas de bombeo distintos cuya metodología de diseño se presenta a continuación.

i. Planteamiento del sistema

El modelo del sistema de bombeo simple se esquematiza en la Figura 2.2. La succión se hace desde un tanque o un recipiente a presión, conectando una tubería directamente al mismo; la bomba eleva la presión del fluido de manera tal que este logre descargarse eficientemente a un tanque o recipiente a presión en la descarga de la misma.

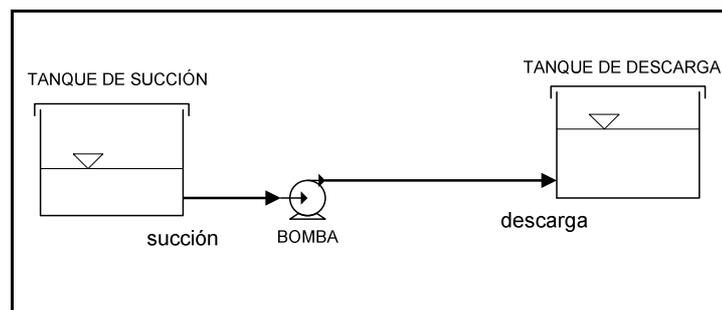


Figura 2.2. Modelo de un sistema de bombeo genérico.

En el planteamiento del modelo se debían definir las siguientes características:

- Tubería*: se definió el diámetro y espesor de pared, longitud y material de la tubería del sistema planteado.
- Condiciones del sistema*: se recopilaron datos de presiones y temperaturas de la succión y la descarga planteadas en el modelo.
- Fluido*: se obtuvieron los datos referidos al caudal de fluido requerido y las propiedades del mismo a las condiciones de succión y descarga (viscosidad, densidad, punto de fluidez, presión de vapor).
- Accesorios*: de acuerdo al tipo de sistema y en base a recomendaciones de normas y códigos, se determinaron la cantidad, ubicación y tipo de accesorios requeridos para una correcta operación.

ii. Especificación de bases, condiciones y suposiciones de diseño

Las bases de diseño son las premisas bajo las cuales el diseño se apoya. Las bases se establecieron de las necesidades y requerimientos del proceso, y conformaron el punto de partida bajo el cual se rigió el diseño hidráulico y mecánico.

Las condiciones del diseño se componen de datos que el diseño debe cumplir obligatoriamente y las suposiciones son premisas que simplificaron el procedimiento de cálculo y el diseño en sí.

iii. Cálculo de pérdidas y cabezal del sistema

Se calcularon las caídas de presión por fricción en la tubería y accesorios; además, se calculó la curva de comportamiento del sistema (Altura requerida vs. Caudal).

El procedimiento usado para el cálculo de las caídas de presión en tuberías y accesorios se extrajo del manual de diseño de proceso de flujo de fluidos *PDVSA MDP-02-FF-03 Flujo en fase líquida*.

iv. Evaluación de necesidad de bomba

Si el valor del cabezal o altura dinámica del sistema H era mayor que cero, el modelo requería la instalación de un equipo que elevara la presión del fluido para permitir el flujo entre la succión y la descarga; dicha altura requerida sería suministrada por una bomba.

v. Evaluación de requerimientos para instalación de la bomba

En caso de requerirse la instalación y especificación de una bomba, era necesario evaluar las necesidades y requerimientos de la misma para su correcta operación en el sistema.

Para calcular los requerimientos del servicio de bombeo se utilizó el manual de diseño de proceso *PDVSA MDP-02-P-06 Cálculos en Servicios de Bombeo*, y el manual de diseño de proceso de bombas *PDVSA MDP-02-P-04 NPSH*.

vi. Selección de bomba

De acuerdo a los requerimientos del sistema para la instalación de la bomba, fue necesario estudiar las opciones y los tipos de bombas con que se contaban para cada servicio en particular. Además, en base a las recomendaciones de los manuales de diseño de proceso *PDVSA MDP-02-P-03 Servicios de bombeo de características críticas* y *PDVSA MDP-02-P-05 Tipos de bombas*, se seleccionaron las bombas adecuadas para cada uno de los servicios diseñados.

Principalmente, la bomba debía ser capaz de suministrar el cabezal requerido por el sistema H , al caudal de operación, y se debía cumplir que el $NPSH_D$ fuera mayor que el $NPSH_R$ por la bomba, garantizando así que el fluido no se vaporizará en la entrada de la bomba, evitando problemas de cavitación en la misma y asegurando la correcta operación del equipo, lo que alargará su vida útil.

Ya que no existe una bomba específica para una aplicación en particular, la selección de la bomba se hizo bajo criterios de economía y operación en pro de seleccionar el equipo más adecuado para la aplicación específica al menor costo posible. El costo de mantenimiento y operación para este caso no se tomó en cuenta, debido a la naturaleza experimental de la planta.

Con el fin de estudiar y seleccionar la opción más adecuada para cada aplicación, se consideraron hasta tres (3) alternativas de bombas distintas para cada servicio cumpliendo con las condiciones planteadas. Finalmente, la bomba seleccionada fue aquella que presentó un menor costo de capital y mejor desempeño.

Algunas características tomadas en cuenta para la selección de la bomba fueron:

- Cumplimiento con los requerimientos API 675 de bombas para instalaciones petroleras.
- Criterios de seguridad.
- Autocebantes o con facilidad para cebado.
- Facilidades para automatización.

vii. Especificación de la selección

Luego de seleccionada la bomba más adecuada para el sistema, según los criterios anteriormente especificados, era necesario recalculer el sistema considerando las especificaciones de la bomba seleccionada, a fin de obtener el punto de operación del sistema y del equipo. La especificación de la bomba resume sus características de operación y los requerimientos motrices y de servicios para su correcta operación.

viii. Documentación del diseño

Se documentó el diseño elaborado: cálculos, estudios, planos isométricos, sumario de requerimientos de servicios.

2.1.2 Sistema de conducción de cera

En el caso específico de la cera como producto de la planta experimental, la metodología utilizada para el diseño plantea el estudio de una alternativa diferente para permitir el transporte de dicho fluido entre la succión y la descarga. La metodología utilizada para ambas alternativas se describe a continuación.

2.1.2.1. Alternativa 1 para cera: sistema de bombeo

La metodología utilizada para el diseño de este sistema corresponde a la desarrollada anteriormente en la sección 2.1.1

2.1.2.2. Alternativa 2 para cera: regulación de presión en la planta experimental

Esta alternativa plantea la regulación de la presión del recipiente a presión de cera en la planta experimental (TCPE), a través de la válvula dispuesta antes del mismo, a fin de generar la presión requerida para contrarrestar las pérdidas y permitir la descarga de la cera en su tanque de destino (TCAP). La metodología del diseño utilizada fue la siguiente:

i. Planteamiento del modelo

El modelo planteado carecía de la instalación de una bomba para elevar la presión del fluido para su transporte; la presión requerida la proporcionaría el recipiente a presión TCPE. Por otra parte, se emplearon las mismas características del sistema (tubería, fluido, condiciones, etc.) de la alternativa del sistema de bombeo.

ii. Especificación de premisas de diseño

Se definieron las bases de diseño, condiciones y suposiciones adicionales de acuerdo a los requerimientos de esta alternativa.

iii. Cálculo de pérdidas y cabezal requerido del sistema

Se usó el cálculo de pérdidas y cabezal requerido de la alternativa previa de selección de la bomba para la cera. A pesar que las pérdidas eran menores y, por ende, el cabezal requerido del sistema, debido a la ausencia de accesorios y configuraciones requeridas por la instalación de una bomba, el valor usado era mayor y permitía el diseño de esta alternativa con un factor de seguridad adicional.

iv. Especificación de presión requerida en TCPE

En base a los valores obtenidos en el paso anterior, se especificó la presión necesaria de operación del recipiente TCPE para permitir la descarga libre de cera al tanque TCAP.

v. Estudio del recipiente TCPE

Si la presión requerida obtenida en el paso anterior era superior al valor de la presión máxima de operación del recipiente especificado previamente para la planta experimental, se debía especificar un nuevo recipiente, según la especificación de ingeniería *PDVSA D-211 Pressure Vessel Design and Fabrication Specification*.

2.1.3 Obtención del diámetro de tubería

El sistema de transporte de agua cruda hasta la planta experimental requería el diseño de la tubería para permitir el transporte del caudal demandado por la planta.

Dado que no se habían definido las especificaciones de la tubería (diámetro, material, espesor de pared), se debía encontrar el diámetro óptimo de tubería para transportar el caudal demandado. De acuerdo a estos requerimientos, previo a la obtención de la potencia requerida para el transporte de agua cruda se definió el diámetro de la tubería según la siguiente metodología.

i. Cálculo del diámetro de la tubería

En base a recomendaciones de velocidades para sistemas de transporte de agua de caldera, extraídas del procedimiento de ingeniería *PDVSA L-TP 1.5 Cálculo hidráulico de tuberías*, se calculó el diámetro requerido para permitir el paso del caudal demandado. El diámetro seleccionado fue el diámetro comercial más cercano al valor obtenido.

ii. Especificación de la tubería

Además del diámetro comercial especificado en el paso anterior, se especificó el material de la tubería de acuerdo a la aplicación para alimentación de agua de caldera; la selección del material se hizo en base a la especificación de ingeniería *PDVSA H-221 Materiales para tuberías*.

iii. Planteamiento del modelo

El modelo planteado es igual al presentado en la Figura 2.2, y se definieron las características requeridas para la resolución del mismo.

iv. Cálculo de las pérdidas y cabezal requerido

Se calcularon las caídas de presión por fricción en la tubería y accesorios, y la curva de comportamiento del sistema, de acuerdo al manual *PDVSA MDP-05-FF-03*.

v. Comprobación de pérdidas

En base a la especificación de ingeniería *PDVSA L-TP 1.5*, se comparó el valor promedio de pérdidas por fricción obtenido con el valor máximo permisible definido en la especificación. En caso de que el valor obtenido sobrepasara el

máximo permisible, se debía recalculer el diámetro de la tubería para adecuarlo a la recomendación.

Una vez obtenido el diámetro óptimo de tubería para el transporte de agua cruda, se calculó la potencia requerida para permitir el transporte del fluido según la metodología desarrollada en la sección 2.1.1

2.1.4 Especificación de tanque TAPE

Para el sistema de bombeo de agua cruda, se requería la especificación de un tanque de agua capaz de almacenar la cantidad de agua necesaria para la operación ininterrumpida de la planta por un período de 16 horas. La metodología utilizada para la especificación del tanque de agua tratada para la planta experimental (TAPE) fue:

i. Cálculo de la capacidad requerida

De acuerdo al tiempo de operación ininterrumpida planteado en el diseño de la planta, se calculó la cantidad de agua cruda requerida por la misma en dicho período; dicho valor se calculó al máximo consumo posible de agua cruda de la planta experimental.

ii. Levantamiento de tanques de la refinería

En visitas a la refinería se observó la existencia de tanques fuera de servicio que podrían utilizarse como tanques para el agua cruda de la planta experimental. En base a esto, se hizo el levantamiento de las dimensiones y capacidades de dos (2) tanques fuera de servicio en el área de tanques de agua de la refinería y evaluó la posible instalación de los mismos como tanques para el agua de la planta experimental.

iii. Especificación del tanque requerido

En caso de que ninguno de los tanques estudiados en el paso anterior cumpliera con los requerimientos de capacidad para el tanque TCAP, se debían especificar las dimensiones y capacidad de un tanque que cumpliera con dichos

requerimientos, en base a los manuales de ingeniería de diseño de tanques *PDVSA FJ-251 Diseño Sismorresistente de Tanques Metálicos*.

2.2 Metodología de diseño mecánico

El diseño mecánico se limitó a la especificación de los soportes o bases y aislamiento de tuberías, de acuerdo a las especificaciones emanadas de los manuales de ingeniería de diseño de tuberías y oleoductos, y aislamiento y protección PDVSA. En dichos manuales se especifican los tipos, dimensiones y espaciamentos de los soportes para las tuberías de acuerdo a sus características (diámetro, aislamiento, densidad, peso), además de los tipos y espesores de aislamiento usados en la industria.

2.1.1 Soportes

La especificación de ingeniería *PDVSA HG-251 Criterios de diseño de soportes para tuberías*, define criterios generales para el diseño de todo tipo de soportes de tuberías, además de materiales y espacios entre los mismos, según el tamaño de la tubería. Para definir el tipo de específico de soporte utilizado según el tipo de tubería, se utilizó la serie de especificaciones de ingeniería PDVSA para tuberías y oleoductos, vol. 13-III y vol. 13-STD.

En base a dichas especificaciones, la metodología seguida para la especificación de los soportes de tuberías fue:

i. Definición de la tubería

Se definieron los tipos de tuberías según el sistema de bombeo: dimensiones (diámetro, longitud, espesor de pared), material (densidad típica), propiedades físicas del fluido (densidad absoluta) y el recorrido de la misma a través de la refinería.

ii. Especificación del tipo de soporte

De acuerdo al tipo de tubería diseñada y a las especificaciones de ingeniería antes citadas, se especificó el tipo de soporte requerido.

iii. Definición de espaciamiento entre soportes

De acuerdo a las especificaciones de ingeniería citadas, se definió el espaciamiento entre soportes para cada sistema. Además, se especificaron los lugares de fijación de soportes en base a las estructuras de soporte presentes en la refinería.

2.1.2 Aislamiento

La tubería de transporte de cera requería la instalación de aislamiento para evitar el enfriamiento del conjunto y, en consecuencia, la solidificación del fluido. La selección y especificación del aislamiento se hizo en base al manual de ingeniería de diseño *PDVSA L-212 Material aislante y aplicación servicio en caliente*.

En base a dicha especificación, la metodología de diseño del aislamiento utilizada fue:

i. Definición del conjunto

El sistema de transporte de cera se compone, además, de trazado de vapor; los requerimientos del aislamiento son particulares para el conjunto de tuberías. Se definieron las características de las tuberías de proceso y vapor (diámetro, material, espesor de pared).

ii. Especificación de aislamiento

De acuerdo al paso anterior, se especificó el material, tipo y espesor recomendado de aislamiento para el sistema de transporte de cera.

2.3 Metodología de diseño de trazado de vapor

El trazado de vapor se define como el acompañamiento a la tubería de proceso de una tubería con vapor a alta temperatura, con la finalidad de mantener caliente el fluido de proceso. El diseño del trazado de vapor se basó en la especificación de ingeniería *PDVSA HD-201-R Steam tracing piping requirements*, y en el cálculo de la transferencia de calor entre ambas tuberías y con el medio ambiente.

La metodología utilizada para el diseño del trazado de vapor fue:

i. Planteamiento del modelo

En base a los requerimientos definidos en la especificación de ingeniería antes citada, se planteó el modelo de trazado con la tubería con vapor.

ii. Especificación de bases, limitaciones y suposiciones de diseño

Se complementó el planteamiento del modelo con bases extraídas de las especificaciones *PDVSA L-TP1.5*. Además, se definieron las suposiciones y condiciones del modelo planteado.

iii. Cálculo iterativo del modelo planteado

Se conocían las temperaturas de entradas de ambos fluidos, cera y vapor, y se requería la obtención de las temperaturas de salida de los mismos. En base a una primera suposición de todas las temperaturas variables del modelo, se calcularon las transferencias de calor de las tuberías y el conjunto en general, además de las temperaturas de salidas de los productos. El error calculado del modelo se basó en la diferencia de las temperaturas supuestas y las calculadas; las temperaturas de salida finales se definieron en base a la reducción del valor del error calculado.

iv. Comprobación de diseño

Si la temperatura de salida obtenida era superior a la temperatura mínima requerida para que la cera se mantenga fluida (82,2 °C), el modelo planteado cumplía con los requerimientos para el que fue diseñado.

v. Modificación de parámetros

En caso de que el paso anterior no fuera satisfactorio, se debían evaluar y redefinir los parámetros del diseño en función de obtener una temperatura de salida de la cera adecuada. De la misma forma, se debían estudiar alternativas en el planteamiento del modelo que, en principio, no cumplieran con las recomendaciones estudiadas, pero igualmente funcionasen y a un menor costo.

CAPÍTULO III

DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE CONDUCCIÓN DE PRODUCTOS Y AGUA CRUDA

3.1. Diseño hidráulico

El diseño hidráulico de los sistemas de conducción de los productos de la planta experimental y el agua cruda requerida por dicha planta engloba el dimensionamiento del sistema, la selección y especificación de accesorios y bombas y, en el caso específico del agua cruda, la selección y especificación de la tubería.

El funcionamiento de la planta experimental es crucial para el diseño de los sistemas de conducción de productos, ya que la planta operará por un período de tiempo finito indefinido, en el que probará la tecnología y realizará constantes mediciones sobre los productos. Los sistemas de conducción no estarán operativos durante las jornadas de operación normal de la planta, ya que los productos que se acumulan en los recipientes no pueden trasladarse hasta que no se haga el cierre de balance de las corrientes de la planta experimental. Una vez se complete el cierre de balance comenzará la operación de los sistemas de bombeo de los productos hacia sus destinos en la refinería.

La seguridad es un aspecto fundamental en las operaciones que se llevan a cabo dentro de una refinería; las normas API sientan bases en dicho aspecto para el diseño y la puesta en marcha de procesos seguros en instalaciones petroleras. Los productos de la planta experimental son combustibles inflamables, por lo que es de vital importancia que las tuberías y accesorios no contengan o acumulen oxígeno durante la operación de los sistemas de bombeo.

El agua cruda requerida por la planta experimental se almacenará en un tanque a diseñar previo a la planta experimental. El agua que mantendrá el nivel en dicho tanque se extraerá de un tanque ubicado en el área de tratamiento de agua de la refinería. Del tanque previo a la planta experimental se extraerá el agua requerida por

la caldera de vapor, además del agua requerida para otras operaciones en la planta experimental.

Los sistemas de bombeo son particulares para cada producto y agua cruda y se desarrollan a continuación.

3.1.1. Cera

La cera debe transportarse a través de tuberías desde el tanque presurizado de cera de la planta experimental (TCPE) hasta el tanque atmosférico de ceras parafínicas de la refinería (TCAP); el esquema de dicho sistema de transporte se representa en la Figura 3.1.

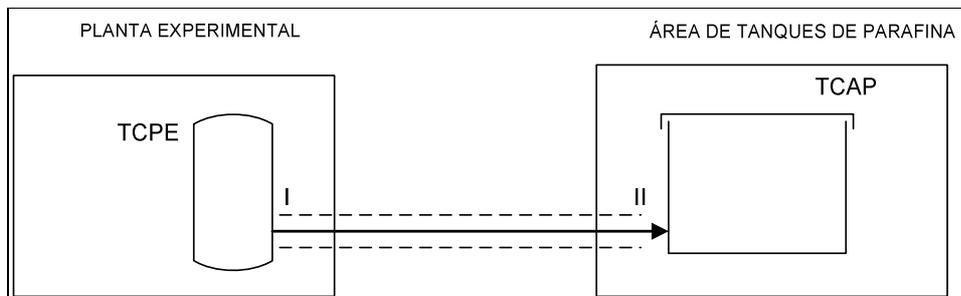


Figura 3.1. Esquema de transporte de cera.

El tanque TCPE se encuentra presurizado con nitrógeno a 4,5 bar; previo a dicho tanque, está dispuesta una válvula reguladora que provoca una caída de presión desde 32,1 bar hasta 4,5 bar. Se estudiarán entonces dos alternativas para el diseño de la conducción de cera: (a) *selección y especificación de una bomba para trasladar la cera desde el tanque TCPE hasta el tanque TCAP*, y (b) *regular la válvula previa al tanque TCPE y transportar la cera hasta el tanque TCAP gracias a la elevada presión en la planta experimental*; esta última alternativa requiere el diseño de un recipiente a presión para el almacenamiento de cera a presión elevada en la planta experimental.

El fluido de trabajo es cera como producto de la planta experimental; las propiedades se resumen en la Tabla 3.1. Dichas propiedades fueron calculadas a través de programas avanzados de simulación de procesos, en base al diseño de la

planta experimental y a la comparación con los productos obtenidos en el banco de prueba de la tecnología gas a líquidos ubicado en PDVSA-Intevep.

Tabla 3.1. Propiedades de la cera a distintas temperaturas.

		CERA	
Temperatura	°C	82,2	220
	°F	180	428
Presión	bar	4,5	4,5
	psi	64,7	64,7
Viscosidad	Pa.s	$3,1052 \times 10^{-3}$	$0,6134 \times 10^{-3}$
	cP	3,1052	0,6134
Densidad Estándar	kg/m ³	808,5	808,5
	lb/ft ³	50,5	50,5
Conductividad Térmica	W/kg.K	0,1506	0,1237
	BTU/h.ft.°F	0,087	0,0715
Calor Específico	J/kg.K	2311,8	2844,8
	BTU/lb.°F	0,5522	0,6795

Las propiedades se calcularon a la temperatura y presión inicial, es decir, a la descarga del tanque TCPE y a la temperatura mínima a la que la cera se encuentra fluida, ya que es necesario que la temperatura de la misma se mantenga por encima de 82,2 °C para asegurar su fluidez a través de la tubería.

3.1.1.1. Premisas de diseño

Para los cálculos hidráulicos se utilizó como referencia el manual de diseño de proceso de flujo de fluidos *PDVSA MDP-02-FF*, de donde se extrajeron las fórmulas y procedimientos de cálculo.

Como referencia se utilizó el manual de ingeniería de diseño *PDVSA L-TP1.5*, de donde se extrajeron las siguientes premisas:

- a) Velocidades recomendadas para líquidos en tuberías de acero al carbono:
- Succión de Bomba: 2-6 pies/s (líquido hirviente)
4-8 pies/s (líquido no hirviente)
 - Descarga de Bomba: 6-8 pies/s (0-250 gpm)

- b) Caída de presión máxima permisible:
- Succión de Bomba: 0,4 psi/100 pies
 - Descarga de Bomba: 4 psi/100 pies

Para estimar preliminarmente velocidades típicas en tuberías de acero, se utilizó como referencia la guía de ingeniería *PDVSA 90616.1.024 Dimensionamiento de tuberías de proceso*, de donde se extrajeron las siguientes recomendaciones:

- a) Velocidades de Hidrocarburos Líquidos (para diámetro nominal menor o igual a 2 pulgadas (50,8 mm)):
- Succión de Bomba: 1,5-2,5 pies/s
 - Cabezal de Descarga (largo): 2,5-3,5 pies/s
 - Conexiones de Descarga (corta): 4-9 pies/s
 - Drenajes: 3-4 pies/s

De acuerdo al manual de diseño de procesos *PDVSA MDP-02-P-06 Cálculos en servicios de bombeo*, los requerimientos del cabezal para la selección de una bomba deben calcularse para una caída de presión máxima posible que produzca una presión de descarga máxima; típicamente la caída de presión máxima se toma como un 120% de la normal y corresponde a la condición de cero flujo.

3.1.1.2. Condiciones del diseño

- La tubería de cera es tipo tubing de 9,525 mm (3/8 de pulgadas) de diámetro externo, de acero inoxidable 304SS. El espesor de pared es de 0,9 mm (0,035 pulgadas) y soporta una presión de hasta 227,5 barg (3300 psig).
- Los puntos de partida y llegada o tie-ins previstos para la tubería de cera se encuentran definidos; la succión se hace en el tanque TCPE y la descarga en el tanque TCAP.
- La longitud total de la tubería es de 318 m, según el diseño de la ruta planteado, y el caudal de cera a transportar es de 0,9 lt/min (0,2398 gpm).
- La longitud de la tubería de proceso responde al diseño de la ruta planteado para todos los productos. Dicho planteamiento se basa en la forma más sencilla y

corta de transportar los productos hacia sus destinos a través de las bases o racks presentes en la refinería.

- En base a consultas a los anteriores manuales y guías de ingeniería y diseño, la cantidad y tipo de accesorios definidos para la instalación son:
 - a) Válvulas de cierre rápido: tres (3).
 - b) Válvula check: dos (2).
 - c) Codos a 90°: quince (15).

3.1.1.3. Planteamiento del modelo

El modelo planteado se representa en la Figura 3.1. Se conocen las condiciones de la succión y las condiciones de la descarga, además del diámetro y longitud de la tubería, caudal de operación y propiedades del fluido.

Para evaluar la necesidad de aplicación de las alternativas de operación planteadas, se requería evaluar la caída de presión experimentada por el fluido a lo largo de la tubería diseñada. Según el manual de diseño de proceso de flujo de fluidos *PDVSA MDP-02-FF-03*, la caída de presión $(\Delta P)_f$ se calcula como:

$$(\Delta P)_f = 10^{-3} \cdot \frac{4f \cdot L_T}{D} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad [3.1]$$

donde L_T es la longitud total de la tubería.

El número de Reynolds se calculó según la ecuación [1.1.] como:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad [3.2]$$

El factor de fricción de Darcy f se calculó según el número de Reynolds:

- $Re < 2200$:

$$f = \frac{16}{Re} \quad [3.3]$$

- $Re > 2200$:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3,71d} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad [3.4]$$

La longitud total L_T se calculó como:

$$L_T = L + L_{eq} \quad [3.5]$$

La longitud equivalente L_{eq} de accesorios y codos se calculó como:

$$L_{eq} = \frac{d}{4 \cdot 10^{-3} \cdot f} \cdot \sum K \quad [3.6]$$

El coeficiente de resistencia equivalente K para válvulas, en unidades métricas, se calculó, en base al coeficiente de flujo C_V , como:

$$K = \frac{2,25 \cdot 10^{-3} \cdot d^4}{C_V^2} \quad [3.7]$$

Para codos segmentados, el valor de la resistencia al flujo K se extrajo de la Figura 3.2 de acuerdo al ángulo del doblez.

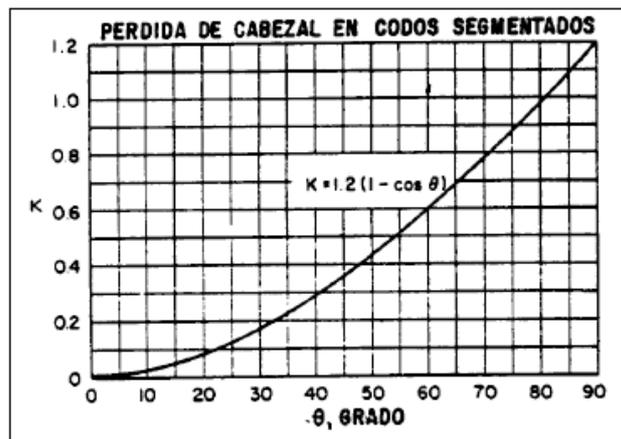


Figura 3.2. Resistencia al flujo en codos segmentados. Fuente: PDVSA (1996)

Las resistencias experimentadas en entradas y salidas a tanques se extrajeron de la Figura 3.3.

El cálculo de la caída de presión en conexiones tipo “T”, para flujos convergentes, se hizo según la Figura 3.4.

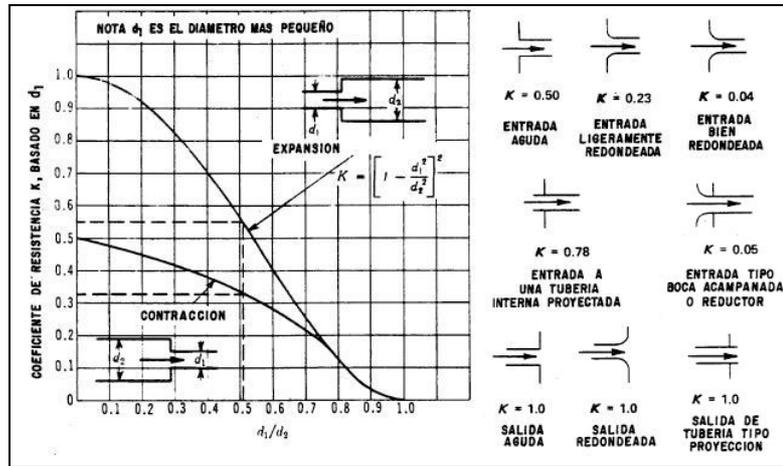


Figura 3.3. Resistencias en entradas y salidas a tanques. Fuente: CRANE (1989) (Reproducido del manual PDVSA MDP-02-FF-03 de 1996).

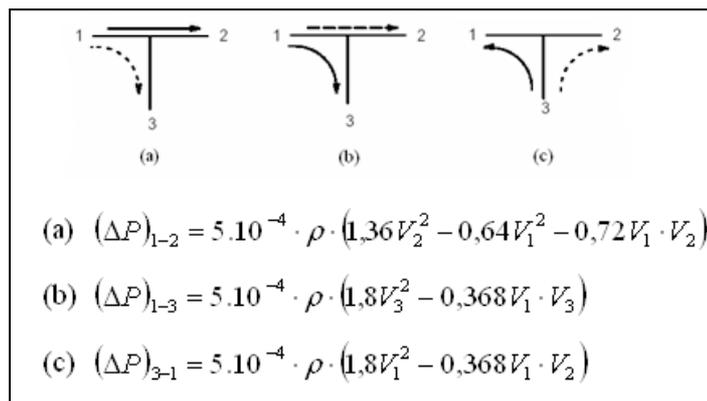


Figura 3.4. Caídas de presión en conexiones “T”, flujo convergente. Fuente: PDVSA (1996).

La altura requerida para la operación de la bomba H se definió según la ecuación [1.17].

3.1.1.4. Suposiciones

- Se supuso flujo en fase líquida a lo largo de la tubería.
- Se supuso, en el peor de los casos, que el fluido se encuentra a la temperatura mínima para mantenerse fluido. Esta suposición permitió evaluar la situación más desfavorable y calcular el máximo requerimiento del sistema para que el

mismo opere sin problemas. Además, el cálculo ofreció un importante factor de seguridad asociado al transporte del fluido a una mayor temperatura y condiciones más favorables.

- En base a la cantidad y tipo de accesorios requerido para la correcta operación del sistema, se supusieron los siguientes accesorios:
 - a) Válvulas de cierre rápido:
 - SS-83TS6 3/8" Swagelock Multi-Service Trunnion Ball Valve
 $C_v = 1,4$
 - b) Válvula check:
 - SS-56S6 Swagelock Check Valve
 $C_v = 0,64$
 - c) Codos:
 - SS-600-9 Swagelock Union Elbow

Los accesorios supuestos permitieron definir los coeficientes de resistencia K requeridos para el cálculo de las caídas de presión por fricción.

3.1.1.5. Alternativa de operación 1

Esta alternativa plantea la instalación de una bomba que elevara la presión del fluido de forma tal que el mismo pudiera descargarse en el tanque TCAP. De acuerdo al bajo caudal de operación, la mejor alternativa significaba instalar una bomba de desplazamiento positivo, ya que una bomba centrífuga operaría a muy baja eficiencia.

La bomba debía seleccionarse para operar incluso en el punto de máximo cabezal de operación de diseño. Esto permitía un factor de seguridad adicional para asegurar la correcta operación de la bomba.

El cabezal neto de succión disponible $NPSH_D$ no se podía conocer con exactitud, ya que no se poseían datos necesarios para determinar la presión de vapor del fluido a la temperatura de succión. El $NPSH_D$ pudo calcularse como para líquidos volátiles; con dicho supuesto el líquido estaría a su presión de vapor o cerca de ella y almacenado en un recipiente a presión. Si la presión de succión es igual o similar a la

presión de vapor del líquido, el $NPSH_D$ dependería solamente de la altura de succión y las pérdidas por fricción de la tubería de succión.

3.1.1.5.a. Premisas de diseño

Del manual de diseño de proceso de bombas *PDVSA MDP-02-P-04 NPSH* se extrajeron las siguientes premisas:

- Los servicios que tienen condiciones de succión estables y bien controladas requieren un factor de seguridad pequeño en la determinación del $NPSH_D$, para asegurar un funcionamiento sin cavitación. El valor recomendado es 1,1 para diseño de servicios nuevos.
- El valor de $NPSH_D$ se calcula como:

$$NPSH_D = \frac{P_{succ} - P_{vap}}{g} \times \frac{1}{S_{fluido}} + \Delta z_{BOM-TANSucc} - h_{fsucc} \quad [3.8]$$

donde P_{vap} es la presión de vapor del fluido a la temperatura de operación, y $\Delta z_{BOM-TANSucc}$ es la diferencia de cota entre el nivel mínimo del tanque y el eje de la bomba.

Del manual de diseño de proceso *PDVSA MDP-02-P-06 Cálculos en Servicios de Bombeo*, se extrajeron las siguientes premisas:

- La presión de succión de la bomba se calcula a partir de la presión de operación del recipiente de succión, más la diferencia total de presión entre el nivel de referencia en el recipiente y el nivel de referencia del eje de la bomba; esto es:

$$P_{succ} = P_{opTANSucc} + \Delta z_{BOM-TANSucc} \quad [3.9]$$

donde P_{succB} es la presión de succión de la bomba, $P_{opTANSucc}$ es la presión de operación del tanque de succión y $\Delta z_{BOM-TANSucc}$ es la diferencia de cota entre el nivel del eje de la bomba y el nivel de fluido en el tanque de succión.

- La presión máxima de succión de la bomba se calcula como la presión máxima de operación del recipiente de succión, más la diferencia total de presión entre el nivel alto de líquido en el recipiente y el nivel de referencia del eje de la bomba.
- Cuando la fuente de succión del líquido está a su presión de vapor y no ocurre un cambio significativo en la temperatura en la línea de succión, un método de cálculo conveniente es simplemente restar las pérdidas de la línea de succión del cabezal de elevación entre el nivel mínimo de líquido del recipiente y el nivel de referencia de la bomba; esto es:

$$NPSH_D = \Delta z_{succ} - h_{fsucción} \quad [3.10]$$

donde Δz_{succ} es la diferencia de nivel de succión de la bomba.

- La presión de descarga de la bomba se calcula como la presión de operación del recipiente de descarga, más la diferencia total de presión entre el nivel alto de líquido en el recipiente de descarga y el nivel de referencia de la bomba, más las pérdidas de presión por fricción en la tubería de descarga; esto es:

$$P_{descB} = P_{opTANdesc} + \Delta z_{\max BOM-TANdesc} + h_{fdesc} \quad [3.11]$$

Donde P_{descB} es la presión de descarga de la bomba, $P_{opTANdesc}$ es la presión de operación del tanque de descarga, $\Delta z_{\max BOM-TANdesc}$ es la diferencia de cotas entre el nivel del eje de la bomba y el nivel máximo del tanque de descarga.

- La presión de descarga máxima de la bomba se toma como un 120% de la normal y corresponde a la condición de cero flujo.
- El requerimiento de cabezal se calcula a las condiciones específicas de bombeo.
- El requerimiento máximo se calcula con la máxima diferencia de presión posible.

3.1.1.5.b. Condiciones del diseño

- El valor de la presión de vapor del fluido es desconocido.
- Se presentaron las limitaciones y condiciones del diseño desarrolladas en la sección 3.1.1.2.

3.1.1.5.c. Planteamiento del modelo

El modelo planteado se representa en la Figura 3.5. Se mantenían las condiciones de descarga y succión, y se requería calcular la diferencia de altura entre el nivel del eje de la bomba y la succión en el tanque, (Δz_{succ}) necesario para cumplir con los requerimientos de cabezal de succión o $NPSH_D$.

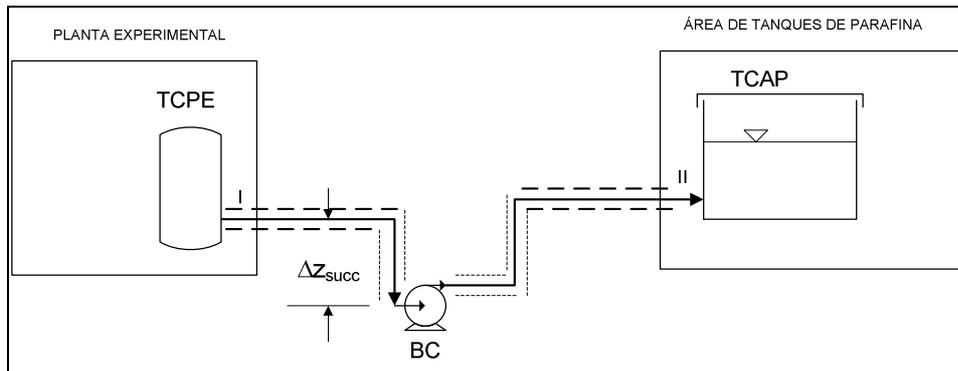


Figura 3.5. Esquema del sistema de bombeo de cera.

Para este servicio, la presión de succión (P_{succB}) de la bomba se calcula según la ecuación [3.9]; el cabezal neto de succión disponible ($NPSH_D$) se calcula según la ecuación [3.10]; y la presión de descarga (P_{descB}) se calcula según la ecuación [3.11].

El requerimiento del cabezal de la bomba (H_{bomba}):

$$H_{bomba} = \frac{\Delta P_{operación}}{\rho_{fluido} \cdot g} \quad [3.12]$$

donde $\Delta P_{operación}$ es la diferencia de presión entre la succión y la descarga de la bomba y ρ_{fluido} es la densidad estándar del fluido a la temperatura de operación de la bomba.

El cabezal neto de succión disponible mínimo ($NPSH_{D\min}$), en base al requerimiento de cabezal en la succión de la bomba, se calculó de la siguiente manera:

$$NPSH_{D\min} = S.F \cdot NPSH_R = 1,1 \cdot NPSH_R \quad [3.13]$$

De esta forma, la elevación mínima de la succión en el recipiente con respecto al nivel del eje de la bomba es ($\Delta z_{\min SUCC-BOM}$):

$$\Delta z_{\min SUCC-BOM} = NPSH_{D\min} + h_{fsuccion} \quad [3.14]$$

3.1.1.5.d. Suposiciones

- El $NPSH_D$ se calculó en base al $NPSH_R$ por la bomba a seleccionar, obteniendo la mínima altura de succión para garantizar un servicio adecuado.
- El nivel de succión de la bomba se tomó, arbitrariamente, a un (1) metro del piso en el recipiente de succión TCPE. En base a posibles modificaciones en la dirección y cotas de elevación de los elementos de la planta experimental, se debía adecuar el valor de la altura de succión.

3.1.1.6. Alternativa de operación 2

Para transportar la cera desde el tanque TCPE hasta el tanque TCAP, se planteó la regulación de la presión de la válvula previa al tanque TCPE, para así obtener la presión necesaria en dicho tanque superior a la requerida para el transporte de la cera.

El tanque TCPE es un recipiente a presión que opera a 4,5 bar de presión absoluta; la regulación de la válvula previa requiere que el tanque TCPE opere a una presión superior a su presión de diseño. En caso de que el recipiente a presión TCPE previamente diseñado para la planta experimenta no cumpliera con las condiciones del nuevo diseño, se debía especificar un recipiente a presión que cumpliera con dichas condiciones

3.1.1.6.a. Condiciones de diseño

- Los datos del recipiente a presión TCPE no podían modificarse; los datos se resumen en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Recipiente a presión TCPE.

TANQUE DE CERA PLANTA EXPERIMENTAL	
CAPACIDAD	20 USgalons (0,076 m ³)
DIÁMETRO NOMINAL	18" (0,46 m)
T/T	~25" (0.63 m)
TIEMPO DE LLENADO	1,2 h
MAWP²/T	150 psig @ 300 °F (10,3 barg @ 149°C)
 AISLAMIENTO	1" (25,4 mm) MF o FG
MATERIAL	304/L o 306/L SS

- La factibilidad de operación del sistema planteado no implica el estudio de la factibilidad de cambio de la regulación de la válvula previa al tanque TCPE. Dicho estudio debe ser elaborado por los diseñadores de la planta, en función de revisar exhaustivamente las repercusiones a la planta experimental y al proceso en sí.

3.1.1.6.b. Suposiciones

- Aunque se reducen el número de válvulas y de codos de acuerdo a que el sistema carece de la instalación de una bomba, se tomaron en cuenta para el cálculo con la finalidad de asegurar la correcta operación del sistema.

3.1.2. Aceite liviano y pesado

Los aceites liviano y pesado serán almacenados en los recipientes a presión TALPE a 31,1 °C y 2 bar (29 psi) y TAPPE a 121,1 °C y 1,7 bar (24,7 psi),

² MAWP: maximun allowable working pressure/ presión de trabajo máxima permisible

respectivamente. Las propiedades de ambos productos a las condiciones de almacenaje y a temperatura ambiental se resumen en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3. Propiedades de los aceites liviano y pesado.

		ACEITE LIVIANO	ACEITE PESADO	
Temperatura	°C	31,1	30	121
	°F	88	86	250
Presión	bar	2	1,7	
	psi	29	24,7	
Viscosidad	Pa.s	$0,59 \cdot 10^{-3}$	$0,48 \cdot 10^{-3}$	$1,59 \cdot 10^{-3}$
	cP	0,5899	0,4803	1,5867
Densidad Estándar	kg/m ³	723	761,2	761,2
	lb/ft ³	45,1	47,5	47,5
Conductividad Térmica	W/kg.K	0,1277	0,1161	0,1371
	BTU/h.ft.°F	0,0738	0,0671	0,0792
Calor Específico	J/kg.K	2128	2503,1	2096,2
	BTU/lb.°F	0,5083	0,5979	0,5007

El destino de ambos productos es el mismo, por lo que el diseño del sistema de bombeo de ambos se hizo con 2 bombas en paralelo con succiones en un tanque en particular para cada bomba. En la descarga de la bomba habría un punto de unión de los flujos, para luego realizar la descarga de ambos productos en el punto establecido.

3.1.2.1. Premisas de diseño

De acuerdo a la naturaleza del sistema, las premisas de diseño son iguales a las planteadas en las secciones 3.1.1.1. y 3.1.1.5.a., de flujo de fluidos y servicios de bombeo, respectivamente.

3.1.2.2. Condiciones del diseño

- Las tuberías son tipo tubing de diámetro externo igual a 9,525 mm (3/8"): el material de la tubería es acero inoxidable 304SS y soporta una presión de hasta 227,5 barg (3300 psig).

- Los caudales de aceite liviano y aceite pesado son de 0,14 lt/min (0,037 gpm) y 0,2445 lt/min (0,0646 gpm), respectivamente, a las condiciones normales de operación.
- Los tie-ins de partida de los aceites liviano y pesado son los recipientes TALPE y TAPPE, respectivamente. El tie-in de llegada de ambos productos se ha definido en el cabezal de crudo reconstituido (CCR).
- Las longitudes de las tuberías de aceite liviano y aceite pesado son 2,9 m (9,4 pies) y 1,5 m (5 pies) respectivamente; la longitud de la tubería compartida, donde se unen los flujos, es 163,1 m (534,9 pies), según el diseño de la ruta.
- En base a consultas a los anteriores manuales y guías de ingeniería y diseño, la cantidad y tipo de accesorios definidos para la instalación eran:
 - a) Válvulas de cierre rápido: cinco (5).
 - b) Válvula check: tres (3).
 - c) Codos a 90°: veintidós (22).
 - d) T estándar: una (1).
- La ubicación de los codos a 90° se desglosa a continuación:
 - a) Dos (2) en cada tubería de succión de los aceites.
 - b) Dos (2) en cada tubería de descarga de los aceites.
 - c) Catorce (14) en la tubería compartida de flujos intersectados.
- La ubicación de la “T” estándar es aguas abajo de las bombas BAL y BAP, como se muestra en el esquema de la Figura 3.6.

3.1.2.3. Planteamiento del modelo

El modelo planteado para los aceites liviano y pesado se esquematiza en la Figura 3.6. Se disponía de dos bombas diferentes para recipiente y con un punto de intersección o mezcla a la descarga de las mismas.

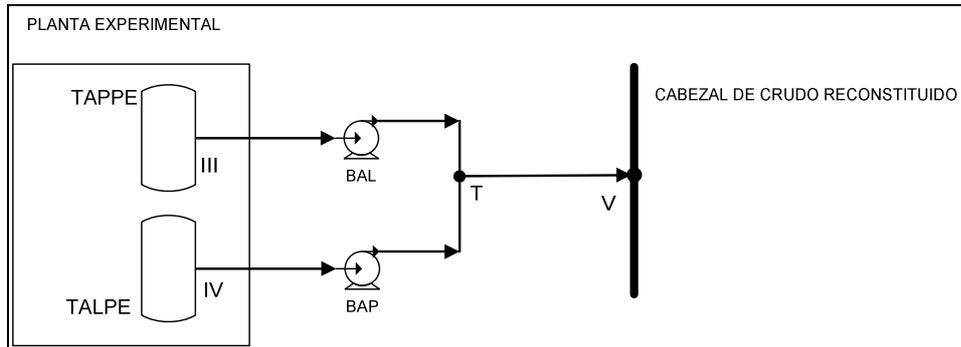


Figura 3.6. Modelo del sistema de bombeo de aceites liviano y pesado.

El método de resolución utilizado para el cálculo del modelo corresponde al desarrollado en las secciones 3.1.1.3. y 3.1.1.5.c., de flujo de fluidos y servicios de bombeo, respectivamente.

3.1.2.4. Suposiciones

- Se supuso flujo en fase líquida a lo largo de la tubería.
- Se supuso, en el peor de los casos, que ambos fluidos se encuentran a la temperatura mínima, es decir, ambiental, para calcular la situación más desfavorable.
- Ya que se desconocía el valor de la presión de vapor para ambos fluidos, se supuso que se encuentran a su presión de vapor, por lo que el $NPSH_D$ dependía únicamente de la altura de succión y el valor de las pérdidas por fricción en la tubería de succión.
- En base a la cantidad y tipo de accesorios requeridos para la correcta operación del sistema, se supusieron los siguientes accesorios:

a) Válvulas de cierre rápido:

- SS-83TS6 3/8" Swagelock Multi-Service Trunnion Ball Valve
 $C_v = 1,4$
- SS-6NBS6 3/8" Swagelock Severe Service Union Bonnet Valve

$$C_v = 0,25$$

b) Válvulas check:

- SS-56S6 Swagelock Check Valve

$$C_v = 0,64$$

c) Codos:

- SS-600-9 Swagelock Union Elbow

d) T de union:

- SS-600-3 Swagelock Union Tee

Los accesorios supuestos permitieron definir los coeficientes de resistencia K requeridos para el cálculo de las caídas de presión por fricción.

3.1.3. Agua cruda

El agua cruda se usará en la planta experimental para la caldera y algunos servicios. Para suplir dichas necesidades se requería diseñar un tanque de almacenamiento de agua tratada cercano a la planta experimental, desde donde se bombea agua de alimentación a la caldera y supla el agua necesaria en la planta experimental; para motivos del diseño de este trabajo se tomó en cuenta en el mismo la alimentación de la caldera, más no el resto de agua necesaria en la planta experimental.

Las propiedades del agua cruda requerida para la alimentación de la caldera se resumen en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4. Propiedades del agua cruda.

		AGUA CRUDA
Temperatura	°C	25
	°F	77
Presión	bar	1,4
	psi	20,3
Viscosidad	Pa.s	$0,7918 \cdot 10^{-3}$
	cP	0,7918
Densidad Estándar	kg/m ³	995,4
	lb/ft ³	62,1

El esquema del sistema de bombeo del agua tratada planteado se representa en la Figura 3.7; la línea punteada representa la parte del sistema que no se diseñó en este trabajo. El diseño comprendió el sistema representado por la línea gruesa.

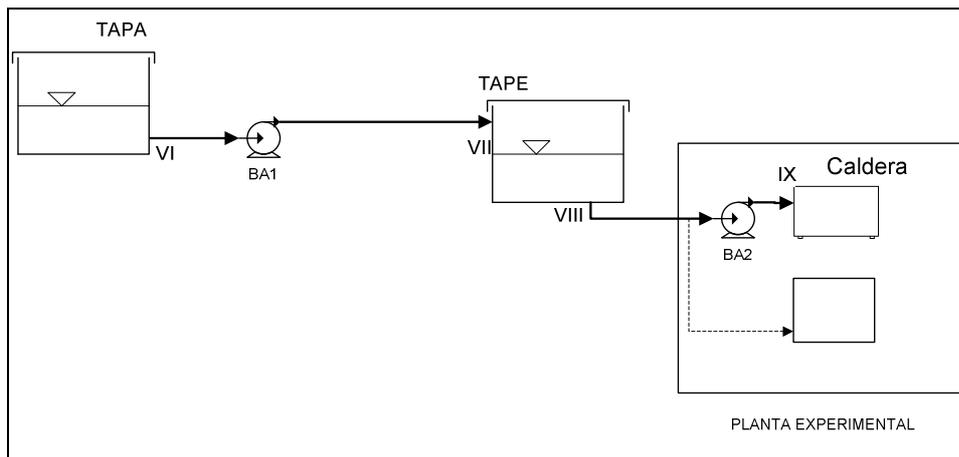


Figura 3.7. Esquema del sistema de bombeo de agua cruda.

3.1.3.1. Premisas de diseño

Por consideraciones de operación, la planta experimental está diseñada para trabajar durante 16 horas continuas en el caso en que la energía eléctrica en la refinería falle. En dicho período, una planta eléctrica producirá la energía necesaria para la operación de la planta experimental (caldera eléctrica, compresores, bombas, etc.). El tanque de agua tratada cercano a la planta experimental debía diseñarse para suplir a la caldera durante el tiempo de operación de la planta experimental bajo dichas condiciones de contingencia, es decir, las 16 horas previstas en el diseño.

El sistema de agua cruda se separó en 2 sistemas de bombeo, como se observa en el esquema de la Figura 3.7. El primer sistema de bombeo estaba conformado por la succión en el tanque de agua de la refinería (TARA), la bomba B1 y la descarga en el tanque de agua de la planta experimental (TAPE); el segundo sistema lo conformaba la succión en el tanque TAPE, la bomba B2 y la descarga en la caldera de vapor de la planta experimental (CAL).

Del manual de ingeniería de diseño *PDVSA L-TP1.5* se extrajeron las siguientes premisas:

- a) Velocidad recomendada para tubería de agua:
 - i. Drenaje y succión de bomba
5 – 10 pies/s
 - ii. Descarga de bomba
5 – 10 pies/s
 - iii. Tuberías para Aguas para Refinerías
2 – 5 pies/s (2,5 psi/100 pies caída presión max)

En base a los manuales de diseño *PDVSA MDP-02-P-03* y *MDP-02-P-10*, se estudió el diseño de recirculación de fluido por bajo flujo.

La metodología del diseño del sistema de bombeo 2 de agua cruda para la caldera de vapor se complementó con la norma *COVENIN 2217-84 Generadores de Vapor. Instalación.*, en el apartado de alimentación de agua, de la que se extrajeron las siguientes premisas:

- La tubería de alimentación de agua deberá estar provista de por lo menos una válvula de retención cerca del generador de vapor y una válvula tipo globo entre aquella y el generador de vapor.
- La presión que deberá producir el aparato alimentador de agua a los generadores de vapor, será de 1,5 veces la presión máxima del generador de vapor, aumentada en el valor de las pérdidas de carga ocasionadas por sus tuberías y demás accesorios en condiciones de demanda máxima.
- El diámetro de las tuberías, válvulas, válvulas de retención y conexiones de la línea de alimentación deberá ser igual al diámetro de la conexión instalada para tal fin en el cuerpo del generador de vapor.

- La tubería de alimentación para los generadores de vapor deberá ser diseñada para la presión y temperatura máxima de diseño del generador de vapor.

De las prácticas de diseño *ExxonMobil Steam generation systems*, se extrajeron las siguientes premisas:

- Las bombas de agua de alimentación de calderas deben proporcionarse con un sistema de recirculación por bajo flujo para evitar problemas en las bombas.

3.1.3.2. Sistema de bombeo 1

En base a velocidades recomendadas para el bombeo de agua de alimentación de caldera, se definió el diámetro de la tubería para el sistema de bombeo y calcularon los requerimientos de bomba para el sistema de bombeo 1.

3.1.3.2.a. Condiciones de diseño

- El consumo de agua de la planta experimental, incluido el consumo de la caldera, es igual a 4,35 lt/min (1,15 gpm) en condiciones normales de operación; el consumo máximo posible es 11,36 lt/min (3 gpm).
- Los tie-ins previstos para el sistema de bombeo 1 de agua cruda se encuentran definidos; la succión se hace en el tanque TAPA y la descarga en el tanque TAPE.
- La longitud de la tubería según el diseño de la ruta debe ser de 370,7 m (1216,2 pies).
- En base a consultas a los anteriores manuales y guías de ingeniería y diseño, la cantidad y tipo de accesorios definidos para la instalación son:
 - a) Válvulas de cierre rápido: tres (3).
 - b) Válvula check: dos (2).
 - c) Codos a 90°: quince (15).

3.1.3.2.b. Planteamiento del modelo

El modelo planteado se esquematiza en la Figura 3.7; el sistema de bombeo 1 implica la succión en el tanque TAPA, la bomba BA1 y la descarga en el tanque TAPE. El método de cálculo utilizado para la resolución del sistema es el desarrollado en las secciones 3.1.1.3. y 3.1.1.7.c., de flujo de fluidos y servicios de bombeo, respectivamente.

3.1.3.2.c. Suposiciones

- Se supuso flujo en fase líquida a lo largo de la tubería.
- En base a las recomendaciones y al caudal de consumo de la planta experimental, el diámetro externo de la tubería utilizado es igual 19 mm (0,75 pulgadas) y el diámetro interno igual 16,56 mm (0,652 pulgadas).
- En base a la cantidad y tipo de accesorios requeridos para la correcta operación del sistema, se supusieron los siguientes accesorios:
 - a) Válvulas de cierre rápido:
 - SS-45S12 3/4" Swagelock 40 Series Ball Valve
 $C_v = 6,4$
 - b) Válvula check:
 - SS-12C-1 Swagelock Check Valve
 $C_v = 4,48$
 - c) Codos:
 - SS-1210-9 Swagelock Union Elbow

Los accesorios supuestos permitieron definir los coeficientes de resistencia K requeridos para el cálculo de las caídas de presión por fricción

3.1.3.2.d. Sistema de bombeo 1 modificado

Para disminuir las pérdidas y, por ende, los requerimientos de cabezal del sistema de bombeo 1 de agua cruda, se seleccionó un diámetro mayor para la tubería. El diámetro comercial inmediato superior es el de una tubería tipo tubing de diámetro

externo 25,4 mm (1 pulgada) y diámetro interno 22,098 mm (0,87 pulgadas). Además, se requirió definir los accesorios nuevamente de acuerdo al cambio de diámetro de la nueva tubería:

a) SS-65TS16 1" Swagelock 60 Series Ball Valve

$$C_v = 40$$

b) SS-16C-1 Swagelock Check Valve

$$C_v = 4,48$$

c) SS-1610-9 Swagelock Union Elbow

3.1.3.3. Sistema de bombeo 2

El sistema de bombeo 2 está conformado por la succión en el tanque TAPE, la bomba B2 y la descarga en la caldera de vapor de la planta experimental (CAL).

En base al desarrollo del sistema de bombeo anterior, el diámetro inicial desde el que partió el diseño de la tubería es de 1 pulgada (25,4 mm) de diámetro externo.

3.1.3.3.a. Condiciones del diseño

- El consumo de agua de la caldera es igual a 1,95 lt/min (0,5159 gpm) en condiciones normales de operación; el consumo máximo posible es 5,07 lt/min (1,34 gpm).
- Los tie-ins previstos para el sistema de bombeo 2 de agua cruda se encuentran definidos; la succión se hace en el tanque TAPE y la descarga en la caldera CAL.
- La longitud de la tubería según el diseño de la ruta debe ser de 3,02 m (9,91 pies).
- En base a consultas a los anteriores manuales y guías de ingeniería y diseño, la cantidad y tipo de accesorios definidos para la instalación son:
 - a) Válvulas de cierre rápido: dos (2).
 - b) Válvula check: una (1).

c) Codos a 90°: dos (2).

- Las propiedades del agua son iguales a las estudiadas en el sistema de bombeo 1 de agua cruda.

3.1.3.3.b. Planteamiento del modelo

El modelo planteado se esquematiza en la Figura 3.7; el sistema de bombeo 2 implica la succión en el tanque TAPE, la bomba BA2 y la descarga en la caldera CAL. El método de cálculo utilizado para la resolución del sistema es el desarrollado en las secciones 3.1.1.3. y 3.1.1.5.c., de flujo de fluidos y servicios de bombeo, respectivamente.

3.1.3.3.c. Suposiciones

- Se supuso flujo en fase líquida a lo largo de la tubería.
- En base a la cantidad y tipo de accesorios requeridos para la correcta operación del sistema, se supusieron los siguientes accesorios:
 - a) Válvulas de cierre rápido:
 - SS-65TS16 1" Swagelock 60 Series Ball Valve
 $C_v = 40$
 - b) Válvula check:
 - SS-16C-1 Swagelock Check Valve
 $C_v = 4,48$
 - c) Codos:
 - SS-1610-9 Swagelock Union Elbow

Los accesorios supuestos permitieron definir los coeficientes de resistencia K requeridos para el cálculo de las caídas de presión por fricción

3.1.3.4. Especificación tanque TAPE

El tanque TAPE debe poseer la capacidad para contener el agua cruda requerida por la planta experimental durante 16 horas de operación ininterrumpida, en caso de falla energética en la refinería.

La capacidad requerida C_{apR} por el tanque TAPE se definió como:

$$C_{apR} = Q_{sum} \times t_{opinit} \quad [3.15]$$

donde Q_{sum} es el caudal de agua cruda requerida por la planta experimental, incluida la caldera eléctrica, y t_{opinit} es el tiempo de operación ininterrumpida de diseño, igual a 16 horas.

En base al cálculo definido anteriormente, la capacidad requerida para el tanque TAPE es de 10902 lt (2880 gal).

3.1.3.4.a. Levantamiento de tanques

Los datos de los tanques fuera de servicio de la refinería se resumen en la Tabla 3.5.

Tabla 3.5. Tanques de la refinería.

TANQUE I	
ALTURA	2,08 m
DIÁMETRO	1,82 m
CONEXIONES	2: 4" (101,6 mm)
CAPACIDAD	5442 lt
TANQUE II	
ALTURA	3,20 m
DIÁMETRO	3,35 m
CONEXIONES	2: 5" (127 mm)
CAPACIDAD	28000 lt

Según el levantamiento de los tanques fuera de servicio, el tanque I no cumplía con la capacidad requerida para la operación de la planta experimental, en caso de falla eléctrica, por 16 horas continuas; el tanque II poseía una capacidad mucho mayor a la requerida, casi tres veces mayor, por lo que su disposición y traslado hasta el lugar de operación sería difícil.

Se requería entonces la especificación de un tanque con las dimensiones necesarias para garantizar la operación ininterrumpida de la planta experimental durante 16 horas.

3.2. Diseño mecánico

3.2.1. Soportes

El diseño de los soportes y las guías para las tuberías de los sistemas de bombeo de productos y agua cruda se basó en la especificación de ingeniería *PDVSA HG-25*, donde se dan bases para el tipo y material del soporte a usar según la aplicación.

Otras recomendaciones usadas fueron las guías de ingeniería *PDVSA 10606.1.121 Guías Para Tubería Vertical* y *PDVSA 10606.1.131 Guías Para Tuberías Horizontales*, que definen más detalladamente los tipos de guías de acuerdo a la aplicación y al tipo de tubería. El diseño también se apoyó en la guía de ingeniería *PDVSA 10606.1.143 Anclaje Estándares*.

De acuerdo a las características de las tuberías de los sistemas de bombeo, los mismos se agrupan de la siguiente forma:

3.2.1.1. Tubería desnuda

Se define como la tubería sin protección, ni aislamiento. Las tuberías pertenecientes a este grupo son las de aceite liviano y pesado, y agua cruda.

3.2.1.1.a. Premisas de diseño

De la especificación de ingeniería *PDVSA HG-251 Criterios de Diseño de Soportes para Tuberías*, se extrajeron las siguientes premisas:

- Las tuberías desnudas pueden descansar en los soportes directamente si la temperatura en el área de contacto no excede de 120°C en las vigas de soporte de concreto o 400°C en las vigas de soporte de acero estructural, de otra forma se instalarán zapatas de suficiente altura para

evitar que la temperatura en el área de contacto exceda las limitaciones.

- En todas las aleaciones, el acero al carbono con alivio de esfuerzo, líneas forradas o desnudas y tuberías bridadas, y todas las líneas calentadas con vapor se usarán zapatas estándares tipo abrazadera.

De la guía de ingeniería *PDVSA 10606.1.131 Guías Para Tuberías Horizontales*, se extrajeron las siguientes premisas:

- La tubería horizontal que requiera guía deberá ser guiada con correas, pinzas, barras o elementos de acero estructural dependiendo del tamaño de la tubería y/o el tipo de aislante.
- La tubería desnuda de 24" y menores deben ser guiadas según el estándar de diseño *PDVSA 10606.2.285 Guide for Bare Pipe*; en la Figura 3.8 se ejemplifica la guía para tuberías horizontales desnudas.

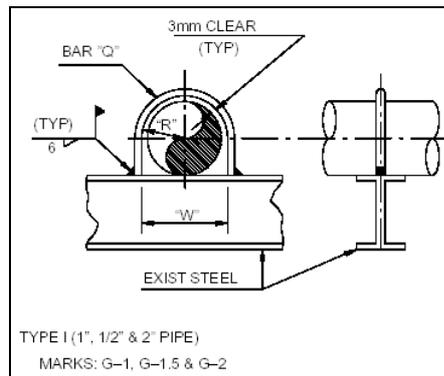


Figura 3.8. Guía para tuberías horizontales desnudas. Fuente: *PDVSA (1992)*.

- El espaciamiento máximo de guías recomendado para espaciamiento horizontal se encuentra en la Guía de Diseño *PDVSA 10606.2.206 Espaciamiento Sugerido Entre Guías Para Tuberías Sobre Bastidor Horizontal*; en la Figura 3.9 se resumen las distancias entre guías para tuberías horizontales.
- De acuerdo al estándar *PDVSA 10606.2.285*, el material de construcción de la guía debe ser ASTM A-36.

DIAMETRO TUBERIA	RANGO DE ESPACIAMIENTO METROS
1"	15,0
1 1/2"	16,8
2"	18,3
2 1/2"	19,8
3"	22,9
4"	24,3
6"	27,9
8"	30,9
10"	35,0
12"	38,1
14"	39,6
16"	42,7
18"	44,2
20"	45,7
24"	50,3

Figura 3.9. Distancias entre guías tendidas sobre soportes (Racks).

Fuente: PDVSA (1993).

3.2.1.1.b. Condiciones de diseño

- Los soportes o racks presentes en la refinería, y a través de los que se hizo el diseño de la ruta de las distintas corrientes, se encuentran espaciados a diferentes distancias dependiendo de la zona de la refinería. Las distancias comunes entre soportes son 4,25 m la mínima y 11 m la máxima.
- No existen soportes o racks en algunos tramos, especialmente los cercanos a la planta experimental.

3.2.1.1.c. Suposiciones

- En los lugares donde no existen soportes o racks previamente instalados, el lugar y espaciamiento entre los mismos respondió a la tubería que requería menor espacio entre guías, en espera de un estudio más amplio que incluya a otras corrientes desconocidas para este trabajo.

3.2.1.2. Tubería aislada con trazado de vapor

Se define como la tubería con trazado de vapor y aislada para mantener altas temperaturas. La tubería de cera pertenece a este grupo.

3.2.1.2.a. Premisas de diseño

De la especificación de ingeniería *PDVSA HG-251*, se extrajeron las siguientes premisas:

- Las tuberías aisladas de calor, de 1 ½ pulgadas y más pequeñas, serán soportadas sobre blindajes aislantes de protección.
- Cuando el área de contacto exceda 120°C en soportes concreto o 400°C en la viga de acero estructural, las tuberías serán provistas de zapatas lo suficientemente altas para que la temperatura del área de contacto no exceda las limitaciones arriba mencionadas.

De la guía de ingeniería *PDVSA 10606.1.131 Guías Para Tuberías Horizontales*, se extrajeron las siguientes premisas:

- La tubería aislada para conservación de calor de 1 ½” y menores deben ser guiadas usando dos cubiertas de protección aislante en el punto de soporte de la guía y correa tipo “GH” según el Estándar de Diseño *PDVSA 10606.2.282 Guide for Hot Insulated Small Bore Pipe*; en la Figura 3.10 se describe la guía para tuberías con protección aislantes pequeñas.

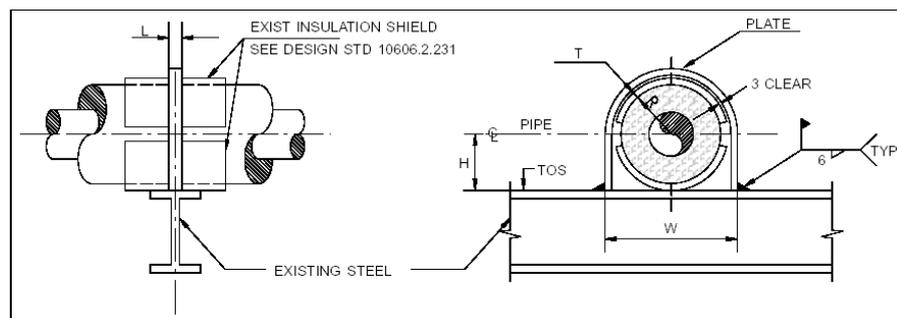


Figura 3.10. Guía para tuberías horizontales aisladas. Fuente: *PDVSA (1992)*.

- Las cubiertas de protección aislante serán según el Estándar de Diseño *PDVSA 10606.2.231 Insulation Shields-Small Bore Pipe*; en la Figura 3.11 se describe la forma de las cubiertas de protección aislante en guías.

- De acuerdo al estándar *PDVSA 10606.2.282*, el material de construcción de la guía debe ser ASTM A-36.
- De acuerdo al estándar *PDVSA 10606.2.231*, el material de construcción de la cubierta de protección del aislante es acero galvanizado.

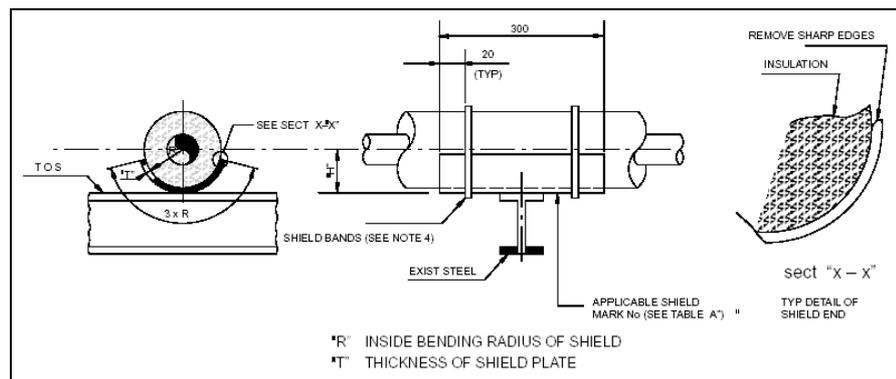


Figura 3.11. Cubiertas de protección aislante para tuberías 1½” o menores.

Fuente: PDVSA (1992).

3.2.1.2.b. Condiciones de diseño

- Los soportes sobre los que se apoyará la tubería de cera aislada son comunes con las demás tuberías, por lo que se presentaron las mismas limitaciones de espaciamiento y falta de soportes en algunos lugares.

3.2.1.2.c. Suposiciones

- Se tomaron como base los soportes planteados en el desarrollo anterior.

3.2.2. Aislamiento

El diseño y especificación del aislamiento utilizado para el servicio de cera con acompañamiento de vapor se basó en la especificación de ingeniería *PDVSA L-212 Material Aislante y Aplicación Servicio en Caliente*.

3.2.2.1. Premisas de diseño

De la especificación de ingeniería *PDVSA L-212* se extrajeron las siguientes premisas:

- La codificación para el tipo de aislamiento requerido es:
Trazado de vapor: Código (T)
- Se aplicará aislamiento (T) a la tubería y equipos trazados para prevenir pérdida de calor.
- En equipo y tubería en aplicaciones tipo (T) debe usarse aislamiento pre-formado o tipo moldeado.
- Los materiales de aislamiento para aplicaciones tipo (T) son:
 - a) Silicato de Calcio:
 - i. Aislamiento térmico de tubo y bloque de Silicato (según ASTM C533)
 - b) Lana Mineral:
 - i. Aislamiento de tubo tipo manta de fibra de vidrio (según ASTM C592)
 - ii. Bloque de Fibra Mineral (según ASTM C612)
 - c) Vidrio Fibroso:
 - i. Aislamiento preformado de fibra mineral para tubos, Clase 1 (según ASTM C547)
 - ii. Aislamiento tipo manta de fibra mineral, Clase I (según ASTM C592)
 - iii. Bloque de fibra mineral Clases 1 y 2 (según ASTM C612)
- Los espesores de aislamiento para aplicaciones tipo (T) se presentan en la Figura 3.12, Figura 3.13 y Figura 3.14, de silicato de calcio, fibra mineral y fibra de vidrio, respectivamente.

Tamaño Nominal del Tubo o Diámetro del Recipiente (Pulgadas)	TEMPERATURA DE OPERACION °C										
	Ambiente a 93	94 a 149	150 a 204	205 a 260	261 a 316	317 a 371	372 a 427	428 a 482	483 a 538	539 a 593	594 a 649
1/2	1,0	1,0	1,0	1,0	1,5	1,5	1,5	2,0	2,0	2,5	2,5
1	1,0	1,0	1,0	1,5	1,5	2,0	2,0	2,5	2,5	3,0	3,0
1-1/2	1,0	1,0	1,5	1,5	2,0	2,0	2,5	2,5	3,0	3,5	3,5
2	1,0	1,0	1,5	2,0	2,0	2,5	2,5	3,0	3,5	3,5	4,0
3	1,0	1,5	1,5	2,0	2,5	3,0	3,0	3,5	4,0	4,0	4,0
4	1,0	1,5	2,0	2,5	2,5	3,0	3,5	4,0	4,0	4,0	4,0
6	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
8	1,5	1,5	2,0	2,5	3,5	3,5	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
10	1,5	2,0	2,5	2,5	3,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
12	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
14	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
16	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
18	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
20	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	5,5
24	1,5	2,0	3,0	3,5	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	5,5
30	1,5	2,5	3,0	3,5	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	5,5
36	1,5	2,5	3,0	3,5	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,5	5,5
PLANO	1,5	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0

Figura 3.12. Espesor en pulgadas de aislamiento de silicato de calcio para aplicaciones tipo (T). Fuente: PDVSA (1990).

Tamaño Nominal del Tubo o Diámetro del Recipiente (Pulgadas)	TEMPERATURA DE OPERACION °C										
	Ambiente a 93	94 a 149	150 a 204	205 a 260	261 a 316	317 a 371	372 a 427	428 a 482	483 a 538	539 a 593	594 a 649
1/2	1,0	1,0	1,5	1,5	1,5	1,5	2,0	2,0	2,0	2,5	3,0
3/4	1,0	1,5	1,5	1,5	1,5	2,0	2,0	2,0	2,5	2,5	3,0
1	1,0	1,5	1,5	1,5	2,0	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5	3,0
1-1/4	1,0	1,5	1,5	1,5	2,0	2,0	2,0	2,5	2,5	3,0	3,5
1-1/2	1,0	1,5	1,5	2,0	2,0	2,0	2,0	2,5	3,0	3,0	3,5
2	1,0	1,5	1,5	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5	3,0	3,0	4,0
3	1,5	1,5	1,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	3,0	4,0	4,5
4	1,5	1,5	2,0	2,5	2,5	2,5	3,0	3,0	3,5	4,5	4,5
6	1,5	1,5	2,0	2,5	2,5	2,5	3,5	3,5	4,0	4,5	4,5
8	1,5	1,5	2,5	2,5	2,5	2,5	3,5	3,5	4,5	4,5	5,0
10	1,5	1,5	2,5	2,5	2,5	3,0	3,5	4,5	4,5	5,0	5,5
12	1,5	1,5	2,5	2,5	2,5	3,5	3,5	4,5	4,5	5,0	5,5
14	1,5	1,5	2,5	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,0	5,5
16	1,5	2,0	2,5	3,0	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	5,5
18	1,5	2,0	2,5	3,0	3,0	4,0	4,5	5,0	5,0	5,5	6,0
20	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,0	6,0	6,0
24	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,0
PLANO	1,0	2,0	2,0	2,5	3,5	4,0	4,0	4,5	5,5	6,0	6,5

Figura 3.13. Espesor en pulgadas de aislamiento de lana mineral para aplicaciones tipo (T). Fuente: PDVSA (1990).

Tamaño Nominal del Tubo o Diámetro del Recipiente (Pulgadas)	TEMPERATURA DE OPERACION °C			
	Ambiente a 66	67 a 121	122 a 177	178 a 232
1/2	1,0	1,0	1,0	1,0
1	1,0	1,0	1,0	1,5
1-1/2	1,0	1,0	1,0	1,5
2	1,0	1,0	1,5	1,5
3	1,0	1,0	1,5	2,0
4	1,0	1,5	1,5	2,0
6	1,0	1,5	2,0	2,5
8	1,5	1,5	2,0	2,5
10	1,5	1,5	2,0	2,5
12	1,5	1,5	2,0	2,5
14	1,5	1,5	2,0	2,5
16	1,5	1,5	2,0	2,5
18	1,5	1,5	2,5	3,0
20	1,5	2,0	2,5	3,0
24	1,5	2,0	2,5	3,0
30	1,5	2,0	2,5	3,5
36	1,5	2,0	2,5	3,5
PLANO	1,5	2,0	2,5	3,5

Figura 3.14. Espesor en pulgadas de aislamiento de fibra de vidrio para aplicaciones tipo (T). Fuente: PDVSA (1990).

3.3. Diseño de trazado de vapor

3.3.1. Premisas de diseño

El modelo utilizado para el cálculo del trazado de vapor se basó en la especificación de ingeniería *PDVSA HD-201*; de dicha norma se extrajeron las siguientes premisas:

- Se usará una (1) tubería de trazado de vapor para tuberías de proceso de 4 pulgadas de diámetro y menores.
- De acuerdo a la presión del vapor disponible para el acompañamiento de vapor, la longitud del trazado se presenta en la Tabla 3.6, basada en tubos de diámetro externo de 1/2 pulgada para el trazado; para tubos de 3/8 de diámetro externo, la longitud debe multiplicarse por 0,75.

Tabla 3.6. Longitud de trazado.

Presión de vapor relativa (kg/cm²)	3,5	7	10,5	14	17,6	21,1 y mayores
Longitud de trazado (m)	38	46	53	61	69	76

- La longitud obtenida para el trazado aplica para aislamiento de 1 a 1½ pulgadas de espesor.
- Para temperaturas mayores a 200°C se usan tubos de acero inoxidable, en lugar de tubos de cobre.
- La tubería de vapor debe instalarse paralela a la tubería de proceso; cuando el diámetro de esta última es muy grande, la tubería de vapor deberá instalarse en zigzag sobre la tubería de proceso.

De acuerdo a la geometría de la instalación observada en la Figura 3.15, la transferencia de calor se sucede por convección de la tubería de acompañamiento de vapor a la tubería de proceso cuya temperatura se desea mantener, a través del aire contenido en el espacio confinado entre ambas tuberías y el aislamiento. Además, ambas tuberías transfieren calor al ambiente, ya que este se encuentra por debajo de la temperatura de ambos sistemas. Se tomó en cuenta la transferencia de calor por radiación ambiental desde y hacia el sistema conformado por ambas tuberías y el aislamiento.

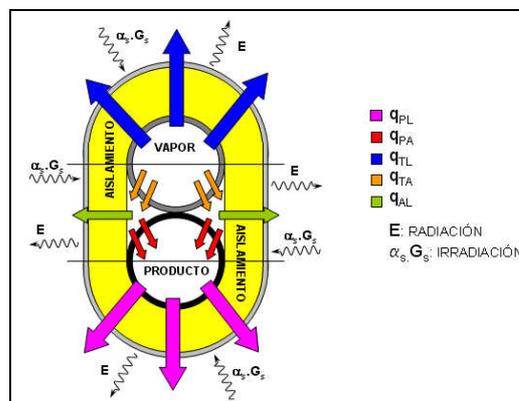


Figura 3.15. Modelo de transferencia de calor

Para determinar la cantidad de vapor a utilizar en el trazado se utilizó como referencia el manual de ingeniería de diseño *PDVSA L-TP1.5* de donde se extrajeron las siguientes premisas:

- Velocidades recomendadas para tuberías de vapor de agua:
 - i. Saturado (máxima): 200 pie/s
 - ii. Sobrecalentado (máxima): 250 pie/s

En el diseño se incluyó la disposición de una lámina reflectiva fina de aluminio para aumentar la absortividad y disminuir la emisividad del conjunto, como forma de evitar mayor pérdida de calor de este ultimo al ambiente. Dicha práctica es usual en la industria petrolera.

3.3.2. Condiciones de diseño

- El fluido de proceso es la cera como producto de la planta experimental. Las propiedades de la misma han sido resumidas en la Tabla 3.1.
- La tubería de proceso es tipo tubing de 3/8 de pulgadas (9,525 mm) de diámetro externo, de acero inoxidable 304SS. El espesor de pared es de 0,889 mm (0,035 pulgadas) y soporta una presión de hasta 3300 psig (227,5 barg).
- La longitud total de la tubería es de 318 m, según el diseño de la ruta planteado, y el caudal de cera a transportar es de 0,2398 gpm (0,9077 lt/min).
- El vapor que se usará es el producido en las calderas del complejo refinador. Según datos obtenidos en el sitio, la presión del vapor producido es de 180 psig.

3.3.3. Planteamiento del modelo

Según el modelo representado en la Figura 3.15, se conocían las temperaturas de entradas de ambos fluidos, cera y vapor, y se requería la obtención de las temperaturas de salida de ambos fluidos para comprobar si el modelo planteado cumplía con las restricciones de temperatura requerida para la cera. En la Figura 3.16 se presentan las variables utilizadas por el modelo para su resolución.

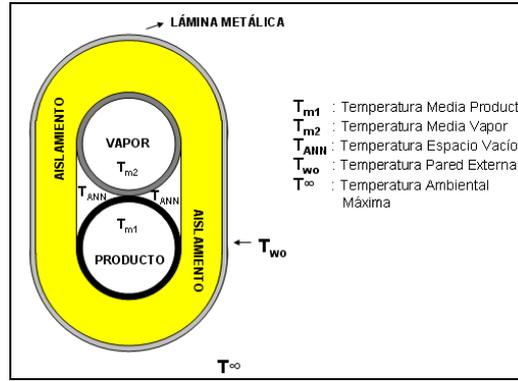


Figura 3.16. Variables del modelo

donde :

$$T_{m1} = T_{mCERA} = \frac{T_{E1} + T_{S1}}{2} \quad [3.16]$$

$$T_{m2} = T_{mVAPOR} = \frac{T_{E2} + T_{S2}}{2} \quad [3.17]$$

La transferencia total de calor de la tubería de cera al ambiente q_{PL} es:

$$q_{PL} = q_{CONV_{PL}} + q_{RAD_{PL}}$$

$$q_{CONV_{PL}} = \frac{T_{m1} - T_{wo}}{R_{hc_{PL}} + R_{KTUB_{PL}} + R_{KAISL_{PL}} + R_{KLAM_{PL}}}$$

donde R_{hc} es la resistencia a la transferencia de calor por convección, R_{KTUB} es la resistencia por conducción del tubo, R_{KAISL} la resistencia por conducción del aislantes y R_{KLAM} la resistencia por conducción de la lámina reflectiva

$$q_{RAD_{PL}} = h_{r_{PL}} \cdot A_{PL} \cdot (T_{wo} - T_{\infty})$$

$$h_{r_{PL}} = \sigma \cdot (\epsilon \cdot T_{wo} - \alpha \cdot T_{\infty}) \cdot (\epsilon \cdot T_{wo}^2 + \alpha \cdot T_{\infty}^2)$$

$$q_{PL} - \frac{T_{S1}}{2 \cdot R_{TOTAL_{PL}}} + \left(\frac{1}{R_{TOTAL_{PL}}} - h_{r_{PL}} \cdot A_{PL} \right) \cdot T_{wo} = \frac{T_{E1}}{2 \cdot R_{TOTAL_{PL}}} - h_{r_{PL}} \cdot A_{PL} \cdot T_{\infty} \quad [3.18]$$

La transferencia total de calor de la tubería de cera al espacio vacío q_{PA} es:

$$q_{PA} = q_{CONV_{PA}}$$

$$q_{CONV_{PA}} = \frac{T_{m1} - T_{ST1}}{R_{hc_{PA}} + R_{KTUB_{PA}}}$$

$$T_{ST1} = \frac{T_{m1} + T_{ANN}}{2} = \frac{\left(\frac{T_{E1} + T_{S1}}{2}\right) + T_{ANN}}{2} = \frac{T_{E1}}{4} + \frac{T_{S1}}{4} + \frac{T_{ANN}}{2}$$

$$(R_{TOTALPA}) \cdot q_{PA} - \frac{T_{S1}}{4} + \frac{T_{ANN}}{2} = \frac{T_{E1}}{4} \quad [3.19]$$

La transferencia total de calor de la tubería de vapor al ambiente q_{TL} es:

$$q_{TL} = q_{CONV_{TL}} + q_{RAD_{TL}}$$

$$q_{CONV_{TL}} = \frac{T_{m2} - T_{wo}}{R_{hv_{TL}} + R_{KTRA_{TL}} + R_{KAISL_{TL}} + R_{KLAM_{TL}}}$$

$$q_{RAD_{TL}} = h_{r_{TL}} \cdot A_{TL} \cdot (T_{wo} - T_{\infty})$$

$$h_{r_{TL}} = \sigma \cdot (\varepsilon \cdot T_{wo} - \alpha \cdot T_{\infty}) \cdot (\varepsilon \cdot T_{wo}^2 + \alpha \cdot T_{\infty}^2)$$

$$q_{TL} - \frac{T_{S2}}{2 \cdot R_{TOTAL_{TL}}} + \left(\frac{1}{R_{TOTAL_{TL}}} - h_{r_{TL}} \cdot A_{TL} \right) \cdot T_{wo} = \frac{T_{E2}}{2 \cdot R_{TOTAL_{TL}}} - h_{r_{TL}} \cdot A_{TL} \cdot T_{\infty} \quad [3.20]$$

La transferencia total de calor del vapor al espacio vacío q_{TA} es:

$$q_{TA} = q_{CONV_{TA}}$$

$$q_{CONV_{TA}} = \frac{T_{m2} - T_{ST2}}{R_{hc_{TA}} + R_{KTUB_{TA}}}$$

$$T_{ST2} = \frac{T_{m2} + T_{ANN}}{2} = \frac{\left(\frac{T_{E2} + T_{S2}}{2}\right) + T_{ANN}}{2} = \frac{T_{E2}}{4} + \frac{T_{S2}}{4} + \frac{T_{ANN}}{2}$$

$$(R_{TOTAL_{TA}}) \cdot q_{TA} - \frac{T_{S2}}{4} + \frac{T_{ANN}}{2} = \frac{T_{E2}}{4} \quad [3.21]$$

La transferencia total de calor del espacio vacío al ambiente q_{AL} es:

$$q_{AL} = q_{CONV_{AL}} + q_{RAD_{AL}}$$

$$q_{CONV_{AL}} = \frac{T_{ANN} - T_{wo}}{R_{hamn_{AL}} + R_{KAISL_{AL}} + R_{KLAM_{AL}}}$$

$$q_{RAD_{AL}} = h_{r_{AL}} \cdot A_{AL} \cdot (T_{wo} - T_{\infty})$$

$$h_{r_{AL}} = \sigma \cdot (\varepsilon \cdot T_{WO} - \alpha \cdot T_{\infty}) \cdot (\varepsilon \cdot T_{WO}^2 + \alpha \cdot T_{\infty}^2)$$

$$q_{AL} - \frac{T_{ANN}}{R_{TOTALAL}} + \left(\frac{1}{R_{TOTALAL}} - h_{r_A} \cdot A_{AL} \right) \cdot T_{WO} = h_{r_{AL}} \cdot A_{AL} \cdot T_{\infty} \quad [3.22]$$

La transferencia total de calor del conjunto (2 tuberías, aislante y lámina) al ambiente es:

$$q_{PL} + q_{TL} + q_{AL} = q_{CONV_{TOTAL}} + q_{RAD_{TOTAL}}$$

$$q_{CONV_{TOTAL}} = \frac{T_{WO} - T_{\infty}}{R_{haire_{EXT}}}$$

$$q_{RAD_{TOTAL}} = h_{r_{TOTAL}} \cdot A_{TOTAL} \cdot (T_{WO} - T_{\infty})$$

$$h_{r_{TOTAL}} = \sigma \cdot (\varepsilon \cdot T_{WO} - \alpha \cdot T_{\infty}) \cdot (\varepsilon \cdot T_{WO}^2 + \alpha \cdot T_{\infty}^2)$$

$$q_{PL} + q_{TL} + q_{AL} - \left(\frac{1}{R_{haire_{EXT}}} + h_{r_{TOTAL}} \cdot A_{TOTAL} \right) \cdot T_{WO} = - \left(\frac{1}{R_{haire_{EXT}}} + h_{r_{TOTAL}} \cdot A_{TOTAL} \right) \cdot T_{\infty} \quad [3.23]$$

La pérdida de calor del vapor a lo largo de la tubería es:

$$q_{TA} + q_{TL} = \dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{E2} - T_{S2})$$

donde \dot{m} es el flujo másico y Cp es el calor específico.

$$q_{TA} + q_{TL} + \dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot T_{S2} = \dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot T_{E2} \quad [3.24]$$

La pérdida de calor de la cera a lo largo de la tubería es:

$$q_{PA} + q_{PL} = \dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{E1} - T_{S1})$$

$$q_{PA} + q_{PL} + \dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot T_{S1} = \dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot T_{E1} \quad [3.25]$$

Por último, para cerrar el balance de energía:

$$q_{AL} = q_{TA} + q_{PA}$$

$$q_{AL} - q_{TA} - q_{PA} = 0 \quad [3.26]$$

Al plantear estas ecuaciones, se llegó a un sistema de 9 ecuaciones por 9 incógnitas, donde las incógnitas son todos los calores transferidos y las temperaturas de salida de vapor y cera, temperatura superficial y temperatura del espacio vacío.

Las resistencias se calcularon según los parámetros adimensionales específicos para las condiciones de los fluidos y materiales de tubería, aislamiento y lámina reflectiva; las temperaturas de referencia para dichos cálculos siempre fueron las temperaturas medias.

La solución del sistema se obtuvo iterando de acuerdo al error expresado según las temperaturas de salida obtenida y supuesta. En medida en que el error disminuía realizando iteraciones, la solución llegaría a un punto satisfactorio según el error permisible. La fórmula del error es:

$$error_{CALC} (\%) = \frac{T_{Supuesta} - T_{Calculada}}{T_{Calculada}} \cdot 100 \quad [3.27]$$

3.3.4. Suposiciones

- El modelo planteado se asumió para un sistema de temperatura superficial uniforme, es decir, la temperatura de la superficie T_{wo} se mantendría más o menos constante en una superficie radial constante.
- Para fines de cálculo de propiedades del vapor, el mismo se consideró saturado a lo largo de la tubería. A pesar de que el vapor pierde temperatura y presión con la transferencia de calor, se desconocía cualquier estado posterior al inicial y no se podía predecir en qué momento podía empezar a condensarse el vapor. Sin embargo, con la temperatura de salida del vapor y el calor transferido, se pudo calcular la cantidad de condensado producido.
- Para calcular las propiedades de los fluidos a una temperatura media aproximada, se debía suponer una temperatura de salida de los mismos. Las temperaturas supuestas para cada tramo se calcularon como:

$$T_{S1} (\text{°C}) = T_{E2} - 10$$

$$T_{S2} (\text{°C}) = T_{E1} - 20$$

$$T_{wo} (\text{°C}) = T_{\infty} + 20$$

$$T_{ANN} (\text{°C}) = T_{m2} - 5$$

- Para calcular las propiedades de la cera a la temperatura media, se supuso variación lineal de las mismas entre los puntos límites dados como aproximación general.
- No se tomó en cuenta la transferencia de calor por radiación entre ambas tuberías y el espacio confinado, ya que se consideró un valor bajo y poco significativo.
- La transferencia de calor por radiación se modeló similar al modelo de convección; así, se linealizó la ecuación de la velocidad de radiación, haciéndola proporcional a la diferencia de temperaturas en lugar de a la diferencia entre temperaturas a la cuarta potencia.

CAPÍTULO IV CÁLCULOS

4.1. Cálculos hidráulicos

4.1.1. Cera

El transporte de cera se esquematiza en la Figura 3.1. La succión se hace en el tanque TCPE y la descarga en el tanque TCAP. Para el cálculo de la potencia requerida por cada bomba, se modeló la línea y calcularon las pérdidas producidas por el flujo.

El caudal de cera Q_C es:

$$Q_C = 0,2398 \text{ gpm} = 0,90774 \frac{l}{\text{min}} = 1,5129 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

$$d_{ext} = 3/8" = 0,375in = 9,525mm$$

El material de la tubería es acero inoxidable 304SS, para el que el espesor de pared es igual a 0,035 in., es decir, 0,899 mm.

$$d_{int} = 0,305in = 7,747mm$$

La longitud de la tubería según el diseño de la ruta es:

$$L_{I-II} = 318,07m$$

$$Q = v \cdot A \rightarrow v_{I-II} = \frac{4 \cdot Q_C}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 1,5129 \cdot 10^{-5}}{\pi \cdot (0,007747)^2} = 0,32096 \frac{m}{s}$$

$$Re_{I-II} = \frac{\rho_C \cdot v_C \cdot D}{\mu_C} = \frac{772,8316 \cdot 0,321 \cdot 0,007747}{3,1052 \cdot 10^{-3}} = 620 \text{ (redondeado)}$$

El flujo es laminar, por lo que el factor de fricción f se calculó como:

$$f_{I-II} = \frac{16}{\text{Re}} = \frac{16}{620} = 0,02585$$

Se tomaron en cuenta los siguientes accesorios:

- a) Válvulas de cierre rápido: cuatro (4).

$$C_v = 1,4 \rightarrow K = \frac{2,25 \cdot 10^{-3} \cdot (7,747)^4}{1,4^2} = 4,14$$

- b) Válvula check: una (1).

$$C_v = 1,47 \rightarrow K = 3,75$$

- c) Codos a 90°: quince (15).

Según la Figura 3.2, el coeficiente K para un ángulo de 90° es:

$$K = 1,2$$

Otras resistencias fueron:

- a) Entrada aguda desde tanque (TCPE), según Figura 3.3.

$$K = 1$$

- b) Salida aguda a tanque (TCAP), según la Figura 3.3.

$$K = 1$$

La longitud equivalente de accesorios, codos y otras resistencias en el tramo I-II es:

$$L_{eqI-II} = \frac{d}{4 \cdot 10^3 \cdot f} \cdot \sum K = \frac{7,747}{4 \cdot 10^3 \cdot 0,02585} \cdot (4 \cdot (4,14) + 1 \cdot (3,75) + 15 \cdot (1,2) + 1 + 1)$$

$$L_{eqI-II} = 0,96m$$

La longitud total del tramo I-II es:

$$L_{T_{I-II}} = L + L_{eq} = 318,07 + 0,96 = 319,03m$$

La caída de presión por fricción en el tramo I-II es:

$$(\Delta P)_{f_{I-II}} = 4.10^{-3} \frac{f \cdot L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} = 4.10^{-3} \frac{0,025851 \cdot 319,03}{0,007747} \cdot \frac{722,8316 \cdot 0,321^2}{2}$$

$$(\Delta P)_{f_{I-II}} = 512,59 \text{ kPa} = 74,3 \text{ psi}$$

La gravedad específica s de la cera es:

$$s_{CERA @ 82,22^\circ c} = \frac{\rho_{CERA @ 82,2^\circ c}}{\rho_{AGUA @ 4^\circ c}} = \frac{772,8316}{999,9869} = 0,7728$$

La caída de presión promedio en la tubería de aceite liviano es:

$$(\Delta P)_{f_{I-IIprom}} = \frac{74,3 \text{ psi}}{1043,54 \text{ pies}} \cdot \frac{100}{100} = 7,12 \frac{\text{psi}}{100 \text{ pies}} = 5 \frac{m_{AGUA @ 4^\circ C}}{100 \text{ pies}}$$

$$(\Delta P)_{f_{I-IIprom}} = 5 \frac{m_{AGUA @ 4^\circ C}}{100 \text{ pies}} \cdot \frac{1}{0,7728} = 6,46 \frac{m_{CERA}}{100 \text{ pies}} = 21,13 \frac{\text{pies}_{CERA}}{100 \text{ pies}}$$

La altura requerida por el sistema se calculó según la ecuación [1.17]:

$$H_{I-II} = \frac{P_{II} - P_I}{g} \times \frac{1}{s_{fluido}} + (z_{II} - z_I) + \frac{v_{II}^2 - v_I^2}{2g} + h_{f_{I-II}}$$

$$H_{I-II} = \frac{139,9 - 450,2}{9,8665} \times \frac{1}{0,7728} + (1 - 1) + \frac{0,321^2 - 0,321^2}{2 \cdot 9,8665} + 66,33 + 0,89$$

$$H_{I-II} = 26,53 m_{CERA}$$

El cabezal máximo de operación de diseño es:

$$H_{I-II_{MAX}} = H_{I-II} \times 1,2 = 26,53 m_{CERA}$$

4.1.1.1. Alternativa 1

La alternativa de operación 1 de cera, que se esquematiza en la Figura 3.5, plantea la especificación de una bomba para la conducción entre la succión y la descarga. Los requerimientos del sistema de bombeo se calcularon en base al valor

del $NPSH_R$ de la bomba seleccionada, como forma de garantizar la operación de la bomba sin problemas por cavitación.

El cabezal neto de succión disponible mínimo se calculó como:

$$NPSH_{D \min I-II} = S.F \cdot NPSH_R = 1,1 \cdot NPSH_R = 1,1 \cdot 0,11 \text{bar} = 0,121 \text{bar}$$

$$NPSH_{D \min I-II} = 1,76 \text{psi} = 1,6 m_{CERA}$$

La elevación mínima de la succión en el recipiente con respecto al nivel del eje de la bomba es:

$$\Delta z_{\min I-BC} = NPSH_{D \min I-II} + h_{fI-II} = 1,6 + 0,9 = 2,5 m$$

La presión de succión de la bomba BC se calculó como:

$$P_{succBC} = P_{opTCPE} + \Delta z_{BC-TCPE} = 450,23 + 2,5 \cdot (0,7728 \cdot 9,8665) = 469,29 kPa$$

$$P_{succBC} = 4,7 \text{bar} = 68,1 \text{psi}$$

La presión de descarga de la bomba BC se calculó como:

$$P_{descBC} = P_{opTCAP} + \Delta z_{\max BC-TCAP} + h_{fBC-II}$$

$$P_{descBC} = 139,9 + (3,6 - 2,5) \cdot 0,7728 \cdot 9,8665 + 505,8$$

$$P_{descBC} = 692,67 kPa = 100,5 \text{psi} = 6,93 \text{bar}$$

El requerimiento de cabezal de la bomba HBC es:

$$H_{BC} = \frac{\Delta P_{I-II}}{s_{CERA} \cdot g} = \frac{692,67 - 469,29}{0,7728 \cdot 9,8665} = 29,5 m_{CERA}$$

4.1.1.2. Alternativa 2

La alternativa 2 plantea la regulación de la presión a través de la válvula previa al tanque TCPE en la planta experimental. El cabezal requerido por el sistema es el mismo calculado anteriormente (H_{I-II}) y se evaluó la presión requerida en el tanque TCPE para permitir el transporte hasta el tanque TCAP.

La presión de operación del recipiente TCPE se calculó como:

$$P_{TCPE} = P_I + H_{I-II} = 450,23 + 223,38 = 673,6kPa = 6,73bar$$

La presión máxima del recipiente es:

$$P_{TCPE \max} = 8,1bar$$

4.1.2. Aceite liviano y pesado

En la Figura 3.6 se esquematiza el sistema de bombeo de ambos productos a su destino final; el aceite liviano se lleva del tanque TALPE hasta el cabezal CCR gracias a la bomba BAL, y el aceite pesado se lleva del tanque TAPPE hasta el cabezal CCR gracias a la bomba BAP. Ambas corrientes se mezclan, previas a su descarga en el cabezal CCR, en el punto “T”.

Para el cálculo de la potencia requerida por cada bomba, se modeló la línea y calcularon las pérdidas producidas por el flujo.

Aceite Liviano

El caudal de aceite liviano Q_{AL} es:

$$Q_{AL} = 0,037 \text{ gpm} = 0,14 \frac{l}{min} = 2,3343 \cdot 10^{-6} \frac{m^3}{s}$$

$$d_{ext} = 3/8" = 0,375in = 9,525mm$$

El material de la tubería es acero inoxidable 304SS, para el que el espesor de pared es igual a 0,035 in., es decir, 0,899 mm.

$$d_{int} = 0,305in = 7,747mm$$

El sistema se dividió en dos tramos de distintos caudales y velocidades; el primero va de la salida del tanque TALPE hasta el punto “T” que implica una conexión en T.

- Tramo III-T

$$L_{III-T} = 2,88m$$

$$v_{III-T} = 0,0495 \frac{m}{s}$$

$$Re_{III-T} = 470 \text{ (redondeado)}$$

El flujo es laminar, por lo que el factor de fricción f se calculó como:

$$f_{III-T} = 0,034$$

Se tomaron en cuenta los siguientes accesorios:

- a) Válvulas de cierre rápido: dos (2).

$$C_v = 1,4 \rightarrow K = 4,14$$

- b) Válvula check: una (1).

$$C_v = 1,47 \rightarrow K = 3,75$$

- c) Codos a 90°: cuatro (4).

$$K = 1,2$$

Otras resistencias son:

- c) Entrada aguda desde tanque (TALPE).

$$K = 1$$

La longitud equivalente de accesorios, codos y otras resistencias en el tramo III-T es:

$$L_{eqIII-T} = 0,91m$$

La longitud total del tramo III-T es:

$$L_{T_{III-T}} = 3,79m$$

La caída de presión por fricción en el tramo III-T es:

$$(\Delta P)_{f_{III-T}} = 0,0551kPa = 0,007 \text{ psi}$$

- Tramo T-V

En el tramo T-V se desconocían las propiedades del fluido, ya que es una mezcla de aceite liviano y pesado. Las propiedades del fluido utilizadas en este tramo corresponden a las del aceite pesado, de manera de evaluar la situación más desfavorable y garantizar la operación del sistema bajo cualquier condición.

$$L_{T-V} = 162,19m$$

El caudal y la velocidad de flujo del aceite pesado son:

$$Q_{IV-T} = 0,14 \frac{l}{min} \rightarrow v_{IV-T} = 0,049522 \frac{m}{s}$$

Por ende, el caudal del tramo T-V es:

$$Q_{T-V} = Q_{III-T} + Q_{IV-T} = 0,0646 + 0,037 = 0,1016 gpm = 0,3846 \frac{l}{min} = 6,40966 \cdot 10^{-6} \frac{m^3}{s}$$

$$v_{T-V} = 0,13599 \frac{m}{s}$$

$$Re_{T-V} = 505 \text{ (redondeado)}$$

El flujo es laminar, por lo que el factor de fricción f es:

$$f_{T-V} = 0,0317$$

Se tomaron en cuenta los siguientes accesorios:

- a) Válvulas de cierre rápido: una (1).

$$C_v = 0,25 \rightarrow K = 129,7$$

- b) Válvula check: una (1).

$$C_v = 1,47 \rightarrow K = 3,75$$

- c) Codos a 90°: catorce (14).

$$K = 1,2$$

Otras resistencias son:

a) Salida aguda desde tanque (TALPE).

$$K = 1$$

La longitud equivalente de accesorios, codos y otras resistencias en el tramo T-V es:

$$L_{eqT-V} = 9,25m$$

La longitud total del tramo T-V es:

$$L_{T-V} = 171,44m$$

La caída de presión por fricción en el tramo T-Ves:

$$(\Delta P)_{fT-V} = 18,93kPa = 2,74psi$$

- Unión "T"

Para la caída de presión en flujo convergente, según la Figura 3.4.

$$(\Delta P)_{fT} = 5 \cdot 10^{-4} \cdot \rho_{AP} \cdot \left(2v_{T-V}^2 - 0,4v_{III-T}^2 - 0,41v_{T-V} \cdot \left(v_{III-T} \frac{Q_{III-T}}{Q_{T-V}} + v_{IV-T} \frac{Q_{IV-T}}{Q_{T-V}} \right) \right)$$

$$(\Delta P)_{fT} = 0,01142kPa$$

La caída total de presión experimentada por el aceite liviano es:

$$(\Delta P)_{fTOTAL,AL} = (\Delta P)_{fIII-T} + (\Delta P)_{fT} + (\Delta P)_{fT-V}$$

$$(\Delta P)_{fTOTAL,AL} = 0,0551 + 0,01142 + 18,93 = 19kPa = 2,76psi$$

La gravedad específica del aceite liviano es:

$$S_{AL@31^{\circ}c} = \frac{\rho_{AL@31^{\circ}c}}{\rho_{AGUA@4^{\circ}c}} = \frac{722,9901}{999,9869} = 0,723$$

La caída de presión promedio en la tubería de aceite liviano es:

$$(\Delta P)_{fALprom} = 0,49 \frac{m_{AL}}{100pies} = 1,61 \frac{pies_{AL}}{100pies}$$

La altura requerida por el sistema de aceite liviano es:

$$H_{III-V} = 27,4m_{ACLIV}$$

El cabezal máximo de operación de diseño es:

$$H_{III-V_{MAX}} = 32,9m_{ACLIV}$$

El cabezal neto de succión disponible mínimo es:

$$NPSH_{D_{min III-V}} = 1,76psi = 1,6m_{ACLIV}$$

La elevación mínima de la succión en el recipiente con respecto al nivel del eje de la bomba es:

$$\Delta z_{min III-BAL} = 1,54m$$

La presión de succión de la bomba BAL es:

$$P_{succBAL} = 1,8bar$$

La presión de descarga de la bomba BAL es:

$$P_{descBAL} = 3,8bar$$

El requerimiento de cabezal de la bomba H_{BAL} es:

$$H_{BAL} = 27,4m_{ACLIV}$$

Aceite Pesado

El caudal de aceite pesado Q_{AP} es:

$$Q_{AP} = 0,0646gpm = 0,24 \frac{l}{min} = 4,0756 \cdot 10^{-6} \frac{m^3}{s}$$

$$d_{ext} = 3/8" = 0,375in = 9,525mm$$

El material de la tubería es acero inoxidable 304SS, para el que el espesor de pared es igual a 0,035 in., es decir, 0,899 mm.

$$d_{int} = 0,305in = 7,747mm$$

El sistema se divide en dos tramos de distintos caudales y velocidades; el primero va de la salida del tanque TAPPE hasta el punto “T” que implica una conexión en T.

- Tramo IV-T

$$L_{IV-T} = 1,52m$$

$$v_{IV-T} = 0,0495 \frac{m}{s}$$

$$Re_{IV-T} = 470 \text{ (redondeado)}$$

El flujo es laminar, por lo que el factor de fricción f se calculó como:

$$f_{IV-T} = 0,034$$

Se tomaron en cuenta los siguientes accesorios:

d) Válvulas de cierre rápido: dos (2).

$$C_v = 1,4 \rightarrow K = 4,14$$

e) Válvula check: una (1).

$$C_v = 1,47 \rightarrow K = 3,75$$

f) Codos a 90°: cuatro (4).

$$K = 1,2$$

Otras resistencias son:

d) Entrada aguda desde tanque (TAPPE).

$$K = 1$$

La longitud equivalente de accesorios, codos y otras resistencias en el tramo IV-T es:

$$L_{eqIV-T} = 0,82m$$

La longitud total del tramo IV-T es:

$$L_{T_{IV-T}} = 2,34m$$

La caída de presión por fricción en el tramo IV-T es:

$$(\Delta P)_{f_{IV-T}} = 20,01kPa = 2,9psi$$

- Tramo T-V

La caída de presión es igual a la calculada anteriormente.

$$(\Delta P)_{f_{T-V}} = 18,93kPa = 2,74psi$$

- Unión "T"

$$(\Delta P)_{f_T} = 0,01142kPa$$

La caída total de presión experimentada por el aceite pesado es:

$$(\Delta P)_{f_{TOTAL_{AL}}} = (\Delta P)_{f_{IV-T}} + (\Delta P)_{f_T} + (\Delta P)_{f_{T-V}}$$

$$(\Delta P)_{f_{TOTAL_{AL}}} = 20,01 + 0,01142 + 18,93 = 20,11kPa = 2,91psi$$

La gravedad específica del aceite pesado es:

$$S_{AP @ 31^{\circ}c} = \frac{\rho_{AP @ 31^{\circ}c}}{\rho_{AGUA @ 4^{\circ}c}} = \frac{761,255}{999,9869} = 0,7613$$

La caída de presión promedio en la tubería de aceite pesado es:

$$(\Delta P)_{f_{APprom}} = 0,50 \frac{m_{ACPES}}{100pies} = 1,64 \frac{pies_{ACPES}}{100pies}$$

La altura requerida por el sistema de aceite pesado es:

$$H_{IV-V} = 22,2m_{ACPES}$$

El cabezal máximo de operación de diseño es:

$$H_{IV-V_{MAX}} = 26,7m_{ACPES}$$

El cabezal neto de succión disponible mínimo es:

$$NPSH_{D_{\min IV-V}} = 1,76 \text{ psi} = 1,6m_{ACPEs}$$

La elevación mínima de la succión en el recipiente con respecto al nivel del eje de la bomba es:

$$\Delta z_{\min IV-BAP} = 1,47m$$

La presión de succión de la bomba BAP es:

$$P_{succBAP} = 2,1bar$$

La presión de descarga de la bomba BAP es:

$$P_{descBAP} = 3,8bar$$

El requerimiento de cabezal de la bomba H_{BAP} es:

$$H_{BAP} = 1,7m_{ACPEs}$$

4.1.3. Agua cruda

En la Figura 3.7 se esquematiza el sistema de bombeo de agua cruda para la planta experimental. El sistema de bombeo de agua cruda se sub-divide en dos partes.

4.1.3.1. Sistema de bombeo 1

Según se observa en la Figura 3.7 el sistema de bombeo 1 se compone de la succión en el tanque TAPA, la bomba BA1 y la descarga en el tanque TAPE. El diseño de este sistema de bombeo parte solamente del caudal requerido por la planta, por lo que se debió calcular primero el diámetro de tubería para transportar dicho caudal.

El caudal de agua cruda requerida por la planta experimental Q_A es:

$$Q_A = 3 \text{ gpm} = 11,36 \frac{l}{\text{min}} = 1,89 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

El diámetro interno se calculó en base a velocidades recomendadas para servicios de agua extraídas del manual *PDVSA LTP1.5*.

$$v_{recom} = 5 \text{ pies} / s = 1,524 \text{ m} / s \rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,89 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 1,524}} = 12,57 \text{ mm}$$

El diámetro interno comercial más cercano es el de una tubería de diámetro externo igual a 19 mm (0,75 pulg), cuyo diámetro interno es 16,56 mm (0,652 pulg). Con dicho diámetro se recalculó la velocidad del agua.

$$v_{agua} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{1,89 \cdot 10^{-4}}{\frac{\pi \cdot (16,56)^2}{4}} = 0,878 \text{ m} / s$$

La longitud de la tubería del sistema de bombeo 1, según el diseño de la ruta es:

$$L_{VI-VII} = 375 \text{ m}$$

El número de Reynolds es:

$$Re_{VI-VII} = 18300 \text{ (redondeado)}$$

El flujo es turbulento, por lo que el factor de fricción se calculó según la ecuación de Colebrook-White, a través de métodos de cálculo numérico. El factor de fricción f es:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{3,71 \cdot D} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right)$$

La rugosidad absoluta ε es igual a 0,051 para aceros al carbono.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{0,051}{3,71 \cdot 16,56} + \frac{2,51}{18300 \cdot \sqrt{f}} \right)$$

$$f_{VI-VII} = 0,03197$$

Se tomaron en cuenta los siguientes accesorios:

- a) Válvulas de cierre rápido: tres (3).

$$C_v = 6,4 \rightarrow K = 13,1$$

- b) Válvula check: dos (2).

$$C_v = 4,48 \rightarrow K = 26,73$$

- c) Codos a 90°: quince (15).

$$K = 1,2$$

Otras resistencias son:

- e) Entrada aguda desde tanque (TAPA).

$$K = 1$$

- f) Salida aguda a tanque (TAPE).

$$K = 1$$

La longitud equivalente de accesorios, codos y otras resistencias en el tramo VI-VII es:

$$L_{eqVI-VII} = 4,75m$$

La longitud total del tramo VI-VII es:

$$L_{T_{VI-VII}} = 379,75m$$

La caída de presión por fricción en el tramo VI-VII es:

$$(\Delta P)_{f_{I-II}} = 1133,52kPa = 164,4psi$$

La gravedad específica s del agua a 31°C es:

$$s_{AGUA @ 31^\circ c} = \frac{\rho_{AGUA @ 31^\circ c}}{\rho_{AGUA @ 4^\circ c}} = 0,9954$$

La caída de presión promedio en la tubería de agua del sistema de bombeo 1 es:

$$(\Delta P)_{f_{VI-VIIprom}} = 9,38 \frac{m_{AGUA}}{100pies} = 30,78 \frac{pies_{AGUA}}{100pies}$$

La altura requerida por el sistema 1 de agua cruda es:

$$H_{VI-VII} = 115,4m_{AGUA}$$

4.1.3.2. Sistema de bombeo 1 modificado

La caída de presión promedio era muy alta, lo que implicaba la selección de una bomba más potente para transportar el agua entre los tanques TAPA y TAPE. Para disminuir las pérdidas, se seleccionó un diámetro mayor; dicho diámetro comercial fue el de 25,4 mm (1 pulg) de diámetro externo y 22,098 mm (0,87 pulg) de diámetro interno.

La velocidad de flujo en la nueva tubería fue:

$$v_{VI-VII} = 0,4935m/s$$

El número de Reynolds calculado fue:

$$Re_{VI-VII} = 13700 \text{ (redondeado)}$$

El flujo es turbulento, por lo que el factor de fricción f se calculó como:

$$f_{VI-VII} = 0,0322$$

Se tomaron en cuenta los siguientes accesorios:

- a) Válvulas de cierre rápido: tres (3).

$$C_v = 40 \rightarrow K = 0,34$$

- b) Válvula check: dos (2).

$$C_v = 4,48 \rightarrow K = 26,73$$

- c) Codos a 90°: quince (15).

$$K = 1,2$$

Otras resistencias son:

g) Entrada aguda desde tanque (TAPA).

$$K = 1$$

h) Salida aguda a tanque (TAPE).

$$K = 1$$

La longitud equivalente de accesorios, codos y otras resistencias en el tramo VI-VII es:

$$L_{eqVI-VII} = 12,7m$$

La longitud total del tramo VI-VII es:

$$L_{T_{VI-VII}} = 387,7m$$

La caída de presión por fricción en el tramo VI-VII es:

$$(\Delta P)_{f I-II} = 275,88kPa = 40 psi$$

La caída de presión promedio en la tubería de agua del sistema de bombeo 1 es:

$$(\Delta P)_{f VI-VIIprom} = 2,28 \frac{m_{AGUA}}{100 pies} = 7,49 \frac{pies_{AGUA}}{100 pies}$$

La altura requerida por el sistema 1 de agua cruda es:

$$H_{VI-VII} = 28,1m_{AGUA}$$

El cabezal neto de succión disponible se calculó según la ecuación [3.8] como:

$$NPSH_D = \frac{P_{succ} - P_{vap}}{g} \times \frac{1}{s_{agua}} + \Delta z_{BOM-TANsucc} - h_{fsucc}$$

$$NPSH_D = \frac{139,96 - 4,49}{9,8665} \times \frac{1}{0,9954} + 1 - 0,6620 = 14,1m_{agua}$$

La presión de succión de la bomba BA1 se calculó como:

$$P_{succBA1} = 1,4bar = 20,8psi$$

La presión de descarga de la bomba BA1 se calculó como:

$$P_{descBA1} = 4,1bar = 59,4psi$$

El requerimiento de cabezal de la bomba H_{BA1} es:

$$H_{BA1} = 27,1m_{AGUA}$$

4.1.3.3. Sistema de bombeo 2

El sistema de bombeo 2 está compuesto por la succión en el tanque TAPE, la bomba BA2 y la descarga en la caldera CAL. El diámetro y tipo de tubería se basó en la seleccionada para el sistema de bombeo 1.

El caudal requerido Q_{A2} es:

$$Q_{A2} = 1,34gpm = 5,07 \frac{l}{min} = 8,45 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

La velocidad del flujo de agua hacia la caldera es:

$$v_{VIII-IX} = 0,2204m/s$$

La longitud de la tubería del sistema de bombeo 1, según el diseño de la ruta es:

$$L_{VIII-IX} = 3m$$

El número de Reynolds es:

$$Re_{VIII-IX} = 6100 \text{ (redondeado)}$$

El flujo es turbulento, por lo que el factor de fricción f es:

$$f_{VIII-IX} = 0,038$$

Se tomaron en cuenta los siguientes accesorios:

- a) Válvulas de cierre rápido: dos (2).

$$C_v = 40 \rightarrow K = 0,34$$

b) Válvula check: dos (1).

$$C_v = 4,48 \rightarrow K = 26,73$$

c) Codos a 90°: dos (2).

$$K = 1,2$$

Otras resistencias son:

a) Entrada aguda desde tanque (TAPA).

$$K = 1$$

b) Salida aguda a tanque (TAPE).

$$K = 1$$

La longitud equivalente de accesorios, codos y otras resistencias en el tramo VIII-IX es:

$$L_{eqVIII-IX} = 4,55m$$

La longitud total del tramo VIII-IX es:

$$L_{TVIII-IX} = 7,55m$$

La caída de presión por fricción en el tramo VIII-IX es:

$$(\Delta P)_{fI-II} = 1,27kPa = 0,18psi$$

La caída de presión promedio en la tubería de agua del sistema de bombeo 2 es:

$$(\Delta P)_{fVIII-IXprom} = 1,3 \frac{m_{AGUA}}{100pies} = 4,27 \frac{pies_{AGUA}}{100pies}$$

La altura requerida por el sistema 2 de agua cruda es:

$$H_{VIII-IX} = 154,4m_{AGUA}$$

La presión de succión de la bomba BA2 se calculó como:

$$P_{succBA2} = 1,5bar = 21,7 psi$$

La presión de descarga de la bomba BA2 se calculó como:

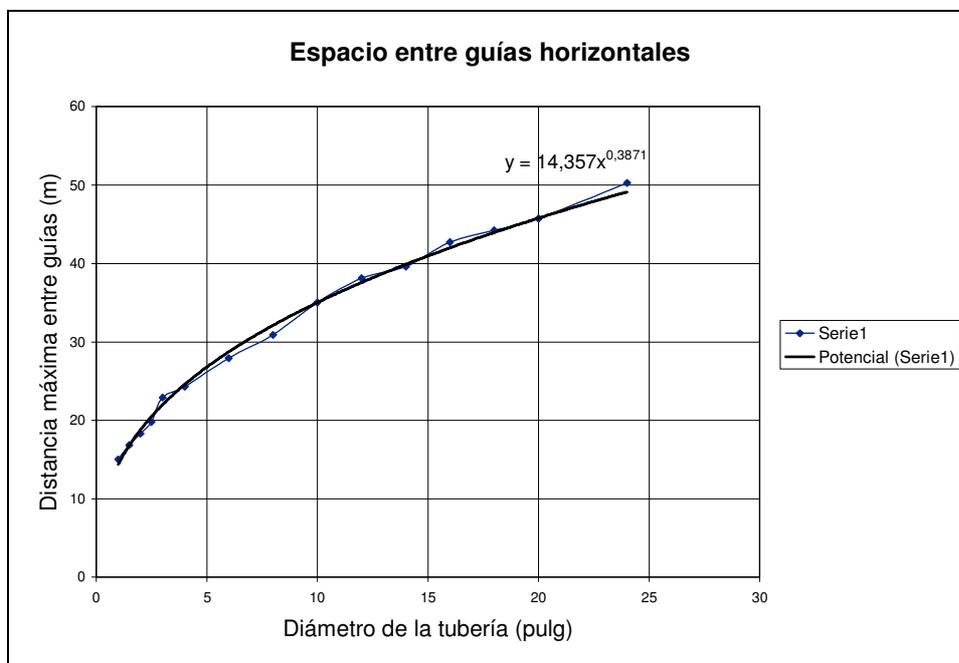
$$P_{descBA2} = 16,6bar = 240,2 psi$$

El requerimiento de cabezal de la bomba H_{BA2} es:

$$H_{BA2} = 153,4m_{AGUA}$$

4.2. Cálculos mecánicos

Ante la ausencia de recomendaciones sobre la distancia máxima entre guías y soportes para tuberías de tan pequeño diámetro, se calculó la distancia máxima entre guías horizontales para tuberías sobre soportes, basada en las recomendaciones de los manuales *PDVSA 10606*. Para ello, se hizo una gráfica de distancia máxima entre guías en función del diámetro de tubería, extraídos de la Figura 3.8. El resultado se presenta en la Gráfica 4.1.



Gráfica 4.1. Espacio entre guías horizontales para tuberías.

Ya que la recomendación y la gráfica elaborada no engloba los diámetros de los sistemas de tuberías del diseño realizado, se agregó una línea de tendencia potencial y, con la forma de dicha curva, se calculó la distancia máxima para el diámetro de tubería utilizado.

4.2.1. Tubería desnuda

Las tuberías desnudas son las de aceite liviano y pesado y las tuberías de agua cruda, en sus sistemas de bombeo 1 y 2. En base a las recomendaciones extraídas de la Figura 3.8, se calculó la distancia máxima entre guías.

a) *Aceite liviano y pesado*

$$d_{AL} = d_{AP} = 9,5mm = 3/8''$$

La forma de la curva de tendencia potencial es:

$$y = 14,357 \cdot x^{0,3871} = 14,357 \cdot (0,375)^{0,3871} = 10m$$

El espacio máximo entre guías horizontales es de 10 m para tuberías de 9,5 mm (3/8 pulg).

b) *Agua cruda*

$$d_A = 25,4mm = 1''$$

La distancia se leyó directamente de la Figura 3.8. El espacio máximo entre guías horizontales es de 10 m para tuberías de 25,4 mm (1 pulg).

4.2.2. Tubería aislada con acompañamiento de vapor

a) *Cera*

$$d_C = 9,5mm = 3/8''$$

El espacio máximo entre guías horizontales es de 10 m para tuberías de 9,5 mm (3/8 pulg).

4.3. Cálculos de transferencia de calor

Los cálculos de transferencia de calor de la tubería de cera y el acompañamiento de vapor se hicieron a través del software Microsoft Excel y programando en Visual Basic. Al final, se desarrolló una hoja de cálculo general en la que se pueden modificar datos relativos a la tubería (material, diámetro), el fluido de proceso, el vapor utilizado, tipo y espesor de aislante, entre otros. La hoja de cálculo arroja como resultado las temperaturas de salida de ambos fluidos, de proceso y vapor, la temperatura externa del conjunto, consumo de vapor y carga de condensado, entre otros. En la Figura 4.1 se presenta la forma de la hoja de cálculo del trazado de vapor; en el lado izquierdo se encuentran los datos de entrada, los que son modificables por el usuario, y en el lado derecho se encuentran los datos de salida, los resultados producto de los cálculos del programa.

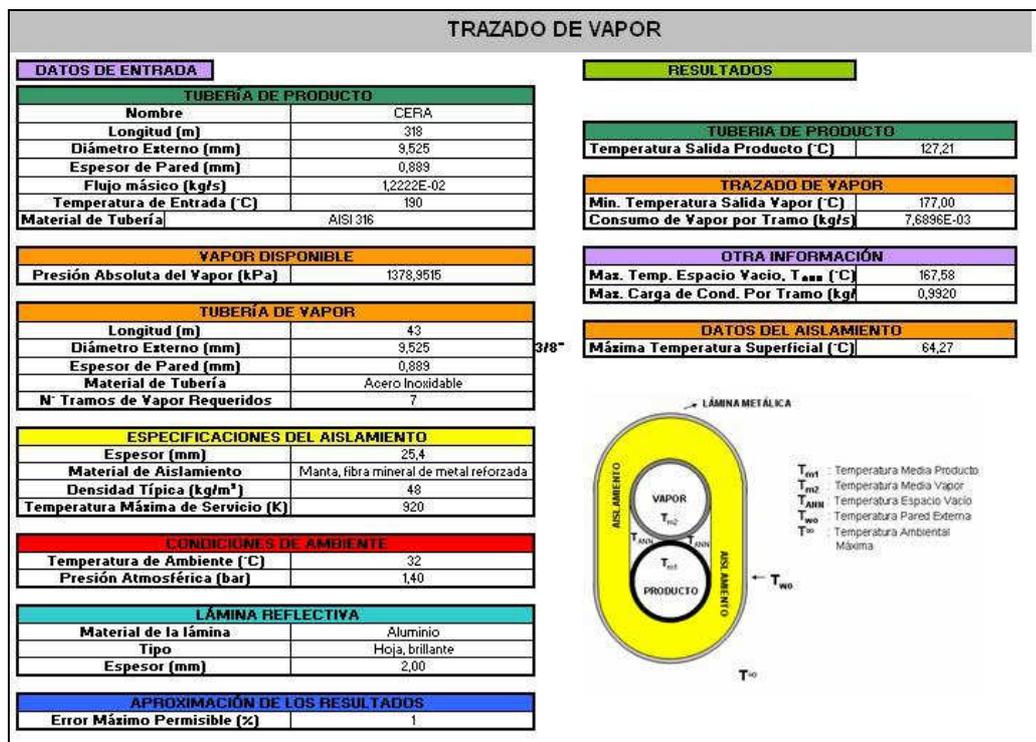


Figura 4.1. Hoja de cálculo del trazado de vapor.

El modelo de cálculo se basó en el planteamiento elaborado en la sección 3.3.3 y emplea métodos iterativos de resolución, con la finalidad de hallar las temperaturas de salida de los fluidos del conjunto y en procura de determinar si el diseño del sistema es suficiente para asegurar una temperatura en la cera superior a 82,2 °C.

4.3.1. Cera

La temperatura de entrada de la cera al conjunto en estudio era:

$$T_{E1} = T_{Ec} = 190^{\circ} C = 463K$$

El flujo másico de cera era:

$$m_1 = \dot{m}_{CERA} = 1,22 \cdot 10^{-2} \text{ kg / s}$$

La temperatura de salida de cera supuesta, según la suposición hecha en la sección 3.3.4. fue:

$$T_{S1S} = 184,3^{\circ} C = 457,3K$$

La temperatura media, a la que se calcularon las propiedades del fluido, es:

$$T_{m1} = \frac{T_{E1} + T_{S1S}}{2} = 460,2K$$

Las propiedades de la cera se interpolaron de la Tabla 3.1, con la temperatura media T_{m1} .

4.3.2. Vapor

El vapor utilizado fue el producido en las calderas del complejo refinador. Según datos recolectados en la refinería, el vapor producido es saturado a 180 psig. En base a este dato se calcularon las propiedades del vapor.

Vapor saturado a 180 psig (200 psi). La temperatura de entrada era:

$$T_{E2} = T_{Ev} = 194,3^{\circ} C = 467,3K$$

La velocidad de diseño del vapor fue:

$$v_{\max \text{ recom}} = 200 \text{ pie} / \text{s} \rightarrow v_{\text{VAP}} = 180 \text{ pie} / \text{s} = 54,864 \text{ m} / \text{s}$$

$$Q_{\text{VAP}} = v_{\text{VAP}} \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{int}}^2}{4} = 2,586 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Por lo que el flujo másico de vapor era:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{\text{VAP}} = \frac{Q_{\text{VAP}}}{v_g} = 1,808 \cdot 10^{-2} \text{ kg} / \text{s}$$

La temperatura de salida del vapor supuesta, según la suposición hecha en la sección 3.3.4. era:

$$T_{S2S} = 170^\circ \text{C} = 343 \text{K}$$

La temperatura media, a la que se calcularon las propiedades del vapor, era:

$$T_{m2} = 455,2 \text{K}$$

Las propiedades del vapor se extrajeron de las tablas de vapor con la temperatura media T_{m2} .

La temperatura ambiente T_∞ es igual a 31°C . Las otras temperaturas supuestas para el modelo son la temperatura de la superficie externa T_{wo} y la temperatura del espacio confinado entre las tuberías T_{ANN} .

$$T_{woS} = 52^\circ \text{C} = 323 \text{K}$$

$$T_{ANNS} = 177,2^\circ \text{C} = 450,2 \text{K}$$

La transferencia total de calor de la tubería de cera al ambiente se calculó según la ecuación [3.18]. Se calculó la resistencia total a la transferencia de calor de la siguiente forma:

$$R_{\text{TOTAL}_{PL}} = R_{hc_{PL}} + R_{KTUB_{PL}} + R_{KAISL_{PL}} + R_{KLAM_{PL}}$$

La resistencia a la transferencia de calor por convección de la cera R_{hc} se calculó como:

$$R_{hc_{PL}} = \frac{1}{A_{PL} \cdot \bar{h}_{c_c}}$$

donde A_{PL} es el área de transferencia de calor entre la tubería de cera y el medio ambiente y h_{c_c} es el coeficiente convectivo de transferencia de calor. Se modela como flujo interno y convección forzada, por lo que el numero de Prandtl se calculó como:

$$Pr = \frac{Cp \cdot \mu}{k} = \frac{2717,7 \cdot 1,2073 \cdot 10^{-3}}{0,1301} = 25,21$$

El numero de Reynolds se calculó como:

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D \cdot \mu} = \frac{4 \cdot 1,22 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,007747 \cdot 1,2073 \cdot 10^{-3}} = 1664$$

Las longitudes efectivas se calcularon como:

$$l_{e,f} = 0,05 \cdot Re \cdot D = 0,05 \cdot 1664 \cdot 0,007747 = 0,6445m$$

$$l_{e,f} = 0,05 \cdot Re \cdot D \cdot Pr = 0,05 \cdot 1664 \cdot 0,007747 \cdot 25,21 = 16,247m$$

Como las longitudes efectivas son mucho menores a la longitud total de la tubería (318 m), el flujo se consideró desarrollado. Asumiendo temperatura superficial uniforme, el numero de Nusselt Nu utilizado fue 3,66, ya que el numero de Pr es mayor a 0,6. El coeficiente convectivo h_{c_c} se calculó entonces como:

$$\bar{h}_{c_c} = \frac{Nu_D \cdot k}{D} = \frac{3,66 \cdot 0,13}{0,007747} = 61,46 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$R_{hc_{PL}} = \frac{1}{\pi \cdot 0,0038735 \cdot 43 \cdot 61,46} = 0,03109 \frac{K}{W}$$

La resistencia a la transferencia de calor por conducción se divide en tres partes: la de la tubería, la del aislante y la de la lámina reflectiva.

$$R_{KTUB_{PL}} + R_{KAISL_{PL}} + R_{KLAM_{PL}} = \frac{\ln\left(\frac{r_{EXT}}{r_{INT}}\right)}{k_{TUB_{CERA}} \cdot \pi \cdot L} + \frac{\ln\left(\frac{r_{EXT}}{r_{INT}}\right)}{k_{AISL} \cdot \pi \cdot L} + \frac{\ln\left(\frac{r_{EXT}}{r_{INT}}\right)}{k_{LAM} \cdot \pi \cdot L}$$

$$R_{KTUB_{PL}} + R_{KAISL_{PL}} + R_{KLAM_{PL}} = \frac{\text{Ln}\left(\frac{0,0047625}{0,0038735}\right)}{14,887 \cdot \pi \cdot 318} + \frac{\text{Ln}\left(\frac{0,0301625}{0,0047625}\right)}{0,049 \cdot \pi \cdot 318} + \frac{\text{Ln}\left(\frac{0,0302625}{0,0301625}\right)}{237,4 \cdot \pi \cdot 318}$$

$$R_{KTUB_{PL}} + R_{KAISL_{PL}} + R_{KLAM_{PL}} = 0,2791 \frac{K}{W}$$

La resistencia total a la transferencia total de calor entre la tubería de cera y el medio ambiente es:

$$R_{TOTAL_{PL}} = 0,3102 \frac{K}{W}$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación se calculó como:

$$h_{r_{PL}} = \sigma \cdot (\varepsilon \cdot T_{WO} - \alpha \cdot T_{\infty}) \cdot (\varepsilon \cdot T_{WO}^2 + \alpha \cdot T_{\infty}^2)$$

$$h_{r_{PL}} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (0,07 \cdot 325 - 0,15 \cdot 305) \cdot (0,07 \cdot 325^2 - 0,15 \cdot 305^2) = -0,0278 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

La ecuación de la transferencia total de calor entre la tubería de cera y el ambiente se calculó entonces como:

$$q_{PL} - 1,61 \cdot T_{S1} + 3,34 \cdot T_{WO} = 783,14 \quad [4.1]$$

La transferencia de calor entre la tubería de cera y el espacio confinado entre ambas tuberías se calculó según la ecuación [3.19]. La resistencia total a la transferencia de calor entre la tubería de cera y el espacio vacío se calculó como:

$$R_{TOTAL_{PA}} = R_{hc_{PA}} + R_{KTUB_{PA}}$$

El modelo de transferencia es de flujo externo y convección natural en el espacio vacío. Las propiedades del aire se calcularon a la temperatura supuesta del espacio vacío 450,2 K. Los parámetros adimensionales se calcularon como:

$$\beta = \frac{1}{T_M} = \frac{1}{450,5} = 2,2198 \cdot 10^{-3} K^{-1}$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{Mc} - T_{ANN}) \cdot S^3}{\nu^2} = \frac{9,87 \cdot 2,22 \cdot 10^{-3} \cdot (460,2 - 450,2) \cdot (0,00476)^3}{(3,31 \cdot 10^{-5})^2} = 21,3$$

$$Ra = Gr \cdot Pr = 14,6$$

Asumiendo temperatura superficial uniforme, el numero de Nusselt se calculó como:

$$\bar{Nu}_D = \left[0,6 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 = 1,21$$

El coeficiente convectivo se calculó como:

$$\bar{h}_c = \frac{Nu_D \cdot k}{S} = 9,58 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

La ecuación de la transferencia total de calor entre la tubería de cera y el espacio vacío se calculó entonces como:

$$0,1623 \cdot q_{PA} - 0,25 \cdot T_{S1} + 0,5 \cdot T_{ANN} = 115,75 \quad [4.2]$$

La transferencia total de calor de la tubería de vapor al ambiente se calculó según la ecuación [3.20]. Los parámetros adimensionales calculados son:

$$Pr = 1,16 \quad Re = 84000$$

Las longitudes efectivas se calcularon como:

$$l_{e,f} = 32,5m \text{ y } l_{e,f} = 37,6m$$

La longitud de la tubería de vapor se calculó según el manual *PDVSA HD-201-R*, para el trazado de vapor de acuerdo a la presión de vapor utilizado. La longitud extraída es de 43 m. Ya que la longitud de la tubería no es significativamente mayor a las longitudes efectivas el flujo se considera en desarrollo, por lo que el numero de Nusselt se calculó de la siguiente manera:

$$\bar{Nu}_D = Nu \cdot \left[1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{0,7} \right], \text{ donde: } Nu = 0,023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3}$$

$$\bar{Nu}_D = 0,023 \cdot 84000^{4/5} \cdot 1,16^{1/3} \cdot \left[1 + \left(\frac{0,007747}{43} \right)^{0,7} \right] = 210,65$$

El coeficiente convectivo h_{cv} se calculó entonces como:

$$\bar{h}_{cv} = 921,09 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

La resistencia total a la transferencia total de calor entre la tubería de vapor y el medio ambiente es:

$$R_{TOTAL_{TL}} = 0,2812 \frac{K}{W}$$

La ecuación de la transferencia total de calor entre la tubería de vapor y el ambiente se calculó entonces como:

$$q_{TL} - 1,78 \cdot T_{S2} + 3,68 \cdot T_{WO} = 867,8 \quad [4.3]$$

La transferencia total de calor entre la tubería de vapor y el espacio vacío se calculó según la ecuación [3.21] como:

$$0,1623 \cdot q_{TA} - 0,25 \cdot T_{S2} + 0,5 \cdot T_{ANN} = 116,83 \quad [4.4]$$

La transferencia total de calor entre el espacio confinado entre ambas tuberías y el medio ambiente se calculó según la ecuación [3.22]. Los parámetros adimensionales calculados son:

$$Pr = 0,7 \quad Gr = 12015 \quad Ra = 8462 \quad Nu_D = 4,2$$

El coeficiente convectivo calculado es:

$$\bar{h}_{cv} = 12,09 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

La resistencia total a la transferencia de calor entre el espacio vacío y el ambiente calculada es:

$$R_{TOTAL_{AL}} = 0,7342 \frac{K}{W}$$

La ecuación de la transferencia total de calor entre el espacio vacío y el ambiente se calculó entonces como:

$$q_{AL} - 1,36 \cdot T_{ANN} + 1,38 \cdot T_{WO} = -6,96 \cdot T_{\infty} \quad [4.5]$$

La transferencia total de calor del conjunto de ambas tuberías, aislante y lámina reflectiva con el medio ambiente se calculó según la ecuación [3.23]. Los parámetros adimensionales calculados son:

$$Pr = 0,7 \quad Gr = 90000 \quad Ra = 63300 \quad Nu_D = 6,9$$

El coeficiente convectivo calculado es:

$$\bar{h}_{cv} = 4,26 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

La resistencia total a la transferencia de calor entre el conjunto y el ambiente calculada es:

$$R_{TOTAL_{TOTAL}} = 0,0391 \frac{K}{W}$$

La ecuación de la transferencia total de calor entre el conjunto y el ambiente se calculó entonces como:

$$q_{PL} + q_{TL} + q_{AL} - 25,58 \cdot T_{WO} = -7801,8 \cdot T_{\infty} \quad [4.6]$$

La pérdida de calor del vapor a lo largo de la tubería se calculó según la ecuación [3.24] como:

$$q_{TA} + q_{TL} + 20,12 \cdot T_{S2} = 9421,97 \quad [4.7]$$

La pérdida de calor de la cera a lo largo de la tubería se calculó según la ecuación [3.25] como:

$$q_{PA} + q_{PL} + 33,22 \cdot T_{s1} = 15379,09 \quad [4.8]$$

Por ultimo, se utilizó la ecuación [3.26] para el cierre de balance:

$$q_{AL} - q_{TA} - q_{PA} = 0 \quad [4.9]$$

Con el conjunto de ecuaciones desde [4.1] hasta [4.9] se define una matriz para el cálculo de las incógnitas. En la Figura 4.2 se representa la matriz de resolución de la hoja de cálculo y los resultados de la primera iteración.

A										B
	q _{PL}	q _{PA}	q _{TL}	q _{TA}	q _{AL}	T _{s1}	T _{s2}	T _{ANN}	T _{wo}	
1	1,0000	0	0	0	0	-1,6117698	0	0	3,34449512	783,14
2	0	0,1623	0	0	0	-0,25	0	0,5	0	115,75
3	0	0	1,0000	0	0	0	-1,7780367	0	3,67702899	867,8075
4	0	0	0	0,1623	0	0	-0,25	0,5	0	116,8306
5	0	0	0	0	1,0000	0	0	-1,3619815	1,38478607	-6,9553853
6	1	0	1	0	1	0	0	0	-25,57966	-7801,80
7	0	0	1	1	0	0	20,1616051	0	0	9421,96635
8	1	1	0	0	0	33,2162	0	0	0	15379,0875
9	0	-1	0	-1	1	0	0	0	0	0

q _{PL}	371,2359	W		
q _{PA}	59,8490	W		
q _{TL}	407,4041	W		
q _{TA}	57,6267	W		
q _{AL}	117,4757	W		
T _{s1}	450,0218	K	177,0218	° C
T _{s2}	444,2571	K	171,2571	° C
T _{ANN}	437,0861	K	164,0861	° C
T _{wo}	340,0324	K	67,0324	° C

Figura 4.2. Resultados de la 1era iteración del cálculo del trazado de vapor.

El error del modelo se calculó para las temperaturas supuestas según la ecuación [3.27]. Los errores en la primera iteración se calcularon como:

$$error_{CERA} = \frac{460,16 - 450,02}{450,02} \cdot 100 = 1,62\%$$

$$error_{VAPOR} = 0,28\%$$

$$error_{TEMP_{ANN}} = 2,99\%$$

$$error_{TEMP_{AMB}} = 4,42\%$$

La hoja de cálculo se encarga de recalculer los valores en caso de que el error de alguna de las temperaturas supuestas sea mayor al permisible.

CAPÍTULO V

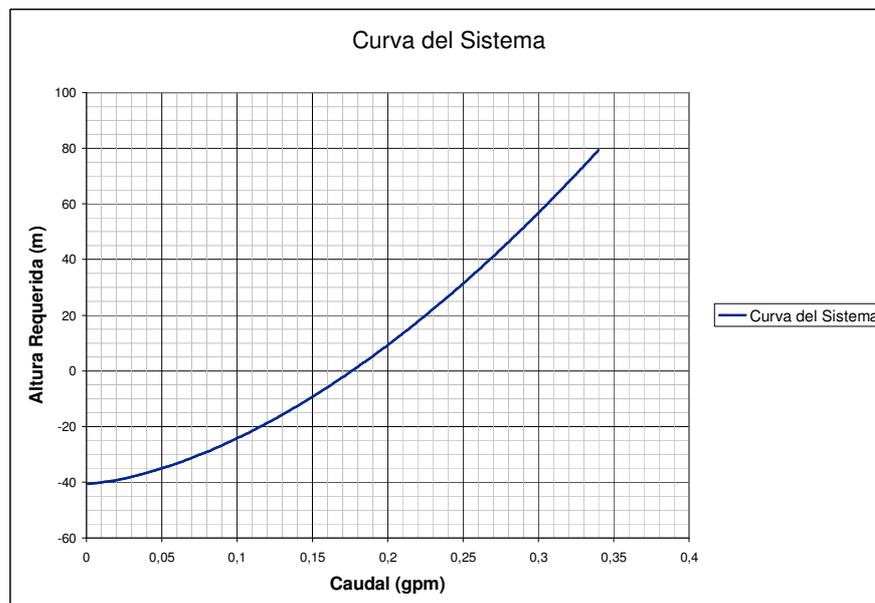
RESULTADOS Y ANÁLISIS

En base a los cálculos desarrollados en el capítulo V, los resultados obtenidos son:

5.1. Diseño hidráulico

5.1.1. Cera

Haciendo una gráfica de la altura dinámica requerida en función del caudal de operación se consigue la curva de comportamiento del sistema y la altura requerida por el mismo en el caudal de operación específico; la gráfica de la curva del sistema se presenta en la Gráfica 5.1.



Gráfica 5.1. Curva del sistema de cera planteado.

Los resultados del cálculo del flujo de cera, para el caudal de operación, se muestran en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1. Resultados de cálculos de flujo de cera.

Caudal de Operación	lt/min	0,9077
	gpm	0,2398
Altura Requerida	m _{cera}	26,6
	ft _{cera}	87,3
	bar	2,0
	psi	29,4
Cabezal Máximo de Operación de Diseño	m _{cera}	31,9
	ft _{cera}	104,7
	bar	2,4
	psi	35,3
Caída de Presión Promedio	ft _{cera} /100ft	21,2

5.1.1.1. Análisis de resultados

- Con un caudal de operación de 0,9077 lt/min, la altura dinámica requerida del sistema es igual a 26,6 m_{cera}, lo que implica que se requiere un sistema para la elevación de presión o una presión superior aguas arriba para transportar el fluido desde la succión hasta la descarga.
- El cabezal máximo de operación de diseño es igual a 31,9 m_{cera}, es decir, en dicho estado se requiere la instalación de una bomba o un aumento en la presión para permitir el transporte de cera entre ambos tanques.
- La caída de presión promedio por cada 100 pies de recorrido es de 6,5 m_{cera} (21,2 pies_{cera}); este valor se encuentra fuera de las recomendaciones estudiadas. La caída de presión total en el sistema es de 67,3 m_{cera} (74,4 psi).
- Por medio del trazado de vapor, la temperatura del fluido deberá estar por encima de la temperatura supuesta usada en los cálculos, por lo que se espera una disminución de los valores de las caídas de presión encontradas; esto supone la inclusión de un factor de seguridad adicional en el diseño.

5.1.1.2. Alternativa de operación 1

Los resultados de los cálculos del servicio de bombeo de cera se resumen en la Tabla 5.2.

Tabla 5.2. Cálculos del servicio de Bombeo de cera.

Presión de Succión de la Bomba	bar	4,7
	psi	67,9
Presión de Descarga de la Bomba	bar	6,9
	psi	100,4
Requerimiento del Cabezal de la Bomba	bar	2,2
	psi	32,5
	m _{cera}	29,6
	ft _{cera}	4,3
Cabezal Neto de Succión Disponible, NPSH_D	m _{cera}	1,4
	ft _{cera}	4,7
	bar	0,11
	psi	1,6
Altura de succión mínima, Δz_{\min}	m	2,3
	pies	7,6

En base a los requerimientos del sistema se ha decidido instalar una bomba dosificadora tipo diafragma, descrita en la Tabla 5.3; la misma cumple con las características necesarias en el servicio:

- Bajo flujo con alta eficiencia.
- Cumplen con los requerimientos del cabezal.
- Bajos requerimientos de NPSH.
- Manejo de altas viscosidades.

5.1.1.2.a. Análisis de resultados

- El requerimiento de cabezal del sistema es de 2,3 bar, inferior al máximo que la bomba seleccionada es capaz de entregar, por lo que la misma es capaz de elevar la presión del fluido a la requerida para trasladarlo desde el tanque TCPE al tanque TCAP.

Tabla 5.3. Datos de la bomba de cera BC.

BOMBA DE DIAFRAGMA	
MARCA	LEWA
MODELO	LEWA Ecoflow, type LDB1/M9/25
CONEXIONES	1/2" (12,7 mm) de diámetro en la succión y la descarga
MATERIALES	316Ti SS Cabezal y carcasa de bomba 304SS Válvulas en succ. y desc. 316SS Anillos y guías de válvulas
CAUDAL	Mín.: 7,241 lt/h – Máx.: 72,41 lt/h
PRESIÓN	Máxima Presión de Descarga: 38 barg
NPSH _R	0,1 bar
TEMPERATURA DEL FLUIDO	Hasta 400 °C
VELOCIDAD	173 ciclos/min
EFICIENCIA	94,37% a máx. presión de descarga
MOTOR	1/3 HP, 1800 RPM 60 Hz, 230/460 VAC

- El cabezal neto de succión disponible es mayor al requerido, siempre y cuando la succión en el recipiente a presión se mantenga 2,4 metros por encima del nivel del eje de la bomba y se mantengan las condiciones del sistema planteado.
- Para permitir la succión de la bomba a una cota de 2,4 metros por debajo de la succión en el tanque, el nivel del eje de la bomba deberá encontrarse a 1,4 metros por debajo del nivel de la base del recipiente TCPE.

5.1.1.3. Alternativa de operación 2

Los resultados de la evaluación se muestran en la Tabla 5.4.

Tabla 5.4. Requerimientos del tanque TCPE.

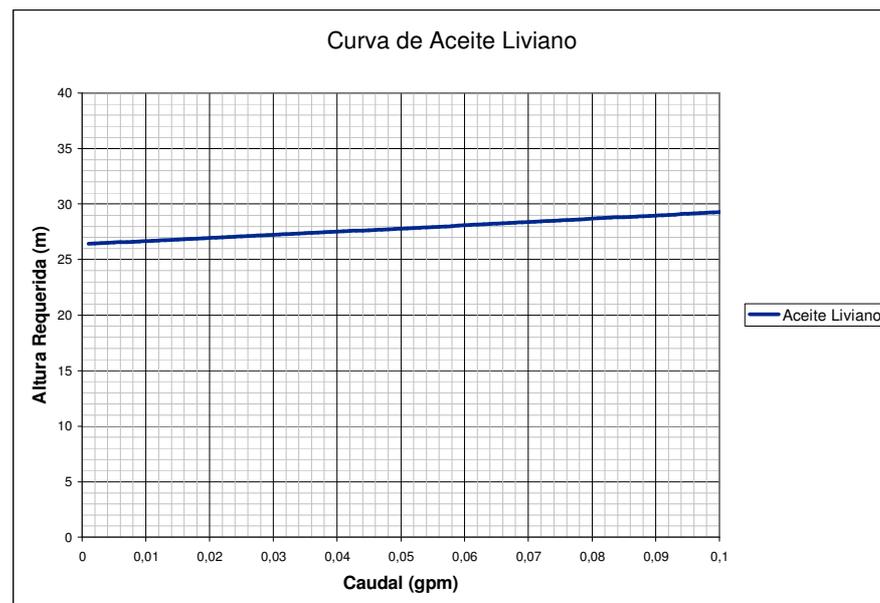
Requerimiento del Cabezal del Sistema	bar	2,2
	psi	32,4
	m _{cera}	29,5
	ft _{cera}	0,3
Presión de Operación de TCPE	bar	6,7
	psi	97,7
Presión de Operación Máxima de TCPE	bar	8,1
	psi	117,2

5.1.1.3.a. Análisis de resultados

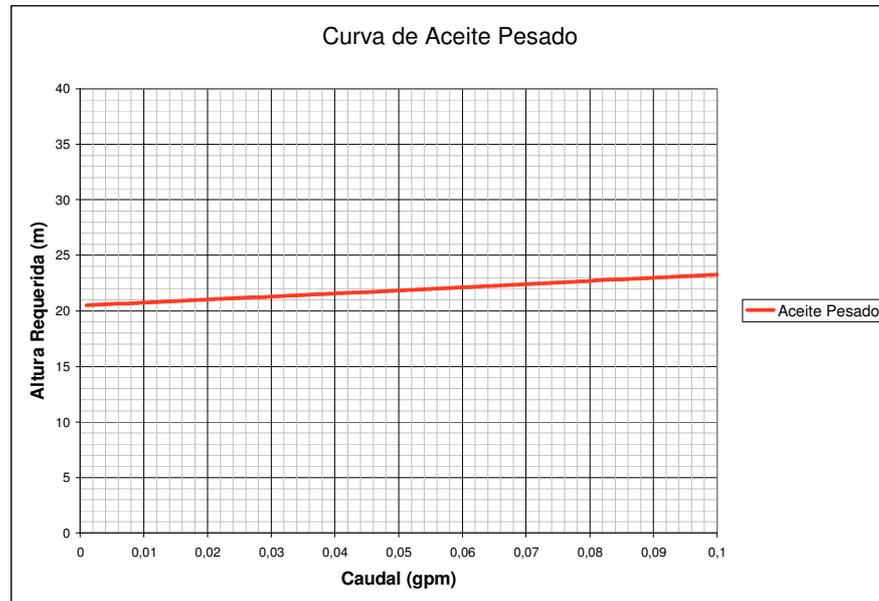
- Se observa que la presión máxima requerida (8 bar) para el tanque TCPE, es inferior a la presión máxima permisible del tanque diseñado previamente (11,7 bar).
- La válvula reguladora de presión de la planta experimental, previa al tanque TCPE, debe provocar una caída de presión menor, de 32,1 bar hasta 6,8 bar.

5.1.2. Aceite liviano y pesado

Las gráficas de altura requerida para los sistemas de aceite liviano y pesado se presentan en la Gráfica 5.2 y la Gráfica 5.3, respectivamente.



Gráfica 5.2. Curva del sistema de aceite liviano.



Gráfica 5.3. Curva del sistema de aceite pesado.

Los resultados del cálculo del flujo de aceite liviano y pesado, para el caudal de operación, se muestran en la Tabla 5.5.

Tabla 5.5. Resultados de sistema de aceite liviano y pesado.

		Aceite Liviano	Aceite Pesado
Caudal de Operación	lt/min	0,14	0,2445
	gpm	0,037	0,0646
Altura Requerida	m_{fluido}	27,4	22,3
	ft_{fluido}	90,0	73,0
	bar	2,0	1,7
	psi	28,4	24,2
Cabezal Máximo de Operación de Diseño	m_{fluido}	32,9	26,7
	ft_{fluido}	108,0	87,6
	bar	2,3	2,0
	psi	34,1	29,1
Caída de Presión Promedio	$ft_{fluido} / 100ft$	1,62	1,65

De acuerdo a la similitud de los sistemas de ambos aceites y los requerimientos de los mismos, se utilizarán dos bombas idénticas, cuyas especificaciones se resumen en la Tabla 5.3.

Los requerimientos de la instalación de las bombas de aceite liviano y pesado se resumen en la Tabla 5.6.

Tabla 5.6. Cálculos del servicio de Bombeo de aceite liviano y pesado.

		Aceite Liviano	Aceite Pesado
Presión de Succión de la Bomba	bar	1,8	2,1
	psi	26,3	30,8
Presión de Descarga de la Bomba	bar	3,8	3,8
	psi	54,7	55,1
Requerimiento del Cabezal de la Bomba	bar	2,0	1,7
	psi	28,4	24,2
	m _{fluido}	27,4	22,3
	ft _{fluido}	90,0	73,0
Cabezal Neto de Succión Disponible, NPSH_D	m _{fluido}	1,5	1,7
	ft _{fluido}	5,1	5,5
	bar	0,11	0,13
	psi	1,6	1,8
Altura de succión mínima, Δz_{\min}	m	1,54	1,70
	pies	5,07	5,58

5.1.2.1. Análisis de resultados

- Con un caudal de operación de 0,14 lt/min, la altura dinámica requerida del sistema de aceite liviano es igual a 27,4 m_{acliv}; para un caudal de operación de 0,24 lt/min, la altura dinámica requerida del sistema de aceite pesado es igual a 22,3 m_{acpes}. Ambos valores implican el requerimiento de un par de sistemas de elevación de presión o una presión superior en la succión para transportar el fluido desde la succión hasta la descarga.
- La caída de presión promedio por cada 100 pies de recorrido de aceites liviano y pesado es de 0,5 m_{acliv} (1,62 pies_{acliv}) y 0,5 m_{acpes} (1,65 pies_{acpes}), respectivamente; ambos valores se encuentran dentro de las recomendaciones

estudiadas. La caída de presión total de aceites liviano y pesado es de 2,68 m_{activ} y 2,70 m_{acpes}, respectivamente.

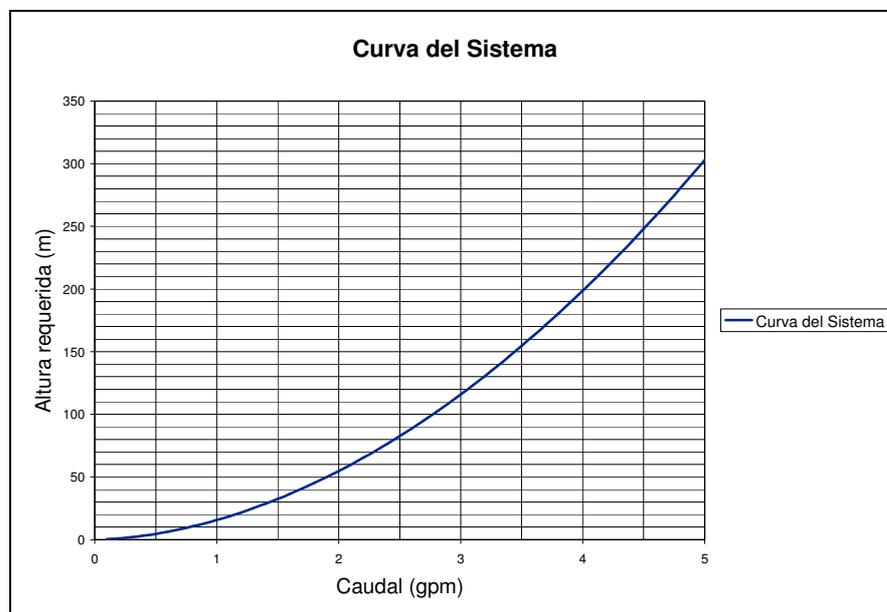
- Para instalar las bombas seleccionadas BAL y BAP se requiere la adecuación de las mismas a:
 - a) 1,54 metros por debajo del nivel de succión mínimo en el tanque TALPE para el transporte de aceite liviano.
 - b) 1,70 metros por debajo del nivel de succión mínimo en el tanque TALPE para el transporte de aceite liviano.

5.1.3. Agua cruda

5.1.3.1. Sistema de bombeo 1

La gráfica de altura requerida del sistema en función del caudal de agua se presenta en la Gráfica 5.4.

Los resultados de los cálculos del sistema de bombeo 1 de agua cruda se resumen en la Tabla 5.7.



Gráfica 5.4. Curva del sistema de bombeo 1 de agua cruda.

Tabla 5.7. Resultados de cálculos del sistema de bombeo 1 de agua cruda.

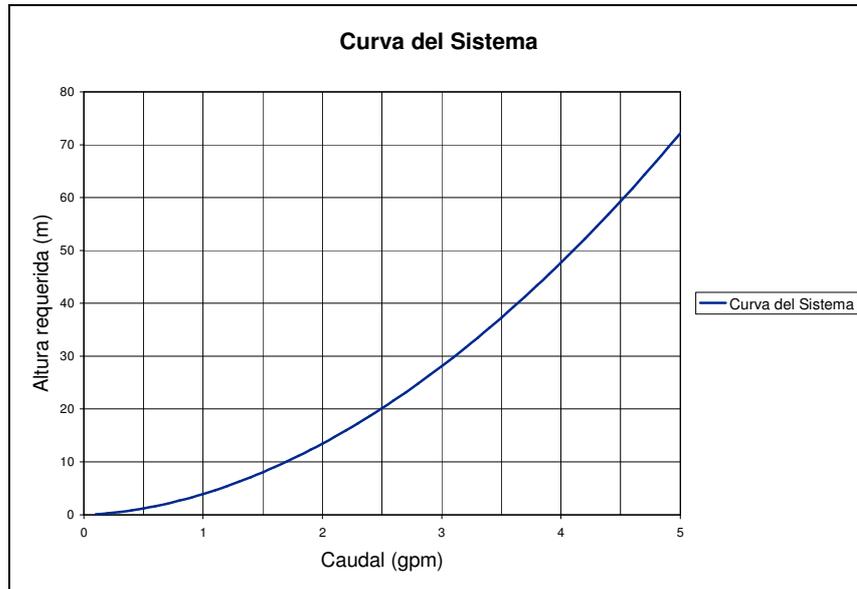
Caudal de Operación	lt/min	11,3562
	gpm	3
Altura Requerida	m _{agua}	115,9
	ft _{agua}	380,2
	bar	11,4
	psi	165,1
NPSH_D	m _{agua}	13,0
	ft _{agua}	42,6
Cabezal Máximo de Operación de Diseño	m _{agua}	139,1
	ft _{agua}	456,3
	bar	13,7
	psi	198,1
Caída de Presión Promedio	ft _{agua} /100 pies	30,9

5.1.3.1. a. Análisis de resultados

- La altura requerida por el sistema para el transporte de agua entre los tanques TARA y TAPE es 115,9 m_{agua} (165,1 psi), por lo que se requiere de un equipo de aumento de presión que suministre dicha altura.
- La caída de presión promedio es de 9,42 m_{agua} (30,9 pies_{agua}) por cada 100 pies de recorrido de tubería, un valor muy por encima de las recomendaciones estudiadas. La caída de presión total es de 115,89 m_{agua}.
- De acuerdo a los valores obtenidos, es más factible la selección de un diámetro mayor para el transporte de agua cruda, en pro de seleccionar una bomba con menores requerimientos de cabezal.

5.1.3.2. Sistema de bombeo 1 modificado

Los resultados obtenidos para el diámetro seleccionado en el sistema de bombeo 1 modificado se presentan en la Gráfica 5.5 y la Tabla 5.8.



Gráfica 5.5. Curva del sistema de bombeo 1 modificado de agua cruda.

Tabla 5.8. Resultados de cálculos del sistema de bombeo 1 modificado de agua cruda.

Caudal de Operación	lt/min	11,3562
	gpm	3
Altura Requerida	m _{agua}	28,1
	ft _{agua}	92,2
	bar	2,8
	psi	40,0
NPSH_D	m _{agua}	14,1
	ft _{agua}	46,4
Cabezal Máximo de Operación de Diseño	m _{agua}	33,7
	ft _{agua}	110,6
	bar	3,3
	psi	48,0
Caída de Presión Promedio	ft _{agua} /100ft	7,5

Los resultados obtenidos para el sistema de bombeo 1 modificado de agua cruda requieren de un cabezal menor para su funcionamiento, lo que implica menores requerimientos de potencia en la bomba.

En base a las alternativas estudiadas para la instalación del sistema de bombeo 1 de agua cruda, las características de la bomba seleccionada BA1 se resumen en la Tabla 5.9.

Tabla 5.9. Datos de la bomba de agua cruda BA1.

MARCA	GRUNDFOS
MODELO	CRI 1S-4 A-FGJ-I-V HQQV
CONEXIONES	DN 25 / DN 32
MATERIALES	Acero inoxidable A351 CF 8M ASTM (cuerpo) 304 AISI (impulsor)
CAUDAL	0 – 1,3 m ³ /h
PRESIÓN MIN. ENTRADA	-0,6 bar
TEMPERATURA DEL LÍQUIDO	-20 ... 90 °C
VELOCIDAD	3447 RPM
EFICIENCIA EN PTO. OPER.	30,3 %
MOTOR	0,37 kW

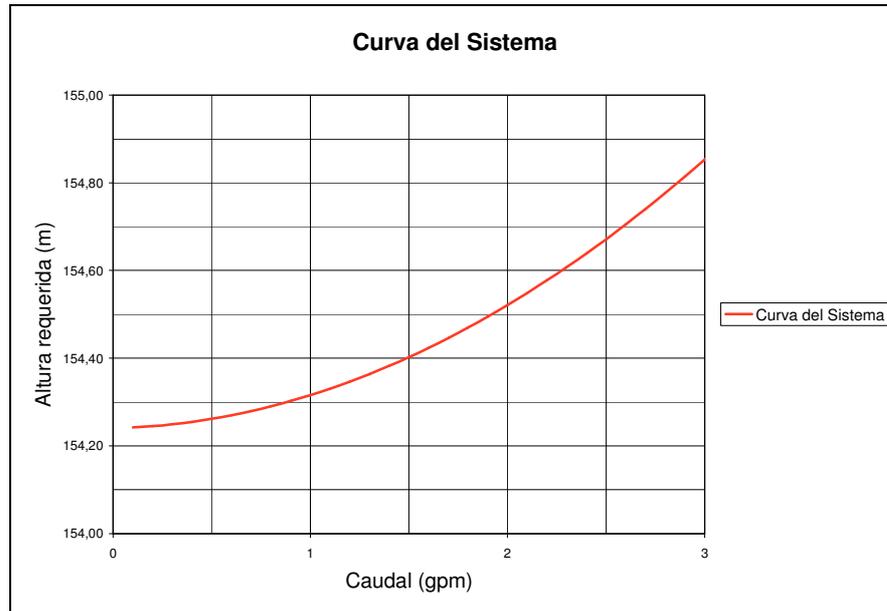
Los requerimientos de instalación de la bomba de agua cruda BA1 se resumen en la Tabla 5.10.

Tabla 5.10. Cálculos del servicio del sistema de bombeo 1 de agua cruda.

Presión de Succión de la Bomba	bar	1,4
	psi	20,8
Presión de Descarga de la Bomba	bar	4,1
	psi	59,4
Requerimiento del Cabezal de la Bomba	bar	2,7
	psi	38,6
	m _{agua}	27,1
	ft _{agua}	88,9
Cabezal Neto de Succión Disponible, NPSH_D	m _{agua}	14,1
	ft _{agua}	46,4
	bar	1,39
	psi	20,1

5.1.3.3. Sistema de bombeo 2

La gráfica de altura requerida del sistema en función del caudal de agua se presenta en la Gráfica 5.6.



Gráfica 5.6. Curva del sistema de bombeo 2 de agua cruda.

Los resultados de los cálculos del sistema de bombeo 2 de agua cruda se resumen en la Tabla 5.11.

Tabla 5.11. Resultados de cálculos del sistema de bombeo 2 de agua cruda.

Caudal de Operación	lt/min	5,0725
	gpm	1,34
Altura Requerida	m _{agua}	154,4
	ft _{agua}	506,5
	bar	15,2
	psi	219,9
NPSH_D	m _{agua}	14,8
	ft _{agua}	48,5
Cabezal Máximo de Operación de Diseño	m _{agua}	185,2
	ft _{agua}	607,8
	bar	18,2
	psi	263,9
Caída de Presión Promedio	ft _{agua} /100ft	4,3

En base a las alternativas estudiadas para la instalación del sistema de bombeo 2 de agua cruda, las características de la bomba seleccionada se resumen en la Tabla 5.12.

Tabla 5.12. Datos de la bomba de agua cruda BA2.

MARCA	GRUNDFOS
MODELO	CRNE 1-19 AN-FGJ-G-E HQQE
CONEXIONES	1 ¼" (31,75 mm)
MATERIALES	Acero inoxidable A351 CF 8M ASTM (cuerpo) 316 AISI (impulsor)
CAUDAL	0 – 2,75 m ³ /h
PRESIÓN MIN. ENTRADA	0,67 bar
TEMPERATURA DEL LÍQUIDO	-20 ... 120 °C
VELOCIDAD	3452 RPM
EFICIENCIA EN PTO. OPER.	13 %
MOTOR	1,5 kW

La bomba posee un variador de frecuencia que permite la operación más eficiente al caudal de operación requerido.

Los requerimientos de instalación de la bomba de agua cruda BA2 se resumen en la Tabla 5.13.

Tabla 5.13. Cálculos del servicio del sistema de bombeo 2 de agua cruda.

Presión de Succión de la Bomba	bar	1,5
	psi	21,7
Presión de Descarga de la Bomba	bar	16,6
	psi	240,2
Requerimiento del Cabezal de la Bomba	bar	15,1
	psi	218,5
	m _{agua}	153,4
	ft _{agua}	503,2
Cabezal Neto de Succión Disponible, NPSH_D	m _{agua}	14,8
	ft _{agua}	48,5
	bar	1,45
	psi	21,1

5.1.3.4. Especificación tanque TAPE

Suponiendo un tanque cilíndrico, similar a los levantados anteriormente, las especificaciones del tanque requerido se presentan en la Tabla 5.14.

Tabla 5.14. Tanque de agua cruda TAPE.

TANQUE TAPE	
ALTURA	2,5 m
DIÁMETRO	2,5 m
CONEXIONES	2: 1" (25,4 mm) 1 1/4" (31,75 mm)
CAPACIDAD	12271 lt

La capacidad calculada sobrepasa la requerida por el servicio, sin embargo, se deben estudiar otros factores de seguridad en el almacenamiento de agua cruda y en el cálculo riguroso del espesor requerido en las paredes del tanque que se efectuará posteriormente y escapa de los objetivos de este trabajo.

5.2. Diseño mecánico

5.2.3. Soportes

5.2.3.1. Tubería desnuda

En la Tabla 5.15 se resumen las guías a utilizarse para las tuberías desnudas.

Tabla 5.15. Guías para tuberías desnudas.

		ACEITES	AGUA CRUDA
GUÍAS HORIZONTALES	CANT	28	35
	TIPO	Abrazadera	Abrazadera
	MAT	ASTM A-36	ASTM A-36
	MARC	G-3/8	G-1

5.2.3.2. Tubería aislada con trazado de vapor

En la Tabla 5.16 se resumen las guías a utilizarse para la tubería aislada con acompañamiento de vapor.

Tabla 5.16. Guía para tubería de cera aislada con trazador.

GUÍAS HORIZONTALES	CANT	49
	TIPO	Correa & cubierta protección
	MAT	ASTM A-36
	MARC	GH-3/8
	CUBTA	CRS-1

5.2.4. Aislamiento

Los resultados de la selección del aislamiento para la tubería de cera con acompañamiento de vapor se presentan en la Tabla 5.17.

Tabla 5.17. Aislamiento para el sistema de transporte de cera.

 AISLAMIENTO DE LA TUBERÍA DE CERA CON TRAZADO DE VAPOR 	
TIPO	Manta de Fibra Mineral (MF)
ESPESOR	1,5 pulgadas (38,1 mm)
LIMITE DE TEMPERATURA	650°C

5.3. Diseño trazado de vapor

Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 5.18.

Los resultados se dan para una tubería de trazado de vapor de 3/8 de pulgada (9,525 mm) de acero inoxidable 304SS, y aislamiento de fibra mineral MF de 1,5 pulgadas (38,1 mm) de espesor y 650 °C de temperatura máxima de servicio. El error máximo permisible fijado para el cálculo de las iteraciones fue de 0,5%.

Tabla 5.18. Resultados del Modelo de Trazado de Vapor

Presión Absoluta de vapor (kPa)	1379
Temperatura Vapor Saturado (°C)	179,5
Longitud de Tubería de Vapor (m)	43
N° Tramos de Vapor Requeridos	7
Temperatura Salida Producto (°C)	132,4
Máxima Temperatura Superficial (°C)	57,1
Consumo de Vapor Total (kg/h)	193,8
Carga de Condensado Total (kg/h)	6,2

5.3.1. Análisis de resultados

- La temperatura de salida de la cera es 132,4 °C, mayor a la temperatura mínima de la cera para mantenerse fluida.
- La temperatura de superficie más alta a lo largo de todo el conjunto es 57,1 °C.
- Se requieren 7 tramos de vapor de 43 m de longitud para el trazado de vapor. Cada tramo debe tener una entrada fresca o nueva de vapor saturado para el arreglo.
- El consumo de vapor total es 193,8 kg/h y la carga de condensado total es 6,23 kg/h.

CAPÍTULO VI
CÓMPUTOS MÉTRICOS Y DESCRIPCIÓN DE EQUIPOS Y MATERIALES

Los cómputos métricos se presentan en la Tabla 6.1.

Tabla 6.1. Cómputos métricos del diseño planteado.

Partida	Descripción	Unidad	Cantidad
1	Suministro de tubería tipo tubing de acero inoxidable 304SS de 3/8" de diámetro externo	m	786
2	Suministro de tubería tipo tubing de acero inoxidable 316SS de 1" de diámetro externo	m	378
3	Suministro de bomba de diafragma; modelo LEWA Ecoflow, type LDB 1/M9/25 o similar, con motor incluido (1/3 HP, 60 Hz)	pza.	3
4	Suministro de bomba centrífuga vertical multicelular; modelo GRUNDFOS CRI 1S-6 o similar, con motor incluido (1/2 HP, 60 Hz)	pza.	1
5	Suministro de bomba centrífuga vertical multicelular; modelo GRUNDFOS CRNE 1-23 o similar, con motor incluido (1,8 HP, 60 Hz)	pza.	1
6	Suministro de válvula de bola de 3/8" de diámetro externo, conexión rápida, acero inoxidable 316 SS; modelo swagelock SS-83TS6 o similar	pza.	7

7	Suministro de válvula de aguja de 3/8" de diámetro externo, conexión rápida, acero inoxidable 316 SS; modelo swagelock SS-6NBS6 o similar	pza.	1
8	Suministro de válvula check de 3/8" de diámetro externo, conexión rápida, acero inoxidable 316 SS; modelo swagelock SS-56S6 o similar	pza.	6
9	Suministro de codo de 90° de 3/8" de diámetro, conexión rápida, acero inoxidable 316 SS; modelo swagelock SS-600-9 o similar	pza.	37
10	Suministro de T estándar de 3/8" de diámetro, conexión rápida, acero inoxidable 316 SS; modelo swagelock SS-600-3 o similar	pza.	1
11	Suministro de válvula de bola de 1" de diámetro externo, conexión rápida, acero inoxidable 316 SS; modelo swagelock SS-65TS16 o similar	pza.	5
12	Suministro de válvula check de 1" de diámetro externo, conexión rápida, acero inoxidable 316 SS; modelo swagelock SS-16C-1 o similar	pza.	3
13	Suministro de codo de 90° de 1" de diámetro, conexión rápida, acero inoxidable 316 SS; modelo swagelock SS-1610-9 o similar	pza.	17

14	Suministro de tanque de agua cruda de 12000 lt de capacidad; 2,5 m de altura y 2,5 m de diámetro o similar	pza.	1
15	Suministro de guías horizontales para tubería de 3/8", tipo abrazadera, material ASTM A-36	pza.	28
16	Suministro de guías horizontales para tubería de 1", tipo abrazadera, material ASTM A-36	pza.	35
17	Suministro de guías horizontales para tubería aislada de 3/8" con acompañamiento de vapor, tipo correa y cubierta de protección, material ASTM A-36	pza.	49
18	Suministro de láminas de manta aislante tipo fibra mineral (MF) de 1,5 mm de espesor	m ²	14,8
19	Lamina reflectiva de aluminio de 2 mm de espesor	m ²	14,8

5.1. Descripción de equipos y materiales

5.1.1. Partida 1

Se compone de las tuberías de 10 mm (3/8 de pulgada) de diámetro externo y 0,9 mm (0,035 pulg.) de espesor de pared, y material acero inoxidable 304SS, para los servicios de cera y aceite liviano y pesado.

5.1.2. Partida 2

Se compone de las tuberías de 25,4 mm (1 pulg.) de diámetro externo y 1,65 mm (0,065 pulg.) de espesor de pared, y material acero inoxidable 316SS, para los servicios de agua cruda.

5.1.3. Partida 3

Comprende las tres (3) bombas de diafragma a instalar en los servicios de cera y aceite liviano y pesado. Las especificaciones técnicas de la bomba seleccionada se resumen en la Tabla 5.3; la bomba a instalar debe ser la seleccionada u otra similar.

5.1.4. Partida 4

Comprende una (1) bomba centrífuga a instalar para el sistema de bombeo 1 de agua cruda, entre los tanques TAPA y TAPE. Las especificaciones técnicas de la bomba seleccionada se resumen en la Tabla 5.9; la bomba a instalar debe ser la seleccionada u otra similar.

5.1.5. Partida 5

Comprende una (1) bomba centrífuga a instalar para el sistema de bombeo 2 de agua cruda, entre el tanque TAPE y la caldera CAL. Las especificaciones técnicas de la bomba seleccionada se resumen en la Tabla 5.12; la bomba a instalar debe ser la seleccionada u otra similar.

5.1.6. Partida 6

Comprende las siete (7) válvulas de bola, de conexión rápida de 3/8 de pulgada y material acero inoxidable 316SS, para los servicios de cera y aceite liviano y pesado. Las válvulas a instalar deben ser swagelock modelo SS-83TS6 o similar.

5.1.7. Partida 7

Comprende una (1) válvula de aguja, de conexión rápida de 3/8 de pulgada y material acero inoxidable 316SS, para el servicio de aceite liviano y pesado, específicamente la conexión al cabezal CCR. La válvula a instalar debe ser swagelock modelo SS-83TS6 o similar.

5.1.8. Partida 8

Comprende las cinco (5) válvulas tipo check, de conexión rápida de 3/8 de pulgada y material acero inoxidable 316SS, para los servicios de cera y aceite liviano y pesado. Las válvulas a instalar deben ser swagelock modelo SS-56S6 o similar.

5.1.9. Partida 9

Comprende los treinta y siete (37) codos a 90°, de conexión rápida de 3/8 de pulgada y material acero inoxidable 316SS, para los servicios de cera y aceite liviano y pesado. Los codos a instalar deben ser swagelock modelo SS-600-9 o similar.

5.1.10. Partida 10

Comprende una (1) conexión en T estándar, de conexión rápida de 3/8 de pulgada y material acero inoxidable 316SS, para los servicios de cera y aceite liviano y pesado. Los codos a instalar deben ser swagelock modelo SS-600-3 o similar.

5.1.11. Partida 11

Comprende las cinco (5) válvulas de bola, de conexión rápida de 1 pulgada y material acero inoxidable 316SS, para los servicios de agua cruda. Las válvulas a instalar deben ser swagelock modelo SS-65TS16 o similar.

5.1.12. Partida 12

Comprende las tres (3) válvulas tipo check, de conexión rápida de 1 pulgada y material acero inoxidable 316SS, para los servicios de agua cruda. Las válvulas a instalar deben ser swagelock modelo SS-16C-1 o similar.

5.1.13. Partida 13

Comprende los diecisiete (17) codos a 90°, de conexión rápida de 1 pulgada y material acero inoxidable 316SS, para los servicios de agua cruda. Los codos a instalar deben ser swagelock modelo SS-1610-9 o similar.

5.1.14. Partida 14

Comprende un (1) tanque para el suministro de agua cruda a la planta experimental. Las especificaciones del tanque TAPE se resumen en la Tabla 5.14; el tanque a instalar debe ser el seleccionado u otro similar.

5.1.15. Partida 15

Comprende las veintiocho (28) guías horizontales para tuberías de 3/8 de pulgada, de material ASTM A-36 según se describen en la Tabla 5.15, para el servicio de aceite liviano y pesado.

5.1.16. Partida 16

Comprende las treinta y cinco (35) guías horizontales para tuberías de 1 pulgada, de material ASTM A-36 según se describen en la Tabla 5.15, para los servicios de agua cruda.

5.1.17. Partida 17

Comprende las cuarenta y nueve (49) guías horizontales para tuberías de 3/8 de pulgada aisladas y con trazado de vapor, de material ASTM A-36 según se describen en la Tabla 5.16, para el servicio de cera.

5.1.18. Partida 18

Comprende las láminas de manta aislante tipo fibra mineral (MF), de 1,5 mm de espesor, según se especifica en la Tabla 5.17. La superficie de aislante requerida se calculó de la siguiente manera:

$$Sup_{AISL} = L_{TUB} \cdot Pt_{TUB} = L_{TUB} \cdot (6 \cdot \pi \cdot r_{extTUB}) = 381 \cdot (6 \cdot \pi \cdot 0,01) = 14,8m^2$$

5.1.19. Partida 19

Comprende la lámina reflectiva de 2 mm de espesor, para la protección del conjunto de tubería de proceso y de vapor, y la absorción de calor por radiación ambiental. La superficie de lámina es igual a la calculada para la manta aislante.

5.2. Estimación de costos asociados

Por cuestiones de tiempo ajenos al desarrollo del trabajo no se pudo realizar la estimación de costos de los equipos y materiales seleccionados para el diseño de los sistemas de conducción de productos y agua cruda de la planta experimental. Sin

embargo, los cómputos métricos permitirán realizar dicha estimación de una forma rápida y sencilla para los ejecutores del diseño planteado. Aunque nunca se obtuvo el costo de capital de cada equipo o material, el diseño planteado ofrece la alternativa más económica entre todas las alternativas estudiadas.

Para la determinación del costo total de capital para la ejecución y puesta en marcha del diseño planteado, PDVSA deberá determinar el costo inicial asociado a cada partida presente en los cómputos métricos y multiplicarlo por la cantidad de acuerdo a cada unidad. El costo de capital inicial de la obra será entonces la suma de los costos generales de cada partida desarrollada en los cómputos métricos del sistema. El costo de instalación será determinado según los criterios que PDVSA considere pertinentes, aunque por lo general se estiman en un 30% del costo de capital inicial de los sistemas a instalar.

CONCLUSIONES

En base a los resultados obtenidos en el Capítulo V de diseño de los sistemas de conducción, se establecen las siguientes conclusiones:

- Una forma de trasladar la cera entre los tanques TCPE y TCAP implica la instalación de una (1) bomba dosificadora de diafragma; la bomba a instalar debe ser la seleccionada, modelo LEWA Ecoflow, tipo LDB1/M9/25, de caudal controlado manualmente y con facilidades para la automatización, u otra bomba similar.
- La instalación de la bomba BC seleccionada, debe hacerse a 2,4 metros por debajo del nivel de succión en el tanque TCPE para asegurar el adecuado funcionamiento de la misma.
- Otra forma para realizar el transporte de cera implica la modificación del funcionamiento de la válvula reguladora de presión previa al tanque TCPE en la planta experimental, de tal forma que este último opere a una presión de 8,4 barg en lugar de 3,5 barg, permitiendo así el flujo de la cera hacia el tanque TCAP.
- En caso de ser posible regular la válvula previa al tanque TCPE, dicha alternativa supone un costo inicial inferior a la alternativa de instalación de bomba, ya que el recipiente a presión TCPE se encuentra en la misma especificación del diseño original de la planta para una presión máxima de trabajo de 10,34 barg.
- Se requiere la instalación de dos (2) bombas dosificadoras tipo diafragma para trasladar el aceite liviano y pesado. Se seleccionaron dos (2) bombas de iguales características: LEWA Ecoflow, tipo LDB1/M9/25, de caudal controlado manualmente y con facilidades para la automatización.
- Para instalar las bombas de aceite liviano y pesado seleccionadas, se requiere la adecuación de las mismas a:

- a) 1,6 metros por debajo del nivel de succión en el tanque TALPE para el transporte de aceite liviano.
- b) 1,5 metros por debajo del nivel de succión en el tanque TAPPE para el transporte de aceite pesado.
- Se requiere la instalación de una (1) bomba centrífuga monobloque de eje vertical para trasladar el agua cruda entre los tanques TAPA y TAPE. Se seleccionó la bomba: GRUNDFOS CRI 1S-6 A-FGJ-I-V HQQV. La bomba a instalar debe ser la seleccionada u otra bomba similar.
- Se requiere la adecuación de un tanque de 2,5 m de alto y 2,5 m de diámetro, cercano a la planta experimental. Dicho tanque almacenará la cantidad de agua cruda requerida por la planta experimental para su funcionamiento durante 16 horas seguidas de operación.
- Se requiere la instalación de una (1) bomba centrífuga monobloque de eje vertical para trasladar el agua cruda entre el tanque TAPE y la caldera CAL. Se seleccionó la bomba: GRUNDFOS CRNE 1-23 AN-FGJ-G-E HQQE. La bomba a instalar debe ser la seleccionada u otra bomba similar.
- La temperatura de salida final de la cera es superior a la temperatura de fusión de la misma, por lo que el modelo del conjunto de tubería de cera y tubería de vapor planteado cumple con las especificaciones de proceso para el que fue diseñado.
- La diferencia entre la temperatura de salida de la cera y el punto de fusión de la misma es aproximadamente igual a 30 °C, permitiendo así obtener un margen de seguridad sobre la pérdida de calor en los accesorios y como consecuencia de posibles variaciones ambientales.
- El consumo de vapor total es superior al condensado total recolectado, lo que implica que la distancia del trazado podría aumentarse con respecto a lo que recomienda la norma (43 m). Sin embargo, dicho margen permite agregar otro factor de seguridad para el funcionamiento del sistema diseñado.

- La máxima temperatura de aislamiento en el sistema de tubería de transporte de cera es aproximadamente 57 °C, lo cual es un valor aceptable, disminuyendo los riesgos de quemaduras por contacto humano.

RECOMENDACIONES

- En función de obtener datos más exactos de los sistemas de conducción y productos planteados, se recomienda la obtención más detallada de las propiedades de los fluidos a bombear, específicamente, la presión de vapor de los mismos. De esta forma, se conocerá con mayor exactitud el valor del $NPSH_D$ de cada sistema y no se tendrán que tomar en cuenta otros factores de seguridad en la obtención de dicho valor.
- Evaluar la factibilidad de la regulación de presión en la válvula previa al tanque TCPE por los diseñadores de la planta experimental, para lograr aumentar la presión del sistema a 8 barg y así prescindir del uso de una bomba para el transporte de la cera al tanque de almacenamiento.
- Se recomienda evaluar el cambio de los diámetros de las tuberías de los tie-ins del sistema de agua cruda para hacerlos iguales a los diámetros de conexión de la bomba seleccionada (succión: DN 32 mm y descarga: DN 25 mm). El sistema de bombeo funcionará sin problemas bajo dichas condiciones.
- Se recomienda el cambio de los diámetros de las tuberías del sistema de bombeo de agua cruda 2, para hacerlos iguales a los diámetros de conexión de la bomba seleccionada de 1 ¼". El sistema de bombeo funcionará sin problemas bajo dichas condiciones.
- La especificación de ingeniería *PDVSA HD-201-R* recomienda el seguimiento de la tubería de trazado de vapor a través del contorno de válvulas y accesorios instalados en la tubería que se requiere mantenga su temperatura. Aunque los accesorios de esta instalación en particular son pequeños, se recomienda incluir una longitud equivalente que supone el recorrido de la tubería de vapor a través del contorno de dichos accesorios, para aminorar la pérdida de calor en los mismos.
- El espesor del aislamiento se puede disminuir a 1 pulgada (25,4 mm) con la finalidad de disminuir el costo inicial de instalación, con lo cual se pueden

obtener resultados satisfactorios que cumplen con las limitaciones del diseño. En dicho caso, aunque no se estuviera siguiendo la recomendación del procedimiento de ingeniería *PDVSA L-212* sobre aislamiento, se cumple con las restricciones del problema ya que la temperatura de salida aproximada sería de 127 °C.

- Para mejorar la transferencia de calor desde la tubería de vapor a la tubería de cera, se recomienda la aplicación de soldadura entre ambas tuberías. Esta unión permitirá una mayor transferencia de calor entre tuberías basado en el principio de conducción.
- Se recomienda estudiar la instalación de calentamiento continuo o trazado eléctrico en lugar del trazado de vapor para el servicio de cera, ya que el mismo podría implicar menores costos y una alternativa de menor complejidad para su instalación.
- Se recomienda anexar la curva de operación de las bombas a las curvas de cada sistema, para permitir una mejor visualización de los puntos de operación de cada bomba en su respectivo sistema de bombeo.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- API (1991). *Recommended Practice for Design and Installation of Offshore Production Platform Piping Systems*, 5a ed. Estados Unidos.
- ASME (2002). *B.31. Process Piping*. Estados Unidos.
- CRANE CO. (1992). *Flujo de Fluido en Válvulas, accesorios y Tuberías*. México: Editorial McGraw-Hill. 205 p.
- Foo, K. (1994). *Sizing tracers quickly (Part 1)*. Hydrocarbon Processing, 73 (1); 93-97.
- Foo, K. (1994). *Sizing tracers quickly (Part 2)*. Hydrocarbon Processing, 73 (2); 93-97.
- Kenny, T. (1992). *Steam tracing: do it right*. Chemical Engineering Progress, 99 (8); 40-44.
- Incropera, F. y DeWitt, D. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*, 4a ed. México: Prentice Hall. 912 p.
- Mataix, C. (1982). *Mecánica de Fluidos y Máquina Hidráulicas*. México: Oxford. 660 p.
- McNaughton, K. (1992). *Bombas: selección, uso y mantenimiento*. México: McGraw-Hill. 373 p.
- Norma Venezolana COVENIN (2217-84). *Generadores de Vapor. Instalación*. Venezuela: FONDONORMA.
- PDVSA (1990). *Engineering Design Manual: Steam tracing piping requirements*. Venezuela.
- PDVSA (1990). *Manual de Ingeniería de Diseño: Material aislante y aplicación servicio en caliente*. Venezuela.
- PDVSA (1992). *Manual de Ingeniería de Diseño: Materiales de tuberías*. Venezuela.

-
- PDVSA (1992). *Manual de Ingeniería de Diseño: Volumen 13 (soporte de tuberías)*. Venezuela.
- PDVSA (1993). *Manual de Ingeniería de Diseño: Criterios de diseño para soportes de tuberías*. Venezuela.
- PDVSA (1993). *Manual de Ingeniería de Diseño: Dimensionamiento de tuberías de proceso*. Venezuela.
- PDVSA (1994). *Manual de Ingeniería de Diseño: Cálculo hidráulico de tuberías*. Venezuela.
- PDVSA (1996). *Manual de Diseño de Procesos: Flujo en fase líquida*. Venezuela.
- PDVSA (1997). *Manual de Diseño de Procesos: Bombas (Nº 1-11)*. Venezuela.
- Pietersz, F. (2001). *Pérdidas por fricción en tuberías debido a la resistencia del flujo de líquidos*. Caracas: Escuela de Ingeniería Mecánica, UCV.
- Saldarriaga, J. (1998). *Hidráulica de tuberías*. Colombia: McGraw-Hill. 564 p.
- Viejo, M. (1982). *Bombas: Teoría, diseño y aplicaciones*, 2da ed. Mexico: Limusa. 290 p.

REFERENCIAS ELECTRÓNICAS

- De Lange, A. (2005). *Steam Tracing with MS Excel*. Disponible en: http://www.cheresources.com/steam_tracing.shtml. [Consulta: 08-01-2008].
- Grundfos. (2005). Catálogo en línea: Grundfos Webcaps. Disponible en: <http://net.grundfos.com/Appl/WebCAPS/custom?userid=BGA> [Consulta: 27-12-2007].
- Moncada, L. (2006). *Bombas, compresores y ventiladores*. Disponible en: <http://plantasquimicas.iespana.es/Bombas/b1.htm> [Consulta: 27-09-2007].

- Swagelok. (2006). *One-Piece Instrumentation Ball Valves catalog*. Disponible en: <http://www.swagelok.com/downloads/webcatalogs/EN/MS-02-331.pdf>. [Consulta: 26-11-2007].
- Swagelok. (2007). *Check Valves catalog*. Disponible en: <http://www.swagelok.com/downloads/webcatalogs/EN/MS-01-176.pdf>. [Consulta: 27-11-2007].
- Swagelok. (2007). *Gaugeable Tube Fittings and Adapter Fittings catalog*. Disponible en: <http://www.swagelok.com/downloads/webcatalogs/EN/MS-01-140.pdf>. [Consulta: 03-12-2007].
- Swagelok. (2007). *Lift Check Valves catalog*. Disponible en: <http://www.swagelok.com/downloads/webcatalogs/EN/MS-01-98.pdf>. [Consulta: 27-11-2007].
- Swagelok. (2007). *Severe-Service Union-Bonnet Needle Valves catalog*. Disponible en: <http://www.swagelok.com/downloads/webcatalogs/EN/MS-01-168.pdf>. [Consulta: 27-11-2007].

APÉNDICES

APÉNDICE A – CATÁLOGOS

Apéndice A. 1. Materiales y especificaciones de rosca de accesorios de tuberías Swagelok.

Materials

Materials Standards

Material	Bar Stock ^①	Forgings ^②
316 stainless steel	ASTM A276, ASME SA479, EN 1.4401	ASTM A182, ASME SA182, EN 1.4401
Alloy 20	ASTM B473	ASTM B462
Alloy 400/R-405	ASTM B164, ASME SB164	ASTM B564, ASME SB564
Alloy 600	ASTM B166, ASME SB166	ASTM B564, ASME SB564
Alloy 625	ASTM B446 ^③	ASTM B564, ASME SB564 ^④
Alloy 825	ASTM B425	ASTM B564, ASME SB564
Alloy C-276	ASTM B574	ASTM B564
Aluminum	ASTM B211	ASTM B247
Brass	ASTM B16, ASTM B453	ASTM B283
Carbon steel	ASTM A108	—
Nylon	ASTM D4066	—
PFA [®]	—	ASTM D3307 Type I
PTFE	ASTM D1710	ASTM D3294
SAF 2507 [®]	ASTM A479	ASTM A182
Titanium (grade 4)	ASTM B348	ASTM B381

① Straight fittings and tube adapters.

② Elbows, crosses, and tees.

③ All straight fittings and tube adapters and 1/4 and 3/8 in.; 6 and 10 mm elbows, crosses, and tees.

④ Elbows, crosses, and tees larger than 3/8 in. and 10 mm.

⑤ See the Swagelok PFA Tube Fittings and PFA Tubing catalog, MS-01-05.

⑥ See the Swagelok Gaugeable SAF 2507 Super Duplex Tube Fittings catalog, MS-01-174.

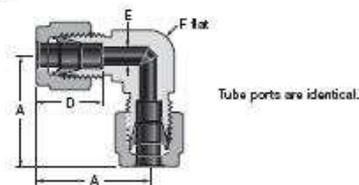
Thread Specifications

Thread Type (End Connection)	Reference Specification
NPT	ASME B1.20.1, SAE AS71051
ISO/BSP (parallel) (Based on DIN 3852) (Swagelok PR, RP, and RS fittings)	ISO 228, JIS B0202
ISO/BSP (tapered) (Based on DIN 3852) (Swagelok RT fittings)	ISO 7, BS EN 10226-1, JIS B0203
ISO/BSP (gauge) (Based on EN 837-1 and 837-3) (Swagelok RG and RJ fittings)	ISO 228, JIS B0202
Unified (SAE) (Swagelok ST fittings)	ASME B1.1

Apéndice A. 2. Codos a 90° Swagelock.

90° Elbows

Unions



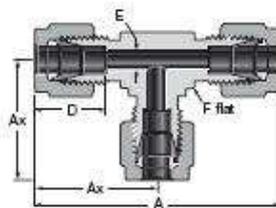
Tube OD	Basic Ordering Number	Dimensions			
		A	D	E	F
Dimensions, in.					
1/16	-100-9	0.70	0.34	0.05	3/8
1/8	-200-9	0.88	0.50	0.09	3/8
3/16	-300-9	1.00	0.54	0.12	1/2
1/4	-400-9	1.06	0.60	0.19	1/2
5/16	-500-9	1.13	0.64	0.25	9/16
3/8	-600-9	1.20	0.66	0.28	5/8
1/2	-810-9	1.42	0.90	0.41	13/16
5/8	-1010-9	1.50	0.96	0.50	15/16
3/4	-1210-9	1.57	0.96	0.62	1 1/16
7/8	-1410-9	1.76	1.02	0.72	1 3/8
1	-1610-9	1.99	1.23	0.85	1 3/8
1 1/8	-1810-9	2.17	1.23	0.97	1 11/16
1 1/4	-2000-9	2.67	1.62	1.09	1 11/16
1 1/2	-2400-9	3.10	1.97	1.34	2
2	-3200-9	4.22	2.66	1.81	2 3/4

Tube OD	Basic Ordering Number	Dimensions			
		A	D	E	F, in.
Dimensions, mm					
3	-3M0-9	22.3	12.9	2.4	3/8
4	-4M0-9	25.4	13.7	2.4	1/2
6	-6M0-9	27.0	15.3	4.8	1/2
8	-8M0-9	28.8	16.2	6.4	9/16
10	-10M0-9	31.5	17.2	7.9	11/16
12	-12M0-9	36.0	22.8	9.5	13/16
14	-14M0-9	38.0	24.4	11.1	15/16
15	-15M0-9	38.0	24.4	11.9	15/16
16	-16M0-9	38.0	24.4	12.7	15/16
18	-18M0-9	39.8	24.4	15.1	1 1/16
20	-20M0-9	44.6	26.0	15.9	1 3/8
22	-22M0-9	44.6	26.0	18.3	1 3/8
25	-25M0-9	49.1	31.3	21.8	1 3/8
28	-28M0-9	64.0	36.6	21.8	41 mm
30	-30M0-9	69.9	39.6	26.2	46 mm
32	-32M0-9	72.3	42.0	28.6	46 mm
38	-38M0-9	84.0	49.4	33.7	55 mm
50	-50M0-9	106	65.0	45.2	2 3/4

Apéndice A. 3. Unión tipo “T” Swagelock.

Tees

Unions



Union

Tube OD	Basic Ordering Number	Dimensions				
		A	Ax	D	E	F
Dimensions, in.						
1/16	-100-3	1.40	0.70	0.34	0.05	3/8
1/8	-200-3	1.76	0.88	0.50	0.09	3/8
3/16	-300-3	1.92	0.96	0.54	0.12	7/16
1/4	-400-3	2.12	1.06	0.60	0.19	1/2
5/16	-500-3	2.34	1.17	0.64	0.25	5/8
3/8	-600-3	2.40	1.20	0.66	0.28	5/8
1/2	-810-3	2.84	1.42	0.90	0.41	13/16
5/8	-1010-3	3.06	1.53	0.96	0.50	1
3/4	-1210-3	3.14	1.57	0.96	0.62	1 1/16
7/8	-1410-3	3.52	1.76	1.02	0.72	1 3/8
1	-1610-3	3.86	1.90	1.23	0.88	1 3/8
1 1/8	-1810-3	4.34	2.17	1.23	0.97	1 11/16
1 1/4	-2000-3	5.34	2.67	1.62	1.09	1 11/16
1 1/2	-2400-3	6.20	3.10	1.97	1.34	2
2	-3200-3	8.44	4.22	2.66	1.81	2 3/4

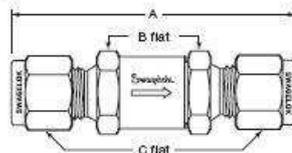
Tube OD	Basic Ordering Number	Dimensions				
		A	Ax	D	E	F, in.
Dimensions, mm						
2	-2M0-3	44.7	22.3	12.9	1.7	3/8
3	-3M0-3	44.7	22.3	12.9	2.4	3/8
4	-4M0-3	50.8	25.4	13.7	2.4	1/2
6	-6M0-3	53.9	27.0	15.3	4.8	1/2
8	-8M0-3	59.7	29.9	16.2	6.4	5/8
10	-10M0-3	63.0	31.5	17.2	7.9	11/16
12	-12M0-3	72.0	36.0	22.8	9.5	13/16
14	-14M0-3	77.6	38.8	24.4	11.1	1
15	-15M0-3	77.6	38.8	24.4	11.9	1
16	-16M0-3	77.6	38.8	24.4	12.7	1
18	-18M0-3	79.6	39.8	24.4	15.1	1 1/16
20	-20M0-3	89.3	44.6	26.0	15.9	1 3/8
22	-22M0-3	89.3	44.6	26.0	18.3	1 3/8
25	-25M0-3	98.3	49.1	31.3	21.8	1 3/8
28	-28M0-3	128	64.0	36.6	21.8	41 mm
30	-30M0-3	140	69.9	39.6	26.2	46 mm
32	-32M0-3	145	72.3	42.0	28.6	46 mm
38	-38M0-3	168	84.0	49.4	33.7	55 mm
50	-50M0-3	211	106	65.0	45.2	2 3/4

Apéndice A. 4. Válvula check Swagelock.

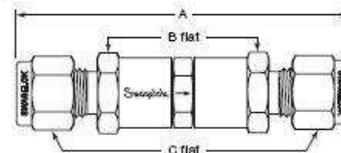
Dimensions

Dimensions, shown with Swagelok tube fitting nuts finger-tight, are for reference only and are subject to change.

C Series



CA Series



End Connections		Basic Ordering Number	Series	Dimensions, in. (mm)		
Inlet/Outlet	Size			A	B	C
Fixed Cracking Pressure, C Series						
Fractional Swagelok tube fittings	1/8 in.	SS-2C-	2C	2.14 (54.3)	5/8	7/16
	1/4 in.	SS-4C-	4C	2.35 (59.7)		9/16
	3/8 in.	SS-6C-	6C	3.17 (80.5)	7/8	11/16
	1/2 in.	SS-8C-	8C	3.42 (86.9)		7/8
	3/4 in.	SS-12C-	12C	4.32 (110)		1 1/4
Metric Swagelok tube fittings	1 in.	SS-16C-	16C	4.74 (120)	1 3/8	1 1/2
	6 mm	SS-6C-MM-	4C	2.36 (59.9)	5/8	(14)
	10 mm	SS-10C-MM-	8C	3.32 (84.3)	7/8	(19)
12 mm	SS-12C-MM-	3.42 (86.9)		(22)		
Female NPT	1/8 in.	SS-2C4-	2C	1.89 (48.0)	5/8	—
	1/4 in.	SS-4C4-	4C	2.15 (54.6)	3/4	
	3/8 in.	SS-6C4-	6C	2.98 (75.7)	7/8	
	1/2 in.	SS-8C4-	8C	3.58 (90.9)	1 1/16	
	3/4 in.	SS-12C4-	12C	4.08 (104)	1 1/4	
Male NPT	1 in.	SS-16C4-	16C	4.84 (123)	1 5/8	—
	1/8 in.	SS-2C2-	2C	1.71 (43.4)	5/8	
	1/4 in.	SS-4C2-	4C	2.09 (53.1)	7/8	
	3/8 in.	SS-6C2-	6C	2.78 (70.6)		
	1/2 in.	SS-8C2-	8C	3.16 (80.3)		
3/4 in.	SS-12C2-	12C	4.08 (104)	1 1/4		
1 in.	SS-16C2-	16C	4.52 (115)	1 5/8		
Male NPT/ Swagelok tube fitting	1/4 in.	SS-4C1-	4C	2.22 (56.4)	5/8	9/16
Male VCR fittings	1/4 in.	SS-4C-VCR-	4C	2.21 (56.1)	5/8	—
	1/2 in.	SS-6C-VCR-	6C	3.56 (90.4)	15/16	
	3/4 in.	SS-12C-VCR-	12C	4.64 (118)	1 5/8	
	1 in.	SS-16C-VCR-	16C	4.76 (121)		
Adjustable Cracking Pressure, CA Series						
Swagelok tube fittings	1/4 in.	SS-4CA-	CA	3.23 (82.0)	5/8	9/16
	6 mm	SS-6CA-MM-				(14)
	8 mm	SS-8CA-MM-				3.32 (84.3)
Male NPT/ Swagelok tube fitting	1/4 in.	SS-4CA1-	3.12 (79.2)	9/16		
Male VCR fittings	1/4 in.	SS-4CA-VCR-	3.09 (78.5)	—		

Ordering Information

Basic ordering numbers specify stainless steel material. To order brass, replace SS with B in the basic ordering number.

Example: B-2C-

C Series

To order, add a cracking pressure designator to the basic ordering number.

Cracking Pressure psi (bar)	Designator
1/3 (0.03)	1/3
1 (0.07)	1
10 (0.69)	10
25 (1.8)	25

Example: SS-2C-1/3

CA Series

To order, add a cracking pressure range designator to the basic ordering number.

Cracking Pressure psi (bar)	Designator
3 to 50 (0.21 to 3.5)	3
50 to 150 (3.5 to 10.4)	50
150 to 350 (10.4 to 24.2)	150
350 to 600 (24.2 to 41.4)	350

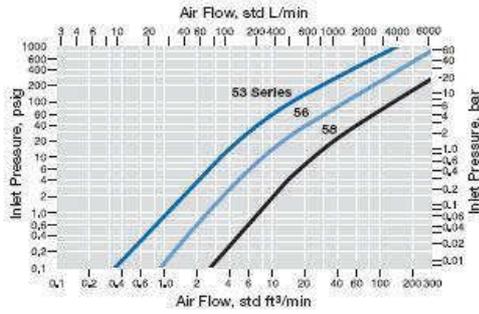
Example: SS-4CA-3

⚠ Check valves are designed for directional flow control only. Swagelok check valves should never be used as code safety relief devices.

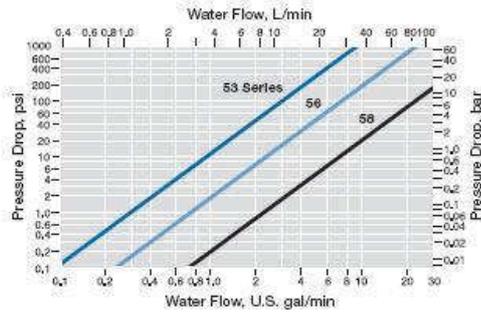
Apéndice A. 5. Válvula check de levantamiento Swagelok.

Flow Data at 100°F (37°C)

Air

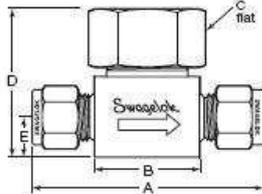


Water



Ordering Information and Dimensions

Select an ordering number. Dimensions are for reference only and are subject to change.



End Connections		C _v	Orifice in. (mm)	Ordering Number	Series	Dimensions, in. (mm)				
Inlet/Outlet	Size					A	B	C	D	E
Swagelok tube fittings	1/4 in.	0.30	0.156 (4.0)	SS-53S4	53	2.40 (61.0)	1.01 (25.7)	7/8	1.47 (37.3)	0.39 (9.9)
	3/8 in.	0.64	0.250 (6.4)	SS-56S6	56	2.83 (71.9)	1.31 (33.3)	1 1/4	1.85 (47.0)	0.50 (12.7)
	1/2 in.	2.20	0.437 (11.1)	SS-58S8	58	3.92 (99.6)	2.19 (55.6)	1 1/2	2.44 (62.0)	0.62 (15.7)
	3/4 in.			SS-58S12						
	6 mm	0.30	0.156 (4.0)	SS-53S6MM	53	2.40 (61.0)	1.01 (25.7)	7/8	1.47 (37.3)	0.39 (9.9)
Female NPT	1/8 in.	0.30	0.156 (4.0)	SS-53F2	53	2.00 (50.8)	1.00 (25.4)	7/8	1.47 (37.3)	0.39 (9.9)
	1/4 in.			SS-53F4						
	1/4 in.	0.64	0.250 (6.4)	SS-56F4	56	2.25 (57.2)	1.25 (31.8)	1 1/4	1.85 (47.0)	0.50 (12.7)
	3/8 in.	2.20	0.437 (11.1)	SS-56F6	58	3.12 (79.2)	1.86 (47.2)	1 1/2	2.44 (62.0)	0.62 (15.7)
	1/2 in.			SS-58F8						
Tube socket weld or pipe butt weld	1/4 in.	0.30	0.156 (4.0)	SS-53SW4T	53	1.81 (46.0)	0.90 (22.9)	7/8	1.47 (37.3)	0.39 (9.9)
	3/8 in.	0.64	0.250 (6.4)	SS-56SW6T	56	2.25 (57.2)	1.25 (31.8)	1 1/4	1.85 (47.0)	0.50 (12.7)
	1/2 in.			SS-56SW8T						
1/2 in.	2.20	0.437 (11.1)	SS-58SW8T	58	3.13 (79.5)	1.88 (47.8)	1 1/2	2.44 (62.0)	0.62 (15.7)	
Swagelok tube fitting/female NPT	1/4 in.	0.30	0.156 (4.0)	SS-53S4-F4	53	2.23 (56.6)	0.97 (24.6)	7/8	1.47 (37.3)	0.39 (9.9)

Dimensions shown with Swagelok nuts finger-tight.

Options

Special Cleaning and Packaging (SC-11)

To order lift check valves cleaned and packaged in accordance with *Special Cleaning and Packaging (SC-11)*, MS-06-63, to ensure compliance with product cleanliness requirements stated in ASTM G93 Level C, add **-SC11** to the valve ordering number.

Example: SS-53S4-**SC11**

Special Alloys

Many valve bodies are available in other alloys. Contact your authorized Swagelok sales and service representative for more information.

Safe Product Selection
When selecting a product, the total system design must be considered to ensure safe, trouble-free performance. Function, material compatibility, adequate ratings, proper installation, operation, and maintenance are the responsibilities of the system designer and user.

Caution: Do not mix or interchange parts with those of other manufacturers.

Swagelok—TM Swagelok Company
© 2002, 2003, 2005, 2007 Swagelok Company
Printed in U.S.A., MI
May 2007, R7
MS-01-98

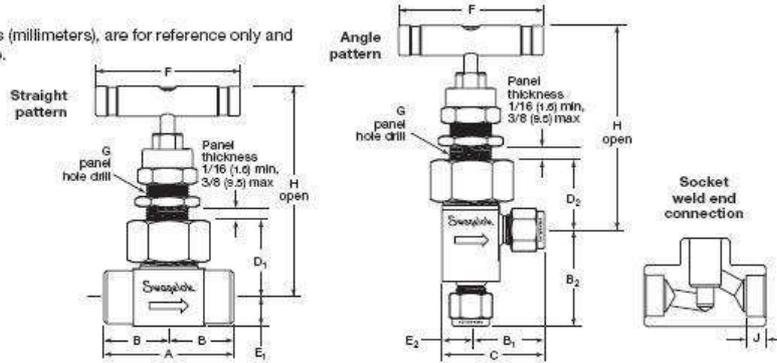
Apéndice A. 6. Válvula de aguja Swagelok.

4 Severe-Service Union-Bonnet Needle Valves

Dimensions

Dimensions, in inches (millimeters), are for reference only and are subject to change.

N Series



End Connections		C _v	Ordering Number	Dimensions, in. (mm)													
Inlet/Outlet	Size			A	B	B ₁	B ₂	C	D ₁	D ₂	E ₁	E ₂	F	G	H Straight	H Angle	J
3N Series: 0.156 in. (4.0 mm) Orifice																	
Female NPT	1/8 in.	0.35	SS-3NBF2	2.00 (50.8)	1.00 (25.4)	0.89 (22.6)		1.27 (32.3)		1.28 (32.5)	0.38 (9.7)					3.23 (82.0)	
	1/4 in.		SS-3NBF4	2.06 (52.3)	1.03 (26.2)		1.00 (25.4)			0.39 (9.9)							
Male NPT	1/4 in.		SS-3NBM4	2.00 (50.8)	1.00 (25.4)	0.89 (22.6)		1.38 (35.1)		1.09 (27.7)	0.38 (9.7)	0.38 (9.7)				3.04 (77.2)	
	1/4 in.		SS-3NBM4-F4	2.03 (51.6)	1.03 (26.2)	0.89 (22.6)		1.27 (32.3)		1.28 (32.5)	0.39 (9.9)					3.23 (82.0)	
Swagelok tube fittings	1/4 in.		SS-3NBS4				1.16 (29.5)	1.48 (37.6)	1.54 (39.1)	1.09 (27.7)	1.09 (27.7)		1.75 (44.4)	19/32 (15.1)	3.04 (77.2)	3.04 (77.2)	
	6 mm		SS-3NBS6MM	2.40 (61.0)	1.20 (30.5)												
	8 mm		SS-3NBS8MM														
Tube socket welds	1/4 in.		SS-3NBSW4T	1.82 (46.2)	0.91 (23.1)	0.88 (22.4)	1.19 (30.2)	1.25 (31.8)		1.09 (27.7)	0.38 (9.7)	0.38 (9.7)			3.04 (77.2)	0.26 (7.1)	
Male VCO fittings	1/4 in.		SS-3NBVCO4	2.06 (52.3)	1.03 (26.2)												
Male VCR fittings	1/4 in.		SS-3NBVCR4														
6N Series: 0.250 in. (6.4 mm) Orifice																	
Female NPT	1/4 in.	0.86	SS-6NBF4	2.25 (57.2)	1.12 (28.4)	1.00 (25.4)	1.12 (28.4)	1.50 (38.1)		1.47 (37.3)					3.62 (97.0)		
	3/8 in.		SS-6NBF6											3.70 (94.0)	3.57 (90.7)		
Swagelok tube fittings	3/8 in.		SS-6NBS6	2.83 (71.9)	1.41 (35.8)	1.29 (32.8)	1.66 (42.2)	1.79 (45.5)		1.22 (31.0)					3.70 (94.0)	3.70 (94.0)	
	1/2 in.		SS-6NBS8	3.04 (77.2)	1.52 (38.6)	1.40 (35.6)	1.65 (41.9)	1.90 (48.3)		1.34 (34.0)					3.70 (94.0)	3.70 (94.0)	
	10 mm		SS-6NBS10MM	2.85 (72.4)	1.42 (36.1)	1.30 (33.0)	1.55 (39.4)	1.80 (45.7)	1.34 (34.0)	1.35 (34.3)	0.50 (12.7)	0.50 (12.7)	2.50 (63.5)	25/32 (19.8)	3.69 (93.7)	3.71 (94.2)	
	12 mm		SS-6NBS12MM	3.04 (77.2)	1.52 (38.6)	1.40 (35.6)	1.65 (41.9)	1.90 (48.3)		1.34 (34.0)					3.70 (94.0)	0.31 (7.9)	
Tube socket welds	3/8 in.		SS-6NBSW6T				1.25 (31.8)				1.34 (34.0)				3.70 (94.0)	0.31 (7.9)	
	1/2 in.		SS-6NBSW8T	2.25 (57.2)	1.12 (28.4)	1.00 (25.4)	1.00 (25.4)	1.50 (38.1)		1.40 (35.6)					3.70 (94.0)	3.76 (95.5)	
Pipe socket welds	1/4 in.		SS-6NBSW4P				1.12 (28.4)			1.47 (37.3)					3.62 (97.0)	0.36 (9.7)	
Male VCO fittings	1/2 in.		SS-6NBVCO8														
Male VCR fittings	1/2 in.	SS-6NBVCR8	3.12 (79.2)	1.56 (39.6)					1.53 (38.9)		0.62 (15.7)			3.88 (98.6)			

Dimensions shown with Swagelok tube fitting nuts finger-tight.



Apéndice A. 7. Válvula de bola Swagelok.

Trunnion Ball Valves 7

Ordering Information and Dimensions

83 Series

Select a valve ordering number from the table below.

Valve ordering numbers specify stainless steel material. To order valves of alloy 400 material, replace **SS** in the ordering number with **M**.

Example: M-83KF2

Valve ordering numbers specify a PCTFE seat. To order valves with other seat materials, replace **K** in the ordering number with a seat material designator.

Seat Material	Designator
PTFE	T
Reinforced nylon	N
PEEK	P

Example: SS-83TF2

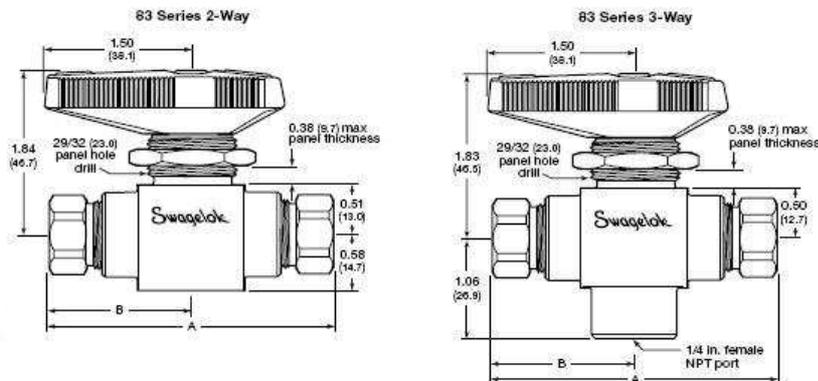
H83 Series

Select a valve ordering number from the table below.

End Connections		Flow Coefficient (C _v)	83 Series Valve Ordering Number	H83 Series Valve Ordering Number	Dimensions, in. (mm)	
Type	Size				A	B
2-Way Valve, 0.187 in. (4.75 mm) Orifice						
Female NPT	1/8 in.	1.2	SS-83KF2	SS-H83PF2	2.94 (74.7)	1.47 (37.3)
	1/4 in.	1.0	SS-83KF4	—	2.94 (74.7)	1.47 (37.3)
			—	SS-H83PF4	3.93 (99.8)	1.97 (50.0)
Fractional Swagelok tube fitting	1/2 in. ^①	1.2	SS-83KF8	—	4.25 (108)	2.13 (54.1)
	3/8 in.	1.6	SS-83KS4	SS-H83PS4	4.14 (105)	2.07 (52.6)
	1/2 in. ^①	1.4	SS-83KS6	SS-H83PS6	4.39 (112)	2.19 (55.6)
	1/2 in. ^①	1.0	SS-83KS8	SS-H83PS8	4.60 (117)	2.30 (58.4)
Metric Swagelok tube fitting	6 mm	1.6	SS-83KS6MM	SS-H83PS6MM	4.14 (105)	2.07 (52.6)
	8 mm	1.5	SS-83KS8MM	SS-H83PS8MM	4.15 (105)	2.07 (52.6)
	10 mm	1.3	SS-83KS10MM	SS-H83PS10MM	4.41 (112)	2.20 (55.9)
	12 mm ^①	1.0	SS-83KS12MM	SS-H83PS12MM	4.60 (117)	2.30 (58.4)
3-Way Valve, 0.187 in. (4.75 mm) Orifice						
Female NPT	1/8 in.	0.75	SS-83XKF2	SS-H83XPF2	2.94 (74.7)	1.47 (37.3)
	1/4 in.		SS-83XKF4	—	2.94 (74.7)	1.47 (37.3)
			—	SS-H83XPF4	3.93 (99.8)	1.97 (50.0)
Fractional Swagelok tube fitting	1/4 in.		SS-83XKS4	SS-H83XPS4	4.14 (105)	2.07 (52.6)
	3/8 in.		SS-83XKS6	SS-H83XPS6	4.39 (112)	2.19 (55.6)
	1/2 in. ^①		SS-83XKS8	SS-H83XPS8	4.60 (117)	2.30 (58.4)
Metric Swagelok tube fitting	6 mm		SS-83XKS6MM	SS-H83XPS6MM	4.14 (105)	2.07 (52.6)
	8 mm		SS-83XKS8MM	SS-H83XPS8MM	4.15 (105)	2.07 (52.6)
	10 mm		SS-83XKS10MM	SS-H83XPS10MM	4.41 (112)	2.20 (55.9)
	12 mm ^①		SS-83XKS12MM	SS-H83XPS12MM	4.60 (117)	2.30 (58.4)

For more information about pressure ratings of valves with tube fitting end connections, see Swagelok Tubing Data, MS-01-107.

① Not recommended for panel mounting.



Swagelok

APÉNDICE B – ESPECIFICACIÓN DE EQUIPOS SELECCIONADOS

Apéndice B. 1. Datos técnicos de las bombas tipo diafragma LEWA.

Technical data LEWA ecoflow

Performance range table

for determining the drive element size. The graphs for the LEWA ecoflow series apply to a simplex pump. The flow rate stated is per pump head.

General overall dimensions

Typ	L [mm]	B [mm]	ΔB [mm]	H [mm]
LDB	400	400	185	260
LDC	450	500	220	320
LDD	700	750	280	610
LDE	800	900	350	690

The dimensions given may differ depending on the size and type of pump head mounted

Inquiry data for selecting a pump

For selecting your specific pump we need the information on the right from you.
 Please fax to:
AMERICAN LEWA, INC
 Holliston, MA
 Fax: (508) 429-8615
 e-mail: sales@amlewa.com

Or fill out our Pump Recommendation Checklist on our website: www.americanlewa.com

Metered fluid	
Flow rate required	[GPH]
Operating pressure at discharge flange	[psi] abs
Operating pressure at suction flange	[psi] abs
Operating temperature (OT) max./min.	[°F]
Density at OT	[g/cm ³]
Viscosity at OT	[cP]
Solids content/ density/ description	[%/g/cm ³]
Solids particle size/ solids hardness	[mm/Mohs]
Motor data	
Power supply: Voltage/ Phase/ Frequency	
Fixed or variable speed	
Hazardous area rating	
Enclosure required	
Ambient conditions	

Apéndice B. 2. Datos técnicos de las bombas BC, BAL y BAP.



Holliston Sales Office
LEWA, Inc.
132 Hopping Brook Road
P.O. Box 6820
Holliston, MA 01746-1455
Tel: 508-429-7403
Fax: 508-429-8615
E-mail: sales@lewa-inc.com
Web: www.lewa-inc.com

Houston Sales Office
LEWA, Inc.
11011 Richmond Avenue
Suite 250
Houston, TX 77042-5023
Tel: 713-577-5392
Fax: 713-577-5393
E-mail: Houston@lewa-inc.com

Northeast Service Center
LEWA, Inc.
132 Hopping Brook Road
No. 3
Holliston, MA 01746-1455
Tel: 508-893-3233
Fax: 508-429-8615
Emergency: 617-293-3326

Gulf Coast Service Center
LEWA, Inc.
1426 Sens Road
No. 2
LaPorte, TX 77571-9511
Tel: 281-842-8100
Fax: 281-471-2192
Emergency: 713-560-1888

EQUIPMENT RECOMMENDATION:

- Pumps:** One (1) LEWA LDB1/M9/25 Simplex Diaphragm Metering Pump
- Pump Drive:** One (1) Type LDB variable eccentric drive element with splash lubrication, 10:1 integral gear reduction and 0 – 15 mm manual stroke length adjustment.
- Pump Head:** One (1) Type M910(S)-25MM sealless diaphragm pump head with hydraulically actuated & spring loaded PTFE sandwich diaphragm assembly, integral hydraulic pressure relief valve, integral hydraulic vent valve, integral hydraulic snift valve, type K1D/10 ball check valves on suction & discharge and IM diaphragm gauge monitor.
- Pump Connections:** ½" NPTF on suction & discharge
- Wetted Materials:** 316Ti SS pump head, 316Ti SS valve bodies, PTFE diaphragms, 304SS valve balls, 316Ti SS valve seats, 316SS valve guides and Gylon valve sealing rings
- Pump Performance:**
 - Pump Speed: 173 spm
 - Efficiency at Max Dis. Pressure: 94.37 %
 - Maximum Flow Rate: 72.41 lph
 - Minimum Flow Rate: 7.241 lph
 - Maximum Discharge Pressure: 38 barG
 - Min. Suc. Pressure Required: 0.1 barA
 - Internal PRV Setting: 4 bar
 - 10:1 capacity turndown is available via manual stroke length adjustment.
- Motor:** One (1) Reliance/Baldor 1/3 hp, 1800 rpm, 3 ph, 60 hz, 230/460 VAC, 56C frame, TEFC-XP-XT class 1 division1 groups C & D enclosure, C-face and horizontal mount

Your Partner in Fluid Handling For:

- Metering and Process Pumps
- Conveying and Transfer Packages
- Blending and Proportioning Systems

Apéndice B. 3. Dimensiones y datos de comportamiento de las bombas BC, BAL y BAP.

Performance data

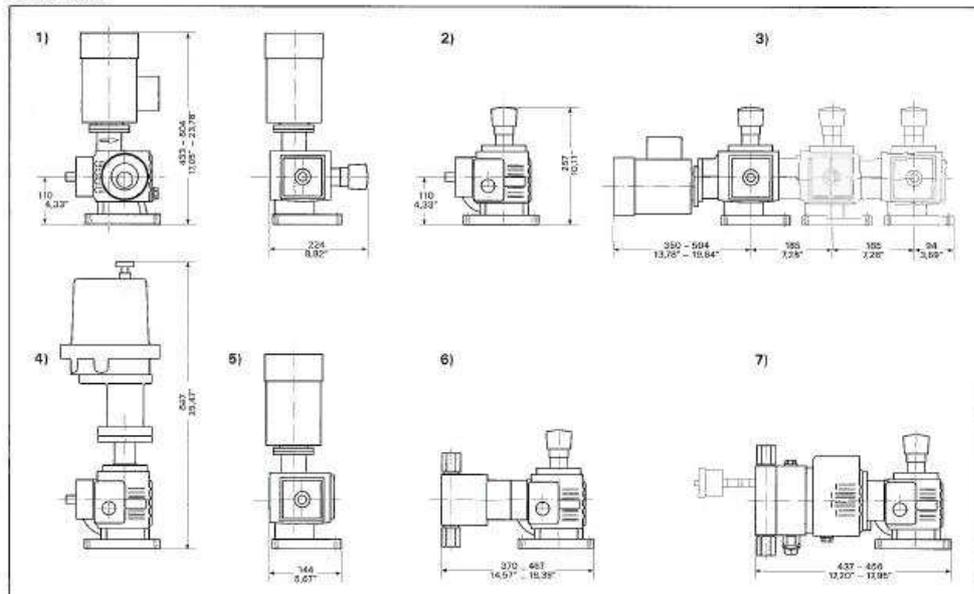
Standard plunger ø [mm]	Q _{max} (gph) ¹⁾ Calc. flow rate per pump head at max. stroke length and stroke frequency n [min ⁻¹] Strokes per minute (SPM)					Permissible operating pressure of standard pump heads (psig)				
						Type	Diaphragm pump heads		Plunger pump heads	
	67	101	138	173	207	Model ²⁾	M 900	M 200	K	
						Material ²⁾	3	2,3	2,3	
3	0.113	0.170	0.232	0.291	0.348	---	---	10,000	2,320	
5	0.313	0.471	0.644	0.808	0.966	---	---	10,000	7,250	
8	0.801	1.207	1.649	2.067	2.474	---	5,733	5,769	5,769	
10	1.251	1.886	2.577	3.23	3.87	---	3,656	3,692	3,692	
12	1.802	2.72	3.71	4.66	5.57	---	2,528	2,564	2,564	
14	2.45	3.70	5.05	6.33	7.58	---	1,848	---	---	
16	3.20	4.83	6.60	8.27	9.90	---	---	1,442	1,442	
17	3.62	5.45	7.45	9.34	11.17	---	1,241	---	---	
20	5.00	7.54	10.31	12.92	15.46	---	---	923	923	
21	5.52	8.32	11.36	14.25	17.05	---	801	---	---	
25	7.82	11.79	16.11	20.19	24.19	---	555	591	591	
30	11.26	16.97	23.19	29.1	34.8	---	374	410	410	
34	14.48	21.80	29.8	37.3	44.7	---	283	---	---	
36	16.21	24.4	33.4	41.9	50.1	---	---	285	285	
38	18.07	27.2	37.2	46.6	55.8	---	220	---	---	
42	22.07	33.3	45.5	57.0	68.2	---	173	---	---	
44	24.2	36.5	49.9	62.5	74.8	---	---	191	191	
46	26.5	39.9	54.4	68.4	81.8	---	138	---	---	
52	33.8	51.0	69.7	87.4	104.5	---	100	---	137	
58	42.1	63.4	86.7	108.7	130.0	---	74	---	---	
60	45.0	67.9	92.8	116.3	139.2	---	---	---	103	
70	61.3	92.4	126.3	158.3	189.4	---	---	---	75	

1) Q_{max} from stroke volume x stroke frequency. Q_{net} (= Q_{max} x η_v) is stated in technical data sheet. For multiplex pumps, determine total metered flow by multiplying by the number of pump heads

2) 2 = 13% Cr steel; 3 = stainless steel CrNiMo 18/10/2; other materials, e.g. Hastelloy to special order

3) Standard pump head connections depending on pump head size: internal thread to DIN or NPT resp. flanges to DIN or ANSI

Dimensions



D 1 - 151 AL - 09, 2004 - Subject to change without notice - Printed in Germany

- Drive units**
- 1) Simplex drive unit with manual stroke adjustment / motor mounted vertically
 - 2) Simplex drive unit with manual stroke adjustment / motor mounted horizontally
 - 3) Multiplex drive unit with manual stroke adjustment / motor mounted horizontally
 - 4) Simplex drive unit with electric stroke adjustment / motor mounted horizontally
 - 5) Simplex drive unit without stroke adjustment / motor mounted vertically
- Pumps**
- 6) Plunger pump

AMERICAN LEWA

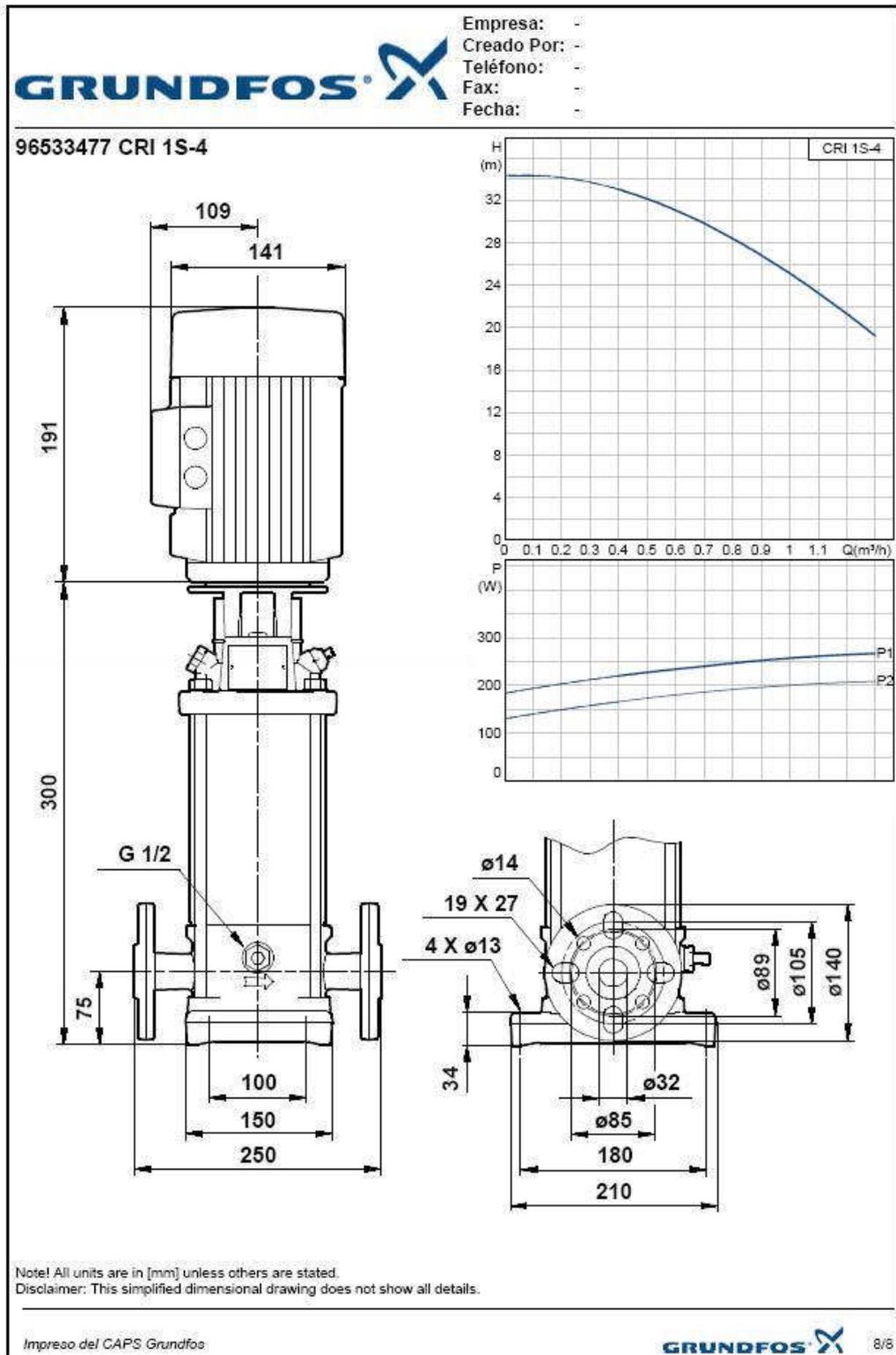
AMERICAN LEWA, INC.
132 Hopping Brook Road
Holliston, MA 01746
Phone 508/429-7403
Toll-free 888/LEWA 123

10500 Richmond Ave., Suite 148
Houston, TX 77042
Phone 713/577-5392
Fax 713/755-5393
E-mail houston@amlewa.com

Apéndice B. 4. Datos de la bomba de agua cruda BA1.

Posición	Contar	Descripción	Precio unitario
	1	<p>CRI 1S-4 A-FGJ-I-V HQQV</p>  <p>Advierta! la fotografia puede diferir del actual producto</p> <p>Código: 96533477 Bomba centrífuga vertical, no autocebante, multicelular, en línea para instalación en sistemas de tuberías o montaje en una cimentación.</p> <p>La bomba tiene las siguientes características:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Impulsores, cámaras intermedias y camisa exterior de Acero inoxidable DIN W.-Nr. 1.4301 DIN W.-Nr. - Tapa del cabezal y base de la bomba de Acero inoxidable DIN W.-Nr. 1.4408 DIN W.-Nr. - Longitud de montaje del cierre según DIN 24960. - Transmisión de energía mediante acoplamiento ranurado de fundición. - Conexión de tubería mediante bridas/acoplamientos DIN. <p>El motor es un motor CA 3-fásico.</p> <p>Líquido: Rango de temperatura del líquido: -20 .. 90 °C</p> <p>Técnico: Velocidad para datos de bomba: 3447 rpm Caudal nominal: 1 m³/h Altura nominal: 25.1 m Cierre: HQQV Homologaciones en placa: CE Tolerancia de curva: ISO 9906 Annex A</p> <p>Materiales: Cuerpo hidráulico: Acero inoxidable 1.4408 DIN W.-Nr. A 351 CF 8M ASTM Impulsor: Acero inoxidable 1.4301 DIN W.-Nr. 304 AISI</p> <p>Instalación: Temperatura máxima ambiental: 40 °C Presión máxima a la temp. declarada: 25 / 90 bar / °C 25 / -20 bar / °C</p> <p>Tipo de brida: DIN Diámetro de conexiones: DN 25 / DN 32 Presión: PN 16 / PN 25 Tamaño de la brida del motor: FT85</p> <p>Datos eléctricos: Tipo de motor: 71A Número de polos: 2 Potencia nominal - P2: 0.37 kW Potencia (P2) requerida por la bomba: 0.37 kW Frecuencia de alimentación: 60 Hz Tensión nominal: 3 x 220-255 D / 380-440 Y V Corriente nominal: 1,50-1,44 / 0,87-0,83 A Intensidad de arranque: 550-650 % Cos phi - Factor de potencia: 0,85-0,76 Velocidad nominal: 3410-3470 rpm Rendimiento del motor a carga total: 79,0-80 % Rendimiento del motor a 3/4 de carga: 80,0-79,0 % Rendimiento del motor a 1/2 carga: 77,5-75,0 % Grado de protección (IEC 34-5): IP55 Clase de aislamiento (IEC 85): F</p> <p>Otros: Peso neto: 19.5 kg Peso bruto: 22 kg Volumen: 0.05 m³</p>	Bajo pedido

Apéndice B. 5. Dimensiones y curva de la bomba BA1.



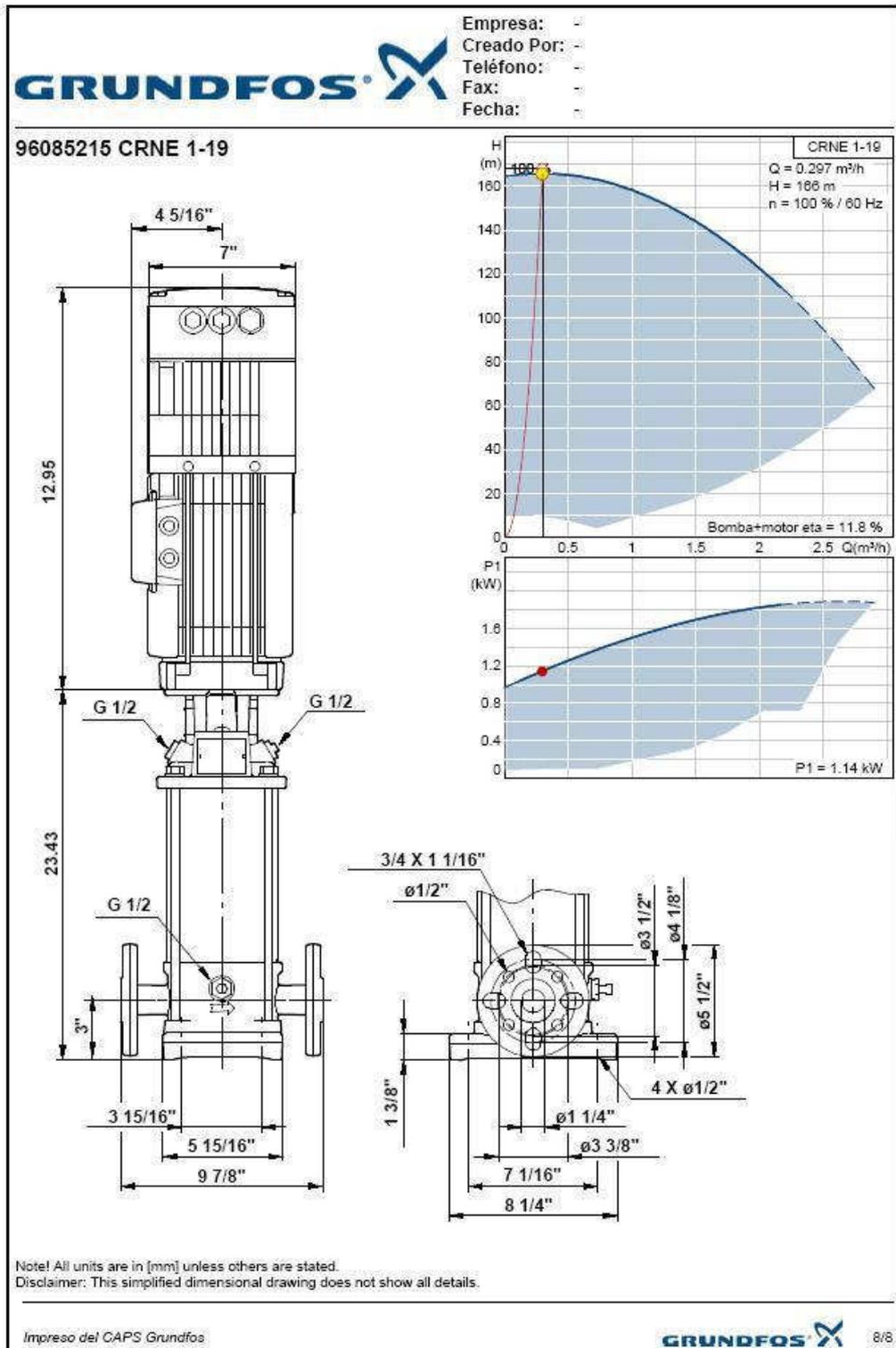
Apéndice B. 6. Datos técnicos de la bomba de agua cruda BA2.

Posición	Contar	Descripción	Precio unitario
	1	<p>CRNE 1-19 AN-FGJ-G-E HQQE</p>  <p>Advierta! la fotografia puede diferir del actual producto</p> <p>Código: 96085215 Bomba centrífuga no autocebante multicelular vertical, en línea para instalación en sistemas de tuberías.</p> <p>La bomba tiene las siguientes características:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Impulsores y cámaras intermedias fabricadas con Acero inoxidable DIN W. - No. 1.4401 DIN W.-Nr.. - Cierre del cabezal y base de Acero inoxidable. - Longitud de montaje del cierre según DIN 24960. - Conexión de potencia mediante acoplamiento de hierro fundido. - Conexión a la tubería mediante bridas ANSI <p>La bomba lleva un motor MLE trifásico con bridas NEMA y convertor de frecuencia y controlador PI integrados en la caja de conexiones del motor. No es necesaria protección adicional del motor ya que tanto el motor como los componentes electrónicos están protegidos mediante protección incorporada contra sobrecarga y temperatura</p> <p>La bomba está equipada con un transmisor de presión que registra la presión de descarga de la bomba y activa el funcionamiento basado en la presión constante.</p> <p>Un panel de control permite fijar el punto de ajuste necesario así como ajustar la bomba a funcionamiento MIN o MAX o PARADA. El panel de control tiene luces testigo para "Funcionamiento" y "Fallo".</p> <p>La comunicación con la bomba es posible mediante el Control Remoto Grundfos R100 que permite ajustes adicionales así como la lectura de un número de parámetros como por ejemplo "Valor actual", "Velocidad", "Potencia" y "Consumo de energía" total.</p> <p>La caja de conexiones tiene terminales para la conexión de:</p> <ul style="list-style-type: none"> - arranque/parada de la bomba (contacto de libre potencial) 	Bajo pedido

Apéndice B. 7. Datos técnicos de la bomba de agua cruda BA2.

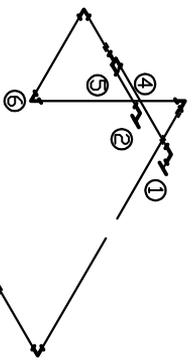
Posición	Contar	Descripción	Precio unitario
		<p>  </p> <p> Empresa: - Creado Por: - Teléfono: - Fax: - Fecha: - </p> <ul style="list-style-type: none"> - regulación remota externa del punto de ajuste mediante señal analógica, 0 - 5 V, 0 - 10 V, 0(4) - 20 mA, - tensión de alimentación 5 V para potenciómetro del punto de ajuste, I_{max} = 5 mA, - sensor de presión equipado de fábrica, - entrada para control forzado de MIN,MAX, fallo externo o interruptor de caudal (contacto de libre potencial), - relé de señal de fallo de libre potencial con contacto de conmutación. - RS485 GENibus. <p>Líquido: Rango de temperatura del líquido: -20 .. 120 °C</p> <p>Técnico: Velocidad para datos de bomba: 3452 rpm Caudal nominal: 2.2 m³/h Altura nominal: 117 m Cierre: HQQE Homologaciones en placa: NEMA Tolerancia de curva: ISO 9906 Annex A </p> <p>Materiales: Cuerpo hidráulico: Acero inoxidable 1.4408 DIN W.-Nr. A 351 CF 8M ASTM Impulsor: Acero inoxidable 1.4401 DIN W.-Nr. 316 AISI </p> <p>Instalación: Temperatura máxima ambiental: 40 °C Presión máxima a la temp. declarada: 25 / 120 bar / °C 25 / -20 bar / °C Tipo de brida: ANSI Diámetro de conexiones: 1 1/4" Presión: Class 300 Tamaño de la brida del motor: 56C </p> <p>Datos eléctricos: Tipo de motor: 90CC Grado de rendimiento: S Número de polos: 2 Potencia nominal - P2: 1.5 kW Potencia (P2) requerida por la bomba: 1.5 kW Frecuencia de alimentación: 60 Hz Tensión nominal: 3 x 460-480 V Corriente nominal: 2.7 A Cos phi - Factor de potencia: 0,87 Velocidad nominal: 360-3480 rpm Grado de protección (IEC 34-5): IP55 Clase de aislamiento (IEC 85): F </p> <p>Otros: Peso neto: 45.7 kg Peso bruto: 52.3 kg Volumen: 0.11 m³ </p>	

Apéndice B. 8. Dimensiones y curva de la bomba BA2.

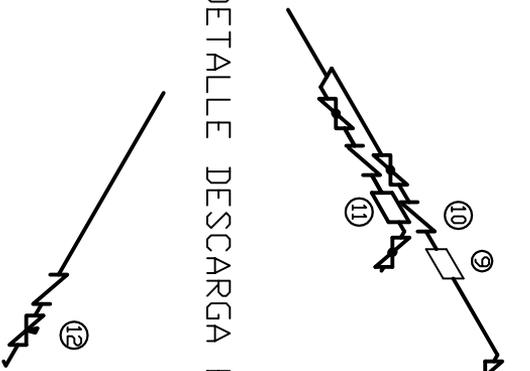


APÉNDICE C – PLANOS

DETALLE SUCCION EN 1 Y 2

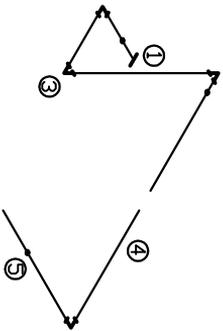


DETALLE DESCARGA EN 3

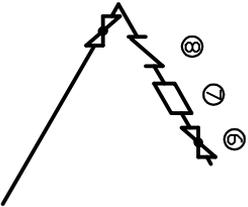


ITEM	DESCRIPCION	CANT.
1	Succion en TALPE	
2	Succion en TAPPE	
3	Descarga en COR	
4	Tuberia 3/8" DE	
5	T estándar 3/8"	1
6	Codo 90º 3/8"	17
7	Gufa G-3/8	28
8	Válvula de bola 3/8"	3
9	Bomba BAL	1
10	Válvula Check 3/8"	3
11	Bomba BAP	1
10	Válvula de aguja 3/8"	1

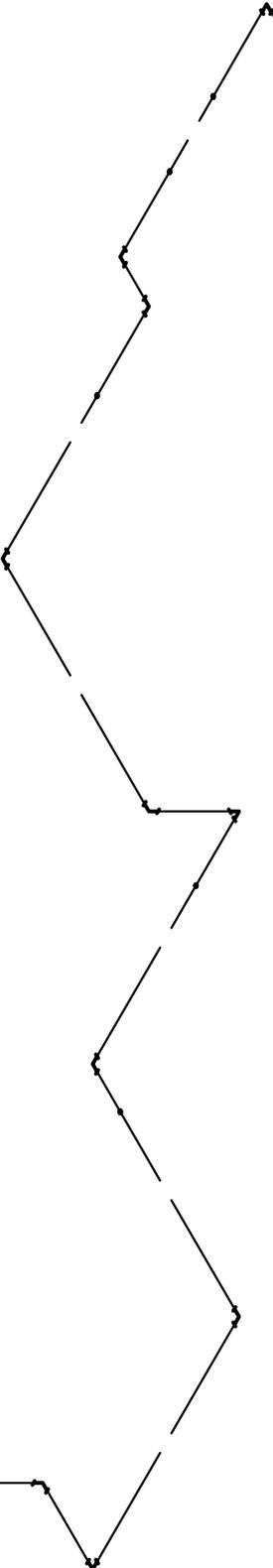
UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		
DIBUJO: LUIS FIGUEROA		ESCALA 1:100
NORMA: REVISADO		
ISOMETRIA DE TUBERIAS DE ACEITE LIVIANO Y PESADO		FECHA ABRIL 2008
TOTAL HOJAS: 4		HOJA Nº 1
REF.:		



DETALLE SUCCION EN 1



DETALLE DESCARGA EN 2



ITEM	DESCRIPCION	CANT.
1	Succion en TOPE	
2	Descarga en TCAP	
3	Codo 90° 3/8"	15
4	Tubería 3/8" DE alibaba con tubería de vapor de 3/8"	
5	Guía CRS-3/8	49
6	Válvula de bola 3/8"	3
7	Bomba BC	1
8	Válvula check 3/8"	2

UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
 FACULTAD DE INGENIERIA
 ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

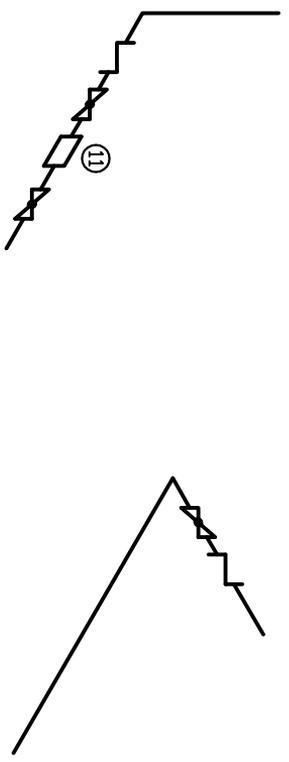
ISOMETRIA DE TUBERIA
 DE CERA

DIBUJADO LUIS FIGUEROA		ESCALA 1:100	
NORMA		FECHA ABRIL 2008	
REVISADO		TOTAL HOJAS 1	
		HOJA Nº 2	
		REF.:	

SISTEMA DE BOMBEO 2



DETALLE SUCCION EN 1 DETALLE DESCARGA EN 2



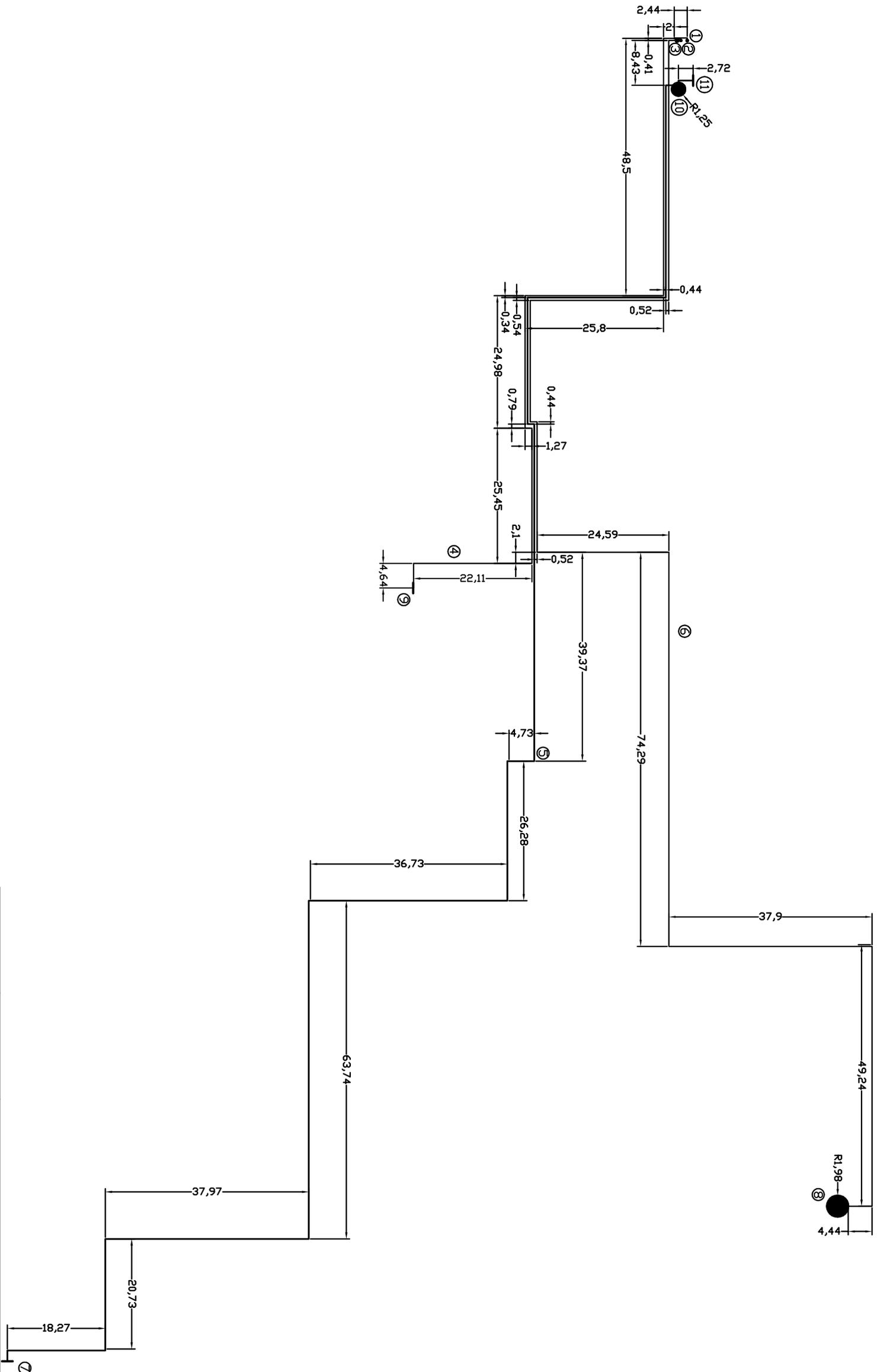
SISTEMA DE BOMBEO 1



ITEM	DESCRIPCION	CANT.
1	Succion en TAPA	
2	Descarga en TAPÉ	
3	Codo 90° 1'	19
4	Tubería 1" DIE	
5	Guía G-1	35
6	Succion en TAPÉ	
7	Descarga en CAL	
8	Válvula de bola 1"	5
9	Válvula check 1"	3
10	Bomba BAC	1
11	Bomba BAI	1

UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA	
FACULTAD DE INGENIERIA	
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
DIBUJO: LUIS FIGUEROA	
NORMA: NDMA	
REVISADO	
ESCALA 1:100	
FECHA ABRIL 2008	TOTAL HOJAS: 4
REF.: 3	HOJA Nº 3

ISOMETRIA DE TUBERIAS
DE AGUA CRUDA



ITEM	DESCRIPCION	CANT.	ITEM	DESCRIPCION	CANT.
1	Tanque TALPE		7	Succion en TAPA	
2	Tanque TALPE		8	Tanque TCAE	
3	Tanque TCAE		9	Descarga en CDR	
4	Tuberia 3/8" DE aceites		10	Tanque TAFE	
5	Tuberia 1" DE agua cruda		11	Descarga en CAL	
6	Tuberia 1" DE cera				

DIBUJADO LUIS FIGUEROA		FECHA ABRIL 2008		UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
REVISADO		TOTAL HOJAS 4		
ESCALA 1:500		HOJA N° 4		
VISTA DE RUTAS DE TUBERIAS				