

Tesis de Maestría



UNIVERSIDAD VERACRUZANA

INSTITUTO DE INGENIERIA

**Diseño Óptimo de Patines
de Medición de Frontera**

Tesis

Que para obtener el grado Maestro en:
Ingeniería Hidráulica

Presenta:

Policarpo Larios Barrios

Boca del Río, Ver.

Julio, 2006

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana



UNIVERSIDAD VERACRUZANA INSTITUTO DE INGENIERIA

"2006. Año del Bicentenario del natalicio del Benemérito de las Américas.
Don Benito Juárez García.

H. Veracruz, Ver., a 27 de junio del 2006
DI492/06

Al Candidato al Grado:
Ing. Policarpo Larios Barrios
Presente

En atención a su solicitud relativa, me es grato transcribir a Usted a continuación el tema que aprobado por esta Dirección propuso el M.I. Enrique Rodríguez Magaña para que lo desarrolle como tesis, para obtener el Grado de Maestro en Ingeniería Hidráulica

TEMA:
"DISEÑO OPTIMO DE PATINES DE MEDICION DE FRONTERA"

- I.- Introducción
 - II.- Planteamiento y Delimitación del Problema
 - III.- Objetivo e Hipótesis
 - IV.- Marco Teórico de Referencia
 - V.- Marco Teórico Conceptual
 - VI.- Contenido
 - VII.- Metodología
 - VIII.- Rediseño
- Anexos
Bibliografía

Sin otro particular, me es grato reiterarle la seguridad de mi más atenta y distinguida consideración.

Atentamente
"Lis de Veracruz: Arte, Ciencia, Luz"

M.I. Alberto P. Lorandi Medina
Director

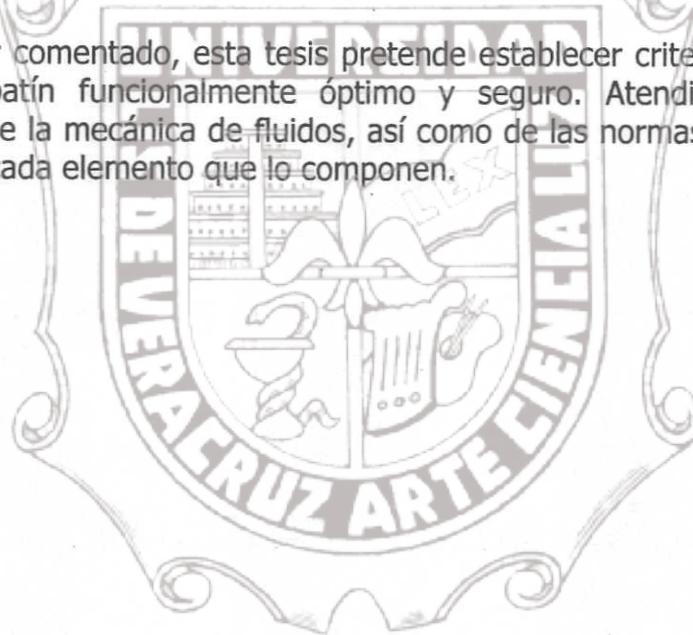
APLM/apm*

PRESENTACION

Dumez Copisa S. A. de C.V. es una empresa franco española que incursiona de manera exitosa en el área de instrumentación y mantenimiento industrial para la industria petroquímica; en donde es práctica común el diseño de dispositivos de control y medición, entre los que se encuentran los patines de medición de frontera, siendo estos dispositivos a base de tubería y accesorios en los que se monta un aparato de medición de flujo (medidor de flujo másico).

En la estación de llenaderas de asfalto de la refinería de Tula Hidalgo, se encuentra el patín de medición de frontera diseñado por Dumez Copisa, objeto de esta tesis; este patín pasó por diseños que anteponían los aspectos económicos a los de ingeniería, respaldándose en la certeza de seguridad que representan las piezas bajo normas internacionales (ANSI, ASME, ASTM), es que este patín es funcional y seguro, sin embargo su diseño se aleja de ser óptimo.

Por lo anterior comentado, esta tesis pretende establecer criterios de diseño para obtener un patín funcionalmente óptimo y seguro. Atendiendo los aspectos involucrados de la mecánica de fluidos, así como de las normas internacionales de seguridad de cada elemento que lo componen.



Agradecimientos:

A mis maestros:

- ❖ Por la espera y apoyo en la elaboración de este trabajo.
- ❖ Por su extraordinario ejemplo profesional en su diario quehacer académico.

A mi madre:

Doña Juanita.

- ❖ En reconocimiento a sus diarios cuidados para conmigo.
- ❖ En reconocimiento a su decisión de comenzar a ir a la escuela primaria.

A mis hermanos:

Guillermo, Marcos, Mauro, Agustina y Fanny.

- ❖ Por todo lo fácil que ha sido la vida gracias ha tener estos extraordinarios hermanos.

A mis hijas:

Luz y Carito.

- ❖ Porque dentro de sus limitaciones, están al pendiente de mi.

A mis compañeros del despacho:

Guadalupe, Magda, Naya, Marcos jr, Saul, Patty, Luis, Rosy, Francisco, Sandra, Shazel y Mireya.

- ❖ Por la satisfacción que representa afrontar en equipo de manera exitosa los retos profesionales de nuestro trabajo.

A los que se nos han adelantado en el camino.

† A mi padre:

Don Policarpo:

- ❖ Por el valor que hoy representan sus enseñanzas.

† A mi maestro:

M.C. Jaime A. Revilla Fajardo.

- ❖ Por su apoyo en la consolidación de este trabajo.

Gracias, muchas gracias.

Resumen

La finalidad de realizar esta investigación es establecer criterios para el correcto diseño de un patín de medición, basados en aspectos de ingeniería.

El diseño de patines de medición debe apegarse a normas y criterios respaldados en conceptos de ingeniería, que permitan el diseño de un patín operativamente funcional, que cumpla con aspectos de seguridad, bajas pérdidas de carga y diseño económico.

El cálculo del número de Reynolds determinó un flujo turbulento, marcando con esto las fórmulas que se deberían usar para el cálculo de las pérdidas en tubería, particularmente resulta interesante que el cambio de sección de tubería registre menor caída de carga, esto es menor turbulencia en dos pasos que en uno solo, al determinar esto solo faltaba determinar cual sería la distancia a la que debería ponerse los reducidos, la pauta nos la proporcionó el manual de soldadura de AGA, partiendo de que este espacio fuera el menor para no caer en excesos de pérdida de carga por fricción en tubería. Lo indicado para esto fueron dos diámetros, distancia necesaria para que no se tuerza el tramo de tubo al ser soldado.

También resulta interesante que una ampliación de sección de tubería produzca caídas de carga mayores a una reducción si está mal calculada en su ángulo. Inclusive si este ángulo es mayor a cuarenta grados resultaría mejor colocar una ampliación brusca, esta produciría menores pérdidas.

Los brazos de los BY – PASS resultaban muy grandes, al elegir correctamente la válvula en la línea principal, la mayor pérdida se registraba en este, así que el rediseño se enfocó en reducir el tamaño de los brazos, para reducir las pérdidas por fricción en tuberías, cuidando que se pudiera dar mantenimiento al patín sin mayor problema.

Se pudo determinar gracias al fabricante de los medidores de flujo másico que no era necesario instalar ningún tramo de tubo antes o después del medidor, reduciendo de esta manera costos y pérdida por fricción en tubería.

El patín diseñado después de contemplar las anteriores normas y criterios resulta ser mejor que los anteriores.

Tesis de Maestría

Instituto de Ingeniería de la U.V.

Tesis: Diseño Optimo de Patines de Medición de Frontera.

Toda la información de los medidores de flujo masivo se obtuvo de los manuales del fabricante, que para este caso, PEMEX proporciona los medidores de flujo del tipo másico, marca Micro Motion, modelo Elite, distribuido por Fisher Rosemount.

La información de válvulas que se presenta, son de la marca Walworth, propuesta por PEMEX, estas válvulas son de excelente calidad, cumplen con todas las exigencias de operación.

Los datos técnicos de los accesorios de tubería como son codos, reducidos y te's son obtenidos de las tablas proporcionadas por los fabricantes.

Existe alguna certeza que el patín de medición resultante contenga válvulas de compuertas y que los brazos del by pass sean más cortos que el de los diseños originales.



Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Proyecto de Digitalización de Tesis

Responsable M. B. Alberto Pedro Horandi Medina

Colaboradores: Estanislao Ferman García

M. B. Enrique Rodríguez Magaña

ABSTRACT

The purpose of making this investigation is to establish the criterions for the right design of a measurement small yard, based on engineering aspects.

The design of the measurement small yard must be based on norms and criterions endorsed by the concepts of engineering that will allow the design of a small yard operatively functional that fulfills aspects of security, losses pressure drops and economic design.

The calculation of the number of Reynolds determined a turbulent flow, marking the formula that would be used for the calculation of the lost in pipes. Particularly, it is interesting the change of pipe section that registers a lower fall, this means a smaller turbulence in two steps that in a single one; when this was determined, the only thing that was missing to determinate was the distance where the reduction should be placed, the guideline was given us by the manual of AGA, understanding the space were the minor to not fall in excesses of lost load by friction in pipe. The indicated aspect for this was two diameters, necessary distance to not twist the section of tube to the welded being.

It is also interesting that an expansion of pipe section produces falls of greater load at a reduction if it is to wrong calculated angle. Even if this angle is greater to forty degrees would be better to make an abrupt expansion, this would produce minors losses.

The arms of the BY-PASS were too big at choosing the right valve in the main line, the greater loss was registered in this one, so the redesign was focused on reducing the size of the arms to reduce the losses by friction in pipes, watching the small yard could have maintenance without big troubles.

It was possible to be determined thanks to the manufacturer of the measurers of mass flow that was not necessary to install any section of tube before or after the measurer reducing in this way, the costs and loss by friction in pipe.

The small yard designed after knowing previous norms and criterions, it turns out to be better than the previous ones.

All the information about the measurers of the mass flow was gotten from the manuals of the manufacturers; in this case, PEMEX gave the measurers of flow of

Tesis de Maestría

Instituto de Ingeniería de la U.V.

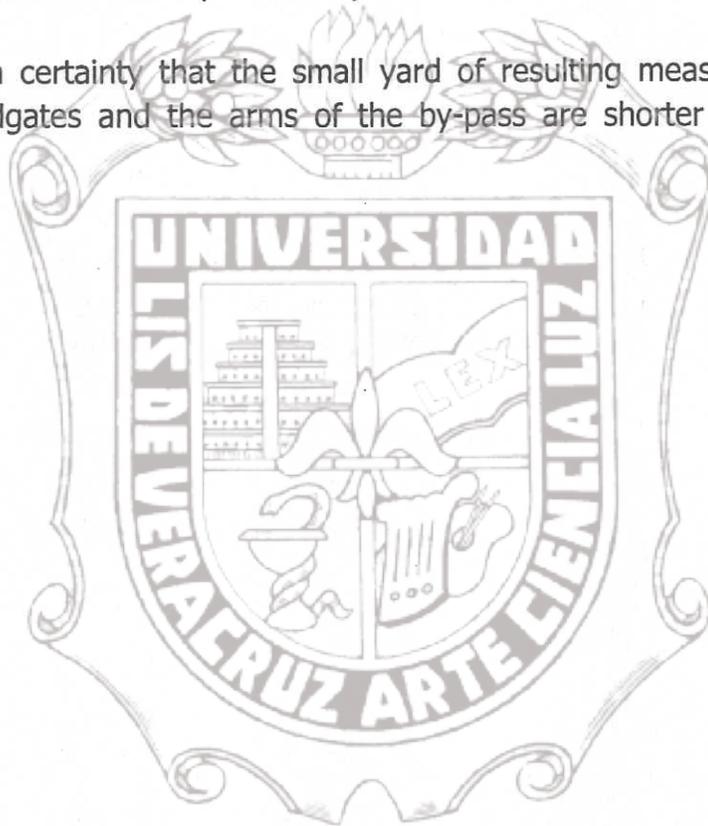
Tesis: Diseño Optimo de Patines de Medición de Frontera.

the mass type, Micro Motion brand and Elite model, distributed by Fisher Rosemount.

The information of valves that appears is of the Walworth brand, proposed by PEMEX, these valves have excellent quality and fulfills all the exigencies of operation.

The technical data of the pipe accessories like elbows, reductions and t's that are obtained from the tables provided by the manufacturers.

There is a certainty that the small yard of resulting measurement contains valves of floodgates and the arms of the by-pass are shorter than the original designs.



Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Proyecto de Digitalización de Tesis

Responsable M. B. Alberto Pedro Varandi Medina

Colaboradores: Estanislao Ferman Garcia

M. B. Enrique Rodriguez Magaña

Índice de Contenido

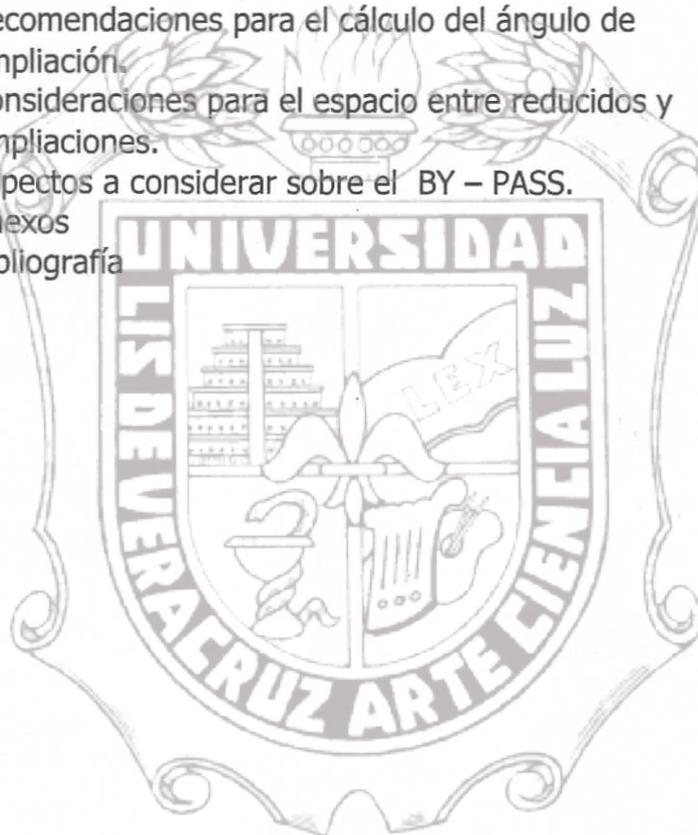
Índice	Contenido	Página
1	Introducción.	13
2	Planteamiento y delimitación del problema.	15
2.1	El problema.	15
2.2	Delimitación del problema.	15
3	Objetivo e Hipótesis.	16
3.1	Objetivo General.	16
3.2	Objetivo específico.	16
3.3	Hipótesis.	16
3.4	Del problema a investigar.	16
3.4.1	Físico.	16
3.4.2	Matemático.	16
3.4.3	Formativo.	16
4	Marco Teórico de Referencia.	18
4.1	Cálculo de la velocidad de circulación.	18
4.2	Cálculo del número de Reynolds.	18
4.3	Cálculo del coeficiente de fricción en tubería.	19
4.4	Cálculo de las pérdidas de carga por fricción.	19
4.5	Cálculo de las pérdidas de carga por ampliación y reducción gradual.	19
4.6	Cálculo de pérdida de carga por cambio de dirección en codos.	20
4.7	Cálculo de pérdida de carga por cambio de dirección en Te's.	20
4.8	Cálculo de pérdida en válvula.	20
5	Marco Teórico Conceptual.	21
5.1	Definición de un patín de medición.	21
5.1.2	Descripción del medidor de flujo másico.	21
5.1.3	Dimensiones de un medidor de flujo másico.	21
5.2.	Definición de válvula.	21
5.2.1	Clasificación de las válvulas.	24
5.2.2	Válvula tipo macho.	25
5.2.3	Válvula de compuerta.	27
5.2.4	Válvula de globo.	29

Indice de Contenido

Indice	Contenido	Página
5.2.5	Válvula de Mariposa.	31
5.3	Como especificar una válvula.	33
5.4	Dimensiones de un patín de medición.	35
5.4.1	Accesorios de tubería.	35
5.4.2	Codos.	3
5.4.3	Reducidos.	35
5.4.4	Bridas.	36
6	Metodología.	37
6.1	Ubicación del patín de medición en la Refinería.	37
6.2	Descripción del sistema de bombeo a llenaderas.	37
6.3	Operación del patín de medición.	41
6.4	Pérdidas de energía.	42
6.4.1	Pérdida de energía en la tubería.	42
6.4.2	Cálculo de la velocidad de circulación.	42
6.4.3	Cálculo del número de Reynolds.	44
6.4.4	Cálculo del coeficiente de fricción.	45
6.4.5	Cálculo de las pérdidas de carga por fricción.	45
6.4.6	Cálculo de las pérdidas de carga por ampliación gradual.	46
6.4.7	Cálculo de las pérdidas de carga por reducción gradual.	47
6.4.8	Cálculo de pérdida de carga por cambio de dirección en codos.	48
6.4.9	Calculo de pérdida de carga por cambio de dirección en te's.	49
6.4.10	Pérdida de carga en válvulas.	49
7	Rediseño.	51
7.1	Rediseño de los patines de medición.	51
7.2	Aspectos a cuidar en el diseño de un patín de medición.	51
7.3	Rediseño por caída de carga.	52
7.4	Selección del cambio de sección.	53
7.5	Dimensionamiento Del By- Pass.	56
7.6	Un mejor patín de medición.	60

Indice de Contenido

Indice	Contenido	Página
8	Conclusiones.	62
8.1	Recomendaciones para el cálculo.	63
8.2	Recomendaciones para la elección de los materiales.	63
8.3	Recomendaciones de operación.	64
8.4	Recomendaciones para el cálculo del cambio de sección de la tubería.	64
8.5	Recomendaciones para el cálculo del ángulo de ampliación.	64
8.6	Consideraciones para el espacio entre reducidos y ampliaciones.	64
8.7	Aspectos a considerar sobre el BY – PASS.	64
	Anexos	67
	Bibliografía	88

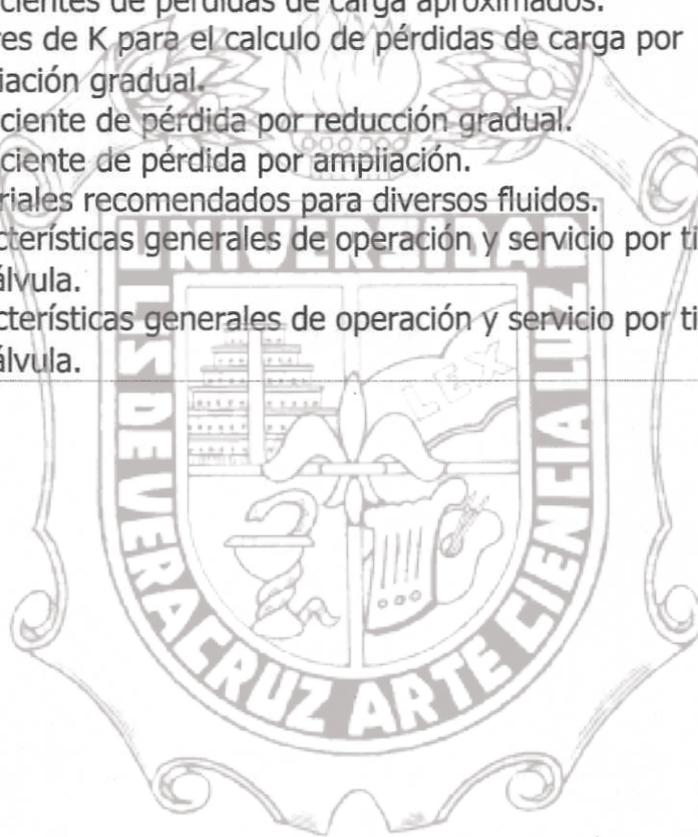


Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Indice

Anexo A

Tabla	Contenido	Página
1	Dimensiones de codos radio largo.	68
2	Dimensiones de Te's.	69
3	Dimensiones de reducciones.	70
4	Dimensiones de bridas.	71
5	Caídas de carga por accesorio.	72
6	Coefficientes de pérdidas de carga aproximados.	72
7	Valores de K para el calculo de pérdidas de carga por ampliación gradual.	73
8	Coefficiente de pérdida por reducción gradual.	73
9	Coefficiente de pérdida por ampliación.	73
10	Materiales recomendados para diversos fluidos.	74
11	Características generales de operación y servicio por tipo de válvula.	75
12	Características generales de operación y servicio por tipo de válvula.	76



Índice

Anexo B

Figura	Contenido	Página
1	Dimensiones del medidor de flujo másico.	78
2	Diagrama de Moody.	79
3	Coefficientes de pérdida para codos de 90°.	80
4	Coefficiente de K para pérdidas de carga por cambio de dirección.	81
4-a	Gráfica para el cálculo de pérdida por ampliación.	81
5	Patín rediseñado.	82
6	Vista en planta de un patín.	83
7	Patín uno.	84
8	Patín dos.	85
9	Patín tres.	86
10	Patín cuatro.	87



1.0

Introducción.

Los dispositivos de medición de fluidos se conocen como patines de medición, que regularmente son de frontera, estos dispositivos de medición de flujo de frontera tienen como finalidad medir exactamente el flujo que se entrega a otra estación, para esto el equipo utiliza algunas características del fluido que viaja en la línea, como es su peso específico, temperatura y velocidad.

Este dispositivo de medición para ser instalado necesariamente es acompañado con accesorios de tubería, que regularmente son codos, te's, reducidos, válvulas, juntas metálicas, espárragos y tuercas. En los casos en los que el fluido viaja a temperaturas superiores a 60° C, el patín es revestido de una protección térmica a base de colcha de fibra mineral de 1, 2 ó 3 pulgadas de espesor con protección mecánica de lámina de aluminio de bajo calibre; en los casos en los que el fluido resulte muy denso es recomendable instalar trazas térmicas.

Con la finalidad de dar servicio de mantenimiento al medidor de flujo, se contempla en el diseño un by-pass, que se encarga de desviar el flujo mediante la operación de válvulas de distintos tipos, Este by-pass tiene la opción medir el flujo si así se contempla en el diseño.

Durante el diseño se cuida que las válvulas, tubería y accesorios cumplan con las normas American National Standards Institute (ANSI) www.ansi.org, American Society of Machinical Engineers (ASME) www.asme.org, y American Petroleum Institute (API) www.api-ec.api.org aplicables en cada caso, con la clase y materiales adecuados al fluido manejado.

El diseño de estos patines de medición es práctica común en Dumez Copisa, sin embargo no se realizan con las debidas consideraciones de ingeniería; los costos de fabricación prevalecen sobre el diseño óptimo, por lo que los cambios a un patín en muchas ocasiones son en función a la necesidad de reducir costos y no la de optimizar el diseño.

Las distancias entre válvulas, reducidos y medidor de flujo son recomendados por ingenieros experimentados en campo, o tomados de anteriores diseños, en

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Tesis de Maestría

Instituto de Ingeniería de la U.V.

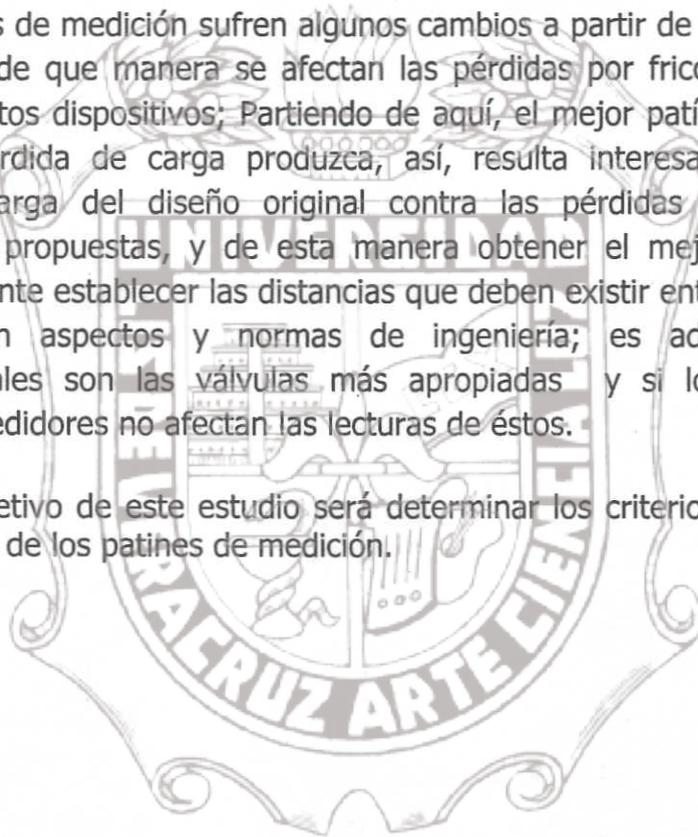
Tesis: Diseño Optimo de Patines de Medición de Frontera.

otras ocasiones las distancias dependen de los espacios existentes en obra, y en otras más, en el lugar de la instalación se realizan adecuaciones a las distancias.

Las válvulas son cambiadas considerando únicamente el costo de estas, cuidando apenas el material del cuerpo y de los asientos, las reducciones de sección se pueden realizar en uno o dos pasos, o con reducidos excéntricos; aún más, no se calculan las pérdidas por fricción en cada patín; cálculos que deberán acompañar el diseño de estos dispositivos.

Los patines de medición sufren algunos cambios a partir de su diseño original, sin considerar de que manera se afectan las pérdidas por fricción y cambios de dirección en estos dispositivos; Partiendo de aquí, el mejor patín será sin duda el que menor pérdida de carga produzca, así, resulta interesante comparar las pérdidas de carga del diseño original contra las pérdidas de carga de las modificaciones propuestas, y de esta manera obtener el mejor patín, también resulta interesante establecer las distancias que deben existir entre cada elemento, respaldado con aspectos y normas de ingeniería; es además importante determinar cuales son las válvulas más apropiadas y si los espacios entre accesorios y medidores no afectan las lecturas de éstos.

El principal objetivo de este estudio será determinar los criterios a seguir para el correcto diseño de los patines de medición.



2.0

Planteamiento y delimitación del problema.

2.1 El problema:

Falta de criterios para el correcto diseño de patines de medición de flujo.

2.2 Formulación del problema:

El diseño de patines de medición debe apegarse a normas y criterios respaldados en conceptos de ingeniería, que permitan el diseño de un patín operativamente funcional, que cumpla con aspectos de seguridad, bajas pérdidas de carga y diseño económico.

En este trabajo los aspectos de ingeniería se antepondrán a los económicos, en los casos en los que dos equipos cumplan plenamente los requerimientos funcionales, se elegirá entonces el más económico, solo en este caso el factor económico determina la selección de uno u otro patín.

Es importante determinar un patín con baja pérdida de carga, ya que resulta significativo este punto, en el entendido que estos dispositivos trabajan veinticuatro horas continuas durante dos o tres años, que los gastos que circulan por ellos se miden en miles o millones de galones, de aquí, que una alta pérdida de carga representa energía consumida por bombas, representando un gasto la mayoría de las veces.

Las pérdidas de energía en tuberías, válvulas y accesorios, serán calculadas por las fórmulas propuestas por Crane (1994), y en otros casos de los manuales del fabricante, se establecerán comparativos de las distintas modificaciones hechas a los patines de medición, eligiendo el que menos pérdida de carga presente, posteriormente, se procederá a elegir las válvulas y accesorios de materiales adecuados según los manuales del fabricante que cumplan con las normas internacionales y se propondrá el mejor patín. Concluyendo el trabajo al establecer criterios a seguir para el diseño óptimo de un patín de medición.

3.0

Objetivo e Hipótesis.

3.1 Objetivo General.

Establecer criterios aplicables en el proceso de diseño de patines de medición.

3.2 Objetivo específico.

Establecer criterios aplicables en el proceso de diseño de patines de medición de frontera, cuidando que resultante operativamente funcional, que los materiales usados sean afines con el servicio o fluido en operación, que los materiales cumplan con las normas exigidas y que las pérdidas de carga sean las menores posibles.

3.3 Hipótesis.

Utilizando las ecuaciones propuestas en los apartados 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5, 4.6, 4.7 y 4.8 del marco teórico de referencia para calcular las pérdidas de carga, es factible diseñar los patines de medición cumpliendo los requerimientos de optimización del dispositivo y proponiendo métodos de diseño adecuados.

3.4 Del problema a investigar.

3.4.1 Físico: a partir del primero y último elemento que integra el patín, que para este caso son los reducidos y ampliaciones; las condiciones del fluido que se den antes del reducido o después de la ampliación quedan fuera del alcance de este estudio.

De igual manera, queda fuera de los alcances de este trabajo, la ingeniería civil y de instalación, así como el estudio de los soportes del patín y de las vibraciones mecánicas que se presentan mientras fluye el asfalto.

3.4.2 Matemático: se calculan las pérdidas de carga para cada elemento del patín, quedando libre de discusión las opciones de cálculo o certeza de fórmula.

3.4.3 Formativo: Las normas ANSI, ASME; y API son cubiertas por los fabricantes, es alcance de este trabajo explicar brevemente el significado de algunas de ellas.

Toda la información de los medidores de flujo masivo se obtuvo de los manuales del fabricante, que para este caso, Petróleos Mexicanos (PEMEX) proporciona los medidores de flujo del tipo másico, marca Micro Motion, modelo Elite, distribuido por Fisher Rosemount.

Tesis de Maestría

Instituto de Ingeniería de la U.V.

Tesis: Diseño Óptimo de Patines de Medición de Frontera.

La información de válvulas que se presenta, son de la marca Walworth, propuesta por PEMEX, estas válvulas son de excelente calidad, cumplen con todas las exigencias de operación.

Los datos técnicos de los accesorios de tubería como son codos, reducidos y te's son obtenidos de las tablas proporcionadas por los fabricantes.

Existe alguna certeza que el patín de medición resultante contenga válvulas de compuertas y que los brazos del by pass sean más cortos que el de los diseños originales.



Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

4.0

Marco Teórico de Referencia.

4.1 Cálculo de la velocidad de circulación.

Las áreas de la sección de la tubería se calculan con la siguiente fórmula:

$$A_{\theta} = \left(\frac{\pi}{4}\right) d^2$$

En donde:

A = es el área de la sección de la tubería (m).

d = es el diámetro de la tubería en (m).

La Velocidad se calcula con:

$$V = \left(\frac{Q}{A}\right) = \text{ms}^{-1}$$

En donde:

V = es la velocidad (ms^{-1}).

Q = es el gasto (m^3).

A = es el área (m^2).

4.2 Cálculo del número de Reynolds.

Se puede calcular el número de Reynolds con la siguiente fórmula:

$$\text{Re} = \frac{Vd}{\nu}$$

En donde:

V = Velocidad del fluido (ms^{-1}).

d = Diámetro de la tubería (m).

ν = Viscosidad cinemática del asfalto (ms^{-2}).

4.3 Cálculo del coeficiente de fricción en tubería (f).

Figura 2 (tabla para calcular en tuberías lisas el coeficiente de fricción, número de Reynolds y rugosidad relativa) Anexo B se toma "f".

4.4 Cálculo de las pérdidas de carga por fricción (Hf).

$$H_f = \left(\frac{f l}{d} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

En donde:

Hf = Pérdida de carga por fricción (m).

f = Coeficiente de fricción (adimensional). Figura 2 (tabla para calcular en tuberías lisas el coeficiente de fricción, número de Reynolds y rugosidad relativa) Anexo B se toma "f".

l = Longitud de la tubería (m).

d = Diámetro de la tubería (m).

V = Velocidad del fluido (ms⁻¹).

g = Gravedad (ms⁻²).

4.5 Cálculo de las pérdidas de carga por ampliación y reducción gradual (h).

$$h = K \left(\frac{v_1^2}{2g} \right) = \frac{m^2}{s^2} = \frac{m}{s^2} = m$$

En donde:

h = Pérdida por ampliación gradual (m).

K = Constante por ampliación, Tablas 7 y 8 del Anexo A, valores de K para el cálculo de la pérdida de carga por ampliación gradual en la tubería según el ángulo del cono, coeficiente de pérdida por reducción gradual del ángulo según KISIELIEV, (Massey,1979).

4.6 Cálculo de pérdida de carga por cambio de dirección en codos (f_c).

$$f_c = K \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

f_c = Pérdida de carga por cambio de dirección (m).

K = Constante de pérdida de carga por cambio de dirección (m), figura 3 del Anexo B (coeficiente de pérdida para codos de 90 grados, valores de K y relación R/D).

4.7 Calculo de pérdida de carga por cambio de dirección en Te's (f_t)

Con diámetro de 6", en la dirección del flujo principal, el valor de K= 0.17, y en flujo lateral K = 0.75; la pérdida de carga se calcula con la siguiente fórmula.

$$f_t = K \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

En donde:

f_t = Pérdida de carga por cambio de dirección en Te's (m).

K = Constante de pérdida de carga por cambio de dirección en Te's (m).
Figura 4 del Anexo B (diámetro y dirección del fluido).

4.8 Cálculo de pérdida en válvulas.

Todas las pérdidas en válvulas fueron calculadas para cada patín, Tabla 6 del Anexo A, (cuadro de coeficientes de pérdidas de carga aproximados (k) por tipo de válvula, considerada totalmente abierta).

5.0

Marco Teórico Conceptual.

5.1 Definición de un patín de medición.

Cualquier equipo de medición en conjunto con los accesorios de instalación es lo que se conoce como un patín de medición, para este caso, consta de un medidor de flujo másico, codos, te's, bridas, juntas metálicas, reducidos, válvulas y tubería, con los que además se construye el BY - PASS que es el dispositivo que se encarga de desviar el fluido con la finalidad de dar mantenimiento al medidor (Figura 5.1).

5.1.2 Descripción del Medidor de Flujo Másico.

El medidor másico es un equipo de medición de fluidos que opera en la línea y que toma datos del fluido a medir tales como la densidad, viscosidad, temperatura y presión, para poder determinar el gasto; información que es enviada y procesada en consolas (Figura 5.2).

5.1.3 Dimensiones de un Medidor de Flujo Másico.

Para este efecto se Anexa información del fabricante de medidores de la marca MICRO MOTION DE FISHER ROSEMOUNT (www.emersonprocess.com/rosemount/products/)

5.2 Definición de válvula.

Las válvulas son dispositivos que se utilizan en las tuberías con el propósito de controlar un fluido. Estos dispositivos hacen el control originando una pérdida de carga que varía con la cantidad de obturación, la pérdida es principalmente el producto de la contracción súbita de la corriente, seguido de un ensanchamiento brusco, la válvula ideal no debe producir pérdida cuando está totalmente abierta la magnitud de las pérdidas varía con el diseño, por lo que cada fabricante proporciona el valor de una constante obtenida en laboratorios, que multiplicada por características propias del fluido dan la pérdida de carga para esa válvula en esas condiciones de operación.

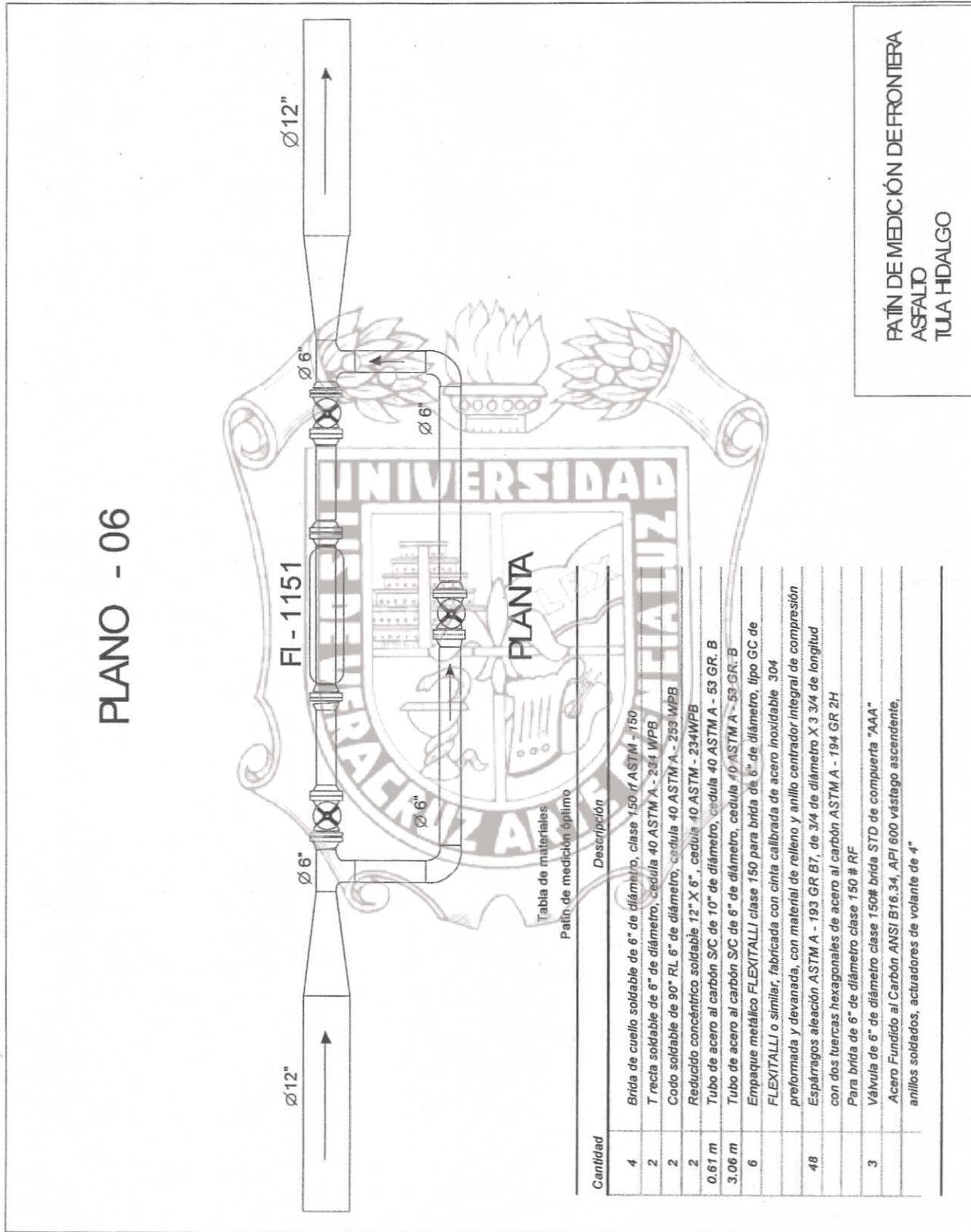
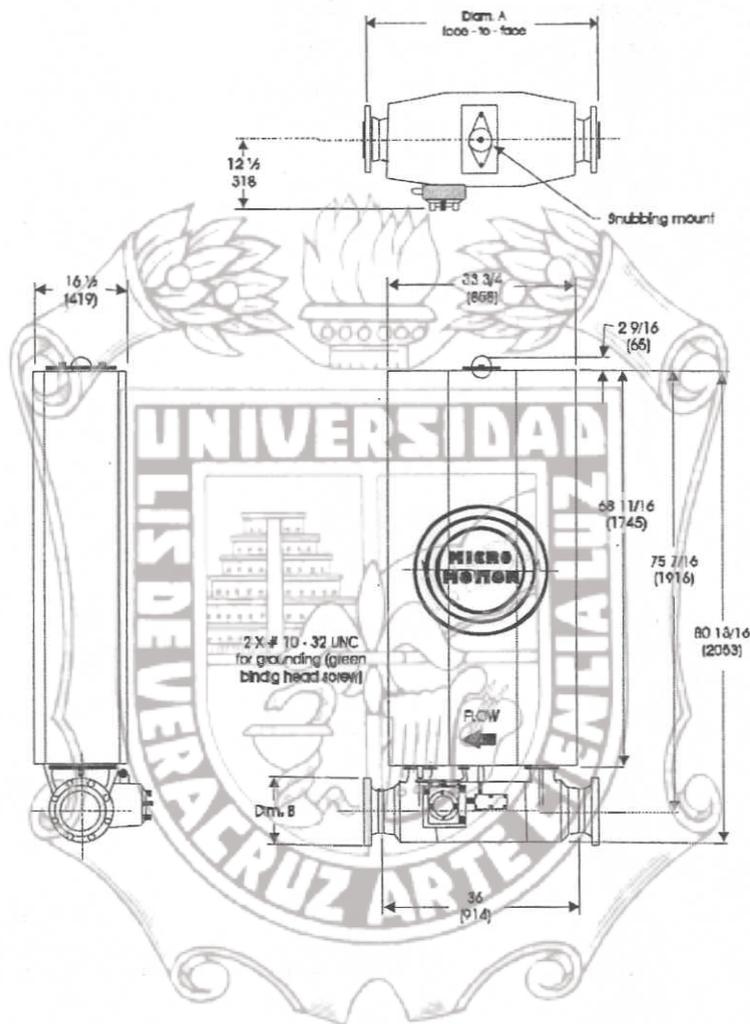


Figura 5.1 Vista en planta de un patín de medición

Dimensiones del medidor de flujo Másico



Fluid connections

Fitting	Fitting code	Diam. A Face-to-face	Dim. B Outside diameter
6 - inch 150# weld neck raised faced flange	165	43 (1092)	11 (279)
6 - inch 300# weld neck raised faced flange	166	43 3/4 (1111)	12 1/8 (317)
DN 150 PN40 weld neck raised faced flange	167	42 1/16 (1068)	11 55/64 (301)
JS 150 10K weld neck raised faced flange	168	40 15/32 (1028)	11 1/16 (281)
JS 15020K# weld neck raised faced flange	169	42 1/16 (1068)	12 1/16 (306)

Figura 5.2 Medidor de flujo másico

Fuente: Manual de medidores de flujo másico Micromotion proporcionado por Fisher Rosemount.

5.2.1 Clasificación de las válvulas.

Las válvulas se dividen en reguladoras y no reguladoras de flujo. Las válvulas reguladoras de flujo son diseñadas para controlar el gasto del fluido sin que éste erosioné o dañe las partes que la componen, es de entenderse que el costo de estas es mayor a las válvulas que no regulan el gasto, estas válvulas no reguladoras de flujo son más económicas, operan sólo de dos maneras, totalmente abiertas o totalmente cerradas, éstas si se colocan como reguladoras, podrán regular algún tiempo el gasto, pero la fricción del fluido las deteriorarán y romperán algunas partes.

Las válvulas más comúnmente usadas en los patines de medición son las de tipo macho, compuerta, globo y mariposa, para la industria petrolera todas estas válvulas cumplen con las normas aplicables presentadas en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1 Normas aplicables a las válvulas de los patines

American Petroleum Institute (API)

API Spec 6D Annex F, API Spec 6D Specification for Pipeline Valves Edition: 22 American Petroleum Institute, 01-Jan-2002.

API 6FA Specification for Fire Test for Valves, Edition: 3rd, American Petroleum Institute 01-Apr-1999

API 598 Valve Inspection and Testing Edition: 3th American Petroleum Institute 01-May-2004

American Society of Mechanical Engineers (ANSI)

ANSI B16.34 Valves Flanged, Threaded and Welding End American Society of Mechanical Engineers 01-May-2005 ISBN: 0791828603

ANSI B1.20.1-1983(R2001) Pipe Threads, General Purpose (Inch) American Society of Mechanical Engineers 01-Jan-1983.

ANSI B16.5-2003 Pipe Flanges and Flanged Fittings American Society of Mechanical Engineers 01-Dec-2003 ISBN: 0791828476

ANSI/ASME B16.10-2000 Face to Face and End-to-End Dimensions of Valves American Society of Mechanical Engineers 01-Jan-2001.

ANSI B16.25-2003 Buttwelding Ends American Society of Mechanical Engineers 31-Dec-2004

Manufacturers Standardization Society (MSS)

MSS SP-25-1998 Standard Marking System for Valves, Fittings, Flanges and Unions Manufacturers Standardization Society 01-Jan-1998

5.2.2 Válvula tipo Macho.

Las válvulas tipo macho (Figura 5.3.) instaladas en los patines de medición cumplen con las anteriores normas (Tabla 5.1), son válvulas reguladoras de flujo porque sus asientos no están expuestos a la corrosión o erosión de los fluidos, sus asientos se mantienen limpios, ya que cualquier elemento abrasivo depositado sobre el tapón en posición cerrada será eliminado durante el giro a posición abierta.

Tienen excelente capacidad en el manejo de sustancias peligrosas con una buena hermeticidad ya que los asientos cónicos de cuerpo y tapón más el sistema sellante asegura un sello hermético.

Un cuarto de vuelta para abrirla o cerrarla completamente la convierte en una válvula de rápida operación; son válvulas compactas, tienen tres componentes básicos; el cuerpo, la tapa y el tapón, este último único con movimiento, permiten el flujo en cualquier dirección por lo que no están restringidas a manejar flujo en una sola dirección, el sello metal con metal proporciona un sello perfecto lo que da seguridad en caso de incendio.

Las dos categorías principales de las válvulas de macho son circulación rectilínea y orificios múltiples. El macho de circulación rectilínea es cónico o cilíndrico y los orificios son de diferente diseño, pueden ser de tipo lubricado, se inyecta el lubricante a presión para evitar las fugas de líquidos entre la cara del macho y el cuerpo. El macho tiene ranuras que permiten que el lubricante forme un sello.

Las válvulas de macho de orificios múltiples se prestan con facilidad para la construcción de orificios múltiples, los orificios se distribuyen de modo que cuando gira el macho, los canales que antes estaban conectados quedan cortados del todo antes de que los otros empiecen a abrir los siguientes canales.

El uso de válvulas macho con orificios múltiples puede sustituir la instalación de dos o más válvulas.

Estas válvulas se surten en modelo corto y regula, con extremos bridados, roscables, soldables y combinados, con cuerpo de hierro y de acero.

Richard W. Greene (1999) no recomienda estas válvulas como reguladoras o estranguladoras de flujo, por otro lado en el manual de válvulas macho de

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

WALWORTH recomienda esta válvula como reguladora de flujo, en la industria petrolera cuando se necesita regular un fluido se instalan estas válvulas.

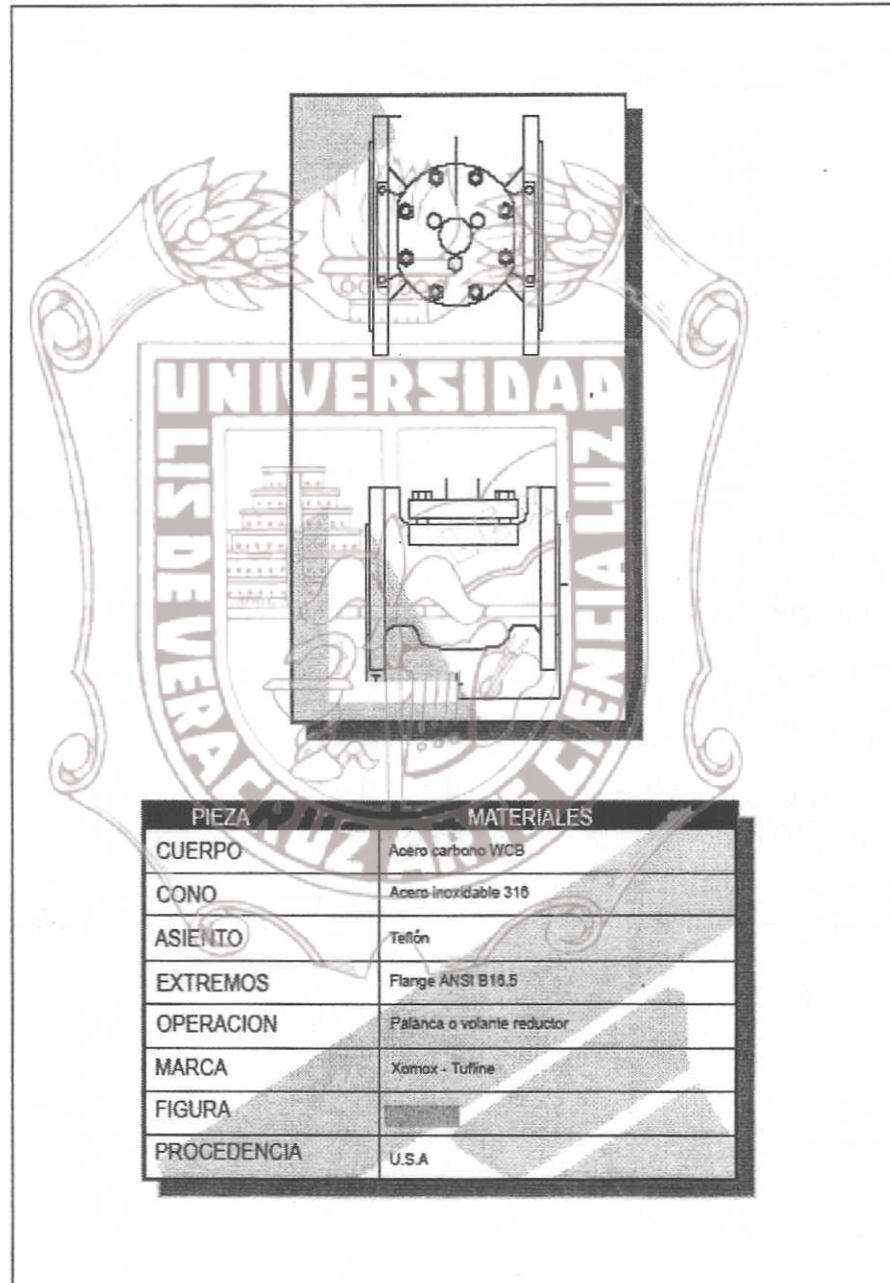


Figura 5.3.- Válvula tipo macho o cono.

Fuente: Manual de válvulas, cañerías y accesorios.

5.2.3 Válvula de compuerta.

Estas válvulas (Figura 5.4) no son reguladoras de flujo, se recomiendan operar completamente abiertas o totalmente cerradas y accionamiento poco frecuente, por su configuración estructural ofrecen poca resistencia al flujo, esta válvula se utiliza cuando se requiere un dispositivo que permita interrumpir o cortar el paso de un fluido en una línea, no debe ser utilizada para regular el fluido en una línea porque la velocidad del mismo a través de la válvula parcialmente abierta provocará un desgaste en la cuña y en los asientos, por lo tanto en condiciones normales de funcionamiento la válvula debe permanecer totalmente abierta o totalmente cerrada, permite manejar el flujo en cualquier dirección.

La válvula de compuerta tiene un disco flexible que es el encargado de cerrar o dar paso al fluido, su forma estructural permite continuar la sección de la línea de tubería sin provocar cambios bruscos de dirección, estas válvulas son de acción lenta, para abrir se necesita dar varias vueltas al volante, sin embargo, permiten la colocación de actuadores eléctricos, hidráulicos y neumáticos con facilidad.

Con apertura total y en el manejo de líquidos con sólidos en suspensión, se acumulan los sólidos en los asientos e impiden el cierre total. Además, hay que cambiar con frecuencia los empaques por que son de vueltas múltiples y puede haber desgastes serios en el vástago. Otro factor que influye en los altos costos de mantenimiento es el reacondicionamiento periódico de los asientos.

Hay disponibles algunos diseños modificados para eliminar algunas de estas limitaciones. El más común es el diseño de cuña dividida en la cual el sello es un disco dividido. El sellamiento depende de la presión aplicada en el volante.

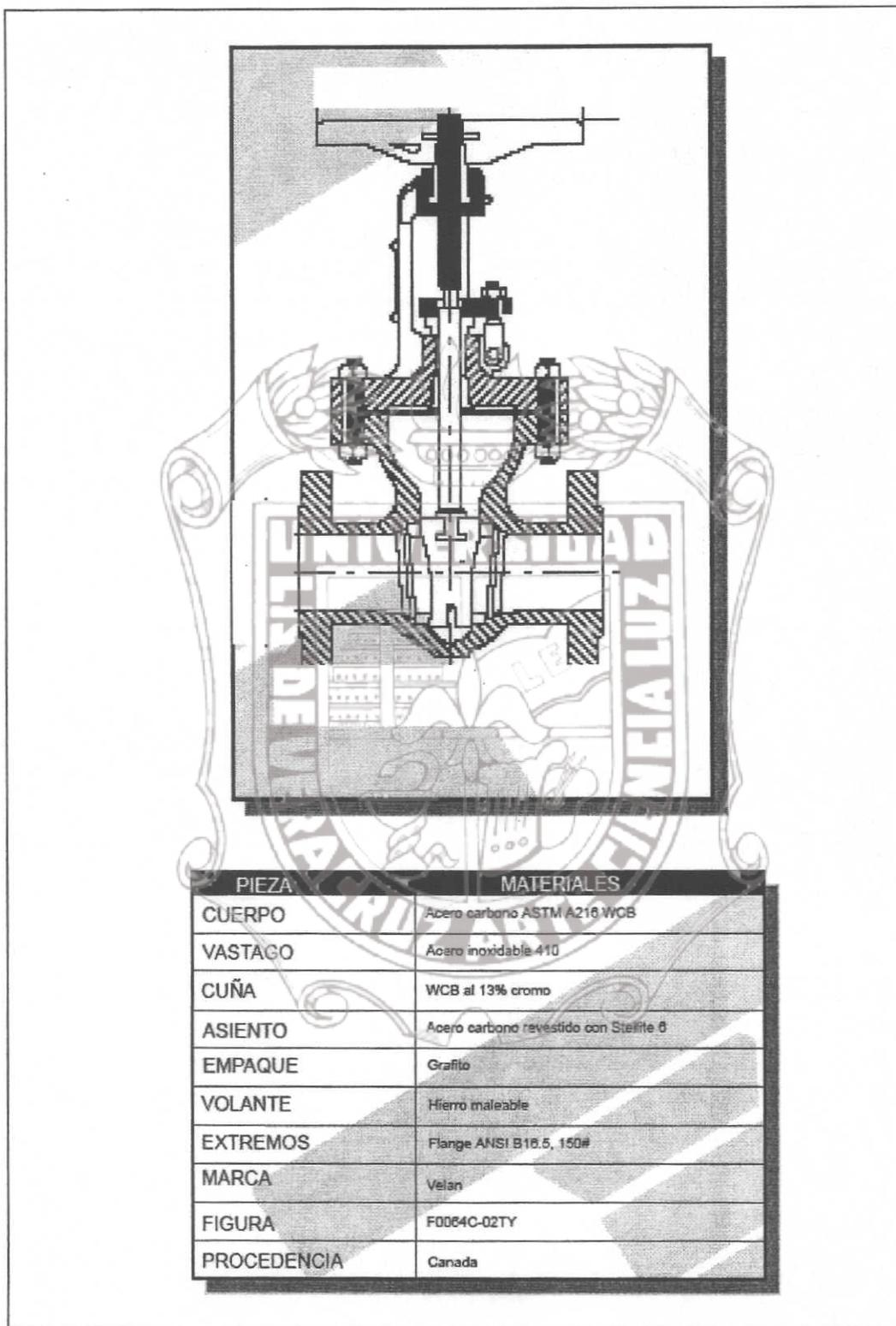


Figura 5.4: Válvula de compuerta.

Fuente: Fuente: Manual de válvulas, cañerías y accesorios.

5.2.4 Válvula de globo.

Las válvulas de globo (Figura.5.5) se recomiendan para regulación o estrangulamiento del fluido, operación frecuente y con caída de presión alta, debido a esto no son recomendables cuando se requiere un fluido continuo.

El sentido de su instalación debe ser tal, que el flujo entre por la parte inferior del asiento, para ello, basta con hacer coincidir la flecha marcada en el cuerpo de la válvula, con el sentido del flujo, puede usarse para fluidos que contengan partículas en suspensión, consta de dos partes de mayor importancia, el globo metálico de maquinado preciso al igual que el asiento, al ser ambos de metal garantiza un sello perfecto.

Las principales características de los servicios de las válvulas de globo incluyen operación frecuente, estrangulación al grado deseado de cualquier fluido, cierre positivo para gases y aire. Los asientos de estas válvulas pueden ser integrales o anillos de asientos reemplazables que se fijan con tornillos o en alguna otra forma.

En válvulas de globo de operación manual cuyo elemento de control es un disco o macho que acopla con un anillo metálico de asiento, el disco puede ser todo metálico o de material elástico. Cuando la presión no es muy alta, es preferible un asiento elástico, porque significa presionar una superficie de metal contra una de elastomero. Si se atrapa una partícula entre esa superficie no hay tanto peligro de romper el sello. En la empaquetadura de vástago, se emplea asbesto impregnado de TFC de alta duración en válvulas para temperatura de hasta 450° F o menos. Para válvulas de mayor capacidad se utilizan asbestos y grafitos con un aglutinante.

La mayor parte de estas válvulas son unidireccionales, suelen tener una trayectoria muy tortuosa para circulación, a menudo un cambio de 90° en el sentido de la circulación, la caída de carga suele ser alta en esta válvulas y, para minimizar la caída muchos fabricantes ofrecen válvulas en Y, y en Angulo.

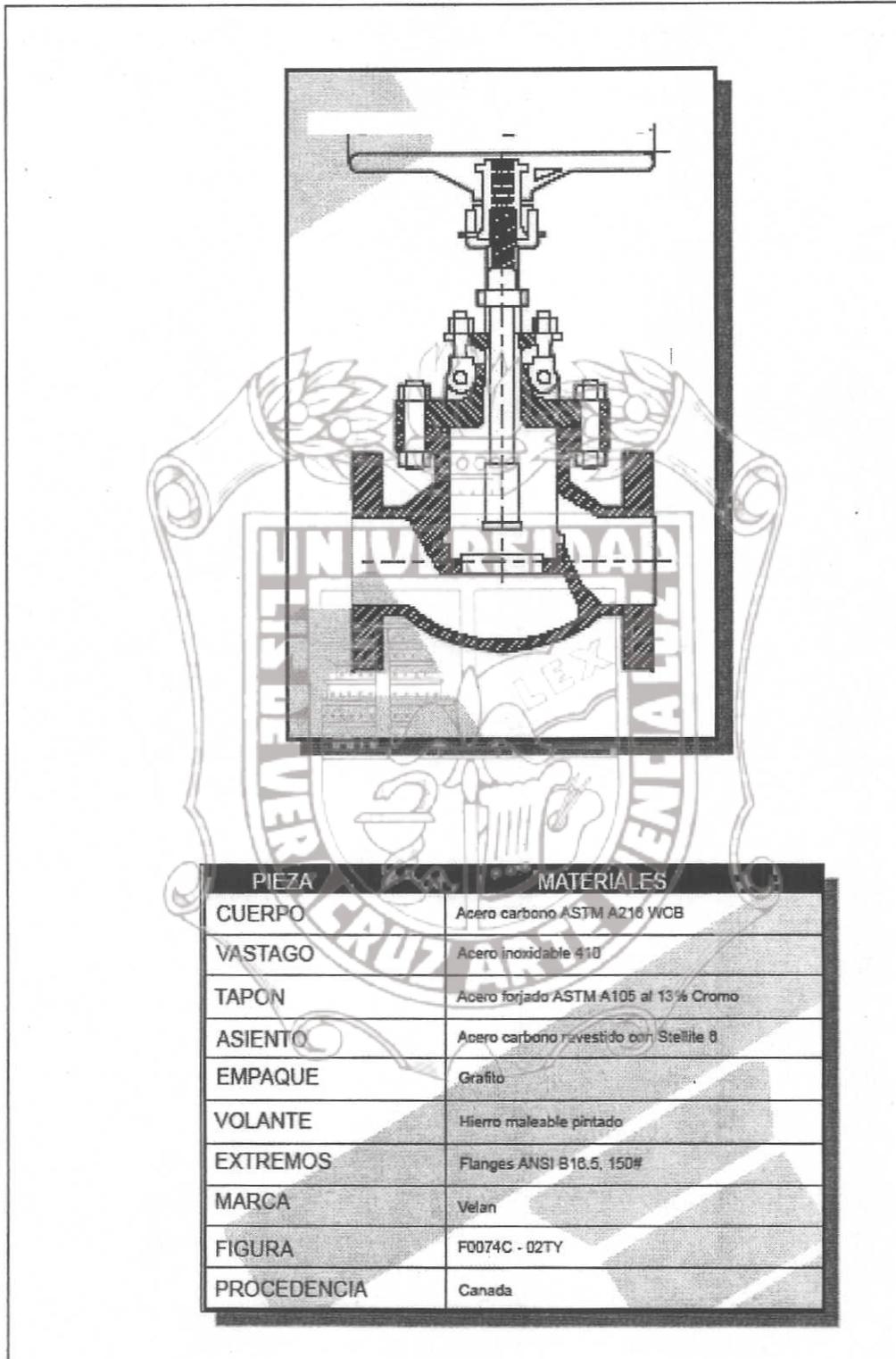


Figura.5.5 - Válvula de globo.

Fuente: Manual de válvulas, cañerías y accesorios.

5.2.5 Válvula de Mariposa.

Las válvulas de mariposa (Figura 5.6) son de diseño sencillo y se utilizan como dispositivos de bloqueo total o regulación de flujo, por su diseño tipo oblea son ligeras y compactas, su operación es simple ya que sólo requiere de $\frac{1}{4}$ de vuelta del disco para abrir o cerrar totalmente, debido al flujo recto a través de ellas origina una baja caída de tensión, son válvulas que permiten un uso frecuente, son eficientes manejando fluidos con sólidos en suspensión.

Consta como parte principal y reguladora del flujo de una mariposa o disco que permite diferentes grados de apertura, por su sencillez y fragilidad no es recomendable para uso pesado, las fuerzas ejercidas por el fluido sobre el disco generan un alto par que ocasiona que su operación sea pesada.

Las válvulas de mariposa son uno de los tipos más antiguas que se conocen, el costo de mantenimiento también es bajo por que tienen un mínimo de piezas móviles. El uso principal es de servicio de corte y de estrangulación cuando se manejan grandes volúmenes de gas o líquidos a baja presión.

El diseño abierto de flujo rectilíneo evita la acumulación de sólidos y produce baja caída de presión, son de operación frecuente. De acuerdo con sus características de sello y de ser a prueba de fugas. Estas válvulas se dividen en dos grupos.

- 1.- El asiento contra el cual cierra el disco es metálico. Esto hace la válvula adecuada para el manejo de semisólidos, por que el material abrasivo no puede ocasionar ningún daño a los asientos.
2. - Se utilizan sellos anulares elásticos alrededor de los discos para obtener un sello a prueba de fugas. En este tipo de válvulas, los materiales para los asientos son Buna - N, viton, caucho natural, hypalon, logran sellos herméticos con estos materiales, pero tienen limitaciones en la temperatura.

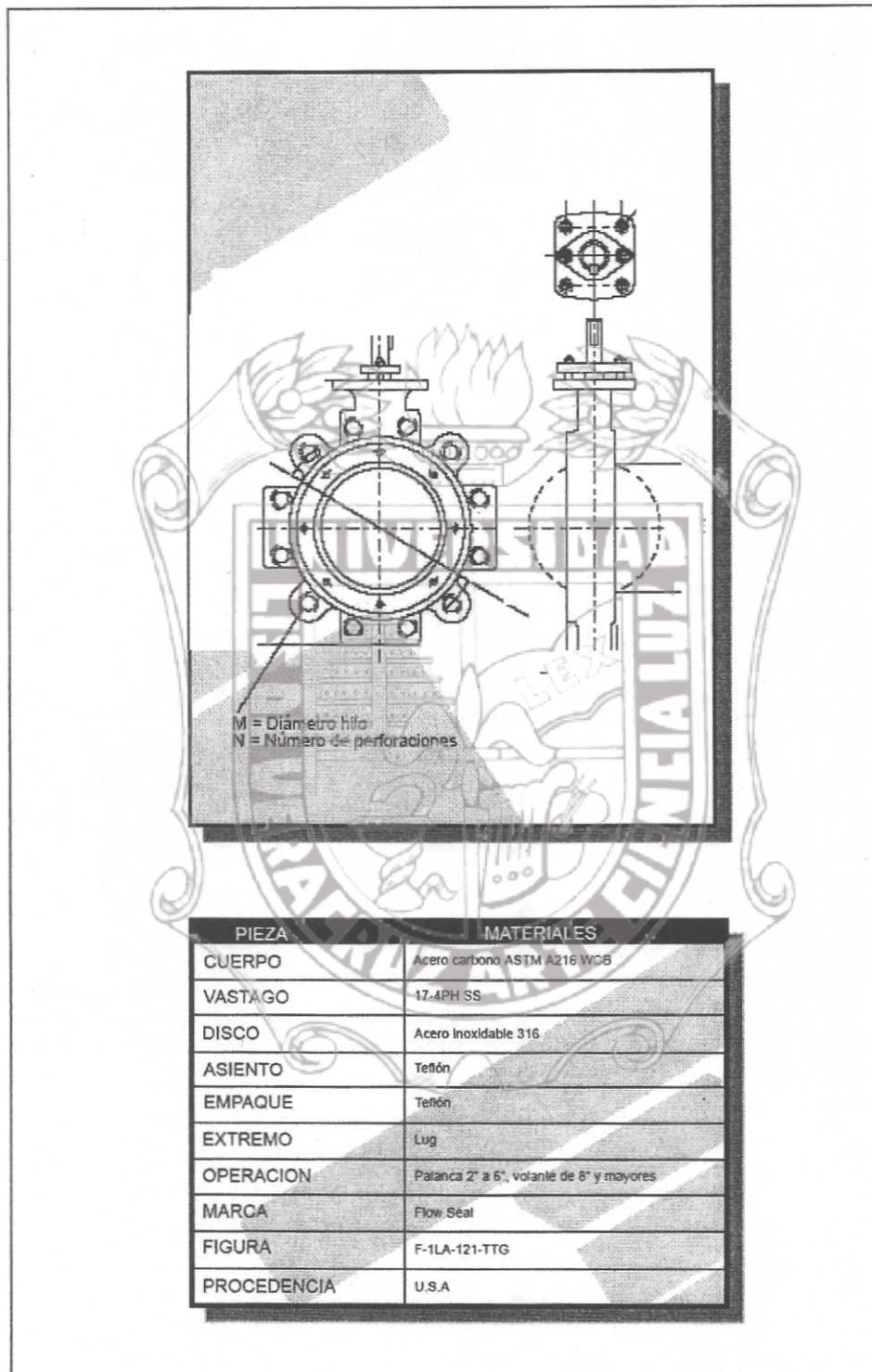


Figura 5.6.- Válvula de mariposa.

Fuente: Manual de válvulas, cañerías y accesorios.

5.3 Como especificar una válvula.

Se determinó que la válvula de compuerta es la que ofrece menor caída de presión. Ahora es importante poder especificar las características de los materiales del cuerpo y accesorios de la válvula, Los fabricantes proporcionan catálogos para ayudar a seleccionar adecuadamente estos materiales, para que cumpla las condiciones de operación. Existe gran diversidad de válvulas para su elección, por lo que resulta importante contemplar los siguientes puntos.

1. Tamaño.
2. Material de la válvula.
3. Tipo de válvula.
4. Relación presión – temperatura.
5. Forma de operación.

El tamaño nominal de la línea en la que la válvula va a ser colocada determina el tamaño de la válvula.

Los manuales de los fabricantes (Micro Motion, Fisher Rosemount, Walworth) proporcionan datos con el objeto de determinar los materiales del cuerpo y piezas internas de la válvula, en las descripciones de materiales para las válvulas específicas los materiales estándares son mostrados y las diferentes opciones de interiores que se ofrecen para acomodarlos a las condiciones de servicio; los siguientes factores deben ser considerados al determinar los materiales de la válvula.

1. El medio que va hacer controlado.
2. El rango de temperatura del medio a controlar.
3. El rango de presión a las que la válvula va a ser sometida.
4. Posibles condiciones atmosféricas que pueda afectar la válvula.
5. Posibles esfuerzos extraordinarios a los que la válvula puede ser sujeta.
6. Estándares de seguridad y códigos que debe cumplir.

El tipo de válvula depende de la función de control, cada configuración de válvulas ha sido desarrollada para ejecutar ciertas funciones de control, no se puede esperar que una válvula ejecute todos los trabajos, que una válvula puede hacer en un sistema.

Una presión acompañada de altas temperaturas cambia la clase de válvula, por lo que se tendrá especial cuidado en las relaciones presión – temperatura.

En las conexiones de las válvulas se debe considerar el tipo de tubería, mantenimientos futuros, ensamble de la línea, peso y seguridad.

El dispositivo de operación estándar con el que se suministra la válvula puede ser sustituido por dispositivos opcionales como actuados eléctricos, neumáticos o hidráulicos.

Ahora se conoce que la válvula es una de compuerta y que estará instalada en una línea de tubería con las siguientes características:

1. Diámetro nominal. 6"
2. Servicio. Asfalto
3. Presión. 5 kg cm⁻³
4. Temperatura. 100 – 150° C

El diámetro de la válvula será de 6", que es el diámetro nominal de la tubería, el cuerpo e interiores de la válvula se determina con el tipo de servicio.

Las válvulas de compuerta se fabrican en bronce, acero forjado, hierro y fundición de acero, según Tabla 10 del Anexo A, que corresponde los materiales de cuerpo de válvulas recomendados según el servicio se puede determinar que las válvulas de acero forjado, hierro y fundición de acero son materiales que se recomiendan en el uso de asfaltos, de esta manera se puede instalar cualquiera de estas válvulas, las válvulas de bronce son válvulas que se recomiendan para sistemas de baja presión o sistemas que manejan agua, gas o aire.

Para poder determinar cual de las tres válvulas es la indicada, se tiene otra opción.

En las tablas que corresponden a las características generales de operación y servicio por tipo de válvula (Tablas 11,12 y 13 del Anexo A) se puede determinar que las dos válvulas de clase 150 y 125 para las válvulas de hierro, soportan las condiciones de operación del sistema en el rango en que se encuentra el fluido, en esta relación sólo nos permitió determinar que la clase correcta de la válvula es 150 o 125.

La opción siguiente para descartar y poder elegir una de ellas, es el costo, sabiendo que las dos cumplen con los requerimientos del sistema, podemos elegir

una válvula de acero al carbón ASTM a 216 que resulta ser de menor costo que la de fundición de hierro.

Los internos de la válvula se eligen con la tabla de compatibilidad de materiales (Tabla 10 del Anexo A), ofrecida por el fabricante (WALWORTH), es importante recordar que el material elegido para el cuerpo de la válvula marca la pauta a seguir en esta nueva elección.

El fabricante WALWORTH en su manual de válvulas de acero de fundición maneja una válvula de acero de fundición clase 150 doble A (AA) o triple A (AAA), la primera con disco y anillo de acero al 13% rolado en frío (CR) la triple A, tiene disco al 13% CR y anillo de acero monel.

Los anteriores materiales son compatibles con el servicio indicado, el costo de una válvula "AA" es menor, así que se elige esta válvula, que además será suministrada con vástago de acero inoxidable al 13% CR.

La válvula que se necesita es una válvula estándar "AA" de compuerta, cuerpo de acero fundido al carbón clase 150, ANSI B16.34, API 600/ANSI, extremos bridados ANSI B16.5-2003, vástago ascendente, anillos soldados, actuador de volante de 4".

5.4 Dimensiones de un patín de medición.

La dimensión de un patín de medición depende de las partes que lo componen; las dimensiones de codos, reducidos, válvulas y medidores de flujo másico son tomadas de los manuales y catálogos de los fabricantes.

5.4.1 Accesorios de tubería.

Los accesorios de tubería son los codos, reducidos y las bridas.

5.4.2 Codos:

Son accesorios de tubería que permiten el cambio de dirección del fluido, la Te's dividen en dos el fluido.

5.4.3 Reducidos:

Reducen o aumentan la sección de la tubería.

5.4.4 Bridas:

Son accesorios que soldados a los tubos, codos o te's permiten el acoplamiento de ellos sin la necesidad de soldar.

Todos estos accesorios son del tipo soldable de cédula 40 y se rigen en su forma por la norma ANSI B16.9-2004 Standard Specification for Envelope Dimensions for Butterfly Valves-NPS 2 to 24 ASTM F1098-88(2004). y en sus materiales por la norma ASTM A 234 WPB/A234M-05/GR WB 234, El acero de estos accesorios de tubería tiene una composición química del 24% C, 27% MN, 5% P, 6% S, soporta presiones de 250 a 400 PSI.

Para saber la dimensión de los codos de radio largo (RL) cédula 40 ANSI B16.9-2004, ASTM A 234 WPB/A234M-05/GR WB 234 se consulta la Tabla 1 del Anexo A.

Para saber las dimensiones de una "te" cédula 40 ANSI B16.9-2004, ASTM A 234 GR WB 234 se consulta la Tabla 2 del Anexo A.

Para saber las dimensiones de un reducido 12 x 6 cédula 40 ANSI B16.9-2004, ASTM A 234 GR WB 234 se consulta la Tabla 3 del Anexo A.

Para saber las dimensiones de una brida clase 150 cuellos soldable (r f) de 6" de diámetro ASTM A105/A105M-05 se consulta la Tabla 4 del Anexo A.

Para determinar las dimensiones de un medidor flujo tipo másico ELITE CMF 600 se consulta el manual del fabricante MICRO MOTION DE FISHER ROSEMOUNT, Figura 1 del Anexo B.

Para determinar las dimensiones de las válvulas se usará el manual proporcionado por el distribuidor de las válvulas "Manual de válvulas, cañerías y accesorios" (Válvulas Industriales S.A. de C.V. www.valvulasindustriales.com).

Las dimensiones de los tramos de tubería entre válvulas y medidores serán tomadas las propuestas por la compañía (Dumez Copisa S. A. de C.V) quedando pendiente el estudio que respalden o modifiquen estos tramos.

6.0

Metodología.

6.1 Ubicación del patín de medición en la Refinería.

Los medidores de flujo máscopicos de frontera son medidores de gasto que se encuentran en la tubería de salida a otras estaciones, que regularmente cuentan con un transmisor de señal que la hacen llegar a una consola donde se registran todas las lecturas y se lleva un historial de ellas.

En el plano DFP-A-14 (Figura 6.1.) del proyecto r-324-30-01 se representa la sección de almacenamiento y bombeo de asfaltos a llenaderas de la "Refinería Miguel Hidalgo" de Tula de Allende, Hgo. en donde se distingue claramente bombas, tanques, válvulas, tuberías y dos medidores máscopicos representado por FI 1151 y FI 1152 que se encarga de medir todo el asfalto enviado a las llenaderas, y que serán motivo de nuestro estudio.

6.2 Descripción del sistema de bombeo a llenaderas.

El sistema de almacenamiento y bombeo de asfaltos cuenta con cuatro tanques de almacenamiento identificados como TV-401, TV-402, TV-403, TV-404 con capacidad de 10,000 galones cada uno, y una altura de 11.2 m. la tubería de salida del tanque es de 14", también tiene una válvula tipo macho o pilón conectada a una "t" que divide el fluido en dos que a su vez cuentan con válvulas de tipo macho o pilón, estas válvulas dan acceso a dos ramales de distribución (líneas 2 y 3 de 14" de diámetro).

De los anteriores ramales las bombas centrífugas BR-576A, BR-576B, BR576C y BR576D con capacidad de 900 galones por minuto, toman de ambos; asfalto que es enviado a voluntad a cualquiera de las dos líneas (7 o 6 de 12" de diámetro) en donde se encuentran los medidores máscopicos (FI 1151 y FI 1152).

La disposición de este sistema permite que cualquier bomba tome asfalto de cualquier tanque de almacenamiento, dependiendo su nivel, también permite el mantenimiento de las líneas, tanques o bombas sin que en ningún momento se corte el suministro de asfalto a las llenaderas, lo anterior gracias a la operación de las válvulas mencionadas; a continuación de las bombas centrífugas se encuentra una válvula de retroceso que permite mantener inundada la línea con la finalidad de proteger la bomba en el arranque.

Tesis de Maestría

Instituto de Ingeniería de la U.V.

Tesis: Diseño Óptimo de Patines de Medición de Frontera.

Las líneas 7 y 6 conducen asfalto a una presión de operación de 5 kg cm^{-2} , una temperatura de $120 - 150^\circ \text{ C}$, una densidad de 0.8024 kgm^{-3} . y una viscosidad en poises de $1600 - 2400$, el gasto promedio en la línea es de $205 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$.

El medidor másico es un equipo de medición de fluidos que opera en la línea y que toma datos del fluido a medir tales como la densidad, viscosidad, temperatura y presión, para poder determinar el gasto; información que es enviada y procesada en consolas.

Este medidor en conjunto con los accesorios de instalación es lo que se conoce como un patín de medición, y consta de un medidor de flujo másico, codos, te's, bridas, juntas metálicas, reducidos, válvulas y tubería, con los que además se construye el BY - PASS que es el dispositivo que se encarga de desviar el fluido con la finalidad de dar mantenimiento al medidor.



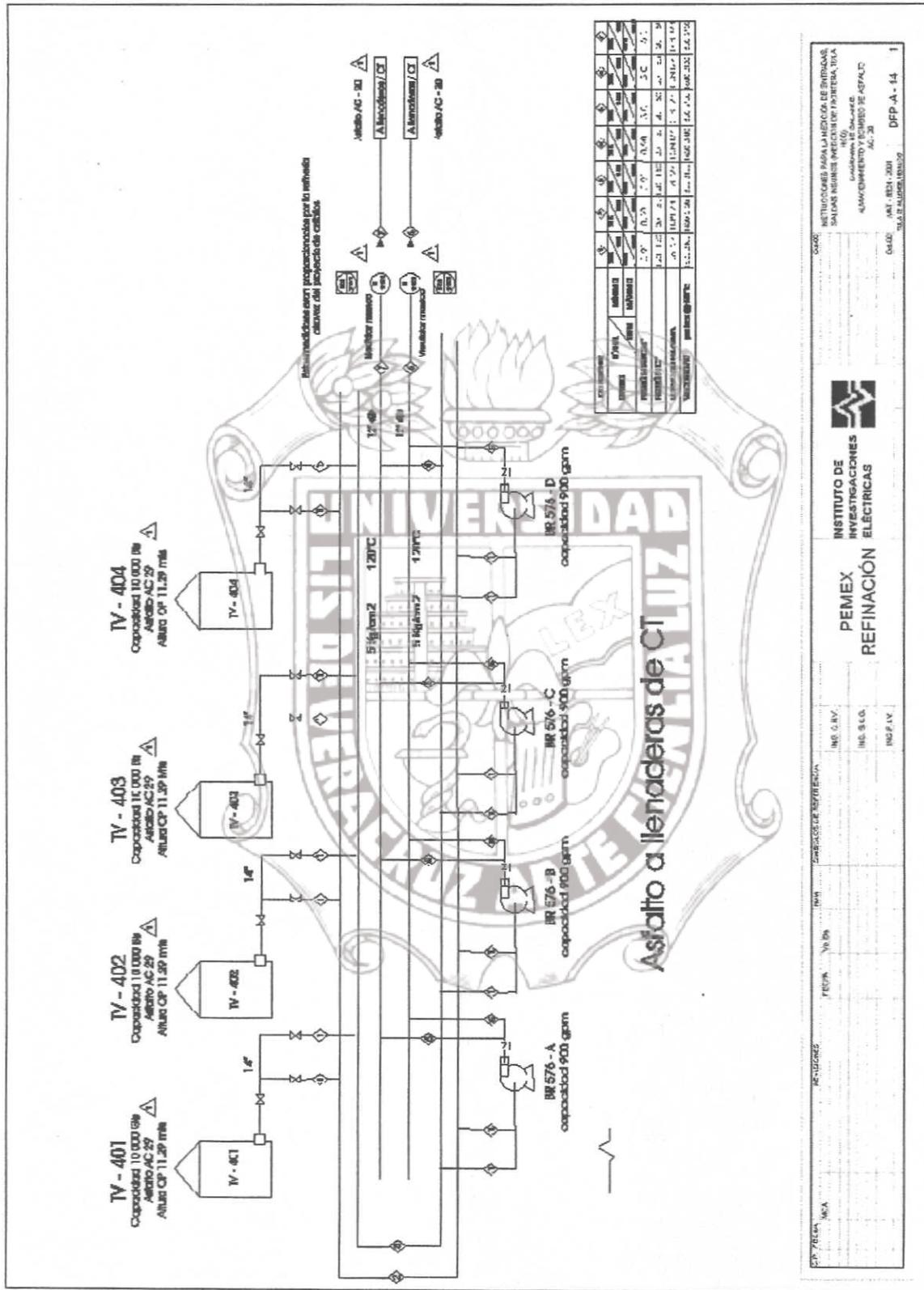


Figura 6.1 Dibujo esquemático de la distribución del cargamo de bombeo y tanques de almacenamiento de la estación de asfaltos de Tula Hidalgo. Fuente: Pemex Refinación, plano DFP - A - 14

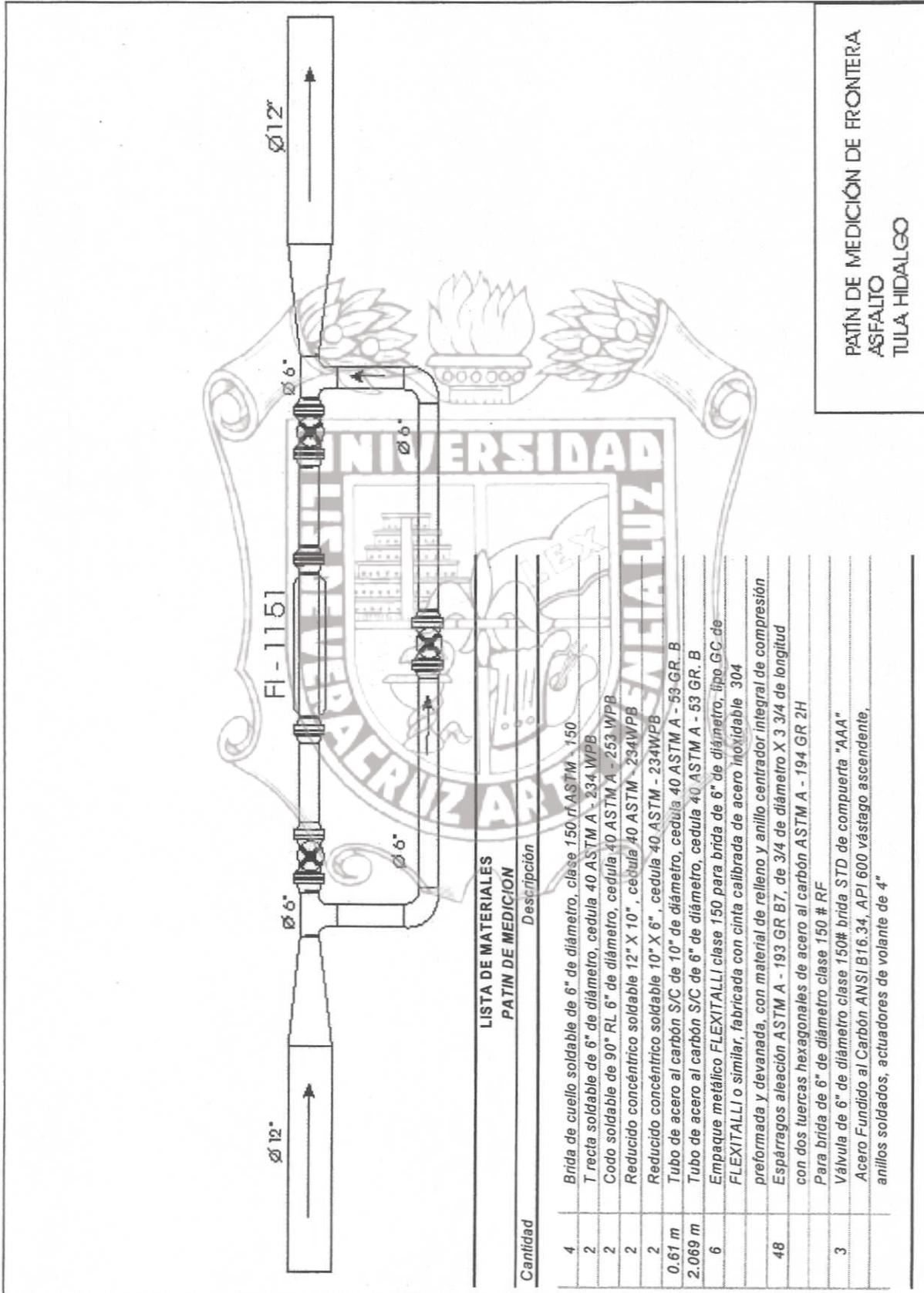


Figura 6.2 Patín de medición de frontera

6.3 Operación del patín de medición.

En el isométrico (Figura 6.2) se muestra el patín del medidor másico y la distribución de los elementos que lo conforman, sin que necesariamente este dibujo este a escala, que además resulta ser un patín de medición típico, el isométrico regularmente contiene una lista de materiales con la cantidad y características más importantes de cada pieza, y algunas notas que se consideren importantes.

Con la válvula del BY - PASS cerrada y las válvulas de la línea principal abiertas el asfalto pasa y es medido el gasto, si se desea dar mantenimiento al medidor de flujo, se tendrán que cerrar las válvulas de la línea principal y abrir la del BY - PASS.

Los materiales usados en los patines de medición deben cumplir con normas internacionales exigidas por PEMEX refinación como son la norma ANSI y ASME, cuidando que los materiales sean los indicados para el manejo del asfalto.

Adjunto dibujo esquemático de la distribución del carcamo de bombeo y tanques de almacenamiento de la estación de asfaltos de Tula Hidalgo (Figura 6.1), en donde queda clara la distribución de la planta.

Se anexan copias de los isométricos de las modificaciones que se hicieron a un mismo patín; como es notorio en cada caso se eligió una válvula diferente, en los patines 1,2,3 y 4 (Figuras 7,8,9 y 10 del Anexo B) después y antes del medidor de flujo se colocó un tramo de tubería. Situación que no fue así en el patín 1 (Anexo B Figura 7).

En el patín 2 se contempla la posibilidad de realizar el cambio de sección en dos pasos. En los otros patines restantes el cambio de sección se realizó en un solo paso.

6.4 Pérdidas de energía.

Partiendo de que el mejor patín de medición es el que presente menor pérdida de energía, se tendrá que calcular las pérdidas en cada patín modificado, de esta manera se establecerá un comparativo y se podrá determinar cual es el mejor.

Las pérdidas de energía en un sistema cuando un líquido circula, se deben a las siguientes causas.

1. Pérdidas por frotamiento.
2. Pérdidas por entrada y salida.
3. Pérdida por súbito ensanchamiento del tubo.
4. Pérdida por súbita contracción del tubo.
5. Pérdidas por obstrucción en el tubo.
6. Pérdidas por cambio de dirección del fluido.

Quando el asfalto circule a través del patín de medición experimentará cambios de dirección debido a los codos y a las te's, reducción y ensanchamiento de la sección del tubo debido a los reducidos, también experimentará obstrucciones a su paso debido a las válvulas, con esto aumentará las pérdidas por fricción en tubería, por lo que se tendrá que realizar los siguientes cálculos.

1. Pérdidas de energía por fricción en tuberías.
2. Pérdidas de energía por obstrucción en válvulas.
3. Pérdidas de energía por súbita reducción y ensanchamiento de sección.
4. Pérdidas por cambio de dirección en codos y te's.

6.4.1 Pérdida de energía en la tubería.

Las pérdidas de energía en la tubería se deben a la fricción que experimenta el fluido al circular por el tubo, en el patín estas pérdidas serán secundarias, debido a las longitudes pequeñas de los tramos de tubo usados, la pérdida de carga se mide en unidades lineales (mts, pies, plg.), se representa con H_f y depende de:

6.4.2 Cálculo de la velocidad de circulación.

El problema se reduce a calcular la pérdida de carga debida a la fricción de un metro de tubo de acero al carbón de 6" de diámetro nominal, en el que fluye $205 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ de asfalto a una temperatura de 150°C .

Los diámetros nominales de la tubería se convirtieron a metros, como sigue.

$$d_{12} = 12 \times 0.0254 = 0.304 \text{ m.}$$

$$d_{10} = 10 \times 0.0254 = 0.254 \text{ m.}$$

$$d_9 = 9 \times 0.0254 = 0.228 \text{ m.}$$

$$d_6 = 6 \times 0.0254 = 0.152 \text{ m.}$$

Las áreas de la sección de la tubería se calculan con la siguiente fórmula:

En donde:

A = es el área de la sección de la tubería (m^2).

d = es el diámetro de la tubería (m).

De aquí:

$$A_{12} = \frac{\pi}{4} \times 0.304^2 = 0.0729 \text{ m}^2$$

$$A_{10} = \frac{\pi}{4} \times 0.254^2 = 0.0506 \text{ m}^2$$

$$A_9 = \frac{\pi}{4} \times 0.228^2 = 0.0410 \text{ m}^2$$

$$A_6 = \frac{\pi}{4} \times 0.152^2 = 0.0182 \text{ m}^2$$

La velocidad se calcula con:

$$V = \frac{Q}{A} = \text{ms}^{-1}$$

En donde:

V= es la velocidad, (ms^{-1}).

Q = es el gasto, (m^3s^{-1}).

A = es el área (m^2).

Si $Q = 205 \text{ m}^3\text{h}^{-1} = 0.05694 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ se tiene:

$$V_{12} = \frac{0.05694}{0.07296} = 0.78 \text{ ms}^{-1}$$

$$V_{10} = \frac{0.05694}{0.0506} = 1.12 \text{ ms}^{-1}$$

$$V_9 = \frac{0.05694}{0.04104} = 1.03 \text{ ms}^{-1}$$

$$V_6 = \frac{0.05694}{0.01824} = 3.12 \text{ ms}^{-1}$$

6.4.3 Cálculo del número de Reynolds (Re).

Se puede calcular el número de Reynolds con la siguiente fórmula:

$$Re = \frac{Vd}{\nu} = \frac{\frac{\text{m}}{\text{s}} \times \text{m}}{\frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = \text{adimensional}$$

En donde:

Re = Número de Reynolds (adimensional).

V= Velocidad del fluido (ms^{-1}).

d = Diámetro de la tubería (m).

ν = Viscosidad cinemática del asfalto (m^2s^{-1}).

La viscosidad cinética del asfalto es un dato técnico proporcionado (junto con otros) por el fabricante, y se encuentra referida en función de la temperatura de operación.

Viscosidad cinética (ν) del asfalto = $8.86 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$

$$Re_{12} = \frac{0.78 \times 0.3048}{8.86 \times 10^{-6}} = 2.68 \times 10^4 \text{ flujo turbulento}$$

$$Re_{10} = \frac{1.123 \times 0.258}{8.86 \times 10^{-6}} = 3.32 \times 10^4 \text{ flujo turbulento}$$

$$Re_9 = \frac{1.38 \times 0.228}{8.86 \times 10^{-6}} = 3.55 \times 10^4 \text{ flujo turbulento}$$

$$Re_6 = \frac{3.12 \times 0.1524}{8.86 \times 10^{-6}} = 5.36 \times 10^4 \text{ flujo turbulento}$$

6.4.4 Cálculo del coeficiente de fricción (f).

La constante del tubo de acero nuevo al carbón es $K = 0.25 \text{ mm}$, según la Figura 2 del Anexo B (tabla de cálculo del número de Reynolds, factor de fricción en tubería y rugosidad relativa). Con los anteriores datos podemos calcular la rugosidad relativa.

$$\frac{K}{d_{12}} = \frac{0.25 \text{ mm}}{304.8 \text{ mm}} = 8.2 \times 10^{-4}$$

$$\frac{K}{d_{10}} = \frac{0.25 \text{ mm}}{254 \text{ mm}} = 9.84 \times 10^{-4}$$

$$\frac{K}{d_9} = \frac{0.25 \text{ mm}}{228 \text{ mm}} = 1.09 \times 10^{-3}$$

$$\frac{K}{d_6} = \frac{0.25 \text{ mm}}{152.4 \text{ mm}} = 1.64 \times 10^{-3}$$

Con los anteriores datos se entra a la Figura 2 del Anexo B y se obtiene "f".

$$f_{12} = 0.0067$$

$$f_{10} = 0.0065$$

$$f_9 = 0.0064$$

$$f_6 = 0.006$$

6.4.5 Cálculo de las pérdidas de carga por fricción (Hf).

Ahora se calcula la pérdida "hf" con:

$$H_f = \frac{f l}{d} \times \frac{v^2}{2g} = \frac{m}{m} \times \frac{\frac{m^2}{s^2}}{\frac{m}{s^2}} = m$$

De esta manera:

$$H_{f_{12}} = \frac{0.0067 \times 1}{0.3048} \times \frac{0.78^2}{2 \times 9.81} = 6.8 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$H_{f_{10}} = \frac{0.0067 \times 1}{0.254} \times \frac{1.23^2}{2 \times 9.81} = 16.4 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$H_{f_9} = \frac{0.0067 \times 1}{0.228} \times \frac{1.38^2}{2 \times 9.81} = 28.5 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$H_{f_6} = \frac{0.0067 \times 1}{0.1524} \times \frac{3.12^2}{2 \times 9.81} = 218 \times 10^{-4} \text{ m}$$

6.4.6. Cálculo de las pérdidas de carga por ampliación gradual (h).

Las pérdidas de carga por ampliación gradual se dan en los reducidos (Trueba, 1982), se tienen tres posibles 6 x 12, 10 x 12 y 6 x 10; con las consideraciones que resultan de la gráfica 4-a del anexo B, se procedió a realizar los siguientes cálculos.

$$\frac{1}{2} \alpha_{6 \times 12} = \operatorname{tg} \frac{3}{8} = 0.375 \rightarrow \theta = \operatorname{tg}^{-1} 0.375 = 20.5^\circ \rightarrow \alpha = 42^\circ$$

$$\frac{1}{2} \alpha_{6 \times 10} = \operatorname{tg} \frac{2}{7} = 0.2857 \rightarrow \theta = \operatorname{tg}^{-1} 0.235 = 16^\circ \rightarrow \alpha = 32^\circ$$

$$\frac{1}{2} \alpha_{10 \times 12} = \operatorname{tg} \frac{1}{8} = 0.125 \rightarrow \theta = \operatorname{tg}^{-1} 0.125 = 7^\circ \rightarrow \alpha = 14^\circ$$

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{12}{6} = 2$$

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{10}{6} = 1.66$$

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{12}{10} = 1.2$$

Con estos datos se entra a la Tabla 7 del Anexo A, para obtener los valores para el cálculo de pérdidas de carga para ampliación gradual en tubería.

$$K_{12 \times 6} = 0.29$$

$$K_{10 \times 6} = 0.25$$

$$K_{12 \times 10} = 0.18$$

Las pérdidas (**h**) se calculan con la siguiente fórmula:

$$h = K \frac{v_1^2}{2g} = \frac{m^2}{\frac{m}{s^2}} = m$$

De esta manera.

$$h_{6 \times 12} = 0.56 \times \frac{(3.12\text{m})^2}{2 \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0.2778 \text{ m}$$

$$h_{6 \times 10} = 0.44 \times \frac{(2.25\text{m})^2}{2 \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0.2183 \text{ m}$$

$$h_{10 \times 12} = 0.09 \times \frac{(1.123\text{m})^2}{2 \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0.0058 \text{ m}$$

6.4.7 Cálculo de las pérdidas de carga por reducción gradual (h).

Las pérdidas de carga por reducción gradual se dan en los reducidos, se tienen tres posibles 12 x 6, 12 x 10, 10 x 6 (Trueba,1982).

De esta manera:

$$\frac{1}{2} \alpha_{12 \times 6} = \text{tg} \frac{3}{8} = 0.375 \rightarrow \theta = \text{tg}^{-1} 0.375 = 20.5^\circ \rightarrow \alpha = 42^\circ$$

$$\frac{1}{2} \alpha_{10 \times 6} = \text{tg} \frac{2}{7} = 0.2857 \rightarrow \theta = \text{tg}^{-1} 0.235 = 16^\circ \rightarrow \alpha = 32^\circ$$

$$\frac{1}{2} \alpha_{12 \times 10} = \text{tg} \frac{1}{8} = 0.125 \rightarrow \theta = \text{tg}^{-1} 0.125 = 7^\circ \rightarrow \alpha = 14^\circ$$

Los datos de "K" dados por KISIELIEV (Trueba 1982) se obtienen de la Tabla 8 del Anexo A.

$$K_{12 \times 6} = 0.29$$

$$K_{10 \times 6} = 0.25$$

$$K_{12 \times 10} = 0.18$$

De esta manera, considerando las velocidades de circulación calculadas en el apartado 6.4.2 aplicadas a la fórmula $h_{d1xd2} = K \frac{\frac{1}{2}(V_1 + V_2)}{2g}$.

$$h_{12 \times 6} = 0.29 \times \frac{0.78 + 3.12}{2 \times 9.81} = 0.0288 \text{m}$$

$$h_{10 \times 6} = 0.25 \times \frac{1.23 + 3.12}{2 \times 9.81} = 0.027 \text{m}$$

$$h_{12 \times 10} = 0.29 \times \frac{0.78 + 1.23}{2 \times 9.81} = 0.00873 \text{m}$$

6.4.8 Cálculo de pérdida de carga por cambio de dirección en codos (f).

Esta pérdida se presenta en los codos, que para el patín serán de 90°, radio largo. Con esta relación se entra a la Figura 3 del Anexo B.

$$\begin{aligned} d &= 6'' \\ r &= 9'' \\ \frac{r}{d} &= \frac{9}{6} = 1.5 \end{aligned}$$

Se obtiene.

$$K = 0.35$$

La pérdida de carga se calcula con la fórmula:

$$f = K \left(\frac{v^2}{2g} \right) = m$$

De esta manera:

$$f = 0.35 \frac{\left(3.12 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2}{2 \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0.1732 \text{m}$$

6.4.9 Cálculo de pérdida de carga por cambio de dirección en Te's (f).

La "t" es un accesorio con pérdida de carga por cambio de dirección o por bifurcación; en la Figura 4 del Anexo B, se proporciona una gráfica para te's bridadas en flujo lateral y en el mismo sentido.

Con diámetro de 6", en la dirección del flujo principal, el valor de $k= 0.17$, y en flujo lateral $k= 0.75$; la pérdida de carga se calcula con la siguiente formula.

$$f = K \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

De esta forma, la pérdida de carga en dirección del flujo es:

$$f = 0.6 \times \left(\frac{3.12^2}{2 \times 9.81} \right) = 0.297 \text{ m}$$

6.4.10 Calculo de pérdida en válvulas

Las válvulas son las que originan mayor pérdida, para el cálculo de éstas, se toman las constantes propuestas por Massey (1979) que se encuentran en la Tabla 5 anexo A.

Con todas las pérdidas calculadas para cada patín, se elaboraron las tablas 6.1, 6.2, 6.3 y 6.4, en donde se detallan por patín, ubicación y tipo de accesorio.

Tabla 6.1 Tabla de pérdidas de carga para el patín 1.

Pérdidas de carga					
Patín uno					
accesorios	Diámetros	Unidad	Cantidad	Pérdida de carga (M)	
	Pulgadas			Unitaria	Total
<i>En línea principal</i>					
Válvula macho	6	Pza.	2	1.04	2.084
"t"	6	Pza.	2	0.06	0.118
Reducción	12 x 6	Pza.	2	0.03	0.058
Ampliación	6 x 12	Pza.	2	0.28	0.556
Tubería	6	Ml.	1.6	0.02	0.035
					2.850
<i>en By Pass</i>					
Válvula Macho	6	Pza.	1	1.04	1.042
Codo	6	Pza.	2	0.17	0.346
"t"	6	Pza.	2	0.30	0.594
Tubería	6	Ml.	5.03	0.02	0.110
					2.092
				<i>Sumatoria</i>	4.942

Instituto de Ingeniería
 Universidad Veracruzana

Tabla 6.2 Tabla de pérdida de carga para el patín 2.

Pérdidas de carga					
Patín dos					
accesorios	Diámetros	Unidad	Cantidad	Pérdida de carga (M)	
	Pulgadas			Unitaria	Total
<i>En línea principal</i>					
Válvula globo	6	Pza.	2	4.92	9.840
"t"	6	Pza.	2	0.06	0.118
Reducción	12 x 10	Pza.	2	0.03	0.058
Reducción	10 x 6	Pza.	2	0.03	0.058
Ampliación	10 x 12	Pza.	2	0.28	0.556
Ampliación	7 x 12	Pza.	2	0.28	0.556
Tubería	6	Ml.	1.6	0.02	0.035
					11.219
<i>en By Pass</i>					
Válvula globo	6	Pza.	1	4.92	4.920
Codo	6	Pza.	2	0.17	0.346
"t"	6	Pza.	2	0.30	0.594
Tubería	6	Ml.	6.788	0.02	0.148
					6.008
<i>Sumatoria</i>					17.228

Tabla 6.3 Tabla de pérdida de carga para el patín 3.

Pérdidas de carga					
Patín tres					
accesorios	Diámetros	Unidad	Cantidad	Pérdida de carga (M)	
	Pulgadas			Unitaria	Total
<i>En línea principal</i>					
Válvula compuerta	6	Pza.	2	0.10	0.198
"t"	6	Pza.	2	0.08	0.118
Reducción	12 x 6	Pza.	1	0.03	0.029
Ampliación	6 x 12	Pza.	1	0.28	0.278
Tubería	6	Ml.	1.6	0.02	0.035
					0.657
<i>en By Pass</i>					
Válvula compuerta	6	Pza.	1	0.10	0.099
Codo	6	Pza.	2	0.17	0.346
"t"	6	Pza.	2	0.26	0.518
Tubería	6	Ml.	5.27	0.02	0.115
					1.078
<i>Sumatoria</i>					1.736

Tabla 6.4 Tabla de pérdida de carga para el patín 4.

Pérdidas de carga					
Patín cuatro					
Accesorios	Diámetros	Unidad	Cantidad	Pérdida de carga (M)	
	Pulgadas			Unitaria	Total
<i>En línea principal</i>					
Válvula mariposa	6	Pza.	2	0.18	0.351
"t"	6	Pza.	2	0.06	0.118
Reducción	12 x 6	Pza.	1	0.03	0.029
Ampliación	6 x 12	Pza.	1	0.28	0.278
Tubería	6	Ml.	1.6	0.02	0.035
					0.811
<i>en By Pass</i>					
Válvula Mariposa	6	Pza.	1	0.18	0.176
Codo	6	Pza.	2	0.17	0.346
"t"	6	Pza.	2	0.26	0.518
Tubería	6	Ml.	5.27	0.02	0.115
					1.155
<i>Sumatoria</i>					1.966

7.0

Rediseño.

7.1 Rediseño de los patines de medición

Ya fue expuesto en los temas anteriores la ubicación, el funcionamiento, dimensionamiento y cálculo de la pérdida de carga en los patines de medición.

También fue expuesto que algunas dimensiones de la tubería del patín son en cierto grado arbitrarias, depende de las dimensiones dadas a otros patines en anteriores proyectos.

El cambio de las válvulas depende en mayor grado del costo de estas, apenas cuidando que cumpla con las normas solicitadas por el IMP o PEMEX, se entiende de manera acertada que válvulas dan menor caída, pero no se tienen disponibles los datos de las constantes de obstrucción de las válvulas en cuestión.

No se tiene ningún criterio que establezca el tamaño de los brazos del by-pass, pudiendo tomar cualquier dimensión.

No se cuida que condiciones deben existir "aguas arriba" y "aguas abajo" del medidor de flujo másico, y si estas condiciones afectan las lecturas.

El rediseño partirá del patín con menor caída de carga, al que se seleccionarán los materiales de las válvulas, se atenderán las dimensiones de los brazos del BY-PASS, se determina si la reducción de la sección de la tubería se realizarán en uno o dos pasos, al terminar estas modificaciones se propondrá un nuevo patín que deberá ser operativamente funcional y con baja caída de carga.

7.2 Aspectos a cuidar en el diseño de un patín de medición

Por la anterior el rediseño atenderá.

1. Pérdidas de carga.
2. Selección de materiales de válvulas y accesorios.
3. Dimensionamiento del BY-PASS.
4. Seleccionar el cambio de sección de la tubería en uno o dos pasos.
5. Determinar las distancias entre el medidor de flujo y los accesorios.

7.3 Rediseño por caída de carga.

La caída de carga determina en buena medida el diseño óptimo de un patín de medición, es deseable que estas sean mínimas, Las válvulas resultan ser el accesorio de tubería más importante o de mayor peso en lo que respecta a las caídas de carga.

El patín de medición con menor caída de carga es el patín 3 de acuerdo a la tabla 7.1, es el que presenta menor caída de carga, si se analiza los cuadros de caída de carga individual de cada patín de medición, se puede notar que la correcta selección de una válvula, determina en buena medida que la suma total de las caídas, sea pequeña.

Tabla 7.1 Comparativo de pérdidas de carga por patín

Cuadro comparativo de patines	
Patín	Pérdida de carga (M)
1	4.94
2	17.23
3	1.74
4	1.97

Las válvulas de globo y macho, son las válvulas que registraron mayor caída de carga, mientras que las que presentaron menor caída son las válvulas de mariposa y las de compuerta, la válvula de compuerta flujo completo y continuado fue la que registró la menor caída de carga. Con la Tabla 7.2 se puede determinar que *la válvula tipo compuerta es la recomendable para los patines de medición, por su baja caída de carga.*

Tabla 7.2 Caídas de carga por tipo de válvula.

Cuadro de caídas de carga (H)							
Por tipo de válvula							
Tipo	Diámetro	Unidad de medida	Gasto	Velocidad	R	K	Caída de carga m
<i>Globo</i>	6"	<i>Pza.</i>	0.0569	3.12	*	10.00	4.960
<i>Macho</i>	6"	<i>Pza.</i>	0.0569	3.12	*	2.10	1.042
<i>Mariposa</i>	6"	<i>Pza.</i>	0.0569	3.12	*	0.35	0.176
<i>Compuert</i>	6"	<i>Pza.</i>	0.0569	3.12	*	0.20	0.099

* no aplica

7.4 Selección del cambio de sección.

El primer patín de medición contemplaba la reducción de la sección de la tubería en un solo paso (12" x 6"), lo mismo sucedía con la ampliación (6" x 12"); argumentando que una reducción o ampliación brusca causaba gran turbulencia y como consecuencia una elevada caída de carga, se cambió el diseño de sección, la reducción y ampliación, se realizarían en dos pasos, para la reducción sería de 12 " x 10" y 10" x 6", para la ampliación sería de 6" x 10" y 10" x 12". Para poder determinar que es más recomendable, se puede tomar los datos de la caída de carga de cada elemento de acuerdo a la Tabla 7.3.

Tabla 7.3 .- Caídas de carga por tipo de servicio.

<i>Cuadro de caídas de carga (H) Por tipo de accesorio</i>							
<i>Tipo</i>	<i>Diámetro</i>	<i>Unidad de medida</i>	<i>Gasto</i>	<i>Velocidad</i>	<i>R</i>	<i>K</i>	<i>Caída de carga m</i>
<i>Tubería</i>	6"	ML	0.0569	3.12	3.56 x E4	0.0060	8.72 X E-02
	9"	ML	0.0569	1.38	3.56 x E5	0.0064	1.14 X E-02
	10"	ML	0.0569	1.12	3.56 x E6	0.0065	0.0066
	12"	ML	0.0569	0.78	3.56 x E7	0.0067	0.0027
<i>Reducido</i>	12 X 6	Pza	0.0569	1.95	*	0.29	0.0288
	12 X 10	Pza	0.0569	0.95	*	0.18	0.0087
	10 X 6	Pza	0.0569	2.12	*	0.25	0.0270
<i>Ampliación</i>	6 X 12	Pza	0.0569	3.12	*	0.56	0.2778
	10 X 12	Pza	0.0569	3.12	*	0.09	0.0058
	6 X 10	Pza	0.0569	3.12	*	0.44	0.2183

ML = metro lineal

* no aplica

Para el cambio de sección en un solo paso (ampliación y reducción), Ver Tabla 7.4.

Tabla 7.4 Caídas de carga para cambio de sección en un solo paso.

Cuadro de caídas de carga (H)		
Para cambio de sección en un solo paso (ampliación y reducción)		
Accesorio	Dimensión Plg	Pérdida (M)
Reducción	12 X 6	0.288
Ampliación	6 X 12	0.2778
Suma		0.5658

Para el caso de cambio de sección en dos pasos, Tabla 7.5.

Tabla 7.5 Caídas de carga para cambio de sección en dos pasos.

Cuadro de caídas de carga (H)		
Para cambio de sección en dos pasos (ampliación y reducción)		
Accesorio	Dimensión Plg	Pérdida (M)
Reducción	12 X 10	0.0087
Reducción	10 X 6	0.0270
Ampliación	6 X 10	0.2183
Ampliación	10 X 12	0.0058
Tubería	10	0.0105
Suma		0.27035

Comparando se tiene:

Cambio de sección en un paso. 0.56580 m
 Cambio de sección en dos pasos. 0.27035 m

Instituto de Ingeniería
 Universidad Veracruzana

Con este comparativo se puede *deducir que es mejor realizar el cambio de sección en dos pasos que en uno solo, la caída de carga es menor; es notorio que en el cambio de sección de tubería las pérdidas más fuertes las ocasionan las ampliaciones, lo contrario de lo que pudiera pensarse.*

Es importante mencionar que si la ampliación tienen un ángulo mayor a 30° las pérdidas de carga serán elevadas, pero si esta ampliación es gradual con un ángulo menor de 30° , las pérdidas serán menores.

Los datos para este cálculo fueron tomados de los manuales del fabricante (Manual de válvulas, cañerías y accesorios), es posible diseñar en campo una ampliación de sección de tubería que proporcione poca caída de carga.

Según George E. Russell, 1995 y Massey, 1979:

"Los experimentos hechos por el señor GIBSON indican que el ensanchamiento gradual tiene el efecto de reducir la pérdida por abajo de la que ocurre para un ensanchamiento brusco, si el ángulo es menor a 40° aproximadamente, para este valor la pérdida es aproximadamente, igual a la que se tiene por ensanchamiento brusco. Para valores de los ángulos entre 40° y 70° , la pérdida supera a la producida por ensanchamiento brusco".

Estos hechos aparecen apoyados por la teoría, la pérdida total en el difusor puede dividirse en dos partes - la producida por la fricción en la tubería y la debida a la turbulencia que ocasiona a la reducción de velocidad. Para un determinado cambio en el diámetro, los valores pequeños del ángulo necesitan una gran longitud del difusor en la que la fricción de la tubería es grande y la debida a la reducción de velocidad es pequeña. Con el incremento del valor del ángulo, la fricción en la tubería disminuye, debido a la longitud acortada, aumenta la pérdida por turbulencia. Para cierto valor del ángulo la suma de las dos pérdidas será mínima, y los experimentos indican que esto ocurre cuando el ángulo tiene aproximadamente un valor de 6° . Mas allá de este valor, la pérdida por turbulencia aumenta rápidamente, y se extiende a distancia en la tubería grande, cuando se llega a un valor aproximadamente de 40° ; la pérdida por turbulencia se vuelve tan grande que produce una pérdida casi igual a la del ensanchamiento brusco; desde los 40° hasta los 70° la pérdida por turbulencia aumenta sin una pérdida correspondiente por fricción en la tubería, y la suma de las dos es máxima con el último valor. Desde 70° hasta 180° la turbulencia cambia poco, pero la pérdida por fricción en la tubería disminuye hasta cero.

Si un difusor va a ser con el propósito de disminuir la pérdida, debe tener un ángulo no mayor de 30°, para el que los experimentos de Gibson (Massey 1979): indican una pérdida aproximadamente igual a 0.7

7.5 Dimensionamiento Del By- Pass

El BY - PAS es el dispositivo que permite el mantenimiento del medidor de flujo sin necesidad de cortar el suministro a las llenaderas.

Consta de dos codos, dos te´s una válvula y algunos metros de tubería. Toma especial relevancia el diseño de este dispositivo cuando la válvula elegida presenta baja pérdida de carga.

A continuación se presentan las tablas 7.6 y 7.7 de caídas de carga de los patines 3 y 4.

Tabla 7.6 Pérdidas de carga, patín 3.

Pérdidas de carga					
Patín tres					
<i>accesorios</i>	<i>Diámetros Pulgadas</i>	<i>Unidad</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Pérdida de carga (M)</i>	
				<i>Unitaria</i>	<i>Total</i>
En línea principal					
<i>Válvula compuerta</i>	6	<i>Pza.</i>	2	0.10	0.198
<i>"T"</i>	6	<i>Pza.</i>	2	0.06	0.118
<i>Reducción</i>	12 x 6	<i>Pza.</i>	1	0.03	0.029
<i>Ampliación</i>	6 x 12	<i>Pza.</i>	1	0.28	0.278
					0.623
en By Pass					
<i>Válvula compuerta</i>	6	<i>Pza.</i>	1	0.10	0.099
<i>Codo</i>	6	<i>Pza.</i>	2	0.17	0.346
<i>"T"</i>	6	<i>Pza.</i>	2	0.26	0.518
<i>Tubería</i>	6	<i>Ml.</i>	5.27	0.02	0.115
					1.078
				Sumatoria	1.701

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Tabla 7.7 Pérdidas de carga, patín 4.

Pérdidas de carga					
<i>Patín cuatro</i>					
Accesorios	Diámetros Pulgadas	Unidad	Cantidad	Pérdida de carga (M)	
				Unitaria	Total
<i>En línea principal</i>					
Válvula mariposa	6	Pza.	2	0.18	0.351
"T"	6	Pza.	2	0.06	0.118
Reducción	12 x 6	Pza.	1	0.03	0.029
Ampliación	6 x 12	Pza.	1	0.28	0.278
Tubería	6	Ml.	1.6	0.02	0.035
					0.811
<i>en By Pass</i>					
Válvula Mariposa	6	Pza.	1	0.18	0.176
Codo	6	Pza.	2	0.17	0.346
"T"	6	Pza.	2	0.26	0.518
Tubería	6	Ml.	5.27	0.02	0.115
					1.155
				<i>Sumatoria</i>	1.966

Como se puede notar el BY - PASS presenta la más importante pérdida de carga del patín, con las pérdidas de carga de los codos y las te's no se puede hacer nada, pero si se pueden atacar las dimensiones de la tubería.

Los brazos del BY - PASS son los únicos que se pueden modificar. La longitud de la parte en la que se encuentra la válvula depende de las dimensiones dadas por los accesorios colocados en la línea principal. Para poder determinar la nueva dimensión se tiene que considerar dos aspectos.

1. La distancia entre la línea principal y el BY - PASS debe permitir el mantenimiento, armado y desarmado de la línea principal.
2. Que el tramo a soldar si resulta pequeño, no sufra deformaciones.

Si se considera que los únicos que pueden tener interferencia en caso de estar muy juntos sería el medidor de flujo y la válvula de compuerta del BY- PASS, el brazo debe de ser al menos un poco mayor, las dimensiones de los anteriores accesorios tienen según los manuales de los fabricantes (se puede disponer de ellos en las respectivas paginas Web referidas en la bibliografía).

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

1. Ancho de válvula de compuerta de 6". 7"
2. Ancho del medidor de flujo másico. 15"

Considerando que de las 7" del ancho de la válvula sólo saldrán fuera del diámetro de la tubería 0.5" de cada lado. Para el medidor de flujo másico de cada lado de la tubería saldrán 4.5", se tiene en total 5" de interferencia o separación entre los tubos.

La separación entre tuberías deberá ser mayor, considerando que para armar y desarmar se tendrá que tener espacio suficiente para dar el torque requerido a cada tuerca.

La tabla de bridas marca 8 barrenos, cada uno de ellos con un espárrago de $3/4 \times 3 \frac{3}{4}$ con dos tuercas hexagonales de 1" que se debe de someter a un torque de 90 lbs-fts, considerando que un torque convencional de la marca MAC TOOLS Mac Tool ([Htt://www.mactools.com/](http://www.mactools.com/)). Tiene un brazo de palanca de 1.5 pies o 18", se tiene que $18 + 0.5 + 4.5 = 23$ ". La longitud del brazo de BY - PASS será de 23" (584 mm).

La longitud de la tubería sería 23" menos las dimensiones que arroja el codo y la "t", esto es $23 - 3 - 2 \frac{5}{8} = 17 \frac{3}{8}$ " (441 mm) (no se consideró la dimensión total del accesorio, sólo la parte que arroja después del diámetro).

Partiendo de 23 pulg. se puede decir que *el brazo del BY - PASS deberá tener 4 veces el diámetro nominal de la línea principal.*

En el manual de soldadura Linde Gas AGA México (www.aga.se) recomienda no soldar tramos menores a dos diámetros de la tubería, para evitar que se tuerza el tramo de tubería a la hora de enfriarse por completo, el tramo a soldar es mayor al requerimiento de soldadura.

Bridas:

Las bridas son accesorios de tubería que soldadas a la tubería permite conectarse a válvulas, medidores y otros accesorios más, permiten que un sistema de tuberías sea desarmable.

Las normas que rigen a las bridas son las siguientes:

1. ANSI B16.1 / ASTM B837-01 para bridas y conexiones.
2. ANSI B16.5-2003 dimensiones para bridas de tubería.

3. ASTM MSS PS106-01 Normas de acabados para bridas de contacto en válvulas y conexiones.

Las dimensiones y características más importantes de las bridas se dan en la Tabla 4 del Anexo A.

Birlos:

Las dimensiones de los birlos a usar en los patines de medición se encuentran en la Tabla 4 del Anexo A de bridas clase 150, la longitud contempla también las dos tuercas que se necesitarán. Las normas que cumplen los anteriores espárragos son para darles resistencia a la corrosión y mejorar el sellamiento y las de hidrocarburos fluorados, con o sin relleno. Las juntas blandas de empleo más frecuente en servicio con productos químicos son las de hoja de asbesto.

Las juntas semi - metálicas incluyen las de camisas metálicas rellenas con asbestos, de los cuales hay muchos tipos, las de metal corrugado y las de metal perfilado con asbesto pegado con adhesivo en las ranuras concéntricas y las de tipo devanado en espiral con hojas de asbesto o papel entre los devanados.

Las juntas metálicas son de diversos diseños estandarizados. La junta anular es la más común aunque la junta lenticular cada vez tiene más aplicaciones en servicio para alta presión. Hay muchos tipos no estandarizados, como las de metal corregido y metal plano liso.

En el patín de medición se usarán juntas metálicas clase 150 para brida de 6" de diámetro, Tipo GC, de flexitallic, fabricada con cinta calibrada de acero inoxidable preformada y devanada, con material de relleno y anillo centrador integral de compresión.

Codos:

Los codos son accesorios de tubería para cambio de dirección; su diámetro nominal y cédula corresponde al de la tubería en la que se instalarán, para el caso de, los patines de medición se utilizan de radio largo (RL) para reducir las caídas de carga.

La norma que debe cubrir:

ASTM A 234 WPB/A234M-05/GR WB 234 para codos, te's y reducidos.

Te's:

Las te's son accesorios de tubería que dividen en dos al fluido, su diámetro nominal y cédula corresponde al de la tubería en la que instalarán, las normas que deben cubrir son:

ASTM A 234 WPB/A234M-05/GR WB 234 para codos, te' s y reducidos.

Reducidos:

Los reducidos son accesorios de tubería que reducen la sección de la tubería, se especifican mencionando los diámetros requeridos en los extremos del reducido o ampliación, su cédula corresponde a la de la tubería en la que se instalará, la norma que debe cumplir es:

ASTM A 234 WPB/A234M-05/GR WB 234 pata codos, te' s y reducidos.

Tubería:

La tubería o línea principal existente es tubo de acero al carbón sin costura de 6" cédula 40 [ASTM A 53M-05grado Gr. B]. El acero tiene una composición del 24% C, 27% MN, 5% P, 6% S, soporta presiones de 250 a 400 psi estas mismas especificaciones serán las que la nueva tubería tenga.

7.6 Un mejor patín de medición.

Ahora que se conocen todos los datos necesarios para diseñar correctamente un patín de medición, se puede decir que se debe considerar los siguientes puntos si se quiere diseñar un patín de medición funcional, económico y de baja caída de presión.

- ❖ Se deben instalar válvulas de compuerta de fundición de hierro por su baja caída de carga, economía y porque operativamente cumple con los requerimientos.
- ❖ Que se debe preferir los cambios de sección en dos pasos que en uno solo, lo anterior por que se sabe que el cambio de sección en dos pasos ocasiona menor caída de carga.
- ❖ Que la distancia entre reducidos y ampliaciones no debe ser menor a dos diámetros nominales, para evitar que el tramo de tubería se deforme al soldarse.
- ❖ Que no es necesario poner un tramo de tubo antes y después del medidor de flujo, por que el medidor en su diseño contempla un tramo de tubo que permite tener las condiciones de medición apropiadas.

Tesis de Maestría

Instituto de Ingeniería de la U.V.

Tesis: Diseño Optimo de Patines de Medición de Frontera.

- ❖ Que los brazos del BY - PASS no deben ser mayores a 4 diámetros de la tubería de la línea principal.

Por lo anterior nuestro nuevo patín tendrá válvulas de compuerta de fundición de hierro clase 150 de 6", dos reducidos y dos ampliaciones 12x10 y 10x6, codos y te's cédula 40, el BY - PASS no excederá en longitud cuatro radios nominales de tubería.

EL patín mostrado en la Figura 5 del Anexo B es el patín modificado atendiendo todas las anteriores recomendaciones.



8.0

Conclusiones.

Atendiendo la hipótesis y el objetivo planteados inicialmente en este trabajo, se puede concluir que si es posible establecer criterios de ingeniería y mas específicamente de la mecánica de fluidos, al diseño de los patines de medición de frontera, es factible diseñar patines de medición cumpliendo los requerimientos de optimización de diseño, resultando operativamente funcional, utilizando ecuaciones para calcular las pérdidas de carga, cuidando que los materiales usados sean afines con el servicio o fluido en operación, que además cumplan con las normas exigidas y que las pérdidas de carga sean las menores posibles.

La finalidad de realizar esta investigación fue establecer criterios para el correcto diseño de un patín de medición, basados en aspectos de ingeniería.

Durante el desarrollo se realizaron cálculos de caídas de carga en todo el patín, para determinar por accesorio cada una de ellas y de esta manera poder determinar cual es el que origina menor caída. Las válvulas de compuerta registraron las menores pérdidas. El fluido manejado nos permitió determinar los materiales del cuerpo y los internos de la válvula. La manera en la que funciona el patín de medición fue determinante para la selección de la válvula.

El cálculo del número de Reynolds determinó un flujo turbulento, marcando con esto las fórmulas que se deberían usar para él calculo de las pérdidas en tubería, particularmente resulta interesante que el cambio de sección de tubería en dos pasos registre menor caída de carga, esto es menor turbulencia en dos pasos que en uno solo; Se determinó cual sería la distancia a la que debería ponerse los reducidos, la pauta nos la proporcionó el manual de soldadura de AGA, partiendo de que este espacio fuera el menor para no caer en excesos de pérdida de carga por fricción en tubería. Lo indicado para esto fueron dos diámetros, distancia necesaria para que no se tuerza el tramo de tubo al ser soldado.

También resulta interesante que una ampliación de sección de tubería produzca caídas de carga mayores a una reducción si está mal calculada en su ángulo. Inclusive si este ángulo es mayor a cuarenta grados resultaría mejor colocar una ampliación brusca, ésta produciría menores pérdidas.

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Los brazos de los BY - PASS resultaban muy grandes, al elegir correctamente la válvula en la línea principal, la mayor pérdida se registraba en este, así que el rediseño se enfocó en reducir el tamaño de los brazos, para reducir las pérdidas por fricción en tuberías, cuidando que se pudiera dar mantenimiento al patín sin mayor problema.

Se pudo determinar gracias al fabricante de los medidores de flujo másico que no era necesario instalar ningún tramo de tubo antes o después del medidor, reduciendo de esta manera costos y pérdida por fricción en tubería.

Al reducir el tamaño de los brazos, elegir la válvula de menor caída de carga y tomar el cambio de sección de tubería más indicado se consiguió un patín con baja caída de carga de menores dimensiones y funcional.

El patín diseñado después de contemplar las anteriores normas y criterios resulta ser mejor que los anteriores.

8.1 Recomendaciones para el cálculo.

Por todo lo anterior, para diseñar correctamente un patín de medición se debe observar las siguientes normas y criterios de cálculo:

1. Determinar el tipo de fluido (laminar o turbulento).
2. Elegir las fórmulas que correspondan al tipo de fluido para el cálculo.
3. Determinar la pérdida de carga por accesorio.
4. Elaborar un cuadro de caídas de carga para el patín totalizando las pérdidas.
5. Elaborar un dibujo isométrico del patín de medición.

8.2 Recomendaciones para la elección de los materiales.

Los codos, bridas, juntas y te' s deberán cumplir con la clase y normas que corresponden para cada una de ellas, cuidando que la clase se elija en función a la relación presión - temperatura. La cédula y diámetro nominal deberán corresponder a la del diámetro nominal de la línea en donde se instalarán.

Resulta relevante la selección correcta de los materiales que conforman la válvula, para la correcta elección de una válvula deberá contemplar los siguientes aspectos:

1. El medio que va a ser controlado.
2. El rango de temperatura que va controlar.
3. El rango de presión a la que la válvula va a ser sometida.
4. Estándares de seguridad y códigos que deba cumplir.
5. Condiciones de funcionamiento y operación.
6. Tipo de válvula.
7. Conexiones de la válvula.

8.3 Recomendaciones de operación para el medidor de flujo.

1. No es necesario poner tramos de tubería antes o después del medidor.
2. Se deberá elegir una válvula que produzca poca turbulencia para instalarse en la línea del medidor.

8.4 Recomendaciones para el cálculo del cambio de sección de la tubería.

1. Se deberá preferir el cambio de sección en dos pasos, esto produce menos turbulencia.
2. Cuando la reducción de sección es pequeña, el cálculo indicará si se puede realizar el cambio de la sección en un solo paso.

8.5 Recomendaciones para el cálculo del ángulo de ampliación.

Se tendrá especial cuidado que el ángulo de la ampliación no exceda 30° . Si el existente en el mercado excede esta condición es mejor realizar uno en campo, con placa de acero del mismo espesor al de la cédula de la tubería.

8.6 Consideraciones para el espacio entre reducidos y ampliaciones.

Estos no serán menores a dos diámetros nominales de la línea principal.

8.7 Aspectos a considerar sobre el BY – PASS.

Los brazos no deberán exceder cuatro diámetros nominales de la tubería de la línea principal.

En la tabla 8.1 se detalla una lista de materiales para un patín de medición de frontera óptimo que resulta de las anteriores consideraciones; mas adelante se presenta el plano 8.1, que corresponde al patín de medición de frontera con diseño óptimo.

Tabla 8.1 Materiales del patín de medición óptimo.

Lista de materiales	
Patín de medición óptimo	
Cantidad	Descripción
4	Brida de cuello soldable de 6" de diámetro, clase 150 rf ASTM - 150
2	T'recta soldable de 6" de diámetro, cedula 40 ASTM A - 234 WPB
2	Codo soldable de 90° RL 6" de diámetro, cedula 40 ASTM A - 253 WPB
2	Reducido concéntrico soldable 12" X 6", cedula 40 ASTM - 234WPB
0.61 m	Tubo de acero al carbón S/C de 10" de diámetro, cedula 40 ASTM A - 53 GR. B
3.06 m	Tubo de acero al carbón S/C de 6" de diámetro, cedula 40 ASTM A - 53 GR. B
6	Empaque metálico FLEXITALLI clase 150 para brida de 6" de diámetro, tipo GC de FLEXITALLI o similar, fabricada con cinta calibrada de acero inoxidable 304 preformada y devanada, con material de relleno y anillo centrador integral de compresión
48	Espárragos aleación ASTM A - 193 GR B7, de 3/4 de diámetro X 3 3/4 de longitud con dos tuercas hexagonales de acero al carbón ASTM A - 194 GR 2H Para brida de 6" de diámetro clase 150 # RF
3	Válvula de 6" de diámetro clase 150# brida STD de compuerta "AAA" Acero Fundido al Carbón ANSI B16.34, API 600 vástago ascendente, anillos soldados, actuadores de volante de 4"



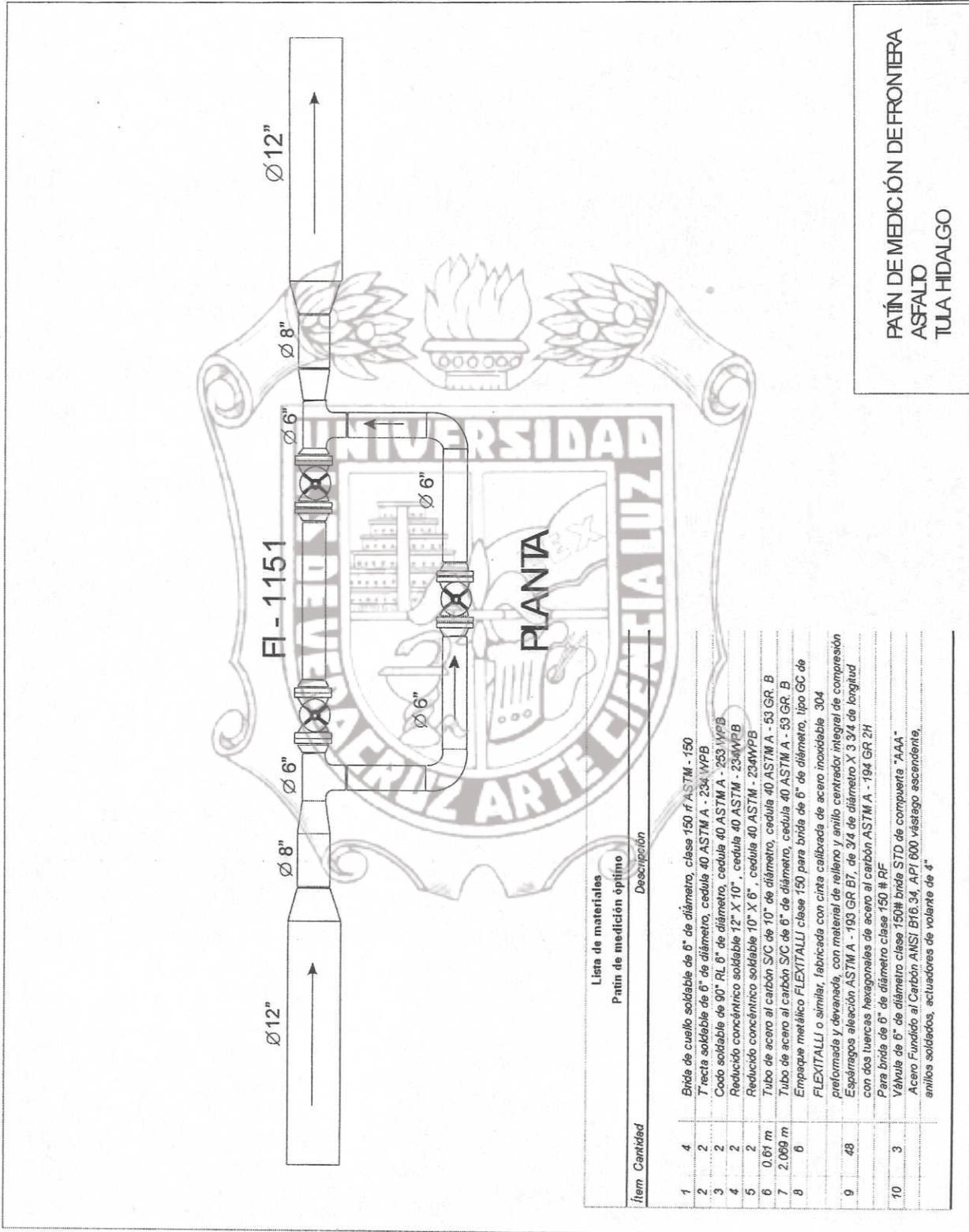


Figura 7.1.- Patin de medición de frontera de diseño óptimo

Anexos

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana



Anexo A.

Tabla 1.

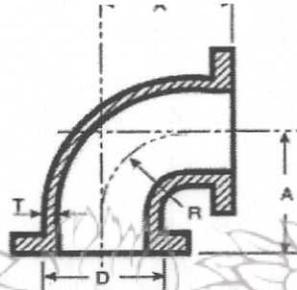


Tabla de dimensiones de codos de radio largo (RL)

Diámetro A					
Nominal	Externo	Nominal	Externo	Nominal	Externo
Pulgadas	Mm.	Pulgadas	Mm.	Pulgadas	Mm.
1/2	12.7	5/6	21.3	1 1/2	38.1
3/4	19.1	1	26.7	1 1/8	28.6
1	25.4	1 1/3	33.4	1 1/2	38.1
1 1/4	31.8	1 2/3	42.2	1 7/8	47.6
1 1/2	38.1	1 8/9	48.3	2 1/4	57.2
2	50.8	2 3/8	60.3	3	76.2
2 1/2	63.5	2 7/8	73.0	3 3/4	95.3
3	76.2	3 1/2	88.9	4 1/2	114.3
3 1/2	88.9	4	101.6	5 1/4	133.4
4	101.6	4 1/2	114.3	6	152.4
5	127.0	5 5/9	141.3	7 1/2	190.5
6	152.8	6 5/8	168.3	9	228.6
8	203.5	8 5/8	219.1	12	304.8
10	254.0	10 3/4	273.1	15	381.0
12	304.8	12 3/4	323.9	18	457.2
16	406.4	16	406.4	24	609.6
18	457.5	18	457.2	27	685.8
20	508.0	20	508.0	30	762.0
24	609.6	24	609.6	36	914.4
30	762.0	30	762.0	45	1143.0
36	919.0	36	919.4	63	1600.0
42	1016.0	42	1016.0	63	1600.0
48	1219.2	40	1219.2	72	1828.8

Fuente: Manual de válvulas, cañerías y accesorios
Válvulas Industriales S.A. de C.V.

Tabla 3.

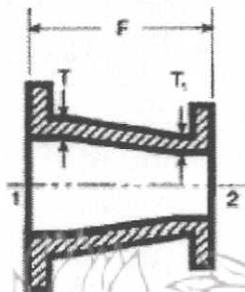


Tabla de dimensiones de reducidos

Diámetro

Del tubo		De salida		F	
Pulgadas	Mm.	Pulgadas	Mm.	Pulgadas	Mm.
5	127.0	2.00	50.8	5	127.0
6	152.4	6	152.4 *		*
		5	127.0	5 1/2	139.7
		4	101.6	5 1/2	139.7
		3 1/2	88.9	5 1/2	139.7
		3	76.2	5 1/2	139.7
		2 1/2	63.5	5 1/2	139.7
		2	50.8	5 1/2	139.7
8	203.2	8	203.2 *		
		6	152.4	6	152.0
		5	127.0	6	152.0
		4	101.6	6	152.0
		3 1/2	88.9	6	152.0
		3	76.2	6	152.0
10	254.0	10	254.0 *		*
		6	152.4	7	177.8
		5	127.0	7	177.8
		4	101.6	7	177.8
12	304.8	12	304.8 *		*
		10	254.0	8	203.2
		8	203.2	8	203.2
		6	152.4	8	203.2
		5	127	8	203.2

Fuente: Manual de válvulas, cañerías y accesorios
Válvulas Industriales S.A. de C.V.

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Tabla 4.

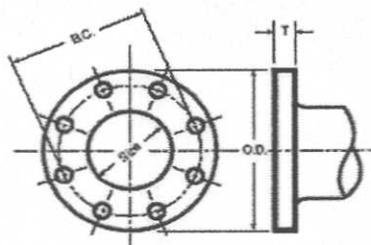


Tabla de dimensiones de bridas

L.B.

Diámetro nominal del tubo	150		300		400		600		Orificios N°
	O	Y	O	Y	O	Y	O	Y	
1/2	3 1/2	1 7/8	3 3/4	2 1/16	3 3/4	2 1/16	3 3/4	2 1/16	4
3/4	3 7/8	2 1/16	4 5/8	2 1/4	4 5/8	2 1/4	4 5/8	2 1/4	4
1	4 1/4	2 3/16	4 7/8	2 7/16	4 7/8	2 7/16	4 7/8	2 7/16	4
1 1/4	4 5/8	2 1/4	5 1/4	2 9/16	5 1/4	2 5/8	5 1/4	2 5/8	4
1 1/2	5	2 7/16	6 1/8	2 11/16	6 1/8	2 3/4	6 1/8	2 3/4	4
2	6	2 1/2	6 1/2	2 3/4	6 1/2	2 7/8	6 1/2	2 7/8	4
2 1/2	7	2 3/4	7 1/2	3	7 1/2	3 1/8	7 1/2	3 1/8	4
3	7 1/2	2 3/4	8 1/4	3 1/8	8 1/4	3 1/4	8 1/4	3 1/4	4
3 1/2	8 1/2	2 13/16	9	3 3/16	9	3 3/8	9	3 3/8	4
4	9	3	10	3 3/8	10	3 1/2	10 3/4	4	8
5	10	3 1/2	11	3 7/8	11	4	13	4 1/2	8
6	11	3 1/2	12 1/2	3 7/8	12 1/2	4 1/16	14	4 5/8	8
8	13 1/2	4	15	4 3/8	15	4 5/8	16 1/2	5 1/4	8
10	16	4	17 1/2	4 5/8	17 1/2	4 7/8	20	6	8
12	19	4 1/2	20 1/2	5 1/8	20 1/2	5 3/8	22	6 1/8	12
16	23 1/2	5	25 1/2	5 3/4	25 1/2	6	27	7	12
18	25	5 1/2	28	6 1/4	28	6 1/2	29 1/4	7 1/4	16
20	27 1/2	5 11/16	30 1/2	6 3/8	30 1/2	6 5/8	32	7 1/2	16
22	29 1/2	5 7/8	33	6 1/2	33	6 3/4	34 1/4	7 3/4	20
24	32	6	36	6 5/8	36	6 7/8	37	8	20
26	34 1/4	5	38 1/4	7 1/4	38 1/4	7 5/8	40	8 3/4	20
30	38 3/4	5 1/8	43	8 1/4	43	8 5/8	44 1/2	9 3/4	24
34	43 3/4	5 1/3	47 1/2	9 1/4	47 1/2	9 1/2	49	10 5/8	28

O = diámetro exterior
Y = Ancho o alto

Fuente: Manual de válvulas, cañerías y accesorios
Válvulas Industriales S.A. de C.V.

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Tabla 5.

Cuadro de caídas de carga						
Gasto 0.0569 m ³ /s						
Accesorio	diámetro	unida	Velocidad	Re	K	H
	Pulgadas		m/s			
Válvula de globo		6 Pza.	3.12 *		1.00E+01	4.96E+00
Válvula macho		6 Pza.	3.12 *		2.10E+00	1.04E+00
Válvula mariposa		6 Pza.	3.12 *		3.50E-01	1.76E-01
Válvula compuerta		6 Pza.	3.12 *		2.00E-01	9.90E-02
Tubería		6 Metro lineal	3.12	3.56E+04	6.00E-03	8.72E-02
		9 Metro lineal	1.38	3.55E+04	6.40E-03	1.14E-02
		10 Metro lineal	1.12	3.22E+04	6.50E-03	6.58E-03
		12 Metro lineal	0.78	2.68E+04	6.70E-03	2.70E-03
Reducido	12 x 6	Pza.	1.95 *		2.90E-01	2.88E-02
	12 x 10	Pza.	0.95 *		1.80E-01	8.73E-03
Ampliación	10 x 6	Pza.	2.12 *		2.50E-01	2.70E-02
	6 x 12	Pza.	3.12 *		5.60E-01	2.78E-01
	10 x 12	Pza.	3.12 *		9.00E-02	5.80E-03
Codo R.L.		6 Pza.	3.12 *		3.50E-01	1.73E-01
T'S						
	En sentido del flujo	Pza.	3.12 *		1.70E-01	5.90E-02
Flujo lateral		Pza.	3.12 *		7.50E-01	2.97E-01

* no aplica

Fuente: Datos del proveedor (Válvulas industriales S.A. de C.V. www.valvulasindustriales.com)
Massey, 1979

Tabla 6.

Cuadro de Coeficientes de pérdida de carga aproximados (K) por tipo de válvula totalmente abiertas	
válvula	K
Globo	10
Compuerta	0.2
Mariposa	0.35*
Macho	0.2*

* Datos del proveedor
demás datos tomados de MASSEY

Fuente: Datos del proveedor (Válvulas industriales S.A. de C.V., www.valvulasindustriales.com)

Instituto de Ingeniería de la Universidad Veracruzana

Tabla 7.

Valores de K para el calculo de la pérdida de carga por ampliación gradual en la tubería														
según el ángulo del cono														
d_2/d_1	2°	4°	6°	8°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	60°
1.1	0.01	0.01	0.01	0.02	0.03	0.05	0.10	0.13	0.16	0.18	0.19	0.2	0.21	0.23
1.2	0.02	0.02	0.02	0.03	0.04	0.09	0.16	0.21	0.25	0.29	0.31	0.33	0.35	0.37
1.4	0.00	0.03	0.03	0.04	0.06	0.12	0.23	0.3	0.36	0.41	0.44	0.47	0.5	0.53
1.6	0.02	0.03	0.04	0.05	0.07	0.14	0.26	0.35	0.42	0.47	0.51	0.54	0.57	0.61
1.8	0.03	0.04	0.04	0.05	0.07	0.15	0.28	0.37	0.44	0.5	0.54	0.58	0.61	0.65
2.0	0.03	0.04	0.04	0.05	0.07	0.16	0.29	0.38	0.46	0.52	0.56	0.6	0.63	0.68
2.5	0.03	0.04	0.04	0.05	0.08	0.16	0.3	0.39	0.48	0.54	0.58	0.62	0.65	0.70
3.0	0.03	0.04	0.04	0.05	0.08	0.16	0.31	0.4	0.46	0.55	0.59	0.63	0.66	0.71
otros	0.03	0.05	0.05	0.06	0.08	0.16	0.31	0.4	0.49	0.56	0.6	0.64	0.67	0.72

Fuente: Coronel, 1982

Tabla 8.

Coeficiente de pérdida por reducción gradual de ángulo según KISIELIEV													
\emptyset	4° a 5°	7°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	60°	75°	80°
K	0.06/0.005	0.16	0.16	0.18	0.2	0.22	0.24	0.26	0.28	0.3	0.32	0.34	0.35

Fuente: Massey, 1979

Tabla 9.

Coeficiente de pérdida por ampliación gradual de ángulo según GIBSON									
\emptyset	6°	10°	15°	20°	30°	40°	50°	60°	90°
K	0.06/0.005	0.16	0.16	0.18	0.2	0.22	0.24	0.26	0.28

Fuente: Massey, 1979

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Tabla 10.

Tipo de servicio	Materiales recomendados para diversos fluidos							
	Material del asiento*				Material de flecha y disco			
	"N"	Hypalon	EPDM	natural	Bronce	dúctil	Inox 410	Inox 316
Nafta, Benceno, Benzol	A	AL	N	*	E	AL	E	A
Neon	*	*	*	*	*	*	*	*
Níquel, Cloruro de (diluido)	E	*	A	*	*	N	*	AL
Níquel, Sulfato de (diluido)	*	*	A	A	A	N	*	E
Nítrico, Ácido (diluido)	N	AL	AL	*	N	N	N	A
Nitrobenzono	N	N	A	*	A	N	*	E
Nitrógeno	E	*	A	*	A	E	*	*
Oleico, Ácido	AL	*	N	*	N	*	AL	A
Oxálico, Ácido	N	*	A	*	AL	N	AL	A
Oxígeno	N	E	AL	*	E	AL	E	*
Palmitico, Ácido	AL	*	*	*	N	*	AL	A
Pentano	E	*	N	*	A	A	*	E
Petróleo, Solventes, aceites	AL	E	*	*	*	N	A	A
Pítrico, Ácido (diluido)	N	E	AL	*	N	N	*	A
Piridina	*	*	*	*	A	A	*	A
Pirogálico, ácido perigalol	*	*	*	*	*	N	*	A
Pirrolignio, Ácido	*	*	*	*	*	*	*	*
Potasio, Carbón de	E	*	A	*	A	E	*	A
Potasio, Cianuro de	E	*	A	*	N	AL	A	E
Potasio, Cloruro de	E	*	A	*	A	*	*	A
Potasio, Dicromato de	A	*	A	*	A	A	*	A
Potasio, Hidróxido de	A	E	A	*	N	AL	A	A
Potasio, Nitrato de	E	*	A	*	A	AL	A	E
Potasio, Permanganato de	N	*	E	*	A	A	*	A
Potasio, Sulfato de	E	*	A	*	A	N	A	E
Potasio, Sulfito de	AL	*	*	*	*	N	*	E
Potasio, Sulfuro de	A	*	A	*	N	*	A	E
Propano	A	*	N	*	E	AL	E	E
Propílico, Alcohol	*	*	*	*	A	AL	*	*
Rosin (crudo)	AL	AL	*	AL	*	N	E	A
Sal amoníaco	*	*	*	*	*	*	*	*
Salicílico, Ácido	*	*	*	*	A	*	*	*
Salitre, Masa de	*	*	*	*	*	*	*	*
Salmuera	E	*	E	*	N	N	*	A
Salmuera Alcalina	*	*	*	*	*	*	*	*
Sodio, Bicarbonato de	E	A	A	*	A	AL	*	E
Sodio, Carbonato	E	A	A	*	N	N	AL	A
Sodio, Cianuro	E	*	A	*	N	N	*	E
Sodio, Cloruro de	E	A	A	A	A	N	AL	A

E= excelente

A= Adecuado con limitaciones

N= No recomendable

Fuente: Manual de válvulas y materiales de WALWORT

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Tabla 11.

Características generales de operación y servicio por tipo de válvula					
Tipo	Gama de tamaño PCG	Máxima Presión (psi)	Máxima Temperatura °F	Materiales de construcción	Servicio
Globo	1/2 a 30	2,500	1,000	Bronce, hierro, Acero, Acero inoxidable, Aleaciones especiales	Estrangulación y cierre con líquidos limpios
Angulo	1/8 a 10	2,500	1,000	Bronce, hierro, Acero, Acero inoxidable, Aleaciones especiales	Estrangulación y cierre con líquidos limpios, materiales viscosos y pastas aguadas.
Compuerta	1/2 a 48	2,500	1,800	Bronce, hierro, Acero, Acero inoxidable, Aleaciones especiales	Cierre (estrangulación limitada), líquidos limpios y pastas aguadas.
Mariposa	2 a 48	2,000	2,000	Materiales para fundir o maquinar. Las camisas pueden ser de plástico, caucho o cerámica	Estrangulación (cierre solo con asientos o tipos especiales) y cierre con líquidos limpios, materiales viscosos y pastas aguadas.
Macho	1/2 a 30	5,000	600	Hierro, Acero, Acero inoxidable, diversas aleaciones. Disponibles con camisas completas de caucho, o plástico.	Cierre (estrangulación solo en algunos tipos)
Bola	1/8 a 42	10,000	1,000	Hierro, Acero, Latón, Bronce, Acero inoxidable, plásticos y aleaciones especiales para aplicaciones nucleares, camisa completa de plástico	Estrangulación y cierre; líquidos limpios, materiales viscosos y pastas aguadas.
Desahogo	1/2 a 6	10,000	1,000	Hierro, Acero, Bronce, Acero inoxidable, Acero al Níquel y aleaciones especiales	Limitación de presión
Aguja	1/8 a 1	10,000	500	Bronce, Hierro, Acero, Acero inoxidable.	Estrangulación suave y cierre con líquidos limpios
Retención	1/8 a 24	10,000	1,200	Bronce, Hierro, Acero, Acero inoxidable, aleaciones especiales	Evitar circulación inversa (los tipos especiales evitan exceso de circulación.

Fuente: Manual de válvulas y materiales de WALWORTH

Instituto de Ingeniería
 Universidad Veracruzana

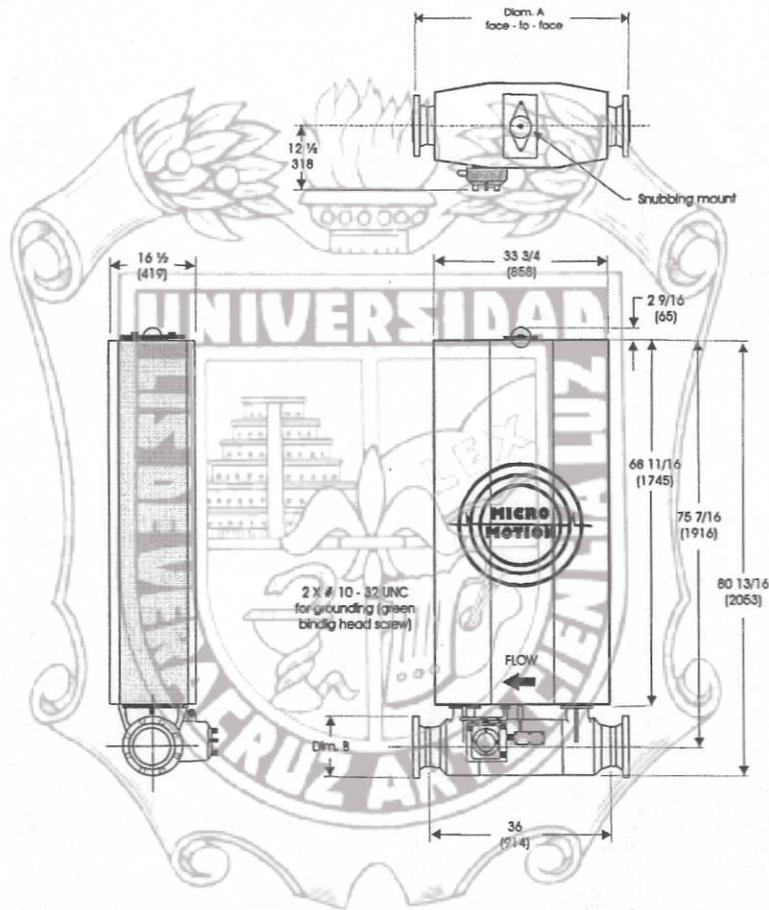
Tabla 12.

Tipo	Características generales de operación y servicio por tipo de válvula				
	Gama de tamaño	Máxima		Materiales de construcción	Servicio
	PCG	Presión (psi)	Temperatura °F		
Globo	1/2 a 30	2,500	1,000	Bronce, hierro, Acero, Acero inoxidable, Aleaciones especiales	Estrangulación y cierre con líquidos limpios
Angulo	1/8 a 10	2,500	1,000	Bronce, hierro, Acero, Acero inoxidable, Aleaciones especiales	Estrangulación y cierre con líquidos limpios, materiales viscosos y pastas aguadas.
Compuerta	1/2 a 48	2,500	1,800	Bronce, hierro, Acero, Acero inoxidable, Aleaciones especiales	Cierre (estrangulación limitada), líquidos limpios y pastas aguadas.
Mariposa	2 a 48	2,000	2,000	Materiales para fundir o maquinar. Las camisas pueden ser de plástico, caucho o cerámica	Estrangulación (cierre solo con asientos o tipos especiales) y cierre con líquidos limpios, materiales viscosos y pastas aguadas.
Macho	1/2 a 30	5,000	600	Hierro, Acero, Acero inoxidable, aleaciones. Disponibles con camisas completas de caucho, o plástico.	Cierre (estrangulación solo en algunos tipos)
Bola	1/8 a 42	10,000	1,000	Hierro, Acero, Latón, Bronce, Acero inoxidable; plásticos y aleaciones especiales para aplicaciones nucleares, camisa completa de plástico	Estrangulación y cierre; líquidos limpios, materiales viscosos y pastas aguadas.
Desahogo	1/2 a 6	10,000	1,000	Hierro, Acero, Bronce, Acero inoxidable, Acero al Níquel y aleaciones especiales	Limitación de presión
Aguja	1/8 a 1	10,000	500	Bronce, Hierro, Acero, Acero inoxidable.	Estrangulación suave y cierre con líquidos limpios
Retención	1/8 a 24	10,000	1,200	Bronce, Hierro, Acero, Acero inoxidable, aleaciones especiales	Evitar circulación inversa (los tipos especiales evitan exceso de circulación.

Fuente: Manual de válvulas y materiales de WALWORTH

Anexo B

Dimensiones del medidor de flujo Másico

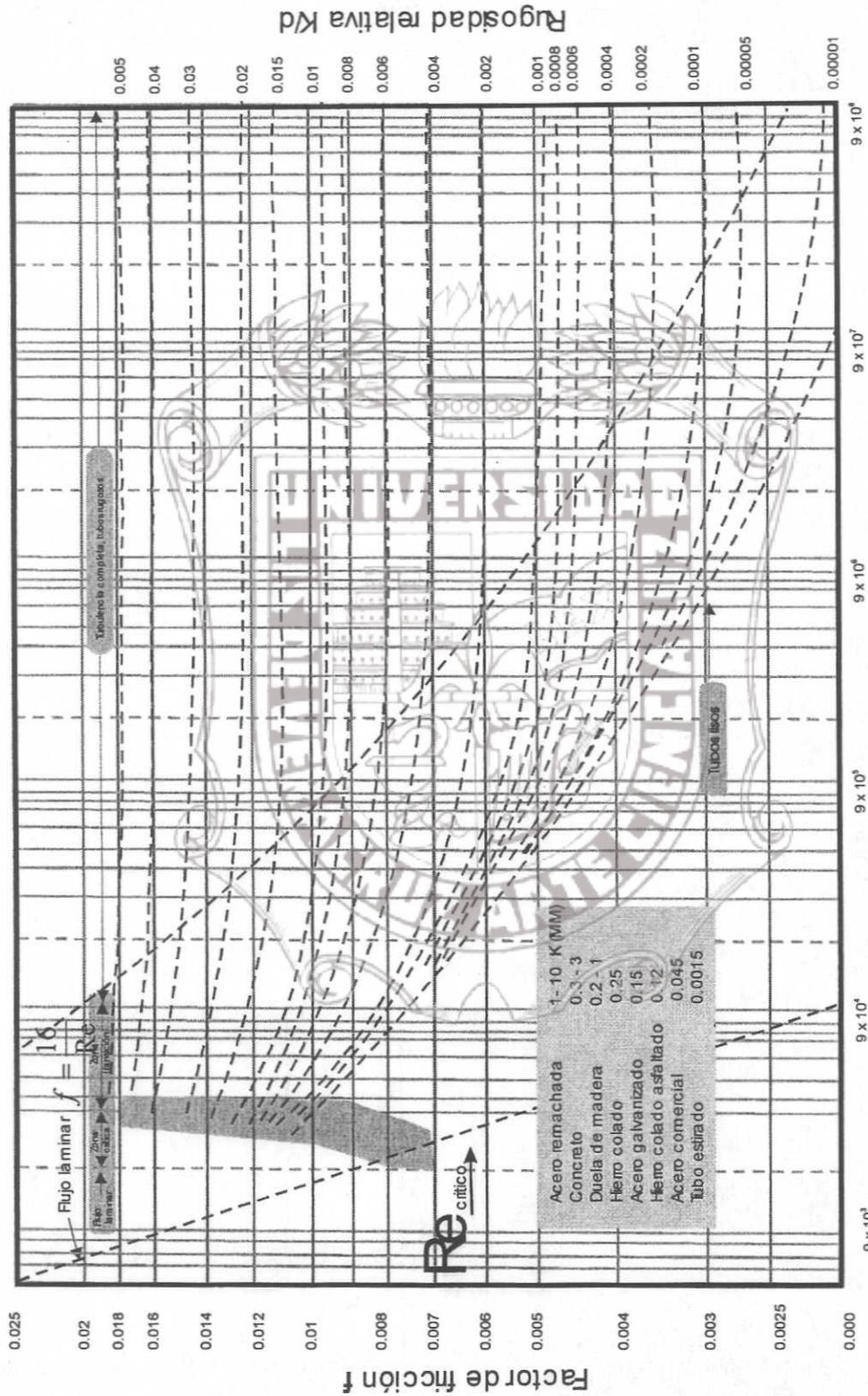


Fluid connections

Fitting	Fitting code	Diam. A Face - to - face	Diam. B Outside diameter
6 - Inch 150# weld neck raised faced flange	165	43 (1092)	11 (279)
6 - Inch 300# weld neck raised faced flange	166	43 3/4 (1111)	12 1/2 (317)
DN 150 PN40 weld neck raised faced flange	167	42 1/16 (1068)	11 55/64 (301)
JIS 150 10K weld neck raised faced flange	168	40 15/32 (1028)	11 1/16 (281)
JIS 15020K# weld neck raised faced flange	169	42 1/16 (1068)	12 1/16 (306)

Figura 1.

Fuente: Manual de medidores de flujo másico Micromotion proporcionado por Fisher Rosemount



$$\text{Número de Reynolds } Re = \frac{vd}{\nu}$$

Figura 2
 Fuente :Massey 1979

Coeficiente de pérdida para codos de 90°

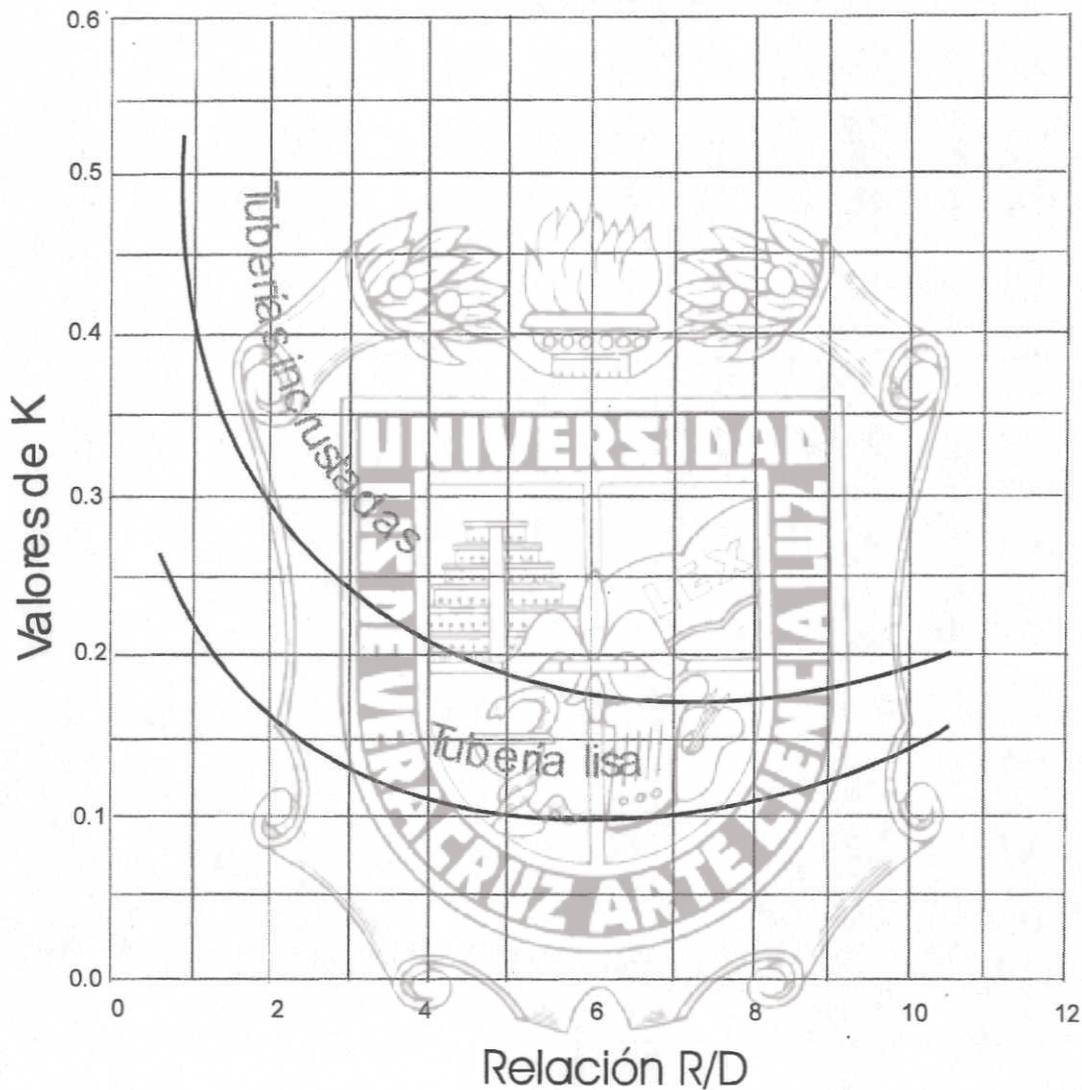


Figura 3

Fuente: Massey 1979

Constante de cambio de dirección para el calculo de perdida en te's

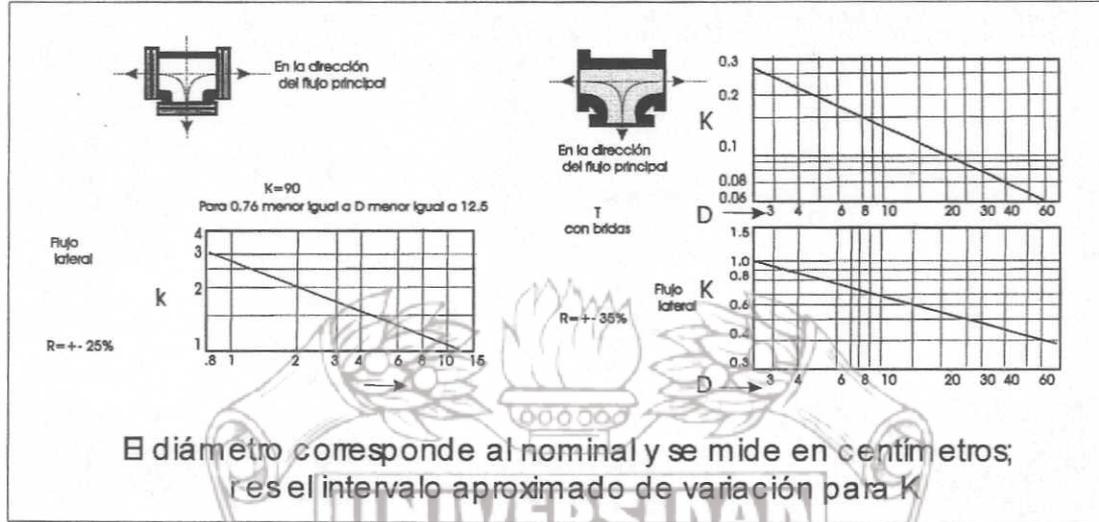


Figura 4.
Fuente: Sotelo,1985

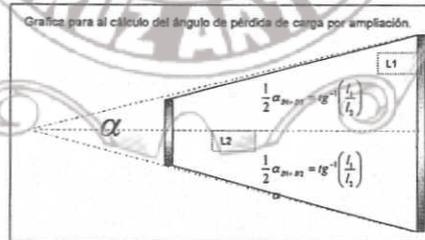


Figura 4-a
Trueba 1982

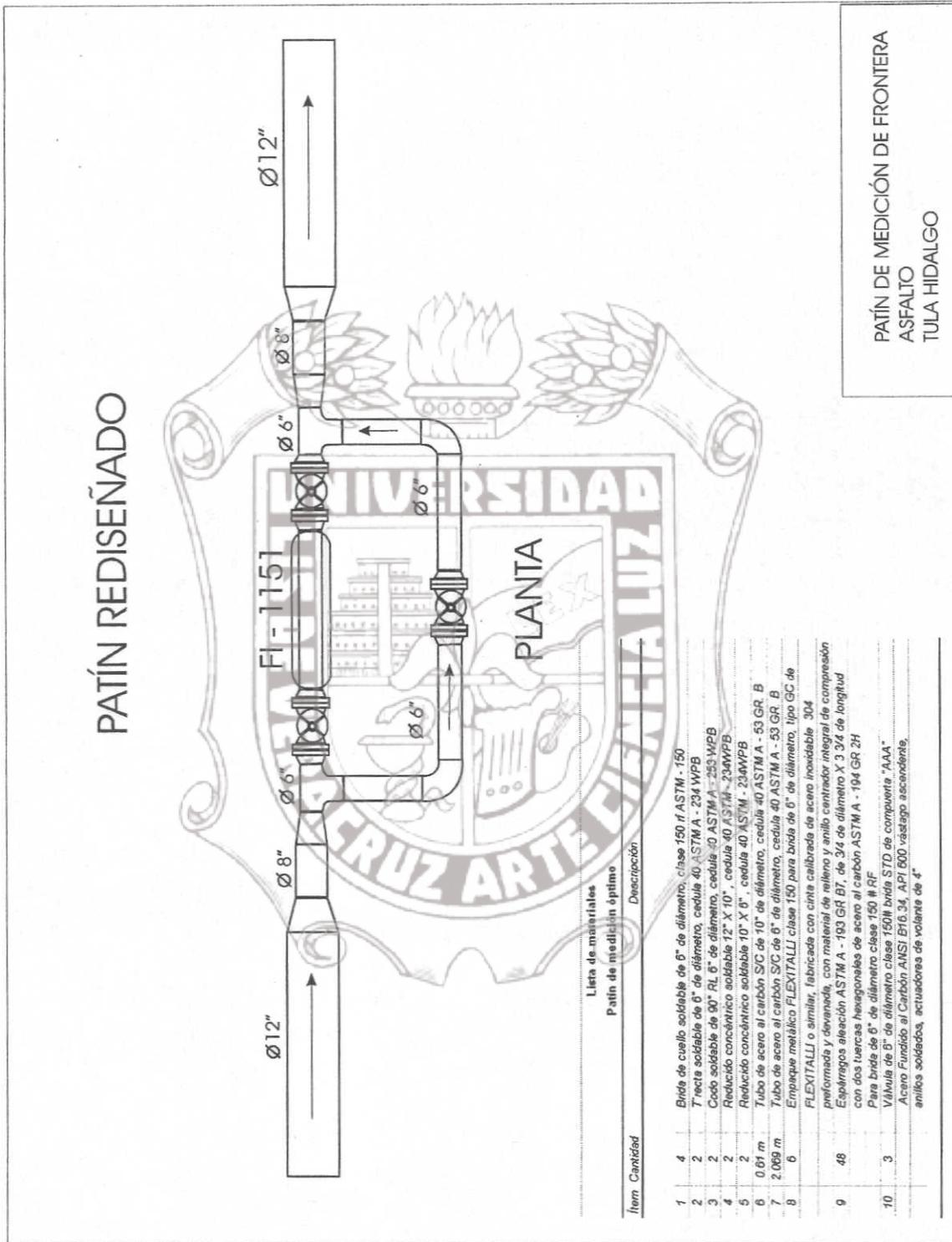


Figura 5

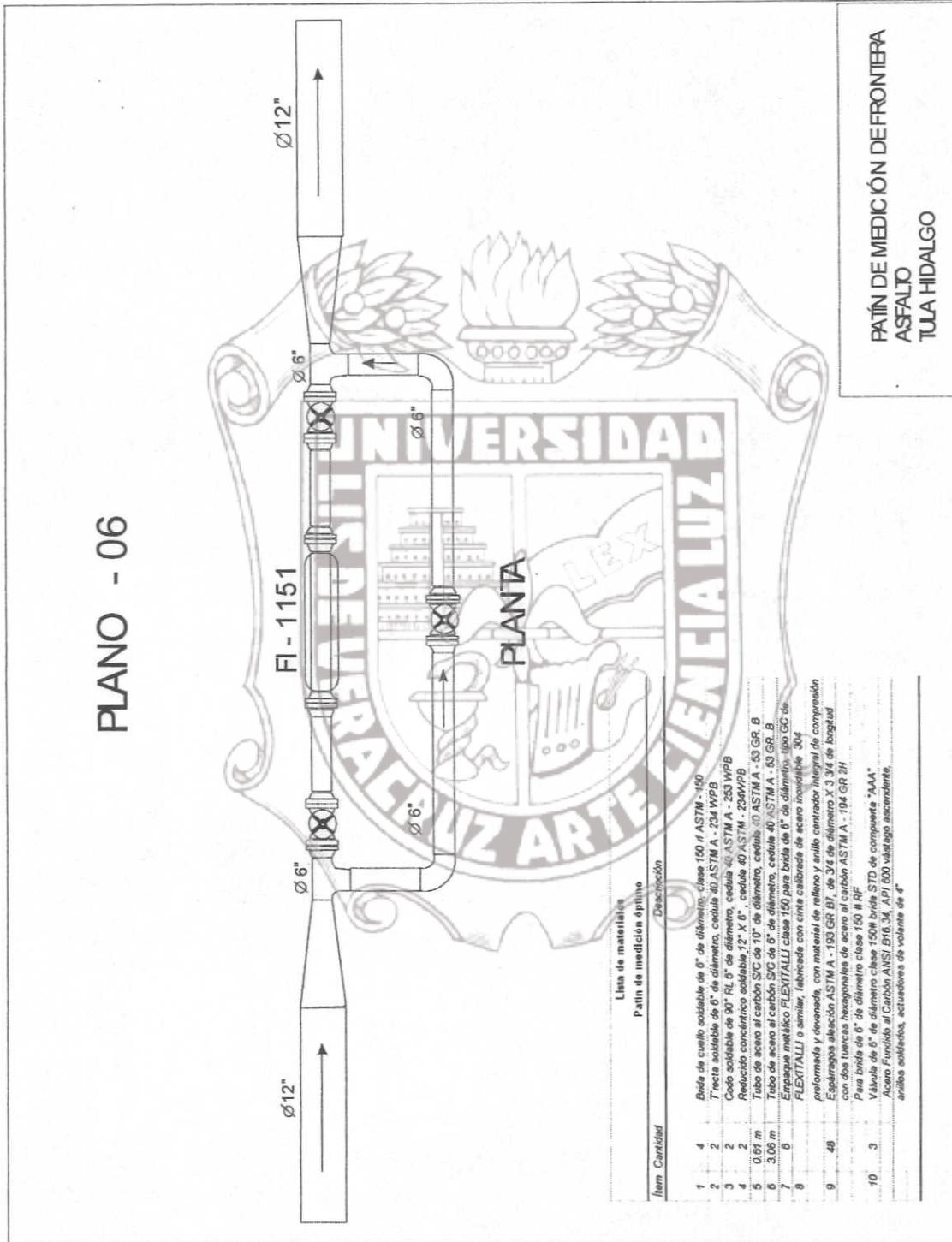


Figura 6

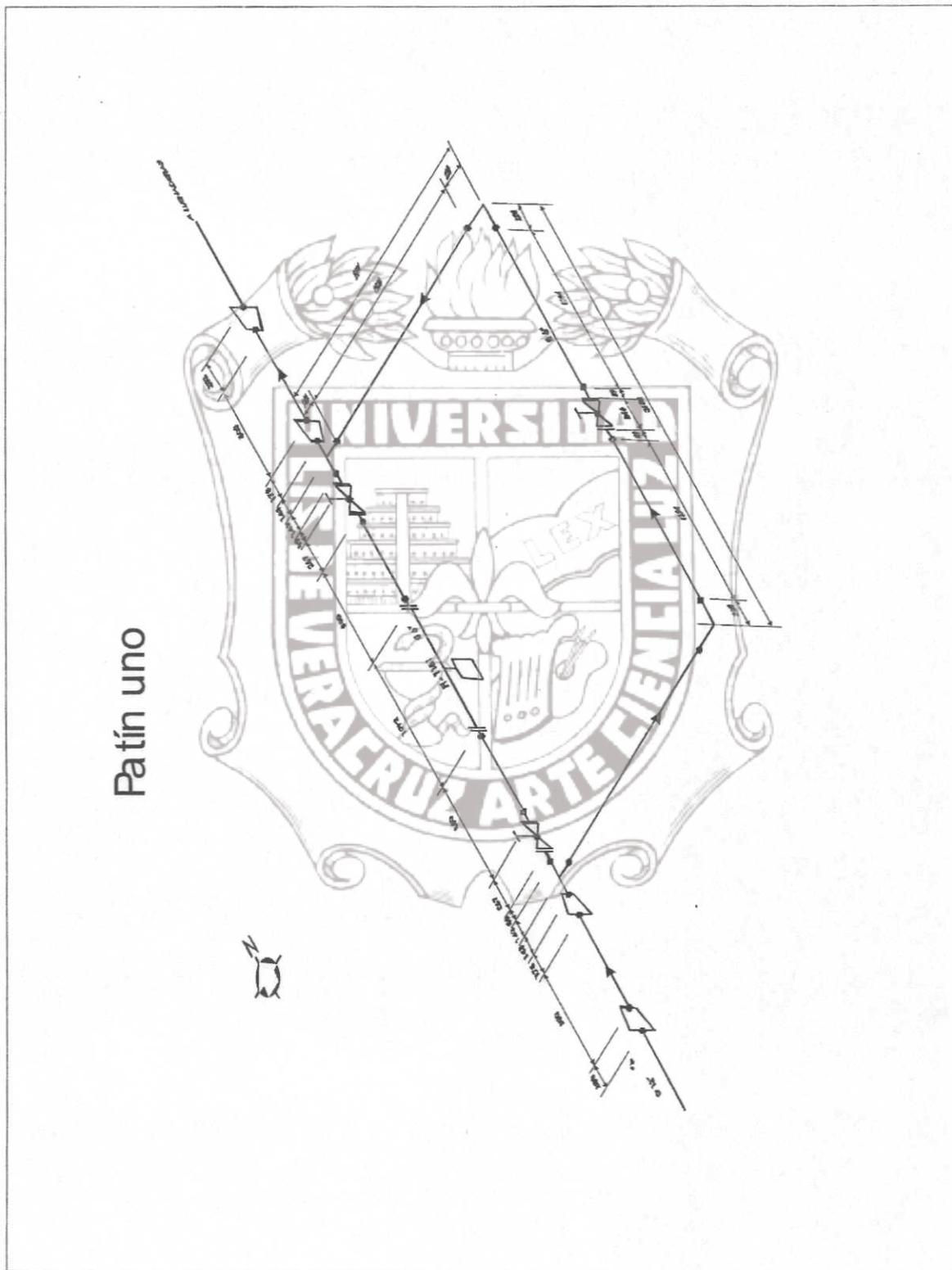


Figura 7

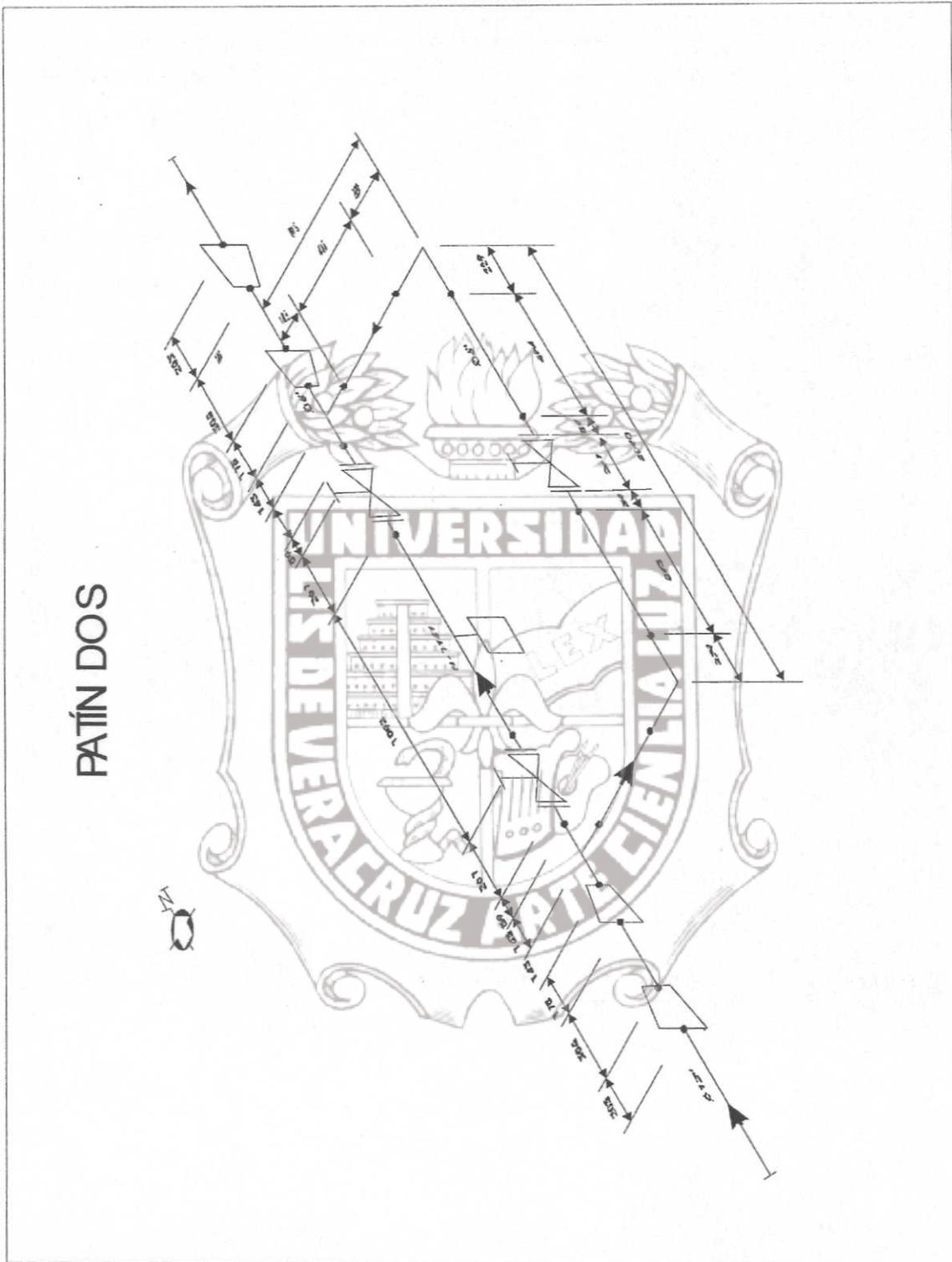


Figura 8

Bibliografía.

American Society of Mechanical Engineers (ASME) www.asme.org.

American Petroleum Institute (API) www.api-ec.api.org.

American National Standards Institute (ANSI) www.ansi.org.

American Society for Testing and Materials (ASTM) www.astm.org

ANSI B16.5-2004 Standard Specification for Envelope Dimensions for Butterfly Valves-NPS 2 to 24 ASTM F1098-87(2004).

ANSI B16.9-2004 Standard Specification for Envelope Dimensions for Butterfly Valves-NPS 2 to 24 ASTM F1098-88(2004).

ANSI B16.1 / ASTM B837-01 Standard Specification for Seamless Copper Tube for Natural Gas and Liquefied Petroleum (LP) Gas Fuel Distribution Systems

ANSI B16.34 Valves Flanged, Threaded and Welding End American Society of Mechanical Engineers 01-May-2005 ISBN: 0791828603

ANSI B1.20.1-1983(R2001) Pipe Threads, General Purpose (Inch) American Society of Mechanical Engineers 01-Jan-1983.

ANSI B16.5-2003 Pipe Flanges and Flanged Fittings American Society of Mechanical Engineers 01-Dec-2003 ISBN: 0791828476

ANSI/ASME B16.10-2000 Face to Face and End-to-End Dimensions of Valves American Society of Mechanical Engineers 01-Jan-2001.

ANSI B16.25-2003 Butt welding Ends American Society of Mechanical Engineers 31-Dec-2004

API 600/ANSI Bolted Bonnet Steel Gate Valves for Petroleum and natural gas industries Modified National Adoption of ISO 10434:1998 American Petroleum Institute 01/oct/2001

API Spec 6D Annex F, API Spec 6D Specification for Pipeline Valves Edition: 22 American Petroleum Institute, 01-Jan-2002.

API 6FA Specification for Fire Test for Valves, Edition: 3rd, American Petroleum Institute 01-Apr-1999

API 598 Valve Inspection and Testing Edition: 8th American Petroleum Institute
01-May-2004

ASTM MSS_SP_6 standard finish for contact faces of pipe flanges and connecting
end flanges of valves and fittings

ASTM A216/A216M-04 Standard Specification for steel casting, carbon, suitable for
fusion welding For high – temperature serves.

ASTM MSS PS106-01 Provisional Standard Specification for Rods and Tubes (PE)

ASTM A105/A105M-05 Standard Specification for Carbon Steel Forgings for Piping
Applications

ASTM A53/A53M-05 Standard Specification for Pipe, Steel, Black and Hot-Dipped,
Zinc-Coated, Welded and Seamless

ASTM A234/A234M-05a Standard Specification for Piping Fittings of Wrought
Carbon Steel and Alloy Steel for Moderate and High Temperature Service

ASTM A 234 WPB/A234M-05/GR WB 234 Standard Specification for Piping Fittings
of Wrought Carbon Steel and Alloy Steel for Moderate and High Temperature
Service 01-Jan-1995

Crane W. Hilltl, Manual de Flujo de Fluidos, Editorial Mc Graw-Hill 1994

Greene W. Richard, Mecánica de los Fluidos, Editorial Mc Graw-Hill 1999

Catalogo de herramientas. Mac Tool catalog. www.mactools.com/default.aspx.

Fisher Rosemount. www.emersonprocess.com/rosemount/document/manuals.html
www.emersonprocess.com/rosemount/products/

Instituto Mexicano del Petróleo www.imp.mx/

Mac Tool.[http www.mactools.com/maccard](http://www.mactools.com/maccard)

Manual de soldadura con arco Linde Gas AGA México www.aga.se.
[www.indura.cl/biblioteca/ manual soldadura](http://www.indura.cl/biblioteca/manual_soldadura)

Massey Berdard Stanford Ph. D, Mecánica de Fluidos, Editorial CECSA 1979 ISBN 0
442 30137 5

Tesis de Maestría

Instituto de Ingeniería de la U.V.

Tesis: Diseño Optimo de Patines de Medición de Frontera.

MSS SP-25-1998 Standard Marking System for Valves, Fittings, Flanges and Unions Manufacturers Standardization Society 01-Jan-1998

Petróleos Mexicanos www.pemex.com

Russell George E. (1979), Hidraulica, Editorial C.E.C.S.A.

Sotelo Avila Gilberto (1985), Hidráulica General, Editorial LIMUSA

Trueba Coronel Samuel, Hidráulica, Editorial SECSA 1982

Manual de válvulas, cañerías y accesorios
Válvulas industriales S.A. de C.V. www.valvulasindustriales.com

Walworth valve's www.walworthvalve.com
Walworth.mx.com

Manual de valvulas y materiales.
www.walworthmx.com



Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana