Ingeniería Mecánica
FACULTAD DE CIENCIAS
FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
UNIVERSIDAD DE CHILE

IN47A

Taller de Diseño Mecánico

INFORME FINAL
SISTEMA PIPING DE COMBUSTIBLE.

Alumnos:

Félix Martínez Nelis

Marco Ruiz Hernández

Profesor:

Alejandro Font F.

Santiago, 2 de Julio de 2008

Índice

1. Introducción **1**

2. Definición de Parámetros de Diseño. **2**

2.1. Fluido transportado. 2

2.1.1. Volumen de combustible cargado/descargado 2

2.1.2. Caudal máximo de descarga 2

2.1.3. Caudal máximo de carga a barco distribuidor 2

2.1.4. Tipo de combustible 3

2.2. Condiciones físicas del recinto. 8

2.2.1. Distancia máxima entre barco y el Fuel Farm 8

2.2.2. Altura a la cual se desea bombear (para descarga de combustible) 8

2.2.3. Dimensiones del Estanque. 9

2.2.4. Otras consideraciones. 9

3. Layout. **11**

4. Consideraciones generales. **13**

5. Pérdidas de presión. **14**

5.1. Pérdidas por Singularidades y Continuas. 14

5.1.1. Carga desde barco a estanques almacenamiento 14

5.1.2. Descarga desde estanques almacenamiento a barco 15

6. Cálculo potencia hidráulica requerida **18**

6.1. Carga de combustible 19

6.2. Descarga de combustible 21

6.3. Velocidad media de fluido 22

7. Selección de Bombas. 24
7.1. Condiciones de operación de la bomba. . . . 24
7.1.1. Curva para la carga de combustible. . . . 26
7.1.2. Curva para la descarga de combustible . . . 27
7.2. Selección de bomba. . . . 28
7.2.1. Operación bomba Carga combustible (CALPEDA modelo NM4 250/315) . . . 29
7.2.2. Operación descarga combustible. . . . 34

8. Selección Flanges. 37
8.1. Empaquetaduras . . . 40
8.2. Pernos en Flanches . . . 41

9. Válvulas 42
9.1. Tipo de válvula . . . 42
9.2. Materiales . . . 43
9.3. Empaquetaduras . . . 44

10. Diseño de Tuberías 45
10.1. Cálculo de Espesor y Distancia entre Soportes . . . 45
10.2. Dimensionamiento de soportes . . . 48
10.2.1. Estructura de soporte Tubería de descarga (Diámetro nominal 20D[in]) . . . 48
10.2.2. Estructura de soporte Tubería de descarga (Diámetro nominal 12[in]) . . . 50
10.3. Configuración de soportes . . . 51

11. Conclusiones 53

12. Anexo 54
12.1. Especificaciones del modelo de Bombas NM4 de Calpeda. . . . 54
12.1.1. Ejecución . . . 54
12.1.2. Aplicaciones. . . . 54
12.1.3. Límites de empleo. . . . 54
12.1.4. Motor. . . . 55
12.1.5. Otras ejecuciones bajo demanda. . . . 55
12.1.6. Materiales. . . . 56
12.2. Diagrama Moddy. . . . 57
12.3. Visitita al Puerto Ventanas . . . 58
12.3.1. Descripción general de las instalaciones . . . 58

12.3.2. Instalaciones para Servicio de "Bunkerin" 59
12.3.3. Comentarios del diseño 65
12.4. Tabla de Esfuerzos permisibles para tuberías 66

13. Bibliografía **67**

Capítulo 1

Introducción

El presente informe se muestra la metodología mediante la cual se da forma al sistema de pipig y bombeo de combustible en un sistema portuario.

La orientación de este sistema está dada por la demanda de combustible que se produce en toda zona portuaria. Dicha demanda se genera por los barcos que arriban en al puerto y que necesitan de un abastecimiento de combustible para el consumo propio.

En base a este escenario se fijarán los parámetros que guiaran el diseño de un sistema óptimo y eficiente de almacenaje y distribución de combustible para un sistema portuario.

Capítulo 2

Definición de Parámetros de Diseño.

Algunos de los parámetros principales para el diseño son:

2.1. Fluido transportado.

2.1.1. Volumen de combustible cargado/descargado

Se ha determinado un volumen de 4000 m3. Este valor corresponde a la camacidad de carga típica de un barco de transporte de combustible.

2.1.2. Caudal máximo de descarga

Aproximadamente 375 [m3/hr]. Considerando que se desea descargar el combustible en 12 horas como máximo para la máxima capacidad de 4540 m3. Cabe mencionar que para trabajar en condiciones óptimas la mayor parte del tiempo se busca que este caudal sea constante.

2.1.3. Caudal máximo de carga a barco distribuidor

Para cargar combustible y abastecer a los barcos que partirán desde el muelle hacia otros destinos se utilizará un barco abastecedor de combustible. Este barco se encargará de distribuir el combustible almacenado en los estanques el puerto entre los barcos estacionados en la instalación portuaria. Así, la misión de los diseñadores será asegurar que a este barco se le entregue todo el combustible necesario. El volumen del fluido será de 400 [m3], el cual es el equivalente a la carga de alrededor de 10 barcos de tamaño medio a grande. Este volumen de combustible deberá ser abastecido en menos de 2 [hrs].

Con esto, el caudal medio se estima como 200 [m3/hr]. Análogamente a la descarga, se buscará que sea constante.

2.1.4. Tipo de combustible

Uno de los combustibles importantes será el combustible utilizado por los propios barcos para su funcionamiento. Entre los que comúnmente utilizan, se designará a efectos del diseño uno en especial.

Fuel Oil Nº 6.

En este caso se utilizará un combustible llamado "Fuel oil No. 6 (bunker C)" cuyas propiedades se muestran a continuación:

- **Viscosidad:** Es una de las propiedades físicas que tiene mayor importancia en la utilización del producto. La norma nacional establece un valor máximo de 300 SSF (635 CST) a 50°C. La viscosidad debe estar acorde a las especificaciones de los equipos, en lo que respecta a bombas, filtros y características de los quemadores.
- **Temperatura de inflamación:** Es fijada como un parámetro de seguridad. Tiene especial importancia en el manejo y almacenamiento del producto.
- **Agua y sedimento:** Disminuye el poder calórico del combustible y la temperatura, favoreciendo el punto de rocío y la corrosión. Si presenta valores altos propicia la obstrucción de filtros y boquillas en los quemadores.
- **Densidad:** No tiene relación directa con las características del combustible, pero es un dato necesario para los cálculos de balance de energía.
- **Poder calórico:** Por ser el búnker un combustible residual, el poder calórico depende de la composición del crudo de origen. Conocer este valor es importante para el cálculo del balance y costo energético del producto. El búnker que distribuye Recope tiene un contenido calórico neto superior a los 9500 Kcal/Kg.

Las propiedades cuantificadas típicas se muestran en la tabla que aparece en la figura 2.1:

Pruebas	Unidad	Especificaciones Nacionales (MEIC)	Estadísticas Recope			Método ASTM
			Prom.	Mín.	Máx.	
Temperatura de inflamación B	°C	72 mínimo *	109	82	150	D-93
Agua y sedimentos B	%	1,0 máximo +	0,21	0,05	1,20	D-2709
Viscosidad cinemática a 50°C	SSF	300 máximo	185	131	221	D-445
Punto de escurrimiento	°C	reportar	0	-12	2	D-97
Azufre	% m/m	3 máximo	2,07	2,16	2,70	D-2622
Densidad a 15 °C	Kg/m 3	reportar	969	951	986	D-1298
Ceniza	%	0,2 máximo	0,05	0,01	0,09	D-482
Residuo Carbón Conradson	%	20 máximo	10,58	8,13	12,60	D-524
Compatibilidad	Spot test	-	1	1	1	

Figura 2.1: Propiedades Fuel Oil N° 6.

Según los datos obtenidos en la referencia [10]. La densidad del Bunker C, en función de la temperatura se puede referenciar por medio de dos mediciones distintas: Mackay y EETD. Dado que como en diseño se busca el caso más crítico la elección de criterio de estimación de densidad será dada por EETD. Se estima que la temperatura mínima promedio de la IV región es de 6 [°C]. Interpolando valores se obtiene que la densidad del Bunker C a 6[°C] es de 0,98996 [kg/lt]. La relación temperatura-densidad se muestra en la siguiente figura:

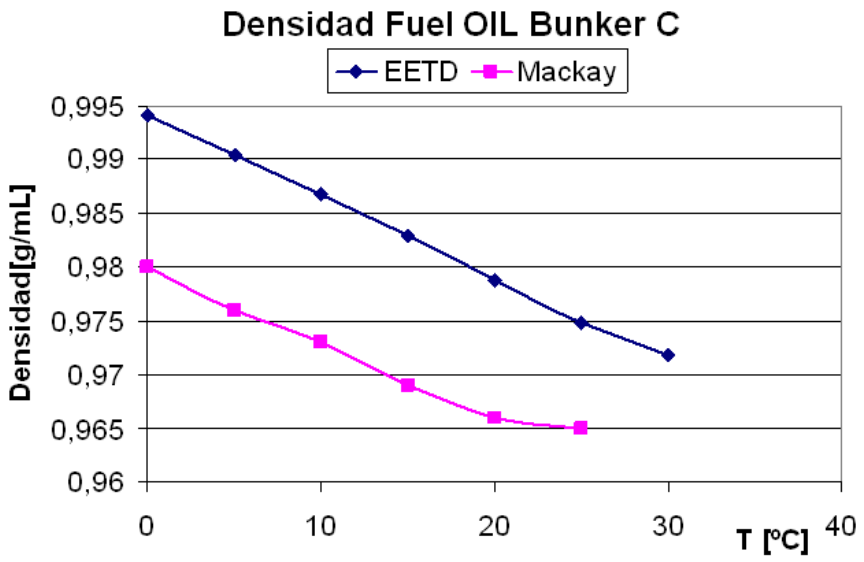

Figura 2.2: Densidad en función de la tempertatura del Fuel Oil N° 6.

Diesel.

Si bien el combustible utilizado por los barcos para su funcionamiento es necesario mencionarlo, éste no será el que ocupe el mayor volumen de utilización del sistema de piping del puerto, puesto que la instalación será pensada principalmente para el uso industrial.

En este sentido, será necesario definir un combustible que será descargado desde los barcos. Un caso de combustible puede ser el Diesel. Enviado desde la mismas refinerías de algún país.

El Diesel sigue a continuación del kerosene en la destilación atmosférica del petróleo crudo y es utilizado en máquinas de combustión interna de alto aprovechamiento de energía y con elevado rendimiento de eficiencia mecánica, así como en el parque vehicular equipado con motores diseñados para este combustible: camiones, automóviles y camionetas diesel, minibuses, autobuses, maquinaria pesada para la construcción, locomotoras, maquinaría agrícola e industrial y turbinas para generación eléctrica, entre otros.

Las especificaciones más importantes en el Diesel son su nivel de azufre y viscosidad. El contenido de azufre debe ser suficiente para efectuar una buena lubricación de las partes móviles del sistema de inyección, donde no se puede agregar un lubricante. Las bombas de diesel, a falta de un sistema de lubricación externa, dependen de las propiedades lubricantes de éste para asegurar una operación

apropiada.

La reducción del límite de azufre en el Diesel a 0,05 % es una tendencia mundial, y el que producen las refinerías de ENAP para su uso en la Región Metropolitana (Diesel Ciudad), tiene un contenido máximo de azufre de 0,005 % (o 50 partes por millón), lo que asegura una menor emisión de partículas y de S02, factor que ha demandado una importante inversión en capacidad de refinación y desulfurización, situándolo en la actualidad como uno de los mejores del mundo en su tipo.

Parámetro	Norma	Unidades	UNE EN 590* Diesel #2
Densidad (15ºC)	EN ISO 12185	g/cm3	0.820-0.845
Viscosidad Cinemática 40ºC	EN ISO 3104	cSt	2.0-4.5
Punto Inflamación	EN 22719 *ISO/CD 3679*	ºC	55 min.
Azufre	EN ISO 14596	ppm	350 máx.
Residuo Carbonoso(10%)	EN ISO 10370	%	0.30 máx.
Contaminación Total	EN 12662	ppm	24 máx.
Agua	EN ISO 12937	ppm	200 máx.
Corrosión al cobre	EN ISO 2160	-	Clase 1
Cenizas Sulfatadas	EN ISO 6245 *ISO 3987*	%	0.01 máx.
Estabilidad Oxidación	EN ISO 12205 *prEN 14112*	mg/l	25 máx.
Número de Cetano	EN ISO 5165	-	51 min.
Índice de Cetano	EN ISO 4264	-	46 min.

Figura 2.3: Propiedades Diesel.

2.2. Condiciones físicas del recinto.

2.2.1. Distancia máxima entre barco y el Fuel Farm

El largo del muelle puede estimarse como de 750 [m]. Además, la distancia entre la orilla (comienzo del muelle) y la bodega de combustible (Fuel Farm), en el caso del aprovisionamiento de combustible en los estanques, será de alrededor de 860 [m] y para la descarga hacia los barcos es de 840 [m]. Los largos totales serán de 1640 [m] y 1590 [m] para carga y descarga a barcos respectibamente (ver figura 3.1).

2.2.2. Altura a la cual se desea bombear (para descarga de combustible)

El estanque se estimará con una altura de 20 [m].

La altura con respecto al nivel del mar de la base del Fuel Farm será de 40 [m]. Por lo tanto, en total, se deberá elevar el combustible a 60 [m] (ver figura 2.4)

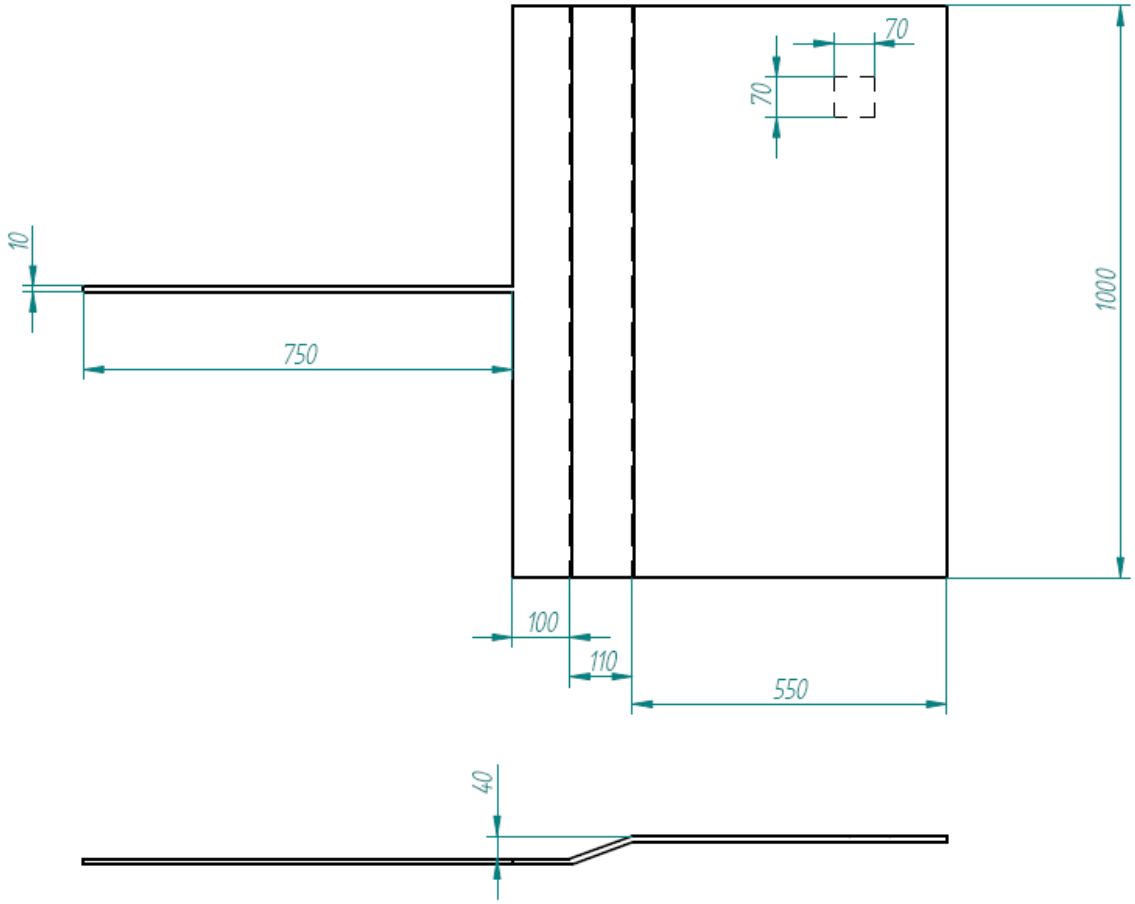

Figura 2.4: Distancias principales zona portuaria (vista superior y lateral) en metros.

2.2.3. Dimensiones del Estanque.

El almacenamiento de combustible se hará en dos estanques de iguales dimensiones principales (con espesores distintos). Los fuel farm tendrán geometría cilíndricas con diámetro de 17[m] y altura de 20[m]. De esta forma, la capacidad máxima de almacenamiento será de 4539[m^3]. Los estanque se encontrarán a la misma distancia del punto de comienzo del muelle (850 [m]).

2.2.4. Otras consideraciones.

- Junto a la bodega de combustible debe contarse con un depósito de contención de derrame que proteja las instalaciones y al medioambiente de algún derrame ocurrido en el Fuel Farm. Se

supondrá este espacio de 70 [m]× 70[m] con una profundidad de 2 [m]. Así, en caso de que haya un derrame justo en el momento que ambos estanques estén con su capacidad completa, el depósito será capaz de resguardar las demás instalaciones abarcando una capacidad total de 9800 [m^3].

- El diseño contemplará posibles ampliaciones o incorporaciones de distintos tipos de combustible. Por tanto, para permitir esta flexibilidad se dispondrá de distintos centros de almacenamiento de combustible.

- Los barcos de descarga, en muchos casos, tienen su propia instalación de bombeo autosuficiente. Sin embargo, el diseño no tendrá que contemplar este hecho, pues dependiendo de la política de la empresa a la cual pertenece el barco o el acuerdo de esta con el puerto, puede darse el caso que el puerto tenga que entregar el 100 % del trabajo de bombeo.

Capítulo 3

Layout.

El layout preliminar debe considerar todos los parámetros de diseño mencionados anteriormente. Como se observa en la figura, luego de la descarga del barco (esquina superior izquierda) se pasa por una bomba (cerrándose oportunamente la válvula de paso para el recorrido "hacia" el barco). Esta bomba puede conectarse con otra bomba acumuladora que permitirá comprimir y juntar grandes volúmenes de combustible para que sean elevados eficientemente. Después deben mantenerse las válvulas abiertas para el paso de este combustible hacia el centro de almacenamiento correspondiente.

El sistema debe contar con un trayecto desde el Fuel Farm hacia el barco como se muestra en la figura (para el caso del petróleo tipo bunker). Cada trayecto con un sistema de bombas adecuado.

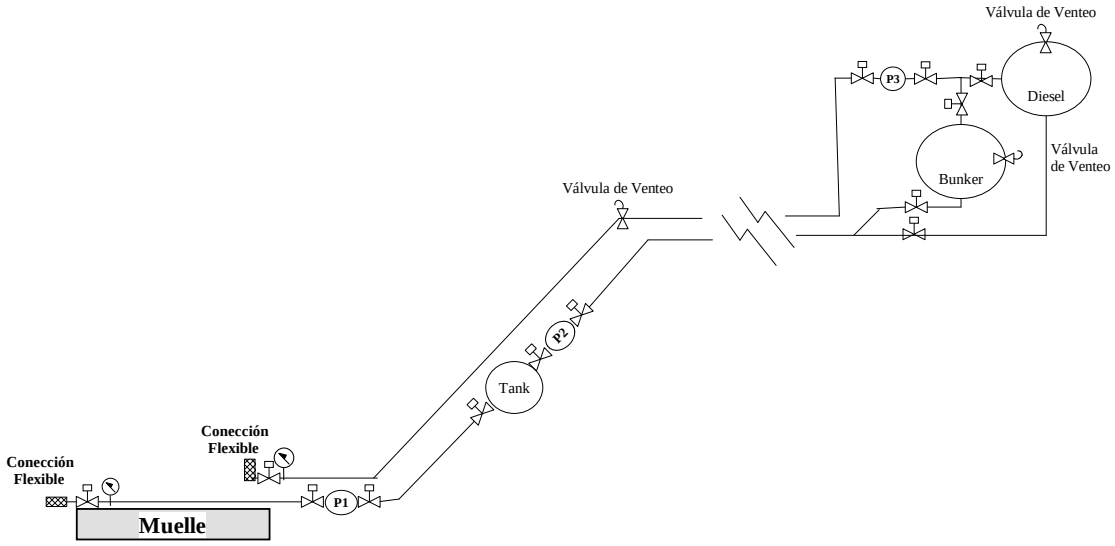

Figura 3.1: Layout sistema de piping de combustible.

Capítulo 4

Consideraciones generales.

En el diseño del sistema de piping y bombeo de los combustibles especificados se ha asumido que las instalaciones portuarias estarán en la zona correspondiente a la IV región. Dicha especificación es relevante a la hora de calcular la potencia hidráulica requerida para transportar los fluidos desde puerto hasta los estanques contenedores. Como las propiedades físicas de este tipo de hidrocarburo cambian con la temperatura de manera notoria, es necesario tener en cuenta este efecto para efectos de diseño. De manera de abarcar las situaciones más desfavorables de operación del abastecimiento de combustible en el puerto que se está diseñando, se establecerá una temperatura mínima de servicio para la cual se tendrá una potencia de bombeo asociada. Esta potencia será con la cual se seleccionará la bomba. La instalación portuaria que se asume en la IV región estará expuesta a temperaturas mínimas de 6 grados Celsius (18).

Capítulo 5

Pérdidas de presión.

Considerando el layout propuesto anteriormente se determinan las pérdidas de carga a través de la línea.

5.1. Pérdidas por Singularidades y Continuas.

En la instalación se tienen dos líneas. Cada una tiene a cargo la carga y descarga de combustible respectivamente y por lo tanto las configuraciones de diámetros y potencias de bombeo serán distintas, así como los caudales y velocidades del fluido, con lo cual es necesario un análisis por separado de las condiciones de operación de cada línea.

5.1.1. Carga desde barco a estanques almacenamiento

Las singularidades observadas en las líneas que conducen el fluido desde el barco que abastece el puerto de combustible son aproximadamente iguales para la línea del combustible Bunker C y el combustible Diesel No 2. Existe una pequeña diferencia que está asociada a variaciones mínimas de las instalaciones producto del layout de la instalación.

A continuación se presentan las singularidades contabilizadas para cada una de las líneas, identificando cada una de estas y su multiplicidad. Además aparece especificado las pérdidas en los tramos de aspirado y de impulso de la línea de piping.

Tabla 5.1: Carga combustible Bunker C desde barco a fuel farm.

Aspirado	Num	k	k Total	Impulso	Num	k	k Total
Conexión flexible	1	0.4	0.4	Conexión flexible	1	0.3	0.3
Codo 90	1	0.25	0.25	Codo 90	3	0.25	0.75
Codo 45	3	0.18	0.54	Codo 45	4	0.18	0.72
Válvula bola	2	0.04	0.08	Válvula bola	3	0.04	0.12
Expansión	1	1.2	1.2	Contracción	1	0.54	0.54
				Expansión Estanque	1	1	1
Total			2.466	**Total**			3.43

Tabla 5.2: Carga combustible Diesel desde barco a fuel farm.

Aspirado	Num	k	k Total	Impulso	Num	k	k Total
Conexión flexible	1	0.4	0.4	Tee	1	0.3	0.3
Codo 90	1	0.25	0.25	Codo 90	3	0.25	0.75
Codo 45	3	0.18	0.54	Codo 45	4	0.18	0.72
Válvula bola	2	0.04	0.04	Válvula bola	3	0.04	0.12
Expansión	1	1.2	1.2	Contracción	1	0.54	0.54
				Expansión Estanque	1	1	1
Total			2.426	**Total**			3.43

En las pérdidas aparece una por cambios de sección, dado porque los diámetros de las bombas seleccionadas no concuerdan con los diámetros del sistema de piping de la instalación. En este caso se tiene que el diámetro de paso de la bomba es mayor que el diámetro interno de la línea de piping por lo tanto se produce una expansión y una contracción.

5.1.2. Descarga desde estanques almacenamiento a barco

En este caso no se difiere mayormente en los valores medidos ni en las singularidades encontradas a lo largo de la línea de cada uno de los combustibles transportados. Igualmente se tienen pequeñas variaciones en los coeficientes, que están dados, como ya se explico anteriormente, por pequeñas variaciones en la disposición del piping.

Tabla 5.3: Descarga combustible Bunker C desde fuel farm del puerto a barco auxiliar.

Aspirado	Num	k	Total	Impulso	Num	k	Total
Contracción estanque	1	0.5	0.5	Contracción	1	0.09	0.09
Válvula bola	1	0.04	0.04	Codo 90	5	0.25	1.25
Tee en 90	1	0.75	0.75	Codo 45	7	0.18	1.26
Expansión	1	0.1	0.1	Válvula bola	1	0.04	0.04
				Conexión flexible	1	0.4	0.4
Total			0.75	**Total**			3.04

Tabla 5.4: Descarga combustible Diesel desde fuel farm del puerto a barco auxiliar.

Aspirado	Num	k	Total	Impulso	Num	k	Total
Contracción estanque	1	0.5	0.5	Bifurcación (wye)	1	0.5	0.5
Válvula bola	1	0.04	0.04	Codo 90	5	0.25	1.25
Tee en 180	1	0.3	0.3	Codo 45	7	0.18	1.26
Expansión	1	0.1	0.1	Válvula bola	1	0.04	0.04
				Conexión flexible	1	0.4	0.4
Total			0.84	**Total**			3.45

De manera análoga tal como se aprecio en el caso de carga hacia los estanques se tienen cambios de sección en la bomba, nada más que en este caso que el diámetro de paso de la bomba es menor que el diámetro interno de la línea de piping por lo tanto se produce una contracción y una expansión.

Finalmente cuando se tiene los coeficientes asociados a las singularidades presentes en las líneas, se procede a obtener un coeficiente total de singularidades, que en este caso por presentarse solo singularidades en serie, entonces el coeficiente total que domina las pérdidas por singularidades será simplemente la suma de las singularidades identificadas. Con este valor k total se calculan las pérdidas de carga por singularidades, las cuales son proporcionales a la energía cinética que el fluido adquiere y la constante de proporcionalidad en este caso en el valor k total calculado en las tablas 6.1, 5.2,5.3 y 5.4. El cálculo de pérdidas se realiza con la siguiente ecuación:

$$H_f = f * \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$$

Donde L es el largo de las líneas y D es el diámetro interno de la tubería.

En ambos casos, como en todo sistema de piping se tienen pérdidas asociadas al roce del fluido

con las paredes internas de las tuberías. En este caso se tienen dos valores para las pérdidas. Uno para las la línea de carga de combustible y otro para la descarga.

Los cuales tienen diferencias mínimas entre uno y otro combustible dado a que el largo total de las líneas para cada tipo de combustible varía alrededor de 10[m] a 20[m].

La ecuación con la cual se obtiene el valor del coeficiente de fricción f es la conocida ecuación Swamee, la cual además es comparada con la ecuación de Colebrook. Con este coeficiente, además de la rugosidad de la tubería, el diámetro y Re se tienen los datos para obtener las pérdidas por fricción.

La expresión para calcular las pérdidas por rugosidad con las paredes internas de las líneas en función del parámetro f y las condiciones de operación es la que se muestra a continuación:

$$H_k = k\frac{v^2}{2g}$$

Capítulo 6

Cálculo potencia hidráulica requerida

Considerando los antecedentes ya expuestos se procede a determinar cuáles son las condiciones de operación del fluido, como la presión y velocidad, además de la potencia necesaria para mover el fluido de trabajo tal como se ha especificado. Para esto se debe seleccionar un diámetro de tubería acorde con los resultados.

A partir de las normas API (2) se obtienen una serie de diámetros comercialmente disponibles y con los cuales se puede trabajar. Algunos de estos diámetros se muestran a continuación con 0,489[m] el diámetro interno de tubería más grande disponible en el mercado.

Tabla 6.1: Diámetros disponibles en el mercado, según normas API.

D nom[in]	D int[m]
3	0.0779
3.5	0.0902
4	0.1023
5	0.1027
6	0.1281
8	0.1541
8	0.2051
10	0.2545
10	0.2575
10	0.2589
12	0.3049
12	0.3071
14D	0.3366
16D	0.3874
18D	0.438
20D	0.489

La manera de encontrar aquel diámetro que, para las condiciones del puerto diseñado, tenga mayor desempeño es tomando los caudales de predefinidos según los tiempos de carga y descarga y mediante estos calcular la velocidad media del fluido. Ya con estos datos se pueden realizar todos los cálculos pertinentes y determinar la altura equivalente del sistema, considerando desniveles, pérdidas, etc. Para efectos de diseño se harán los cálculos a partir de unos de los combustibles. Este será el Bunker C, el cual es el que genera más solicitaciones al sistema de piping y bombeo. Los resultados obtenidos para este combustible se muestran a continuación:

6.1. Carga de combustible

En la carga de combustible, para los distintos diámetros se tendrán potencias distintas, que en la figura 6.1 se muestran y explicitan cómo evolucionan crecientemente a medida que disminuye el diámetro. Esto se debe fundamentalmente a que las pérdidas se incrementan a menores diámetros y por ejemplo, si se divide a la mitad el diámetro las pérdidas aumentan 4 veces. Esto debido a que las pérdidas están en función del cuadrado de la velocidad.

Los cálculos de las potencias requeridas para hacer ascender el fluido del barco al fuel farm consisten en determinar la altura neta por el desnivel y luego la altura equivalente que hay que vencer producto de dos efectos (ya explicado anteriormente). Los fenómenos que aparecen son la perdida de carga producida por la rugosidad de las paredes internas de las líneas y las pérdidas de carga de las singularidades o pérdidas localizadas por las que, cuando el fluido pasa, se pierde un porcentaje de energía debido a circunstancias particulares, como un estrechamiento, expansiones, un cambio de dirección, la presencia de una válvula, etc.

Las expresiones que permiten obtener la potencia requerida para vencer los eventos anteriores se muestran a continuación:

Primero se determina el desnivel dado por el layout, la geografía y dimensiones de estanques.

$$H = 40[m] + 20[m] = 60[m]$$

Luego se obtienen las pérdidas por rugosidad tal como se explico anteriormente. Las cuales quedan expresadas en unidades de metros (energía para elevar el fluido con esa distancia de altura).

$$H_f = f * \frac{L}{D}\frac{v^2}{2g}$$

Finalmente se obtienen las perdidas por singularidades.

$$H_k = k\frac{v^2}{2g}$$

La suma de todas estas pérdidas se genera una altura (H_m) equivalente que la(s) bomba(s) tendrá(n) que ser capaz de vencer.

A partir de este valor se obtiene la potencia con la fórmula:

$$N_e = \frac{\gamma Q H_m}{75\eta}[hp]$$

ó

$$N_e = \frac{\gamma Q H_m}{102\eta}[kW]$$

Con γ es el peso especifico en $[N/m^3]$, Q el caudal en $m^3/s]$ y η la eficiencia de la bomba.

Con todo lo anterior se genera la curva de Potencia v/s Diámetro de línea (figuras 6.1 y 6.2).

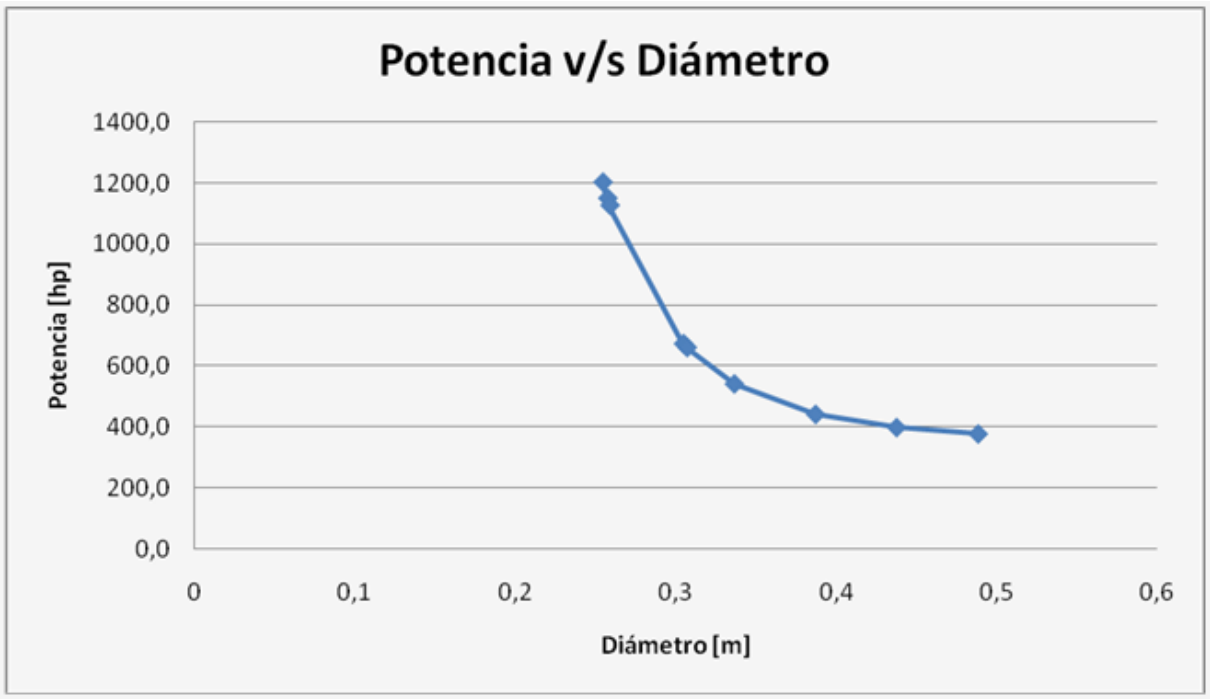

Figura 6.1: Potencia necesaria para cada diámetro disponible en el mercado en la carga.

Para la carga de combustible entonces conviene seleccionar el diámetro de mayor tamaño ya que este necesita la menor potencia, permitiendo tener un sistema que ahorre energía al ahorrarse las perdidas en las líneas. El diámetro seleccionado para la carga de combustible es di=0,489[m].

6.2. Descarga de combustible

En la descarga de combustible, para los distintos diámetros se tendrán igualmente potencias distintas, que en la figura 6.2. se muestran y explicitan cómo evolucionan crecientemente a medida que disminuye el diámetro. En este caso se producen ´´potencias negativas´´, esto indica que para ciertos diámetros el fluido no necesita de una fuerza motriz para recorrer las líneas. El procedimiento de cálculo es el mismo que se mostró para la descarga.

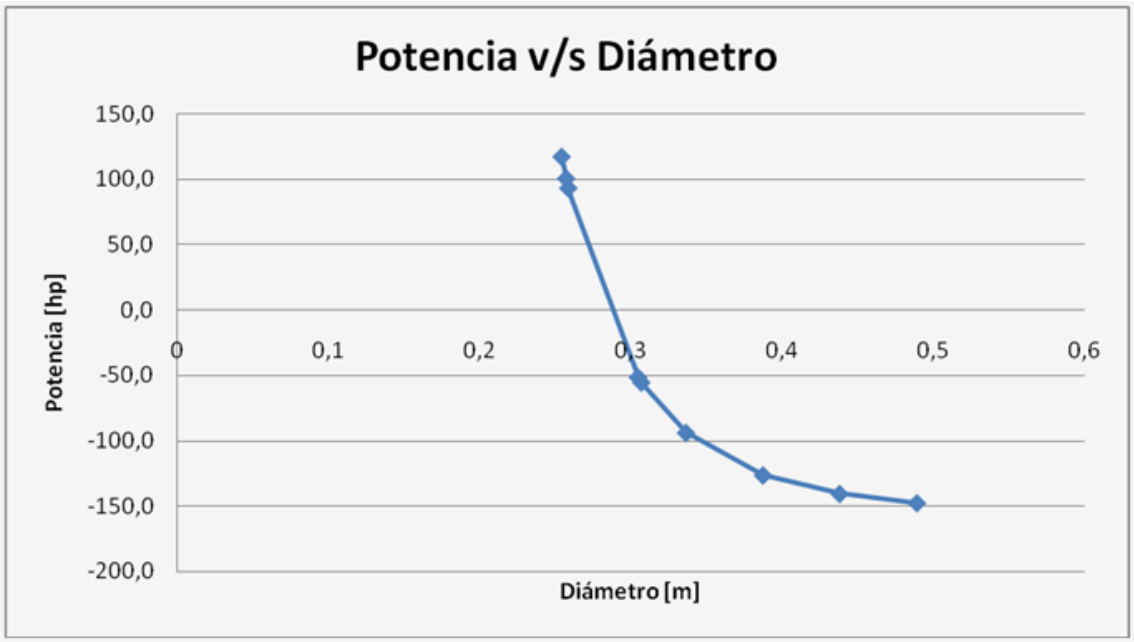

Figura 6.2: Potencia necesaria para cada diámetro disponible en el mercado en la descarga.

En este caso se selecciona el primer diámetro que implica no tener una unidad que le entregue potencia al fluidos para realizar la descarga de combustible, el sistema por lo tanto se sustentará solamente con el efecto gravitacional, con el cual el fluido es succionado desde los estanques principales producto de la caída del fluidos aguas abajo. Por lo tanto el diámetro seleccionado en este caso es di=0,3049 [m] el cual implica que para controlar el fluido dentro del caudal de diseño se tiene que producir una pérdida de 51,2[hp] producto de algún sistema de cierre válvulas a lo largo de la línea.

6.3. Velocidad media de fluido

Como en toda aplicación de piping se debe tener cuidado en la velocidad que se produce en la línea, bajo ciertos criterios el fluido no debe superar un limite de velocidad impuesto.

En ambas líneas de este sistema de bombeo de combustible se debe tener cuidado con que la velocidad del fluido no exceda el mínimo de velocidad para que este fluido comience un régimen turbulento.

El número Reynols que hace que este fluido entre en régimen turbulento según el diagrama de

Moody, con las propiedades de estos combustibles, es para valores mayores a 10^4 (vel. media de 16,4 [m/s]). En todas las configuraciones posibles de carga y descarga de ambos combustibles el Reynols no supera el valor de referencia, presentando un máximo de 465 (equivalente a 0,8 [m/s]).

Para la línea de carga (barco $\rightarrow$ fuel-farm) y el diámetro seleccionado se genera una velocidad media del fluido de 0,4[m/s] y en la descarga (fuel-farm $\rightarrow$ barco) se genera una velocidad de 0,8[m/s]. En ambos casos, como se mencionó anteriormente, se está dentro de los limites de velocidades que no generan flujos turbulentos.

Capítulo 7

Selección de Bombas.

Para realizar el bombeo se debe seleccionar la bomba que trabaje dentro de los rangos que el sistema de piping necesita y que además trabaje dentro de los rangos de eficiencia máxima.

7.1. Condiciones de operación de la bomba.

Tabla 7.1: Resultados para descarga de combustible.

Descarga combustible	
Caudal	300 $[m^3/\text{hr}]$
di	0.489 [m]
V	0.4 [m/s]
H	60 [m]
H_f	4.7 [m]
H_k	0.15 [m]
Hm	64.85 [m]

En este caso se tiene un alto caudal y una alta presión, lo cual dificultaría la selección de una sola bomba para realizar el trabajo (considerando el catálogo que estamos utilizando). Se tiene claro que actualmente se dispone de bombas que pueden cubrir las solicitaciones que aparecen en la tabla **??** pero dado que se está utilizando un catálogo de bombas proporcionado por el cuerpo docente, el cual contiene curvas de rendimiento de bombas de rango medio las cuales serán utilizadas en este trabajo. Es importante destacar que el objetivo de este trabajo es desarrollar herramientas de análisis y dar una solución adecuada a un problema de ingeniería, desde este puto de vista resulta un tanto irrelevante el tipo de catálogo que se utilice. En una situación de diseño real se contara con catálogos propios de la empresa en la cual se esté trabajando o se encargará un catálogo de alguna marca de bombas

específicas. Teniendo claro que la metodología que se aplica en este trabajo es la misma dado un catálogo determinado se ha decidido no invertir mucho tiempo en la búsqueda de un catálogo especifico, sino que se toma un catalogó facilitado por el cuerpo docente del Dimec y trabajar a partir de este.

Tabla 7.2: Resultados para carga de combustible.

Carga combustible	
Caudal	249 $[m^3/\text{hr}]$
di	0.3049 [m]
V	0.8 [m/s]
H	60 [m]
H_f	39.8 [m]
H_k	0.2 [m]
Hm	0 [m]

Además se debe entregar la curva de operación del sistema, la cual entrega como varía la altura equivalente del sistema a medida que se varía el caudal, tomando el diámetro seleccionado en la sección anterior.

7.1.1. Curva para la carga de combustible.

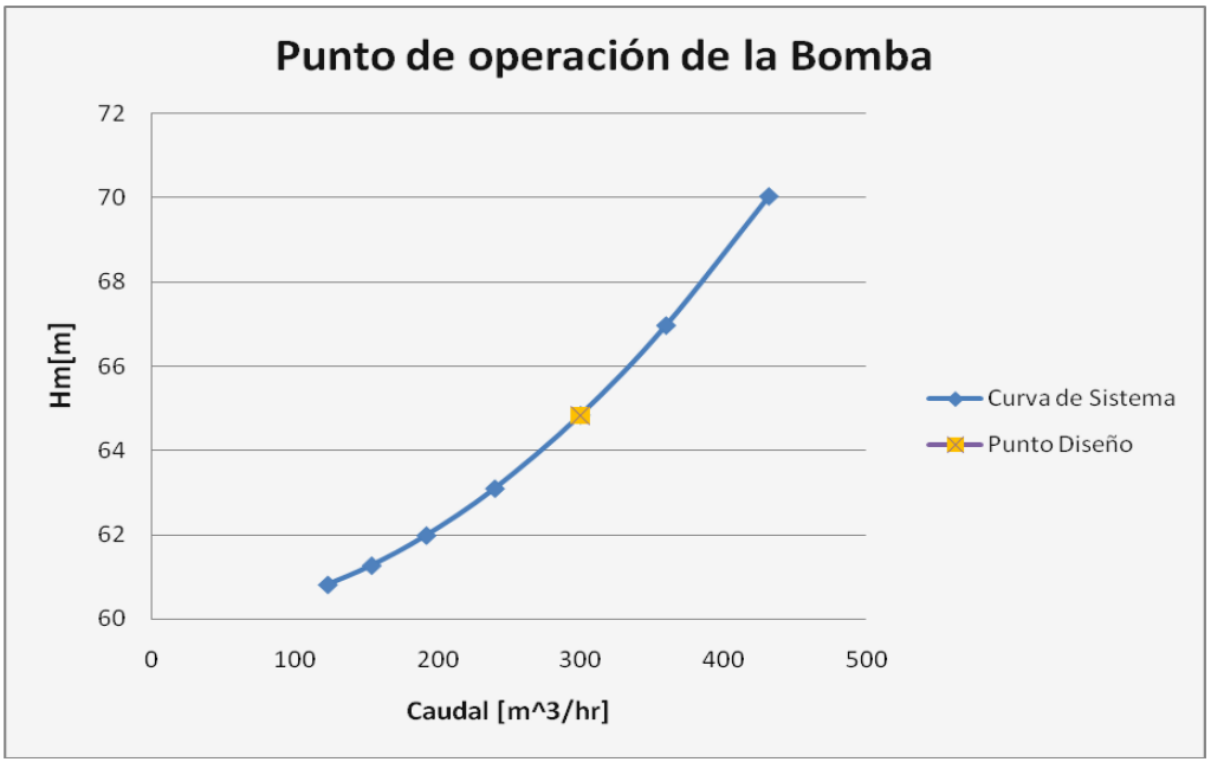

Figura 7.1: Curva de sistema para carga con un diámetro di=0,489 [m].

7.1.2. Curva para la descarga de combustible

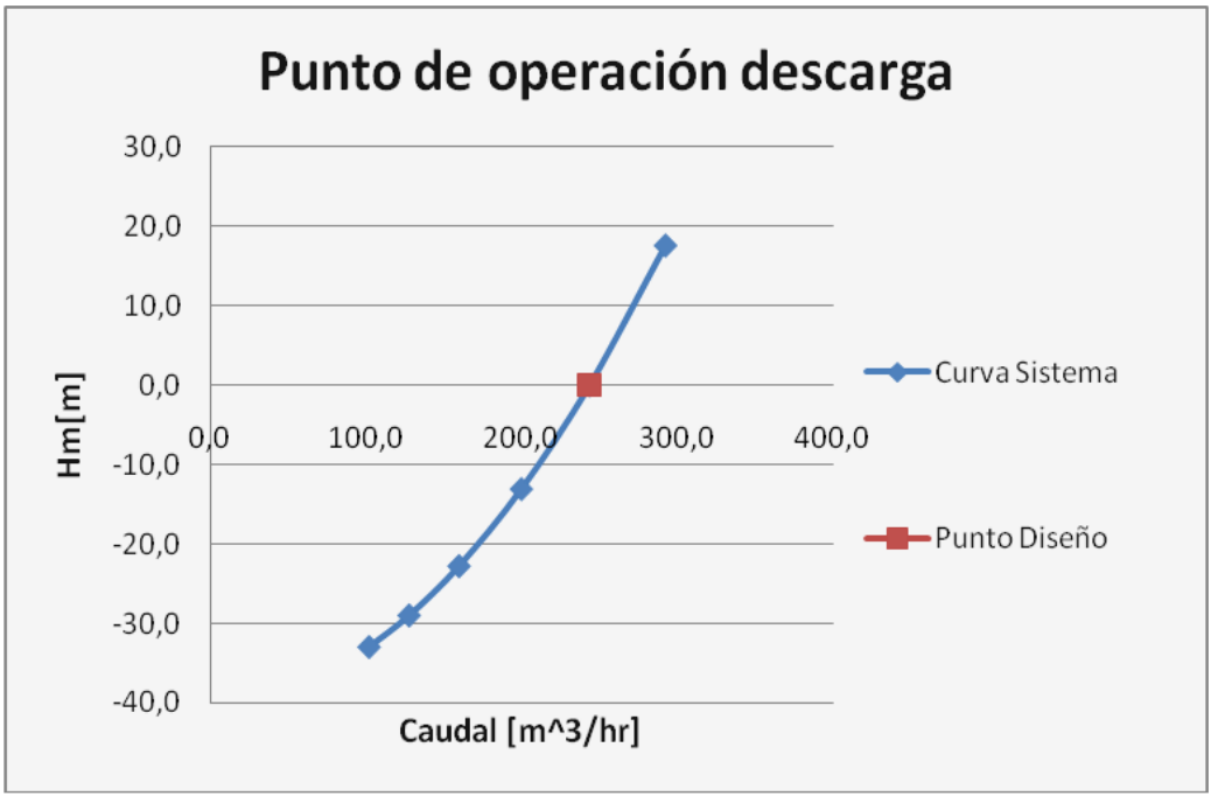

Figura 7.2: Curva de sistema para descarga con un diámetro di= 0,3049 [m].

Es evidente en este caso que la potencia requerida para la conducción del fluido desde los estanques principales hasta el muelle de puerto es cero, es decir que el fluido baja por sí solo, sin la ayuda de algún sistema motriz que le aporte energía. El tiempo de descarga para este caso (1,6[hr]) es menor al tiempo de definido en un comienzo (2[hr]) si se hace que el sistema baje por si solo, con lo cual se cumple la condición inicial de descarga. Para hacer que el volumen de diseño de descarga de 400m3 baje en mas de 1,6[hr] se necesitan crear pérdidas en la línea, por ejemplo para hacer que el volumen determinado originalmente baje en 2[hr] la potencia disipada en perdidas debe ser equivalentes a 51,2[hp] u 85,4[kw].

7.2. Selección de bomba.

Tomando en consideración el catálogo de bombas de la marca Calpeda se tiene un tipo de bombas que se ajusta de buena forma a las condiciones expuestas enteriormente. Es importante destacar que se podría utilizar otro catálogo, pero dado que este trabajo tiene un objetivo netamente académico no se define un criterio, a priori, para utilizar algún otro de los muchos catálogos de bombas que hay en el mercado.

Un gráfico (figura 7.3) proporcionado por el fabricante de bombas muestra las zonas de trabajo de los distintos modelos de bombas (de tipo centrífuga).

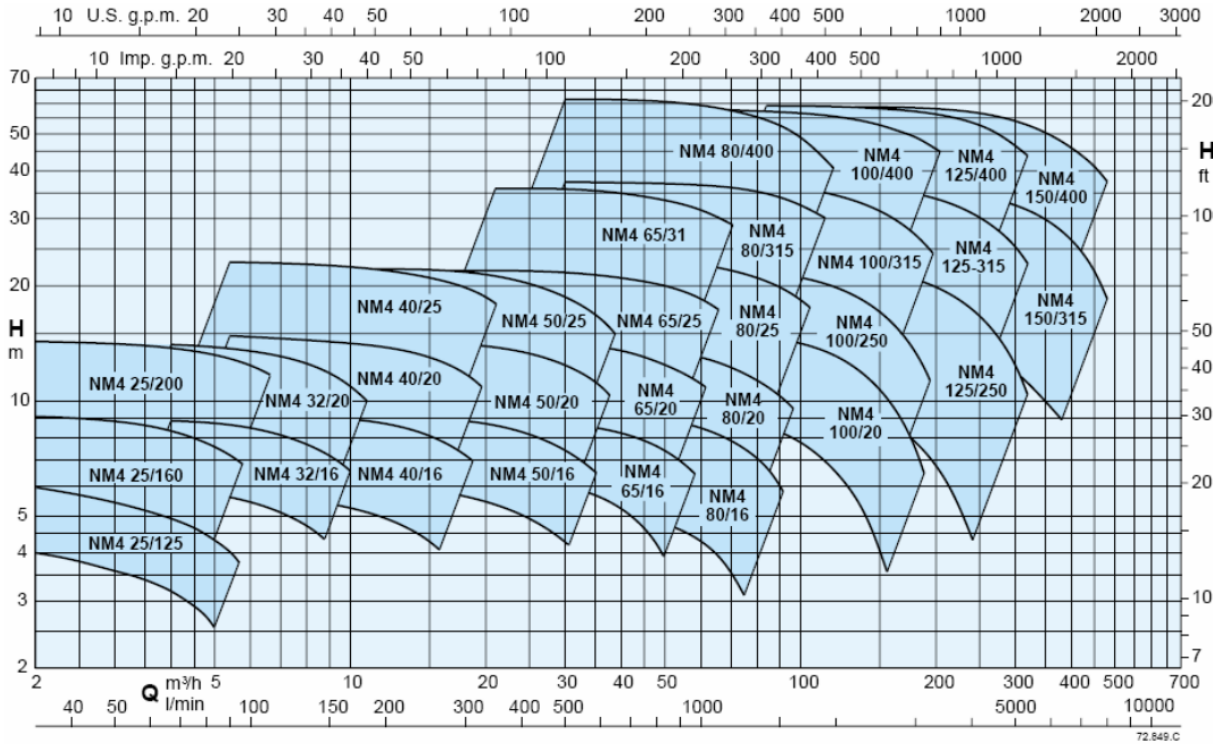

Figura 7.3: Zonas de operación recomendadas de las bombas centrífugas de la marca Calpeda.

Se identifican dos bombas que abarcan las condiciones que se necesitan para el bombeo de combustible en el puerto.

7.2.1. Operación bomba Carga combustible (CALPEDA modelo NM4 250/315)

Para la carga de combustible desde el barco que trae los combustibles a los estanques del puerto, se selecciona la bomba NM4 150/315. Con la cual se obtienen el punto de operación que muestra la figura 7.4. En este sistema se debe configurar dos bombas en serie para que puedan proporcionar el gran caudal que se necesita a la altura equivalente del sistema, el cual no puede ser proporcionado por una sola bomba (del catálogo con el que se ha trabajado en este trabajo). En la figura 7.4 se puede ver que el punto de diseño calza casi perfectamente con la intersección de las curvas de la bomba y la de sistema de piping lo cual es un resultado muy deseado.

Esta bomba funcionaria en una zona de trabajo con un rendimiento del 81 %, que es el rendimiento máximo que el fabricante especifica en sus catálogos.

La potencia de cada bomba en este caso es de 189 [hp].

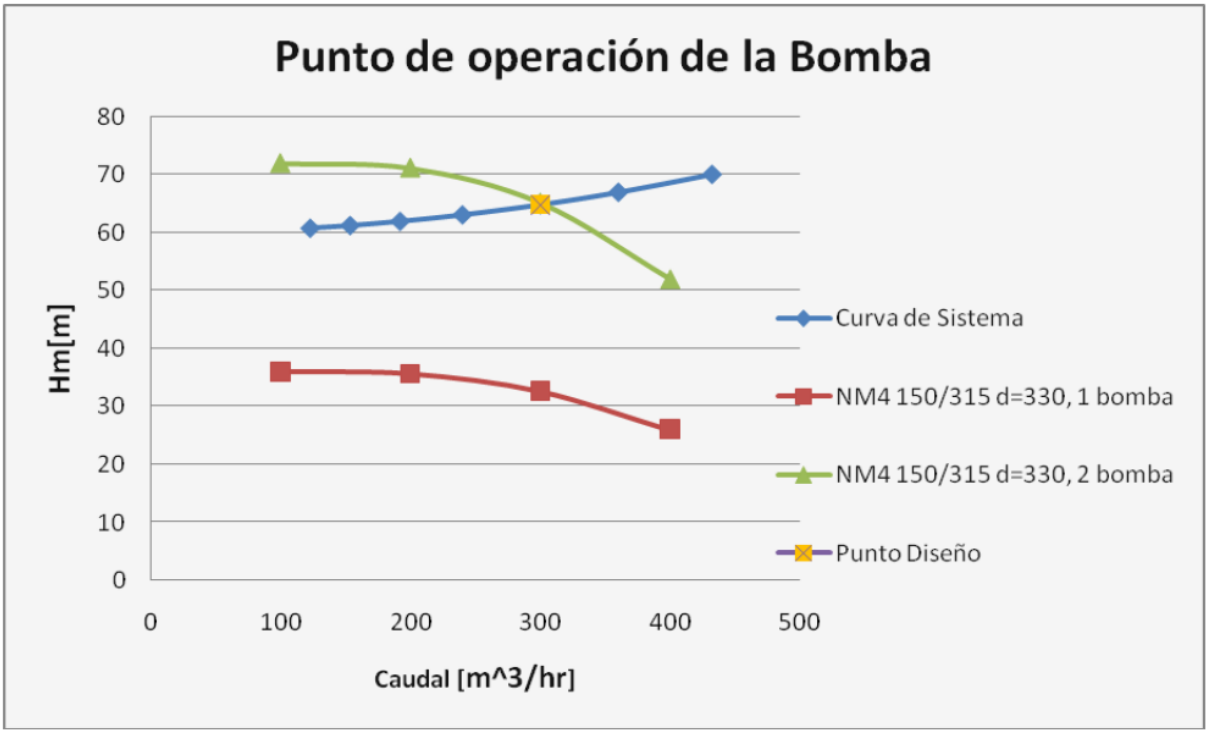

Figura 7.4: Punto de operación de la bomba con la curva funcionamiento de la bomba y curva del sistema de piping del puerto.

Un punto a considerar es la disposición de las bombas en serie en el layout del pipeline. De manera simple se ha definido que la separación de las bombas será la cual haga que cada bomba trabaje dentro

de sus rangos normales de trabajo. Es decir donde cada bomba "levante" el fluido a la altura a la cual bombea el caudal de diseño especificado en la Tabla 7.1. Se determina que la ubicación de la segunda bomba y estanque de reserva estarán como se muestra en la figura 7.5. Con este caudal de 300 [m3/hr] la bomba tiene de una capacidad de Hm= 32 [m].

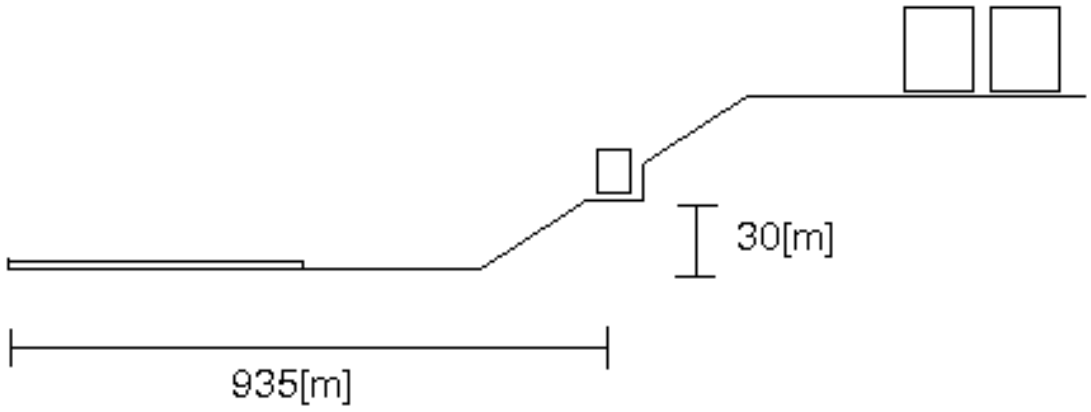

Figura 7.5: Esquema de segunda bomba y estanque de reserva.

Para la situación anteriormente descrita, la bomba de la primera etapa se ubica en la zona del borde costero, junto al muelle. Se deberá evaluar la interferencia con otras instalaciones del puerto para la ubicación definitiva pero ello no implicará grandes variaciones en su posición.

Desde este punto la bomba deberá percibir un Hm=32[m] incluyendo las perdidas y el desnivel entre su propia posición y el lugar donde estará el estanque que actúa como "buffer" del flujo de combustible el cual absorbe posibles variaciones de caudal que, de no haber estanque, harían que la bomba para la segunda etapa no funcione correctamente.

Desde este estanque la bomba de la segunda etapa actuará para empujar el combustible hasta los estanques principales. La bomba y estanque auxiliar estarán en la zona inclinada a una altura de 28[m] lo cual corresponde a un largo de línea, desde la bomba de la primera etapa, de 932[m]. En este esquema la bomba cumple con las condiciones para operar en el rango de mayor eficiencia.

El estanque auxiliar se dimensiona para poder almacenar una cantidad de combustible en un caso

de variación de 10 % del caudal entre las bombas durante 20 [min]. Esto equivale a un volumen de 10 [m3]. Para esta situación el estanque debe ser de 2,5 [m] de diámetro interno y 2[m] de largo.

La Segunda etapa de bombeo debe vencer una altura relativa de 11[m] que mantiene con los estanques principales de almacenamiento y las perdidas a los largo del resto de línea. Con esto la segunda bomba percibe un Hm=32,9[m] lo cual está dentro de los rangos de funcionamiento para entregar 300[m3/hr] pero que está por sobre el valor de Hm obtenido para la primera bomba (con una diferencia de 1[m]). Esto produce que eventualmente la bomba de la primera etapa entregue un flujo con una leve presión a la entrada de la segunda bomba, esto que hará que finalmente las bombas actúen bajo un régimen similar, autoequilibrándose. Es por este motivo que se deja a la segunda bomba un poco más ´´cargada´´ que a primera bomba.

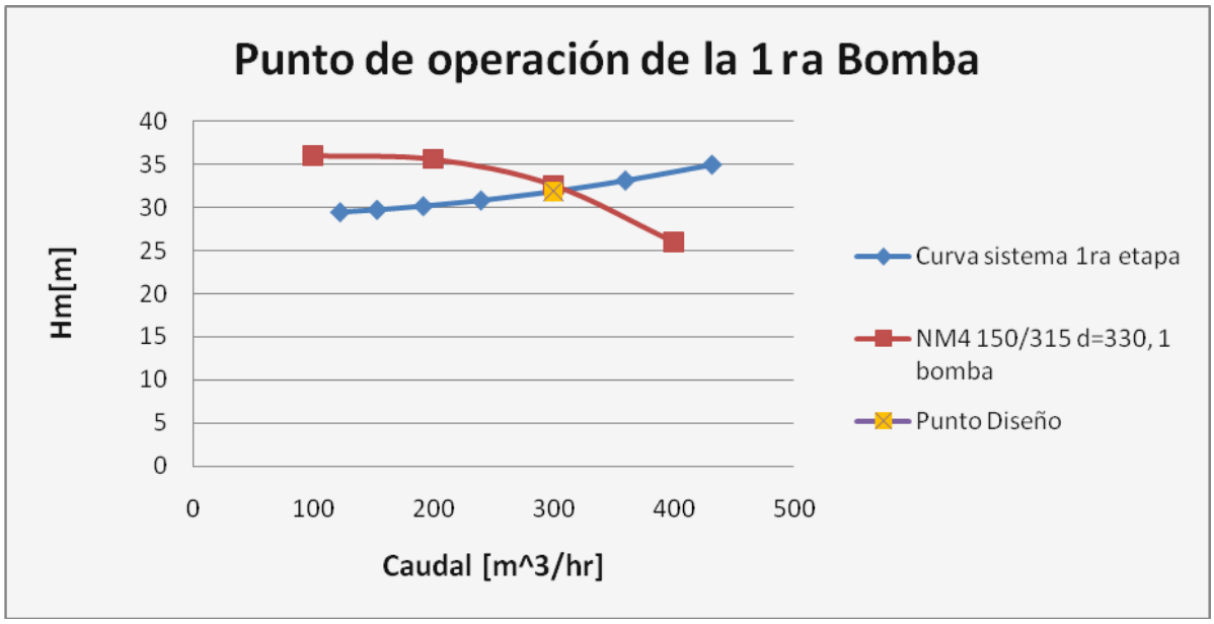

Figura 7.6: Punto de operación bomba de la primera etapa.

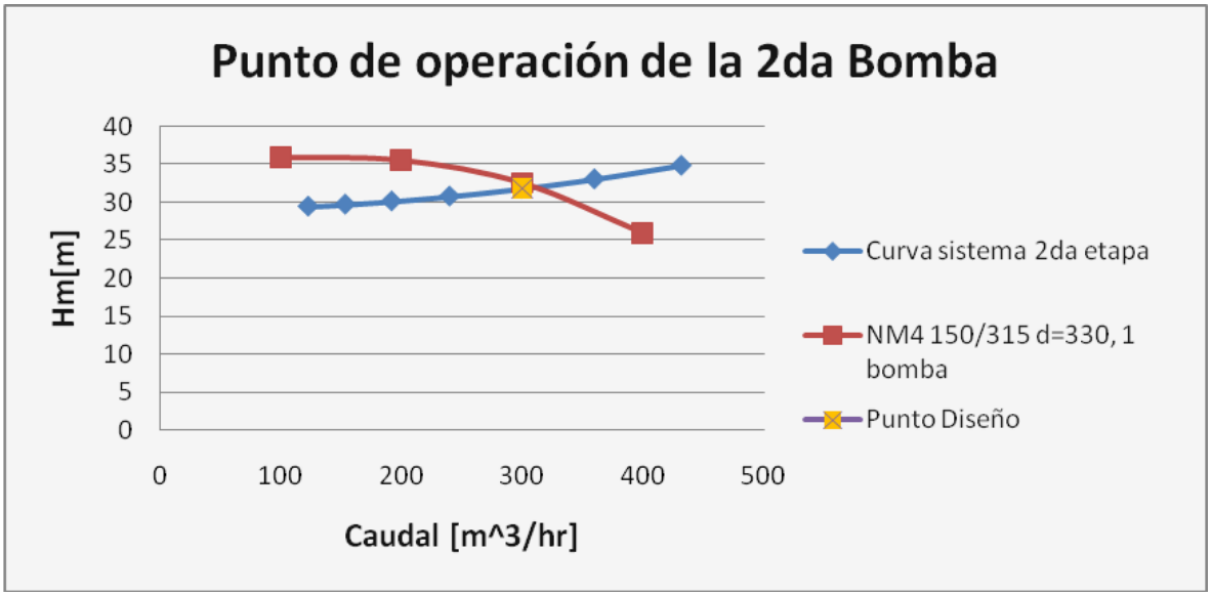

Figura 7.7: Punto de operación bomba de la segunda etapa desde la altura determinada.

Las figuras 7.6 y 7.7 muestran la condición de operación de cada bomba de manera separada.

La curva que el proveedor de bombas tiene para el modelo seleccionado es la que se muestra en la figura 7.8 y es con la cual se hizo el esquema de las figuras 7.6 y 7.7.

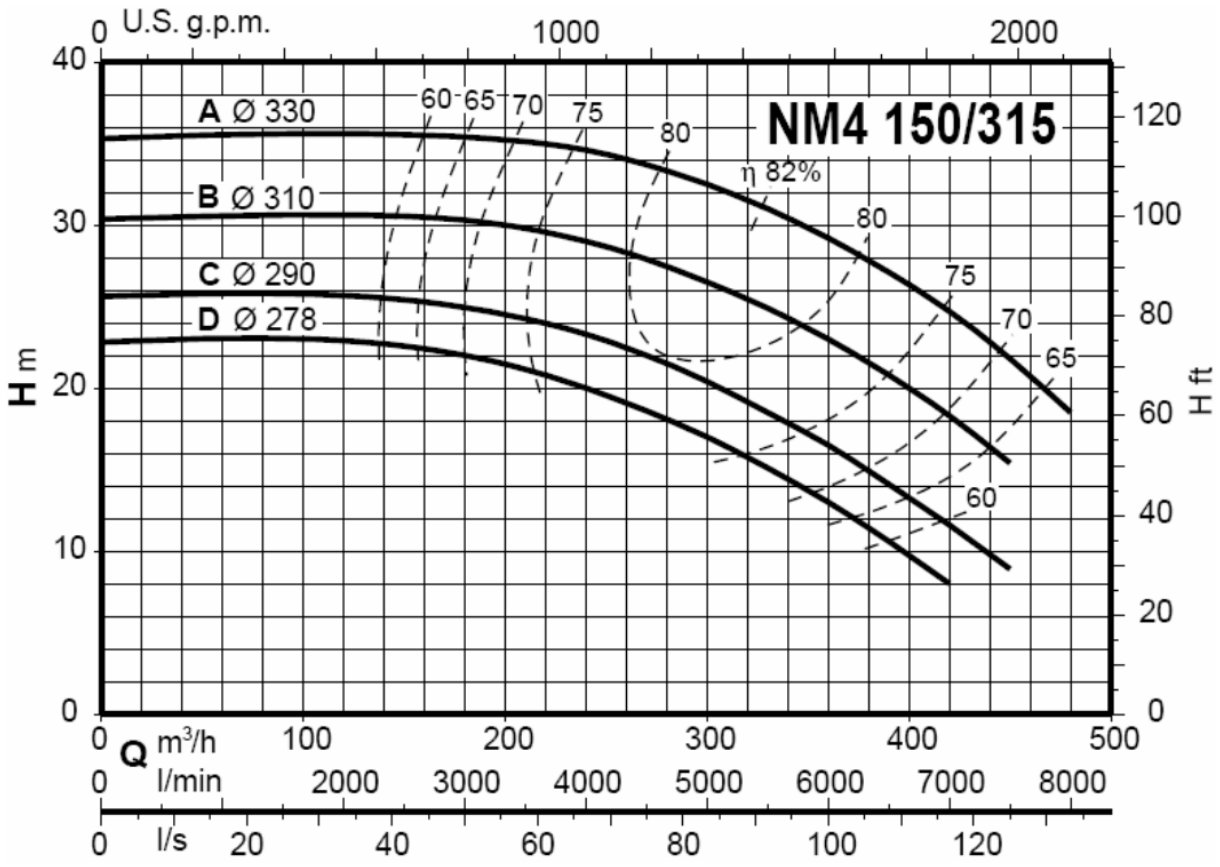

Figura 7.8: Curvas de eficiencia de una bomba CALPEDA modelo NM4 150/315.

A continuación se muestra la figura 7.9 donde áprecia la bomba que NM4 150/315.

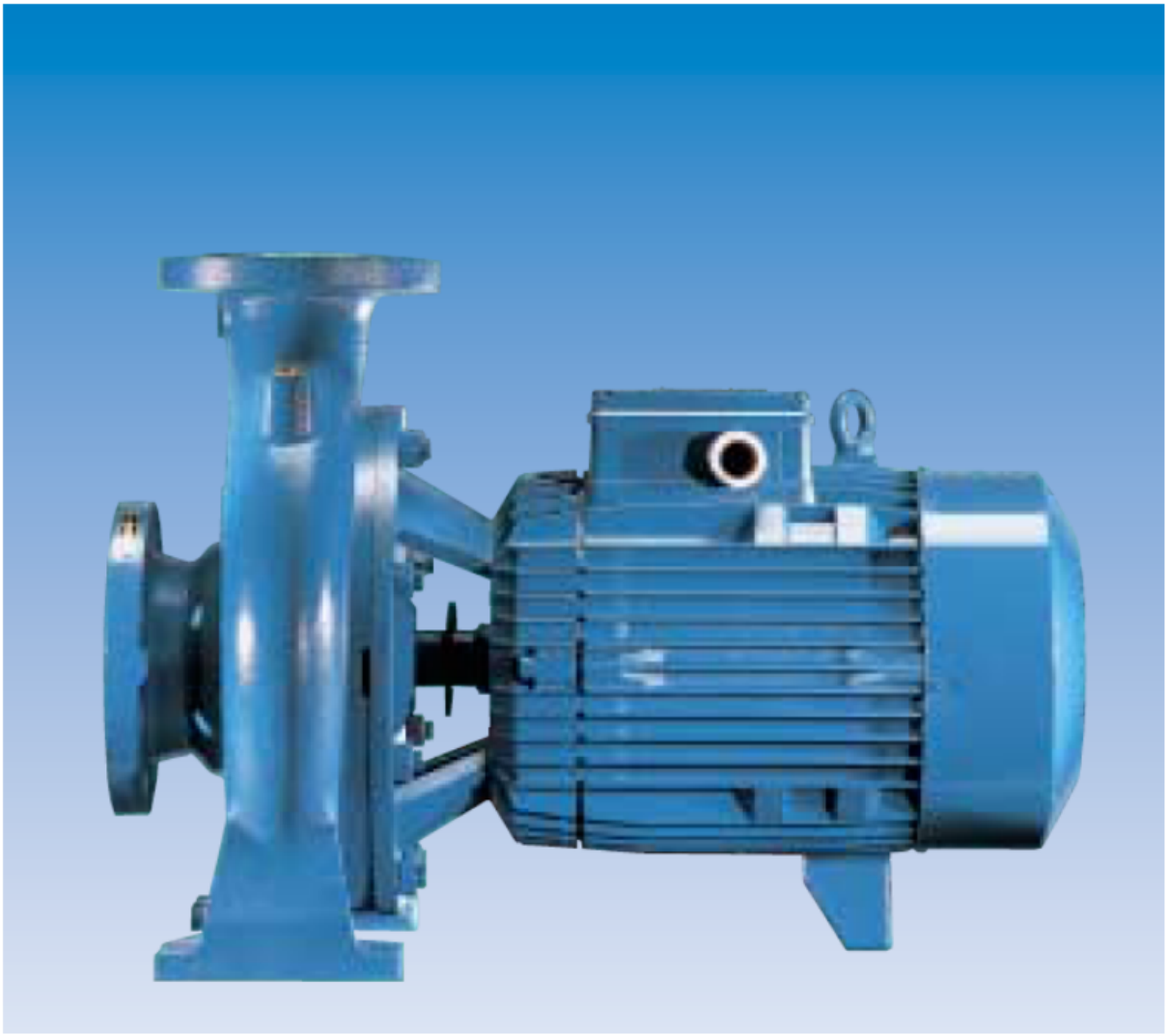

Figura 7.9: Bomba seleccionada para el bombeo de combustible.

7.2.2. Operación descarga combustible.

Para la descarga de combustible desde los estanques del puerto al barco auxiliar, se configura un sistema gravitacional de transporte de fluido. Tal como se explico anteriormente, este sistema se sustenta por la succión que provoca la caída del combustible en la parte inclinada de la zona portuaria. En este esquema no se requiere de un sistema motriz, solamente se requiere de un sistema de válvulas para controlar la caída del fluido.

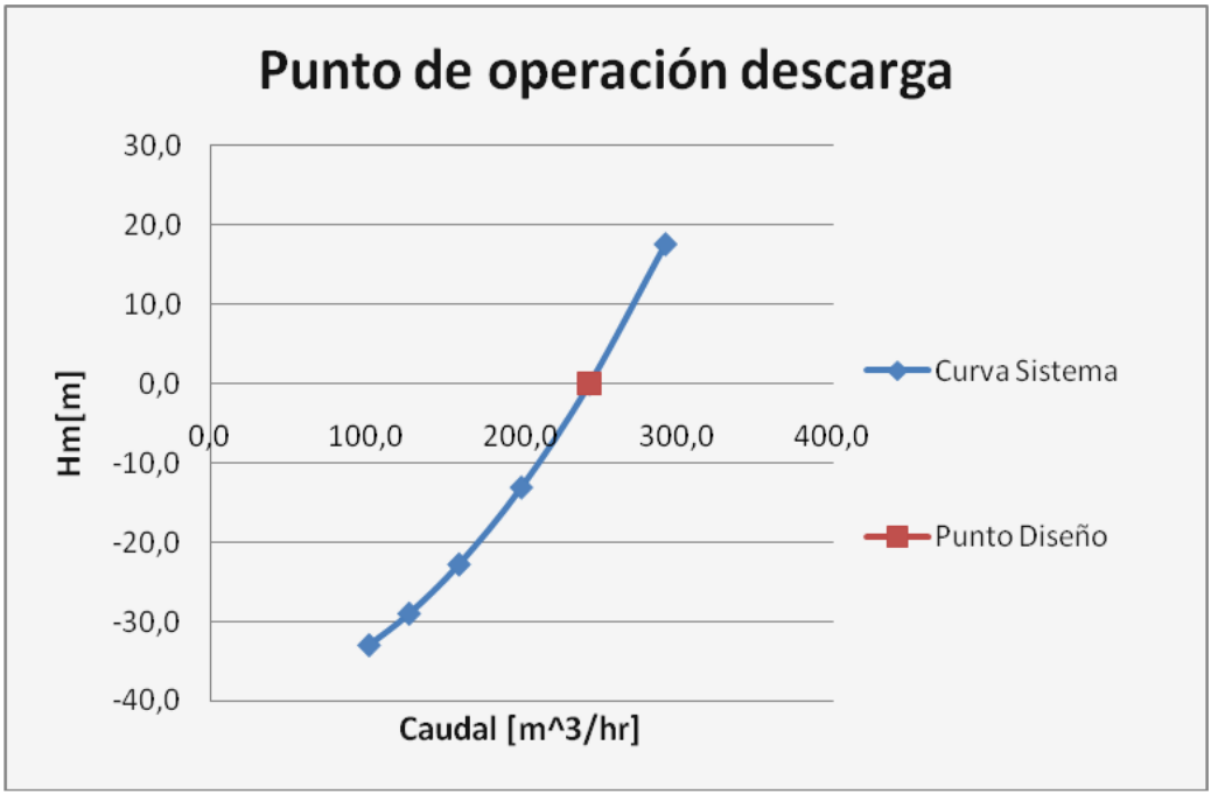

Figura 7.10: Punto de operación del sistema de piping del puerto en bajada.

Consideración sistema Venteo

Este sistema de venteo se debe utilizar para la configuración de descarga de combustible desde los estanques principales hasta el barco en el muelle. Como se determino que la bajada estará comandada por el efecto gravitacional, entonces en el plano inclinado se generará una succión producto de la caída del fluido, el punto crítico en este caso está en la zona más alta de la línea inclinada, aquí la depresión será máxima y la línea estará sometida a cargas muy altas. Con el venteo localizado en este lugar se cancela la depresión generada y deja entrar aire a las líneas, en este diseño se impone que la válvula permita la entrada de aire solo cuando la depresión interna sea mayor que la depresión de diseño de la línea de bajada, esto es aproximadamente -20[psi] y por supuesto no permite la salida de combustible en ningín caso. Esto además previene accidentes por bloqueo de alguna sección aguas arriba del sistema, lo cual generaría posibles deformaciones de las líneas en las zonas de mayor succión (zona superior de la bajada de combustible). Además para permitir que el combatible baje en una etapa inicial, se configura un sistema de venteo principal en los estanques de almacenamientos, como referencia se tienen los

sistemas de Puerto Ventanas los cuales poseen 2[m] de diámetro para venteo. Estos estanques durante el proceso de descarga tendrán una pérdida de volumen considerable, por esta razón se debe instalar una sección de venteo que permita la entrada de aire y con esto evitar la que se genere una depresión poco saludable dentro del estanque. Se debe tener cuidado con evitar que esta sección de venteo no permita la entrada de partículas no deseadas al estanque.

Capítulo 8

Selección Flanges.

Las juntas bridadas se utilizan generalmente para tamaños de tubería mayores de 2 pulgadas. Dado que la tubería utilizada es de 12 y 20 [in] respectivamente, se puede asumir que un elemento de unión como los flanges puede ser una alternativa válida para el proyecto; además, es la solución más empleada en la actualidad. Aunque las juntas bridadas consumen mucho metal, el costo de insumos se compensa con el simple proceso manufacturero que requiere únicamente maquinado de precisión en las caras. Por otro lado, los flanges no imponen tolerancias diametrales importantes en la tubería.

Para determinar el tipo de unión entre las secciones de tubo que se usaran en este sistema de piping de combustible, se debe recurrir a lo que indica la norma internacional que rige el transporte de este tipo de fluidos. La norma que se usa en este caso es la norma ASME 16.3 la cual clasifica la clase de trabajo a la cual las líneas de piping están sometidas. Existe una variedad de clases que se basan en la composición química de los tubos que se utilizan.

Según lo que se indica en el handbook Pump Station Design, se recomienda para el transporte de combustible, líneas hechas de acero ASTM A53 tipo S. Este tipo de acero es un acero de grado A o B.

Para estos aceros se tiene que la composición química de este material se caracteriza por contener los elementos que se indican en la figura 8.1.

ASTM A53

Composition,	Max %	
	Grade A	Grade B & Type F
Carbon	0.25	0.30
Manganese	0.95	1.20
Phosphorus	0.05	0.05
Sulfur	0.045	0.045
Copper	0.40	0.40
Nickel	0.40	0.40
Chromium	0.40	0.40
Molybdenum	0.15	0.15
Vanadium	0.08	0.08

Combination of these elements shall not exceed 1.00%

Figura 8.1: Composición química del acero A53 tipo S, seleccionado para las líneas de piping.

Para el tipo de material de esta tubería, junto a las condiciones de presión que caracterizan al sistema de transporte de combustible, donde no se supera una presión de 60[psi], entonces el subgrupo que corresponde a esta aplicación es el grado 150, el cual contempla es un tipo de flanges que operan en temperaturas entre -20 y 200° F (desde-28° a 93° C) y considera presiones relativas que no superen los 250[psi]. Estas condiciones se ajustan al caso estudiado en este trabajo.

Con esta información acerca de las condiciones de operación del piping propuesto para la aplicación se tienen distintas configuraciones para el flange, las cuales se muestran a continuación.

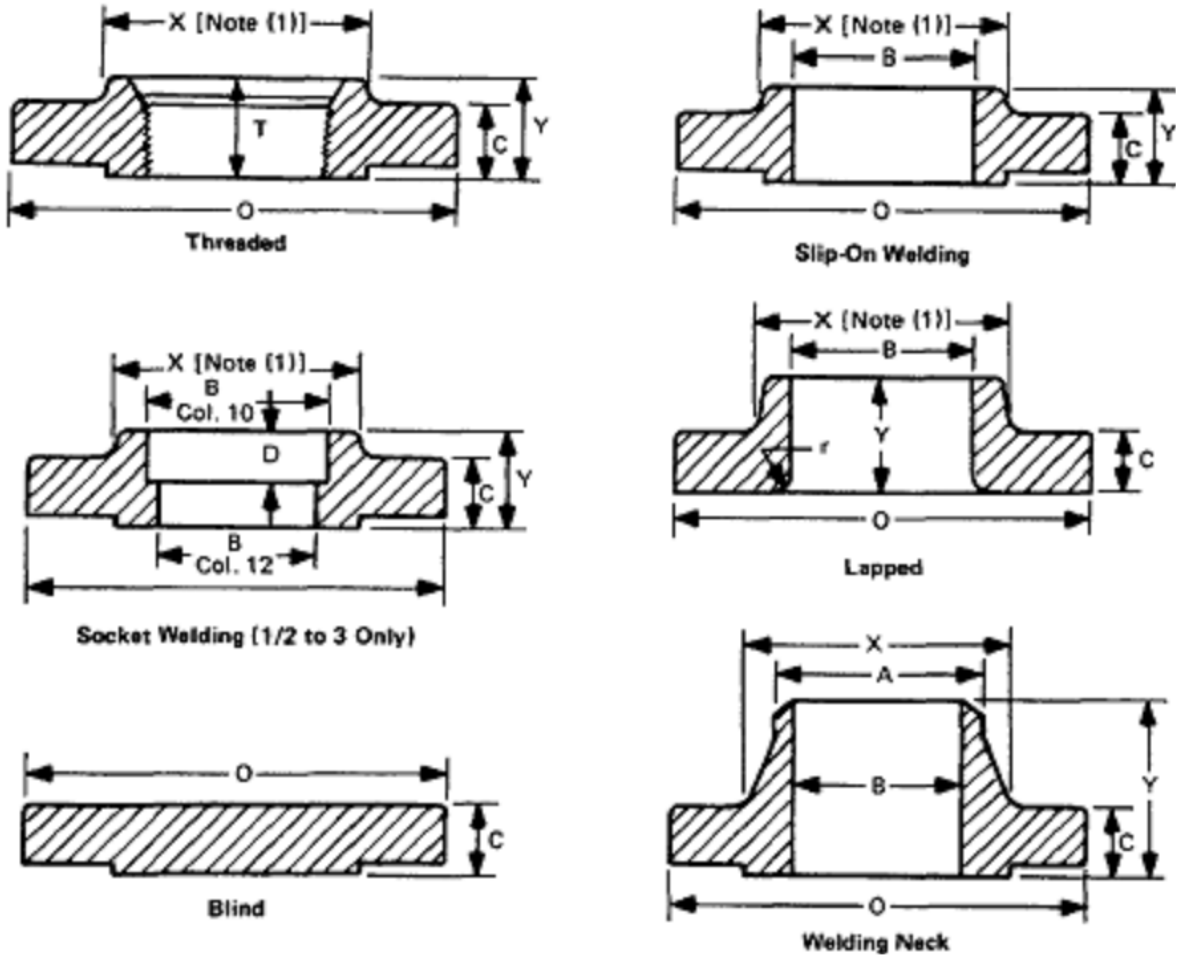

Figura 8.2: Tipos de flanges de la clase 150.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
					Length Through Hub				Bore				
Nominal Pipe Size	Outside Diameter of Flange O	Thickness of Flange [(9)–(11)], Min. C	Diameter of Hub X	Hub Diameter Beginning of Chamfer Welding Neck (12) A	Threaded Slip-On Socket Welding Y	Lapped Y	Welding Neck Y	Thread Length Threaded Flange (13), Min. T	Slip-On Socket Welding, Min. B	Lapped, Min. B	Welding Neck Socket Welding (14) B	Corner Radius of Bore of Lapped Flange and Pipe r	Depth of Socket D
12	19.00	1.25	14.38	12.75	2.19	2.19	4.50	2.19	12.88	12.92	12.00	0.50	...
14	21.00	1.38	15.75	14.00	2.25	3.12	5.00	2.25	14.14	14.18	To be specified by purchaser	0.50	...
16	23.50	1.44	18.00	16.00	2.50	3.44	5.00	2.50	16.16	16.19		0.50	...
18	25.00	1.56	19.88	18.00	2.69	3.81	5.50	2.69	18.18	18.20		0.50	...
20	27.50	1.69	22.00	20.00	2.88	4.06	5.69	2.88	20.20	20.25		0.50	...
24	32.00	1.88	26.12	24.00	3.25	4.38	6.00	3.25	24.25	24.25		0.50	...

Figura 8.3: Dimensiones de flanges para los distintos tipos de la clase 150.

Para esta instalación se ha seleccionado el flange de tipo "slip-on" o de deslizamiento. El criterio de selección para este tipo de unión es que en presenta ventajas en la etapa de montaje de las líneas. Este tipo de flange permite que al momento del ensamblaje el calce de los pernos permita una rotación del flange sin que le aplique una torsión al tubo y adema tiene uniones tan firmes como la tubería con cargas estáticas, pero tienen una resistencia menor a los esfuerzos cíclicos. La ventaja es que evitan la necesidad de orientar las pestañas.. Este tipo de brida elimina los esfuerzos residuales en las líneas y por lo tanto que estas funcionen de manera más holgada y no pre-tensionada.

Para el flange de tipo "slip-on" se deben considerar las dimensiones que aparecen en la tabla anterior. En la tabla aparecen las dimensiones para los dos diámetros con los que se hará el sistema de transporte de combustible.

8.1. Empaquetaduras

Los empaques tienen que resistir la corrosión de los fluidos que se manejan. En general, para los flanges ANSI de clase 300 lb o menos se utilizan empaquetaduras de asbesto comprimidas [400°C máximo]. El tipo de asbesto y metal devanado en espiral se emplea para presiones más altas y servicio a temperaturas más elevadas, caso que no es éste. El material y tipo de empaquetadura elegido será con dicho asbesto y empaquetadura de cara completa respectivamente.

8.2. Pernos en Flanches

En el código ANSI se especifican los requisitos relativos a los pernos para las juntar bridadas. Así como se especifica en el código ANSI 16.5 (6), para unir flanges de acero se requieren pernos de acero de aleación a excepción de las bridas de clase 300 lb o menos, donde se puede utilizar aceros de bajo contenido de carbono, de grado B, ASTM A307 con atornillado externo.

Capítulo 9

Válvulas

Las válvulas y tuberías constituyen la inversión más importante entre los diversos componentes de una planta para procesamiento de hidrocarburos. Por esta razón, la elección de las válvulas debe requerir una evaluación y un cuidado especial. Debe tomarse en cuenta, como mínimo, las siguientes características básicas: tipo de válvula, función, materiales de construcción, capacidades de presión y temperatura, material de empaquetadura y juntas.

9.1. Tipo de válvula

El tipo de válvula dependerá de la función que debe efectuar, sea de cierre (bloqueo), estrangulación o para impedir flujo inverso. Estas funciones se deben determinar después de un estudio cuidadoso de las necesidades de la unidad y los sistemas para los cuales se destina la válvula.

En el caso de la instalación petrolera del puerto, la mayoría de las válvulas deben tener como función bloquear el paso cuando se estime conveniente. Por ejemplo, en el muelle se necesita una válvula que se abra una vez la conexión entre la manguera conectada al barco se efectúe con total seguridad. Por otro lado, antes de la primera bomba se debe colocar un par de válvulas que retenga suficiente volumen de petróleo como para que la succión no se produzca en un entorno de baja presión ocasionada por eventuales vacíos; este escenario puede ser una fuente de generación de cavitación que terminaría, en el mejor de los casos, desgastando apresuradamente la bomba, sin mencionar los eventos catastróficos que se podrían presenciar. De cualquier manera, el par de válvulas cumpliría la función de llenar permanentemente el tramo de succión de la bomba. La primera de estas válvulas tiene como función la prevención de flujo inverso, mientras que la segunda el bloqueo parcial del fluido esperando la llenura del tramo. Como se muestra en el Layout, en la carga de combustible hacia el barco distribuidor, en el primer cambio de pendiente se debe incluir una válvula de venteo que evita que se genere una

depresión interna elevada y por ende producir esfuerzos elevados en la tubería.

Una vez escogida la función se deberá seleccionar el tipo de válvulas.

Para la gran mayoría de válvulas se seleccionarán válvulas de mariposa por que estas válvulas ocupan menos espacio, se logra un sellado relativamente hermético sin desgaste excesivo de los asientos ni esfuerzos operacionales de torsión demasiado grandes, además tienen un sencillo control automático y regulación de esfuerzos.

La válvula instalada en la parte inferior de la seccion de bajada, la que debe sostener una columna de petróleo considerable (equivalente a unos 16000 [Pa] de presión además de la presión interna calculada en el capítulo 7), debe ser de un tipo distinto dada la magnitud del esfuerzo producido. Para esto se elegirá una válvula de compuerta de cuña de asiento inclinado que es actualmente la más utilizada entre las válvulas de compuerta.

La otra válvula distinta será la válvula de retención de bisagra que impedirá que el fluido que entra desde el barco se devuelva. Así se podrá evitar la cavitación como se mencionó anteriormente.

9.2. Materiales

De acuerdo a las tablas de tipos de válvulas disponibles en el mercado para la industria de procesos químicos (9.1) obtenida en la bibliografía 13 se puede definir el material de la válvula.

Tabla 9.1: Diámetros aceptados para válvulas de compuerta para procesos químicos para tuberías clase 150 psi.

Material	Diámetros aceptados [in]
Acero inoxidable	$\frac{1}{2} - 24$
Hierro fundido	$\frac{1}{2} - 4$
Hierro dúctil	$2 - 24$
Bronce	$\frac{1}{8} - 3$
Acero Fundido	$2 - 48$
Acero Forjado	-

Tabla 9.2: Diámetros aceptados para válvulas de mariposa para procesos químicos para tuberías clase 150 psi.

Material	Diámetros aceptados [in]
Acero Inoxidable	$3 - 16$
Hierro fundido	$2 - 24$
Hierro dúctil	$2 - 24$
Acero Fundido	$3 - 30$

Tabla 9.3: Diámetros aceptados para válvulas de retención de bisagra para procesos químicos para tuberías clase 150 psi.

Material	Diámetros aceptados [in]
Acero Inoxidable	$\frac{1}{2} - 24$
Hierro fundido	$2 - 16$
Hierro dúctil	$\frac{1}{2} - 4$
Acero Fundido	$2 - 24$

Típicamente en las industrias que manejan elementos químicos e industriales se escoge el hierro fundido que tiene una gran resistencia (aunque baja ductilidad). Además de que los diámetros especificados en las tablas 9.1, 9.2 y 9.3. El hierro fundido es una solución económica y estándar. El problema del acero fundido es que tiene una gran facilidad de corrosión; por esta razón, se suele incluir un tratamiento de galvanizado, o un recubrimiento plástico o un buje de acero inoxidable. Sin embargo, las válvulas de hierro fundido se elegirán de bajo costo por lo que la corrosión será combatida por un plan de reemplazo periódico.

9.3. Empaquetaduras

La selección de empaquetadura inadecuada puede permitir fugas en la válvula para el servicio a que se destinan, por eso es de vital importancia una selección adecuada para evitar la fuga de petróleo. Para válvulas de cierre se usa generalmente una empaquetadura de asbesto con aglutinante a prueba de aceite sin especificaciones de rangos de temperatura.[1]. Para las otras válvulas se recomienda una empaquetadura de asbesto común.

[1] Válvulas: selección, uso y Mantenimiento. Richard W. Greene

Capítulo 10

Diseño de Tuberías

10.1. Cálculo de Espesor y Distancia entre Soportes

Las dimensiones de las tuberías ya fueron estimadas en el capítulo 7. Es necesario en lo que sigue, comprobar que estas dimensiones son válidas en términos de los criterios de falla de material. El criterio utilizado para definir un límite permisible a los esfuerzos generados es el criterio de Von Misses.

Los esfuerzos que actúan en el sistema de tuberías de transporte de combustible son los siguientes:

- Esfuerzos causados por la presión interna del combustible.
- Esfuerzos causados por el peso propio de la tubería.
- Esfuerzo causado por el peso del líquido transportado.

Según el código para tuberías presurizadas de procesos (ASME B31.3-2002) el espesor mínimo calculado para satisfacer predominantemente los esfuerzos causados por la presión interna del combustible se calculan con la expresión 10.1 cuando $t \leq D/6$ como lo es este caso.

$$t_m = t + c \tag{10.1}$$

Donde

$$t = \frac{PD_0}{2(SE + PY)} \tag{10.2}$$

- P: Presión de diseño
- D_0: Diámetro exterior de la tubería.
- SE: esfuerzo permisible tabulado en la tabla 6-37 del Manual de Ingeniero Químico de Perry (10, además ver tabla en el capítulo **??** del anexo).
- c: suma de tolerancias dejadas por corrosión, la erosión y cualquier profundidad de la muesca o estriado. La profundidas mínima es de 1/64 in (valor que se utilizará en esta estimación del espesor)
- Y: coeficientes cuyos valores se encuentran en la tabla 6-38 del Manual de Ingeniero Químico de Perry (10). Este coeficiente es de 0,4 para materiales ferrosos dúctiles como el ASTM A-53.

Para la descarga de Diesel (el caso más crítico) se tiene que $SE = 600\ [kip/in^2]$. Con esto el espesor es de 0,76 [in]. Claramente, este valor de t_m es un valor sobredimensionado para asegurar la confiabilidad de la instalación. Los valores de espesor estimados en el capítulo 7.

Por otro lado, con este espesor se puede determinar la separación que deben tener los soportes para mantener la seguridad de la instalación. Si se denomina como "L" dicha distancia y "q(t)" a la carga linealmente distribuida por el peso propio de la tubería y el peso del fluido. Entonces el momento flector máximo se encuentra en el centro del tramo (L/2), punto donde la fuerza de corte es nula. En este lugar el momento flector es:

$$M_{max} = \frac{q(t) \cdot L^2}{8} \tag{10.3}$$

Donde

$$q(t) = 4 \cdot \pi \left((D_e^2 - D_i^2)\rho_{acero} + D_i^2 \rho_{fuel} \right) \tag{10.4}$$

En que $\rho_{acero} = 0,2817\ [lb/in^2]$ es la densidad del acero y $\rho_{fuel} = 0,03612\ [lb/in^2]$ la densidad del Diesel. Además, el momento de inercia es $I_z = 279,33\ [in^4]$.

Además, los esfuerzos causados por la presión interna del fluido (que ejerce una presión $p_i = 46,5\ [lb/in^2]$ sobre las paredes) se pueden expresar por las ecuaciones 10.1(esfuerzo tangencial) y 10.1 (esfuerzo radial):

$$\sigma_\theta = \frac{R_i^2 p_i}{R_e^2 - R_i^2}\left(1 - \frac{R_e^2}{r^2}\right) \tag{10.5}$$

$$\sigma_\rho = \frac{R_i^2 p_i}{R_e^2 - R_i^2}\left(1 + \frac{R_e^2}{r^2}\right) \tag{10.6}$$

Estas ecuaciones son deducidad en la bibligrafía 14, donde se busca modelar el estado de esfuerzo en función de la distancia radial para una tubería sometida tanto a presión interna como externa (p_i y p_e respectivamente). Suponiendo despreciable la presión externa se obtuvieron esa las expresiones 10.1 y 10.1.

El "r" crítico para $r = R_i$, es decir cuándo la distancia radial es la menor. Con estos valores se pueden estimar los esfuerzos principales, los que calculados tienen los valores siguientes:

$$\sigma_1 = -0,59\ [lb/in^2] \quad \sigma_2 = -10030,46\ [lb/in^2]$$

Finalmente, el esfuerzo máximo por el criterio de Von Misses es 35471 $[lb/in^2]$ para una distancia máxima entre soportes de 160 [in] calculada para un factor de seguridad de 2 y un acero del tipo ASTM A-53 (con un esfuerzo permisible de 72518 $[lb/in^2]$[1]).

Por otro lado, para el caso menos crítico (la carga de combustible hacia el barco distribuidor), se tiene que la presión interna $p_i \approx 20\ [lb/in^2]$ y el diámetro interno es de 12 [in], lo que arroja que para una distancia L de 160 [in] el factor de seguridad es de 7,23; en cambio para una distancia múltiplo de 160 [in](por ejemplo 320 [in] para ahorrar costos) el factor de seguridad es de 1,8. Por lo tanto, dado que no cumple con las exigencia impuestas de sobredimensionamiento arrojando un factor de seguridad menor a 2, los soportes para la carga de Bunker deben ser los mismos que para la descarga de Diesel y por lo tanto a la misma distancia.

[1]información obtenida en el sitio http://www.matweb.com para el esfuerzo de fluencia del AISI A-53

En resumen, el espesor en ambos sistemas de transporte por tuberías es de 0,75 [in] y la distancia máxima entre soportes es de 160 [in].

10.2. Dimensionamiento de soportes

Pare determinar las dimensiones principales de esta estructura donde se soporta el piping se utiliza una simulación que ocupa elementos finitos para ver las solicitaciones sobre esta estructura y así validar las dimensiones principales.

10.2.1. Estructura de soporte Tubería de descarga (Diámetro nominal 20D[in])

Para esta estructura se diseño un soporte y se evaluaron diferentes dimensiones (para un largo de pieza de 250[mm]) en base a las dimensiones comerciales de materiales hasta alcanzar un coeficiente de seguridad aceptable y acorde al tipo de instalación. La carga vertical asociada al peso de la tubería y del fluido es de 12000[N] y considerando la misma carga de forma horizontal, es decir considerando una carga horizontal de 12000[N]. En la simulación se obtiene que los esfuerzos generados en la estructura implican un coeficiente de seguridad igual a 3 (según en máximo esfuerzo de fluencia del material). Las solicitaciones sobre la estructura soportante del puerto será solicitada con una carga vertical de 12000[N] y horicontal, considerando un coeficiente de fricción estático acero-acero 0.74, de 8880[N].

El resultado de la simulación y las dimensiones de esta estructura se muestran en la figura 10.1 y 10.2] respectivamente.

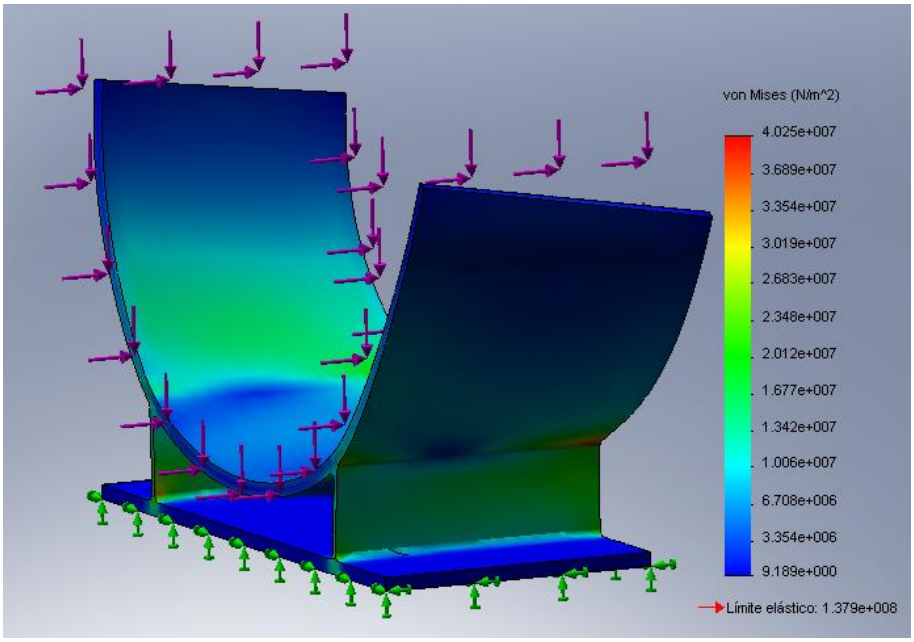

Figura 10.1: Simulación estructura considerando cargas horizontales y verticales.

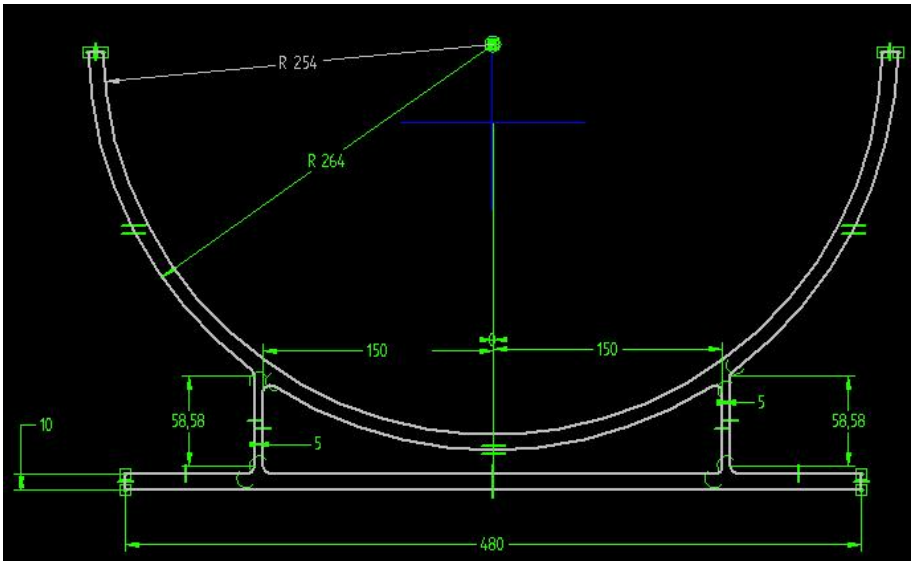

Figura 10.2: Dimensiones de la estructura soportante para el diámetro de 20[in].

10.2.2. Estructura de soporte Tubería de descarga (Diámetro nominal 12[in])

Para esta estructura se diseño un soporte y se evaluaron diferentes dimensiones (para un largo de pieza de 250[mm]) en base a las dimensiones comerciales de materiales hasta alcanzar un coeficiente de seguridad aceptable y acorde al tipo de instalación. La carga vertical asociada al peso de la tubería y del fluido es de 5775[N] y considerando la misma carga de forma horizontal, es decir considerando una carga horizontal de 5775[N]. En la simulación se obtiene que los esfuerzos generados en la estructura implican un coeficiente de seguridad igual a 3 (según en máximo esfuerzo de fluencia del material). Las solicitaciones sobre la estructura soportante del puerto será solicitada con una carga vertical de 12000[N] y horicontal, considerando un coeficiente de fricción estático acero-acero 0.74, de 4260[N].

El resultado de la simulación y las dimensiones de esta estructura se muestran en la figura 10.3 y 10.4] respectivamente.

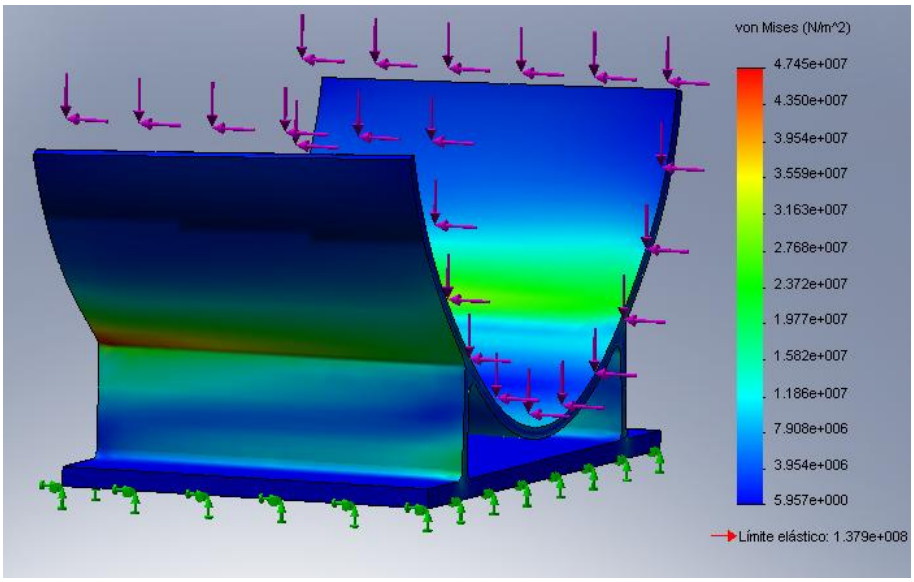

Figura 10.3: Simulación estructura considerando cargas horizontales y verticales.

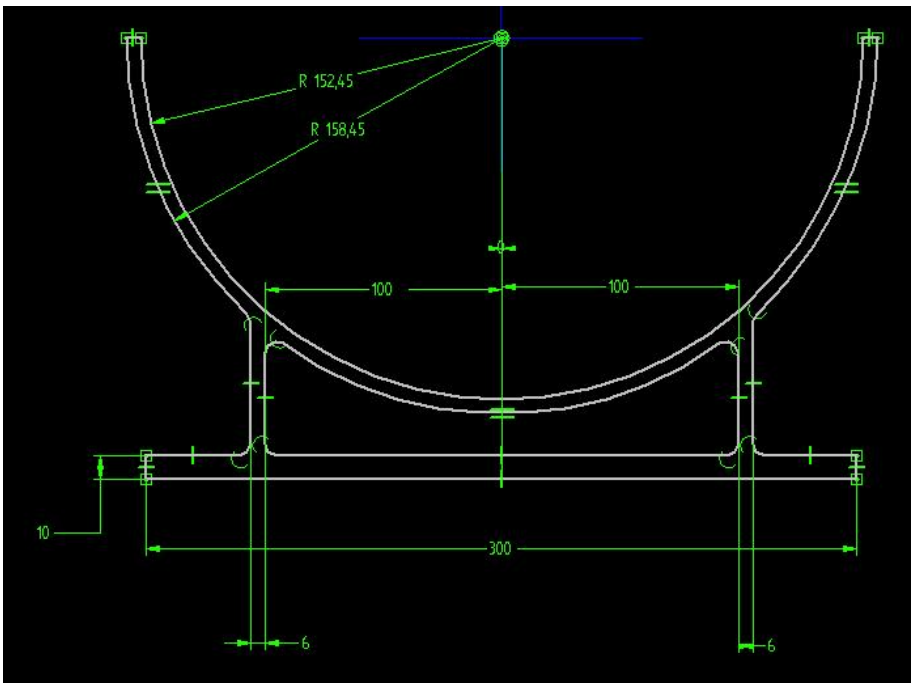

Figura 10.4: Dimensiones de la estructura soportante para el diámetro de 12[in].

Es importante destacar que las simulaciones se realizaron con distintos tamaños para el enmallado, el cual al ver que el resultado convergía a medida que se hacia más fino, se dejó fijo y se determinó el resultado que se muestran en las figuras.

10.3. Configuración de soportes

Una vez definido la máxima distancia entre soportes es necesario estipular qué tipo de soportes se incluirán. Para esto es importante considerar que las dilataciones, los movimientos bruscos y muchos otros factores hacen imposible diseñar un sistema de piping configurado con únicamente soportes fijos. Es más, en la mayoría de los casos, los soportes serán deslizantes a modo de disminuir los esfuerzos en las zonas críticas.

Por lo tanto, salvo algunas excepciones, los soportes en su mayoría serán del tipo deslizantes. Sin embargo, en las cercanías de las bombas (en los centros de bombeos) y en las cercanías de las válvulas los soportes deberán ser fijos. De esta manera, se evitará transferir esfuerzos a las carcasas de las bombas y vavlvulas.

Además, en las zonas donde hay pendientes previas a una zona plana es recomendable instalar soportes que tengan un mayor nivel de flexibilidad. Estos soportes tienen un sistema de movimiento que permite que la tubería haga un movimiento mas librey no sufra grandes esfuerzos en los soportes.

Capítulo 11

Conclusiones

En este trabajo se pudo modelar y diseñar satisfactoriamente el sistema de transporte, bombeo y almacenamiento de combustible en la instalación portuaria que se planteó en el curso de Taller de Diseño. Se siguió una rigurosa metodología de trabajo que abarcó las etapas de ingeniería conceptual y básica, lo cual es una de las partes fundamentales en todo proceso de diseño. Así se puede dar pié a un siguiente análisis complementario y más detallado de cada una de los componentes visto en este trabajo.

El aporte a los conocimientos de los alumnos que desarrollaron este trabajo fue creciendo a medida que se forjaban cada una de las etapas de la metodología de diseño mecánico, llegando a un nivel que no se tenía esperado y cumpliendo ampliamente las expectativas iniciales del proyecto. Si bien el objetivo del proyecto es netamente pedagógico, las herramientas aprendidas se pueden fácilmente extrapolar a una instalación portuaria real. Este hecho no está muy alejado de la realidad dado el contexto actual, en el cual se está desarrollando la economía chilena cada vez más dependiente los recursos exportados (en especial recursos energéticos).

Capítulo 12

Anexo

12.1. Especificaciones del modelo de Bombas NM4 de Calpeda.

12.1.1. Ejecución

Electrobombas centrífugas monobloc con acoplamiento directo motor-bomba y eje único. Cuerpo bomba con orificio de aspiración axial y orificio de impulsión vertical radial, con dimensiones principales y prestaciones según EN 733, con otros modelos adjuntos complementarias.

12.1.2. Aplicaciones.

- Procesos Químicos
- Procesos Mineros
- Celulosa y Papel
- Sistemas Contra Incendio
- Abastecimiento de Agua Plantas
- Sistemas de Refrigeración
- Bombeo de Hidrocarburos Ligeros
- Otras Aplicaciones Industriales

12.1.3. Límites de empleo.

- Temperatura del líquido de -10 °C a +90 °C.

- Temperatura ambiente hasta 40 °C.
- Altura de aspiración manométrica hasta 7 metros.
- Presión final máxima admitida en el cuerpo de la bomba 10 bar.
- Servicio continuo.

12.1.4. Motor.

- Motor a inducción a 4 polos, 50 Hz (n = 1450 1/min).
- NM4: trifásico $230/400$ V $\pm$ 10 % hasta 3 kW.
- $400/690$ V $\pm$ 10 % de 4 a 75 kW.
- Aislamiento clase F.
- Protección IP 54.
- Ejecución según IEC 60034.

12.1.5. Otras ejecuciones bajo demanda.

- Otras tensiones.
- Frequencia 60 Hz.
- Protección IP 55.
- Sello mecánico especial.
- Para líquidos o ambientes con temperaturas más elevadas o más bajas.

12.1.6. Materiales.

Materiales

Componentes	NM4	B-NM4	I-NM4
Cuerpo bomba Acoplamiento	Hierro GJL 200 EN 1561	Bronce G-Cu Sn 10 EN 1982	
Rodete	Hierro GJL 200 EN 1561	Bronce G-Cu Sn 10 EN 1982	
	Latón P- Cu Zn 40 Pb 2 UNI 5705 Para NM4 25/125 - 25/160 - 25/200 NM4 32/16 - 32/20 - 40/20		
Eje	Acero al Cr Ni AISI 303 hasta 1,1 kW	Acero al Cr Ni Mo AISI 316	
	Acero al Cr AISI 430 de 1,5 kW a 75 kW		
Sello mecánico	Carbón - Cerámica - NBR		
Contrabridas	Acero Fe 430B UNI 7070		

Figura 12.1: Materiales bomba Calpeda NM4.

12.2. Diagrama Moddy.

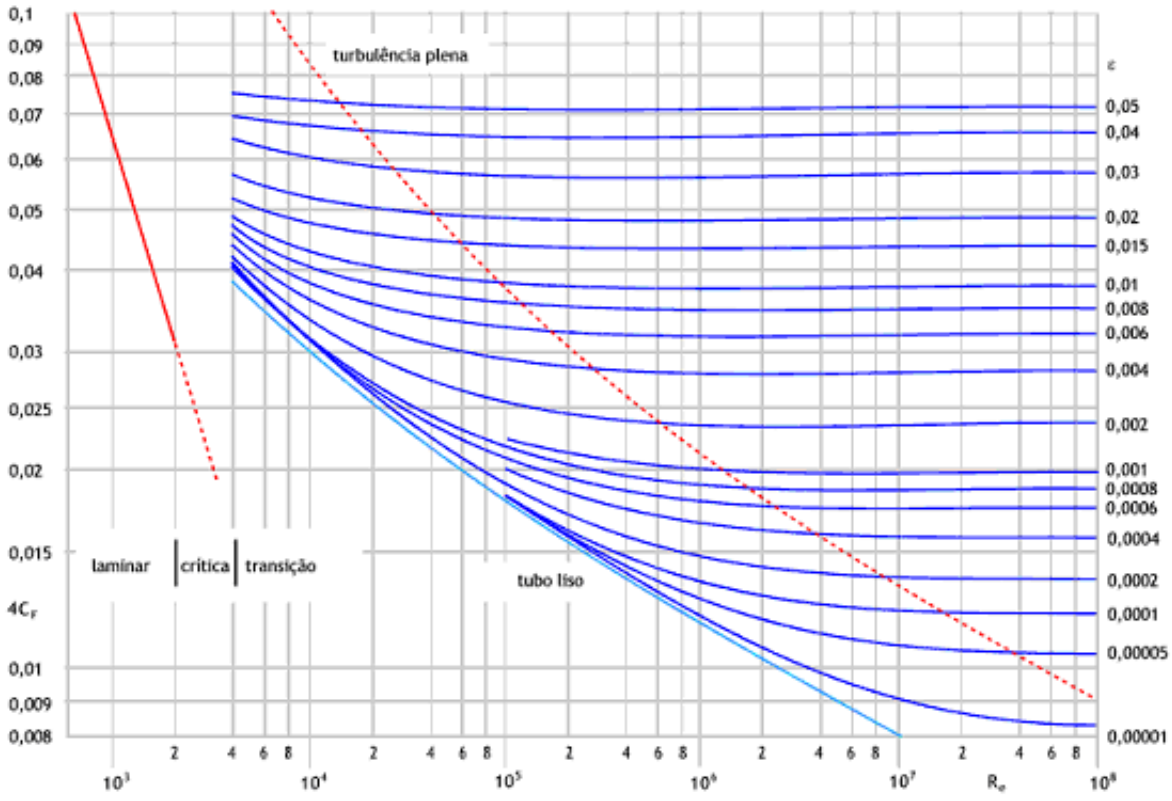

Figura 12.2: Diagrama Moody con las zonas de flujo turbulento y laminar

12.3. Visitita al Puerto Ventanas

En el transcurso del curso de Taller de Diseño se ha programado una visita a una instalación portuaria. La instalación que se selecciono para este propósito es la instalación portuaria de Puerto Ventanas. A continuación se describirán algunos de los puntos más notables percibidos durante la visita.

12.3.1. Descripción general de las instalaciones

Este puerto está localizado en la bahía de Quintero, en la Quinta Región de Chile. En estas instalaciones se trabaja con una alta gama de productos traídos vía marítima (además se cargan barcos para estos lleven determinado producto desde el puerto a otro destino). A grandes rasgos los servicios que el Puerto proporciona a las naves se describe a continuación:

Estiba y Desestiba

Se ofrece un servicio integral a la carga, que implica la descarga, carga, porteo, almacenamiento, aduana, control de inventario y despacho hasta sus bodegas. Actualmente el puerto moviliza, entre otros productos, cobre metálico, fierros y/o aceros, carga en sacos que son transferidos con la maniobra de la nave y/o grúas del puerto. La carga es recepcionada o despachada a través de camiones y/o ferrocarriles.

El puerto pone a disposición explanadas estabilizadas dedicadas al acopio de la carga general, inmediatas a sus instalaciones y en zona aduanera primaria. Para realizar esta función el puerto dispone de un conjunto de cintas transportadoras para realizar el acopio y transporte de la mayor parte de los materiales.

La empresa ofrece la transferencia de la carga entre la nave y el muelle o viceversa, un servicio integral que comienza con la desestiba del buque y que finaliza con la carga puesta en las bodegas.

Almacenaje

Se ofrece un servicio de almacenaje y acopio en bodegas y explanadas para todo tipo de mercaderías. Para tal efecto, se dispone de aproximadamente más de 100 hectáreas, para inversiones propias o de clientes, con accesos expeditos y pavimentados.

Un depósito aduanero con bodega para graneles limpios, estanques para productos químicos y amplios patios de acopio para carga general, lo que permite el almacenamiento de la mercadería por tres meses.

Transporte Terrestre

Se ofrecen servicios rodoviario y ferroviario, ya que existen lasos con una red ferroviaria y carreteras que permiten llegar a cualquier punto del país y del extranjero.

Servicio de Bunkering

Se ofrece un terminal de bunkering (combustible para barcos) único en toda la costa sur del pacífico, similar a los terminales más eficientes del mundo, que podrá suministrar combustible a los barcos que estén atracados en Ventanas en forma directa a través de manifold de carga ubicados en cada sitio del puerto y por barcaza a buques que lo requieran fuera del muelle. La velocidad de carga será mayor y los precios serán competitivos a nivel mundial, lo que convierte a Puerto Ventanas S.A. como el terminal de bunkering mas eficiente del pacifico sur.

Estas instalaciones están especialmente diseñadas y construidas para el manejo y preparación de combustible marinos de acuerdo a las normas ISO 8217 de 1996 y a la norma chilena 2286 de 1997 y bajo un riguroso control de calidad.

Además del servicio de transporte de combustible, se realiza un servicio de transporte y almacenamiento de asfalto.

12.3.2. Instalaciones para Servicio de "Bunkerin"

Esta instalación es en la cual se prestó más atención, ya que es la sección del sistema portuario que este grupo debe diseñar del puerto que se está diseñando en este curso.

A lo largo de la visita se observaron la forma como están dispuestas las líneas de transporte de combustible en la zona del muelle y en la estación de bombeo. No se tuvo acceso a la zona de almacenamiento, pero si se obtuvieron datos importantes de ésta.

Figura 12.3: Instalaciones en el muelle del Puerto Ventanas, cintas transportadoras (izquierda) y piping de combustibles, asfalto y agua de refrigeración para la central (derecha).

Con respecto a las cifras importantes se obtienen datos acerca del sistema de combustible se tiene lo siguiente:

Carga de combustible del puerto ventanas

El layout del sistema de carga es similar al layout propuesto en este trabajo como se muestra en la figura 12.4, el cual parte con las conexiones flexibles al final del muelle que conectan el sistema con el barco (figura 12.5), luego las líneas se extienden a un costado apoyándose en estructuras de acero especialmente acondicionadas para el apoyo de las líneas de piping.

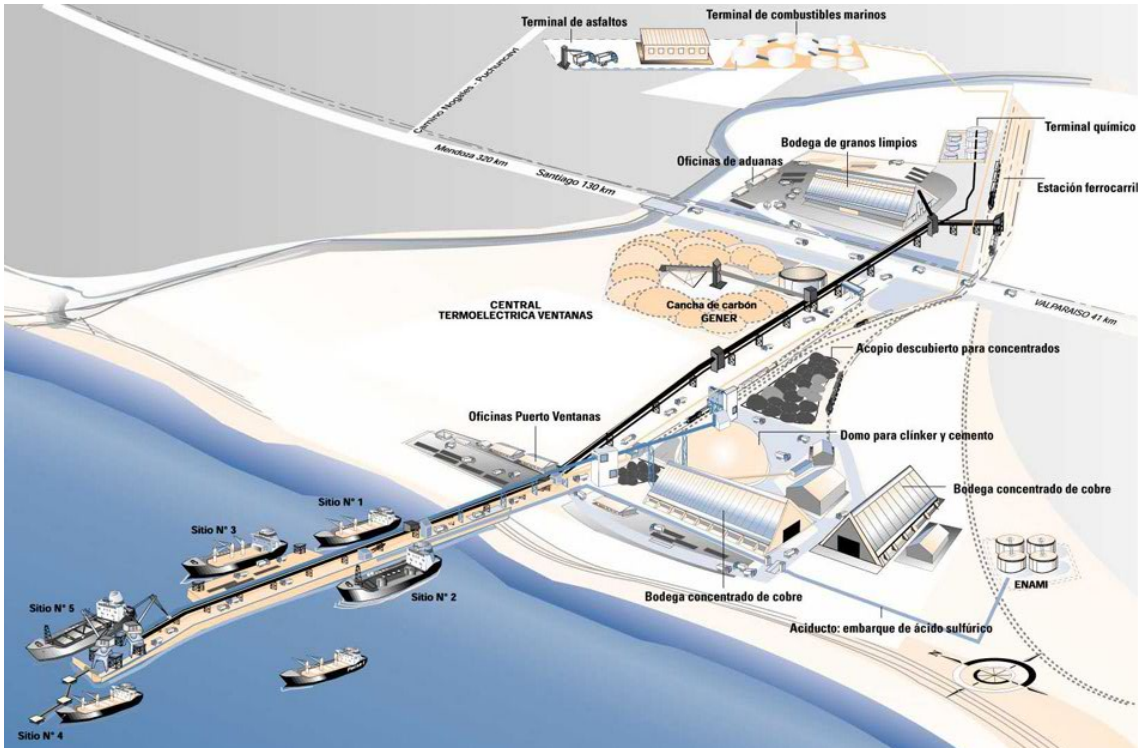

Figura 12.4: Distribución de instalaciones del Puerto Ventanas

Los apoyos en estas estructuras se efectúa en tramos de alrededor de 6 metros. En estos poyos las líneas tienen libertad de movimiento paralelo a las tuberías y se restringe el movimiento en la componente tangencial. El esquema se muestra en la figura 12.6 y la función de este sistema es permitir movimientos por dilataciones térmicas o permitir los movimiento generados en estados transientes del flujo de combustible.

Figura 12.5: Conexión flexible de las líneas al barco.

Al no tener restricción en el eje tangencial las estructuras que las soportan se hacen más simples ya que están solicitadas mayormente en el eje vertical (soportando el peso de las líneas de combustible) y las cargas horizontales solo son las generadas por el efecto del roce en las superficies en contacto.

Figura 12.6: Sistema de apoyos para las líneas de combustible.

La carga de combustible desde los barcos cargueros de combustible, que abastecen al puerto, se realiza usualmente en un lapso de 2 días. La cantidad de combustible que se carga es de 35.000 [ton].

Considerando que los combustibles que se manejan el combustible marino Bunker C (se manejan otros combustibles pero éste es el de interés para el trabajo), y considerando la densidad de este combustible se cambia la cantidad de combustible trasladado de ton a m^3. Esto arroja que la carga de combustible es de $36120m^3$, además esto se realiza en dos días con lo cual se calcula que el caudal medio es de $752m^3/hr$. Si recordamos los valores de caudal obtenidos para el diseño se tiene que el caudal medio es de $300m^3/hr$. Esta diferencia se produce porque los diámetros que se seleccionaron en este trabajo son de diámetro nominal 20D, en cambio los diámetros observados en el Puerto de Ventanas eran entre $8[in]$ y $14[in]$ aproximadamente (no se tiene el dato preciso).

La manera como el sistema de bombeo opera es: En una primera etapa, se llenan las líneas con el combustible que se tienen en los estanques de almacenamiento (que debe ser el mismo que el que se va a cargar), luego de que estén llenas las líneas y ya se tiene conectado el barco con la línea principal de succión, entonces entra en operación la bomba (bomba booster, ver figura 12.7) que impulsa el fluido hasta los estanques. Este procedimiento evita que la bomba en el momento inicial opere en vacio. Si bien el hacer que parte del fluido ya almacenado baje hasta el final de la línea y generar pérdidas, esto evita daños a las bombas.

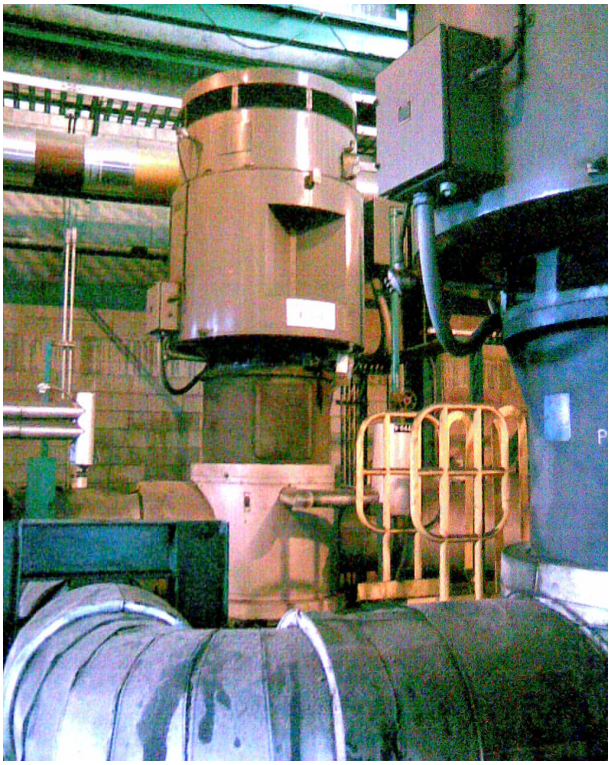

Figura 12.7: Bombas Booster utilizada en la conducción de combustibles desde muelle al almacenamiento

Descarga de combustible del puerto ventanas

La descarga de manera similar a lo visto anteriormente se realiza mediante una línea que se impulsa por el efecto de la gravedad. Esta línea para la descarga es la misa que se utiliza para la carga de combustible. Para realizar la descarga se necesita una sección de venteo de las líneas. Este venteo se encuentra en los estanques de almacenamiento, donde una "chimenea" de 2 metros de diámetro evita que se produzca vacios mientras el combustible baja durante la descarga.

Figura 12.8: Barco Pacsa I utilizado para la distribución del combustible que comercializado con las naves que ocupan el puerto.

La descarga de combustible del puerto (al barco que abastece de combustible a los clientes del Puerto Ventanas, como se muestra la figura 12.8) se realiza con un caudal de $650[ton/hr]$ o $670[m^3/hr]$, con la cual un barco de 3000[ton] de capacidad se carga en 5 horas.

Este valor, contrastándolo con el valor definido en este trabajo de $200[m^3/hr]$, se ve que es 3 veces mayor que el valor manejado en el Puerto Ventanas. La causa de esta diferencia son las capacidades de los barcos definidas inicialmente y el tiempo durante el cual se cargan los barcos. Teniendo presente la motivación académica de este trabajo, se validan los datos con los cuales se han realizado los cálculos, además hay que considerar que la envergadura del puerto visitado es mayor que el puerto proyectado.

12.3.3. Comentarios del diseño

Cabe destacar el servicio de almacenaje de asfalto del puerto. Ventanas recibe asfalto por barcos y o almacena en estanques especialmente acondicionados para que luego camiones lo transporten a la planta de tratamientos de asfaltos Shell Bitumen.

Este procedimiento es el más complicado en la conducción de fluidos, dada la alta viscosidad que posee este fluido a temperatura ambiente. Para solucionar este problema es necesario elevar la temperatura hasta que la viscosidad alcanzada sea aceptable para su conducción en tuberías.

El transporte de este fluido se destaca dada la gran complejidad del proceso. Sería un complemento importante a este trabajo integrar el transporte de este tipo de fluidos que requieren acondicionamiento para su transporte, implicando un diseño que integra, además de tema de fluido dinámica, una sección de transferencia de calor asociada al calentamiento del asfalto.

Las cifras principales que gobiernan los esquemas de carga y descarga en general no se alejan de las cifras propuestas en este trabajo y tanto diámetros como soportes del piping mantienen una similitud bastante saludables.

El gran cambio que se produce a partir de esta visita es la sección de venteo para la descarga del sistema gravitacional de impulso. El diseño preliminar contemplaba una sección de venteo en la zona más alta del la línea que se encuentra inclinada. Se pudo apreciar que el venteo presta mayor seguridad y utilidad en el mismo sistema de tanques de almacenamientos. Además de esto se debe contemplar una mayor flexibilidad para las conexiones entre los tanques para poder hacer las mezclas entre las distintas clases de combustibles almacenadas, esto es fundamental para la venta de combustible a los barcos que deseen ser abastecidos en el puerto.

12.4. Tabla de Esfuerzos permisibles para tuberías

La tabla 6.37 del Manual del ingeniero Químico se muestra en la siguiente figura extraída del libro.

TABLA 6-37 Esfuerzos permisibles en tensión para materiales (4, 13, 28)*

Las especificaciones son ASTM, a menos que se indique otra cosa. Los números entre paréntesis se refieren a las nota

Material	Especificación	No. P (23)	Grado	Clase	Factor, *E*	Resistencia mínima a la tensión, kip/in²	Límite elástico mínimo, kip/in²	Notas	Temperatura mínima (18)	Temperatura mínima a 100
Hierro										
Tubería colada centrífugamente										
	FS-WW-P421c	...	...	...	...	...	...	8, 10 ,17	–20	6.0
	AWWA C106	...	...	...	...	...	...	8, 10, 17	–20	6.0
	AWWA C108	...	...	...	...	...	...	8, 10, 17	–20	6.0
Acero al carbono										
Tubo y tubería sin costura										
	A53	1	A	Tipo S	...	48.0	30.0	1, 2	–20	16.0
	A53	1	B	Tipo S	...	60.0	35.0	1, 2	–20	20.0
	A106	1	A	...	...	48.0	30.0	2	–20	16.0
	A106	1	B	...	...	60.0	35.0	2	–20	20.0
	A106	1	C	...	...	70.0	40.0	2	–20	23.3
	A120	1	...	...	...	...	...	21	–20	12.0
	A333	1	1	...	...	55.0	30.0	1, 2	–50	18.3
	A333	1	6	...	...	60.0	35.0	2	–50	20.0
	API 5L	1	A	...	...	48.0	30.0	1, 2	–20	16.0
	API5L	1	B	...	...	60.0	35.0	1, 2	–20	20.0
	API 5LX	SP2	X42	...	...	60.0	42.0	37, 38	–20	20.0
	API 5LX	SP3	X46	...	...	63.0	46.0	37, 38	–20	21.0
	API 5LX	SP3	X52	...	...	66.0	52.0	37, 38	–20	22.0
	API 5LX	SP3	X52	...	...	72.0	52.0	37, 38	–20	24.0

Figura 12.9: Esfuerzos permisibles (SE) para tuberías de acero ASME A-53

Capítulo 13

Bibliografía

[1] ROBERT L. SANKS, Ph.D., PE. **Pumping Station Design Second Edition.**

[2] **Specification for Pipe Lines. API Specification 5L, Forty First edition, April 1995.**

[3] **Catálogo Bombas 50Hz Calpeda, Edición Marzo 2004.**

[4] **Apuntes ME33A del departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Chile. Mecánica de Fluidos dictado por Carlos Gherardelli.**

[5] **Norma ASME b31.4 - 2002 (pipeline systems for liquid hydrocarbons & other liquids)**

[6] **Norma ASME B16 1.5 Pipe Flanges and Flanged Fittings.**

[7] **Norma ASME B31.3-2002 Process Piping: Asme Code for pressure piping**

[8] **Manual of Petroleum Measurement Standards Chapter 8-Sampling.**

[9] **Piping Handbook, 7th Edition.**

[10] **Manual de Ingeniero químico. Robert H. Perry. Sexta Edición. Editorial McGraw-Hill. 1992. Tomo 1 y 2.**

[11] **Válvulas: selección, uso y Mantenimiento. Richard W. Greene. Editorial McGraw-Hill. 1992.**

[12] **Bombas: selección, uso y Mantenimiento. Kenneth McNaughton. Editorial McGraw-Hill. 1992.**

[13] **Flujo de Fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. División de Ingeniería CRANE. Editorial McGraw-Hill. 1992.**

[14] **Theory of Elasticity. S.P Timoshenko, J.N. Goodier. Tercera Edición. Editorial McGraw-Hill. 1970.**

[15] www.enap.cl. Pgina oficial de ENAP Chile.

[16] http://www.fiagro.org.sv.

[17] http://www.navy.mil.

[18] http://www.degreedays.net

[19] http://www.engineeringtoolbox.com/density-specific- weight-gravity-d_290.html

[20] http://www.fi.uba.ar/escuelas

[21] http://www.labo-analytika.com/html/bunker_c_spec.html

[22] http://www.fws.gov/caribbean/ES/PDF/Contaminants/fueloil6.pdf

[23] http://www.calpedaiberica.com/web/files/catalogo/2007/13_28_baja.pdf

[24] http://www.puertoventanas.com