

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO DE UN BANCO DE ENSAYOS PARA EL ESTUDIO DE FLUJO BIFÁSICO ISOTÉRMICO DE GAS Y DE LÍQUIDO EN TUBERÍAS

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por la Br. **Gómez Muñoz, Yenny Esperanza**
Para optar al título de Ingeniero Mecánico

Caracas 2005

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO DE UN BANCO DE ENSAYOS PARA EL ESTUDIO DE FLUJO BIFÁSICO ISOTÉRMICO DE GAS Y DE LÍQUIDO EN TUBERÍAS

TUTOR ACADÉMICO: Prof. **FRANCISCO GARCÍA**.
CO-TUTOR ACADÉMICO: Prof^a. **M^a ELENA GUDIEL**.

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por la Br. **Gómez Muñoz, Yenny Esperanza**
Para optar al título de Ingeniero Mecánico

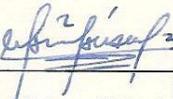
Caracas 2005

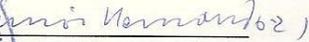
Caracas, 03 de agosto de 2005

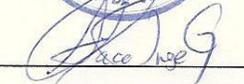
Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado por el Consejo de la Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por la Bachiller Yenny Esperanza Gómez Muñoz, titulado:

“DISEÑO DE UN BANCO DE ENSAYOS PARA EL ESTUDIO DE FLUJO BIFÁSICO ISOTÉRMICO DE GAS Y DE LÍQUIDO EN TUBERÍAS”

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico, y sin que ello signifique que se hacen solidarios con las ideas expuestas por el autor, lo declaran APROBADO.


Prof. (Manuel Martínez)
Jurado


Prof. (Simón Hernández)
Jurado


Prof. (Francisco García)
Tutor Académico



DEDICATORIA

*A la virgen del Pilar y María Auxiliadora;
A mi hermano Juanchito que está en el cielo*

AGRADECIMIENTOS

A **Dios**, por haberme dado la fortaleza y paciencia para culminar mi trabajo especial de grado.

A la **Universidad Central de Venezuela**, especialmente a la **Escuela de Ingeniería Mecánica y todos sus profesores**, por haberme transmitido la mejor educación posible, desde el punto de vista técnico y humano para emprender una nueva etapa de vida como profesional.

Al **CDCH** por el apoyo prestado a través de los proyectos de investigación N° 08.15.5195.05 y 08.00.5653.04.

Al **Profesor Francisco García**, por haber depositado en mí su confianza para la realización de este trabajo, por su paciencia, consejos y orientación durante todo este tiempo.

A la **Profesora María Elena Gudiel**, Por haber brindado su orientación y asesoría en la parte de diseño.

A **Mahmoud**, por su espíritu colaborador y disposición en todo momento, por haber sido como mi compañero de tesis desde que comenzó este proyecto.

A **PDVSA-INTEVEP** y todos quienes nos recibieron dispuestos a ayudar y colaborar en todo momento durante y después de la visita realizada en esta institución; especialmente a **los ingenieros: José Colmenares, Adriana Brito, Susana Melo, José Leonardo Rojas y personal técnico.**

Al **Profesor Armando Blanco** de la **Universidad Simón Bolívar** por haber brindado parte de su tiempo durante la visita a esta casa de estudios.

A **mi familia, mi madre, mi padre y mi hermano Juan Vicente**, por su cariño, ayuda comprensión y apoyo en todo momento.

A **Leo**, por su apoyo y amor desde el principio, durante y hasta el final de esta carrera.

A mis **amigos y compañeros** de la universidad, por haberme contagiado de su alegría y espíritu de lucha en todo momento, especialmente a Naty, Lulu, Celso, Carlos, Víctor, Marianne, Darihelen, Mary Lor, Henry, Yvin y Lisbeth.

Gómez Muñoz, Yenny Esperanza.

Diseño de un banco de ensayos para el estudio de flujo bifásico isotérmico de gas y de líquido en tuberías

Tutor Académico: Prof. Francisco García. **Co-tutor Académico:** Prof^{ra}. M^a Elena Gudiel.

Trabajo especial de grado. Caracas, UCV Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería

Mecánica, 2005, 179 pág.

Palabras Claves: Flujo Bifásico, Gradiente de Presión, Flujo de gas y líquido, Inclinación Variable, Longitud de desarrollo.

RESUMEN

El estudio del flujo simultáneo de gas y de líquido a través de un conducto, es una de las combinaciones de flujo bifásico más complejas que existen, su estudio experimental contribuye de manera efectiva a la comprensión de este fenómeno. Por otra parte, la adquisición de datos experimentales es necesaria para el desarrollo de modelos y correlaciones que permitan cuantificar los parámetros necesarios para el diseño de procesos y equipos donde este tipo de flujo esté presente. En este trabajo especial de grado se ha diseñado un banco de ensayos para el estudio de flujo bifásico isotérmico de gas y líquido en tuberías, donde a través de una metodología de diseño que comprende un estudio de usuarios, tecnologías existentes, ambiente, espacio disponible, entre otros, se obtuvieron las especificaciones de diseño y a través de técnicas creativas se definió un concepto solución el cual fue desarrollado. Este banco se caracteriza por su versatilidad en cuanto a la variación del ángulo de inclinación, tipos de líquidos de operación, caudales de operación y diámetros de tuberías.

ÍNDICE

DEDICATORIA.....	IV
AGRADECIMIENTOS.....	V
RESUMEN.....	VI
ÍNDICE.....	VII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XI
ÍNDICE DE FIGURAS	XIII
ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS	XVI
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I.....	3
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	3
1.1. ASPECTOS FUNDAMENTALES DE FLUJO BIFÁSICO	3
1.1.1. Flujo multifásico.....	3
1.1.2. Flujo de dos fases	3
1.1.3. Flujo de gas líquido	3
1.1.4. Variables utilizadas en flujo bifásico.....	4
1.1.5. Patrones de flujo	5
1.1.5.1. Tuberías horizontales.....	5
1.1.5.2. Tuberías verticales.....	7
1.1.5.3 Flujo inclinado.....	9
1.2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	9
1.3. OBJETIVOS Y ALCANCES.....	10
1.3.1. Objetivos.....	10
1.3.1.1. Objetivo General	10
1.3.1.2. Objetivos específicos.....	10
1.3.2. Alcances.....	11
CAPÍTULO II.....	
ANÁLISIS DE TECNOLOGÍAS EXISTENTES	13
2.1. TECNOLOGÍAS FORÁNEAS	13
2.2. TECNOLOGÍAS LOCALES	22
2.3. SÍNTESIS DEL CAPÍTULO	26
CAPÍTULO III	

ESTUDIO DE USUARIOS Y ASPECTOS ERGONÓMICOS	27
3.1. ESTUDIO DE USUARIOS.....	27
3.1.1. Identificación de usuarios.....	27
3.1.2. Metodología a seguir	27
3.1.2.1. Visitas realizadas	27
3.1.2.2. Cuestionario con puntos de interés.....	29
3.1.2.3. Resultados de la encuesta	30
3.2. INVESTIGACIÓN ERGONÓMICA	31
3.2.1. Nivel de generalización.....	32
3.2.2. Áreas y volúmenes de trabajo.....	32
3.2.3. Planos de trabajo en posición de pie.....	33
3.2.4. Requerimientos para espacios de trabajo móviles.....	33
3.3. SÍNTESIS DEL CAPÍTULO	34
CAPÍTULO IV	
ESPECIFICACIONES DE DISEÑO	35
4.1. DESEMPEÑO FUNCIONAL	35
4.2. REQUERIMIENTOS FÍSICOS	35
4.3. GEOMETRÍA ASOCIADA	36
4.3.1. Diámetro de la tubería	36
4.3.2. Flujo a la entrada y flujo completamente desarrollado.....	37
4.3.3. Longitud sección de pruebas	39
4.4. PARÁMETROS OPERATIVOS	40
4.4.1. Fluidos de operación.....	40
4.4.2. Caudales de operación	40
4.4.2.1. Caudal mínimo y máximo para la fase líquida.....	41
4.4.2.2. Caudal mínimo y máximo de la fase gaseosa.....	42
4.5. IMPACTO AMBIENTAL.....	42
4.6. ESPECIFICACIONES DE DISEÑO	43
4.7. SÍNTESIS DEL CAPÍTULO	44
CAPÍTULO V	
PROPOSICIÓN DEL CONCEPTO SOLUCIÓN	45
5.1. DESCOMPOSICIÓN FUNCIONAL	45
5.1.1. Uso de la caja negra.....	45
5.1.2. Funciones.....	46
5.1.3. Descomposición en subproblemas	47
5.1.4. Proposición de soluciones	47

5.1.4.1. Suministro de líquido	47
5.1.4.2. Suministro de gas (aire).....	47
5.1.4.3. Sección de mezcla	47
5.1.4.4. Inclinación sección de pruebas	48
5.1.4.5. Sección de pruebas	51
5.1.4.6. Separación	52
5.1.4.7. Instrumentación	52
5.1.4.8. Mapa mental	52
5.2. EVALUACIÓN DE LOS CONCEPTOS SOLUCIÓN	54
5.2.1. Sección de mezcla	54
5.2.2. Sistema de inclinación	54
5.2.3. Sección de pruebas	55
5.3. PROPUESTA CONCEPTO SOLUCIÓN	55
5.4. SÍNTESIS DEL CAPÍTULO	56
CAPÍTULO VI	
DESARROLLO DEL CONCEPTO SOLUCIÓN.....	57
6.1. SELECCIÓN DE COMPONENTES CONSTRUCTIVOS E INSTRUMENTACIÓN	57
6.1.1. Tuberías y accesorios	57
6.1.1.1. Tubería para pruebas	57
6.1.1.2. Tubería suministro de líquido, gas (aire) y flujo bifásico	58
6.1.1.3. Accesorios	58
6.1.2. Sistema de suministro de líquido.....	59
6.1.2.1. Tanques de almacenamiento de líquido.	60
6.1.2.2. Sistema de manejo de líquido.....	65
6.1.3. Sistema de suministro de aire	76
6.1.3.1. Dimensionamiento de la tubería de aire.	80
6.1.4. Sección de mezcla	83
6.1.5. Instrumentación.	83
6.1.5.1. Medición de caudal.....	83
6.1.5.2. Medición de presión.	85
6.1.5.3. Medición de temperatura.	86
6.1.5.4. Medición de holdup.....	86
6.1.5.5. Tubería de retorno.	87
6.1.5.6. Cantidad y ubicación transmisores.....	88

6.1.5.7. Diagrama del proceso	89
6.1.6. Separación de mezcla	91
6.2. DISEÑO DE COMPONENTES ESTRUCTURALES	91
6.2.1. Estructura principal	91
6.2.1.1. Modelado del marco o cercha.....	91
6.2.1.2. Apoyos.....	103
6.2.1.3. Riel	112
6.2.1.4. Patines.....	113
6.2.1.5. Elementos de unión	114
6.2.1.4. Mecanismo elevación del banco y fijación del ángulo.....	124
6.2.1.6. Apoyo auxiliar	134
6.3. SÍNTESIS DEL CAPÍTULO	135
CAPÍTULO 7	
PLANOS.....	137
7.1. ISOMETRÍA Y VISTAS PRINCIPALES.....	137
7.2. PLANO DE ENSAMBLE DE APOYOS, RIEL, TORNILLO DE POTENCIA CON EL MARCO (LISTA DE PARTES)	138
7.3. PLANO DE ENSAMBLE DEL MARCO (LISTA DE PARTES)	139
7.4. PLANO DE CONSTRUCCIÓN PARA LOS DIFERENTES COMPONENTES QUE CONFORMAN LA ESTRUCTURA.....	140
SUMARIO Y CONCLUSIONES	141
RECOMENDACIONES	143
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	145
APÉNDICES	151
APÉNDICE A. TABLAS.....	151
APÉNDICE B. FIGURAS.....	162
APÉNDICE C. RESPUESTAS A ENCUESTAS.....	168

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Especificaciones de diseño	43
Tabla 2. Criterios ponderados para la selección sistema de inclinación	55
Tabla 3. Accesorios en la succión del sistema de suministro de líquido.....	59
Tabla 4. Accesorios en la descarga del sistema de suministro de líquido	59
Tabla 5. Accesorios en la descarga línea suministro de gas.....	59
Tabla 6. Accesorios en la tubería de flujo bifásico.....	59
Tabla 7. Esfuerzo máximo permitido acero al carbono, para temperaturas entre -29 y 340 °C	62
Tabla 8. Número de rigidizadores horizontales requeridos en función de la altura del tanque	62
Tabla 9. Separación entre los elementos rigidizadores.....	62
Tabla 10. Longitudes equivalentes en accesorios en la tubería de succión de la bomba.	66
Tabla 11. Datos en la succión de la bomba.	67
Tabla 12. Longitudes equivalentes en accesorios en la tubería de descarga de la bomba (previo al mezclador).....	68
Tabla 13. Datos para cálculos de presión en la descarga de la bomba.....	69
Tabla 14. Bomba para líquidos de baja viscosidad recomendada por distribuidora EBRO. 70	
Tabla 15. Bomba para líquidos de mediana viscosidad recomendada por distribuidora EBRO.	71
Tabla 16. Bomba de engranajes internos recomendada para líquidos de alta viscosidad.	71
Tabla 17. Bomba de cavidades progresivas recomendada para líquidos de alta viscosidad.	72
Tabla 18. Datos para tubería 5,08cm (2”) Sch. 40. de acero comercial	73
Tabla 19. Propiedades de diversos fluidos tomadas en cuenta para el cálculo de caída de presión total.	75
Tabla 20. Caída de presión debida a la fricción, gravedad y total estimada para diversas mezclas de aire y líquido en tubería 3,81 cm [1 ½ pulgadas]. ΔP_T es la caída de presión total.	75
Tabla 21. Datos para tubería 3,81cm (1½”) Sch. 40. de acero comercial	76
Tabla 22. Condiciones de presión y temperatura a la entrada (1) y salida (2) del compresor.	76
Tabla 23. Capacidad a la entrada del compresor para tuberías de diferentes diámetros.	77
Tabla 24. Especificaciones compresor recomendado para suministro de aire.	79
Tabla 25. Accesorios en la línea de suministro de aire.	80
Tabla 26. Longitudes equivalentes en accesorios de tubería de aire.	83
Tabla 27. Placa de orificio recomendada para medición de caudal líquidos de baja viscosidad.	84
Tabla 28. Placa de orificio recomendada para medición de caudal líquidos viscosos.	84
Tabla 29. Transmisor de presión recomendado para la medición de presión relativa.....	85

Tabla 30. Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la cedencia ASTM para el acero SAE 1020 laminado en caliente. Fuente SAE Handbook, 1986.....	94
Tabla 31. Algoritmo para determinar sección transversal de travesaños y diagonales.	95
Tabla 32. Fuerzas externas que actúan sobre el larguero	100
Tabla 33. Reacciones, momento máximo y deflexión máxima $\times EI$ en el larguero.....	101
Tabla 34. Reacciones, momento máximo y módulo de máxima deflexión en el marco.	102
Tabla 35. Perfiles preseleccionados para el apoyo “A” por flexocompresión.	110
Tabla 36. Esfuerzos y factor de seguridad para diversos perfiles estandarizados en el apoyo “A”	111
Tabla 37. Perfil seleccionado para el riel.	113
Tabla 38. Geometría y condiciones de carga para los pernos en la unión travesaño-larguero	117
Tabla 39. Geometría y carga calculada para los pernos en la unión travesaño-larguero ..	117
Tabla 40. Geometría y condiciones de carga para los pernos en la unión diagonal-larguero	119
Tabla 41. Geometría y carga calculada para los pernos en la unión diagonal-larguero	119
Tabla 42. Condiciones da carga sobre apoyo “A”	121
Tabla 43. Condiciones da carga sobre apoyo “B”	122
Tabla 44. Datos para cálculo de precarga y fatiga en las diferentes uniones apernadas. ...	123
Tabla 45. Esfuerzos, factor de seguridad y par torsión de apriete en las diferentes uniones apernadas.	124
Tabla 46. Datos para cálculo de tornillo de potencia	127
Tabla 47. Esfuerzos, eficiencia, torque para mover la carga mediante tornillo de potencia seleccionado.	127
Tabla 48. Factor de seguridad contra fatiga para la viga soporte del tornillo de potencia. 128	
Tabla 49. Datos suministrados por fabricante para perno de anclaje en concreto.....	130
Tabla 50. Número de pernos por hilera	131
Tabla 51. Datos para cálculo de precarga y fatiga en pernos pasantes del patín.....	132
Tabla 52. Esfuerzos, factor de seguridad y par torsión de apriete en pernos pasantes del patín.	132

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Áreas de sección transversal de una tubería por el gas y por el líquido.....	4
Figura 2. Patrones de flujo en tuberías horizontales y ligeramente inclinadas.....	6
Figura 3. Patrones de flujo en tuberías verticales y ligeramente inclinadas. Flujo ascendente.....	7
Figura 4. Patrones de flujo en tuberías verticales y ligeramente inclinadas. Flujo descendente.....	8
Figura 5. Diagrama arreglo experimental banco N° 1.....	13
Figura 6. Diagrama arreglo experimental banco N° 2.....	14
Figura 7. Diagrama arreglo experimental banco N° 3.....	15
Figura 8. Diagrama arreglo experimental banco N° 4.....	16
Figura 9. Diagrama arreglo experimental banco N° 5.....	17
Figura 10. Modificación banco N° 6 en el año 2000.....	18
Figura 11. Diagrama arreglo experimental banco N° 7.....	20
Figura 12. Diagrama arreglo experimental banco N° 8.....	21
Figura 13. Banco PDVSA-Intevep. Edificio Norte 6.....	22
Figura 14. Banco PDVSA-Intevep. Edificio Norte 4.....	24
Figura 15. Banco de Pruebas Universidad Simón Bolívar.....	25
Figura 16. Resultados encuesta realizada a investigadores y estudiantes de postgrado en el área de flujo bifásico en tuberías.....	31
Figura 17. Área de trabajo normal y máxima en el plano horizontal desarrollados para hombres por Farley.....	32
Figura 18. Zona conveniente de alcance.....	33
Figura 19. Planos de trabajo en posición de pie, según Grandjean.....	33
Figura 20. Espacios para trabajo donde la actividad es individual.....	34
Figura 21. Entrada ala norte galpón EIM UCV.....	35
Figura 22. Espacio disponible para la ubicación del banco.....	36
Figura 23. Diagrama ciclo de vida.....	43
Figura 25. Tormenta de ideas para la mezcla.....	48
Figura 26. Tormenta de ideas, común a sistema de inclinación y sección de pruebas.....	51
Figura 27. Diferentes disposiciones de sección de pruebas.....	52
Figura 28. Mapa mental, generación de soluciones.....	53
Figura 29. Concepto solución producto de fase creativa.....	56
Figura 30. Geometría asignada a tubería de pruebas.....	58
Figura 31. Diagrama recorrido tuberías suministro líquido, gas (aire) y mezcla bifásica....	58
Figura 32. Longitud aproximada de circuito lleno de líquido.....	61
Figura 33. Distribución de presión hidrostática en el tanque de almacenamiento de líquido.....	63

Figura 34. Factor α en las fórmulas para tanques rectangulares.....	64
Figura 35. Tubería de succión para suministro de líquido.	66
Figura 36. Diagrama sistema de suministro de líquido	68
Figura 37. Selección del compresor.	77
Figura 38. Potencias requeridas para compresores según la capacidad a la entrada.	78
Figura 39. Costos aproximados diversos tipos de compresores.	78
Figura 40. Línea de suministro de aire.	80
Figura 41. Nomograma para determinar el diámetro de la tubería de aire.....	81
Figura 42. Nomograma para estimar la longitud equivalente en la tubería de aire.....	82
Figura 43. Ubicación relativa válvulas de cierre rápido y conexión en “T” para desvío de flujo.....	86
Figura 44. Válvula de cierre rápido electro accionada.	87
Figura 45. Expansión recomendada para unión de tubería de retorno.	87
Figura 46. Esquema general del proceso. Del banco de ensayos de flujo bifásico isotérmico de gas y líquido en tuberías.	89
Figura 47. Ubicación de la instrumentación en banco de ensayos.	90
Figura 48. Dimensiones asignadas a estructura. Medidas en cm.	92
Figura 49. Carga uniformemente distribuida en los travesaños y diagonales del marco	93
Figura 50. Reacciones, momento y deflexión máxima en una viga simplemente apoyada bajo carga uniformemente distribuida. Fuente: J. Shigley y C. Mischke. 2002.....	94
Figura 51. Momento de inercia en función del número de partes en el marco según el criterio de deflexión máxima.....	96
Figura 52. Perfil ángulo estándar con patines iguales.	97
Figura 53. Peso total vs. número de partes que divide el marco para ángulos estándar de patines iguales.	97
Figura 54. Distribución de perfiles en el marco.	98
Figura 55. Distribución de perfiles en el marco con diagonales simétricas en el retorno de tubería.....	99
Figura 56. Asignación apoyos A y B.....	99
Figura 57. Diagrama de cuerpo libre de larguero en posición horizontal.	100
Figura 58. Momento flector y deflexión máxima $\times EI$ en el larguero en posición horizontal.	101
Figura 59. Geometría para determinar la longitud del apoyo “B” hasta el suelo.....	103
Figura 60. Geometría para determinar ubicación del apoyo “B” en posición vertical.....	104
Figura 61. Estructura en posición genérica formando ángulo α respecto a la horizontal...	104
Figura 62. Posición genérica del banco para determinar el ángulo θ	105
Figura 63. Componentes reacciones en el apoyo “A”.....	106
Figura 64. Reacción resultante en el apoyo A.....	107
Figura 65. Reacción en el apoyo B en función del ángulo de inclinación del banco.....	107
Figura 66. Componentes vertical y horizontal de reacciones en el apoyo B.....	107

Figura 67. Apoyo “A”: izq. a flexocompresión, posición del banco diferente de la vertical. Der. modelado como una columna para una posición del banco vertical.	108
Figura 68. Modelado apoyo B; considerando la compresión que ejerce la fuerza R_B	111
Figura 69. Apoyo “B” considerando el propio peso.....	112
Figura 70. Dimensiones asignadas a patín que desliza sobre el riel.....	113
Figura 71. Diseño unión travesaño-larguero.	115
Figura 72. Unión travesaño larguero soportada por dos pernos.	115
Figura 73. Equilibrio de la fuerza y el momento en el plano de corte para la unión travesaño-larguero	116
Figura 74. Montaje de perno en unión larguero travesaño.	118
Figura 75. Diseño unión diagonal-larguero.....	118
Figura 76. Unión travesaño larguero soportada por dos pernos.....	118
Figura 77. Unión marco-apoyo “A” soportada por un perno.	120
Figura 78. Unión marco-apoyo “B” soportada por un perno.	121
Figura 79. Ubicación tornillo de potencia	124
Figura 80. Detalle tornillo de potencia.	125
Figura 81. Diagrama de cuerpo libre tornillo de potencia.....	125
Figura 82. Viga para soportar tornillo de potencia.....	127
Figura 83. Estructura con carga aplicada para cálculo de pernos de anclaje.....	129
Figura 84. Vista frontal de la estructura con distribución de carga triangular.	129
Figura 85. Hilera de pernos	130
Figura 86. Patines sujetados por pernos pasantes y de fricción.....	131
Figura 87. Carga que actúa sobre pernos pasantes	132
Figura 88. Izquierda: Goma de poliuretano; Derecha: abrazadera para goma en la tubería.	133
Figura 89. Tubería con los respectivos conectores.....	134
Figura 90. Ubicación apoyos auxiliares, posición horizontal de banco.	134
Figura 91. Detalle apoyo auxiliar, posición horizontal de banco.	135

ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS

A	Área transversal
A_d	Área de diámetro mayor del perno
A_t	Área de esfuerzo a tensión
B	Longitud de uno de los lados del tanque
c	Tolerancias mecánicas y de corrosión
C	Fracción de carga externa soportada por el perno
CG	Centro de gravedad
D	Diámetro
D_M	Diámetro mayor tornillo de potencia
e	Factor de diseño para tubería, eficiencia del tornillo de potencia
E	Módulo de elasticidad
f	Factor de fricción
f_M	Factor de fricción universal para flujo bifásico
F_i	Precarga del perno
FDA	Referido a condiciones estándar según norma ISO 1217
F_P	Carga de prueba del perno
g	Gravedad
H	Altura del tanque
H_f	Pérdida de energía por la fricción y los accesorios.
H_B	Energía que debe suministrar la bomba
H_L	Fracción volumétrica de líquido con deslizamiento
I	Momento de inercia
K	Radio de curvatura del semitoro
k_a	Factor de modificación a la fatiga por la forma
k_b	Rigidez efectiva en el perno en la zona de sujeción; factor de modificación a la fatiga por tamaño.
k_c	Factor de modificación a la fatiga por carga
k_d	Factor de modificación a la fatiga por Temperatura
k_m	Rigidez de los elementos en la zona de sujeción
k_t	Factor de modificación a la fatiga por concentración de esfuerzos
m	Masa
\dot{m}_M	Flujo másico de la mezcla
R	Radio interno de tubería ; Reacción producida en el rigidizador.
Re_c	Número de Reynolds crítico
l	Avance del tornillo de potencia
l_d	Longitud parte útil sin rosca
l_t	Longitud de parte roscada en el agarre
l_d	Longitud de la parte sin roscar en el agarre
L	Longitud
L_C	Longitud desde punto de mezcla hasta inicio de curvatura de tubería de retorno.

L_G	Agarre del perno
L_T	Longitud de parte roscada
n_f	Factor de seguridad por fatiga en uniones apernadas
p	Paso del perno
P	Presión, Peso, puntuación
Q_G	Caudal de gas
Q_L	Caudal de líquido
S	Módulo de sección
S_{ADM}	Esfuerzo admisible
Se	Límite de resistencia a la fatiga
S_h	Esfuerzo admisible básico según la temperatura del fluido
S_p	Esfuerzo de prueba del perno
t	Espesor
T	Total, Par de torsión de apriete a la tensión inicial de los pernos.
T_B	Par de torsión necesario para bajar la carga
T_S	Par de torsión necesario para subir la carga
\bar{T}	Espesor nominal mínimo de tubería requerido
V	Velocidad, volumen del tanque, fuerza cortante
$V_{SEMITORO}$	Volumen semitoro para tubería de retorno
V_T	Volumen total de líquido en la tubería
W	Carga por unidad de longitud
W_B	Potencia que debe suministrar la bomba
$y_{MÁX}$	Deflexión máxima
Y	Coefficiente en tuberías que depende de la temperatura de diseño y tipo de materia
Z	Altura

LETRAS GRIEGAS

α	Ángulo que forma el banco respecto a la horizontal; ángulo de rosca para tornillo de potencia.
α_n	Factor que depende de la relación entre la altura y el largo del tanque
γ	Gravedad específica del líquido
η_B	Eficiencia de la bomba
η_M	Eficiencia del motor de la bomba
θ	Ángulo que forma el apoyo “B” respecto a la horizontal.
λ_L	Fracción volumétrica de líquido sin deslizamiento
ρ	Densidad
ρ_G	Densidad del gas
ρ_L	Densidad del líquido
ρ_M	Densidad de mezcla
σ_{CR}	Esfuerzo crítico en diseño por pandeo

$\sigma_{MÁXD}$	Esfuerzo normal máximo en la diagonal
$\sigma_{MÁXT}$	Esfuerzo normal máximo en el travesaño
σ_0	Esfuerzo producido por carga longitudinal en diseño por flexocompresión
τ	Esfuerzo cortante

SUBÍNDICES

<i>CRÍT</i>	Crítico
<i>d</i>	Diagonal
<i>DB</i>	Descarga de la bomba
<i>MÁX</i>	Máximo
<i>MÍN</i>	Mínimo
<i>PROM</i>	Promedio
<i>SB</i>	Succión de la bomba
<i>t</i>	Travesaño

ABREVIATURAS

<i>Cal.</i>	Calificación
<i>Crit.</i>	Criterio
<i>Est.</i>	Estabilidad
<i>FS</i>	Factor de seguridad
<i>ND</i>	No disponible
<i>NPSH_A</i>	Altura neta positiva de succión disponible
<i>NPSH_R</i>	Altura neta positiva de succión requerida
<i>N/R</i>	No respondió
<i>Po.</i>	Ponderación
<i>SD</i>	Sobrecarga de diseño
<i>U_M</i>	Velocidad de mezcla
<i>U_{SG}</i>	Velocidad superficial de gas
<i>U_{SL}</i>	Velocidad superficial de líquido

INTRODUCCIÓN

El estudio del flujo simultáneo de gas y de líquido a través de un conducto, es una de las combinaciones de flujo bifásico más complejas que existen. Esto se debe principalmente a la gran variedad de configuraciones relacionadas con la distribución espacial de ambas fases en la tubería y a que la fase gaseosa es compresible. Estas configuraciones espaciales se conocen como patrones de flujo.

El conocer el gradiente de presión, la fracción volumétrica de líquido con deslizamiento “liquid holdup” y el patrón de flujo existente durante el flujo de gas y de líquido en tuberías es necesario para el diseño de sistemas que operen con flujo bifásico. La necesidad de contar con diseños confiables en estos sistemas ha sido, durante los últimos 30 años, lo que ha motivado el gran esfuerzo de investigación, especialmente para flujo de gas y de líquido.

El flujo bifásico es encontrado frecuentemente en la industria petrolera, química, nuclear, en plantas termoeléctricas, etc. En la industria petrolera el flujo de dos fases a lo largo del sistema de producción puede ser cualquier combinación de una fase de gas natural, una fase líquida de hidrocarburo y una fase de agua, con características únicas que crean complicaciones que no se encuentran en otras industrias (Alarcón, 1998). El reto asociado en investigación y desarrollo en la industria petrolera es optimizar el diseño de los diferentes componentes del sistema de producción para reducir de manera significativa los costos asociados a la construcción y operación de los mismos.

La explotación de crudos pesados conlleva el uso intensivo de tecnología, entre las cuales se encuentra la tecnología multifásica que abarca todos los aspectos de medición, bombeo y transporte de flujo multifásico. Las investigaciones relacionadas con el flujo de gas y de líquido de alta viscosidad son escasas, particularmente en flujo horizontal; donde inclusive son escasas para flujo de gas y de líquido de baja viscosidad para bajos números de Reynolds. La tecnología asociada a los sistemas de producción con pozos horizontales y los costos asociados a la instalación y operación de líneas de transporte de crudo, aunado a que Venezuela posee el 21% de las reservas de crudo pesado (CP) y extrapesado (XP) en el ámbito mundial, representan un reto para la investigación y desarrollo de nuevas tecnologías en la industria petrolera venezolana particularmente en flujo bifásico de gas y de líquido de alta viscosidad.

La solución rigurosa de las ecuaciones de conservación para sistemas de flujo de dos fases es muy compleja, debido al gran número de variables de flujo asociadas con ambas fases y también por la complicada naturaleza del flujo. Los modelos de simulación existentes para el estudio de flujo bifásico han sido desarrollado o evaluados con datos experimentales con un intervalo de operación muy limitado

Para desarrollar o evaluar modelos de simulación robustos se requiere contar con una base de datos experimentales con un amplio intervalo de aplicación.

En el estudio de flujo bifásico; diversos investigadores así como instituciones tanto a nivel nacional (USB; PDVSA-Intevep) como internacional (Universidad de TULSA, entre otras), han desarrollado diferentes bancos experimentales, donde todo pareciera indicar que dichos bancos fueron construidos para obtener datos experimentales específicos, sin hacer un estudio previo de la necesidad ni en cuenta aspectos ergonómicos, ambientales entre otros, como lo sugieren diversos autores en cuanto a filosofía de diseño se refiere.

Este trabajo especial de grado, ha seguido una metodología integral del diseño, para satisfacer una necesidad, logrando un banco experimental con la versatilidad de trabajar con diferentes líquidos de operación, caudales, ángulos de inclinación. Teniendo como resultado los planos necesarios para iniciar su construcción.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En este capítulo se presenta una perspectiva general sobre flujo bifásico, el problema en estudio, los objetivos y alcances del mismo.

1.1. ASPECTOS FUNDAMENTALES DE FLUJO BIFÁSICO

1.1.1. Flujo multifásico

Cuando se encuentran dos o más fases diferentes o dos líquidos inmiscibles fluyendo en un mismo conducto, el flujo se denomina *flujo multifásico*. La combinación entre fases diferentes genera una variedad de configuraciones de flujos multifásicos, el problema en estudio se limita a flujo bifásico de gas y líquido.

1.1.2. Flujo de dos fases

El flujo de dos fases se refiere al flujo simultáneo a través de una tubería o canal conductor en cualquiera de las combinaciones: gas-líquido; gas-sólido; líquido- sólido. (Alarcón,1998).

La combinación gas-líquido es la más compleja, ya que combina características de una fase deformable y la compresibilidad de la otra; siendo ésta una de las combinaciones con más aplicación en Venezuela, especialmente en la producción petrolera. (Alarcón,1998).

1.1.3. Flujo de gas líquido

Existen básicamente tres tipos de flujo de gas-líquido que son de interés según una clasificación térmica, los cuales son:

- Flujo adiabático, donde no existe transferencia de calor; como por ejemplo el caso de transporte simultáneo de crudo y gas natural en la industria petrolera desde el pozo hasta los separadores.
- Flujo con ebullición convectiva, donde se transfiere calor a una tubería con líquido, cambiando de fase de líquido a vapor, por ejemplo en calderas acuatubulares.
- Flujo con condensación, sustrayendo calor a un vapor fluyente en una tubería, cambiando de fase de vapor a líquido, como en el caso de los condensadores de refrigeración.

Al mismo tiempo, según la configuración geométrica, cada uno de estos flujos, puede ser horizontal, vertical o inclinado. Además de ello, las fases pueden fluir simultáneamente hacia arriba, hacia abajo o contraflujo.

Los sistemas de tubería con frecuencia cuentan con variaciones significativas geométricas: ángulos de inclinación, diámetro, rugosidad de las paredes del tubo y forma de la sección transversal, etc. Los ingenieros se enfrentan con requerimiento de analizar y predecir las relaciones existentes entre tasas de flujo, pérdidas de presión y geometría del tubo, para diferentes situaciones de flujo multifásico que puedan presentarse en el desempeño de un determinado proceso.

1.1.4. Variables utilizadas en flujo bifásico

En el caso de este tipo de flujo; se emplea una terminología especial; donde algunos de estos términos se emplearán durante el desarrollo del trabajo, entre estas se encuentran:

- Tasa de flujo volumétrico del flujo de mezcla Q_M [L^3/T]:

$$Q_M = Q_L + Q_G \quad [1]$$

Donde Q_L y Q_G son las tasas de flujo volumétrico de líquido y de gas, respectivamente.

- Velocidad de la fase líquida U_L [L/T]:

$$U_L = \frac{Q_L}{A_L} \quad [2]$$

- Velocidad de la fase gaseosa U_G [L/T]:

$$U_G = \frac{Q_G}{A_G} \quad [3]$$

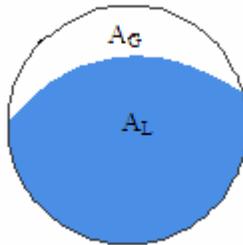


Figura 1. Áreas de sección transversal de una tubería por el gas y por el líquido.

- Velocidad de mezcla de fases U_M [L/T]:

$$U_M = U_{SL} + U_{SG} \quad [4]$$

Donde $U_{SL} = \frac{Q_L}{A}$ es la velocidad superficial del líquido y $U_{SG} = \frac{Q_G}{A}$ es la velocidad superficial del gas, y A es el área de la sección transversal de la tubería.

- Fracción volumétrica de líquido con deslizamiento (liquid holdup) H_L :

Se define como la fracción de un elemento de volumen ocupado por la fase líquida, cuando existe deslizamiento entre las fases.

$$H_L = \frac{A_L}{A} \quad [5]$$

- Fracción de vacío α :

Es la fracción volumétrica que ocupa la fase gaseosa.

$$\alpha = \frac{A_G}{A} \quad [6]$$

Una de las diferencias entre flujo monofásico y bifásico es la distribución de fases en las tuberías, donde es posible establecer una clasificación visual de patrones de flujo para tuberías, tanto horizontales como verticales e inclinadas; los factores principales que determinan el régimen de flujo en una tubería que transporte flujo bifásico según la Norma PDVSA L-TP 1.5 (1994) son:

- Diferencia en las propiedades físicas y velocidades de flujo de las dos fases.
- Diámetro de la tubería y accesorios.
- Dirección del flujo (ascendente, descendente u horizontal) y orientación de la tubería (horizontal, vertical e inclinada).

1.1.5. Patrones de flujo

1.1.5.1. Tuberías horizontales

En la Figura 2 se muestra esquemáticamente los diferentes patrones de flujo en tuberías horizontales según Barnea *et al* (1980), cuando el líquido y el gas fluyen en un mismo sentido:

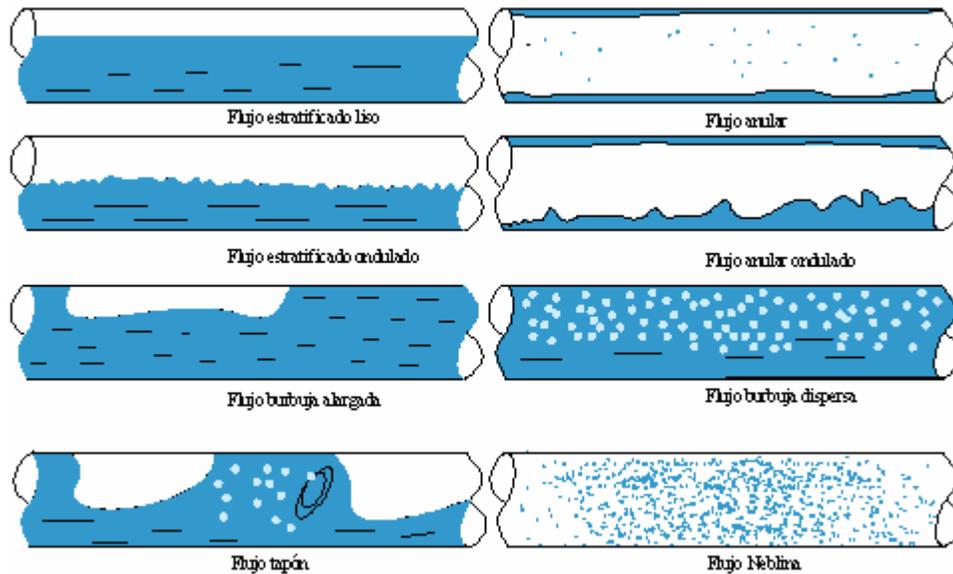


Figura 2. Patrones de flujo en tuberías horizontales y ligeramente inclinadas

Flujo estratificado: Ocurre a bajas velocidades superficiales bajas tanto de líquido como de gas; donde ambas fases fluyen separadamente; según como se presente la superficie de líquido se subdivide en estratificado liso y estratificado ondulado.

Flujo de burbujas: Ocurre a velocidades superficiales de moderadas a altas de líquido y bajas a moderadas de gas; estas burbujas de gas tienden a flotar en la parte superior de la tubería; según la velocidad superficial se subdivide en burbuja alargada y burbuja dispersa.

Flujo tapón: Se manifiesta a velocidades superficiales intermedias tanto de líquido como de gas, las burbujas alargadas de extremos redondeados se alargan, ocupando una porción mayor de la sección transversal de la tubería, separadas por tapones de líquido, y donde el gas viaja a velocidades superficiales mayores a las del líquido.

Flujo anular: A velocidades superficiales altas de gas, el líquido fluye como una película anular a lo largo de las paredes, mientras que el gas fluye como un núcleo de alta velocidad en el centro de la tubería; en el caso que el flujo de gas sea relativamente baja, se da el patrón de anular ondulado, donde la mayoría del líquido fluye como película al fondo de la tubería, a su vez que ondas inestables de líquido fluyen alrededor de la tubería humedeciendo su periferia.

Flujo neblina: Ocurre a altas velocidades superficiales de gas y entre bajas y moderadas de líquido. Ambas fases están íntimamente mezcladas.

1.1.5.2. Tuberías verticales.

El flujo bifásico en tuberías verticales no ha sido investigado tan extensamente como en flujo en tuberías horizontales; además de ello, la mayoría de la información disponible se encuentra para flujo vertical ascendente. Para tuberías en posición vertical (tanto ascendente como descendente), el régimen estratificado desaparece, y según el sentido del flujo se observan diferentes patrones de flujo, la siguiente figura muestra estos patrones en sentido vertical ascendente según Alarcón (1998).

Vertical ascendente.

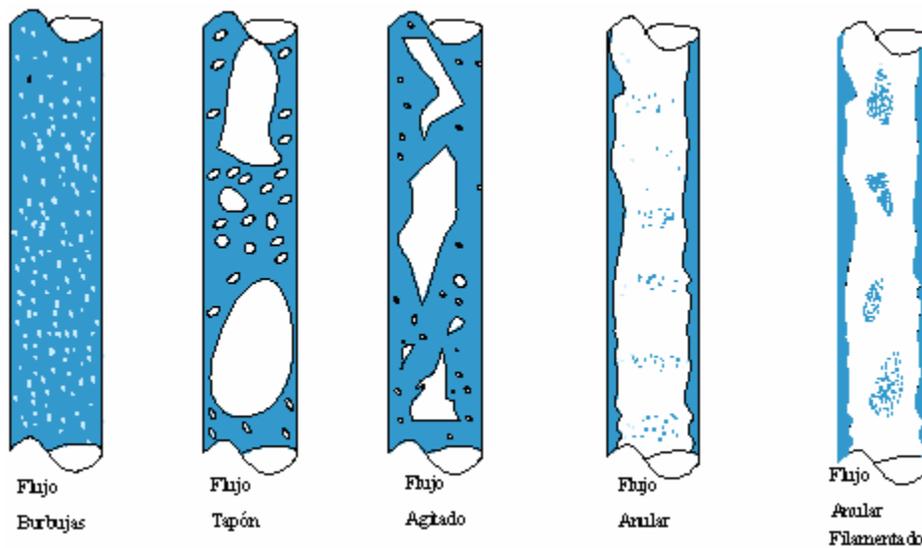


Figura 3. Patrones de flujo en tuberías verticales y ligeramente inclinadas. Flujo ascendente.

Flujo de burbujas: Al igual que el caso horizontal; la fase gaseosa se distribuye en forma de burbujas inmersas en la fase líquida continua.

Flujo tapón: A medida que la concentración de burbujas aumenta debido a la cantidad de gas, éstas se agrupan formando una sola cuyo diámetro suele aproximarse al de la tubería. El líquido ocupa el espacio de separación entre burbujas consecutivas.

Flujo agitado: Con una mayor velocidad superficial de flujo, las burbujas que formaban un tapón colapsan, resultando un flujo caótico, espumoso y desordenado. La película de líquido desciende, pero debido al arrastre del gas, eventualmente es levantado, provocando un movimiento oscilatorio.

Flujo anular: La película de líquido se encuentra sobre la pared del tubo mientras la parte central está formada por gas. La superficie de la película se rompe continuamente, lo cual arrastra algunas gotas en la parte central de la tubería.

Flujo anular filamentado: Se forma una película relativamente gruesa en la pared del tubo, y se arrastra una cantidad considerable en el centro del canal; esta fase arrastrada se aglomera formando largos filamentos irregulares.

Vertical descendente.

La Figura 4; se presenta una clasificación de el flujo bifásico en tuberías, en un sentido vertical descendente de flujo, según la norma PDVSA L-TP15 (1994).

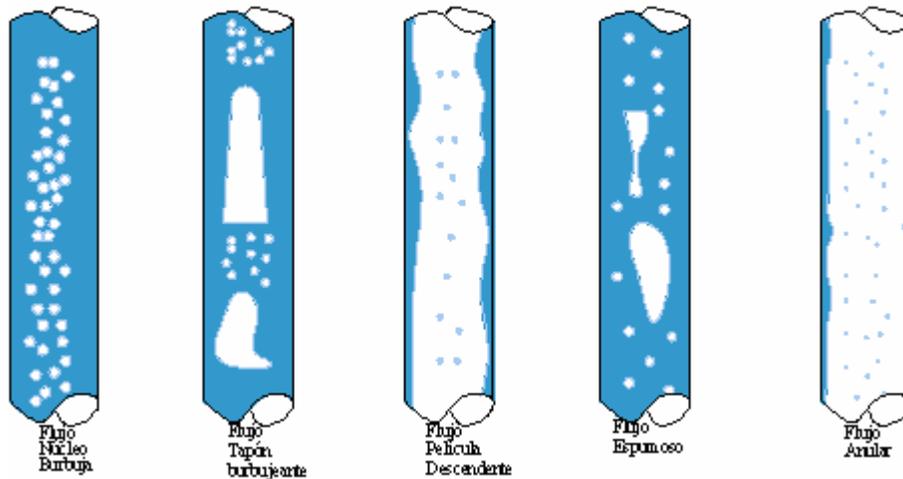


Figura 4. Patrones de flujo en tuberías verticales y ligeramente inclinadas. Flujo descendente.

Flujo núcleo burbuja: En esta ocasión las burbujas migran hacia el eje de la tubería formando un núcleo de burbujas dispersas.

Flujo tapón burbujeante: Se caracteriza por la presencia de grandes burbujas; en el extremo superior la burbuja es algo redondeada debido a su flotabilidad respecto al líquido; mientras que el otro extremo forma una espuma a los lados, por lo que el líquido entre ambos tapones sea burbujeante, disminuyendo hacia la parte redondeada del tapón siguiente en sentido del flujo.

Flujo película descendente: La superficie de la película es ondulada y suele traer algunas gotas de líquido en el núcleo. Existe una fuerte tendencia a que se desarrollen algunas zonas secas en las paredes del tubo.

Flujo espumoso: Los tapones de gas son muy inestables y se unen al líquido, formando espuma similar a los filamentos que se forman en el flujo ascendente.

Flujo anular: El líquido fluye hacia abajo como una película anular con el núcleo de gas moviéndose a altas velocidades; el cual contiene algunas gotas pequeñas de líquido.

1.1.5.3 Flujo inclinado

En la práctica es difícil encontrar tuberías netamente horizontales o pozos netamente verticales, presentándose tuberías inclinadas en un mayor o menor ángulo o pozos desviados de la vertical en un grado determinado (Lafranchi, 1993).

Entre los primeros investigadores que evaluaron este tipo de flujo fueron Brigham y Flanigan a finales de la década de los cincuenta; para una tubería inclinada aproximadamente 12 grados.

El estudio del flujo inclinado comenzó en la década de los 80 (Alarcón, 1998); en el caso de inclinaciones pequeñas a partir de la horizontal, los patrones de flujo son muy similares a los obtenidos por el flujo horizontal; con inclinación hacia abajo, existe una tendencia hacia patrones estratificado y ondulado, mientras que con una inclinación hacia arriba, es común encontrar burbujas alargadas o tapones.

1.2.DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

El estudio del flujo simultáneo de gas y de líquido a través de un conducto, es una de las combinaciones de flujo bifásico más complejas que existen. Esto se debe principalmente a la gran variedad de configuraciones relacionadas con la distribución espacial de ambas fases en la tubería y a que la fase gaseosa es compresible. Estas configuraciones espaciales se conocen como patrones de flujo.

El conocer el gradiente de presión, la fracción volumétrica de líquido con deslizamiento “*liquid holdup*” y el patrón de flujo existente durante el flujo de gas y de líquido en tuberías es necesario para el diseño de sistemas que operen con flujo bifásico. La necesidad de contar con diseños confiables en estos sistemas ha sido, durante los últimos 30 años, lo que ha motivado el gran esfuerzo de investigación, especialmente para flujo de gas y de líquido.

La solución rigurosa de las ecuaciones de conservación para sistemas de flujo de dos fases es muy compleja, debido al gran número de variables de flujo asociadas con ambas fases y también por la complicada naturaleza del flujo. Sin embargo, se han desarrollado modelos de flujo para sistemas que operen con bifásicos independientes del patrón de flujo existente. Entre estos modelos se encuentran el denominado modelo de flujo homogéneo, el modelo de flujo separado, los modelos de correlación. Otra tendencia

son los llamados modelos mecanicistas en los cuales se determina el patrón de flujo y posteriormente se aplican modelos hidrodinámicos a cada patrón de flujo.

Todos estos modelos son desarrollados o evaluados con datos experimentales y el intervalo de aplicación de los modelos está íntimamente ligado al intervalo de operación de los datos experimentales.

Diversos investigadores han desarrollados bancos de ensayos para estudiar experimentalmente la hidrodinámica de flujo bifásico de gas y de líquido en tuberías (Johnson y Abou-Sabe, 1952; Reid *et al.*, 1957; Hoogendoorn, 1959; Beggs y Brill, 1973; Nguyen y Spedding, 1977; Weisman *et al.*, 1979; Mukherjee y Brill, 1985; Hart *et al.*, 1989; Chen *et al.*, 1997; Grolman *et al.*, 1997; Chien *et al.*, 1997; Asheim y Grodal, 1998; Woods *et al.*, 1998; Badie *et al.*, 2000; Lee *et al.*, 2001).

Sin embargo, en todos los casos, el intervalo de operación de los experimentos es muy limitado y generalmente se circunscriben al estudio de flujo intermitente utilizando como fluidos aire y agua. Adicionalmente, en el desarrollo de los bancos de ensayos presentados en la literatura especializada, no se evidencia la aplicación de una metodología de diseño adecuada que se fundamente en un estudio real de la necesidad lo cual conduciría a la construcción de mejores prototipos (Tablante, 1988; Ullman, 1997; Sanz y Lafargue, 2002; Cross, 2002).

Por estas razones, en la Unidad Docente y de Investigación de Transferencia de Calor en el área de flujo multifásico, se requiere diseñar un banco de ensayos para estudiar flujo bifásico isotérmico de gas y de líquido en tuberías.

1.3.OBJETIVOS Y ALCANCES

1.3.1. Objetivos

1.3.1.1.Objetivo General

Diseñar un banco de ensayos experimental para el estudio de la hidrodinámica de flujo bifásico isotérmico bicomponente de gas y de líquido en tuberías.

1.3.1.2. Objetivos específicos

- Realizar un análisis comparativo de diferentes tipos de bancos de ensayos presentados en la literatura especializada utilizados para el

estudio experimental de flujo bifásico bicomponente de gas y de líquido en tuberías.

- Estudiar a los usuarios y los aspectos ergonómicos relacionados con la construcción del banco de ensayos.
- Establecer las especificaciones del banco de ensayos a diseñar.
- Proponer los conceptos solución y realizar su evaluación sobre la base de criterios previamente establecidos.
- Seleccionar los componentes constructivos y la instrumentación.
- Analizar las cargas y calcular los esfuerzos a los que estará sometido el banco de ensayo propuesto.
- Seleccionar los materiales y procesos de manufactura.
- Elaborar los Planos correspondientes al diseño elaborado.

1.3.2. Alcances

Análisis comparativo de diferentes tipos de bancos de ensayo.

Realizar una amplia revisión bibliográfica en la literatura especializadas para identificar trabajos de investigación relacionados con en el estudio experimental de flujo bifásico bicomponente de gas y de líquido en tuberías y seleccionar los trabajos que describen los bancos de ensayos utilizados. Posteriormente, elaborar fichas técnicas, identificado los diferentes componentes, funciones de cada uno, materiales de construcción, dimensiones, instrumentos de medición, entre otros.

Estudio de usuarios y de aspectos ergonómicos relacionados con la construcción del banco.

Para realizar el estudio de usuarios y considerar los aspectos ergonómicos relacionados con la construcción del banco de ensayos a desarrollar en esta investigación, se realizarán visitas de usuarios a diferentes centros de investigación en el país donde existen bancos de ensayos utilizados en estudios experimentales afines para identificar los posibles tipos de usuarios, analizar su conducta y definir los parámetros antropométricos característicos de los mismos.

Establecimiento de las especificaciones del banco de ensayos a diseñar

En función de las necesidades concernientes a la investigación propuesta se establecerán los requisitos principales que deben poseer los conceptos solución a proponer sobre la base de su funcionalidad, seguridad, facilidad de operación y mantenimiento, espacio, impacto ambiental, vida útil, entre otros.

Proposición de los conceptos solución¹ y evaluación de los mismos

Aplicar tormentas de ideas en reuniones de trabajo conformadas por grupos interdisciplinarios para definir diferentes conceptos solución. Posteriormente, Evaluar los conceptos solución propuestos utilizando criterios ponderados previamente establecidos en el punto anterior para seleccionar el concepto solución final.

Selección de los componentes constructivos y del sistema de instrumentación

Una vez escogido el concepto solución final se seleccionará la instrumentación y los componentes constructivos de la diferente estructura que conformarán el banco de ensayos, indicando su ubicación específica.

Análisis de las cargas y cálculos de esfuerzos

Una vez seleccionados los diferentes componentes constructivos, estructuras, instrumentos y accesorios que conformarán el banco de ensayos, se realizará un análisis de cargas y se evaluaron los esfuerzos a los cuales estará sometido el mismo.

Selección de materiales y procesos de manufactura

Paralelo al análisis de cargas realizado en el punto anterior se seleccionarán, de catálogos técnicos especializados, los diferentes accesorios y los materiales de construcción adecuados para la fabricación de las estructuras y de los soportes del prototipo, así como también, los procesos de manufactura de los diferentes componentes del banco de ensayos.

Elaboración de planos

Se elaborará un plano general y planos detallados de los diferentes sistemas que conformarán el banco de ensayos propuesto de acuerdo a las normas COVENIN.

1 . Concepto solución: Es la idea que concibe la solución a un problema considerando los diferentes requerimientos involucrados 12

CAPÍTULO II

ANÁLISIS DE TECNOLOGÍAS EXISTENTES

En este capítulo se han seleccionado algunos bancos, cuyas tecnologías fueron desarrolladas tanto nacional como internacionalmente. La finalidad de esta investigación es determinar los parámetros más importantes empleados en el diseño de los diferentes bancos de ensayos, que incluyan aspectos operativos, instrumentación, ergonomía, medio ambiente, entre otros; además de establecer un orden cronológico en los distintos modelos de bancos, para así determinar los cambios significativos con el tiempo e indagar sobre las posibles causas de dichos cambios.

2.1. TECNOLOGÍAS FORÁNEAS

Se ha distinguido un total de 8 bancos, provenientes de una revisión bibliográfica de 60 bancos, cuya historia abarca desde el año 1952 hasta el año 2003, de los cuales 32 son sólo horizontales (53%); 16 sólo verticales (27%), y 12 (20%) inclinados (algunos de ellos con inclinación variable), de estos 60 bancos; 29 (48%) fueron diseñados para estudiar el fenómeno de transferencia de calor, mientras que los 31 (52%) restantes son isotérmicos. Las siguientes fichas han sido seleccionados en función en la medida de lo posible de un banco por década y especialmente aquellos que estudian el fenómeno de flujo bifásico gas líquido en tuberías.

Banco N° 1

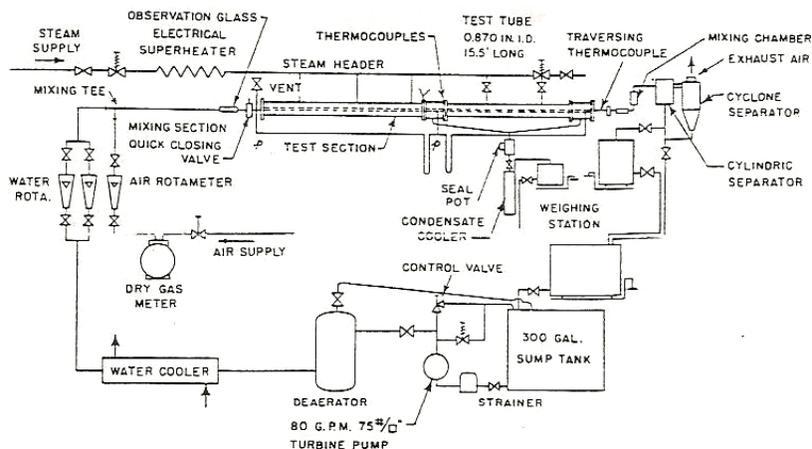


Figura 5. Diagrama arreglo experimental banco N° 1.

FICHA #1	
Autor/productor	H. A. Johnson y A. H. Abou-Sabe
Historia	1952
Dimensiones	Diámetro interno de tubería: 2.54cm; longitud de desarrollo:70D; longitud sección de pruebas:188D
Material	Sección de pruebas de bronce; sección de observación vidrio.
Líquido	Agua
Gas	Aire
Peso	ND
Manufactura	ND
Funcionamiento	Trabaja a razones de flujo de gas de 0 a 0,021sm ³ /h (0 a 45 scfm) y líquido de 1,26×10 ⁻⁴ a 0,0018 m ³ /s (2 a 30 GPM); presiones de 0 a 345 kpa (1 a 50 psig); temperaturas de 21 a 60 °C (70 a 140°F); suministro de aire seco que pasa a través de un rotámetro; agua desde el tanque a un filtro, luego a un desaireador, con rotámetros determinan el caudal; aire y agua mezclados en una "T" estándar, luego la mezcla pasa a sección de pruebas, determinando caídas de presión y temperatura; mezcla es separada en un separador ciclónico; aire liberado a la atmósfera y agua de vuelta al tanque de suministro.
Tipo	Horizontal

Banco N° 2

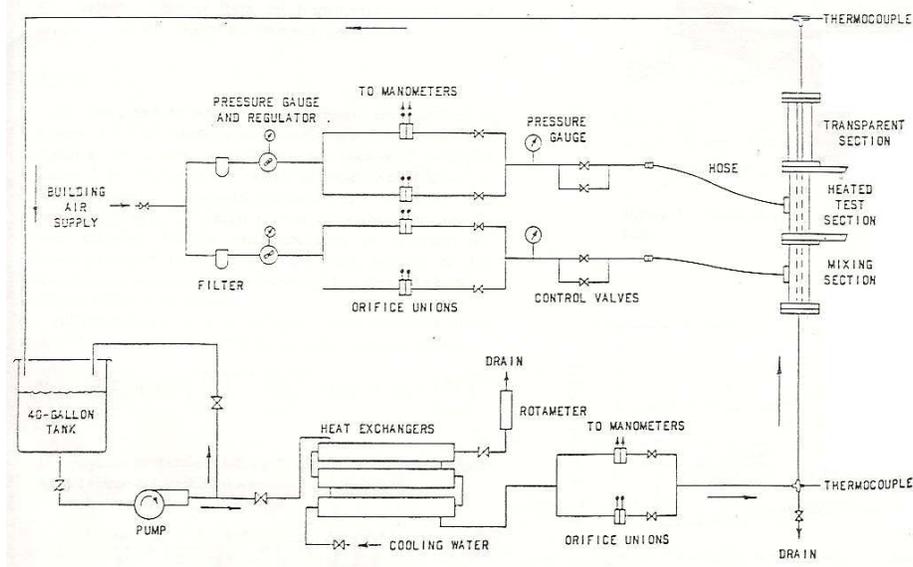


Figura 6. Diagrama arreglo experimental banco N° 2.

FICHA #3	
Autor/productor	H. Dale Beggs; James P Brill
Historia	1973
Dimensiones	Diámetros de 2.54 y 3.81 cm. (1 y 1.5 pulg.). Longitud de sección de pruebas 540D y 360D para cada diámetro.
Material	Recorrido de fluidos en tuberías de acero, estructura de apoyo de aluminio y sección de pruebas en acrílico transparente.
Líquido	Agua
Gas	Aire
Peso	ND
Manufactura	ND
Funcionamiento	Trabaja con caudales de gas de 0 a 0,098 m ³ /s (0 a 300 MscfD) y de líquido de 0 a 0,0018 m ³ /s (0 a 30 gpm) y con presiones absolutas de 241 a 655 Kpa (35 a 95 psi); variando los caudales de líquido y gas para observar los distintos patrones de flujo. Estructura de aluminio montada sobre un riel, cuyo centro de la estructura es elevado/bajado por un montacargas para cambiar el ángulo de inclinación. Aire pasa por compresor recíprocante y una válvula reguladora; líquido almacenado en tanque intercambiador de calor, a través del cual pasa el gas para igualar las temperaturas, agua por una bomba centrífuga y pasa por una reguladora by-pass. La mezcla se hace en una T; para hacer la pruebas, para medir caídas de presión se utilizaron transductores de presión (usados más que los manómetros) cuya salida es alimentadas a amplificadores de señal, el holdup se mide cerrando las válvulas actuadoras sobre esta sección; luego de hacer las pruebas (45 minutos cada una aproximadamente), se procede a separar la mezcla y ventear el aire a la atmósfera.
Tipo	Inclinado

Banco N° 4

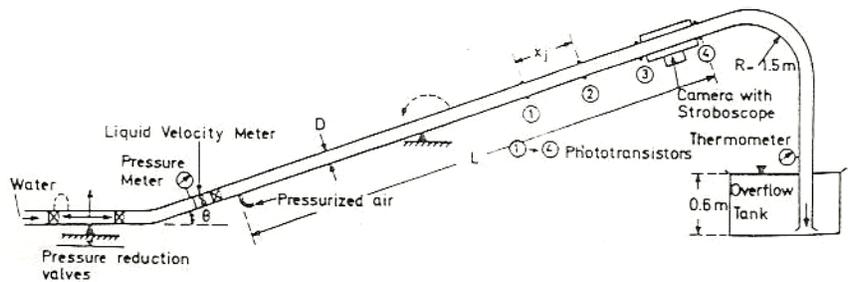


Figura 8. Diagrama arreglo experimental banco N° 4.

FICHA # 4	
Autor/productor	Kjell H. Bendiksent.
Historia	1984
Dimensiones	Diámetros de tubería de 1.92; 2.42 y 5 cm., y con longitudes de desarrollo de 208D en la tubería de 1.92cm y con $\theta < 0^\circ$. Para la tubería de 2.42cm una longitud de desarrollo de 413D en el caso $-30 < \theta < 45^\circ$, de 289D si $\theta > 60^\circ$. Por último para la tubería de 5cm la longitud desarrollo es de 80D si $\theta \leq 60^\circ$; donde θ es el ángulo de inclinación.
Material	La sección de pruebas de acrílico transparente, que se encuentra soportado por una barra de aluminio pivotada en el centro.
Líquido	Agua
Gas	Aire
Peso	ND
Manufactura	ND
Funcionamiento	Antes de ser mezclado con el aire; se determina la presión del agua; el aire a presión es inyectado a la corriente de agua; para las pruebas, la velocidad promedio de líquido para $D=1.92\text{cm}$ y 2.42cm la velocidad superficial se encuentra entre 0.30 y 5 m/s; para $D=5\text{cm}$ entre 0.15 y 1.15 m/s., está provisto de tanque de reboso a la salida para amortiguar cambios pequeños de presión. Respecto a instrumentación cuenta con cuatro sets de emisores, diodos detectores, transistores están posicionados diametralmente con la superficie exterior del tubo, y cada uno conectado a un circuito electrónico. Presión y temperaturas medidas a la entrada y salida de la sección de pruebas. La fracción de vacío en la burbuja puede ser obtenida de las fotografías.
Tipo	Inclinado

Banco N° 5

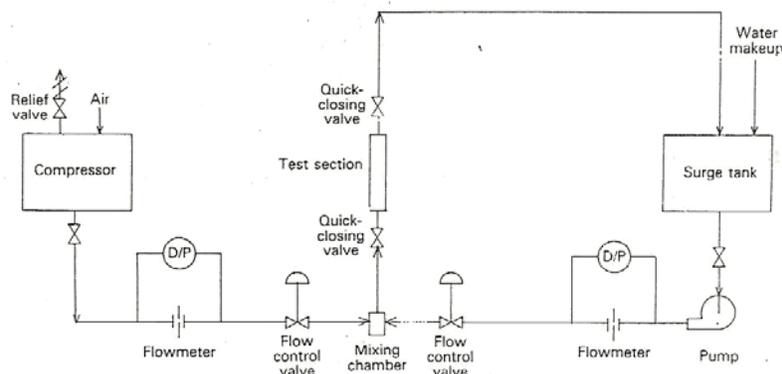


Figura 9. Diagrama arreglo experimental banco N° 5

FICHA #5	
Autor/productor	Yin-Pang Ma, Nien-Mien Chung; Bau-Shei Pei and Wei-Keng Lin
Historia	1991
Dimensiones	Diámetro de tubería de 5 cm.
Material	Sección de pruebas de acrílico transparente.
Líquido	Agua ó aceite
Gas	Aire
Peso	ND
Manufactura	ND
Funcionamiento	Trabaja con caudales de hasta 0,006 m ³ /s (400 l/min) de líquido y hasta 0,003 m ³ /s (200 l/min) de gas, el banco consiste en sistema de suministro de agua y aire, sistema de control y medida de flujo, válvula cierre rápido. La tasa de flujo de agua y gas son controladas por válvulas de control manual. Los transductores de presión diferencial y orificios son usadas para medir la rata de flujo de gas y agua, respectivamente. Se emplea un método de determinación de impedancia de la mezcla para determinar la fracción de vacío. La salida del circuito es directamente adquirida por una computadora IBM personal a través de una tarjeta convertidora de analógico a digital.
Tipo	Inclinado

Banco N° 6

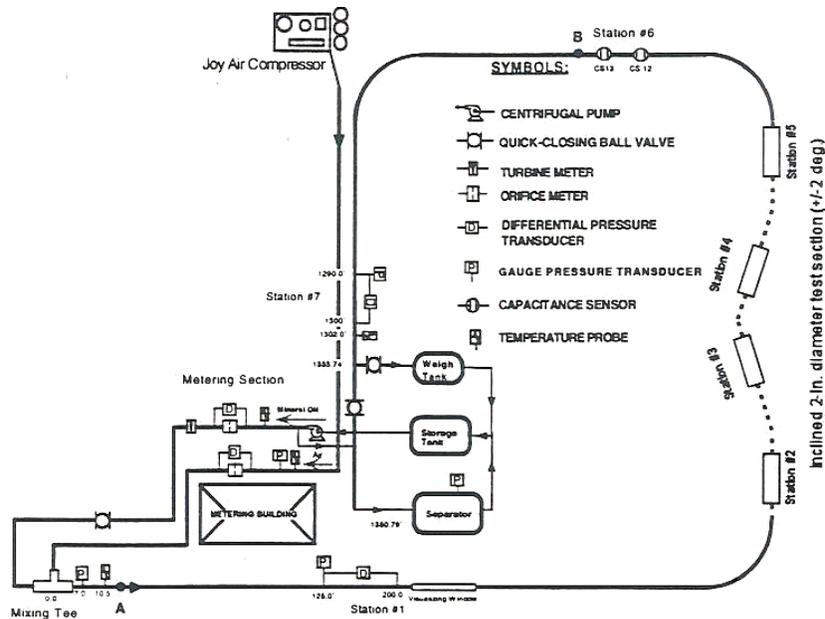


Figura 10. Modificación banco N° 6 en el año 2000.

<i>FICHA #6</i>	
<i>Autor/productor</i>	Este banco ha sido desarrollado en la Universidad de Tulsa y ha sido usado en distintas ocasiones por distintos grupos de investigadores; entre ellos Kazuloshi Minami y Ovadia Shoham; X. T. Chen, X.D. Cai y J.P. Brill; y por último Eissa Al-Safran
<i>Historia</i>	Algunos de los registros de su utilización y modificaciones en 1993; 1994; 1997 y 2000.
<i>Dimensiones</i>	Para las pruebas de años 1993; 1994 y 1997 se utilizó un diámetro de 7.79 cm. (3 pulg.) Para el año 2000, se vio modificado a uno de 5,08 cm. (2 pulg.). Con longitud de desarrollo para los años 1993 y 1994 de 818D. Para el año de 1997 la longitud de desarrollo es de 2900D; para el 2000 longitudes de desarrollo y sección de pruebas de 1254D y 140D respectivamente.
<i>Material</i>	Tuberías de acero y PVC transparente para pruebas.
<i>Líquido</i>	Años 1993; 1994 y 1997 kerosene; año 2000 aceite mineral.
<i>Gas</i>	Aire
<i>Peso</i>	ND
<i>Manufactura</i>	ND
<i>Funcionamiento</i>	En el caso de los años 1993 y 1994; el deslizamiento del líquido, velocidad traslacional y cambios en los patrones de flujo monitoreados por 4 estaciones de medición de 3 m c/u instaladas a lo largo de la tubería; la tuberías horizontales, además de contar con un sistema de adquisición de datos computarizados. Para el año de 1997 se eliminaron dos estaciones de medición. El flujo de gas medido con dos medidores orificio dependiendo de la tasa de flujo; el flujo de líquido con un medidor turbina, la mezcla se hace en una T. Equipado con transductores de presión y presión diferencial; dos sensores capacitivos de holdup, una regla con una exactitud de 1mm fue agregada afuera de la pared en la primera sección de PVC transparente para medir la fracción de la pared que estaba humedecida con la película de líquido. El software utilizado en este caso es labVIEW™ la adquisición de data también es computarizada. En el año 2000 se tiene un total de 6 estaciones de medición; la sección de pruebas de horizontal fue modificada para pequeñas inclinaciones; entre -2 y 2° respecto a la horizontal. aire fue suministrado por un compresor de dos etapas, el procesamiento de los datos en un programa de visual Basic®
<i>Tipo</i>	Horizontal e inclinado (hasta 2°)

Banco N° 7

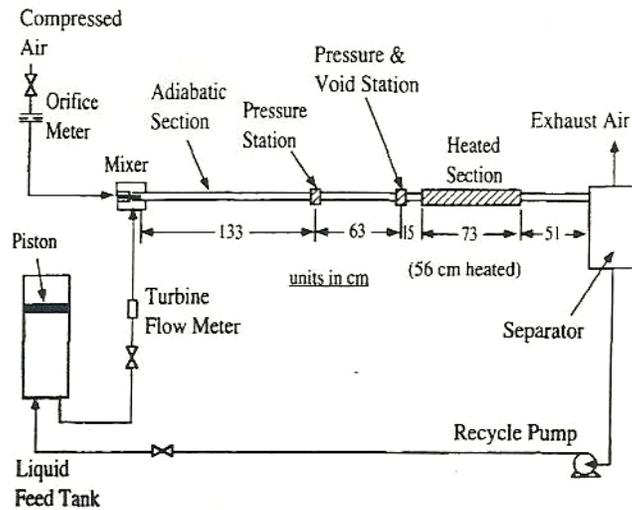


Figura 11. Diagrama arreglo experimental banco N° 7

FICHA # 7	
Autor/productor	L.B. Fore, L.C. Witte y J.B. MCQuillen.
Historia	1997
Dimensiones	Tubería de diámetro 2.54 cm.; y longitud de desarrollo 52D.
Material	Sección de calentamiento de cobre con bridas de nylon, y la salida de acrílico claro.
Líquido	Agua y solución acuosa al 50% de glicerina
Gas	Aire
Peso	ND
Manufactura	Bridas al final de la sección de calentamiento maquinadas para hacer suave la transición al resto de tubería
Funcionamiento	La velocidad superficial de gas se encuentra alrededor de 0.4 m/s; y de líquido por 0.54 m/s; las presiones 6900 Pa y temperaturas entre 22 y 30 °C. El líquido es bombeado al tanque de alimentación por una bomba; mientras que al circuito entra gracias a un pistón de aire en el tanque de alimentación, aire previamente comprimido se encuentra en botellas. La tasa de flujo líquido fue medido con un medidor de flujo turbina; y la rata de flujo de gas con una placa orificio. El líquido entra a la sección de pruebas a lo largo de la periferia interna del tubo a través de una ranura anular en el mezclador líquido gas. Para las pruebas existen 2 tomas de presión diferencial, la fracción de vacío medida con una sonda de conductancia con alambres paralelos. Aguas abajo de la sección de pruebas líquido y gas entran a un separador, donde el gas es venteado y el líquido colectado para reciclar.
Tipo	Horizontal

Banco N° 8

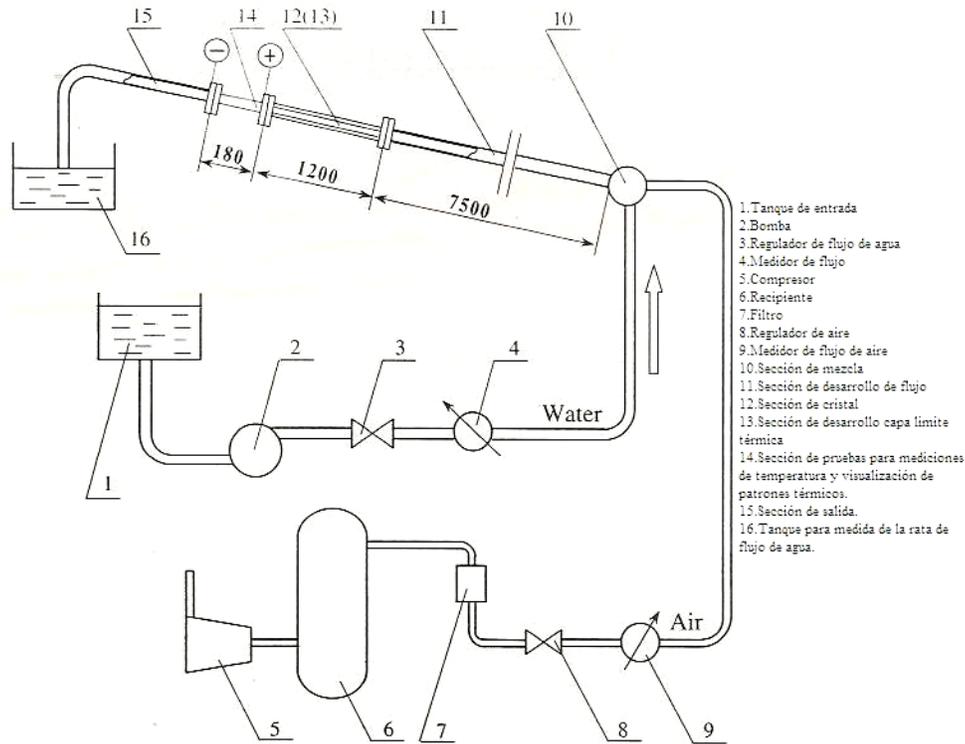


Figura 12. Diagrama arreglo experimental banco N° 8

FICHA #8	
Autor/productor	G. Hetsroni, D. Mewes, C. Enke, M. Gurevich, A. Mosyak, R. Rozenblit.
Historia	2003
Dimensiones	Diámetros de tubería de 4.92 y 2.5 cm.; las longitudes de desarrollo son 152D y 300D respectivamente; mientras la sección de pruebas corresponde a 217D y 428D respectivamente. Longitud de calentamiento 4D. y de espesor 0.05 mm.
Material	Acero inoxidable, plástico para observación de vidrio.
Líquido	Agua
Gas	Aire
Peso	ND
Manufactura	ND
Funcionamiento	Se tienen velocidades superficiales de gas para D=4.92cm de 20m/s y para D=2.5cm entre 24 y 55 m/s; y de líquido para D=4.92cm de 0.005 a 0.03 m/s; y para D=2.5cm de 0.016 a 0.17 m/s. Los experimentos fueron conducidos en dos circuitos idénticos con dos tubos de diámetros diferentes. El agua suministrada desde un tanque a través del circuito por medio de una bomba. Líquido regulado por una válvula y medido; El aire suministrado por un compresor, regulado por una válvula y medido por un transductor de velocidad de aire; a continuación la sección de longitud inclinada la cual contiene; longitud de desarrollo; y la sección de salida de tubos de

Tipo	<p>plástico. La sección visual de vidrio colocada entre la sección de desarrollo y la de calentamiento. La cámara de video de alta velocidad para grabar los patrones hidrodinámicos en el tubo inclinado. La sección de calentamiento enrollada en forma de tubo del mismo diámetro interno de las pruebas, suministrada una conexión eléctrica especial. Para la sección de visualización la iluminación fue provista por un set de lámparas de halógeno de 500W. Un radiómetro IR fue usado para investigar patrones térmicos. Los patrones de flujo en alto flujo compartido aire-agua fue investigado usando tomografía conductiva.</p> <p>Inclinado (8°)</p>
-------------	--

2.2. TECNOLOGÍAS LOCALES

Para hablar de algunas tecnologías desarrolladas en el país, se hace una descripción de tres bancos existentes en Venezuela; dos de los cuales pertenecen a PDVSA-Intevep; y el otro de ellos a la Universidad Simón Bolívar.

Banco N° 9

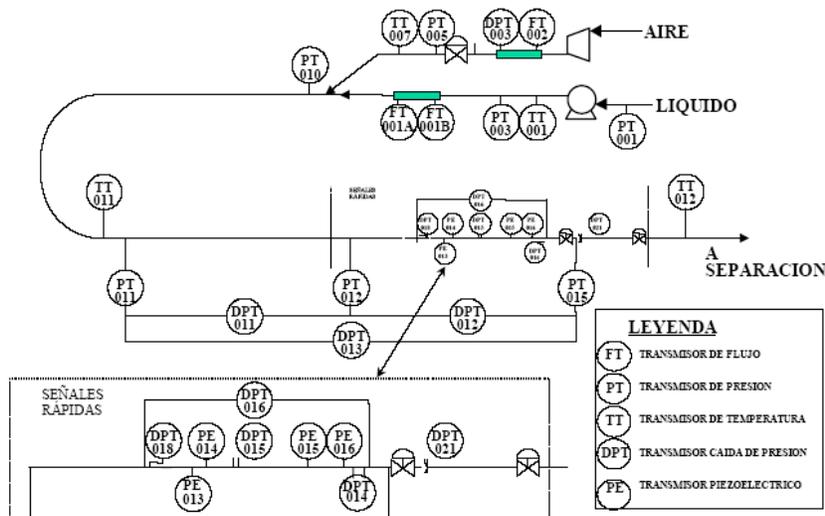


Figura 13. Banco PDVSA-Intevep. Edificio Norte 6

<i>FICHA #9</i>	
<i>Autor/productor</i>	ND
<i>Historia</i>	ND
<i>Dimensiones</i>	Diámetro de tubería de líquido entre 5.08 y 7.62cm (2 y 3 pulg.); y el diámetro de la tubería de gas entre 1.27 y 5.08cm (1/2 y 2 pulg.) debido a restricciones de instrumentación y disposición de válvulas. La sección a partir de la mezcla y la de pruebas es de 5.08cm; longitud de desarrollo 881D, longitud de pruebas 134D ubicada a una altura de 2.17m sobre la plataforma del primer piso del laboratorio de Norte 6.
<i>Material</i>	Línea de desarrollo de flujo bifásico, tubería de acero al carbono, sección de pruebas, plexiglás®.
<i>Líquido</i>	Aceite Mineral
<i>Gas</i>	Aire
<i>Peso</i>	ND
<i>Manufactura</i>	ND
<i>Funcionamiento</i>	Aire comprimido se obtiene mediante un compresor de tornillo lubricado de dos etapas, este flujo puede medirse mediante una placa de orificio (FT-003) ó a través de un medidor de vórtice (FT-02), aguas arriba de la estación reguladora de presión que controla el caudal de gas a inyectar. Presión y temperatura medida con transductores de presión (PT-04,PT02) y uno de temperatura (TT-03) instalado en la línea de flujo. Líquido almacenado en tanques enviado a la línea de flujo mediante dos bombas de desplazamiento positivo de engranajes internos, donde la densidad y flujo másico se miden a través de dos sensores. La presión se mide en la succión, descarga y al final de suministro de líquido. Para la sección de pruebas, se mide presión en la entrada, la mitad y al final con transmisores de presión puntual y diferencial, también cuenta con transmisores de presión diferencial de alta velocidad. Tres válvulas sincronizadas de cierre rápido, para determinar por relaciones volumétricas el contenido de líquido atrapado. Para la adquisición de datos cuentan con el software LabVIEW™. Una vez que la mezcla sale de la sección de pruebas, puede o bien pasar directamente a los tanques ó a un separador.
<i>Tipo</i>	Horizontal

Banco N° 10

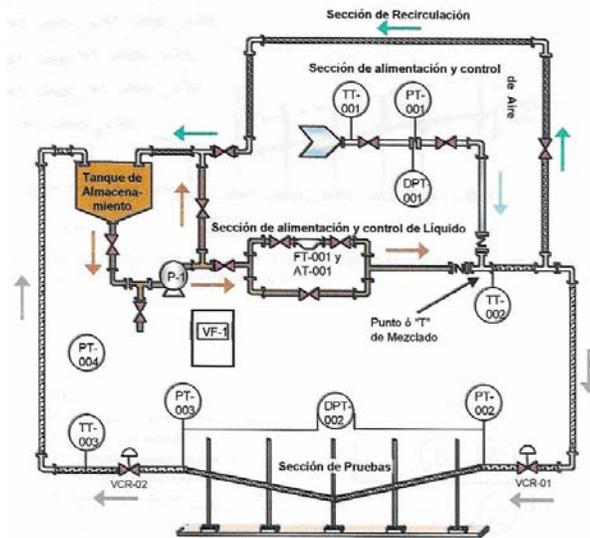


Figura 14. Banco PDVSA-Intevep. Edificio Norte 4

FICHA # 10	
Autor/productor	ND
Historia	ND
Dimensiones	Diámetro de la tubería de suministro de aire 1.27cm (½ pulg.), diámetro de la tubería de suministro de líquido 2.54 cm. (1pulg.); sección de desarrollo y pruebas de 2.54 cm. (1pulg.); longitud de desarrollo 120D; sección de pruebas en posición horizontal de 315D. El apoyo de la sección de pruebas se realiza sobre pedestales que se fijan sobre un riel de 12 m de longitud.
Material	El líquido pasa a través de tubería de PVC, la sección de pruebas está constituida por una tubería flexible de tygon, transparente para observación.
Líquido	Aceite mineral.
Gas	Aire
Peso	ND
Manufactura	ND
Funcionamiento	El aire comprimido se toma de una de las líneas de aire comprimido, pasando por una trampa de líquido y una trampa de sólidos, luego por un controlador de presión manual a través de una válvula de aguja, dicho caudal se mide a través de un transmisor de presión diferencial asociado a una placa de orificio, temperatura con un RTD y la presión con un transmisor de presión manométrica, antes de la mezcla. El líquido es bombeado desde el tanque, y cuya velocidad es regulada mediante un variador de frecuencia, donde se mide tanto caudal como densidad. La mezcla se hace en una "T" de mezclado. La sección de pruebas puede adaptarse a la configuración geométrica deseada, moviendo los pedestales y pestañas, éstas últimas sirven de guía para una lámina de acero que sujeta la tubería; se mide temperatura mediante un RTD y presión a través de un transmisor de

Tipo	<p>presión, la caída de presión se mide utilizando un transductor de presión. A la salida de la sección de pruebas, la mezcla se vierte al tanque de almacenamiento, abierto a la atmósfera, donde se separa por gravedad o segregación de las fases. Geometría variada</p>
-------------	---

Banco N° 11

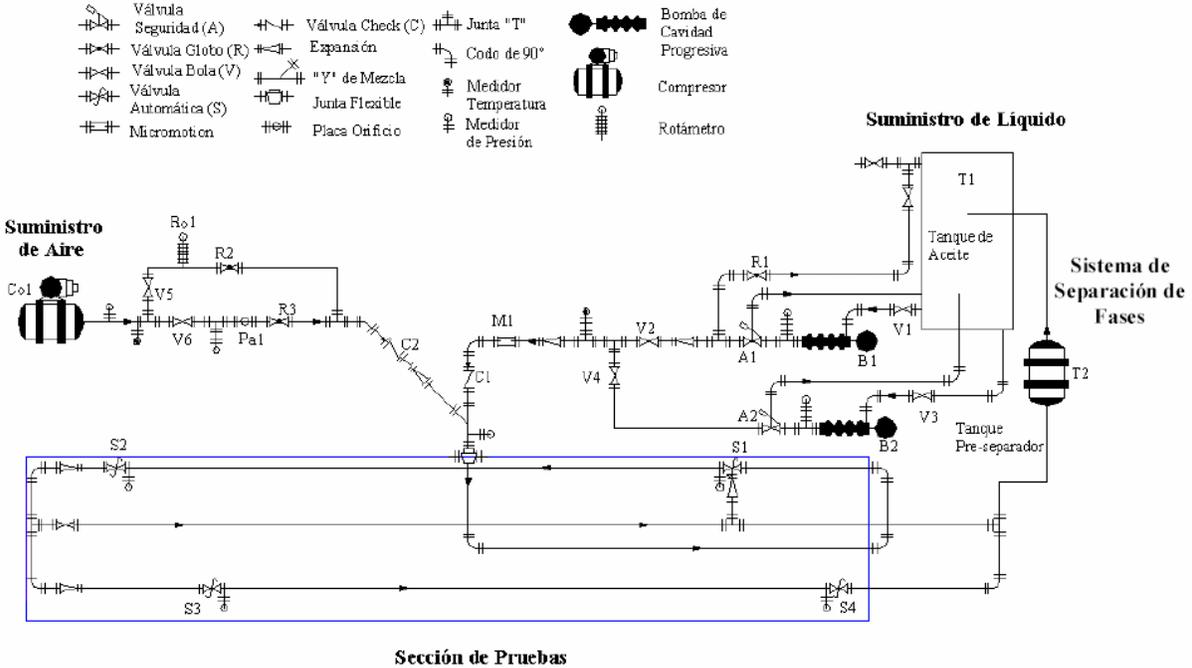


Figura 15. Banco de Pruebas Universidad Simón Bolívar.

FICHA # 11	
Autor/productor	ND
Historia	ND
Dimensiones	<p>La tubería de pruebas tiene un diámetro de 2.54cm (1 pulg.), longitud de desarrollo 59D; y sección de pruebas 270D. La Unión de tubería ascendente y descendente por tubería en forma de “U” invertida de 5.08 cm. (2 pulg.).</p>
Material	Sección de pruebas de PVC transparente.
Líquido	Aceite
Gas	Aire
Peso	ND
Manufactura	ND
Funcionamiento	<p>El banco de pruebas que puede girar de 0° a 90°. Una bomba de cavidad progresiva, succiona el líquido viscoso a través del tanque de alimentación; un compresor suministra el aire, regulando el flujo de gas a través de una válvula de aguja; la mezcla se realiza en una “Y”, la mezcla hace un recorrido ascendente pasando por dos válvulas solenoide, luego desciende pasando al igual que el flujo ascendente por dos válvulas solenoides, a continuación llega a un tanque pre-</p>

Tipo	separador y por efecto de gravedad el líquido viscoso pasa al tanque de alimentación. Las válvulas solenoides se cierran para atrapar el líquido viscoso tanto en la línea ascendente como en la descendente. Inclinado
-------------	--

2.3. SÍNTESIS DEL CAPÍTULO

Luego de hacer este estudio por las diversas tecnologías existentes a lo largo de distintas épocas, se ponen de manifiesto algunos aspectos; entre ellos el empleo de agua-aire como mezcla principal; secciones de pruebas cuyos diámetros se encuentran entre menos de 2,54 cm y 7,62 cm (1 y 3 pulg.) siendo el menor de ellos 1,27 cm (½”) y el mayor de ellos 7,62 cm (3 pulg.) ; el fenómeno térmico también ha sido objeto de estudio para diversos investigadores. El uso de materiales donde se destaca al principio el uso del acrílico transparente para secciones de observación, pasando por materiales como PVC, vidrio, y últimamente el uso de polimetilmetacrilato (PMMA), mejor conocido comercialmente como Plexiglás®.

En cuanto a instrumentación se refiere, existe una diversidad de equipos para medir caudal distintas pruebas, uso de placas de orificio, rotámetros, medidores tipo turbina. Para la determinación de holdup, existen desde mediciones indirectas mediante el uso de reglas graduadas, hasta el uso de técnicas como el método de la impedancia, el uso de fotografías y cámaras de video a alta velocidad. También pareciera ponerse de manifiesto a partir de los años 90, el uso de softwares y hardware para la adquisición de datos experimentales.

Sin embargo, la revisión bibliográfica realizada no muestra una clara evidencia que se haya hecho un estudio de usuarios para la elaboración de estos bancos; todo parece indicar que los bancos fueron diseñados únicamente para obtener resultados experimentales específicos, sin considerar otros aspectos; a pesar que la metodología de diseño recomienda un estudio de la necesidad, que incluye a usuarios, recursos disponibles y ecosistema, entre otros para de esta forma llegar a un concepto solución integral.

CAPÍTULO III

ESTUDIO DE USUARIOS Y ASPECTOS ERGONÓMICOS

La finalidad de este capítulo es recopilar información de todas aquellas personas que han estado o estarán en contacto directo con este tipo de banco de ensayos, para determinar aquellos aspectos específicos relacionados con las investigaciones, como por ejemplo: las variables medidas en los diferente ensayos, parámetros primordiales empleados en el diseño, aquellos inconvenientes suscitados con la realización de pruebas en los bancos ya existentes, además definir las particularidades relacionadas con la ergonomía.

3.1. ESTUDIO DE USUARIOS

3.1.1. Identificación de usuarios

Se refiere a todos quienes de una u otra forma han estado o estarán relacionados con bancos de prueba para flujo bifásico en tuberías, entre los que se incluye:

- Personal técnico de instalación de equipo e instrumentación
- Personal técnico de operación de equipos y auxiliar.
- Personal técnico de mantenimiento.
- Investigadores.
- Estudiantes de Post grado en la escuela ingeniería mecánica de la Universidad Central de Venezuela.

3.1.2. Metodología a seguir

Para este diseño en particular aplica la *investigación de conducta de usuarios*, a través de la consulta y la observación directa de los usuarios de este sistema, (Gudiel, 2005).

3.1.2.1. Visitas realizadas

Fueron realizadas dos visitas, de las cuales la primera de ellas fue a PDVSA-INTEVEP el lunes 17 de enero de 2005. La intención de esta visita fue hacer un contacto con el personal que labora en esta institución; conocer parte de dichas instalaciones; específicamente el sector NORTE 6, que cuenta con un banco de ensayos para flujo bifásico para hacer estudios tanto para posición horizontal como vertical, y el sector NORTE 4, cuyo banco de geometría variable actualmente está fuera de servicio.

Otro propósito fue saber las impresiones tanto de ingenieros como del personal técnico operativo acerca del funcionamiento de estos bancos de ensayos, aquellos

inconvenientes presentados durante la operación de los equipos, esto se hizo a través de entrevistas y encuestas.

En cuanto al banco del sector NORTE 6, debido a su geometría (un edificio de aproximadamente 6 pisos); no se logró profundizar en detalles constructivos, sin embargo luego de conversaciones con parte del personal y observaciones directas, hubo algunos aspectos que merecen mención:

- En cuanto al compresor de gas (aire) se suscitaron inconvenientes respecto al dimensionamiento del pulmón de aire (sobredimensionado), por lo que fue advertido tomar en cuenta este factor para la selección de esta máquina.
- Se debe garantizar un gas seco antes de mezclarlo con el líquido, por lo tanto se recomienda buscar un método de secado.
- El material de las tuberías para realizar los ensayos en la sección de pruebas es plexiglás®, el cual soporta una presión máxima de 830 Kpa (120 psi); a partir de esa presión resulta peligroso ya que si llegase a fallar por presión, implica una condición de riesgo físico asociado; ya que este material al estallar se esparce en todas direcciones.
- El plexiglás se degrada con el tiempo.
- Las bombas y el compresor suelen generar altas vibraciones (no cuantificadas), lo que afecta a los fluidos en las tuberías; por lo que se vieron en la necesidad de colocar soportes en las tuberías de goma para aislar el proceso de este fenómeno.
- En la sección de visualización de los ensayos verticales; se presenta una instalación “configuración lego” como fue calificada, y considerada como un defecto, ya que si requerían hacer el desmontaje de una brida en la parte superior, era necesario desarmar todo el tramo vertical para hacer dicho cambio.
- Para el caso del gas (aire) según el tipo de ensayo; deben operar manualmente un conjunto de válvulas y de este modo direccionar el flujo hacia la tubería para ensayo horizontal ó vertical. El resto de las válvulas se encuentran automatizadas.

La segunda visita fue realizada a la Universidad Simón Bolívar, el día lunes 31 de enero de 2005, se realizó una entrevista al profesor Armando Blanco, especialista en la parte de simulación de procesos, sin embargo no se logró contactar al personal que trabaja directamente con los ensayos; por lo tanto no se tuvo acceso a dicho banco.

3.1.2.2. Cuestionario con puntos de interés.

Se ha realizado una encuesta con distintos puntos de interés a un grupo de investigadores en el área de flujo bifásico, para obtener una idea general de las necesidades de este grupo de usuarios, se realizaron con preguntas abiertas; con la finalidad de conocer las impresiones del investigador; a continuación se presenta el modelo de encuesta.

Encuesta

Esta encuesta en particular se aplica específicamente a investigadores en el área de flujo bifásico. La finalidad de la misma es indagar, basados en la opinión de expertos, sobre aspectos relevantes que deben ser considerados al diseñar y construir un banco de pruebas para flujo bifásico.

Al investigador

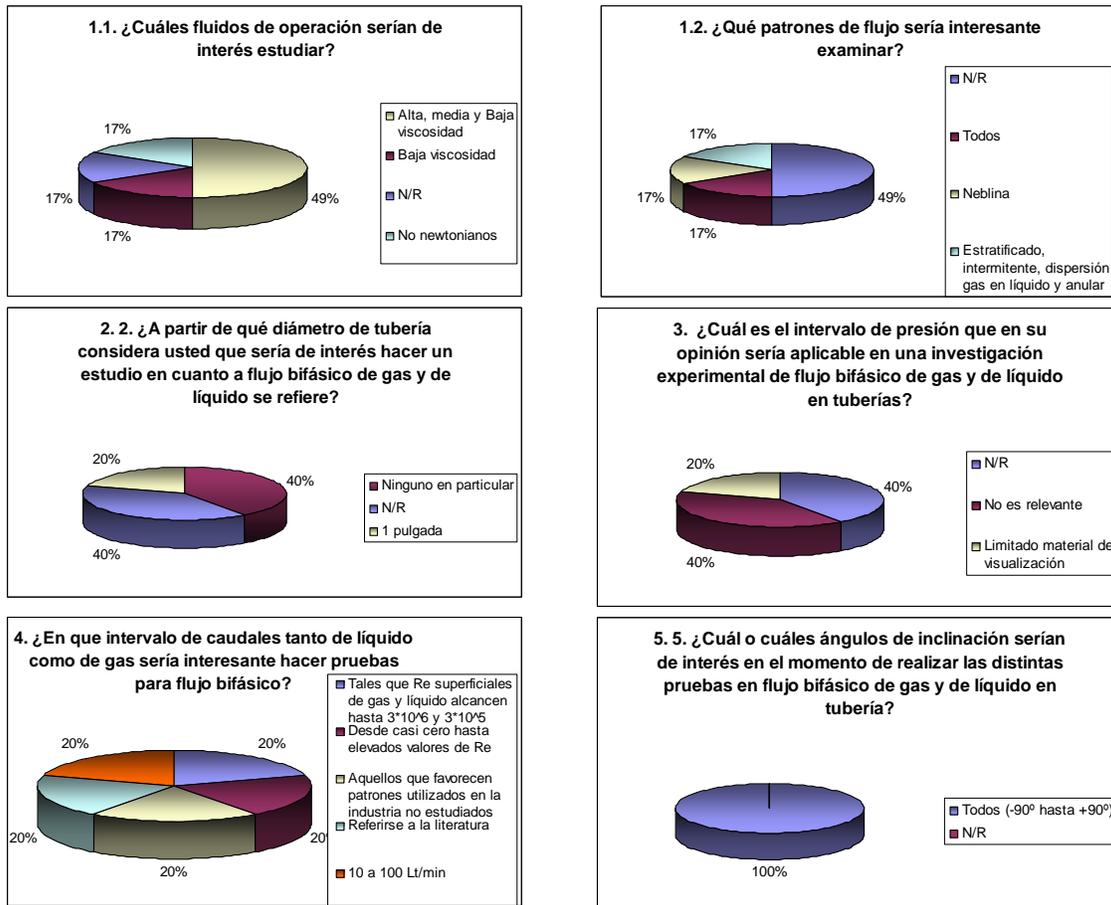
1. En su opinión como investigador en el área de flujo bifásico de gas y de líquido; ¿Cuáles fluidos de operación serían de interés estudiar? ¿Qué patrones de flujo sería interesante examinar?
2. ¿A partir de qué diámetro de tubería considera usted que sería de interés hacer un estudio en cuanto a flujo bifásico de gas y de líquido se refiere?
3. ¿Cuál es el intervalo de presión que en su opinión sería aplicable en una investigación experimental de flujo bifásico de gas y de líquido en tuberías?
4. Desde su punto de vista; ¿En que intervalo de caudales tanto de líquido como de gas sería interesante hacer pruebas para flujo bifásico?
5. ¿Cuál o cuáles ángulos de inclinación serían de interés en el momento de realizar las distintas pruebas en flujo bifásico de gas y de líquido en tubería?
6. ¿Cuántos puntos de medición de presión serían los más indicados para las pruebas a realizar?
7. De forma análoga según la pregunta anterior; ¿Cuántos puntos de temperatura serían los más apropiados?
8. En base a su experiencia; ¿Qué distancia consideraría apropiada entre el punto de medición y la sección de pruebas?
9. En base a su experiencia; ¿Qué distancia consideraría apropiada como longitud de desarrollo desde la entrada de ambos fluidos hasta la entrada de la sección de prueba, para flujo horizontal, vertical e inclinado?

10. ¿Considera usted que los equipos de medición perturban al patrón de flujo? ¿De qué forma los perturbaría?

11. ¿Que tipo de uniones perturban menos el patrón de flujo?

3.1.2.3. Resultados de la encuesta

En cuanto a la ficha técnica de la encuesta; el universo encuestado comprende 3 investigadores en el área de flujo bifásico, además de dos estudiantes de postgrado de la EIM de la UCV, para conocer la opinión tanto de los más experimentados como de quienes apenas comienzan el estudio en ésta área, la encuesta fue realizada entre los meses de enero y febrero del año 2005. Dado que la encuesta aplicada es de preguntas abiertas, se han agrupado respuestas comunes a cada pregunta, N/R significa que no se tuvo respuesta en dicha pregunta (no respondió). En la Figura 16 se presentan los resultados de la misma.



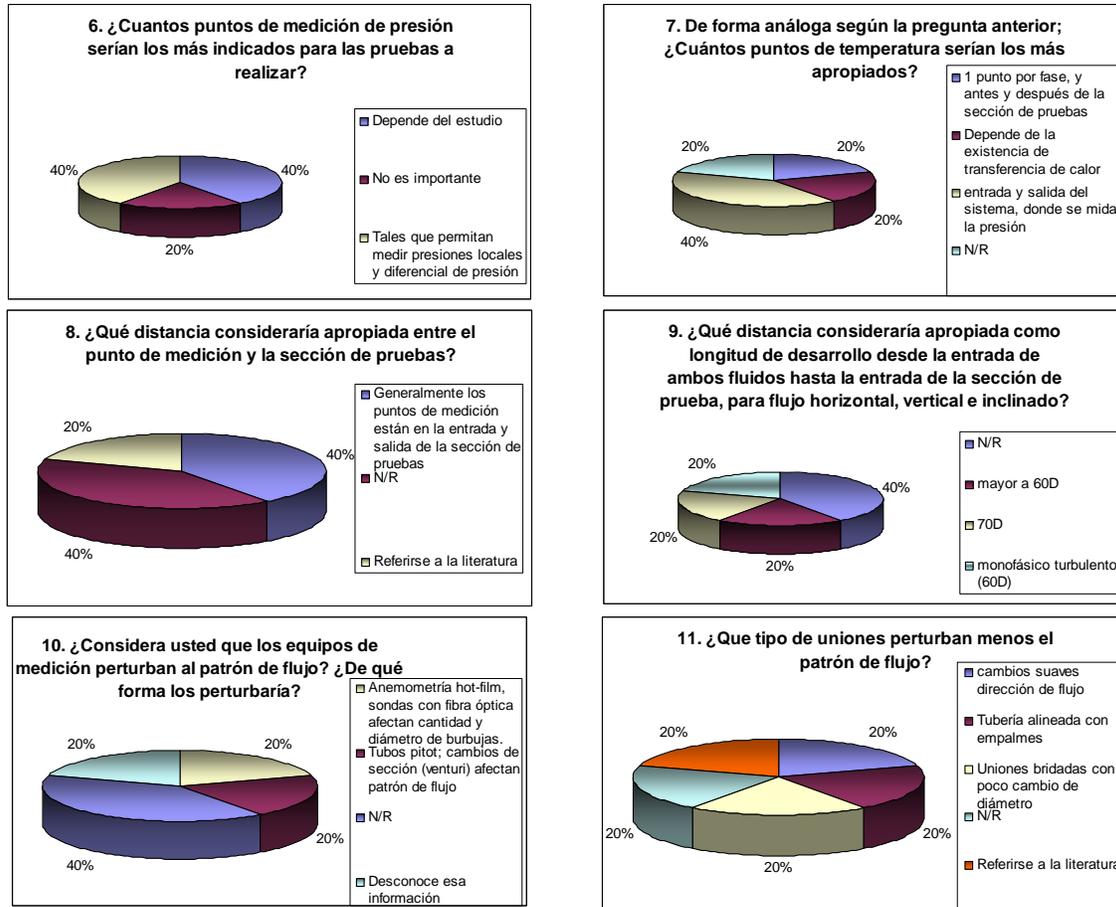


Figura 16. Resultados encuesta realizada a investigadores y estudiantes de postgrado en el área de flujo bifásico en tuberías.

En esta encuesta se aprecia diversidad de opiniones en algunos aspectos, sin embargo, hubo puntos en común en aspectos como que sería interesante trabajar con líquidos de diferentes viscosidades (baja, media y alta); la presión de trabajo no es un parámetro relevante en las pruebas, trabajar con diferentes ángulos de inclinación es algo deseable, los puntos de toma de presión deben ser tales que permitan medir presiones locales y diferencias de presión. Las respuestas de estas encuestas se encuentran anexadas en el apéndice C.

3.2. INVESTIGACIÓN ERGONÓMICA

En este sentido, para tener un diseño satisfactorio del banco de ensayos, además de la funcionalidad y versatilidad se requiere de una buena relación hombre-máquina, es por ello que es necesario considerar algunos fundamentos antropométricos.

3.2.1. Nivel de generalización.

En este diseño el nivel de generalización es *tipo de producto*, ya que se ha desarrollado una alternativa de los bancos de ensayo de flujo bifásico existente tanto en la literatura como en diversos centros de investigación.

3.2.2. Áreas y volúmenes de trabajo

La Fundación MAPFRE (2002) define al área normal de trabajo como la zona más convenientes para que los movimientos de las manos se puedan realizar con un gasto normal de energía. Por eso, todos los materiales, herramientas y equipos se deben localizar preferentemente en esta área. Uno de los criterios es el de las *áreas de farley*, en la siguiente figura, la Fundación MAPFRE (2002) se refleja ésta área (las medidas se encuentran en centímetros).

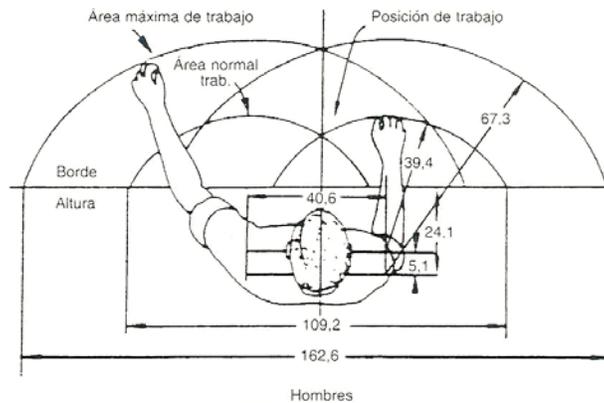


Figura 17. Área de trabajo normal y máxima en el plano horizontal desarrollados para hombres por Farley.

La zona o espacio de alcance conveniente es aquella en el que un objeto puede ser alcanzado de forma fácil sin tener que efectuar movimientos indebidos.

Si se efectúan movimientos con los miembros superiores, tomando como punto fijo la articulación del hombro y como radio la distancia desde ese punto fijo al punto medio de la posición de agarre cuando el brazo está extendido, el lugar geométrico de la superficie barrida es la “envolvente del alcance total”; lo que se representa en la Figura 18.

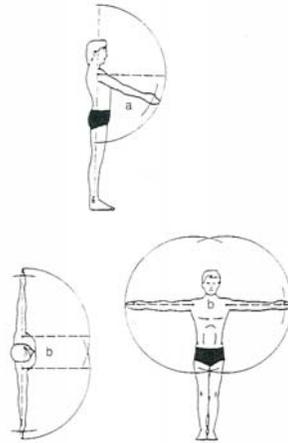


Figura 18. Zona conveniente de alcance

Para situar en el espacio algún elemento que debe ser manipulado se debe tomar en cuenta los alcances y las posibilidades prácticas que proporciona el espacio disponible. En algunos casos, hay que situar el elemento en una pared o muy cercana a ella, en este caso el plano cortará la envolvente, proporcionando un perfil circular o doble circular tomando ambas manos.

3.2.3. Planos de trabajo en posición de pie.

En este sentido, Grandjean (referenciado por la Fundación MAPFRE (2002)) ha determinado algunos planos en esta posición según el tipo de trabajo realizado, con sus respectivas tolerancias, la Figura 19 muestra dichos planos de trabajo.

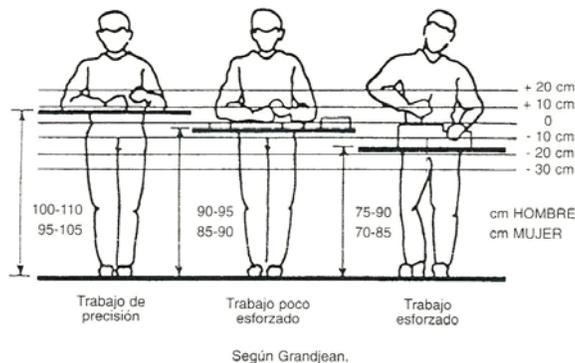


Figura 19. Planos de trabajo en posición de pie, según Grandjean

3.2.4. Requerimientos para espacios de trabajo móviles.

En este sentido, Mc. Cormick (1969) escribió sobre espacios que involucran movimiento de un lugar a otro, mientras que en algunos casos el interés está en espacios mínimos para movilizarse. La Figura 20, tomada de la obra de Mc. Cormick (1969) ilustra espacios para trabajo donde la actividad es individual, las dimensiones se encuentran en

pulgadas, desde el tope hasta el fondo, en el siguiente orden: mínimo, con ropa normal, y ropa pesada.

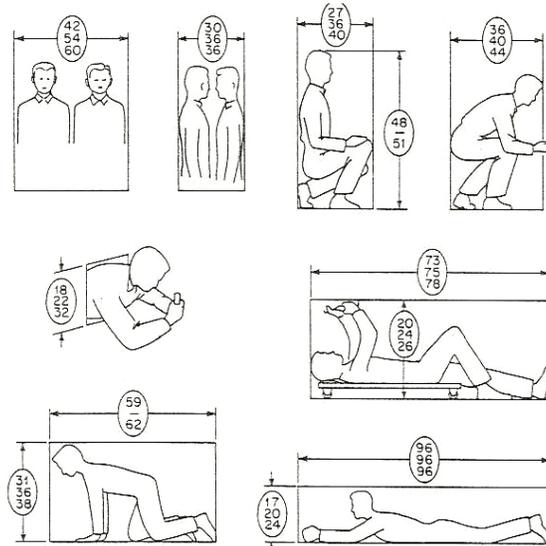


Figura 20. Espacios para trabajo donde la actividad es individual

3.3. SÍNTESIS DEL CAPÍTULO

De las visitas realizadas y de las encuestas aplicadas con los puntos de interés se ha puesto de manifiesto algunos puntos como por ejemplo la necesidad según la opinión de diversos investigadores de trabajar con fluidos en un amplio rango de viscosidades; todos los ángulos de inclinación y diferentes diámetros de tubería. Además de ello recomendaciones como garantizar aire seco para la mezcla en caso de operar con este fluido. En otro orden ideas, se mostraron los diversos planos de trabajo donde resulta más cómodo trabajar en diversas posiciones.

CAPÍTULO IV

ESPECIFICACIONES DE DISEÑO

Para este tipo de diseño, no es suficiente conocer los requisitos de los potenciales usuarios y tecnologías existentes, existen otros elementos que son factores claves para complementar el estudio de la necesidad, como aspectos operativos, espacio disponible, impacto ambiental, entre otros, es por ello que debe profundizarse en ellos para junto a los requisitos de usuarios, se puedan establecer los límites del problema.

4.1. DESEMPEÑO FUNCIONAL

Se refiere a todas aquellas funciones que debería de poseer el banco, entre estas se citan:

- Flujo de energía: Eléctrica, de presión.
- Pasos operacionales: Bombeo de líquido, compresión de gas, mezcla, pruebas, separación de fluidos, recirculación de líquido o su respectivo depósito en el tanque de almacenamiento. Adicionalmente, debe poseer un sistema de elevación para variar el ángulo de inclinación.
- Flujo de información: Adquisición de un sistema de toma y registro de datos.

4.2. REQUERIMIENTOS FÍSICOS

Se refiere al espacio disponible para la ubicación del banco, el lugar para ubicar el banco es el galpón perteneciente a la EIM de la UCV; al final del pasillo entrando por el ala norte, al lado del laboratorio de transferencia de calor.



Figura 21. Entrada ala norte galpón EIM UCV.

Dicha área disponible cuenta con las siguientes dimensiones: pasillo (medido a partir de la puerta del laboratorio de transferencia de calor hacia el ala sur); 13,72m de largo por 4,20 m de ancho; rejas laterales una altura de 2,00 m; altura máxima del techo estimada en 7,70 m. También hay que tomar en cuenta unas vigas que se encuentran suspendidas en el techo cuya altura respecto al suelo es de 5,28m; y una separación entre vigas aproximada de 4,70m.

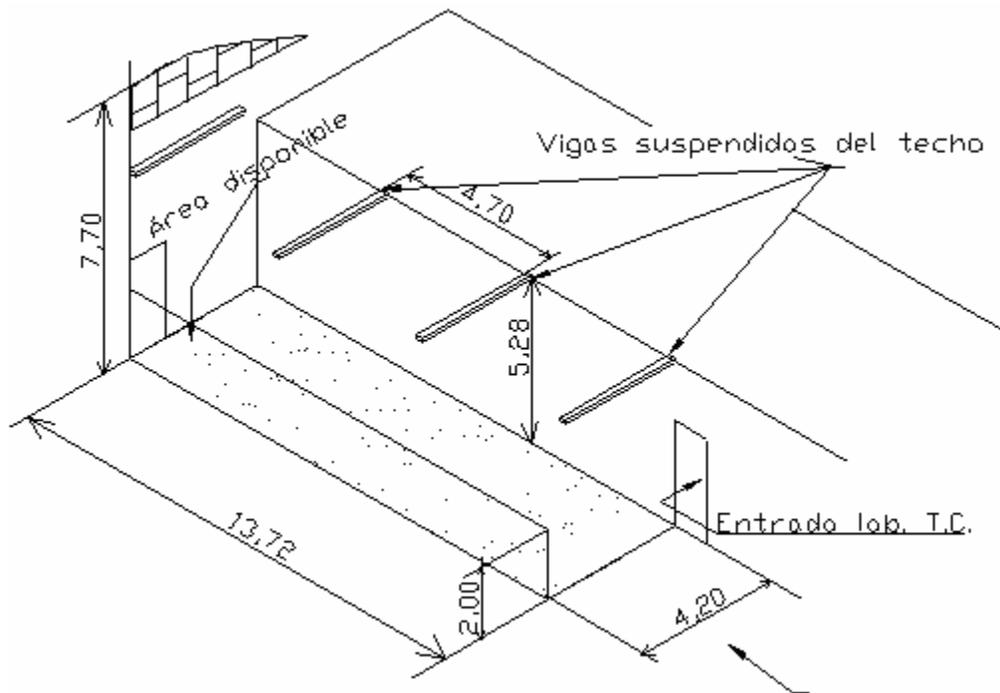


Figura 22. Espacio disponible para la ubicación del banco.

4.3. GEOMETRÍA ASOCIADA

4.3.1. Diámetro de la tubería

Por ser éste uno de los parámetros de diseño; del cual depende de un modo indirecto tanto la longitud de desarrollo; como la sección de pruebas y en consecuencia la geometría del banco, es necesario asignarle un valor numérico. Basado en los resultados de la encuesta en donde se indica una preferencia por todos los diámetros, incluso milimétricos, además de ello tomando en cuenta una de las recomendaciones de uno de los investigadores, la cual según su experiencia refiere a que el diámetro no debería ser menor a 2.54 cm. (1 pulgada), ya para diámetros menores es difícil la generación de ciertos patrones de flujo, y como consecuencia la limitación de la versatilidad del banco y según la visita a dos instituciones que investigan en esta área a nivel local, como lo son la

Universidad Simón Bolívar e Intevep, las cuales trabajan con diámetros respectivamente de 2.54 cm. (1 pulgada) y 5.08 cm. (2pulg); se hace necesario trabajar al menos con diámetros diferentes a éstos; pensando en principio en un valor intermedio de 3.81 cm. (1 ½ pulgadas) como un valor aceptable, el cual puede ir aumentando conforme a futuras investigaciones, hasta un valor máximo de 10,16 cm (4 pulg.)

Comparando este valor seleccionado con lo de otros bancos construidos a lo largo de la historia, de la base de datos de 60 bancos, se tiene que ha sido empleado en distintas ocasiones, la primera de ellas por Beggs y Brill (1973), este banco cubre los ángulos de inclinación de 0° a ±90° respecto a la horizontal y ha utilizado fluidos de operación como agua y aire. Otro de los bancos que empleó éste diámetro fue el creado por Shoham y Dukler (1982); en esta ocasión para el estudio del fenómeno térmico en tuberías horizontales de cobre de flujo de agua y aire; finalmente el banco de Mukherjee (1985); el cual al igual que el banco de Beggs y Brill (1973) está diseñado para estudios con ángulos de inclinación de 0° a ±90° respecto a la horizontal y con fluidos como aceite lubricante y aire.

4.3.2. Flujo a la entrada y flujo completamente desarrollado.

Al considerar el estudio de flujo bifásico en el banco de ensayos, es de interés primordial un *flujo desarrollado* dentro de la tubería. Se habla de flujo desarrollado cuando el perfil de velocidad no cambia en la dirección del flujo; sin embargo, en flujo bifásico no se ha estudiado en mayor profundidad la longitud necesaria para lograr el desarrollo de la mezcla bifásica.

En la encuesta realizada a los diferentes investigadores en el área, existen opiniones diversas acerca del valor más adecuado para considerar una longitud de desarrollo; donde la mayoría prefiere que la misma sea superior a la obtenida en flujo monofásico turbulento; la cual es aproximadamente 60 veces el diámetro (60D). En cuanto a lo encontrado en la literatura especializada, es poca la información ofrecida para la longitud de desarrollo, sin embargo; en aquellos casos en los que ha sido indicado o puede ser determinado, se han encontrado una divergencia entre los valores empleados para los distintos bancos, donde el menor de ellos en tuberías horizontales y verticales fue de 20D en los bancos de Ravipudi y Godbold (1978), Jong y Gabriel (2003), respectivamente; mientras que la mayor longitud

desarrollada identificada se encuentra en el banco de Chen, Cai y Brill (1997), la cual para una tubería horizontal alcanza una longitud de desarrollo de $2952D$.

Por otra parte, una de las formas de validar tanto la instrumentación como el aparato experimental es hacer pruebas con flujo monofásico, comparando los resultados experimentales con lo obtenido teóricamente, esto según Chen, Chang y Wang (2000). Esto último en conjunto con lo mencionado anteriormente, hace pensar en una primera estimación de la longitud de desarrollo en el caso de flujo monofásico.

Longitud de desarrollo para flujo monofásico en tuberías: El flujo puede ser del tipo *laminar* ó *turbulento*, del mismo modo existe una zona de *transición* en la cual el flujo puede adoptar la configuración de laminar o bien turbulenta. Lo que determina el tipo de flujo es el número de Reynolds (Re); donde según Shames (1995); los experimentos indican que por debajo de $Re=2300$ (Reynolds crítico Re_c) solamente puede existir flujo laminar. Entre $2300 < Re < 4000$ se encuentra un valor aceptable para la zona de transición, mientras que el flujo turbulento se pone de manifiesto para $Re > 4000$.

Por otra parte; según Avallone y Baumeister (1995) la distancia desde la entrada hasta la posición de la tubería en la cual se tiene flujo laminar completamente desarrollado, se obtiene mediante la ecuación [7]

$$L = 0.058 Re \times D \quad [7]$$

Donde L es la longitud de desarrollo, mientras que D es el diámetro de la tubería. Dividiendo ambos miembros de la ecuación entre D , se obtiene una expresión adimensional que expresa la relación longitud de desarrollo y el diámetro de la tubería:

$$\frac{L}{D} = 0.058 \times Re \quad [8]$$

Donde esta relación es directamente proporcional al número de Reynolds para flujo laminar, por lo que el máximo valor que puede alcanzar es para Re_c , por lo tanto, sustituyendo el valor crítico de este número adimensional para flujo laminar se obtiene:

$$\frac{L}{D} = 0.058 \times Re_c = 0.058 \times 2300$$

$$\frac{L}{D} = 133$$

Para el caso de flujo turbulento, tanto Daily (1975) como Avallone y Baumeister (1995), indican que para flujo turbulento la distancia es mucho más corta, y debido a la turbulencia no depende del número de Reynolds, y L/D va de 25 a 50.

Por otra parte, algunos autores como Beattie (1982), García (2004), afirman que la interacción entre las fases favorece la turbulencia, por lo cual, da indicios que se puede tomar como una buena aproximación para flujo bifásico trabajar con longitudes de desarrollo equivalentes a las consideradas para flujo monofásico turbulento. Sin embargo; para calibrar la instrumentación, se trabaja en flujo monofásico, por lo que sería conveniente considerar flujo monofásico laminar, que requiere de mayores longitudes de desarrollo respecto al flujo turbulento.

Hay que recordar que seguidamente de la sección de desarrollo se encuentra la sección de pruebas; la cual tiene una longitud determinada, además de ello, hay una limitación de espacio físico, especialmente en la posición vertical, la cual cuenta con una altura máxima de 7.7 m medidos desde el suelo, lo cual da ciertas restricciones en cuanto a la selección de una longitud de desarrollo que se ajuste a todo lo deseado, analizando estos factores, se ha seleccionado un valor de longitud de desarrollo de 300 cm, con el diámetro previamente seleccionado de 3.81 cm.; se obtiene una relación longitud diámetro de:

$$\frac{L}{D} = \frac{300}{3.81}$$
$$\frac{L}{D} = 80$$

Con este valor se está asegurando el desarrollo para el flujo turbulento e inclusive para parte de flujo laminar, con lo cual se tiene un número de Reynolds por debajo del valor crítico, despejando Re de la ecuación número[8], se tiene:

$$\text{Re} = \frac{L/D}{0.058} = \frac{80}{0.058}$$
$$\text{Re} = 1380$$

4.3.3. Longitud sección de pruebas

Esta longitud depende tanto del espacio disponible como de los parámetros a medir en esta sección; específicamente en este caso, según los requisitos de usuario, se harán tomas de presión en tres puntos diferentes a lo largo de dicha sección, además de ello, mediciones de temperatura, holdup; y la parte de visualización de los patrones de flujo.

De acuerdo a la literatura especializada, en aquellos bancos donde se indicaba esta longitud (sólo 22 de los 60 bancos estudiados); se obtiene un valor promedio de 62D; y una mediana de 69D, unido a esto, y recordando un poco lo indicado en la sección anterior, ya

fue preseleccionada una longitud de desarrollo y de acuerdo a las limitaciones de espacio; se ha fijado una longitud de 300 cm.; considerada como suficiente y necesaria para realizar las pruebas, por otra parte, si se determina la relación de longitud-diámetro se obtiene un valor de:

$$\frac{L_p}{D} = \frac{300}{3.81}$$
$$\frac{L_p}{D} = 80$$

Siendo éste valor mayor que el promedio para los bancos estudiados; cumpliendo entre tanto con los requisitos de espacio como con los parámetros que se desean medir.

4.4. PARÁMETROS OPERATIVOS

4.4.1. Fluidos de operación

Resulta de interés determinar los fluidos de operación, ya que de ellos dependen algunos aspectos del diseño, entre ellos, las pérdidas en tuberías, peso de la sección de pruebas estando llena de fluido, entre otros; permitiendo de este modo desarrollar el concepto solución.

En cuanto al líquido; y de acuerdo a los resultados de la encuesta orientada al investigador, resulta de interés trabajar con diferentes viscosidades de líquido; desde bajas viscosidades (1 mPa.s), hasta incluso altas viscosidades (1.2 mPa.s); por estar presentes en muchos procesos de la industria nacional, especialmente, la industria petrolera; por razones de seguridad, evitando el uso de fluidos combustibles; esto último también lleva a la selección del gas, que tanto por razones de seguridad y económicas, el aire resulta el gas idóneo para llevar a cabo las pruebas de flujo bifásico.

4.4.2. Caudales de operación

En el primer capítulo se ha planteado la existencia de patrones de flujo, donde la velocidad superficial tanto de líquido como de gas juega un papel importante para la obtención de uno u otro patrón de flujo; la velocidad superficial a su vez, permite estimar el caudal de operación tanto de líquido como de gas; que no es más que el producto de la velocidad superficial del líquido ó del gas respectivamente por el área transversal de la tubería.

Por otra parte; y según los resultados de la encuesta aplicada a los investigadores, la mayoría está de acuerdo en que sería de interés estudiar todos los patrones de flujo, lo cual implica una combinación de diferentes velocidades superficiales tanto de líquido como de gas, en consecuencia, sus respectivos caudales. Particularmente, también fue mencionado tanto en las encuestas como en la visita a Intevep el interés de la industria venezolana en investigar más sobre el flujo neblina (gas con poco contenido de líquido), por lo que los caudales deben estimarse en función de estas necesidades.

Según García (2004), en un resumen de 2560 datos experimentales procesados para el factor de fricción; el cual agrupa un amplio intervalo de condiciones de operación y propiedades de fluido, para el líquido, las velocidades superficiales mínimas y máximas alcanzaron valores respectivamente, de 0,001 y 7,254 m/s; y para el gas 0,015 y 69,602 m/s, esto, para tuberías cuyos diámetros oscilan entre 1,8 y 15,4 cm. respectivamente. Con estos valores se hace una primera estimación para el cálculo de los caudales de operación, para el diámetro establecido de 3,81 cm (1 ½ pulg) se tiene:

4.4.2.1. Caudal mínimo y máximo para la fase líquida.

$$Q_{L,MÍN} = U_{SL,MÍN} \times A = U_{SL,MÍN} \times \pi \times \frac{D^2}{4}$$

$$Q_{L,MÍN} = 1,14 \times 10^{-6} \text{ m}^3 / \text{s} = 0,0684 \text{ Lt} / \text{min}$$

$$Q_{L,MÁX} = U_{SL,MÁX} \times A = U_{SL,MÁX} \times \pi \times \frac{D^2}{4}$$

$$Q_{L,MÁX} = 8,26 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s} = 496 \text{ Lt} / \text{min}$$

Se aprecia que el caudal mínimo tanto de líquido como de gas, llega a un valor cercano a cero, por otra parte, para tener otra referencia en cuanto caudales máximos, para el caso del líquido un buen pozo de crudo liviano en Venezuela produce alrededor de 5000 barriles diarios (bbl/d), lo cual corresponde a:

$$5000 \text{ bbl} / \text{d} \times 0.0092 \text{ m}^3 / \text{s} = 552 \text{ Lt} / \text{min}$$

Por ser este valor superior al obtenidos en la base de datos, se tomará como referencia de máximo caudal de líquido de 550 Lt/min, lo cual corresponde a:

$$550 \text{ Lt} / \text{min} = 0.00916 \text{ m}^3 / \text{s} = 498 \text{ bbl} / \text{d}$$

Dicho valor de caudal máximo puede fijarse a futuro, en la medida que haya un aumento de diámetro de tubería. Para el caso de una primera etapa donde el diámetro preseleccionado de ésta tubería es de 3,81cm; se ha considerado el caudal máximo

empleado por Beggs y Brill (1973) para una tubería de un mismo diámetro para pruebas de flujo con variación del ángulo de inclinación entre -90° y $+90^\circ$, dicho caudal es de 30 gpm, lo cual equivale a:

$$30\text{gpm} = 0,00189\text{m}^3 / \text{s} = 1028,4\text{bbl} / \text{d} = 116,25\text{Lt} / \text{min}$$

4.4.2.2. Caudal mínimo y máximo de la fase gaseosa.

$$Q_{G,MÍN} = U_{SG,MÍN} \times A = U_{SG,MÍN} \times \pi \times \frac{D^2}{4}$$

$$Q_{G,MÍN} = 1,71 \times 10^{-5} \text{ m}^3 / \text{s} \quad (0.036\text{CFM})$$

$$Q_{G,MÁX} = U_{SG,MÁX} \times A = U_{SG,MÁX} \times \pi \times \frac{D^2}{4}$$

$$Q_{G,MÁX} = 79.30 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s} \quad (168\text{CFM})$$

Otra referencia para el gas, es la sugerida por Shoham (2000) para la obtención del patrón de flujo anular neblina, uno de los que requiere mayores caudales de gas respecto a los otros patrones de flujo, para obtener dicho patrón de flujo; se requieren de velocidades superficiales alrededor de los 100m/s; lo cual significa caudales de gas en la tubería seleccionada 3,81cm (1½ pulg.) de 0,1313 m³/s (278CFM); tomando éste último valor como flujo volumétrico máximo. Para el caso de un futuro aumento de diámetro 5,08; 7,62 y 10,16cm (2; 3 y 4 pulgadas), los caudales respectivos serían: 0,217; 0,456 y 0,821 m³/s (460; 968 y 1740CFM). Si se llevan a condiciones de entrada estándar según la norma ISO 1217 (referenciada en los catálogos de Atlas Copco) referida a condiciones de entrada de presión 1 bar y temperatura 20°C; los caudales estándar corregidos para las tuberías de 3,81; 5,08; 7,62 y 10,16cm serían, respectivamente 0,146; 0,241; 0,510; 0,915 Sm³/s (310; 510; 1080 y 1940 SCFM).

4.5. IMPACTO AMBIENTAL

Según Gudiel (2005); para reducir el impacto al medio ambiente de un determinado diseño existen diversas metodologías, entre las que se encuentran el *flujo de ciclo de vida* y la *rueda estratégica del ecodiseño*.

La primera de ellas, se refiere a la relación entre todos los recursos utilizados y las consecuencias que su uso pueda traer al medio ambiente, el siguiente diagrama resume la interrelación entre ellos.



Figura 23. Diagrama ciclo de vida

En este sentido, la *rueda estratégica del diseño*, comprende tomar en cuenta factores como la reducción de material (volumen y peso) para la conservación de los recursos, optimizar el ciclo de vida, y las técnicas de producción, en este caso específico sería construcción ecoeficientes.

4.6. ESPECIFICACIONES DE DISEÑO

Todo el estudio que se ha realizado de la necesidad, tecnologías existentes, debe llegar a una reducción de todos aquellos parámetros que resulten cualitativos a cuantitativos, con esto se logra delimitar el diseño llevando a parámetros ingenieriles y en consecuencia preparar la siguiente etapa del diseño como lo es la proposición de soluciones al problema.

Tabla 1. Especificaciones de diseño

Dimensiones	
<i>Diámetro interno tubería</i>	3,81 cm. (1 ½ pulgadas)
<i>Longitud máxima de desarrollo</i>	3 m (80D)
<i>Longitud máxima sección de pruebas</i>	3 m (80D)
<i>Longitud máxima desarrollo+pruebas</i>	6m (160D)
Operativas	
<i>Líquido</i>	Con viscosidad entre 1,3mPas < μ < 1200mPas
<i>Gas</i>	Aire
<i>Flujo volumétrico máximo de líquido</i>	0,00189m ³ /s (30 gpm)
<i>Flujo volumétrico máximo de gas</i>	0,146 Sm ³ /s (310 SCFM)
<i>Visualización de sección de desarrollo y pruebas</i>	Deseable
<i>Presión máxima en el mezclador</i>	689 Kpag (100 psig)
<i>Cubrimiento ángulos de inclinación desde -90° hasta 90°</i>	Necesario

<i>Flexibilidad del banco para un posible aumento de diámetro a futuro.</i>	Deseable
<i>Independiente del sitio de ubicación</i>	Necesario
<i>Fácil construcción e instalación</i>	Deseable

4.7. SÍNTESIS DEL CAPÍTULO

Para establecer los elementos, factores y limitaciones del banco de ensayo (especificaciones de diseño) se ha realizado un estudio de la necesidad, donde adicional a los requisitos de usuarios estudiados en el capítulo anterior; se ha tomado en cuenta el desempeño funcional, requerimientos de espacio físico; geometría asociada, que cuenta con la determinación del diámetro de la tubería y longitud de desarrollo aspectos operativos e impacto ambiental.

CAPÍTULO V

PROPOSICIÓN DEL CONCEPTO SOLUCIÓN

Una vez que se ha reconocido que existe un problema, se ha hecho un esfuerzo consciente para entender el problema (estudio de la necesidad), sigue una etapa de preparación para incubar esas ideas y formular las posibles soluciones a ese problema, para posteriormente evaluar, seleccionar aquel concepto solución que cumpla con la mayoría de las especificaciones de diseño y proceder a su desarrollo, Tablante (1988).

5.1. DESCOMPOSICIÓN FUNCIONAL

Si se habla del diseño de un banco de pruebas para el estudio de flujo bifásico isotérmico de gas y líquido en tuberías, se tiene un problema complejo si se intenta resolver en conjunto, en principio se ha definido la función global de diseño ó caja negra que permite identificar; los límites del sistema, información del proceso, para de esta forma identificar señales de interés.

Una vez que se conocen los límites del sistema, se procede a elaborar una lista con las funciones que debe realizar el banco de pruebas; de este modo se permite concientizar aquellos principios físicos por los que cada función puede llevarse a cabo. Finalmente se divide el problema en subproblemas para establecer por separado la solución del conjunto.

Ya hecha la división, se procede a la proposición de soluciones a cada uno de ellos, a través de diferentes técnicas, como uso de tormenta de ideas en los casos que aplique, o simplemente proponer las diversas maneras existentes para el tipo de problema,

Finalmente, éstos subproblemas y aquellos aspectos relacionados con los mismos, se encuentran organizados en un mapa mental, que permite planificar de una forma creativa la generación de soluciones, donde se encuentran plasmadas algunas de las propuestas de la tormenta de ideas, ésta última técnica, aplicada en forma grupal, posteriormente; viene la etapa de evaluación y selección del concepto solución, este concepto solución es el que será desarrollado.

5.1.1. Uso de la caja negra

Como su nombre lo indica, consiste en ver el banco de ensayos como una “caja negra”, que tiene entradas y salidas, y adicionalmente se presentan señales de interés para saber si realmente está funcionando, lo que permite establecer los límites del sistema.

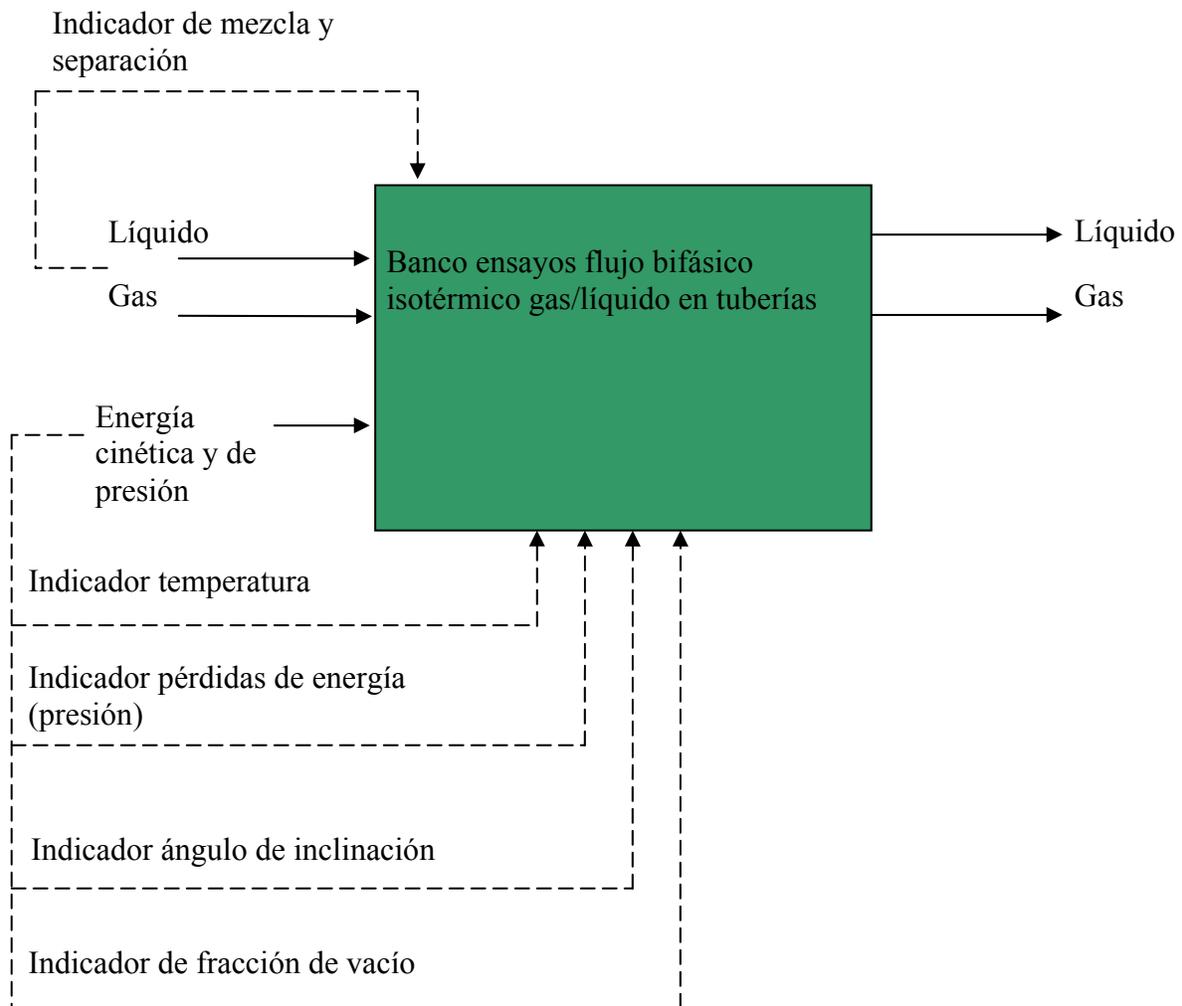


Figura 24. Banco de ensayos flujo bifásico isotérmico en tuberías, visto como una caja negra.

5.1.2. Funciones

- Amplificar: Señales (diferencial de presión).
- Conducir: Líquido, gas, mezcla líquido-gas.
- Controlar: Caudal líquido, caudal gas, presión, temperatura.
- Convertir: energía eléctrica en mecánica, y esta a su vez en cinética y de presión.
- Liberar o descargar: Mezcla líquido-gas.
- Limitar: Caudales y presiones.
- Mantener o sujetar: Tuberías asociadas, sección de pruebas, instrumentación.
- Posicionar: Ángulo de inclinación sección de pruebas.
- Proteger: Tuberías de sobrepresión y altas temperaturas; tubería de gas de humedad.
- Unir: Líquido-gas.
- Separar: Mezcla líquido gas.

- Iniciar o parar: Proceso.
- Verificar: Caudales, presiones, fracción de vacío.

5.1.3. Descomposición en subproblemas

- Suministro de líquido.
- Suministro de gas (aire).
- Mezcla.
- Inclinación sección de pruebas.
- Sección de pruebas
- Separación.
- Instrumentación.

5.1.4. Proposición de soluciones

5.1.4.1. Suministro de líquido

Según el tipo de máquinas para proporcionar la energía necesaria; se tiene, las bombas de desplazamiento positivo, entre las que se encuentran las de tornillo, émbolo alternativo, émbolo rotativo, engranaje, de cavidades progresivas. Por otra parte se tienen bombas rotodinámicas ó turbomáquinas.

5.1.4.2. Suministro de gas (aire)

Compresores como: alternativos ó émbolo (de una o más etapas), centrífugos, de paleta, de lóbulos, de tornillos, entre otros. Por otra parte, hay que tener en cuenta que el galpón de la EIM de la UCV; cuenta con una línea de suministro de aire proveniente de un compresor de émbolo de dos etapas, lo cual resulta una opción económica por cuanto no sería necesario adquirir un nuevo equipo.

5.1.4.3. Sección de mezcla

Empleando la técnica de tormenta de ideas individual, se han propuesto distintas formas de hacer dicha mezcla.

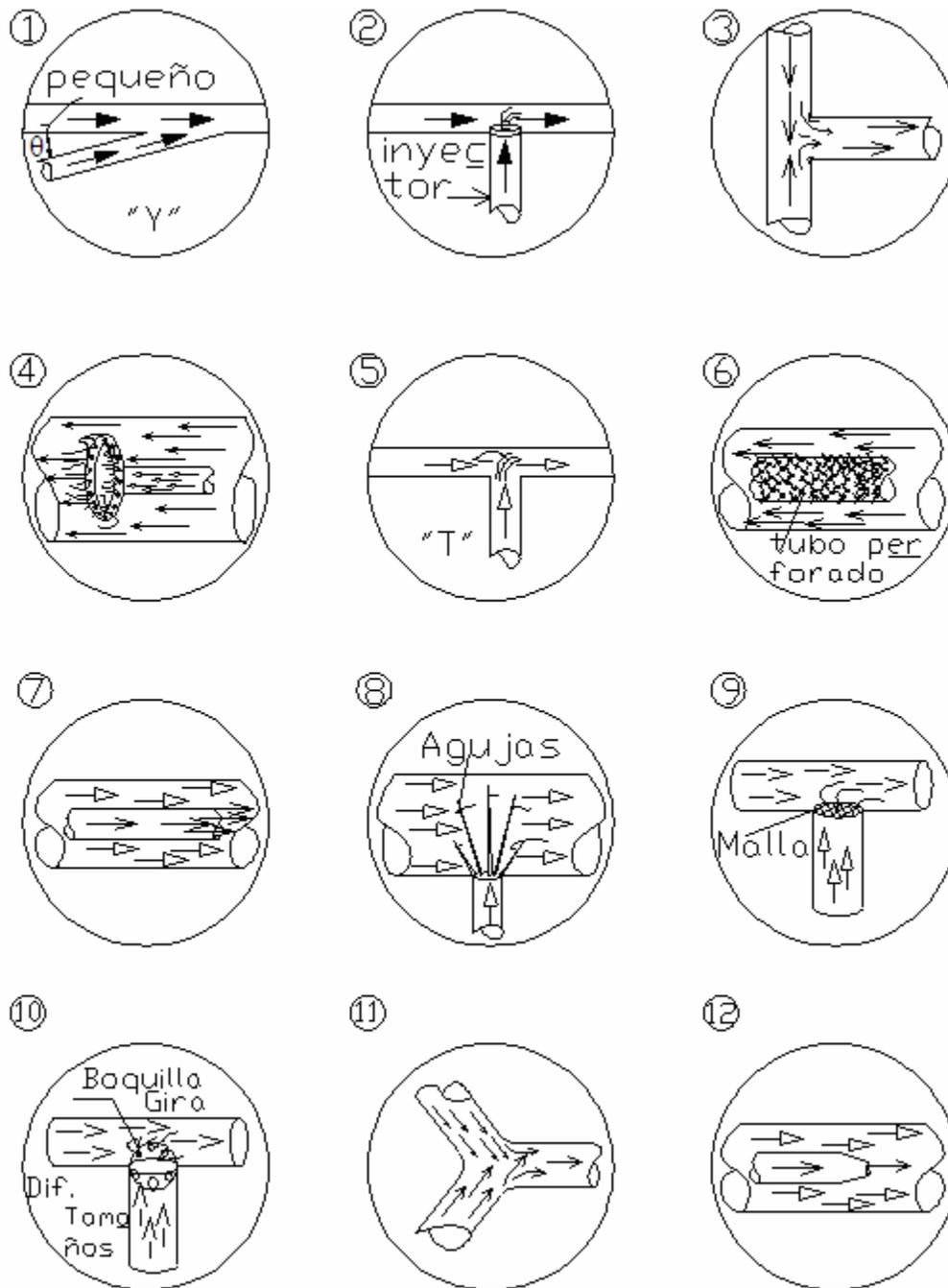
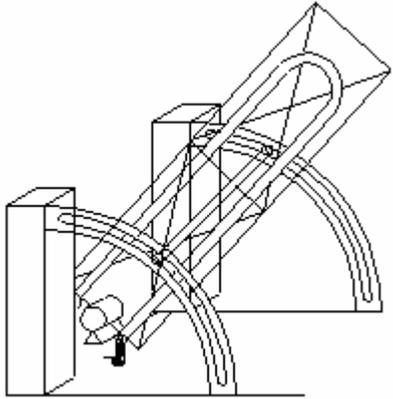
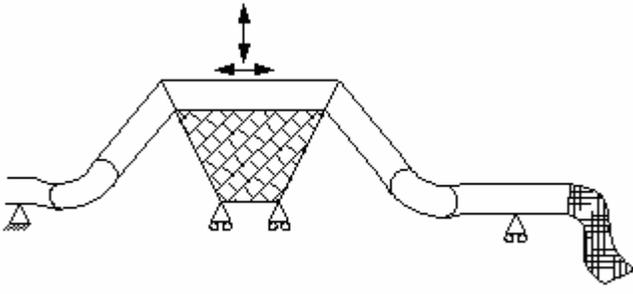
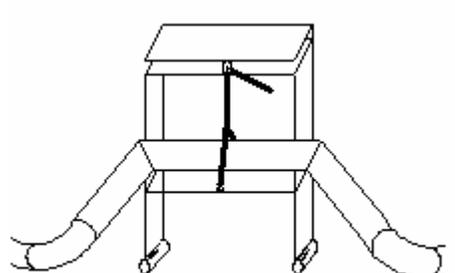
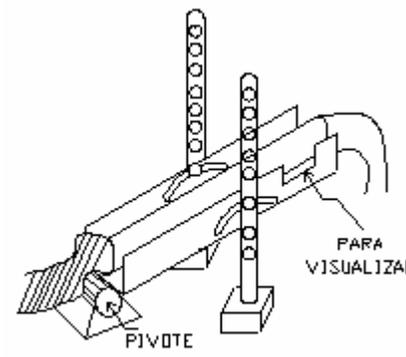
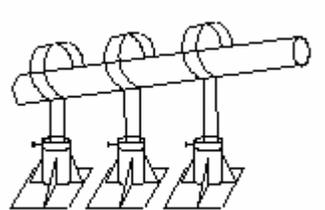
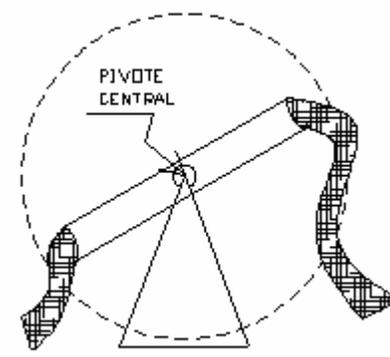
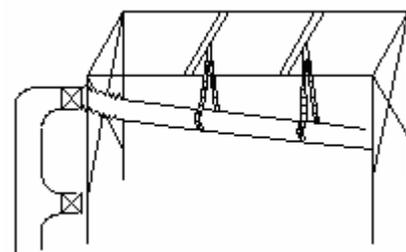
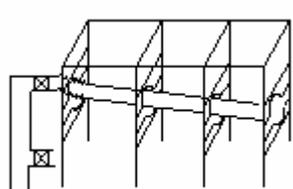
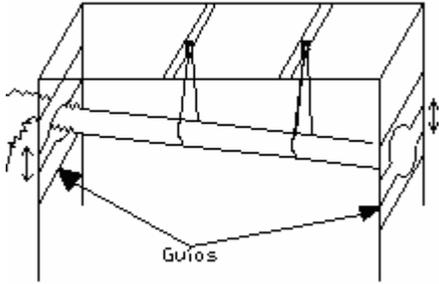
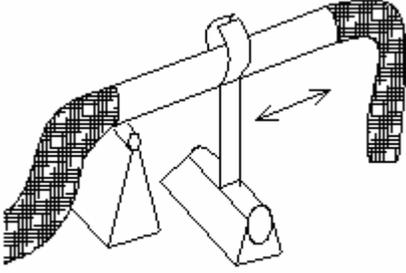
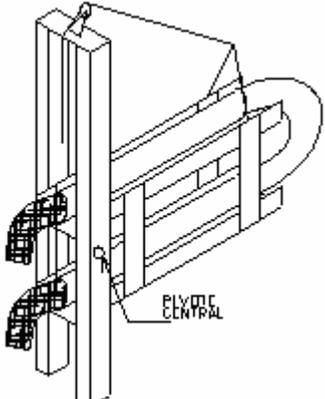
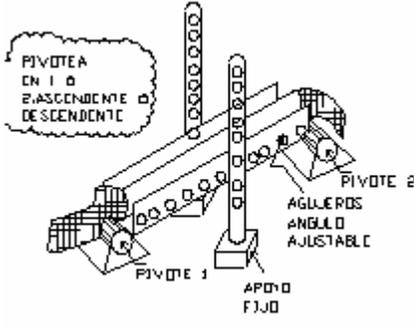
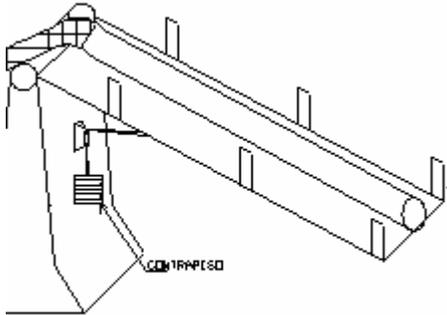
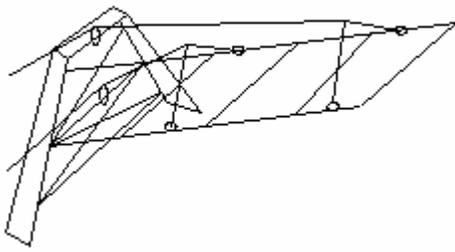
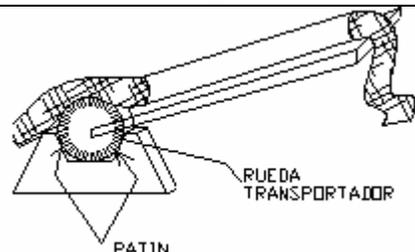
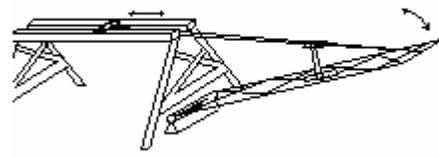


Figura 25. Tormenta de ideas para la mezcla

5.1.4.4. Inclinación sección de pruebas

Aplicando la técnica de tormenta de ideas grupal, en un grupo de tres personas, se propusieron diversas formas para inclinar la sección de pruebas, esta misma tormenta de ideas sirvió para ver las diversas configuraciones que podía adoptar la sección de pruebas.

<p style="text-align: center;">1</p> 	<p style="text-align: center;">2a</p> 
<p>2b</p> 	<p style="text-align: center;">3</p> 
<p style="text-align: center;">4</p> 	<p style="text-align: center;">5</p> 
<p style="text-align: center;">6a</p> 	<p>6b</p> <p style="text-align: right;">D4</p> 

<p>7 D3</p> 	<p>8</p> 
<p>9</p> 	<p>10</p> 
<p>11</p> 	<p>12 D1</p> 
<p>13</p> 	<p>14 D5</p> 

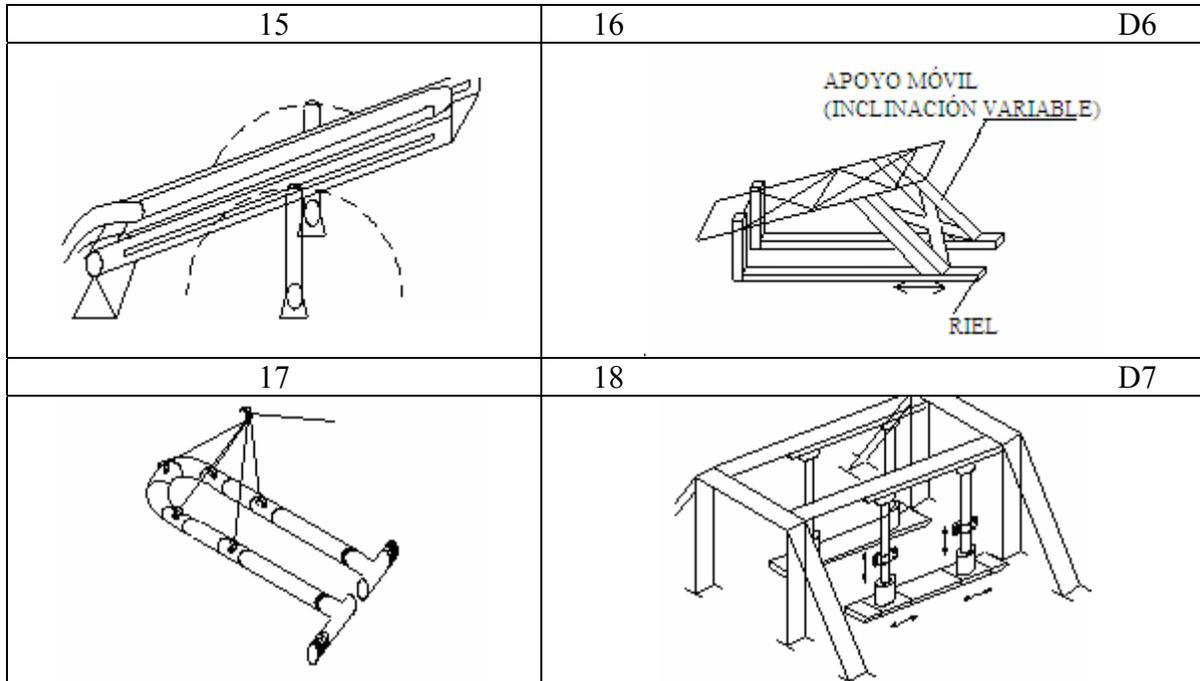


Figura 26. Tormenta de ideas, común a sistema de inclinación y sección de pruebas.

5.1.4.5. Sección de pruebas

Tiene una relación directa con el sistema de inclinación de las tuberías, ya que durante la tormenta de ideas se plantearon diversas configuraciones de esta sección, entre las cuales están:

- una sola tubería
- tubería en “U” invertida (tubería ascendente y descendente) contenida en un plano x-y en posición horizontal pivotando alrededor del eje y, ambas tuberías están a una misma altura respecto al suelo.
- tubería en U invertida (ascendente y descendente) contenida en un plano x-z en posición horizontal, pivotando en un eje perpendicular a este plano. La tubería ascendente se encuentra a una mayor altura que la descendente respecto al suelo.
- tramo sección ascendente, tramo horizontal y sección descendente.

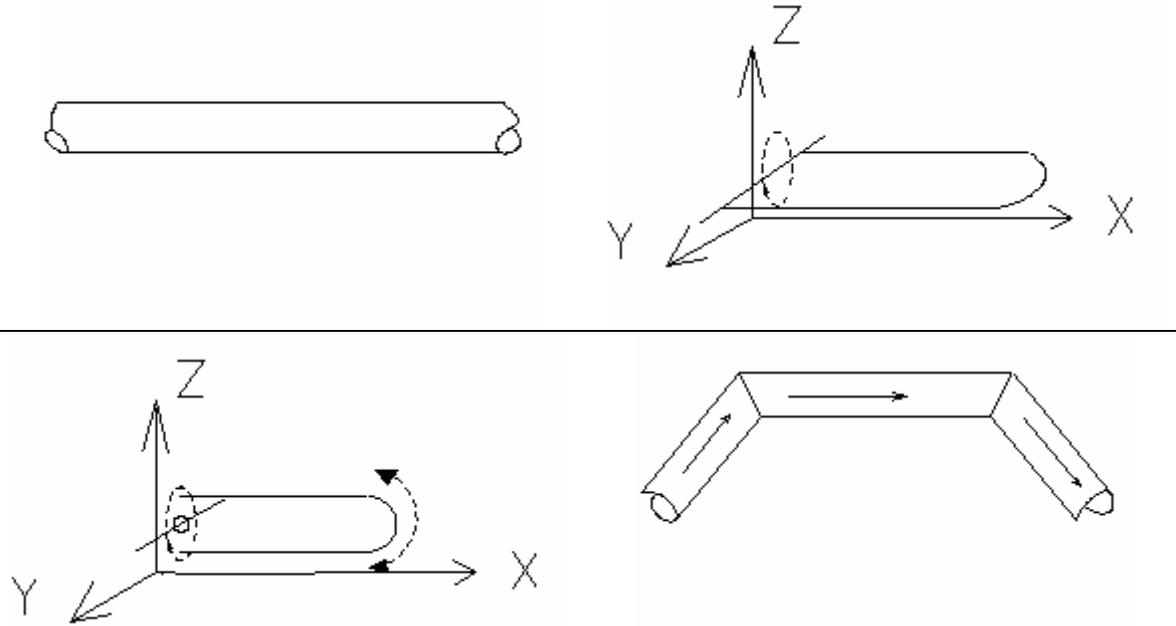


Figura 27. Diferentes disposiciones de sección de pruebas.

5.1.4.6. Separación

En diversa bibliografía se hace referencia a los diferentes métodos para separar mezclas de líquido y gas, Henley (1998) muestra un cuadro resumen de dichos métodos; entre los cuales se encuentran: Por caída libre (gravedad); por caída de presión; por platos (destilación, absorción por ebullición); secado, evaporización, cristalización, y adsorción.

5.1.4.7. Instrumentación

Una vez determinada la geometría del banco, se recomendaron los accesorios, e instrumentación para el banco.

5.1.4.8. Mapa mental

Todas estas ideas se encuentran resumidas en un mapa mental, lo que permite visualizar todos los subsistemas y la interrelación entre los mismos, de una forma creativa, el mapa que se presenta a continuación fue elaborado utilizando el programa Mindmanager X5 ®

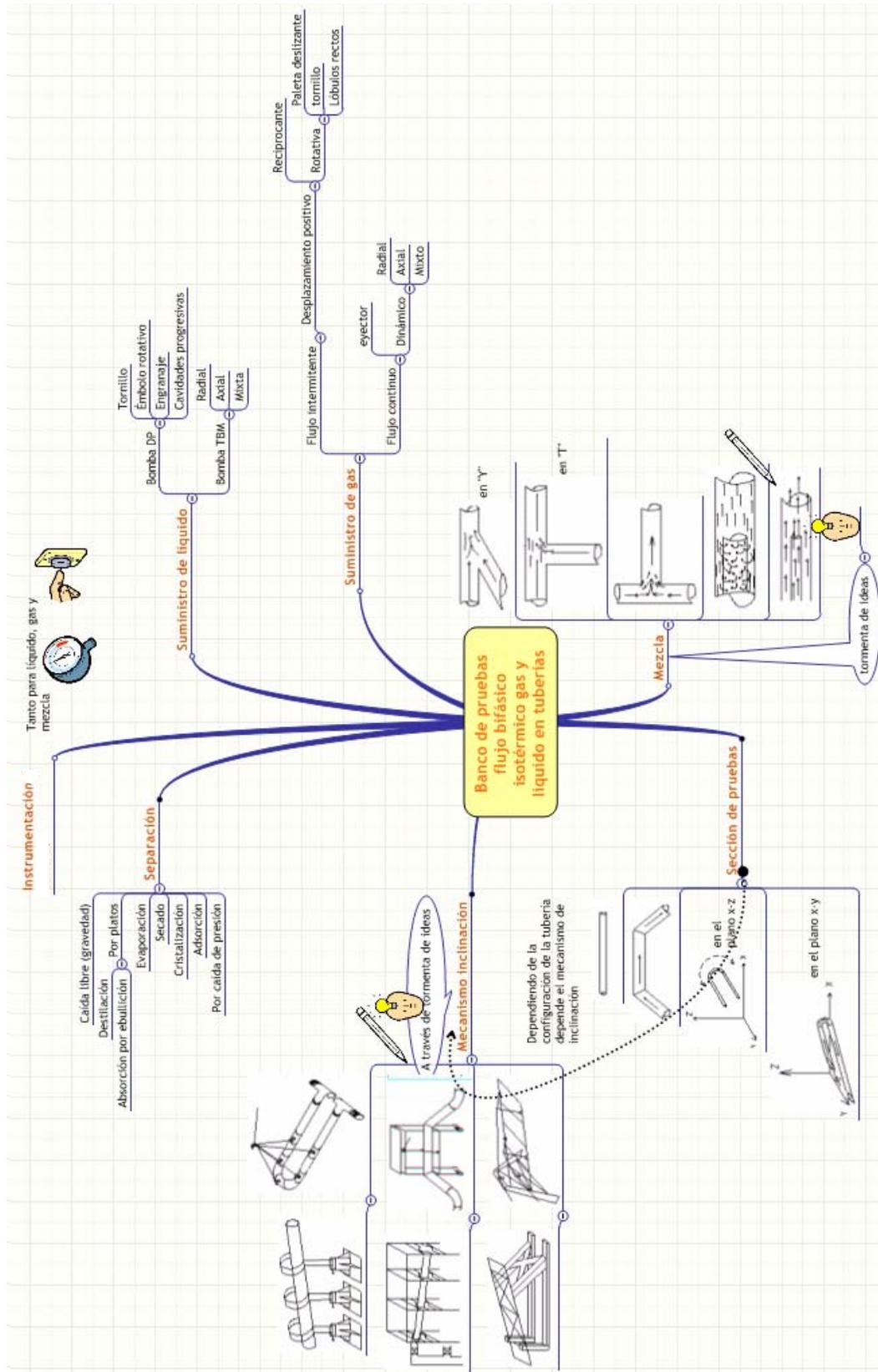


Figura 28. Mapa mental, generación de soluciones

5.2. EVALUACIÓN DE LOS CONCEPTOS SOLUCIÓN

Cada sub-problema cuya generación de soluciones ha implicado una fase creativa; específicamente la forma de hacer la mezcla, sección de pruebas y mecanismo de inclinación; han sido evaluados en función de los requisitos del diseño.

5.2.1. Sección de mezcla

La importancia en las especificaciones de diseño de generar todos los *patrones de flujo*, donde además de influir tanto la velocidad superficial de líquido y de gas, la forma de hacer la mezcla juega un papel importante debe tomarse en cuenta a la hora de la selección. En este sentido, uno de los patrones más complicados de obtener es el de *flujo estratificado* (en entrevista realizada a ingenieros de PDVSA Intevep), por lo que la selección se orienta a la obtención de este patrón de flujo. Comparando las diferentes propuestas entre sí, y tomando en cuenta la propia experiencia de PDVSA Intevep para obtener este patrón de flujo, hace pensar que la opción de hacer *la mezcla en "Y"*, con el menor ángulo posible en dirección de la mezcla (ver Figura 25, idea numerada 1) resulta la más apropiada en este caso.

5.2.2. Sistema de inclinación

Se ha empleado el método de *los criterios ponderados* en función de los requisitos de diseño, asignando una ponderación del uno al cinco según su importancia (uno significa poco importante y cinco muy importante); además de ello asignando una calificación a cada diseño individual del uno al cinco (uno es un mal desempeño y cinco un buen desempeño); logrando una puntuación según el criterio mediante el producto de la ponderación por la calificación, y finalmente haciendo la sumatoria de las puntuaciones para obtener el total por el diseño, y seleccionar aquél que obtenga la mayor puntuación.

De los 18 conceptos solución propuestos en la tormenta de ideas, se hizo un primer filtrado sobre aquellos que se consideraron no cumplieron en ninguna medida con los requisitos de diseño, de los cuales quedaron 7 conceptos a ser evaluados, los cuales corresponden a los números 12, 2b, 7, 6b, 14, 16, y 18 (ver Figura 26); los cuales se identifican como D1, D2, D3, D4, D5, D6, y D7 respectivamente. Esta numeración es fijada de forma aleatoria para efectos de la evaluación.

Tabla 2. Criterios ponderados para la selección sistema de inclinación

Crit	Po	D1		D2		D3		D4		D5		D6		D7	
		Cal	P												
Rig	5	3	15	2	10	3	15	4	20	2	10	4	20	3	15
Esp	5	2	10	3	15	5	25	5	25	2	10	5	25	5	25
Áng	4	5	20	5	20	5	20	5	20	5	20	5	20	5	20
Est.	4	1	4	4	16	1	4	3	12	4	16	4	16	5	20
Ubic	4	5	20	5	20	5	20	5	20	5	20	5	20	5	20
FCI	3	5	15	5	15	4	12	4	12	2	6	5	15	1	3
Mmf	1	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	4	4	4	4
T		89		101		101		114		87		120		107	

Donde

Rig	Rigidez máxima aparente
Esp	Cumplimiento requisitos de espacio
Áng	Cubrimiento todos ángulos de inclinación
Est	Estabilidad
Ubic	Independiente del sitio de ubicación
FCI	Fácil construcción e instalación
Mmf	Uso menor cantidad manguera flexible
Cal	Calificación
Crit	Criterio
P	Puntuación
Po	Ponderación
T	Total

5.2.3. Sección de pruebas

En este caso, dada las especificaciones de diseño donde es deseable la versatilidad de realizar las pruebas para todos los ángulos de inclinación, y según el sistema seleccionado para variar dicho ángulo; permite escoger una tubería en “U” invertida contenida en un plano xy para un sistema de mano derecha cuando ésta se encuentra en posición horizontal (ver Figura 27, parte superior izquierda) para satisfacer estos requerimientos.

También hay que destacar que para esta configuración de “U” invertida según Arias (2003), para unir la parte ascendente con la descendente, la “U” puede adecuarse a un diámetro mayor al de ambas tuberías para disminuir la perturbación que podría originarse por el efecto sifón.

5.3. PROPUESTA CONCEPTO SOLUCIÓN

Básicamente el concepto solución comprende la selección de la forma de hacer la mezcla, donde ha resultado favorecida la configuración en “Y” con un menor ángulo de

inclinación posible; por parte de la estructura soporte para las pruebas se recomienda una estructura con la flexibilidad de obtener ángulos variables de inclinación, la cual está constituida por un apoyo de inclinación variable que se mueve a lo largo de un riel, y la tubería para las pruebas que tiene configuración en “U” para poder hacer pruebas tanto ascendente como descendente, la siguiente figura muestra los elementos seleccionados.

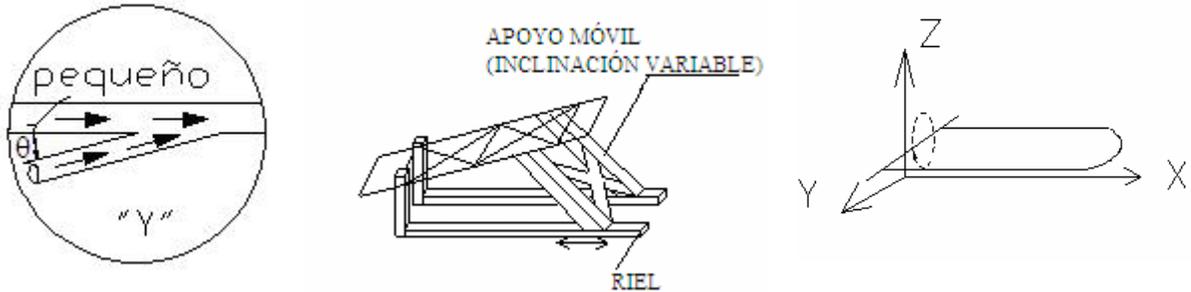


Figura 29. Concepto solución producto de fase creativa.

5.4. SÍNTESIS DEL CAPÍTULO

Se ha realizado una descomposición funcional para preparar la etapa consciente para la generación de soluciones; evaluando y seleccionando conceptos para el caso de la forma de hacer la mezcla, estructura soporte para las tuberías y la configuración de la tubería.

Para el caso del resto de los sub-problemas; como suministro de líquido, gas (aire), separación de la mezcla, instrumentación, se han considerado como parte del capítulo de desarrollo del producto; ya que implica la selección en base a condiciones operativas y no forman parte de un proceso creativo de proposición de soluciones en si.

CAPÍTULO VI

DESARROLLO DEL CONCEPTO SOLUCIÓN

Este capítulo comprende un despliegue del concepto solución, llevar las ideas a términos que se puedan cuantificar, ubicar en el espacio, hacerlas tangibles para que puedan llevarse a la realidad. En otras palabras, transformar dicho concepto a un lenguaje ingenieril, seleccionando los componentes constructivos tanto de la estructura principal como de los sistemas interventores; instrumentación, y la interacción entre ellos, tomando las consideraciones necesarias para su modelado.

6.1. SELECCIÓN DE COMPONENTES CONSTRUCTIVOS E INSTRUMENTACIÓN

Se refiere a seleccionar tanto la instrumentación como los componentes constructivos del banco.

6.1.1. Tuberías y accesorios

Se ha previsto un mínimo de accesorios y una longitud de tubería adicional a la determinada por la sección de desarrollo y pruebas de la mezcla bifásica para estimar las pérdidas del circuito.

6.1.1.1. Tubería para pruebas

Ya se ha indicado en las especificaciones de diseño que la longitud de la sección de desarrollo más la sección de pruebas debe tener como máximo 6m. Por otra parte, la configuración de la tubería que reposa sobre la estructura principal debe tener una forma de “U” invertida, que estando en posición horizontal los tubos que constituyen la “U” se encuentren a una misma altura respecto al suelo.

En este sentido, es importante fijar la separación de ambos extremos de la “U” para determinar la longitud del recorrido del fluido a través de ella. Como se desea un retorno lo más suave posible, la curva debe tener un radio de acción (K) lo más grande posible respecto al de la tubería (R). Otro factor a tomar en cuenta, es el espacio disponible a lo ancho, que es de aproximadamente 4,20m; lo cual debe considerarse para colocar la estructura que soporta a esta tubería y espacio para la circulación de personas. Fijando un

radio de acción de 0,75m ($K/R=0,75/0,01905=39$); lo que da una separación entre los extremos de 1,5m, la Figura 30 ilustra sobre esta geometría asignada.

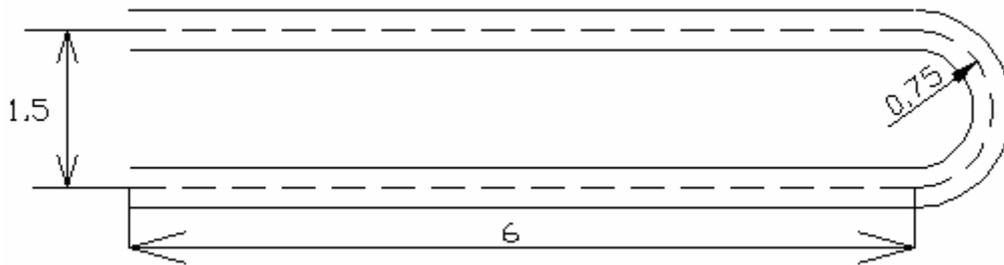


Figura 30. Geometría asignada a tubería de pruebas

6.1.1.2. Tubería suministro de líquido, gas (aire) y flujo bifásico

Una vez fijada la geometría para la configuración en forma de U; se ha previsto un primer diagrama del recorrido de las tuberías tanto de líquido, gas y mezcla bifásica.

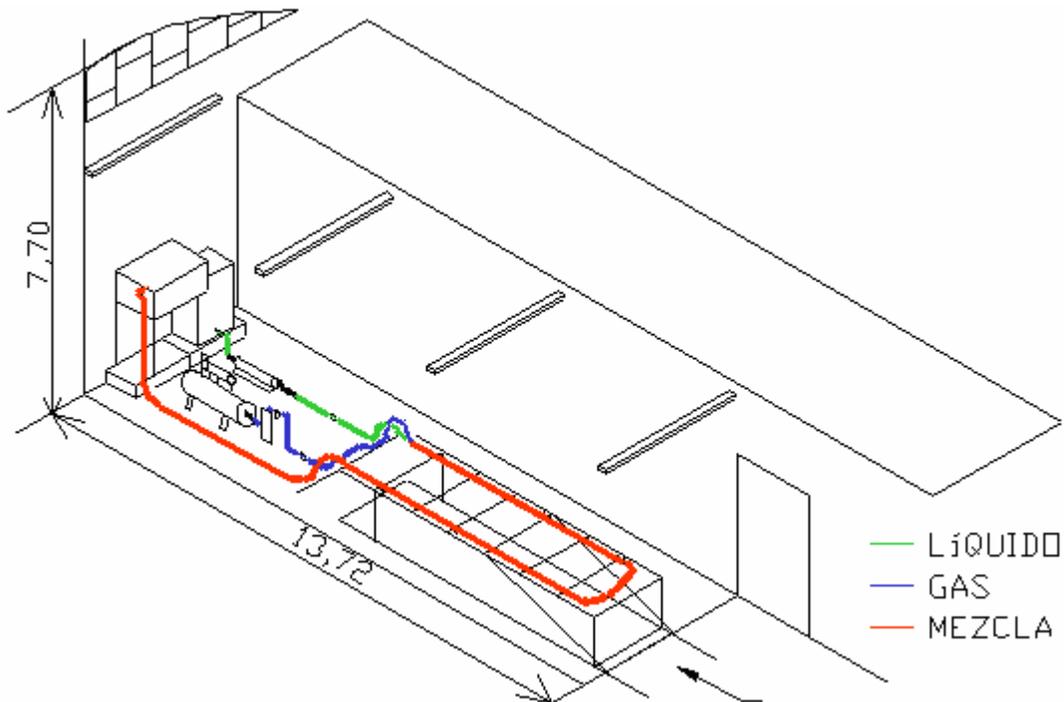


Figura 31. Diagrama recorrido tuberías suministro líquido, gas (aire) y mezcla bifásica.

6.1.1.3. Accesorios

Corresponde a un mínimo previsto para estimar las pérdidas de presión del sistema. Las tablas 3, 4, 5 y 6 presentan la cantidad prevista de dichos accesorios.

Accesorios en la succión de la bomba**Tabla 3. Accesorios en la succión del sistema de suministro de líquido**

<i>Accesorio</i>	<i>Cantidad</i>
Entrada tubería (al ras)	1
Filtro	1
Válvula de compuerta	1
Codo radio largo 90°	2
Total	5

Accesorios en la descarga de la bomba (previo a la mezcla)**Tabla 4. Accesorios en la descarga del sistema de suministro de líquido**

<i>Accesorio</i>	<i>Cantidad</i>
Válvula de alivio	1
Válvula de compuerta	1
Válvula check	2
Válvula de desvío (by-pass)	1
Codo radio largo 90°	2
Total	7

Accesorios en la descarga de línea suministro de aire (previo a la mezcla)**Tabla 5. Accesorios en la descarga línea suministro de gas**

<i>Accesorio</i>	<i>Cantidad</i>
Válvula reguladora	1
Filtro	1
Válvula check	1
Codo std. 90°	5
Total	8

Accesorios en la tubería de flujo bifásico**Tabla 6. Accesorios en la tubería de flujo bifásico**

<i>Accesorio</i>	<i>Cantidad</i>
Válvula de cierre rápido (bola)	4
Codo std. 90°	4
Total	8

6.1.2. Sistema de suministro de líquido

Corresponde a la unidad de almacenaje, manejo y control de líquido monofásico; y está conformada por el tanque de almacenamiento y separación de líquido; el sistema de manejo de líquido que incluye la tubería y sus accesorios, además de la bomba seleccionada

en función tanto de la viscosidad del fluido de operación, como los requerimientos de potencia en el eje.

6.1.2.1. Tanques de almacenamiento de líquido.

En este sentido, por fines de mantenimiento se ha decidido emplear dos tanques, el diseño de estos tanques sigue el procedimiento sugerido por Megyesy (1997); quien indica que tanques sometidos a presiones hidrostáticas bajas, pueden diseñarse *tanques de paredes planas*, debido a la facilidad de fabricación y buena utilización de espacio. El tamaño máximo de estos tanques *sin elementos rigidizadores* es de 850 L; mientras que si se utilizan dichos elementos; podrían tener hasta menos de 3960 L de capacidad.

Las ecuaciones empleadas, están basadas en una deflexión máxima permitida de $L_L/500$; donde L_L es el lado más largo de la placa, y el esfuerzo admisible para el material de esta placa es el permitido por las normas ASME para recipientes sujetos a presión, (sección VIII, Div. 1).

Capacidad

Se ha estimado un máximo en función del circuito completo lleno de líquido; al igual que en el diseño de la estructura principal se ha tomado el máximo valor que podría utilizarse en un futuro, es decir una tubería de 0,1016 m (4 pulgadas) de diámetro, Para simplificar los cálculos se ha tomado este valor como diámetro interno de tubería y la longitud aproximada de este circuito, dadas las condiciones de espacio disponible, se estima como la longitud del recorrido por la “U” invertida más distancia adicional desde la salida y descarga del tanque. La Figura 32 muestra una aproximación del recorrido del líquido en el circuito. Donde L_U es la longitud del recorrido de la tubería en forma de U (Ver Figura 30) L_C representa la longitud desde el punto donde se hace la mezcla hasta antes de la curva de retorno (“U”).

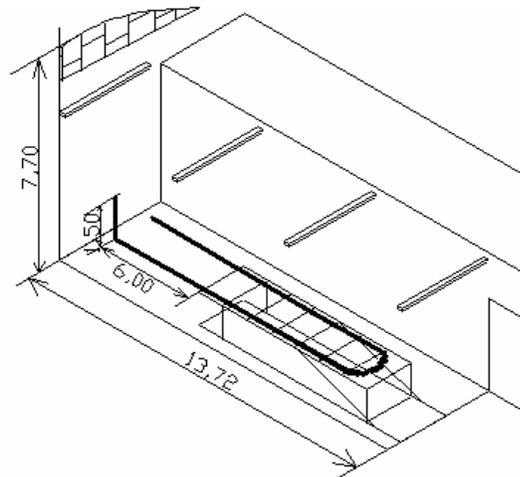


Figura 32. Longitud aproximada de circuito lleno de líquido

$$V_{CIRCUITO} = L_{CIRCUITO} \times A \quad [9]$$

$$L_{CIRCUITO} = L_{"U"} + L_{ADICIONAL} \quad [10]$$

$$L_{"U"} = 2 \times L_C + \pi \times K \quad [11]$$

$$A = \frac{\pi \times D^2}{4} \quad [12]$$

Sustituyendo las ecuaciones [10] ; [11] y [12] en la [9] se puede estimar el volumen del circuito lleno de líquido.

$$V_{CIRCUITO} = (2 \times L_C + \pi \times K + L_{ADICIONAL}) \times \frac{\pi \times D^2}{4} \quad [13]$$

Donde según la Figura 32; la longitud adicional prevista se aproxima a 13,5 m; lo cual implica un volumen total de:

$$V_{CIRCUITO} = 0,225m^3 = 225L$$

En este sentido; se ha llevado la capacidad del tanque a 1000 L (1 m³); con la finalidad de contar con un volumen suficiente para la succión y descarga en los tanques a diseñar.

Relación entre los lados

Si todos los lados son iguales; la longitud de un lado (B) es $B = \sqrt[3]{V}$; donde V es la capacidad del tanque a diseñar; donde la relación preferible es el lado más largo 1,5 veces B; mientras que el lado más corto 0,667B; para el volumen preestablecido de 1 m³ , B=1m; el lado más largo 1,5 m; mientras el lado más corto 0,7 m; por lo que el volumen del tanque es de $V = 1,05m^3$, es decir 1050 L.

Con estas dimensiones y para disponer de una mayor altura para la succión de la bomba; se ha colocado la *mayor longitud*, es decir 1,5 m (59 pulg.) como *altura del tanque*, mientras que la base viene dada por los otros dos lados; largo de 1 m (39 pulg.) y el ancho de 0,7 m (27 pulg.).

Selección del material

Megyesy (1997), presenta en su obra una tabla resumida con datos de pruebas existentes para resistencia química de aquellos materiales cuando puede producirse una falla por corrosión en función del líquido almacenado; resultando tanto el hierro como el acero buenos para un gran número de sustancias, entre las que se encuentran; acetona, acetileno, benceno, butanol, cloro seco, gasolina refinada, aceites de petróleo a temperatura menores de 260 °C, agua de grifo, glicerina, entre otros; por lo cual se ha seleccionado el acero al carbono de calidad estructural como material para la placa.

También muestra una tabla de aquellos materiales de uso más frecuente tomado de las normas ASME, secciones II y VIII; y tiene un esfuerzo permitido a tensión de:

Tabla 7. Esfuerzo máximo permitido acero al carbono, para temperaturas entre -29 y 340 °C

<i>Especificación</i>		<i>Esfuerzo máximo permitido [Kpa] (Psi)</i>
<i>Número</i>	<i>Grado</i>	
SA-283	C	[87560] (12700)

Modelado

Por ser un tanque con más de 850L de capacidad; pero menos de 3960L; requiere de elementos rigidizadores; dado que la altura es mayor al largo, requiere de elementos rigidizadores horizontales, donde la Tabla 8 muestra el número de rigidizadores requeridos según la altura del tanque mientras que la Tabla 9 muestra la separación requerida por los mismos en función de su cantidad.

Tabla 8. Número de rigidizadores horizontales requeridos en función de la altura del tanque

<i>H (m)</i>	1,5-2,15	2,15-3	3-4	>4
<i># rigidizadores requeridos</i>	1	2	3	4

Tabla 9. Separación entre los elementos rigidizadores

<i># rigidizadores</i>	<i>H₁</i>	<i>H₂</i>	<i>H₃</i>	<i>H₄</i>	<i>H₅</i>
1	0,60H	0,40H			
2	0,45H	0,30H	0,25H		
3	0,37H	0,25H	0,21H	0,17H	
4	0,31H	0,21H	0,18H	0,16H	0,14H

La Figura 33 muestra la distribución de presión hidrostática en tanques de almacenamiento de líquido para tanques de caras planas.

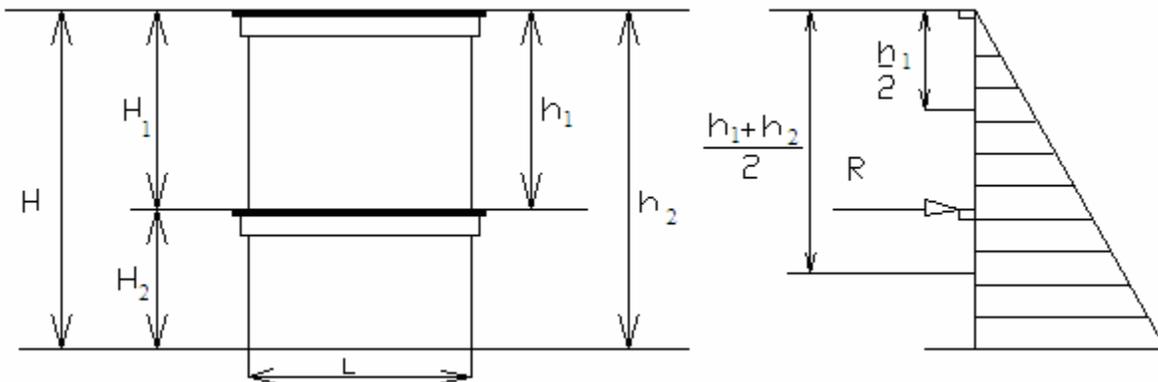


Figura 33. Distribución de presión hidrostática en el tanque de almacenamiento de líquido

Espesor de placa requerido

El espesor mínimo ($t_{\text{MÍN}}$) de placa tanto para h_1 como para h_2 ; se toma como un valor promedio al cual hay que sumarle un margen de corrosión (M.C); donde un valor de 1,58mm (1/16 de pulgada) en 12 años se ha tomado como aceptable. La ecuación [14] está en unidades de sistema inglés, ya que la mayoría de las especificaciones de los espesores de placa disponibles en el mercado, se les encuentra en fracciones de pulgada.

$$t_n = 2,45 \times L \sqrt{\frac{\alpha_n}{S} \times 0,036 \times \gamma_0 \times \frac{h_{n-1} + h_n}{2}} \quad [14]$$

Donde t_n es el espesor de placa; L es el largo de la base del tanque ; α_n es un factor que depende de la relación entre la altura y el largo (H/L); γ_0 es la gravedad específica relativa del líquido, en este caso se ha considerado la glicerina, cuya gravedad específica tiene un valor de 1,26; S es el valor de esfuerzo admisible. Según la Tabla 9 los valores de H_1 y H_2 son:

$$H_1 = 0,9 \text{ m} \qquad H_2 = 0,6 \text{ m}$$

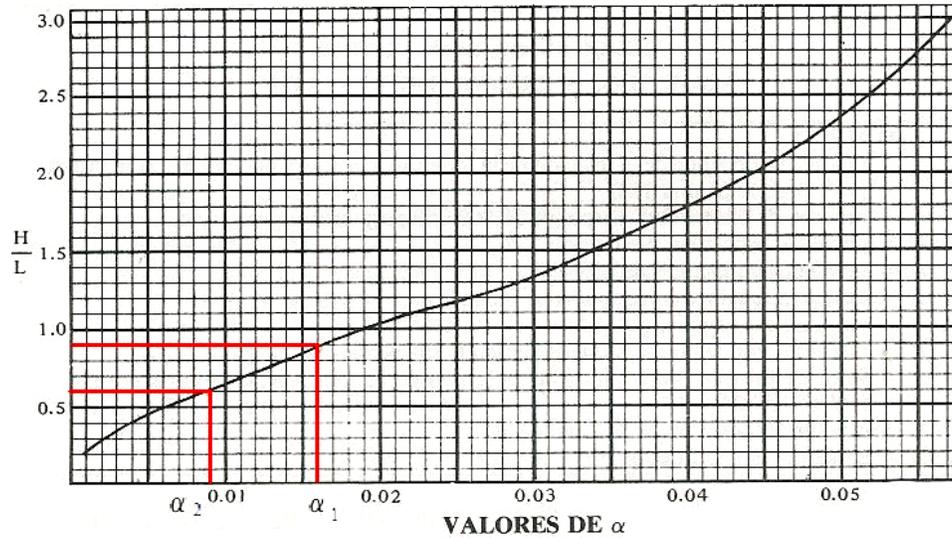
Conocidos estos valores y según la Figura 33 h_1 y h_2 son:

$$h_1 = 0,9 \text{ m} \qquad h_2 = 1,5 \text{ m}$$

Y las relaciones H_1/L y H_2/L

$$H_1 / L = 0,9 \qquad H_2 / L = 0,6$$

Con esta relación; se obtiene el valor de los factores α_1 y α_2



EN LAS FÓRMULAS PARA TANQUES RECTANGULARES*
Figura 34. Factor α en las fórmulas para tanques rectangulares

Donde en la figura los valores de α_1 y α_2 son: $\alpha_1 = 0,016$ $\alpha_2 = 0,009$; y los valores de t_1 y t_2 vienen dados por la ecuación [14]

$$t_1 = 1,77mm(0,0955 \text{ pu lg})$$

$$t_2 = 2,98mm(0,1174 \text{ pu lg})$$

$$t_{PROM} = 2,7mm(0,10645 \text{ pu lg})$$

$$t_{MÍN} = 4,29mm(0,1689 \text{ pu lg})$$

Con este espesor; se selecciona la placa cuyo espesor es igual o inmediatamente superior al mínimo calculado; en este caso, un espesor de pared de 6,35mm (1/4 de pulgada).

Rigidizadores

Según la Tabla 8 se requiere de un elemento rigidizador horizontal, y para determinar su geometría se emplearon las siguientes ecuaciones:

$$w = \frac{0,036 \times \gamma_0 \times h^2}{2} \quad [15]$$

$$R = 0,7 \times w \quad [16]$$

$$I = 1,25 \times R \times \frac{L^3}{E} \quad [17]$$

Donde para aplicar esta ecuación w es la carga por unidad de longitud [lb/pulg.]; R es la reacción producida en el atiesador [lb]; I es el momento de inercia mínimo para los rigidizadores [Pulg⁴]; E es el módulo de elasticidad; que para el acero tiene un valor de 200 Mpa (30.000 Kpsi), resultando:

$$w = 4864N / m(27,78lb / \text{pu lg})$$

$$R = 84N(19,446lb)$$

$$I = 2\text{cm}^4 (0,048\text{pulg}^4)$$

Con este momento de inercia mínima; se selecciona un perfil angular de patines iguales, L 38 × 38 × 5; donde $I=2,54\text{ cm}^4 (0,0612\text{pulg}^4)$.

6.1.2.2. Sistema de manejo de líquido.

Comprende la tubería y accesorios desde la salida del tanque de almacenamiento, la bomba de suministro de líquido; hasta previo la sección de mezcla, donde el mínimo de accesorios estimados, se han citado en la Tabla 3 y en la Tabla 4. En cuanto a los aspectos operativos; previamente se ha establecido un valor de presión máxima en el mezclador; de 689 Kpa (100 psig), y un caudal máximo de 114 Lt./min. Para este tramo de tubería, en la tubería de succión según González (2002) es recomendable velocidades de flujo (U_L) entre 0,5 y 1,5 m/s; mientras que para la descarga, se debe seleccionar un diámetro de tubería tal que la caída de presión, sea menor al 10% al valor de presión máxima en el mezclador.

Tubería de succión

En función de las velocidades recomendables; y por la *ecuación de continuidad* se estima el rango de diámetros estandarizados en función del caudal preestablecido en las especificaciones de diseño.

$$0,5[m/s] < U_L < 1,5[m/s]$$
$$7,62\text{cm}(3\text{pulg}) < D_{succ} < 3,81\text{cm} (1\frac{1}{2}\text{ pulg.})$$

Por lo que se selecciona un diámetro de succión de tubería de 6,35 cm (2½ pulgadas); para prever un futuro aumento de caudal de operación.

Una vez seleccionado el diámetro de esta tubería se aplica la *ecuación de Bernoulli* hasta aguas arriba de la bomba, para estimar la energía disponible del fluido.

Energía disponible de succión

Asignado a la tubería; material acero comercial Schedule 40; de 6,35cm (2½ pulgadas) de diámetro nominal, cuyo diámetro interno es de 62,7126mm (2,469 pulg.). La Figura 35 muestra de forma esquemática los puntos donde fue aplicada la *ecuación de Bernoulli*.

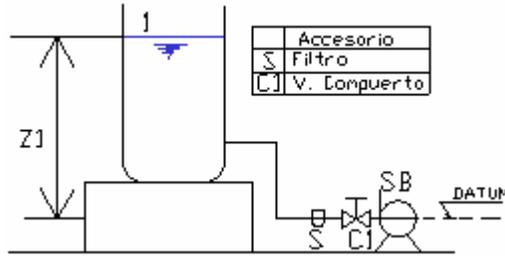


Figura 35. Tubería de succión para suministro de líquido.

Donde la ecuación de Bernoulli aplicada entre los puntos 1 y S_B resulta.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 - H_f = \frac{P_{SB}}{\gamma} + \frac{V_{SB}^2}{2g} + Z_{SB} \quad [18]$$

$$\frac{P_{SB}}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 - \left(H_f + \frac{V_{SB}^2}{2g} + Z_{SB} \right) \quad [19]$$

Donde el término H_f corresponde a la pérdida de energía por la fricción y los accesorios. La longitud de tubería de succión estimada es de 1,3m, buscando lo más cerca posible la succión cercana al tanque de almacenamiento de líquido.

El caso más desfavorable de transporte de líquido es el de fluidos viscosos, debido a las pérdidas por fricción se ha tomado el caso de la glicerina; cuya viscosidad cinemática a temperatura de 22°C es de 648 centiestokes (2950 SSU), y gravedad específica relativa de 1,26; determinando las longitudes equivalentes entre tuberías y accesorios. Para líquidos de viscosidad menores a menos de 108220 centiestokes (500.000 SSU) Zubizaray y Fernández (2004); ofrecen una tabla con los factores de corrección por viscosidad cuando de accesorios se trata; además de una tabla con el gradiente de presión en unidades de Kpa/30,48m (psi/100 pies) para líquidos viscosos; corrigiendo este gradiente de presión por la gravedad específica relativa.

Tabla 10. Longitudes equivalentes en accesorios en la tubería de succión de la bomba.

Accesorio	Cantidad	Leq. Total (m)
Entrada abocinada	1	0,14
Codo radio largo	2	2,19
Válvula de compuerta	1	0,52
Total	4	2,85

Donde el factor de corrección según la viscosidad es de $\frac{3}{4}$, por lo cual, la longitud equivalente por accesorios por concepto de viscosidad es de 2,14m; por lo que la longitud total tomando en cuenta la tubería de succión es de 3,44m.

De la tabla de caída de presión para líquidos viscosos que presenta Zubicaray y Fernández (2004) en su obra, en la tubería de 6,35cm (2 ½ pulgadas) y el caudal máximo de 0,00189m³/s (30 GPM), interpolando linealmente para 648 centiestokes (2950 SSU) se tiene 96 Kpa (13,96psi) por cada 30,48m (100 pies), lo que corregido por la gravedad específica relativa y la longitud total da una caída de presión de 13,7 Kpa (2 psi) en la succión.

Aplicando la ecuación [19] tomando como datos:

Tabla 11. Datos en la succión de la bomba.

Z ₁ [m]	1,6
P ₁ [Kpa] (psi)	94,95 (13,7)
V ₁ [m/s]	0
Hf. [Kpa] (psi)	13,7 (2)
V _{SB} [m/s]	0,61
Z _{SB} [m]	0

Se obtuvo un valor de presión en la succión de la bomba de:

$$\frac{P_{SB}}{\gamma} = 8m \rightarrow P_{SB} = 96Kpa(14,3Psi) \quad [20]$$

De tablas, la presión de vapor de la glicerina establecida a temperatura y presión ambiente es de 1,37 Kpa (2×10⁻⁶ psi); por lo que el NPSH_A (disponible) definido como:

$$NPSH_A = \frac{P_{SB} - P_V}{\gamma} \quad [21]$$

Por lo que el valor de NPSH_A en el caso de la glicerina es de 7,99m; tomando en cuenta este valor para garantizar que este valor sea mayor al suministrado por el fabricante NPSH_R (requerido).

Tubería de descarga.

El diámetro de esta tubería debe ser menor que el fijado previamente por la succión, y procurar que la distancia al mezclador sea lo menor posible; en virtud que el diámetro para la succión como para las pruebas han sido fijados en 6,35 y 3,81 cm (2 ½” y 1 ½”) respectivamente; se ha seleccionado un diámetro intermedio estandarizado de 5,08 cm (2”).

Para estimar la energía que debe suministrar la bomba hasta el punto de mezcla; se utilizó la ecuación de Bernoulli entre dos puntos del sistema, la Figura 36 muestra en forma esquemática los puntos donde fue aplicada la ecuación (DB-Z2).

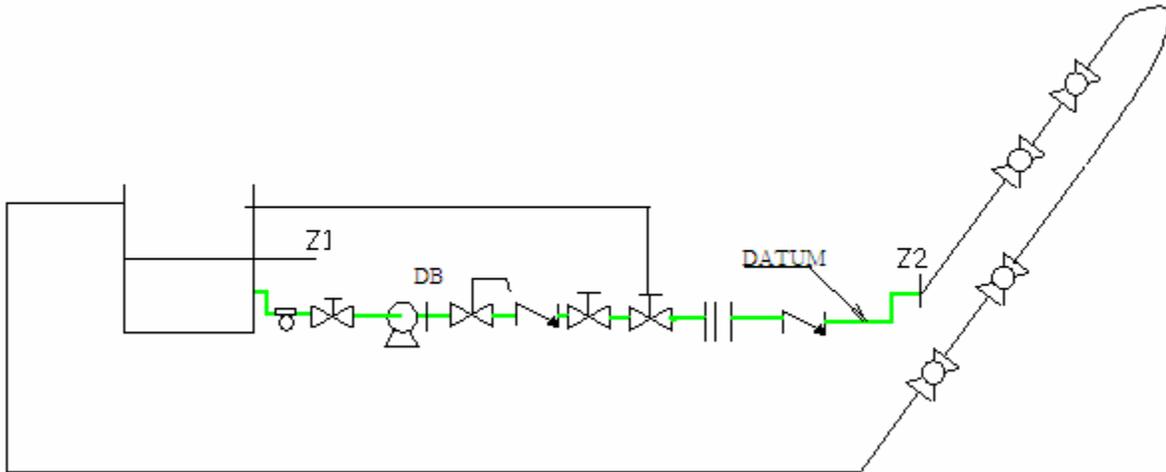


Figura 36. Diagrama sistema de suministro de líquido

La ecuación de la energía entre los puntos DB y Z_2 queda expresada de la siguiente forma:

$$\frac{P_{DB}}{\gamma} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_{DB}^2}{2g} + (Z_2 - Z_{DB}) + H_F \quad [22]$$

Al igual que la tubería de succión, se ha determinado la longitud equivalente de los accesorios estimados para este tramo de tubería de acero nueva Schedule 40. La distancia desde la salida de la bomba hasta el mezclador ha sido estimada en 4m; para suministrar holgura suficiente para ubicación del instrumento de medición para caudal.

Tabla 12. Longitudes equivalentes en accesorios en la tubería de descarga de la bomba (previo al mezclador).

Accesorio	Cantidad	Leq. Total (m)
Válvula de alivio	1	0,79
Válvula check	2	11,58
Válvula de compuerta	1	0,46
Válvula de desvío (by-pass)	1	0,46
Codo radio largo	2	1,64
Total	7	14,93

Esta distancia corregida por la viscosidad, resulta 11,19 m por accesorios; sumado con la longitud estimada de tubería, tiene una longitud total a la descarga de 15,19m. La presión máxima en el punto 2, se ha tomado como la máxima que pudiera alcanzarse en el mezclador, fijada en 689 Kpa g (100 psig).

De la tabla de caída de presión para líquidos viscosos, la tubería de 5,08cm (2 pulgadas) y el caudal máximo de 0,0018m³/s (30 GPM), interpolando linealmente para 648

centiestokes (2950 SSU) se tiene 196 Kpa (28,4psi) por cada 30,48m (100 pies), lo que corregido por la gravedad específica relativa (1,26) y la longitud total; produce una caída de presión estimada de 123 Kpa (17,8 psi) en la descarga previo al mezclador. Aplicando la ecuación [22] tomando como datos los de la siguiente tabla.

Tabla 13. Datos para cálculos de presión en la descarga de la bomba

Z_{DB} [m]	1,6
P_2 [Kpa] (Psi)	689 (100)
V_{DB} [m/s]	0,61
Hf. [Kpa] (Psi)	123 (17,8)
V_2 [m/s]	0,61
Z_2 [m]	0,8

Se obtuvo la presión máxima estimada a la salida de la bomba; la cual equivale a:

$$\frac{P_{DB}}{\gamma} = 66.5m \rightarrow P_{DB} = 830Kpag(120Psig)$$

Potencia a ser suministrada por la bomba

La energía que debe suministrar la bomba (H_B) para garantizar el líquido en el mezclador a la condición de presión especificada se determina mediante la ecuación [23]; la potencia que debe suministrar la bomba (W_B) en vatios en la ecuación [24]

$$H_B = \frac{P_{DB}}{\gamma} - \frac{P_{SB}}{\gamma} \quad [23]$$

$$W_B = \frac{Q_{MÁXL} \times \gamma \times H_B}{\eta_B \eta_M} \quad [24]$$

Donde de la ec. [24] resulta un valor de estimado de H_B de 66m. Para una eficiencia de la bomba (η_B) estimada en 50% según Naughton (1992) debido a que la misma se ve afectada por la viscosidad del líquido, inclusive utilizando bombas diseñadas para este tipo de servicio; y una potencia de motor en 90%; y mediante la ecuación [24] la potencia calculada prevista es de 3070W (4 ¼ HP).

Selección de la bomba

En el capítulos IV se determinó los parámetros operativos de los fluidos, resultando de interés trabajar con diferentes viscosidades de líquido; desde bajas viscosidades 0.001Pa.s (1cp), hasta incluso altas viscosidades 1.2Pa.s (1200cp). Esta necesidad requiere

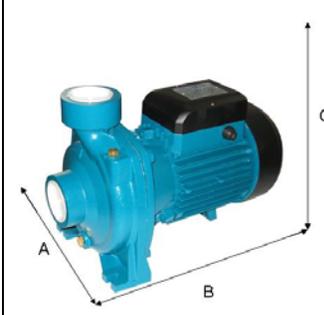
de la selección de varios tipos de bombas, ya que uno de los parámetros de selección, esta relacionado directamente con la viscosidad del líquido a bombear.

Básicamente, se han clasificado los líquidos de Operación en tres categorías según la viscosidad, de baja viscosidad (agua), de mediana (aceite) y de alta viscosidad (glicerina). A continuación se presenta la selección adecuada para cada categoría:

Líquidos de baja viscosidad

Un buen ejemplo de líquido de baja viscosidad es el agua. Para los caudales a manejar en esta primera etapa del proyecto se requiere de una bomba centrífuga. Se realizó una consulta a la distribuidora EBRO acerca de las dimensiones y características de la bomba como se presenta en la Tabla 14.

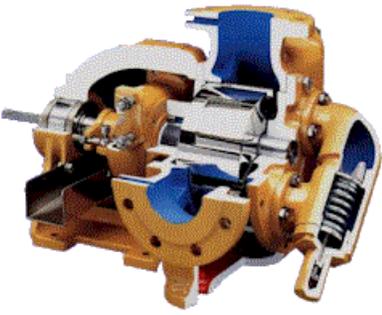
Tabla 14. Bomba para líquidos de baja viscosidad recomendada por distribuidora EBRO.

<i>Marca</i>	Jinteng	
<i>Modelo</i>	IHM/5AM	
<i>Potencia [KW](Hp)</i>	[1,5] (2)	
<i>Presión máxima a la salida [Kpa abs](Psia)</i>	[1030] (150)	
<i>Caudal máximo a la salida [m³/s](gpm)</i>	[0,0038] (60)	
<i>Dimensiones A x B x C [m]</i>	0,9 x 1,5 x 1	

Líquidos de mediana viscosidad

Para esta categoría, se puede hacer referencia a un aceite de viscosidad 0,4 pa.s (400cp). En este caso se requiere de una bomba diseñada para trabajar con esta viscosidad y un rango de viscosidades cercanas a ella; donde en este caso habría que considerar la adquisición de un variador de frecuencia acoplado al motor de la misma. La selección fue una bomba de engranajes internos con las características consultadas a la distribuidora EBRO, citadas en la Tabla 15.

Tabla 15. Bomba para líquidos de mediana viscosidad recomendada por distribuidora EBRO.

<i>Marca</i>	Varisco	
<i>Modelo</i>	V50-25PG	
<i>Potencia [KW](Hp)</i>	[5,6] (7,5)	
<i>Velocidad motor [RPM]</i>	500	
<i>Presión máxima a la salida [Kpa abs] (psia)</i>	[1030] (150)	
<i>Caudal máximo a la salida [m³/s] (gpm)</i>	[0,003] (50)	
<i>Dimensiones* [m]</i>	2 x 0,9	

* Se refiere al área cuadrada estimada (indicada por la distribuidora) incluyendo bomba, motor y variador de frecuencia.

Líquidos de alta viscosidad

En esta oportunidad, se usará un líquido de alta viscosidad que alcance aproximadamente 1.2Pa.s (1200cp). En este caso, hay dos alternativas, la primera es usar una bomba de engranajes internos al igual que los líquidos de mediana viscosidad, disminuyendo las revoluciones de la bomba mediante un variador de frecuencia acoplada al motor de la misma. La segunda alternativa es una bomba de cavidad progresiva que se usa normalmente para esta viscosidad, aún más, para viscosidades mayores. Un resumen de las especificaciones de ambas bombas se presentan a continuación:

Tabla 16. Bomba de engranajes internos recomendada para líquidos de alta viscosidad.

<i>Marca</i>	Viking	
<i>Modelo</i>	432X size HL	
<i>Potencia [KW](Hp)</i>	No suministrada	
<i>Velocidad motor [RPM]</i>	1750	
<i>Presión máxima a la salida [Kpa abs] (psia)</i>	[689] (100)	
<i>Caudal máximo a la salida [m³/s] (gpm)</i>	[0,002] (30)	
<i>Dimensiones [m]</i>	No suministradas	

Tabla 17. Bomba de cavidades progresivas recomendada para líquidos de alta viscosidad.

<i>Marca</i>	Seepex. Inc	
<i>Modelo</i>	Wobble stator pump BW	
<i>Potencia [KW] (Hp)</i>	No suministrada	
<i>Velocidad motor [RPM]</i>	1750	
<i>Presión máxima a la salida [kpa abs] (psia)</i>	414 (60)	
<i>Caudal máximo a la salida [m³/s] (gpm)</i>	[6,7×10 ⁻⁴] (10,6)	
<i>Dimensiones [m]</i>	No suministradas	

En esta oportunidad, por cuestiones de espacio disponible, no se recomienda instalar los tres tipos de bombas, sino en su lugar tomar la bomba más pequeña y cualquiera de las aplicadas para viscosidades mayores en paralelo, y por medio del variador de frecuencia tratar de bombear el mayor rango posible de viscosidades.

Verificación espesor de tubería

En este caso la tubería para líquido sch. 40 es bastante robusta, sin embargo, se ha verificado el valor del espesor nominal mínimo para que la tubería no falle por presión basado en el código B31.3 de la norma ASME (2002). Las ecuaciones están referenciadas por Goncalves (2004).

$$\bar{T} \geq \frac{1}{0,875} \left[\frac{p \times D}{2(S_h \times e + Y \times p)} + c \right] \quad [25]$$

Donde \bar{T} [pulg] es el espesor nominal mínimo; p [Psig] es la presión manométrica dentro de la tubería ; D [pulg.] es el diámetro exterior del tubo, donde S_h [Psi] es el esfuerzo admisible básico según la temperatura del fluido, e es un factor de calidad de soldadura para tuberías de acero con costura. Este valor se consigue en tablas (Ver apéndice A; Tabla A- 2); Y es un coeficiente que depende de la temperatura de diseño y tipo de material, al igual que e se le consigue en tablas, finalmente c es la suma de las tolerancias mecánicas y de corrosión, generalmente su valor se considera como 1,6 mm (1/16 pulg). Los datos para estimar este espesor mínimo se encuentran en la siguiente tabla:

Tabla 18. Datos para tubería 5,08cm (2") Sch. 40. de acero comercial

p [Kpa g] (Psig)	[2070] (300)
D [mm] (pulg)	[60] (2,365)
t [mm] (pulg)	[3,9] (0,154)
S_h [Mpa] (Ksi)	[103] (15)
e	0,8
Y	0,4
c [mm] (pulg)	[1,6] (1/16)

Resultando en este caso, para una sobrepresión de 2070Kpag (300 psig); un espesor mínimo nominal \bar{T} de 0,105 pulg.; comparado con el espesor nominal t de la tubería de 0,154 pulg. lo cual significa que satisface la condición de sobrepresión.

Tubería de flujo bifásico

Se estimaron las pérdidas de energía entre los puntos posteriores a la mezcla utilizando un modelo homogéneo para flujo bifásico donde las dos fases están combinadas en una fase pseudo-homogénea con velocidades y propiedades físicas promedio. El gradiente de presión es la suma de las componentes debida a la fricción, gravedad y debida a la aceleración expresadas en la ecuación [26].

$$-\frac{dP}{dL} = \left(\frac{dP}{dL}\right)_F + \left(\frac{dP}{dL}\right)_G + \left(\frac{dP}{dL}\right)_A \quad [26]$$

Componente debida a la fricción

Despejando su valor del factor de fricción de Fanning (f_M) para la mezcla de gas y líquido se tiene:

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_F = 2f_M \frac{\rho_M U_M^2}{D} \quad [27]$$

Donde la densidad de mezcla (ρ_M) se define en función de las densidades del líquido (ρ_L) y del gas (ρ_G), además de la fracción volumétrica de líquido sin deslizamiento, (λ_L); La velocidad de mezcla (U_M) fue previamente definida en los aspectos generales sobre flujo bifásico en la ecuación [4], como la suma de ambas velocidades superficiales tanto de líquido (U_{SL}) como de gas (U_{SG})

$$\rho_M = \rho_L \lambda_L + \rho_G (1 - \lambda_L) \quad [28]$$

$$\lambda_L = \frac{Q_L}{Q_L + Q_G} \quad [29]$$

El factor de fricción de Fanning está correlacionado con el número de Reynolds definido en la ecuación [30]; importante éste último para la correlación desarrollada por García *et al* (2003) en el cálculo del f_M

$$\text{Re} = \frac{U_M D}{\nu_L} \quad [30]$$

La correlación para determinar el factor de fricción universal desarrollada por García *et al* (2003), es independiente del patrón de flujo y viene dada por:

$$f_M = 0,0925 \text{Re}^{-0,2534} + \frac{13,98 \text{Re}^{-0,9501} - 0,0925 \text{Re}^{-0,2534}}{\left(1 + \left(\frac{\text{Re}}{293}\right)^{4,864}\right)^{0,1972}} \quad [31]$$

Componente debida a la gravedad

Puede determinarse con la siguiente expresión:

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_G = \rho_M g \times \text{sen} \alpha \quad [32]$$

Donde la densidad mezcla ha sido definida previamente en la ecuación [28].

Componente debida a la aceleración

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_G = \left(\frac{\dot{m}_M}{A}\right)^2 \frac{d}{dL} \left(\frac{1}{\rho_M}\right) \quad [33]$$

Donde \dot{m}_M representa el flujo másico de la mezcla.

Este gradiente de presión se debe a los cambios de energía cinética del fluido en la tubería, para este caso de diseño, donde el fluido de operación puede llegar a ser líquido viscoso, se está considerando este término despreciable frente al término debido a la fricción. Haoulo (2004) realizó un estudio del efecto de las propiedades de mezcla en el gradiente de presión, basado en una comparación de modelos homogéneos frente a una base de datos experimentales, señaló que el término de aceleración es apreciable solamente para velocidades superficiales de líquido y de gas elevadas. En general, para las velocidades deseadas en este trabajo se puede despreciar el término de aceleración.

Caída de presión total

Dependiendo de la presión prevista en el mezclador; la caída total de presión en la tubería de flujo bifásico debe ser menor a la del mezclador, para de esta forma garantizar energía suficiente para descargar dicha mezcla en el tanque separador y cerrar el circuito.

Se elaboró una hoja de cálculo en Microsoft Excel® para diversas combinaciones de caudales de líquidos de diversas viscosidades y aire, y una longitud de tubería para flujo estimada en 30 m la cual incluye los accesorios. Para la componente debida a la gravedad, el ángulo se ha tomado como 90° (flujo ascendente vertical) ya que en este caso la caída de presión por este concepto es mayor, tomando una longitud estimada de 10m. Las propiedades de líquido y del aire se encuentra definidas en la Tabla 19

Tabla 19. Propiedades de diversos fluidos tomadas en cuenta para el cálculo de caída de presión total.

Fluido	Viscosidad dinámica (ν) [cp]	Densidad (ρ) [kg/m ³]
Agua	0,79 @30°C	999
Aceite Purolub 46	92 @ 26°C	872
Aceite Purolub 150	311 @ 26°C	878
Glicerina	1200 @ 22°C	1260
Aire		7,15 @ 30°C y 689Kpa (100psig)
Aire		7,247 @ 26°C y 689Kpa (100 psig)
Aire		7,447 @ 22°C y 689Kpa (100 psig)

Las caídas de presión debida a la fricción, gravedad (donde $\alpha=90^\circ$) y total previstas para diferentes proporciones de caudal de líquido y gas (aire) se encuentran registradas en la Tabla 20.

Tabla 20. Caída de presión debida a la fricción, gravedad y total estimada para diversas mezclas de aire y líquido en tubería 3,81 cm [1 ½ pulgadas]. ΔP_T es la caída de presión total.

Líquido	Q_L [m ³ /s] (gpm)	Q_G [m ³ /s] (CFM)	ΔP_F [Kpa] (psi)	ΔP_G [Kpa] (psi)	ΔP_T [Kpa] (psi)
Agua	[6,3×10 ⁻⁴] (10)	[0,113] (240)	[379] (55,0)	[2] (0,2)	[380] (55,2)
Agua	[0,02] (30)	[1,7×10 ⁻⁵] (0,036)	[23] (3,3)	[97] (14)	[120] (17,3)
Aceite Purolub 46	[3×10 ⁻⁴] (5)	[0,08] (170)	[583] (84,6)	[2] (0,2)	[585] (84,8)
Aceite Purolub 46	[0,02] (30)	[1,7×10 ⁻⁵] (0,036)	[95] (13,8)	[84] (12,2)	[180] (26)
Aceite Purolub 150	[2,8×10 ⁻⁴] (4,5)	[0,068] (145)	[594] (86,1)	[1,4] (0,2)	[595] (86,3)
Aceite Purolub 150	[0,02] (30)	[1,7×10 ⁻⁵] (0,036)	[381] (55,3)	[85] (12,3)	[460] (66,7)
Glicerina	[6,3×10 ⁻⁴] (10)	[0,068] (145)	[529] (76,7)	[0,7] (0,1)	[530] (76,8)
Glicerina	[0,022] (350)	[1,7×10 ⁻⁵] (0,036)	[558] (66,4)	[119] (17,3)	[577] (83,7)

Verificación espesor de tubería

Mediante la ecuación [25] se ha verificado para la tubería de acero el espesor mínimo correspondiente, los datos para esta tubería se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 21. Datos para tubería 3,81cm (1½ ") Sch. 40. de acero comercial

p [Kpa g] (Psig)	[2070] (300)
D [mm] (pulg)	[48] (1,9)
t [mm] (pulg)	[3,6] (0,145)
S_h [Mpa] (Psi)	[103] (15)
e	0,8
Y	0,4
c [mm] (pulg)	[1,6] (1/16)

Resultando en este caso, para una sobrepresión de 2070 Kpa (300 psig); un espesor mínimo nominal \bar{T} de 2,5mm (0,098 pulg.); comparado con el espesor nominal t de la tubería de 3,7mm (0,145 pulg.) lo cual significa que satisface la condición de sobrepresión.

6.1.3. Sistema de suministro de aire

De acuerdo a condiciones operativas de caudal y presión y empleando un gráfico referencia sugerido por Greene (1992) (ver Figura 37) donde el eje de las abscisas representa el caudal en la entrada y el de las ordenadas la presión, se han preseleccionado los tipos de compresores adecuados para las mencionadas condiciones de operación. Dado que se las especificaciones de diseño están orientadas a un caudal específico a la salida; es necesario hacer referencia a los caudales de aire a la entrada del compresor; para ello se ha utilizado la ley general de los gases:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \rightarrow V_1 = V_2 \frac{P_2 T_1}{P_1 T_2} \quad [34]$$

Se estimó por medio de esta ley, tanto para la tubería de 3,81 cm (1½) como la de 5,08; 7,62; y 10,16cm (2; 3 y 4 pulgadas), el caudal que debiera existir a la entrada del compresor; para de esta forma evaluar las diversas alternativas al adquirir este equipo, previendo la futura expansión del banco experimental; tomando como condiciones:

Tabla 22. Condiciones de presión y temperatura a la entrada (1) y salida (2) del compresor.

P_1 [Kpa] (Psi)	[92 Kpa] (13,34)
T_1 [°K]	301,15
P_2 [Kpa abs] (psia)	[780] (113,34)
T_2 [°K]	328,15

Donde la temperatura a la salida (T_2) según Indisa (2002); tiene el valor indicado en la Tabla 22 (328,15 °K) señalando que dicho valor es de esperarse en el caso de estas presiones a la salida en compresores refrigerados por aire. Los caudales a la entrada para

los diferentes diámetros, se encuentran en la Tabla 23, mientras que la Figura 37, permite estimar el tipo de compresor más adecuado según las condiciones de capacidad a la entrada y presiones a la salida del mismo.

Tabla 23. Capacidad a la entrada del compresor para tuberías de diferentes diámetros.

	Diámetro nominal [cm](pulg)	Capacidad entrada[m ³ /s] (CFM)
A	[3,81] (1 ½)	[1,022] (2167)
B	[5,08] (2)	[1,669] (3536)
C	[7,62] (3)	[3,572] (7547)
D	[10,16] (4)	[6,401] (13564)

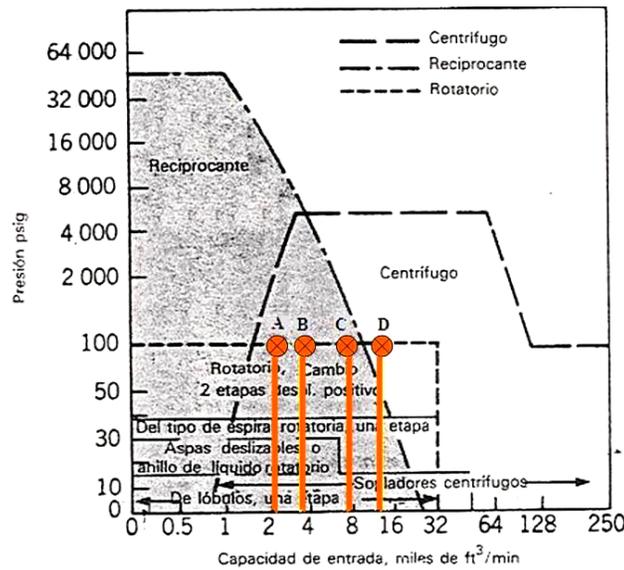


Figura 37. Selección del compresor.

Del gráfico se observa que los compresores más adecuados para las tuberías con diámetros nominales de 3,81; 5,08 y 7,62cm (1½; 2 y 3 pulg.) son tanto el compresor reciprocante como el rotativo (de tornillo) y el centrífugo; mientras que para la tubería de 10,16 cm (4 pulg.), aplican tanto la rotativas como la centrífuga. La potencia aproximada que requieren dichos compresores según el caudal de entrada, se muestra en la siguiente figura; cuyos datos provienen de la revista técnica Sulzer 1/2 (1988).

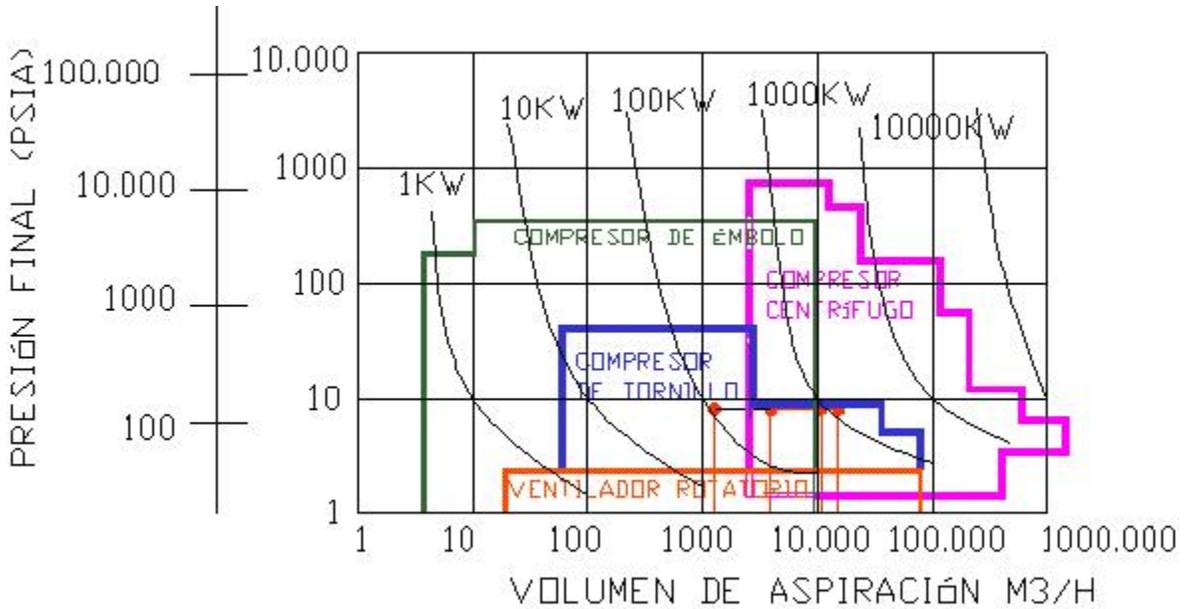


Figura 38. Potencias requeridas para compresores según la capacidad a la entrada.

Donde según esta figura las potencias para los caudales operativos para el diámetro de 3,81 hasta 10,16cm (1 ½ hasta 4 pulgadas), oscilan entre los 100 y poco más de 1000 KW; Basado en estos valores; la Figura 39 presenta un gráfico considerando un criterio económico, donde según Walas (1990) para los rangos de potencia estimada los compresores *rotatorios* tienen un *costo de compra menor* respecto a los del tipo axial, centrífugo y recíprocante.

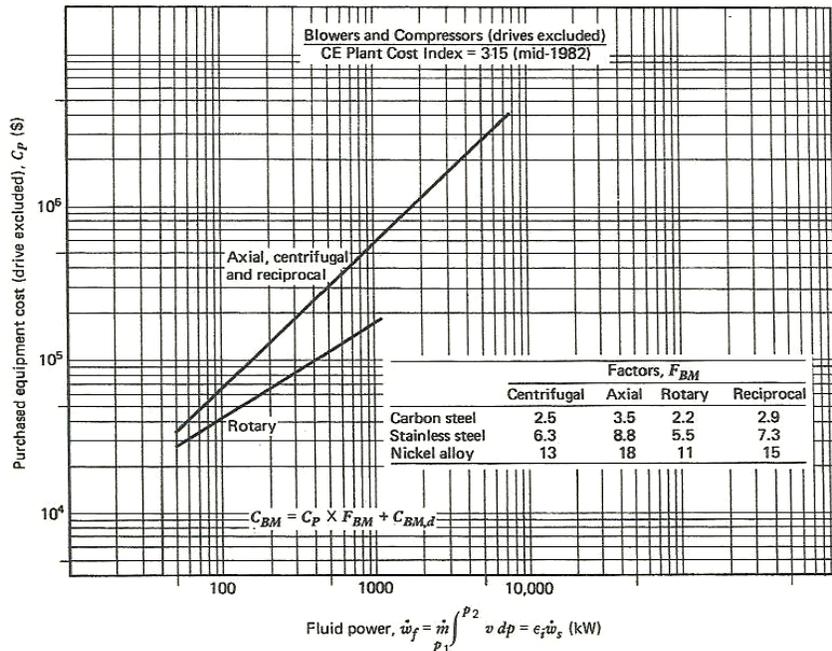
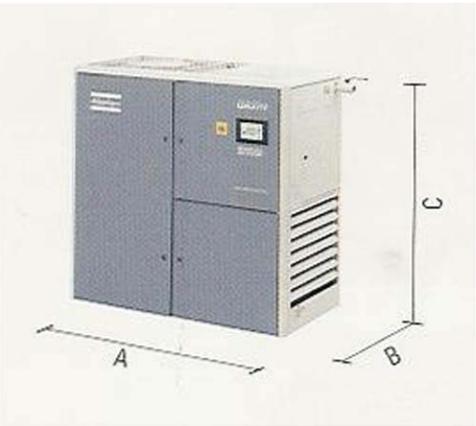


Figura 39. Costos aproximados diversos tipos de compresores.

Los compresores rotatorios, específicamente los de tornillo también ofrecen ventajas como: bajo torque al arranque (requerimientos de potencia); requiere pequeñas fundaciones; produce pocas vibraciones, aire libre de pulsaciones, poco número de piezas, fácil instalación operación y mantenimiento, motivo por lo cual, para los rangos operativos fijados, todo pareciera indicar que el compresor con mayores atributos es el de TORNILLO.

Por ser este equipo uno de los que requiere una mayor inversión inicial respecto al equipo de bombeo; dado los caudales de aire necesarios y por ende las velocidades superficiales de gas para poder alcanzar el patrón de *flujo neblina*, es recomendable para la fase inicial la adquisición de un equipo que suministre el caudal suficiente para inclusive diámetros mayores. En este caso, se ha considerado un diámetro de hasta 5,08cm (2 pulg); donde para diámetros mayores a este (hasta 10,16 cm) (4 pulg.), se recomienda la adquisición de un compresor de un mayor capacidad y colocarlo en paralelo. En una consulta realizada a ATLAS COPCO, las especificaciones del compresor recomendado para los requisitos tanto de presión y caudal se presenta en la Tabla 24.

Tabla 24. Especificaciones compresor recomendado para suministro de aire.

<i>Marca</i>	Atlas Copco	
<i>Modelo</i>	GA90C-125	
<i>Potencia motor [KW] (Hp)</i>	[93] (125)	
<i>Frecuencia [Hz]</i>	60	
<i>Máx. presión de trabajo [Kpa] (Psi)</i>	[910] (132)	
<i>Capacidad FDA* [m³/s] (CFM)</i>	[0,242] (513)	
<i>Nivel de ruido [dB(A)]</i>	74	
<i>Masa [kg]</i>	1600	
<i>Dimensiones A×B×C [m]</i>	2,055×1,028×1,949	

* Se refiere al caudal de salida referido a condiciones de admisión: T=20°C; P=1Bar; (norma ISO 1217)

Adicionalmente, se recomienda que el aire sea seco y libre de aceite, en los apéndices A y B se muestran algunos de estos equipos, recomendados por la misma casa que recomienda el compresor (Ver Tabla A- 17; Tabla A- 18; Figura B- 7;Figura B- 8)

6.1.3.1. Dimensionamiento de la tubería de aire.

El compresor seleccionado ofrece la ventaja de un flujo continuo de aire, lo cual significa que no es necesario la adquisición de un tanque o pulmón de aire para su reserva, esto resulta beneficioso dadas las condiciones de espacio disponible. Un esquema de la línea de suministro de aire con algunos de sus accesorios, se muestra en la Figura 40.

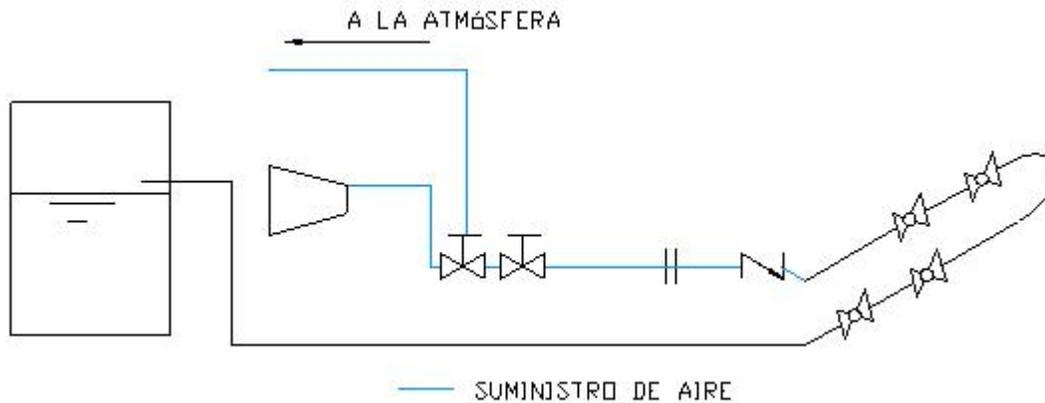


Figura 40. Línea de suministro de aire.

Donde se ha colocado una toma de aire hacia la atmósfera, en caso de ser necesario liberar presión al sistema. Los accesorios estimados para esta línea se citan en la siguiente tabla:

Tabla 25. Accesorios en la línea de suministro de aire.

<i>Accesorio</i>	<i>Cantidad</i>
Válvula de desvío	1
Válvula de globo	1
Válvula Check	1
Codo radio largo	4
Total	7

Para determinar el diámetro de la tubería, se han utilizado nomogramas, suministrados por Escalona (1997), donde para una primera estimación del diámetro nominal se desprecian los accesorios. Los datos a ubicar en el mismo son la longitud de la tubería [m]; el caudal [m^3/h]; la presión absoluta a la salida [bar]; y un valor de pérdida de presión admisible [bar]. Para esta tubería la longitud prevista sin incluir los accesorios es de 10m; el caudal es el máximo suministrado por el compresor seleccionado es de $0,242m^3/s$ (513 SCFM); la presión absoluta a la salida la máxima ofrecida por el compresor más la presión promedio del ambiente, en total 1000 Kpa abs (145 psia); y una caída de presión admisible de 13 Kpa (2 psi).

Para usar este nomograma, al unir la línea A (longitud del tubo) con la B (caudal de aire a la salida) y prolongar el trazo hasta C (eje 1). Unir la línea E,(presión) con la línea G (Caída de presión admisible); obteniendo en la línea F (eje 2) una intersección. Luego se unen los puntos de intersección de los ejes 1 y 2, cortando a la línea D (diámetro nominal de la tubería) en un punto que proporciona una primera aproximación de diámetro. (Ver Figura 41)

Un segundo nomograma ofrece las longitudes equivalentes de los accesorios conocido el diámetro de la tubería estimado en la primera aproximación y el tipo de accesorio, permitiendo agregar esta longitud adicional para calcular el diámetro definitivo de la tubería.

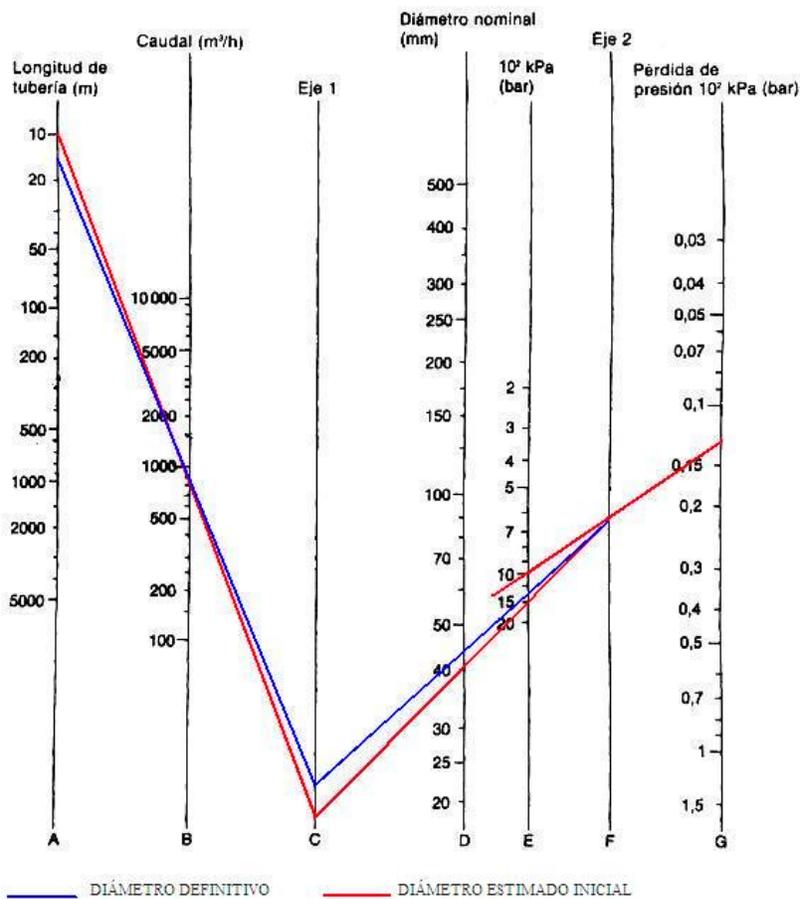


Figura 41. Nomograma para determinar el diámetro de la tubería de aire.

i: Nomograma (longitudes supletorias)

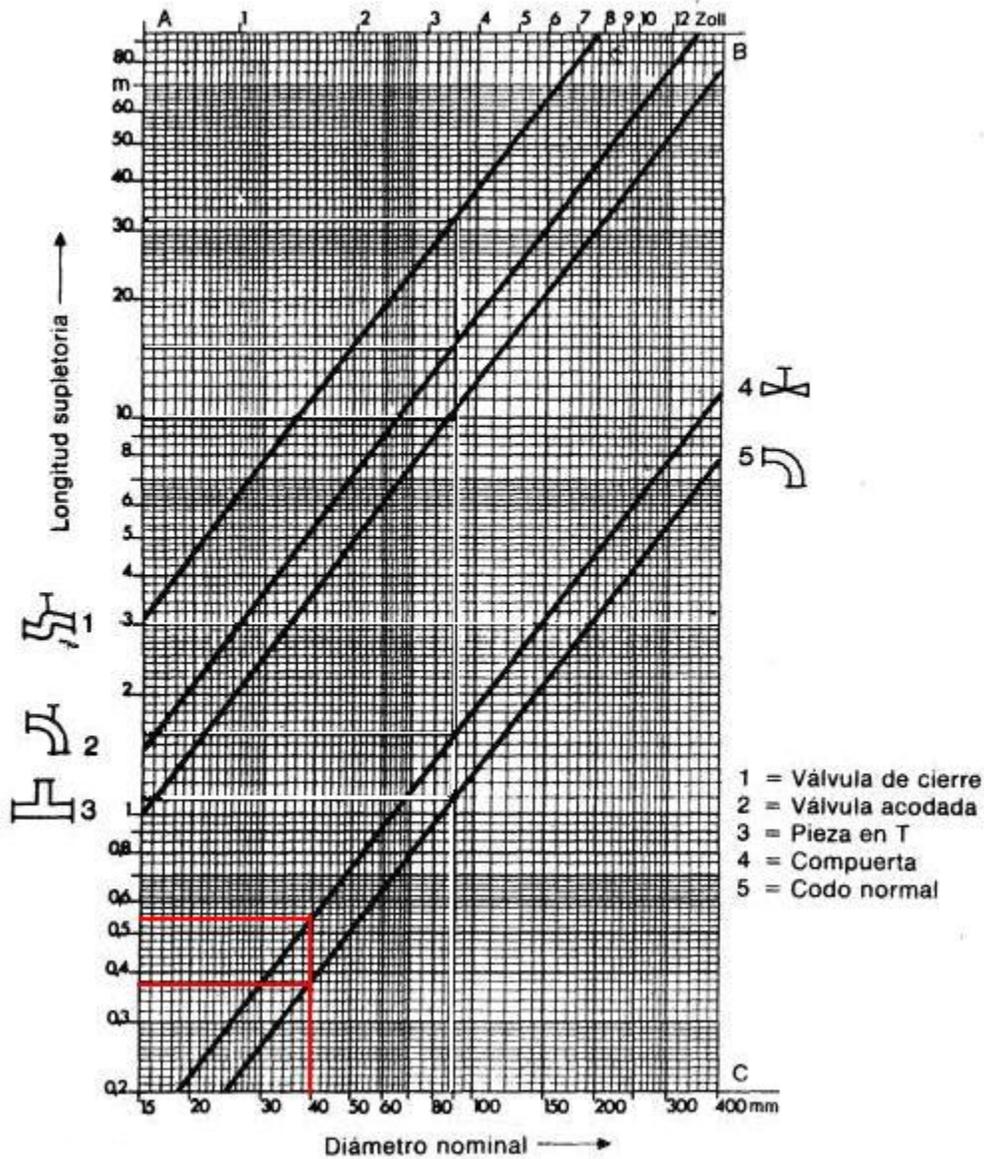


Figura 42. Nomograma para estimar la longitud equivalente en la tubería de aire.

Por lo que la longitud equivalente estimada para cada accesorio, tomando el diámetro estimado inicialmente (40 mm) se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 26. Longitudes equivalentes en accesorios de tubería de aire.

<i>Accesorio</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Long. equiv. unitaria</i>	<i>Long. equiv. total</i>
Válvula de desvío	1	0,38	0,38
Válvula de globo	1	0,38	0,38
Válvula Check	1	0,38	0,38
Codo radio largo	4	0,54	1,52
Total	7	1,68	2,6

Donde el diámetro corregido de la Figura 41; es de aproximadamente 43mm (1,69 pulg.) por lo que considerando tubería estandarizada de acero comercial sch. 40; el diámetro inmediato superior es de 50,8mm (2 pulg.).

6.1.4. Sección de mezcla

En el capítulo V se ha seleccionado una “Y” para hacer la mezcla, buscando un ángulo de inyección lo menor posible; siendo el caso estandarizado con menor ángulo la “Y” de 30°. Si se busca un ángulo menor al estandarizado, se podría enfrentar dificultades para la fabricación de este mezclador, motivo por el cual, el ángulo sugerido para la “Y” del mezclador es de 30°.

6.1.5. Instrumentación.

Forma parte importante del banco de pruebas ya que permite obtener información del proceso de aquellas variables medibles y tener una idea de lo que pueda estar ocurriendo en el sistema. Estas variable a medir, son la presión, el caudal, la temperatura y el holdup. En este sentido, se han preseleccionado y sugerido algunos instrumentos para medir dichas variables involucradas.

6.1.5.1. Medición de caudal

Tiene un peso importante en las pruebas a realizar en el banco de ensayos; ya que tanto la velocidad superficial tanto de líquido como de gas y en consecuencia el patrón de flujo obtenido, depende de las proporciones de ambas velocidades, y directamente, el caudal. Se debe tomar en cuenta la versatilidad del banco en cuanto a requerimiento de diseño al operar con un amplio rango de *viscosidad* para el líquido; además de un rango amplio de *caudal* tanto para líquido como gas, especialmente para éste último. Dada la

necesidad de dicha versatilidad, el elemento de medición a utilizar debe poseer flexibilidad en este sentido.

Es por ello que tanto para medir el caudal de gas como el del líquido, en calidad de elemento primario de medición se recomienda el uso de un juego de *placas de orificio*, según el rango de caudales que vayan a ser manejados en las pruebas y mediante transmisores apropiados que recomienden los fabricantes, transmitir el valor obtenido.

Líquido

Como los líquidos a manejar comprenden un rango desde baja viscosidad (1 cp) hasta alta viscosidad (1200 cp) y un rango de caudal desde lo menor posible (por el orden de $10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$; es decir unidades de gpm) hasta $0,002 \text{ m}^3/\text{s}$ (30 gpm) en esta primera etapa del proyecto, el juego de placas de orificio a utilizar deben estar diseñados tomando en cuenta el factor de viscosidad, la casa ABB entre otras; ofrece entre sus productos las placas para este fin la Tabla 27 y la Tabla 28 suministra parte de la información que da el fabricante sobre este tipo de placas.

Tabla 27. Placa de orificio recomendada para medición de caudal líquidos de baja viscosidad.

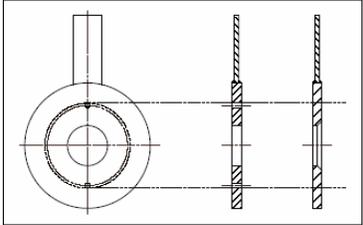
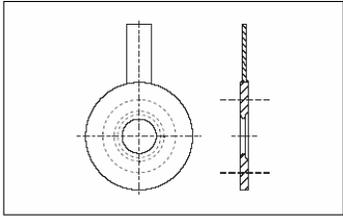
<i>Tipo</i>	Eje concéntrico cuadrado (CSE)	 <p>Concentric Square Edge Orifice Plate</p>
<i>Diámetros</i>	Desde 2,54 hasta 61 cm (1 a 24 pulg.)	
<i>Espesor</i>	3 mm (Diámetros desde 2,54 hasta 25,4 cm) (1-10 pulg)	
<i>Material</i>	Acero inoxidable ASTM 316L	
<i>Exactitud</i>	$\pm 0,5\%$	
<i>Costo</i>	Relativamente bajo	

Tabla 28. Placa de orificio recomendada para medición de caudal líquidos viscosos.

<i>Tipo</i>	Cuarto de círculo concéntrico (CQC)	 <p>Concentric Quarter-Circle Type (CQC)</p>
<i>Diámetros</i>	Desde 2,54 hasta 61 cm (1 a 24 pulg.)	
<i>Espesor</i>	3 mm (Diámetros desde 2,54 hasta 25,4 cm) (1-10 pulg)	
<i>Material</i>	Acero inoxidable ASTM 316L	
<i>Exactitud</i>	$\pm 2\%$ y $\pm 2,5\%$	
<i>Costo</i>	Relativamente bajo	

Gas (aire)

Cualquiera de las placas recomendadas para medir los caudales de líquidos en tubería puede ser empleada como elemento primario para la determinación del caudal de

aire. En este sentido, recordando del capítulo IV, los caudales a medir desde lo menor posible desde milésimas de m³/s (decenas de SCFM) hasta 0,146Sm³/s (310 SCFM) en esta primera etapa del proyecto.

6.1.5.2. Medición de presión.

Es otra de las variables con un gran peso para las pruebas en el banco experimental, ya que uno de los objetivos del banco, es estimar la caída de presión por unidad de longitud (gradiente de presión) debido al flujo bifásico de gas y líquido en la tubería. Además de ello, por estar estas tomas previas a la zona de visualización (en sentido de la mezcla bifásica) en la sección de pruebas; se requiere que dichas tomas perturben lo menos posible el patrón de flujo.

Las presiones a lo largo del sistema, pueden ser reportadas a través de transmisores de presión. Diferentes casas comerciales ofrecen diversos modelos de acuerdo a las especificaciones funcionales. A continuación se presenta un modelo de transmisor de presión relativa recomendado por el grupo ONIMEX.

Tabla 29. Transmisor de presión recomendado para la medición de presión relativa.

<i>Marca</i>	Delta OHM	
<i>Modelo</i>	HD 2004T-40BG	
<i>Señal de salida</i>	4-20mA	
<i>Rango de presión</i>	0-40Bar	
<i>Límite de sobrepresión</i>	80Bar	
<i>Sensor</i>	Piezo-resistivo	
<i>Fluido de contacto con la membrana</i>	Líquido-gas	
<i>Temperatura de funcionamiento</i>	-30 a 80°C.	
<i>Exactitud (linealidad, histéresis, repetibilidad)</i>	≤0,4% F.E.	
<i>Sensibilidad de ganancia a variación de temperatura (@25 °C.)</i>	≤0,008% F.E(0-70°C)	
<i>Conexión a la instalación bajo presión</i>	6,35 mm (1/4") BSP Macho	
<i>Conexión eléctrica</i>	Conector Macho 3 o 4 polos+ conector Hembra DIN 46350	
<i>Material envase</i>	Acero Inox. AISI 304	
<i>Dimensiones</i>	Φ30×90 mm (incluyendo conector DIN 46350)	
<i>Peso</i>	190 gr	
<i>Tiempo de respuesta</i>	1 seg.	
<i>Clase de protección</i>	IP 54	

6.1.5.3. Medición de temperatura.

La medición de temperatura cobra importancia en la fase experimental ya que las propiedades de los fluidos de operación (líquido y aire) están directamente relacionadas con ella. En otro orden de ideas, el banco experimental está diseñado para flujo bifásico *isotérmico* por lo que el rango de temperaturas a medir se encuentra cercano al de la temperatura ambiente; motivo por lo cual se pueden emplear las termocuplas debido a que tienen buena respuesta lineal, pequeño tamaño, costos económicos. Específicamente se recomienda la tipo T (cobre-constantán) ; que generalmente se adapta en un rango entre -200 y +260°C; elevada resistencia a la corrosión por humedad atmosférica y puede emplearse en atmósferas oxidantes o reductoras. Así mismo, podría pensarse en el uso de sensores como los RTD para hacer esta medición.

6.1.5.4. Medición de holdup.

Se recomienda que la fracción de líquido sea determinada de la forma tradicional, es decir, mediante un par de válvulas de cierre rápido (de dos vías) instaladas en la línea, que se cierren de forma simultánea para atrapar el líquido entre ambas válvulas tanto en la línea ascendente como descendente; esperando a que el líquido decante en la tubería y determinando de forma indirecta, bien sea utilizando relaciones geométricas o volumétricas la cantidad de dicho líquido atrapado. Además de ello, seguida la sección de mezcla está conectada una rama secundaria (conexión tipo T) para desviar el flujo hacia el tanque de almacenamiento. De esta forma no se sobre cargan los sistemas de suministro de líquido y de gas. La Figura 43 muestra la ubicación relativa de dichas válvulas y el sentido de flujo.

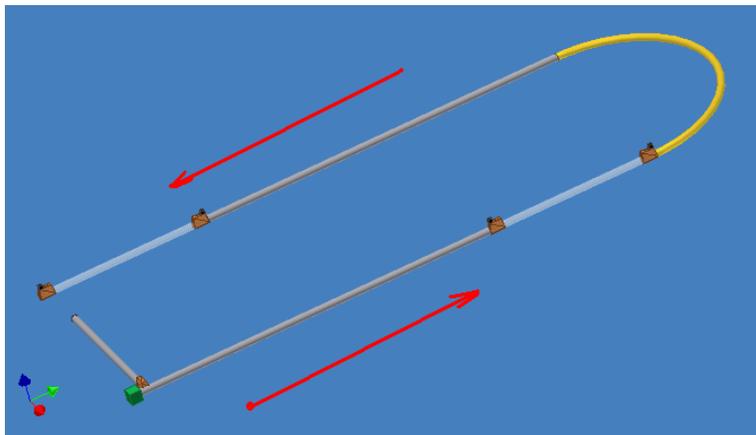


Figura 43. Ubicación relativa válvulas de cierre rápido y conexión en "T" para desvío de flujo.

Existen varios modelos de válvulas de cierre rápido, pero lo que se requiere son las válvulas que menos intervengan con el paso del flujo como por ejemplo de las compuertas o de bolas. Una selección puede ser una válvula de cierre rápido electro-accionada marca: *Snap-tite* Serie: 42 de 38,1cm (1 ½”) (ver Figura 44).



Figura 44. Válvula de cierre rápido electro accionada.

Zona de visualización

Está ubicada en la zona de medición de holdup, es decir, entre las válvulas de cierre rápido recomendadas, esta zona debe ser de un material de tubería transparente, bien sea plexiglás[®], acrílico, PVC transparente u otro que permita captar el fenómeno.

6.1.5.5. Tubería de retorno.

Seguida a la zona de visualización y medición de holdup, donde se ha tratado de dar una curvatura lo mayor posible en este caso, donde el radio de curvatura (K) sea lo más cercano posible a 0,75m. Para lograr la curvatura deseada, se recomienda el uso de manguera flexible resistente a altas presiones, además de ello, que el diámetro de esta tubería sea ligeramente mayor al de la tubería seleccionada para la mezcla bifásica. Para ambas secciones de tubería se recomienda utilizar una expansión general con un ángulo lo mayor posible como se muestra en la Figura 45.

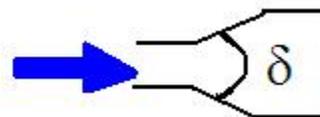


Figura 45. Expansión recomendada para unión de tubería de retorno.

6.1.5.6. Cantidad y ubicación transmisores.

En lo referido al recorrido el líquido según su viscosidad, puede ser bombeado por cualquiera de las dos bombas, donde previo a la entrada de la bomba será tomada la presión por el transmisor de presión (PT-01). A la salida de dicha bomba, la temperatura y presión se determinan mediante una termocupla (TJ-01) y transmisor de presión (PT-02) respectivamente. Anterior a la sección de mezcla, el caudal de líquido se mide mediante la placa de orificio previamente calibrada (FE-01).

Por su parte, al aire que sale del compresor se le mide y registra la temperatura utilizando una termocupla (TJ-02) al igual que el líquido y su presión transmitida por el transmisor para tal fin (PT-03). Previo a la sección de mezcla, se mide su caudal con la respectiva placa de orificio (FE-02).

Una vez realizada la mezcla y superada la longitud de desarrollo del flujo bifásico, se procede a la medición de presiones puntuales en tres puntos de la tubería (lo que también significa 3 tomas de presión diferencial) mediante los transmisores de presión para este fin (PT-04; PT-05 y PT-06). A continuación el flujo pasaa la sección de observación, donde luego de hacer las mediciones mencionadas anteriormente y haber identificado el patrón de flujo, se procede a atrapar el líquido entre las válvulas de cierre rápido para la determinación de holdup.

Para la ubicación de la instrumentación, se ha distribuido en el espacio disponible los equipos preseleccionados para esta primera etapa del proyecto; tratando en lo posible de respetar lo indicado por el REGLAMENTO DE LAS CONDICIONES DE HIGIENE Y SEGURIDAD EN EL TRABAJO (1968) en cuanto las distancias mínimas entre equipos y pasillos de circulación.

Posteriormente fue ubicada la estructura con las tuberías y haciendo un recorrido aproximado del circuito de tuberías, se han ubicado los instrumentos tomado en cuenta las recomendaciones de Creus (1998) en cuanto a la ubicación de las placas de orificio. Las tomas de presión para la sección de pruebas se hacen posteriores a la longitud de desarrollo indicada en las especificaciones de diseño.

6.1.5.7. Diagrama del proceso

En la Figura 46 y la Figura 47 se presentan de manera general los equipos utilizados en el banco, y la ubicación de los instrumentos en el banco.

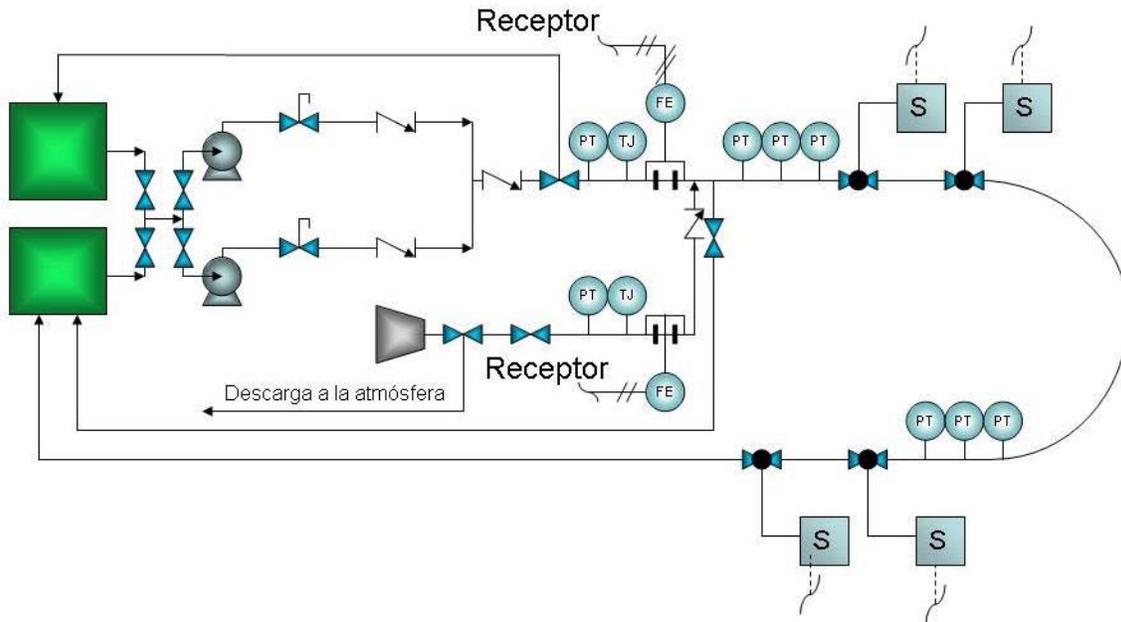


Figura 46. Esquema general del proceso. Del banco de ensayos de flujo bifásico isotérmico de gas y líquido en tuberías.

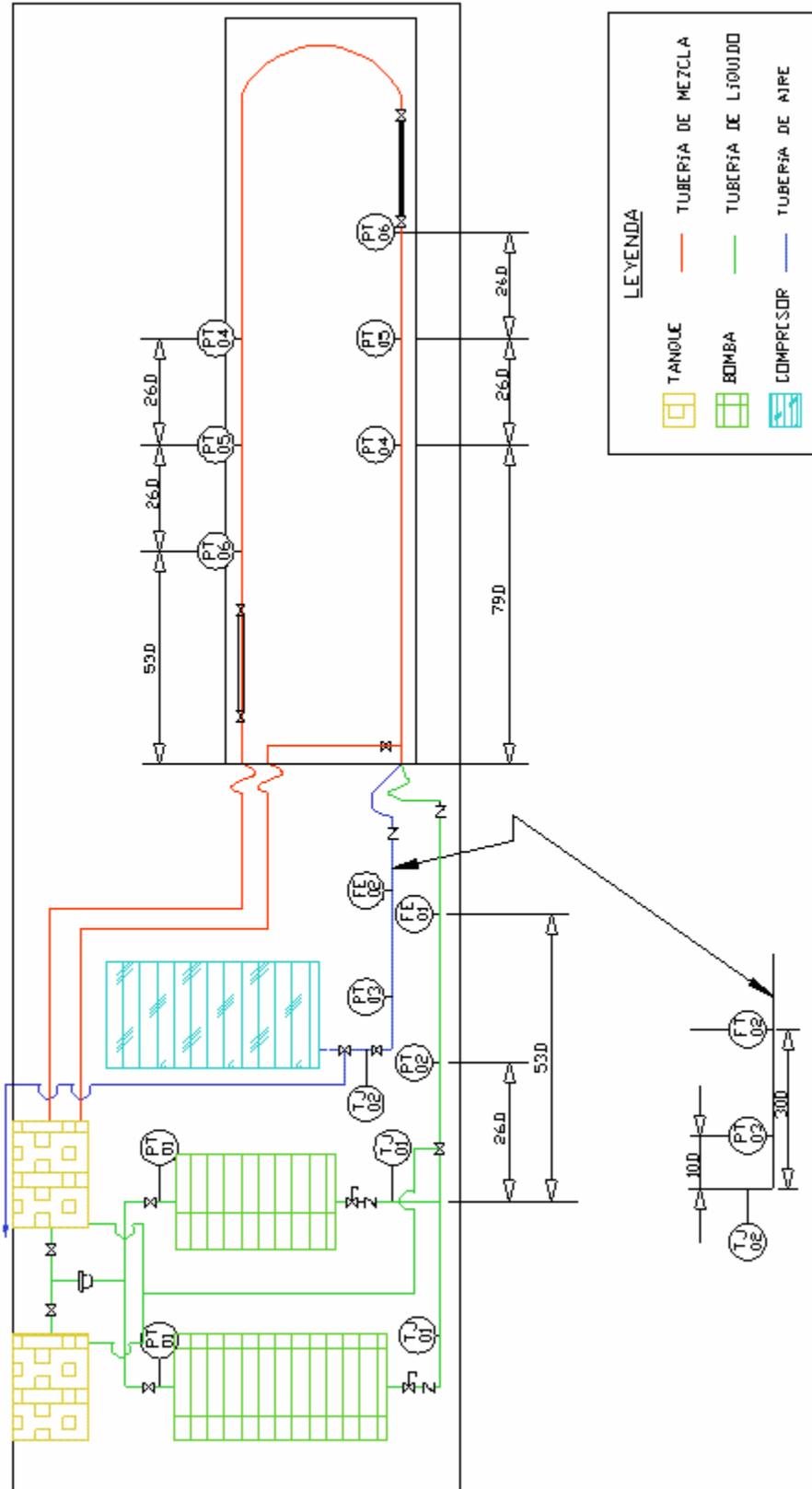


Figura 47. Ubicación de la instrumentación en banco de ensayos.

Tanto de la descripción del recorrido como de la Figura 47 se observa la cantidad de transmisores para captar la información del proceso.

<i>Tipo de transmisor</i>	<i>Cantidad</i>
Presión (P)	6
Temperatura (T)	2
Caudal (F)	2

6.1.6. Separación de mezcla

Se recomienda que la separación de la mezcla se haga de la forma mas sencilla posible; es decir por gravedad, donde la separación se de cuando se realice la descarga al tanque.

6.2. DISEÑO DE COMPONENTES ESTRUCTURALES

Corresponde al desarrollo de aquellos elementos que sirven de soporte a los sistemas previamente seleccionados, el cual incluye la estructura que llevará la sección de pruebas junto a parte de la instrumentación, tanques de almacenamiento, bomba y compresor.

6.2.1. Estructura principal

El modelado de la estructura forma parte de las últimas etapas del proceso de diseño (Tablante 1988), específicamente corresponde al desarrollo del producto final. De obtener un buen modelo, depende el éxito o fracaso de la estructura, por ello es necesario tener cierta rigurosidad para obtener una buena aproximación del diseño final.

La estructura puede dividirse en varias partes: La primera de ellas, el *marco ó cercha*; que soporta a la tubería en “U” invertida la cual lleva en su interior la mezcla bifásica además de soportar también parte de la instrumentación necesaria en la sección de pruebas. La segunda parte, corresponde a los *apoyos del marco*, y la tercera al *riel* sobre el suelo que sirve de apoyo final además de jugar un papel importante para fijar el ángulo de prueba.

6.2.1.1. Modelado del marco o cercha

Como se mencionó anteriormente, cumple con el objetivo de soportar la tubería de la sección de desarrollo y pruebas además de la instrumentación en esta sección. Fijado el

valor de la separación entre los extremos de la tubería en forma de “U” invertida de 1,5m; además de la longitud a lo largo de 6,75m (Ver Figura 30); se ha asignado un *ancho de estructura de 1,8m*; mientras que para el largo considerando una holgura de 0,25 m, se asigna un *largo de 7m*.

El marco, tiene una distribución de barras articuladas para formar una armadura, por lo que se tienen travesaños iguales al ancho de la estructura, y adicionalmente colocando diagonales a lo largo de la estructura, donde éstos últimos elementos le dan rigidez a la estructura (Head 1976).

A este marco, lo conforman tres elementos: Los travesaños y diagonales que son los responsables de llevar de llevar el peso de la tubería e instrumentación y los largueros que corresponden al lado más largo del marco que deben diseñarse para soportar el peso propio de travesaños y diagonales y a su vez, las reacciones que generen estos últimos elementos sobre este elemento del marco. La Figura 48 muestra la ubicación de estos elementos y la geometría asignada para el largo y ancho del marco.

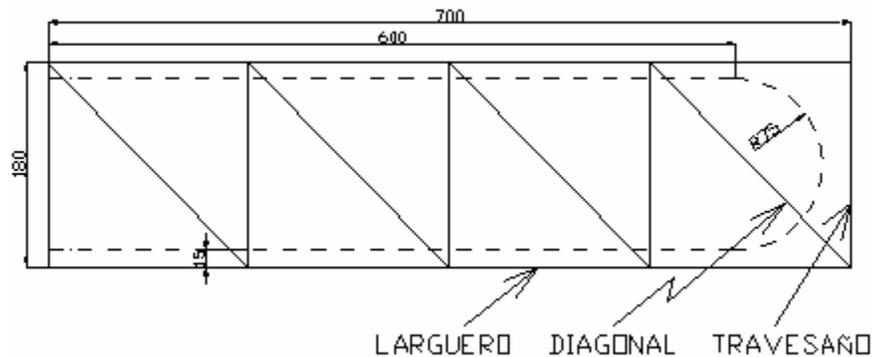


Figura 48. Dimensiones asignadas a estructura. Medidas en cm.

Carga sobre el marco

Por otra parte y ya referenciado con anterioridad, la carga que lleva el marco, es la de la tubería llena de mezcla más la instrumentación, donde se considerará que el peso de ésta última es despreciable frente al de la tubería llena de fluido de operación. Dada la versatilidad del banco al poder disponer de tuberías de diferentes diámetros en etapas futuras, se supondrá una tubería de hasta 10,16cm (4 pulgadas de diámetro). Para simplificar los cálculos se tomará como diámetro interno de tubería 10,16cm (4 pulgadas). Además de ello, se supondrá que dicha tubería se encuentra llena de un líquido viscoso

denso, como lo es la glicerina, cuya densidad (ρ) a temperatura ambiente es de 1260 Kg/m^3 . Calculando la masa y peso respectivo de la tubería llena de este fluido se tiene lo siguiente:

$$m = V_T \times \rho = (V_C + V_{SEMITORO}) \times \rho = (2 \times A \times L_C + \pi^2 \times R^2 \times K) \times \rho \quad [35]$$

$$P = m \times g \quad [36]$$

Donde m representa la masa total de líquido contenido en la tubería; V_T es el volumen total de líquido en la tubería, compuesto de V_C , el volumen de la parte cilíndrica y de $V_{SEMITORO}$, que representa la curva para el retorno del fluido de la “U” invertida. A representa el área de sección transversal de tubería y L_C la longitud desde el mezclador hasta previo el inicio del retorno de la “U”, y K es el radio de curvatura del semitono donde la ecuación [35] se expresa como:

$$m = \left(2 \times \pi \times \frac{D^2}{4} \times L_C + \pi^2 \times \frac{D^2}{4} \times K \right) \times \rho \quad [37]$$

Resultando valores respectivos de masa y peso de:

$$m = 146,65 \text{ kg}$$

$$P = 1438,65 \text{ N}$$

Travesaños y diagonales

En la posición horizontal, se considera que este peso está uniformemente distribuido a lo largo del centroide de los travesaños y diagonales del marco, los cuales se consideran articulados en sus extremos. La Figura 49 ilustra esta situación.

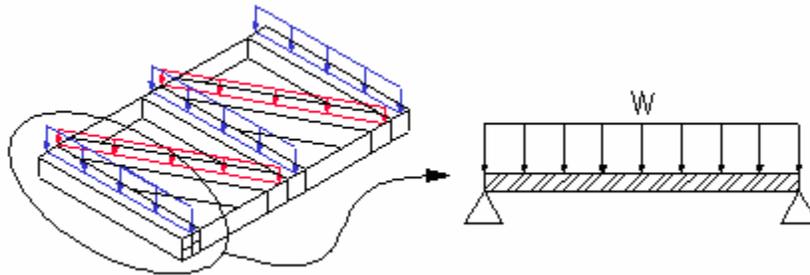


Figura 49. Carga uniformemente distribuida en los travesaños y diagonales del marco

También hay que destacar una de las especificaciones de diseño donde es deseable una estructura de fácil manipulación para variar el ángulo de inclinación, por ello se requiere de una proporción de rigidez y peso adecuado, cumpliendo en este caso con el aspecto de ecodiseño, en cuanto ahorro de material se refiere.

Esta proporción de rigidez y peso depende del total de elementos (travesaños y diagonales), su geometría y material utilizado; seleccionando para éste último *perfiles de acero laminado en caliente (HR) SAE 1020*, debido a la rigidez que proporciona el material y la facilidad de conseguirlo en el mercado, cuyas propiedades se presentan en la Tabla 30.

Tabla 30. Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la cedencia ASTM para el acero SAE 1020 laminado en caliente. Fuente SAE Handbook, 1986.

Propiedades mecánicas del acero SAE 1020 HR (Laminado en caliente)	
Densidad (ρ) [kg/m ³]	7860
Módulo de elasticidad (E) [Gpa]	200
Resistencia a la tensión (S _{UT}) [Mpa]	380
Resistencia a la cedencia (S _Y) [Mpa]	210
Dureza Brinell (HB)	111

Para determinar el número de travesaños, diagonales, su geometría, masa y peso se hizo un algoritmo de cálculo en una hoja de cálculo de Microsoft office Excel, sobre la base del código de diseño ASTM en deflexiones permisibles (1990), Referenciado por Gaylord (1992); el cual indica que la deflexión máxima permisible (y_{MAX}) es igual a la milésima parte de la longitud de la viga (L) es decir $y_{MAX} \leq L/1000$. Se emplea este método recomendado generalmente para estructuras de gran tamaño debido a que es una situación indeseable la deflexión en la tubería soportada por dicho marco, ya que un cambio significativo en la deflexión de la tubería afecta directamente la inclinación de la misma, por ende, los resultados de las pruebas realizadas podrían perder confiabilidad.

En otro orden de ideas, al tener una viga simplemente apoyada con una carga uniformemente distribuida, la deflexión máxima se encuentra en el medio de los dos apoyos, y su valor para esta condición se le consigue en tablas de bibliografía relacionada.

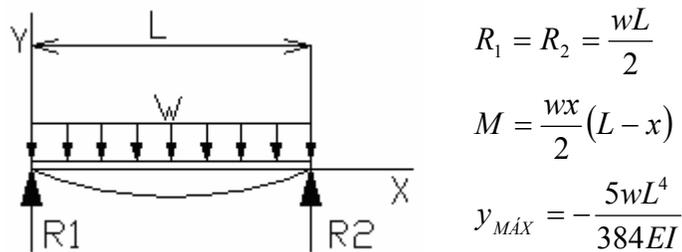


Figura 50. Reacciones, momento y deflexión máxima en una viga simplemente apoyada bajo carga uniformemente distribuida. Fuente: J. Shigley y C. Mischke. 2002.

Con la deflexión máxima, conocido el material y las cargas, se puede determinar el momento de inercia (I) mínimo para las condiciones del problema y seleccionar el perfil que pueda cumplir con las exigencias del criterio de la ASTM.

La carga uniformemente distribuida en los travesaños y diagonales depende del número de los mismos y la longitud. En el caso de los travesaños, previamente fue asignado una longitud del ancho de la estructura (L_T) 1,80 m; mientras que la longitud de las diagonales (L_D) depende del número de partes iguales (n) en que se ha dividido el marco, donde a mayor número de partes, menor será la longitud de la diagonal. El procedimiento utilizado es el que se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 31. Algoritmo para determinar sección transversal de travesaños y diagonales.	
1. Leer datos: Peso (P); Módulo de elasticidad (E); Longitud del travesaño (L_T); Resistencia última (Sut); densidad del acero (ρ)	P [N], E [Pa], L_T [m], Sut [Mpa], ρ [Kg/m ³]
2. Asignar un valor al número de partes (n) en el marco	n
3. Calcular el número de travesaños ($\#T$)	$\#T=n+1$
4. Calcular el número de diagonales ($\#D$)	$\#D=n$
5. Calcular el total de travesaños y diagonales (T)	$T=2n+1$
6. Calcular la distancia entre travesaños (u)	$u=7/n$ [m]
7. Calcular la longitud de la diagonal (L_D)	$L_D = \sqrt{u^2 + L_T^2}$ [m]
8. Calcular la carga uniformemente distribuida en el travesaño (w_T) y en la diagonal (w_D)	$w_N = \frac{P}{T \times L_N}$
9. Calcular las reacciones R_1 y R_2 tanto para el travesaño (R_{1T} , R_{2T}) y la diagonal (R_{1D} , R_{2D})	$R_{1N} = R_{2N} = \frac{w_N L_N}{2}$ [N]
10. Calcular la deflexión máxima ($y_{MÁX}$) tanto en el travesaño ($y_{MÁXT}$) y en la diagonal ($y_{MÁXD}$) por criterio ASTM	$y_{MÁXN} = \frac{L_N}{1000}$ [m]
11. Calcular el momento de inercia para el travesaño (I_T) y la diagonal (I_D)	$I_N = \frac{5w_N L_N^2}{384Ey_{MÁXN}}$ [m ⁴]
12. Seleccionar las secciones transversales de acero cuyo momento de inercia en cualquiera de sus ejes sea igual o mayor al calculado utilizando el criterio de la deflexión máxima.	
13. Determinar las propiedades de los perfiles seleccionados, como área (A_{REA}); módulo de sección (S)	A_{REA} [m ²] S [m ³]
14. Calcular el momento máximo ($M_{MÁX}$) tanto en el travesaño como en la diagonal ($M_{MÁXT}$ y $M_{MÁXD}$ respectivamente)	$M_{MÁXN} = \frac{w_N L_N^2}{8}$ [Nm]

15. Calcular el esfuerzo normal máximo ($\sigma_{MÁX}$) en el travesaño ($\sigma_{MÁXT}$) y en la diagonal ($\sigma_{MÁXD}$)	$\sigma_{MÁXN} = \frac{M_{MÁXN}}{S} \text{ [Pa]}$
16. Calcular el factor de seguridad (FS) en el travesaño (FS_T) y el la diagonal (FS_D)	$FS_N = \frac{S_{ADM}}{\sigma_{MÁXN}}; S_{ADM} = 0,75S_Y$
17. Calcular la masa travesaños	$m_T = \dot{A}_{REAT} \times L_T \times \#T \times \rho \text{ [kg]}$
18. Calcular la masa diagonales	$m_D = \dot{A}_{READ} \times L_D \times \#D \times \rho \text{ [kg]}$
19. Calcular masa total (m_{TM})	$m_{TM} = m_T + m_D \text{ [kg]}$
20. Calcular peso total ($g=9,80665 \text{ m/s}^2$)	$P_{TM} = m_{TM} \times g \text{ [N]}$

Variando el número de partes en el marco (n) entre 2 y 20, se obtuvo el momento de inercia mínimo tanto para travesaños y diagonales para cumplir con el criterio de deflexión máxima, los resultados se presentan en la Figura 51.

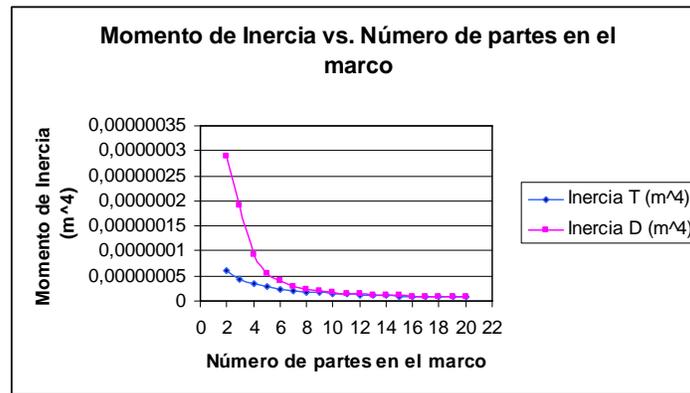


Figura 51. Momento de inercia en función del número de partes en el marco según el criterio de deflexión máxima.

Una vez obtenido el valor mínimo de momento de inercia, se procede a seleccionar los perfiles estructurales estándares de acero laminado, utilizando para ello las tablas del Manual del Ingeniero Mecánico; el perfil cuyo momento de inercia se aproxima más a los resultados obtenidos, es el de ángulo estándar (perfil L) de patines iguales, donde para la selección final, se tomaron en cuenta los puntos de apoyo de tendría cada tramo recto de la tubería y el peso total de los elementos.

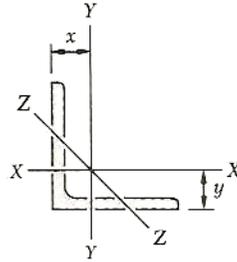


Figura 52. Perfil ángulo estándar con patines iguales.

La Figura 53, muestra el peso total de los elementos en función del número de partes en que se divide el marco:

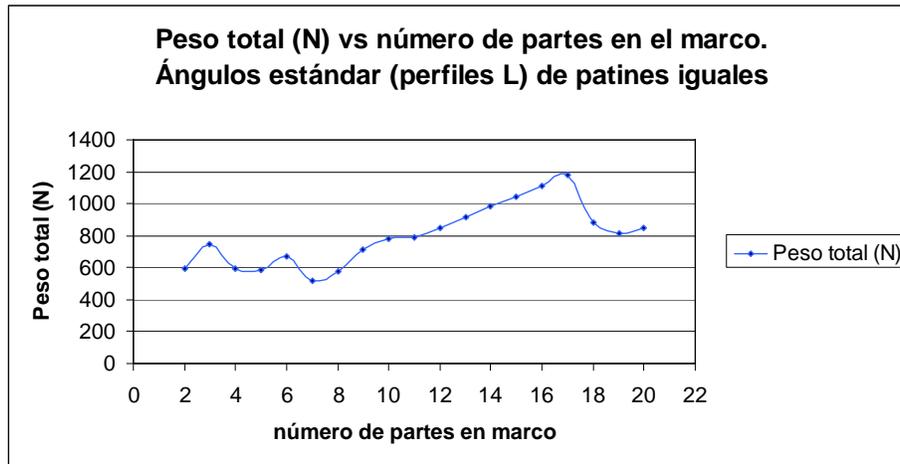


Figura 53. Peso total vs. número de partes que divide el marco para ángulos estándar de patines iguales.

Los resultados para la configuración mas liviana que se observa directamente de la Figura 53 donde $n=7$ se presentan a continuación:

1. Datos	$P=1440N$; $E = 2 \times 10^{11} Pa$; $L_T=1,80m$; $Sut=380Mpa$; $\rho=7860kg/m^3$
2. Número de partes	$n=7$
3. Número de travesaños	$\#T= 8$
4. Número de diagonales	$\#D= 7$
5. Total	$T=15$
6. Distancia travesaños	$u=1m$
7. Longitud de diagonal	$L_D = 2,06m$
8. Carga uniformemente distribuida	$w_T = 53,33 \frac{N}{m}$ $w_D = 46,62 \frac{N}{m}$
9. Reacciones	$R_{1T} = R_{2T} = 48,00N$

10. Deflexión máxima	$R_{1D} = R_{2D} = 48,02N$ $y_{MÁXT} = 1,8mm$ $y_{MÁXD} = 2mm$
11. Momento de inercia	$I_T = 2,33 \times 10^{-8} m^4$ $I_D = 3,03 \times 10^{-8} m^4$
12. Selección del perfil estandarizado	$I_T \rightarrow L 38 \times 38 \times 3 \rightarrow I_T = 3,32 \times 10^{-8} m^4$ $I_D \rightarrow L 38 \times 38 \times 3 \rightarrow I_D = 3,32 \times 10^{-8} m^4$
13. Propiedades de perfiles	$\dot{A}_{REAT} = \dot{A}_{READ} = 2,32 \times 10^{-4} m^2;$ $S_T = S_D = 1,147 \times 10^{-6} m^3$
14. Momento máximo	$M_{MÁXT} = 21,59N \cdot m$ $M_{MÁXD} = 24,73N \cdot m$
15. Esfuerzo normal máximo	$\sigma_{MÁXT} = 18,82Mpa$ $\sigma_{MÁXD} = 21,56Mpa$
16. Cálculo del factor de seguridad	$FS_T = 8,5$ $FS_D = 7,3$
17. Masa de travesaños	$m_T = 26,25Kg$
18. Masa de diagonales	$m_D = 26,29Kg$
19. Masa total elementos	$m_{TE} = 52,54kg$
20. Peso total elementos	$P_{TE} = 515,2N$

En resumen, se ha seleccionado tanto para travesaños y diagonales en el marco perfiles angulares estándar de patines iguales de sección y espesor en mm 38×38×3 dividiendo al marco en siete partes iguales y diagonales; por ser la configuración con perfiles estandarizados más liviana. En la Figura 54 se ilustra la distribución de estos perfiles en el marco:

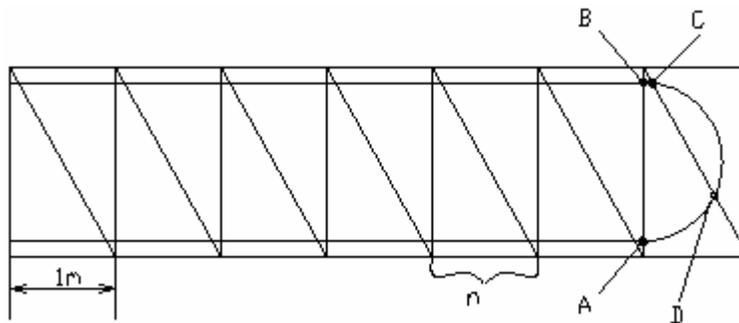


Figura 54. Distribución de perfiles en el marco.

En la figura se observa que la parte de la tubería en forma de U invertida tiene cuatro puntos de apoyo; dos en los extremos de la U (A y B) y dos ubicados sobre la diagonal (C y D). Con la finalidad de lograr más puntos de apoyo (de agarre para la tubería) en esta parte en específico, se colocará un segmento de diagonal simétrica a la ya existente, brindando de este modo un punto adicional (F) que se muestran en la Figura 55

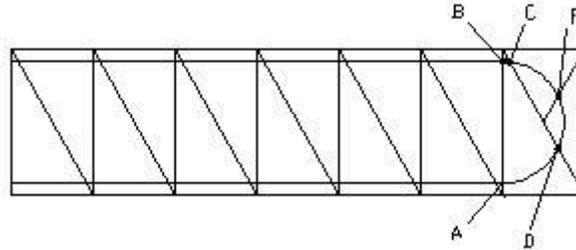


Figura 55. Distribución de perfiles en el marco con diagonales simétricas en el retorno de tubería.

Este elemento adicional, agrega una masa adicional de m_{DA} de 3,75 Kg, y un peso de P_{DA} de 36,8N; por lo que el peso total de los elementos travesaños y diagonales P_{TE} es de 552N.

Largueros

Para el diseño de estos elementos, es necesario ubicar los apoyos, para de esta forma estimar el valor de las reacciones que actúan sobre el larguero, llamando A al apoyo vertical, y B al apoyo inclinado (que se mueve a lo largo del riel).

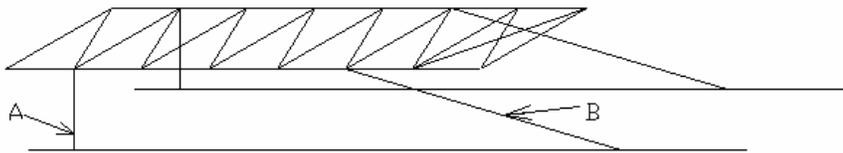


Figura 56. Asignación apoyos A y B.

El apoyo A es el pivote sobre el cual rota el marco junto a la tubería y parte de la instrumentación, se fijará una posición ergonómica para las pruebas tanto horizontal y cercanas a este ángulo. Para esto, se tomará en cuenta los planos de trabajo en posición de pie, según Grandjean (Figura 19), tomando como referencia una altura para el apoyo respecto al suelo de 1,20 m (trabajo minucioso), y ubicando dicho apoyo a 1m de distancia del extremo, con la finalidad que al estar en una *posición vertical*, el marco tenga una distancia de 0,2m respecto al suelo. Hay que recordar que el máximo del espacio disponible

tiene una altura aproximada de 7,7m; lo que significa que en esta posición el marco se ubica a 0,5 m del máximo.

Para el apoyo B, como la longitud para ubicarlo a partir de A es de 6m; se tomará el punto medio entre A y el extremo. Es decir, a 3 metros de A; quedando los otros 3 m restantes en voladizo. Se toma el larguero como una viga simplemente apoyada en los puntos A y B. Posteriormente, se hace un diagrama de cuerpo libre del larguero en posición horizontal, considerando únicamente la carga que produce flexión. Para un primer cálculo se ha despreciado el peso muerto debido al peso del propio elemento.

Al igual que los travesaños y diagonales, se emplea como referencia el criterio de la deflexión máxima de la ASTM. Utilizando el programa “Vigas” V4.1b (2001) para la calculadora HP49 GX, Se obtuvieron las reacciones, gráficas y ecuaciones de momento flector y desplazamiento en el larguero; previamente suministrando los datos de las fuerzas que actúan sobre el elemento, señaladas en la Figura 57, y cuyos resultados se reflejan en la Tabla 32.

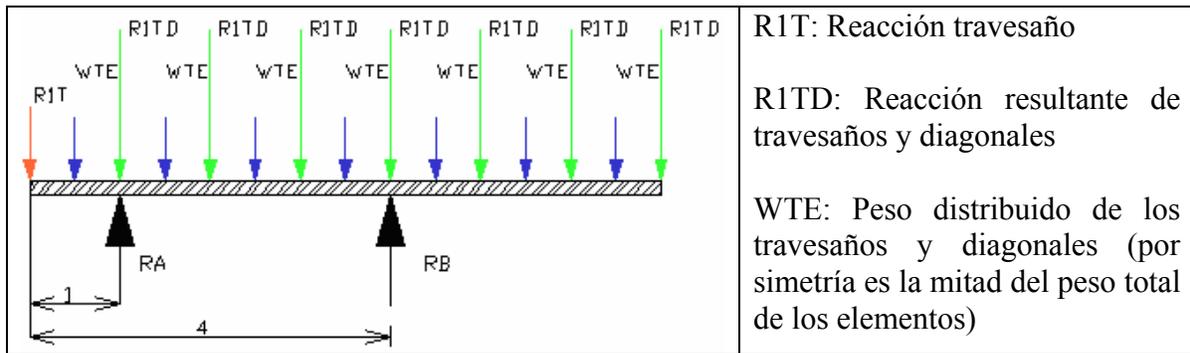


Figura 57. Diagrama de cuerpo libre de larguero en posición horizontal.

Tabla 32. Fuerzas externas que actúan sobre el larguero

R_{1T}	Reacción travesaño [N]	48
R_{1TD}	Reacción resultante travesaño y diagonal: $R_{1TD}=R_{1T}+R_{1D}$ [N]	96
W_{TE}	Carga uniformemente distribuida, debida al peso total de travesaños y diagonales $W_{TE}= P_{TE}/(7 \times 2)$ [N/m]	39,42

Dadas las condiciones de carga y la ubicación de las reacciones, a través del programa, se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 33. Reacciones, momento máximo y deflexión máxima×EI en el larguero

R_A [N]	110N
R_B [N]	886N
$M_{MÁX}$ [Nm]	-753,39 (En x=4m)
$ Y_{MÁX} \times EI $ [Nm ³]	3779,82 (En x=7)

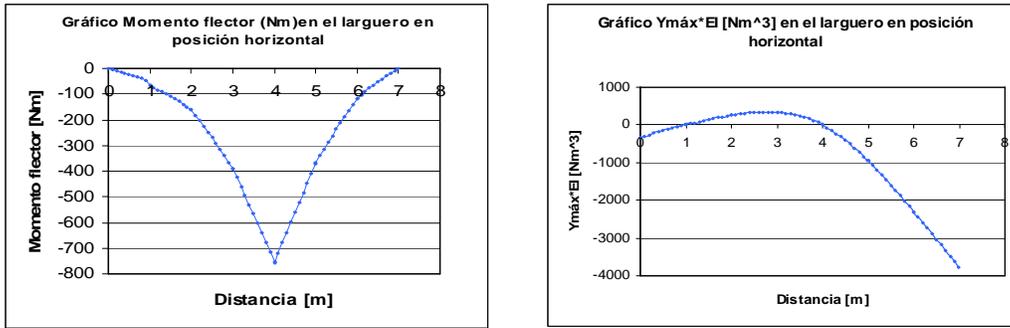


Figura 58. Momento flector y deflexión máxima×EI en el larguero en posición horizontal.

Como el módulo de la deflexión máxima según el gráfico anterior está en $x=7m$; se determinará el momento de inercia para cumplir con la deflexión máxima tomando como referencia el criterio de la ASTM. Sin considerar el peso muerto del propio elemento; utilizando acero como material, cuyas propiedades se citaron en la 332HTabla 30.

Tabla 30

$$ASTM \rightarrow y_{MÁX} \leq \frac{L}{1000} \text{ es decir, } y_{MÁX} \leq 7mm$$

De la Tabla 33, el módulo máximo del producto de la deflexión máxima por el módulo de elasticidad por el momento de inercia tiene un valor de $3779,82 \text{ Nm}^3$. Con este resultado y conocidas tanto las propiedades del material a utilizar ($E=200 \text{ Gpa}$) como la deflexión máxima, se calcula el momento de inercia mínimo con el que debe cumplir la sección y poder seleccionar el perfil de acero estandarizado que cumpla con la geometría deseada.

$$y_{MÁX} \times EI = 3779,82 \text{ Nm}^3 \Rightarrow I = 2,69 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Con este momento de inercia, y ubicando en las tablas de perfiles de acero estandarizado, se seleccionaron aquellos perfiles cuyo momento de inercia es igual o mayor al calculado. La selección final se hizo en base aquella con menor masa por unidad de longitud, para así obtener un elemento más liviano.

P E R F I L					
	Designación	L102×102×15,9	L127×76×9,5	C120×10	S100×14.1
	$I_{xx} \times 10^6 \text{ mm}^2$	2,77	3,07	3,12	2,83
	Masa/long	23,4Kg/m	14,5Kg/m	10 Kg/m	14,1Kg/m
	$S \text{ 10}^3 \text{ mm}^3$	39,93	36,7	49,1	55,5

Con el perfil seleccionado, el canal (perfil C) designación C120×10, y considerando el propio peso del elemento, se calcula nuevamente las reacciones, el momento flector y la deflexión máxima en el larguero, el peso del elemento (P_L); el peso por unidad de longitud (w_L) y el peso total del marco (w_M) son:

$$P_L = \frac{\text{Masa}}{\text{long}} \times L \times g \quad [38]$$

$$w_L = \frac{P_L}{L} \quad [39]$$

$$w_M = w_L + w_{TE} \quad [40]$$

Haciendo los respectivos cálculos se tiene:

$$P_L = 686,46 \text{ N}$$

$$w_L = 98,06 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$w_M = 137,48 \text{ N/m}$$

Empleando nuevamente el programa de “Vigas” V4.1b (2001) para la calculadora HP49 GX; considerando el peso propio del marco; se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 34. Reacciones, momento máximo y módulo de máxima deflexión en el marco.

R_A [N]	224,39 N
R_B [N]	1457,96 N
$M_{MÁX}$ [Nm]	-1196,66 (En x=4m)
$ Y_{MÁX} $ [m]	$9,35 \times 10^{-3}$ (En x=7m)

A pesar que la deflexión máxima (9,35mm) supera la referencia indicada por criterio de la ASTM en un 30 %; se consideró como aceptable esta diferencia, ya que respecto a la variación de ángulo respecto a la horizontal significa una variación de 0,07°.

El esfuerzo máximo por flexión se produce en donde el momento es máximo, es decir; en $x=4m$, tanto su valor como el del factor de seguridad (FS) son:

$$\sigma_{MÁX} = 24,37Mpa$$

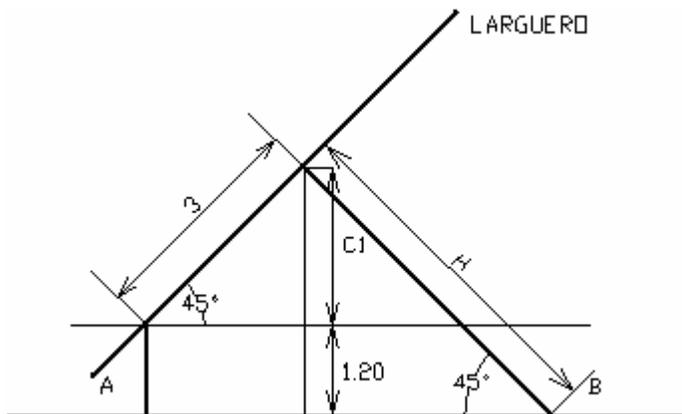
$$F.S = \frac{S_{ADM}}{\sigma_{MÁX}} = 7$$

Sintetizando, se han seleccionado perfiles estandarizados de la designación $C120x10$ para los lados del marco (largueros), tomando como referencia el criterio de la deflexión máxima de la *ASTM*.

6.2.1.2. Apoyos

Como se mencionó en el diseño de los largueros, estos elementos además de permitir la variación de inclinación del banco, sirven de soporte principal al marco con todos los componentes que ella soporta. También fueron ubicados, “A” a 1 metro del extremo y “B” a 3 metros del otro extremo.

En cuanto a la geometría de dichos apoyos, ya previamente se fijó “A” con una longitud de 1.20 m de largo, debido a razones ergonómicas. Para el caso del apoyo “B” se ha fijado de tal forma que en la posición particular de 45° , este apoyo sea perpendicular a la estructura.



$$C1 = 3 \text{sen}45^\circ = 3 \frac{\sqrt{2}}{2}$$

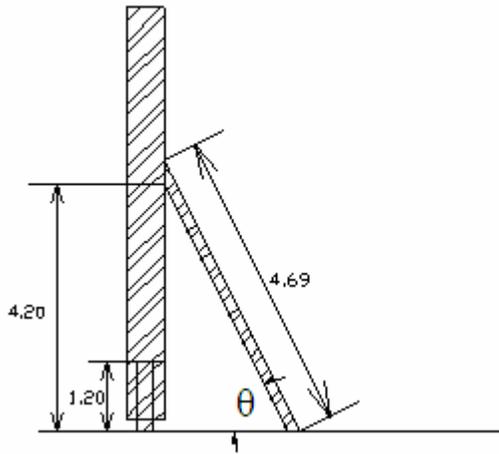
$$C1 = 2,12$$

$$H = \frac{C1 + 1,20}{\text{sen}45^\circ}$$

$$H = \frac{2,12 + 1,20}{\frac{\sqrt{2}}{2}}$$

$$H = 4,69m$$

Figura 59. Geometría para determinar la longitud del apoyo “B” hasta el suelo



$$\text{sen } \theta = \frac{4,20}{4,69}$$

$$\theta = \text{arcsen} \left(\frac{4,20}{4,69} \right)$$

$$\theta = 64^{\circ}$$

Figura 60. Geometría para determinar ubicación del apoyo “B” en posición vertical.

Reacciones en los apoyos

En la sección anterior se calcularon las reacciones R_A y R_B tomando en cuenta el marco y el peso de los elementos en posición horizontal. Sin embargo, es necesario determinar cómo varían ambas reacciones con la variación del ángulo, con la finalidad de hacer el diseño en la posición más desfavorable.

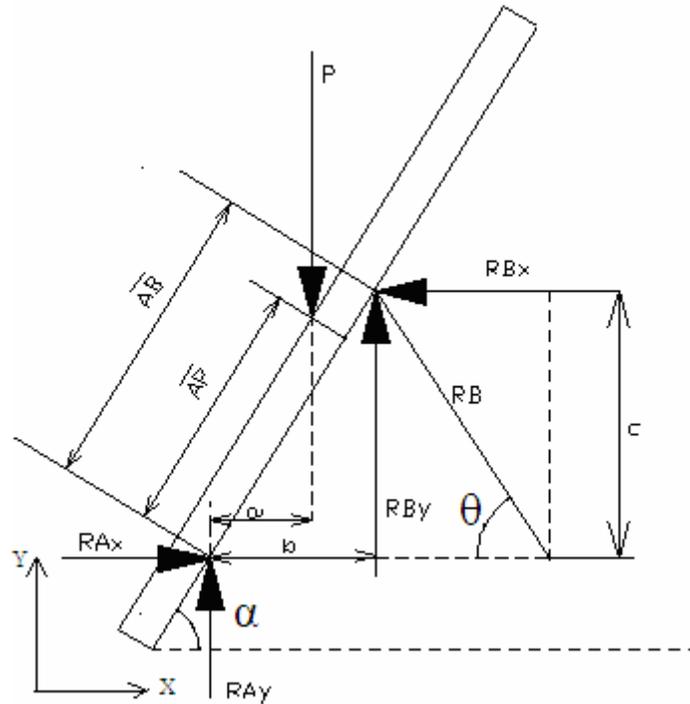


Figura 61. Estructura en posición genérica formando ángulo α respecto a la horizontal.

De las ecuaciones de equilibrio estático:

$$\sum M_A = 0 \rightarrow -aP + bR_{By} + cR_{Bx} = 0 \rightarrow -aP + bR_B \text{sen} \theta + cR_B \cos \theta = 0$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{Ax} - R_{Bx} = 0 \rightarrow R_{Ax} = R_{Bx} = R_B \cos \theta$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Ay} - P + R_{By} = 0 \rightarrow R_{Ay} = P - R_B \text{sen} \theta$$

$$a = \overline{AP} \cos \alpha$$

$$b = \overline{AB} \cos \alpha$$

$$c = \overline{AB} \text{sen} \alpha$$

Sustituyendo los valores de a, b y c en la sumatoria de momentos respecto al punto A; de las ecuaciones de equilibrio estático se obtienen las reacciones R_A y R_B en función del ángulo de inclinación del banco.

$$R_B = \frac{(\overline{AP} / \overline{AB}) \times P \cos \alpha}{\text{sen}(\theta + \alpha)} \quad [41]$$

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} \quad [42]$$

Ángulo θ

Para determinar el ángulo θ que forma el banco con la horizontal, se hizo un estudio geométrico del apoyo "B" para sus diferentes posiciones en el plano.

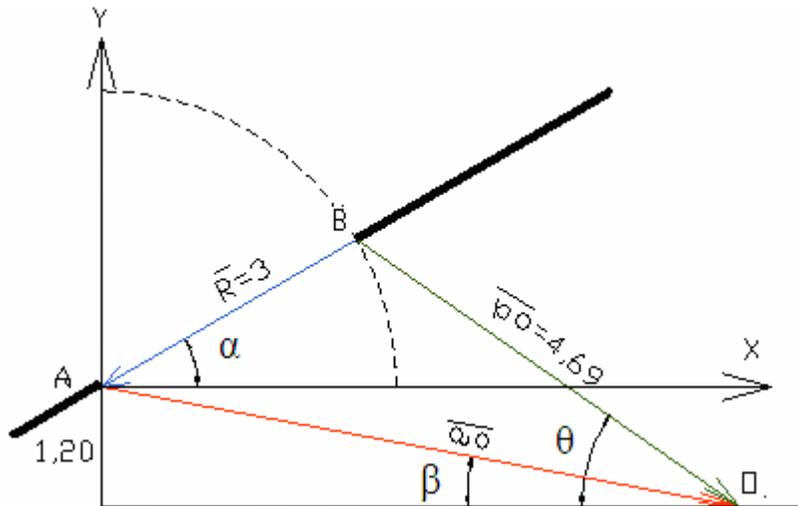


Figura 62. Posición genérica del banco para determinar el ángulo θ .

Adecuando un sistema fijo de referencia x e y en el punto "O", y definiendo los vectores:

$$\vec{BO} = \overline{bo} \cos \theta \cdot \hat{i} - \overline{bo} \text{sen} \theta \cdot \hat{j}$$

$$\vec{BA} = -\overline{R} \cos \alpha \cdot \hat{i} - \overline{R} \text{sen} \alpha \cdot \hat{j}$$

$$\vec{AO} = \overline{ao} \cos \beta \cdot \hat{i} - \overline{ao} \text{sen} \beta \cdot \hat{j}$$

Haciendo la respectiva suma de vectores, agrupando términos semejantes se obtiene:

$$\vec{BO} = \vec{BA} + \vec{AB}$$

$$\overline{bo} \cos \theta \cdot \hat{i} - \overline{bo} \sin \theta \cdot \hat{j} = -\overline{R} \cos \alpha \cdot \hat{i} - \overline{R} \sin \alpha \cdot \hat{j} + \overline{ao} \cos \beta \cdot \hat{i} - \overline{ao} \sin \beta \cdot \hat{j}$$

$$(\overline{bo} \cos \theta + \overline{R} \cos \alpha - \overline{ao} \cos \beta) \cdot \hat{i} = (\overline{bo} \sin \theta - \overline{R} \sin \alpha - \overline{ao} \sin \beta) \cdot \hat{j}$$

$$(\overline{bo} \cos \theta + \overline{R} \cos \alpha - \overline{ao} \cos \beta) \cdot \hat{i} \cdot \hat{i} = (\overline{bo} \sin \theta - \overline{R} \sin \alpha - \overline{ao} \sin \beta) \cdot \hat{j} \cdot \hat{i}$$

$$(\overline{bo} \cos \theta + \overline{R} \cos \alpha - \overline{ao} \cos \beta) \cdot \hat{i} \cdot \hat{j} = (\overline{bo} \sin \theta - \overline{R} \sin \alpha - \overline{ao} \sin \beta) \cdot \hat{j} \cdot \hat{j}$$

Donde al hacer el producto escalar, respecto a \hat{i} y \hat{j} se puede despejar el valor del ángulo θ .

$$(\overline{bo} \cos \theta + \overline{R} \cos \alpha - \overline{ao} \cos \beta) = 0 \quad [43]$$

$$\overline{bo} \sin \theta - \overline{R} \sin \alpha - \overline{ao} \sin \beta = 0 \quad [44]$$

De la ecuación [44] se puede despejar el valor del ángulo θ , conocidas el resto de las variables.

Donde por geometría se observa (Figura 62)

$$\sin \theta = \frac{\overline{R} \sin \alpha + \overline{ao} \sin \beta}{\overline{bo}}$$

$$\overline{ao} \sin \beta = 1,20m$$

$$\overline{R} = 3m$$

$$\overline{bo} = 4,69m$$

Apoyo "A"

Como la reacción R_A varía con el ángulo de inclinación, se estudiaron sus componentes en un sistema de coordenadas xy, de la ecuación [42] mediante una hoja de cálculo en Microsoft Excel, se determinó las componentes R_{AX} y R_{AY} además de la reacción R_B para los diferentes ángulos; las figuras 63, 64, 65 y 66 muestran tanto la reacción resultante como las componentes de estas fuerzas en un sistema de ejes rectangulares en ambos apoyos; todas la fuerzas en función del ángulo de inclinación del banco α .

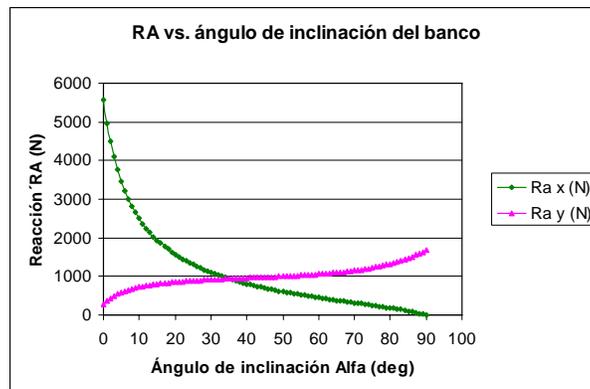


Figura 63. Componentes reacciones en el apoyo "A".

Donde para un ángulo de inclinación α de 0° la componente R_{AX} tiene su mayor valor. Conforme este ángulo se incrementa; dicha fuerza disminuye mientras que la componente R_{AY} aumenta, donde para la posición vertical sólo se tiene ésta última componente igual al peso (1682N) que soporta.

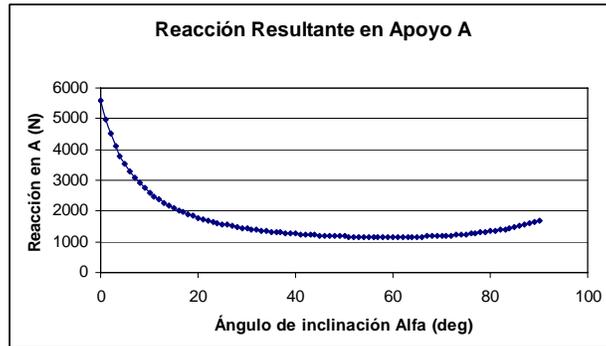


Figura 64. Reacción resultante en el apoyo A.

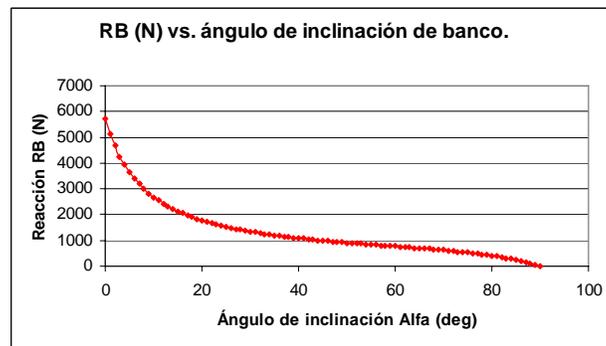


Figura 65. Reacción en el apoyo B en función del ángulo de inclinación del banco

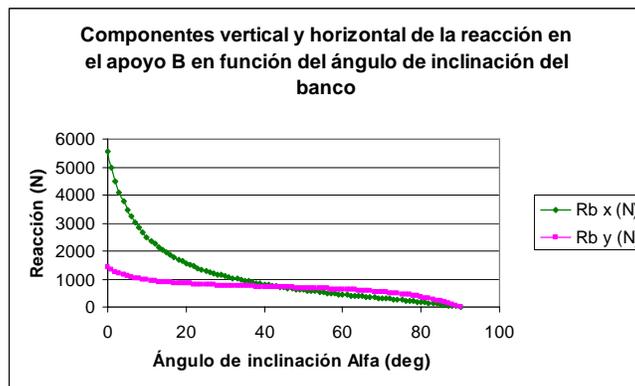


Figura 66. Componentes vertical y horizontal de reacciones en el apoyo B.

Un diagrama de cuerpo libre en el apoyo “A” tanto para un ángulo de inclinación cualquiera y otro para el caso particular vertical se ilustran en la Figura 67.

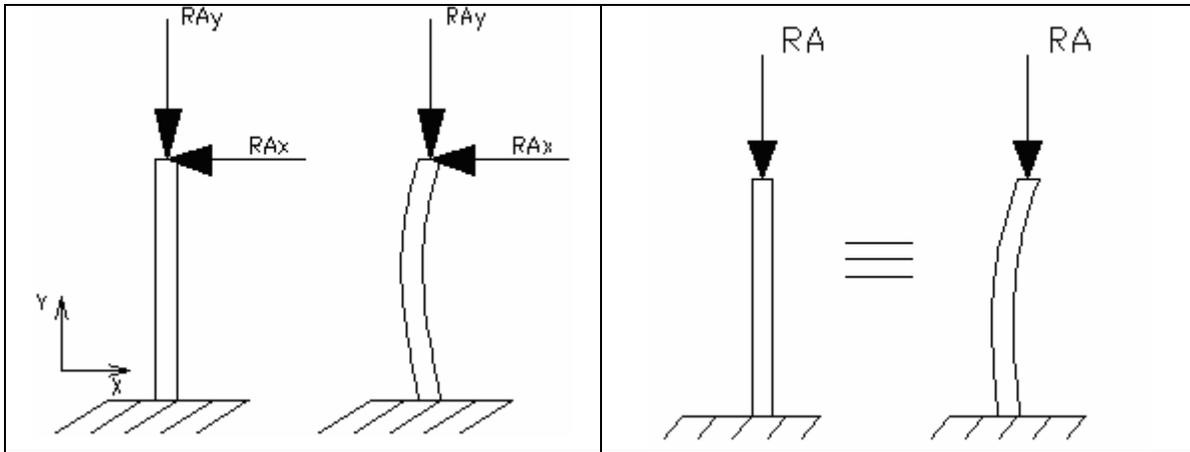


Figura 67. Apoyo “A”: izq. a flexocompresión, posición del banco diferente de la vertical. Der. modelado como una columna para una posición del banco vertical.

Modelado por columna

Dada la condición de fuerza en posición vertical; se calculó utilizando el modelo de *Euler* para columnas, donde tomando un factor de seguridad de 10; se estimó el valor de la fuerza crítica y en consecuencia la geometría que mejor adapta a este caso. Las ecuaciones empleadas para este modelo, se presentan a continuación:

$$P_{CR} = R_Y \cdot FS \quad [45]$$

$$L_e = n \cdot L \quad [46]$$

$$P_{CR} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2} \rightarrow I = \frac{P_{CR} L_e^2}{\pi^2 E} \quad [47]$$

$I \rightarrow$ Selección perfil estandarizado

$$\sigma_{CR} = \frac{P_{CR}}{A} \quad [48]$$

Como en esta posición R_A es una fuerza igual al peso, se tiene:

$$R_A = 1682N$$

$$P_{CR} = 16820N$$

$$L_e = 2,40m$$

$$I = 0,154 \times 10^6 mm^4$$

Este momento de inercia mínimo estimado, se ha tomado en cuenta para el cálculo por flexocompresión; asegurando que los perfiles evaluados garantizaran este valor en ambos ejes principales.

Modelado por flexocompresión

Como se observa en la Figura 67, al descomponer la reacción sobre dos ejes perpendiculares entre si solidarios en A; x e y, se tiene flexión y fuerza longitudinal combinadas, lo cual origina *flexión* en este apoyo debido a las cargas longitudinales y transversales.

El esfuerzo máximo en el apoyo A ($\sigma_{MÁXA}$) está compuesto por σ_0 , debida a la acción directa de la carga R_{AY} y σ_A debida al momento flector máximo total M_A ; donde M_A es la suma algebraica de los dos momentos flexionantes, M_1 debida a la carga longitudinal (R_{AY}), (+) para el caso de compresión, (-) para tracción; y M_2 debida a la carga transversal (R_{AY}) cuando alcanza su valor máximo; donde:

$$R_{AX} = R_B \cos \theta \quad [49]$$

$$R_{AY} = P - R_B \text{sen} \theta \quad [50]$$

El momento M_1 proviene de una relación entre esfuerzo y deflexión, que depende del material, geometría y la configuración del elemento, para este caso, Avallone (1995) muestra la expresión para su cálculo.

$$M_1 = \frac{C'' R_{AY} \sigma_A L^2}{Ec} \quad \begin{array}{l} C'' : \text{Constante que depende de tipo de apoyo y} \\ \text{ubicación de la carga, se encuentra en tablas,} \\ \text{en este caso } C'' = 1/3 \end{array} \quad [51]$$

Para determinar el valor del esfuerzo debido al momento flector:

$$M_A = M_1 + M_2 \quad [52]$$

$$M_A = \frac{C'' R_{AY} \sigma_A L^2}{Ec} + M_2$$

$$\sigma_A = \frac{C'' R_{AY} \sigma_A L^2}{Ec} \times \frac{c}{I} + M_2 \times \frac{c}{I}$$

$$\sigma_A = \frac{C'' R_{AY} \sigma_A L^2}{EI} + \frac{M_2 c}{I}$$

$$\sigma_A \left(1 - \frac{C'' R_{AY} L^2}{EI} \right) = \frac{M_2 c}{I}$$

$$\sigma_A = \frac{M_2 c}{I \left(1 - \frac{C'' R_{AY} L^2}{EI} \right)} = \frac{(R_{AX} L) c}{I \left(1 - \frac{C'' R_{AY} L^2}{EI} \right)} \quad [53]$$

El esfuerzo que produce la carga longitudinal es:

$$\sigma_0 = \frac{R_{AY}}{A} \quad \text{Donde A es el área de la sección transversal} \quad [54]$$

El esfuerzo máximo que se produce en el apoyo y el respectivo factor de seguridad (FS) se determinan con la ecuaciones [56] y [57]

$$\sigma_{MÁXA} = \sigma_0 + \sigma_A \quad [55]$$

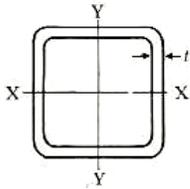
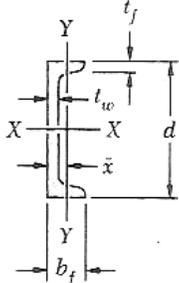
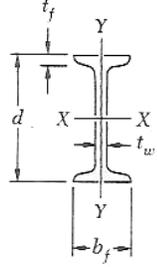
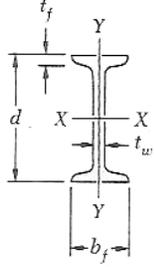
$$\sigma_{MÁXA} = \frac{R_{AY}}{A} + \frac{R_{AX} Lc}{I \left(1 - \frac{C'' R_{AY} L^2}{EI} \right)} \quad [56]$$

$$FS = \frac{S_{ADM}}{\sigma_{MÁXB}} \quad [57]$$

De la Figura 63, se ha estudiado el caso para el cual la fuerza que produce flexión directamente en el apoyo (R_{AX}) es mayor, lo cual obedece a una posición del banco *horizontal*.

Debido a que el esfuerzo máximo en A ($\sigma_{MÁXA}$) depende entre otros factores de la geometría (tanto momento de inercia como sección transversal), se seleccionaron varias secciones del apoyo, evaluando el respectivo factor de seguridad (FS), seleccionando aquél que aún sin considerar el peso tiene un factor de seguridad previsto a un valor igual o superior a 4. Los perfiles evaluados son los siguientes:

Tabla 35. Perfiles preseleccionados para el apoyo “A” por flexocompresión.

P E R F I L				
<i>Designación</i>	89x6,3	C120x10	S130x22	S150x18,6
<i>Área [m²]</i>	0,00199	0,001258	0,0028	0,002362
<i>I_{XX} [m⁴]</i>	2,2x10 ⁻⁶	3,12x10 ⁻⁶	6,33x10 ⁻⁶	9,2x10 ⁻⁶
<i>I_{YY} [m⁴]</i>	2,2x10 ⁻⁶	0,1998x10 ⁻⁶	0,6951 x10 ⁻⁶	0,7575 x10 ⁻⁶
<i>c [m]</i>	0,0445	0,0635	0,042	0,051

Los resultados para los perfiles seleccionados se expresan en la Tabla 36.

Tabla 36. Esfuerzos y factor de seguridad para diversos perfiles estandarizados en el apoyo “A”

Designación	Cuad. 89x6,3	C120x10	S130x22	S150x18,6
σ_A [Mpa]	136	104	44,6	36,7
σ_o [Mpa]	0,147	0,023	0,934	0,712
$\sigma_{MÁX}$ [Mpa]	136,147	137,287	45,534	37.142
FS	1,2	1,2	3,5	4,3

Según los resultados mostrados en la tabla, el perfil estandarizado que ofrece un factor de seguridad superior a 4, es el S150x18,6.

Verificando el valor de esfuerzo crítico para el caso de la posición vertical, mediante la ecuación [48]; se tiene un esfuerzo crítico de 7,1 Mpa.

Apoyo “B”

Para un primer cálculo se despreció el peso propio de dicho apoyo, tomando en cuenta cómo afecta la reacción R_B a este elemento, al considerar la reacción como una fuerza aplicada en el extremo de una viga empotrada, a lo largo de su dirección.

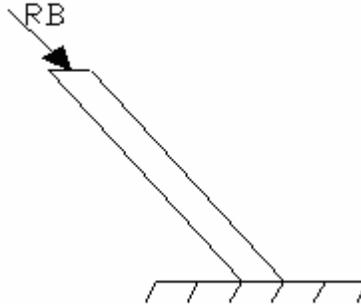


Figura 68. Modelado apoyo B; considerando la compresión que ejerce la fuerza R_B .

Apoyo “B” modelado por columna

En este apoyo, la fuerza R_B produce compresión en dicho apoyo por lo que se ha modelando utilizando el modelo de Euler para columnas empleado en el apoyo “A”; donde se ha determinado el valor del momento de inercia mínimo para cumplir con un factor de seguridad de 10 sin haber considerado el peso propio del elemento en un primer cálculo. En la posición horizontal la fuerza R_B alcanza su valor máximo, de la Figura 65 $R_B=5736N$ y con el modelo de Euler se ha obtenido los siguientes resultados:

P_{CR} [N]	57360
L_e [m]	9,38
$I_{MÍN}$ [mm ⁴]	$2,55 \times 10^6$

Seleccionando en este sentido el perfil estandarizado cuadrado que tiene las siguientes especificaciones.

Designación	Cuad. 110×3,4
Área [m ²]	0,001410
I _{XX} =I _{YY} [mm ⁴]	2,63×10 ⁶
S _{XX} =S _{YY} [m ³]	4,782×10 ⁻⁵
Masa/long [kg/m]	11,02

Con este valor, el esfuerzo crítico alcanza un valor de 41Mpa.

Apoyo “B” modelado por flexocompresión

Tomando en cuenta el propio peso del apoyo (P), estimado en 515N; se ha calculado el esfuerzo máximo que pudiera alcanzarse por flexocompresión en el mismo. La Figura 69 ilustra las cargas que producen este efecto, tomando un valor de C” de 1/6 y así poder aplicar las ecuaciones [56] y [57] en este apoyo; donde ahora la fuerza que origina flexión es la componente del propio peso en la componente perpendicular al apoyo (Py’), mientras que la compresión viene dada además de la reacción en “B”, por la componente del propio peso en dirección del apoyo (Px’).

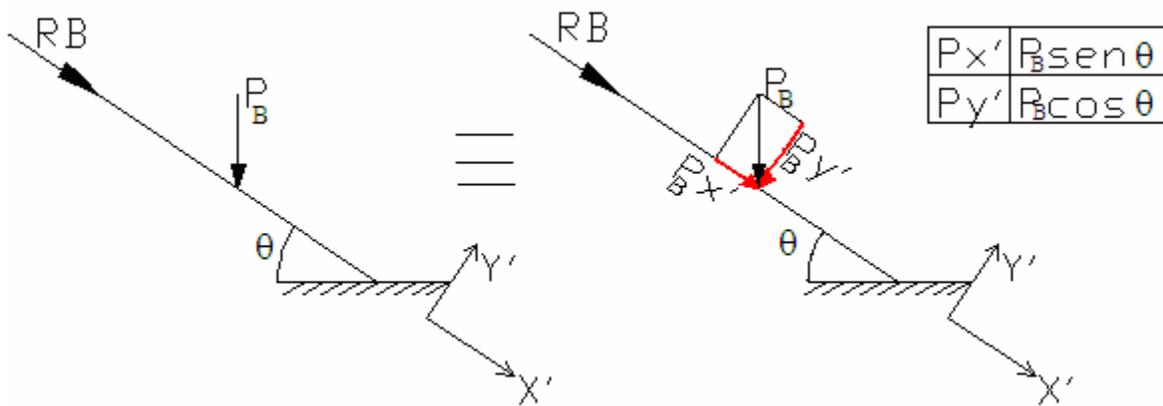


Figura 69. Apoyo “B” considerando el propio peso

Resultando:

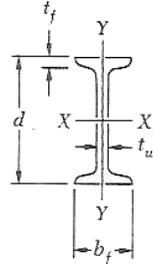
P _{X'} [N]	124
P _{Y'} [N]	500
σ MÁXB [Mpa]	28
F.S.	5,7

6.2.1.3. Riel

Sobre este elemento deslizará el apoyo de inclinación variable B; se ha seleccionado un perfil de viga en I de 10 cm de alto, con la finalidad de facilitar su anclaje en sus patines,

dicho perfil debe estar debidamente lubricado para facilitar el deslizamiento del apoyo. Del mismo modo, llevará grabada una escala lineal para la ubicación de los ángulos de inclinación del banco. Las propiedades de este perfil estructural se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 37. Perfil seleccionado para el riel.



Designación	S100x8
Área [m²]	0,00106
I_{xx} [m⁴]	1,71x10 ⁻⁶
c [m]	0,05

6.2.1.4. Patines

Estos elementos sirven de interfase entre todos aquellos elementos que deslicen sobre el riel; se han diseñado en función de la forma del riel; aprovechando lo robusto de los perfiles de los largueros (canales, ó en C) para su elaboración. El proceso de fabricación comprende básicamente operaciones de corte y soldadura; se recomienda consultar con expertos en ésta área respecto a la geometría más adecuada del cordón de la junta dadas las fuerzas calculadas (R_{BX} , ver Figura 66). La geometría de este elemento se ilustra en la Figura 70.

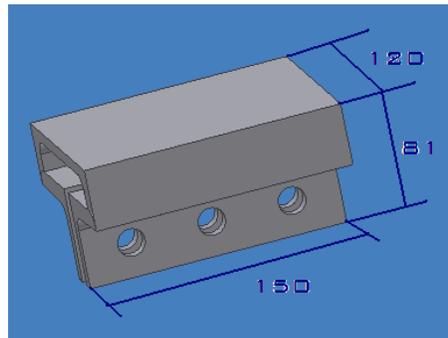


Figura 70. Dimensiones asignadas a patín que desliza sobre el riel.

6.2.1.5. Elementos de unión

Dado que las cargas aplicadas en el banco no son constantes con el tiempo; debido a que las condiciones de flujo tanto de líquido como de gas son variables, los esfuerzos se repiten un cierto número de veces, por lo que podría tener como consecuencia una *falla por fatiga*, esto hace reflexionar sobre la forma más adecuada de realizar la unión de los elementos que conforman el marco.

En otro orden de ideas, también hay que considerar el hecho que la inclinación del banco es variable; lo cual se ha tomado en cuenta también para el diseño de dichas uniones.

Travesaños y diagonales en el larguero

Si se piensa en soldadura al arco eléctrico para hacer las uniones de estos elementos, hay que partir del hecho que el material del electrodo es por lo general el material más fuerte. Si unido a esto, se parte del principio que se emplea calor, se experimentan cambios metalúrgicos en el metal base cerca de la soldadura, además de los pequeños vacíos e inclusiones que se producen introduciendo esfuerzos residuales a causa de la sujeción de las piezas, lo que constituye un factor concentrador de esfuerzos; lo cual no es deseable para las condiciones de carga de fatiga. Se puede obtener buenos resultados con el diseño y realización de la junta adecuada, pero hacerlo resulta costoso (Ignoto, 2004).

En este sentido, si se le compara con uniones apernadas, donde estas últimas al aplicarle los principios y conceptos de fatiga, indican que las concentraciones de esfuerzos está siempre presente en los fondos de las roscas (Juvinal, 1991), donde tomando en cuenta la concentración de esfuerzos y haciendo una adecuada selección del perno, se puede trabajar en la zona de vida infinita para cargas por fatiga. Es por ello, que se han seleccionado las uniones apernadas en estos elementos.

Unión travesaño y larguero.

Dado que la selección de ambos perfiles (tanto travesaño como larguero) son abiertos, se tiene una ventaja para realizar la unión apernada; se ha estimado un valor de diámetro mínimo para resistir las cargas promedio, donde la junta considerada se muestra en la Figura 71, y su respectivo modelado en la Figura 72.

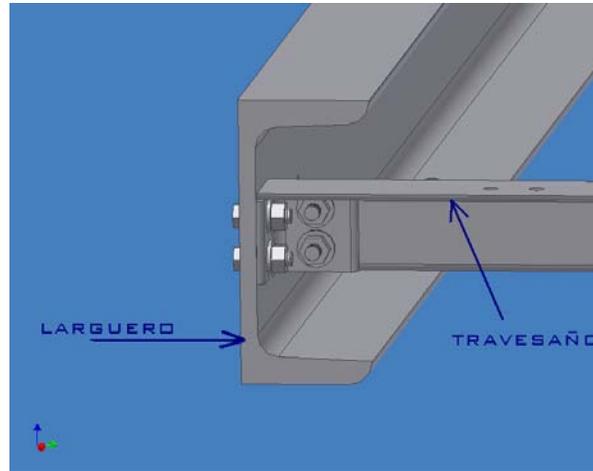


Figura 71. Diseño unión travesañ-larguero.

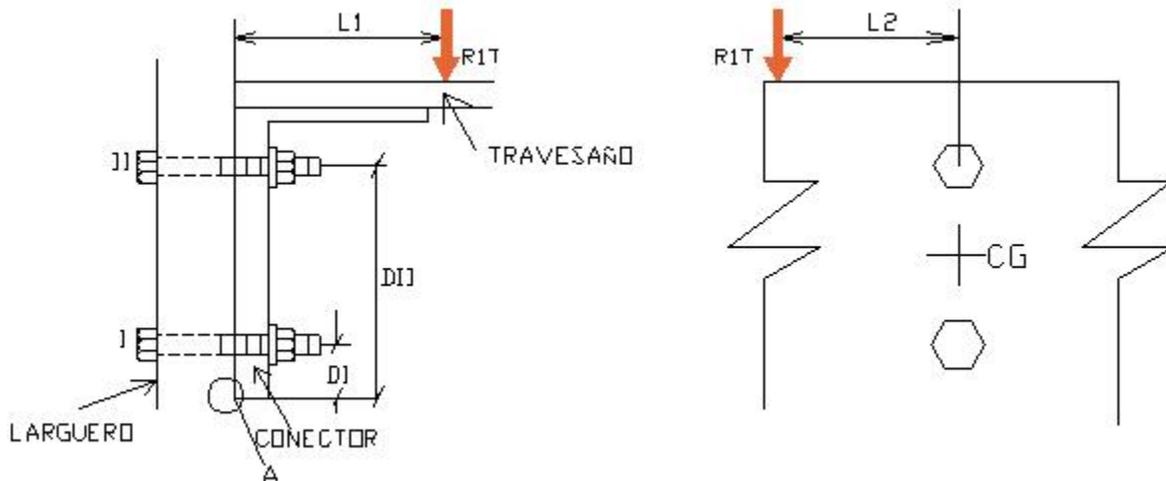


Figura 72. Unión travesañ larguero soportada por dos pernos.

Para este caso, la atención está centrada en el plano cortante del perno (en la superficie de contacto entre el conector y el larguero); donde este plano está también sujeto a una fuerza de tracción, debido a que la carga aplicada en el travesañ (R_{1T}) hace que el conector tienda a girar alrededor del punto A. Considerando este último como rígido, la deformación (y por lo tanto la carga) sobre el perno II es D_{II}/D_I veces la carga del perno I; por diseñarlos ambos de un mismo tamaño. Se supondrá una sobrecarga de diseño (SD) de 10 en los pernos, donde la suma de momentos respecto al punto A es:

$$L_1 \times (R_{1T} \times SD) = D_1 \times F_I + D_{II} \times F_{II}$$

$$L_1 \times (R_{1T} \times SD) = \frac{D_I^2}{D_{II}} \times F_{II} + D_{II} \times F_{II}$$

$$F_{II} = \frac{L_1 \times R_{1T} \times SD \times D_{II}}{D_I^2 + D_{II}^2} \quad [58]$$

La fuerza excéntrica R1T, además de bajar el soporte, también tiende hacerlo girar en sentido de las agujas del reloj con respecto al centro de gravedad de la sección transversal del par de pernos, en la Figura 73 se observa lo que ocurre en este plano.

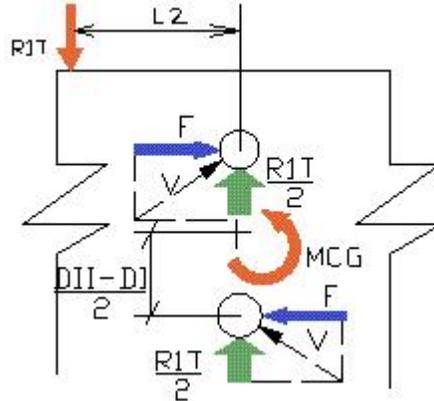


Figura 73. Equilibrio de la fuerza y el momento en el plano de corte para la unión travesaño-larguero

$$\sum M_{CG} = 0 : (R_{1T} \times SD)L_2 = 2F \left(\frac{D_{II} - D_I}{2} \right)$$

$$F = \frac{R_{1TD} \times SD \times L_2}{D_{II} - D_I} \quad [59]$$

$$V = \sqrt{F^2 + \left(\frac{R_{1T} \times SD}{2} \right)^2} \quad [60]$$

Por lo tanto, el perno superior, está sujeto a un esfuerzo de tensión σ igual a F_{II}/A , y a un esfuerzo cortante τ igual a V/A , donde al sustituir en la ecuación de la energía de la distorsión se obtiene un esfuerzo a la tensión equivalente; el cual a ser igualado a un valor de esfuerzo de prueba (de fatiga en este caso), permite obtener el valor de área mínima en el perno; y a su vez el diámetro mínimo del mismo.

$$A_{MÍN} = \frac{\sqrt{F^2 + 3V^2}}{\sigma_p} \quad [61]$$

$$d_{MÍN} = \sqrt{\frac{4A_{MÍN}}{\pi}} \quad [62]$$

También hay que tomar en cuenta, que las reacciones en los extremos del travesaño no siempre son las mismas, dependerá de las relaciones líquido gas, o si la tubería está o no llena de alguno de estos fluidos; por lo tanto, dado lo complejo de predecir con exactitud la variación de la carga con el tiempo; se ha considerado que la situación de carga en el travesaño varía entre un valor mínimo (la tubería vacía) y un valor máximo (Tubería llena

de líquido denso); tomando el valor promedio de dicha carga, en este paso corrigiendo su valor por la sobrecarga de diseño (SD); siendo este un valor de *fuerza promedio*, la cual produce un *esfuerzo promedio*, tomado en cuenta para determinar el diámetro mínimo. Por otra parte, según Juvinal (1991); se han realizado pruebas extensivas para uniones apernadas donde se han obtenido valores de esfuerzos nominales alternos limitados a fatiga, cuando la instalación se hace de forma conveniente.

Para pernos de acero sin tratamiento térmico y cuerda estándar; se tiene un esfuerzo alternante de 69 Mpa (Ver apéndice A; Tabla A- 10), tanto la geometría como la situación de carga se resumen en la Tabla 38.

Tabla 38. Geometría y condiciones de carga para los pernos en la unión travesaño-larguero

<i>Geometría</i>		<i>Carga</i>	
L ₁ [mm]	20,5	F _{MÍN} [N]	32,2
L ₂ [mm]	11,4	F _{MÁX} [N]	80,2
D _I [mm]	8,2	F _{PROM} [N]	56,2
D _{II} [mm]	26,2	F _{PROM} × SD (R _{TI} × SD) [N]	562

Las cargas resultantes y la geometría resultante para estos pernos se resume en la Tabla 39.

Tabla 39. Geometría y carga calculada para los pernos en la unión travesaño-larguero

<i>Carga</i>		<i>Geometría</i>	
F _{II} [N]	400	A _{MÍN} [mm ²]	12,49
F [N]	356	D _{MÍN} [mm]	4
V [N]	455		

Con este diámetro se ha seleccionado pernos de acero de las especificaciones ASTM (A325 tipo 1); acero al carbono medio; serie rosca fina; de diámetro mínimo estandarizado de 6,35mm (¼ pulg.); se ha seleccionado esta especificación, ya que Shigley (2002) indica que su rosca es más corta; siendo muy empleadas para estructuras sometidas a cargas cortantes; ya que la longitud disminuida de la rosca proporciona más área del cuerpo. En función del diámetro de rosca estandarizado, se han seleccionado las tuercas y arandelas correspondientes (Ver apéndice A; Tabla A- 13, Tabla A- 14).

En cuanto a la longitud del sujetador (L); se debe garantizar que al menos sea mayor a la longitud de los elementos a sujetar más la altura tanto de la arandela como de la tuerca. Para el caso de la unión larguero-travesaño; se tienen espesores respectivos de 7 y 3 mm; si a esto se le suma las alturas de la arandela (1,65mm) y tuerca (6mm); se tiene una longitud

que debe ser mayor a 17 mm. La Figura 74 ilustra sobre la forma en que debería estar hecho el montaje.

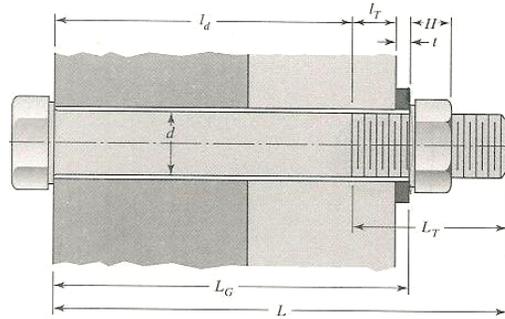


Figura 74. Montaje de perno en unión larguero travesaño.

Unión diagonal y larguero.

De forma análoga a la unión de los travesaños con el larguero; se ha determinado el diámetro equivalente para estas uniones, donde dado el ángulo de inclinación; se ha diseñado el tipo de unión que se muestra en la Figura 75.

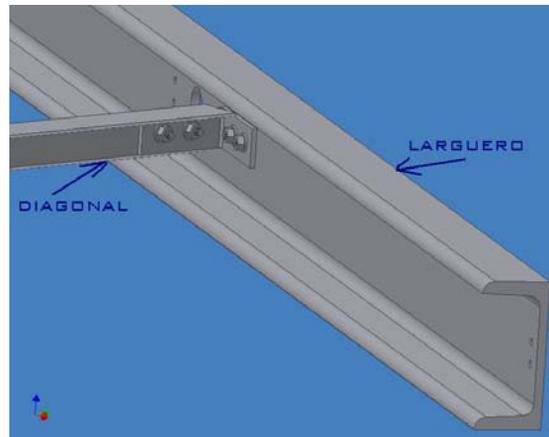


Figura 75. Diseño unión diagonal-larguero.

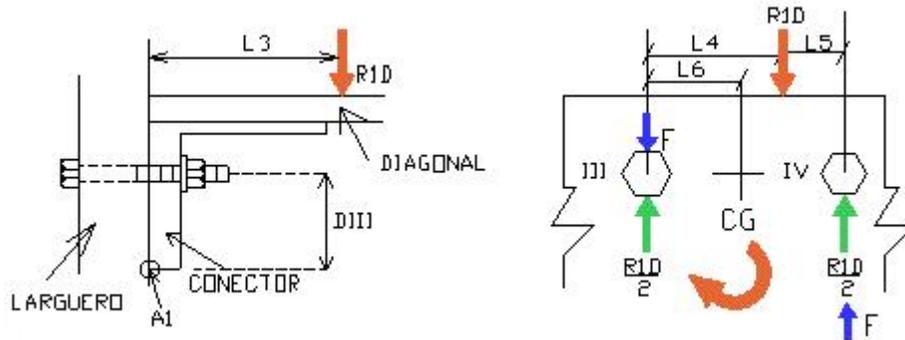


Figura 76. Unión travesaño larguero soportada por dos pernos.

Siguiendo el proceso análogo utilizado para estimar el diámetro del perno para la conexión del travesaño; donde para este caso específico el perno sometido a mayores esfuerzos es el perno IV; donde las siguientes ecuaciones permiten calcular el valor estimado de las cargas incógnitas que producen esfuerzos en la unión (F_{III} , F_{IV} , F , V). El área y diámetro mínimo se determinaron mediante las ecuaciones [61] y [62].

$$F_{III} = F_{IV} = \frac{L_3 \times R_{1D} \times SD}{2D_{III}} \quad [63]$$

$$F = \frac{(L_4 - L_6)}{2 \times L_6} \times R_{1D} \times SD \quad [64]$$

$$V = F + \frac{R_{1D} \times SD}{2} \quad [65]$$

Donde la geometría y situaciones de carga se resumen de igual modo en la Tabla 40

Tabla 40. Geometría y condiciones de carga para los pernos en la unión diagonal-larguero

<i>Geometría</i>		<i>Carga</i>	
L_3 [mm]	50	$F_{MÍN}$ [N]	41
L_4 [mm]	29	$F_{MÁX}$ [N]	48
L_5 [mm]	2	F_{PROM} [N]	65
L_6 [mm]	15	$F_{PROM} \times SD$ ($R_{TI} \times SD$) [N]	650
D_{III} [mm]	17		

Las cargas resultantes y la geometría resultante para estos pernos se resume en la Tabla 41.

Tabla 41. Geometría y carga calculada para los pernos en la unión diagonal-larguero

<i>Carga</i>		<i>Geometría</i>	
F_{III}, F_{IV} [N]	956	$A_{MÍN}$ [mm ²]	20
F [N]	607	$D_{MÍN}$ [mm]	5
V [N]	932		

De esta forma, se han seleccionado los pernos de las mismas especificaciones que en los travesaños, ASTM (A325 tipo 1); acero al carbono medio; serie de rosca fina; de diámetro mínimo estandarizado de 6,35mm (¼ pulg.) ($A_t=21$ mm²); con sus respectivas arandelas y tuercas estandarizadas.

De forma análoga; la longitud total del perno dado que el espesor del conector, especificación del perno y sus elementos de montaje son los mismos que para la unión con el travesaño, se tiene una longitud mínima de 17 mm. El ensamble de este conjunto, se encuentran en el plano 7-3.

Unión marco y apoyos.

Se mencionaba en el punto 6.2.1.3; que esta estructura es de inclinación variable; lo cual quiere decir que debe tener libertad para pivotar alrededor de los puntos de apoyo. Sin embargo cuando se establece el ángulo deseado se debe restringir que el banco continúe su movimiento; además también de tomar en cuenta que las cargas presentes son variables, aspecto de importancia para el diseño.

Unión marco-Apoyo “A”

la Figura 77 ilustra la unión de ambos elementos; donde se ha colocado una bocina con la fines estéticos además de proporcionar apoyo y obtener una mejor distribución de esfuerzos en el perno.

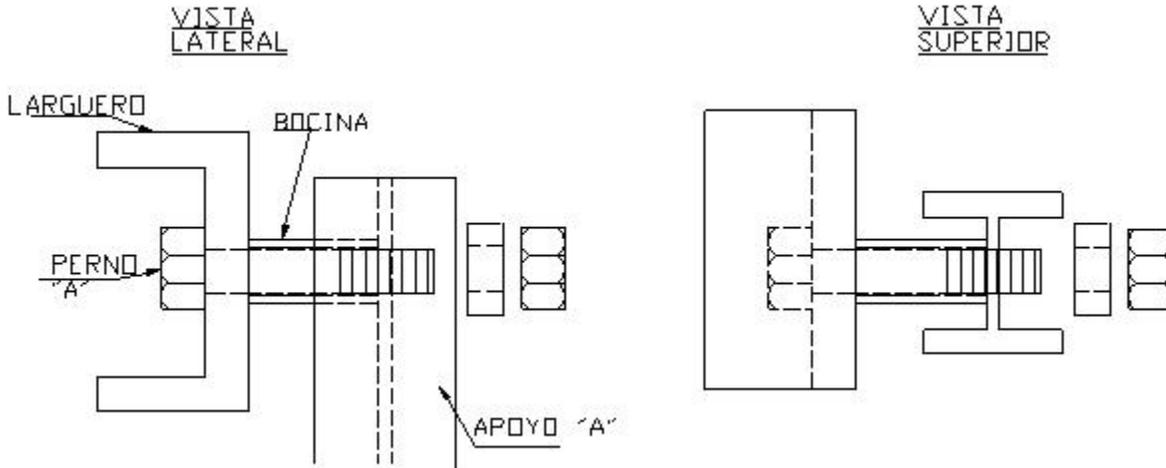


Figura 77. Unión marco-apoyo “A” soportada por un perno.

La reacción resultante en el apoyo hace que dicho perno esté sometido a fuerza cortante; donde como ya se ha visto; puede ser variable. Para este caso, las ecuación que aplica para determinar el área transversal mínima es la [66],y para el diámetro mínimo la [62] conocidas las cargas mínimas (reacción producida por el propio peso del marco) y la carga máxima (reacción producida por el propio peso más la carga adicional de la tubería llena de líquido denso).

$$A_{MÍN} = \frac{F_{PROM} \times SC}{\tau} \quad [66]$$

La condición de carga más desfavorable es la horizontal (ver Figura 64); se ha resumido en la Tabla 42 los valores de dichas cargas; determinados para cálculos anteriores

utilizando una hoja de cálculo en Microsoft EXCEL, tomando como sobrecarga de diseño (SD) un valor de 10.

Tabla 42. Condiciones da carga sobre apoyo “A”

$F_{MÍN}$ [N]	3185
$F_{MÁX}$ [N]	5570
F_{PROM} [N]	4377,5
$F_{PROM} \times SC$ [N]	43775

Donde el esfuerzo tomado es el estimado para los pernos para fatiga, de 69 Mpa. Mediante las ecuaciones [66] y [62] ha resultado un área mínima transversal de 634 mm² y un diámetro de 29 mm (1,14 pulg). Seleccionando en este sentido pernos ASTM (A325 tipo 1); acero al carbono medio; serie de rosca fina; de diámetro inmediato superior estandarizado de 6,35mm (1¼ pulg.); con sus respectivas arandelas y tuercas estandarizadas. La longitud debe ser mayor a 90mm tomando en cuenta los espesores el larguero, alma del apoyo, bocina, arandela y tuerca estandarizada correspondiente.

Unión marco-Apoyo “B”

Se procede de forma análoga al cálculo del perno en el apoyo “A”; donde en este caso la fuerza cortante resultante viene por la reacción en dicho apoyo, donde resulta mayor para una posición horizontal del banco (ver Figura 65).

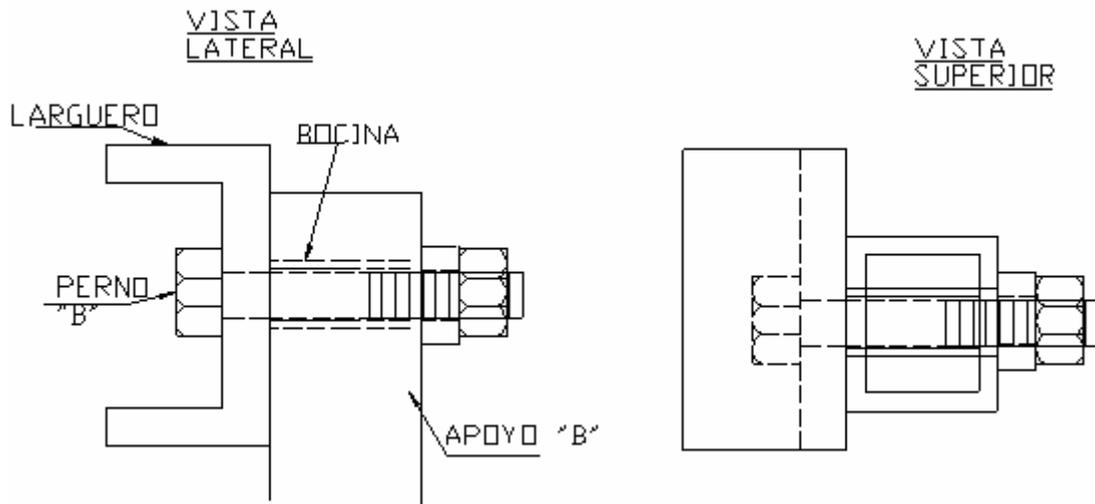


Figura 78. Unión marco-apoyo “B” soportada por un perno.

Las condiciones de carga mínima, máxima, promedio se listan en la Tabla 43

Tabla 43. Condiciones da carga sobre apoyo “B”

$F_{MÍN}$ [N]	3280
$F_{MÁX}$ [N]	5740
F_{PROM} [N]	4510
$F_{PROM \times SC}$ [N]	45100

Donde el esfuerzo tomado es el estimado para los pernos para fatiga, de 69 Mpa. Resultando un área mínima transversal de 653 mm² y un diámetro de 30 mm (1,18 pulg). Seleccionando en este sentido pernos ASTM (A325 tipo 1); acero al carbono medio; serie de rosca fina; de diámetro inmediato superior estandarizado de 6,35mm (1¼ pulg.); con sus respectivas arandelas y tuercas estandarizadas. La longitud debe ser mayor a 150mm; tomando en cuenta los espesores el larguero, altura del apoyo, bocina, arandela y tuerca estandarizada correspondiente. Por acción y reacción, el perno que une a este apoyo con el riel debe tener la misma geometría.

En todos estos casos, se debe considerar el uso de la precarga en los pernos, y determinar el factor de seguridad contra fatiga utilizando alguno de los criterios existentes.

Precarga de los pernos. Criterio de fatiga de Goodman.

Un apriete razonable del perno hace que la capacidad de carga alterna del mismo sea independiente del apriete inicial (Juvinall, 1991), donde por ser los pernos dispositivos de fricción, aspectos como la vibración y la carga variable, hacen que los mismos se aflojen, esta situación es indeseable; y asegurando un alto valor de precarga se previene dicho aflojamiento; Shigley (2002) recomienda para carga de fatiga en conexiones no permanentes una precarga (F_i) de $0,75F_p$; siendo F_p la carga de prueba; y esta se define como el producto de esfuerzo a la tensión por la resistencia de pruebas (S_p) la cual se obtiene mediante tablas. Considerando esta precarga, se ha estimado el factor de seguridad mediante el *criterio de fatiga de Goodman*. Las ecuaciones aplicadas en este sentido se muestran a continuación.

$$F_i = 0,75 \times S_p \times A_t \quad [67]$$

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} \quad [68]$$

$$\sigma_a = \frac{CP}{2A_t} \text{ (tensión); } \sigma_{ea} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \text{ (combinadas)} \quad [69]$$

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad [70]$$

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d}; k_m = \frac{0,577 \pi E d}{2 \times \ln \left(5 \frac{0,577 l + 0,5 d}{0,577 l + 2,5 d} \right)} \quad [71]$$

$$S_m = \frac{Sut(S_e + \sigma_i)}{S_e + Sut} \quad (\text{C. Goodman}) \quad [72]$$

$$S_a = S_m - \sigma_i \quad [73]$$

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad [74]$$

$$T = 0,2 F_i d \quad [75]$$

Donde C, es la fracción de carga externa soportada por el perno, k_b es la rigidez efectiva estimada en el perno en la zona de sujeción, k_m es la rigidez de los elementos en la zona de sujeción; A_d es el área de diámetro mayor del sujetador; A_t el área de esfuerzo a tensión, l_t longitud de la parte roscada en el agarre, l_d es la longitud de la parte sin roscar en el agarre; n_f es el factor de seguridad. Por último, T es el par de torsión de apriete a la tensión inicial.

Tanto los datos como los resultados para los distintos pernos, se encuentran registrados en la Tabla 44 y en la Tabla 45 respectivamente.

Tabla 44. Datos para cálculo de precarga y fatiga en las diferentes uniones apernadas.

	Travesañ	Diagonal	Apoyo "A"	Apoyo "B"
S_p [Mpa]	586	586	510	510
Sut [Mpa]	827	827	728	728
A_t [mm ²]	23,48	23,48	692,25	692,25
A_d [mm ²]	31,7	31,7	791,8	791,8
l_t [mm]	19,05	19,05	69,85	76,20
l_d [mm]	5,94	5,94	30,14	83,84
d [mm]	6,35	6,35	31,75	31,75
k_b [Nm]	200×10^6	200×10^6	1439×10^6	926×10^6
k_m [Nm]	1079×10^6	1079×10^6	5829×10^6	5014×10^6
C	0,1564	0,1564	0,1979	0,1559
S_e [Mpa]	69	69	69	69
P [N]	40	95,6	-	-
F_i [N]	10321	10321	264785	264785

Tabla 45. Esfuerzos, factor de seguridad y par torsión de apriete en las diferentes uniones apernadas.

	<i>Travesaño</i>	<i>Diagonal</i>	<i>Apoyo "A"</i>	<i>Apoyo "B"</i>
σ_i [Mpa]	439,5	439,5	382,5	382,5
σ_a [Mpa]	2,49	4,37	2,98	3,07
S_m [Mpa]	469,3	469,3	413	413
S_a [Mpa]	29,84	29,84	29,91	29,91
n_f	11	6,7	10	9,7
T [Nm]	13,1	13,1	1681,38	1631,38

6.2.1.4. Mecanismo elevación del banco y fijación del ángulo

En este sentido, se ha decidido utilizar un mecanismo que cumpla con dos objetivos: modificar el ángulo de inclinación del banco y fijar el mismo en un valor deseado. Es por ello que se ha considerado el uso de un *tornillo de transmisión de potencia*; para cambiar el movimiento angular en movimiento lineal y lograr ambos objetivos propuestos.

En primer lugar se ha estimado la geometría (diámetro) de este elemento para soportar las situaciones de carga; y en segundo lugar; el par torsión necesario para mover el peso de la estructura con la tubería vacía; eficiencia durante el levantamiento de la carga y los esfuerzos de torsión y compresión en el cuerpo.

Este tornillo se ubica en el centro de la estructura en la parte inferior como se muestra en la Figura 79. para colocarlo en esta posición se ha dispuesto de dos secciones de vigas perforadas en el centro. La Figura 80 muestra un detalle sobre la disposición de las vigas que lo soportan.

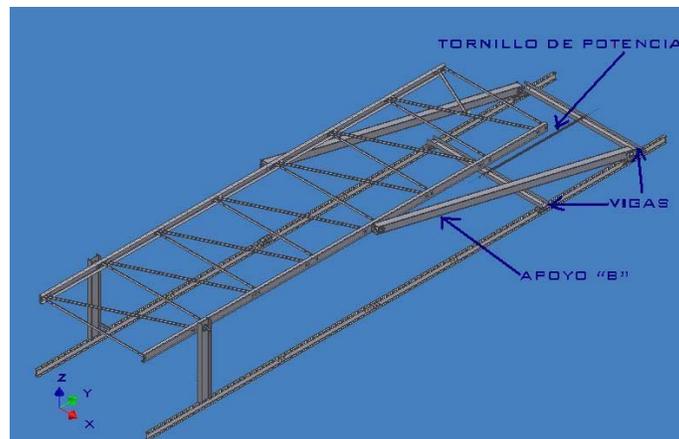


Figura 79. Ubicación tornillo de potencia



Figura 80. Detalle tornillo de potencia.

Cargas

Este tornillo fue diseñado para mantener el banco en una determinada posición según el ángulo de operación. Como una de las vigas que lo contiene está solidaria al apoyo B; tanto la viga como el tornillo; deben soportar la carga axial (dirección en el eje y Figura 79) producida por la reacción que produce el apoyo B en esa dirección (el doble ya que son dos apoyos). Se ha tomado el caso más desfavorable, donde la fuerza más grande está en dirección paralela a los rieles en la posición horizontal, también esta carga es variable entre un valor máximo y mínimo. Esta variación es consecuencia del llenado y del vaciado del circuito de tuberías soportado por la estructura, donde el valor de F varía, $6100\text{N} < F < 11000\text{N}$, con un valor de fuerza promedio de 8550, y además de ello se ha considerado una sobrecarga de 10.

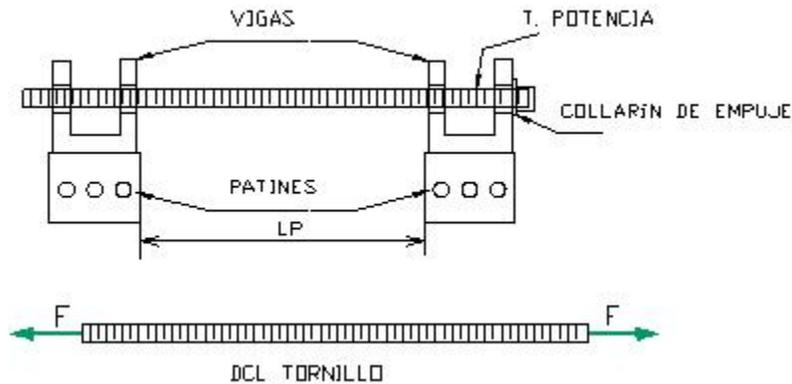


Figura 81. Diagrama de cuerpo libre tornillo de potencia.

Se ha tomado el límite de resistencia a la fatiga como determinado para uniones apernadas de 69 Mpa, y una longitud L_p de 1,5m; se estimó un área de resistencia a la tensión mínima (A_t) cuyo diámetro es de 28 mm (1,1 pulg); llevándolo al diámetro promedio inmediato superior estandarizado de 3,81 cm (1½ pulg), pensando en el uso de roscas ACME *dobles* para la transmisión de potencia. Verificando el factor de seguridad de falla por fatiga, se obtuvo un valor de 8.

Transmisión de potencia

Tomando en cuenta que el banco debe moverse cuando el sistema no se encuentra en funcionamiento (tubería vacía), la fuerza a vencer es el peso propio de la estructura; considerando un 15% más por concepto de tubería e instrumentación; lo cual implicaría una fuerza axial para mover el banco en la posición horizontal y pequeños ángulos (ya que la reacción axial es mayor para esta posición) de aproximadamente 7015N. Las ecuaciones para determinar los parámetros relacionados con este tornillo se listan a continuación:

$$d_m = D_M - \frac{p}{2} \quad [76]$$

$$l = 2p \quad [77]$$

$$d_r = D_M - p \quad [78]$$

$$T_S = \frac{F \times d_m}{2} \left(\frac{l + \pi \times f \times d_m \times \sec \alpha}{\pi \times d_m - f \times l \times \sec \alpha} \right) + \frac{F \times f_c \times d_c}{2} \quad [79]$$

$$T_B = \frac{F \times d_m}{2} \left(\frac{\pi \times f \times d_m \times \sec \alpha - l}{\pi \times d_m + f \times l \times \sec \alpha} \right) + \frac{F \times f_c \times d_c}{2} \quad [80]$$

$$\pi \times f \times d_m > l \text{ (Condición autobloqueo al bajar)} \quad [81]$$

$$e = \frac{F \times l}{2\pi T} \quad [82]$$

$$\tau = \frac{16T}{\pi \times d_r^3} \quad [83]$$

$$\sigma = \frac{4F}{\pi \times d_f^2} \quad [84]$$

Donde D_M es el diámetro mayor, p es el paso, d_m el diámetro medio, d_c el diámetro del collarín de empuje; l es el avance del tornillo, d_r es el diámetro mínimo, f es el factor de fricción para pares roscados, se le consigue en tablas (Ver apéndice A, Tabla A- 7), f_c es el factor de fricción con el collarín de empuje, T_S es el torque necesario para subir la carga, en

este caso mover la carga en contra de la reacción que se produce en dirección en el eje Y; T_B es el torque necesario para bajar la carga; e es la eficiencia, τ es el esfuerzo cortante nominal en torsión del cuerpo del tornillo y σ el esfuerzo axial en el tornillo debido a la carga F . La Tabla 46 y la Tabla 47 muestran los datos y los resultados respectivamente para el tornillo de potencia.

Tabla 46. Datos para cálculo de tornillo de potencia

$D_M [mm]$	38,1	f	0,14
$p [mm]$	6,35	f_c	0,14
$d_c [mm]$	40	$\alpha (deg)$	30

Tabla 47. Esfuerzos, eficiencia, torque para mover la carga mediante tornillo de potencia seleccionado.

$d_m [mm]$	34,92	$\pi f d > l$	15,36 > 12,7 (autobloqueante)
$l [mm]$	12,7	$e [\%]$	26,1
$d_r [mm]$	31,75	$\tau [Mpa]$	8,6
$T_S [Nm]$	54,15	$\sigma [Mpa]$	8,1
$T_B [Nm]$	-25,108		

Vigas para el tornillo de potencia

Se mencionaba que este elemento posiciona el tornillo de potencia en el centro de la estructura. El mismo estará sometido a cargas de fatiga que producen flexión en dicho elemento; este elemento en sus extremos está fijo un par de patines, que serán los que se fijarán al riel, la Figura 82 muestra dicho perfil perforado.

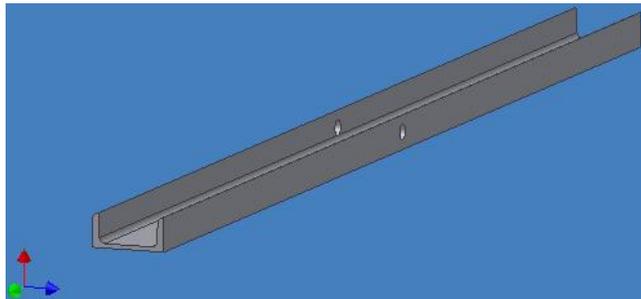


Figura 82. Viga para soportar tornillo de potencia.

En este sentido, se ha seleccionado el mismo perfil de los largueros, un elemento robusto que sea capaz de soportar la carga que existe en esta dirección; por ser un elemento que tiene en el centro un agujero por el cual pasa el tornillo de potencia (concentrador de esfuerzos), se ha realizado un estudio por fatiga; ya que una falla de este elemento por esta vía podría traer como consecuencia el colapso de la estructura.

En este sentido se han calculado los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga; K_a , K_b , K_c , K_d , K_f .

$$k_a = a \times S_{ut}^b; a, b \rightarrow \text{tabla} \quad [85]$$

$$k_b = 1,24 \times d e^{-0,107}; d e = \sqrt{\frac{0,052 \times c \times h + 0,1 \times e_1 \times (B - c)}{0,0766}} \quad (\text{geometría}) \quad [86]$$

$$k_c = 1 \quad (\text{flexión}) \quad [87]$$

$$k_d = 1 \quad (\text{temperatura ambiente}) \quad [88]$$

$$k_f = 1 + (k_t - 1)q; k_t \rightarrow \text{gráfico disponible en diversa bibliografía} \quad [89]$$

$$S_e' = 0,5 S_{ut} \quad [90]$$

$$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times \frac{1}{k_f} \times S_e' \quad [91]$$

$$\sigma = \frac{M}{S} \quad [92]$$

$$FS = \frac{S_e \times S_{ut}}{\sigma_a S_{ut} + S_e \sigma_m} \quad [93]$$

Donde los momentos para calcular los esfuerzos promedio y alterno; se determinaron utilizando el programa de “Vigas” V4.1b (2001) para la calculadora HP49 GX; tomando los valores de fuerza promedio y mínima estimadas previamente para el cálculo del tornillo de potencia. (8550 y 6100N respectivamente). La Tabla 48 muestra los valores respectivos de los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga, y el respectivo factor de seguridad de dicha viga.

Tabla 48. Factor de seguridad contra fatiga para la viga soporte del tornillo de potencia

k_a	0,7836	$M_m [Nm]$	3840
$d e [mm]$	25,4	$M_{min} [Nm]$	1610
k_b	0,879	$M_a [Nm]$	2230
k_t	1,5	$\sigma_m [Mpa]$	63
k_f	1,5	$\sigma_a [Mpa]$	39,5
$S_e' [Mpa]$	190	$S_{ut} [Mpa]$	380
$S_e [Mpa]$	89	FS	1,6

Este elemento se fijará al patín mediante un proceso de soldadura al arco eléctrico, al igual que en el caso del patín se recomienda consultar un experto en el área para soportar las reacciones en los extremos, las cuales por simetría tendrían un valor promedio y mínimo de 4275 y 3050N respectivamente.

Pernos de anclaje

Se ha tomado la previsión de colocar estos pernos a lo largo de riel, debido a posibles fuerzas externas que pudieran sacar al banco de su posición de equilibrio, la Figura 83 y la Figura 84 muestran el estudio de fuerzas realizado para el cálculo respectivo.

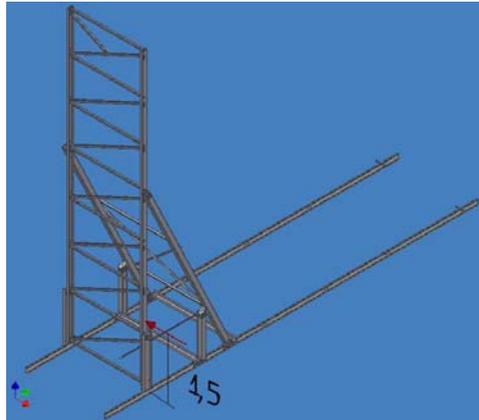


Figura 83. Estructura con carga aplicada para cálculo de pernos de anclaje

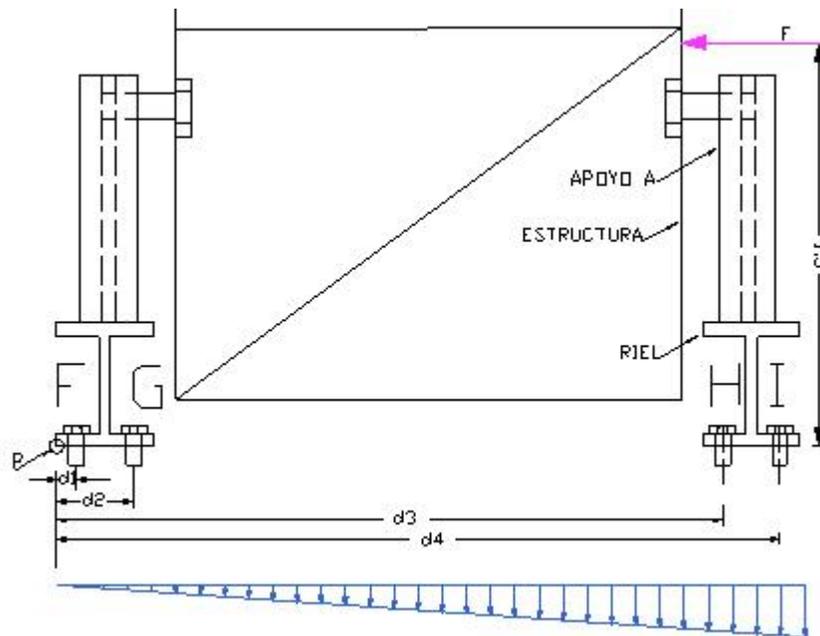


Figura 84. Vista frontal de la estructura con distribución de carga triangular.

La Figura 85 presenta lo que se ha denominado hilera de pernos; lo cual quiere decir que por cada riel se tiene dos hileras de pernos.

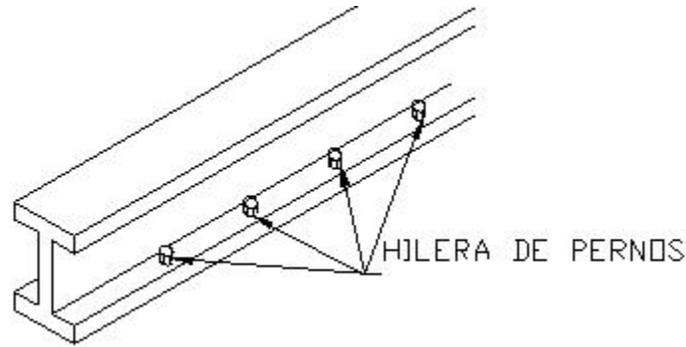


Figura 85. Hilera de pernos

En este sentido se ha considerado la aplicación de una carga puntual F estando el banco en una posición vertical; siendo el brazo de esta fuerza de 1,5m; pensando en un punto de apoyo de una persona de estatura y masa promedio de 1,70 m y 120kg respectivamente; el valor de esta fuerza aplicada se ha considerado como el peso de esta persona; es decir 1200N aproximadamente.

El efecto de esta fuerza sobre el riel hace que todo el conjunto, gire alrededor del punto P ; y se ha modelado considerando que se genera una distribución de fuerzas triangular para compensar el momento generado, que produce tracción en los pernos; siendo el más afectado de todos el más alejado de todos los pernos (I); considerando todos los pernos de un mismo diámetro y haciendo $\sum M_p = 0$ y mediante relaciones de triángulos obteniendo todas las fuerzas de tracción en los pernos en función de la fuerza en el perno I (F_I); y considerando que la fuerza se distribuye entre el número de pernos existentes a lo largo del riel; la expresión para determinar el número de pernos mínimo por cada hilera (en total son 4 hileras: la de los pernos F ; G ; H ; I) se presenta a continuación:

$$N^{\circ} \text{ pernos} = \frac{F}{F_I} \times \frac{b \times d_4}{(d_1^2 + d_2^2 + d_3^2 + d_4^2)} \quad [94]$$

Donde el valor de F_I se ha predeterminado como un valor de fuerza admisible; en función del esfuerzo normal a tensión admisible; y el diámetro de dichos pernos, los pernos utilizados para este fin, son los *pernos de anclaje de expansión con pasador guía* la Tabla 49 muestra algunas características de estos pernos.

Tabla 49. Datos suministrados por fabricante para perno de anclaje en concreto.

<i>Diámetro [mm](pulg.)</i>	[4,8] (3/16)	
<i>Esfuerzo admisible de tensión [Mpa]</i>	13,8	

Finalmente, y luego de aplicar la ecuación [94], se obtuvo el número de pernos mínimo por hilera, el resultado de este cálculo se muestra en la Tabla 50.

Tabla 50. Número de pernos por hilera

$F[N]$	$F_1[N]$	$b[mm]$	$d1[mm]$	$d2[mm]$	$d3[mm]$	$d4 [mm]$	N° Pernos por hilera
1200	220	1500	12,5	37,5	1923	1947,5	2,12

Donde el número inmediato superior es de tres pernos, dado que la longitud total del riel es de 9m; fijando una distancia de separación entre anclajes de 1m; colocando el primer perno a 0,5 de cualquier extremo; se tiene un total de 9 pernos por cada hilera, satisfaciendo de este modo el mínimo requerido.

Pernos pasantes para los patines.

Sobre un par de estos patines (uno en cada riel) se deberán hacer solidarias las vigas que conectan al tornillo de potencia; donde una de ellas debe permanecer fija al riel. Se utilizarán estos pernos para afianzar ó asegurar tanto el patín como la viga sobre el riel. La Figura 86 muestra la ubicación en el banco de estos patines.

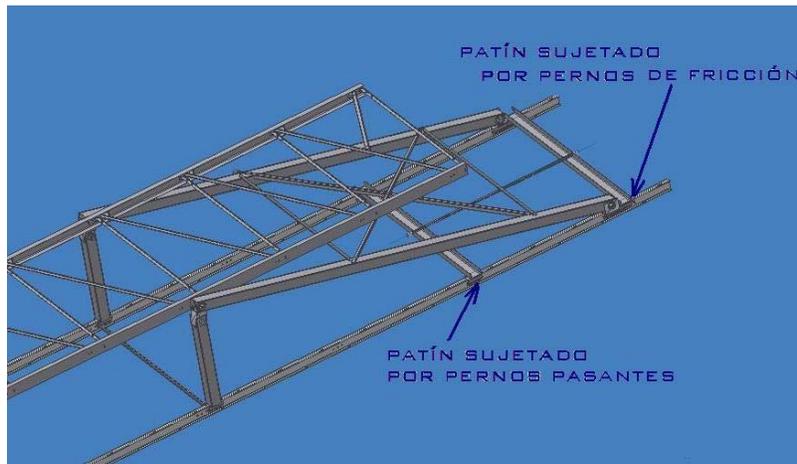


Figura 86. Patines sujetos por pernos pasantes y de fricción.

Se ha distribuido la carga en tres pernos sobre el patín (ver agujeros sobre el patín en la Figura 70) donde la carga transmitida a dichos pernos es la misma que produce tracción en el tornillo de potencia y flexión sobre las vigas que lo soportan ($6100N < F < 11000 N$); produciendo un efecto cortante en los mencionados pernos, donde la Figura 87 presenta las fuerzas cortantes generadas en cada perno según la fuerza F aplicada.

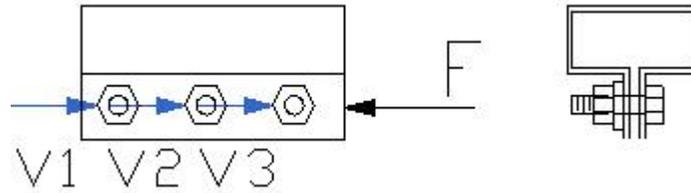


Figura 87. Carga que actúa sobre pernos pasantes

Donde la carga cortante asumida por cada perno, es la tercera parte del total. Se ha procedido a determinar el diámetro mínimo y el factor de seguridad por fatiga de la misma manera que los apoyos A y B; por tener la misma situación de carga; aplicando las ecuaciones desde la [67] hasta la [75]. La sobrecarga es de 10; entre los tres pernos quiere decir aproximadamente 3,3; redondeado a 4; por lo que luego de aplicar las ecuaciones, el diámetro resultante estandarizado ligeramente superior al calculado considerando un esfuerzo cortante es de 1,6cm (5/8 de pulgada). La Tabla 51; presenta los datos para determinar la precarga y factor de seguridad en estos pernos mientras que la Tabla 52 presenta los esfuerzos y el par torsión para apretar dichos pernos.

Tabla 51. Datos para cálculo de precarga y fatiga en pernos pasantes del patín.

	<i>Pernos pasantes</i>
S_p [Mpa]	586
S_{ut} [Mpa]	827
A_t [mm ²]	165
A_d [mm ²]	198
l_t [mm]	9
l_d [mm]	6
d [mm]	15,87 (5/8")
k_b [Nm]	2358×10^6
k_m [Nm]	5328×10^6
C	0,3068
S_e [Mpa]	69
P [N]	0
F_i [N]	72540

Tabla 52. Esfuerzos, factor de seguridad y par torsión de apriete en pernos pasantes del patín.

	<i>Pernos pasantes</i>
σ_i [Mpa]	439,5
σ_a [Mpa]	8
S_m [Mpa]	469,3
S_a [Mpa]	29,84
n_f	4
T [Nm]	230

Pernos de fricción (presión) para los patines.

Cumplen con la función de ayudar a disminuir la carga de los pernos pasantes sobre el patín; en este caso basados en la compresión contra el riel aumentando de esta forma la fuerza normal y como consecuencia la fricción para una mayor seguridad; considerando que el patín tiene tres agujeros; por concepto de fricción se tendrían 6 pernos en total (3 por cada lado); por lo que el diseño por fuerza cortante se divide ahora entre los seis pernos; resultando un diámetro estandarizado de 8mm (5/16 pulg). En diversas tablas, se encuentran el valor del par torsión para ajustar dicho perno; en este caso es de 18 N.m (Ver apéndice A; Tabla A- 15)

Sujeción de la tubería a la estructura

La sección recta de tubería (tanto ascendente como descendente); se fijará en los travesaños; utilizando para ello, gomas y sus respectivas abrazaderas. Previamente se introducen dichos tramos de tubería en gomas de poliuretano estandarizadas disponibles en el mercado; posteriormente; esta goma se fija al travesaño mediante una pletina con la forma requerida (abrazadera); apernada al travesaño, las siguientes figuras muestran estas piezas y su ubicación respectiva en el banco de ensayos.

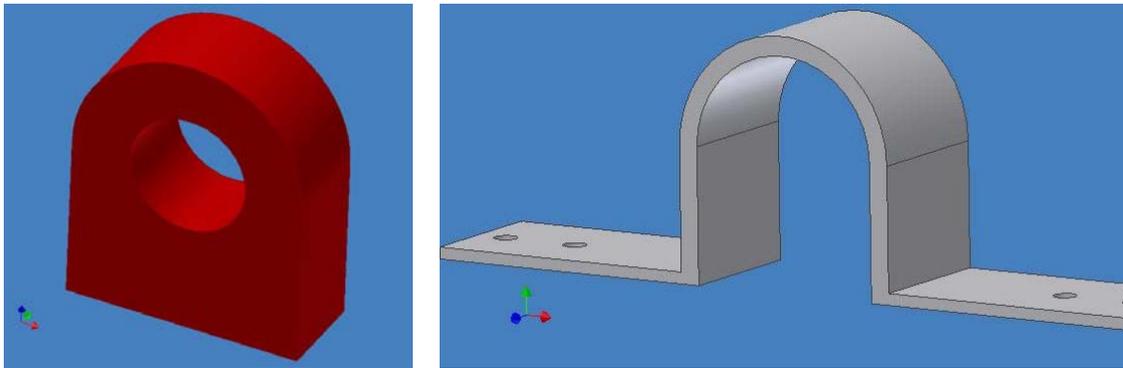


Figura 88. Izquierda: Goma de poliuretano; Derecha: abrazadera para goma en la tubería.

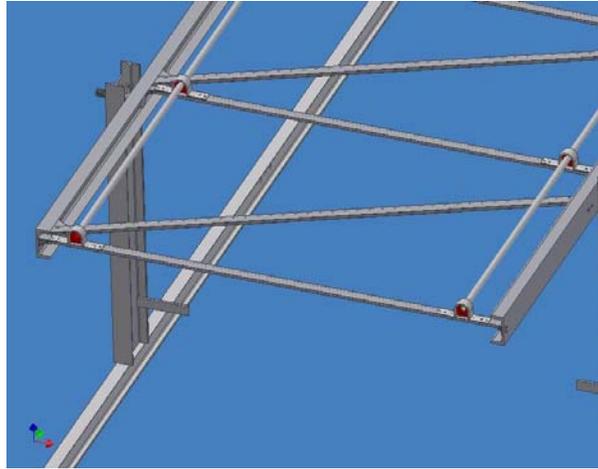


Figura 89. Tubería con los respectivos conectores.

6.2.1.6. Apoyo auxiliar

Debido a que el apoyo inclinado “B” para una posición del banco horizontal y pequeños ángulos produce elevadas reacciones; se ha utilizado el mismo perfil de dicho apoyo (Cuadrado de 110 cm); para elaborar un par apoyos móviles solidarios a un par de patines que deslicen sobre el riel; que por fricción ayude a soportar este apoyo de inclinación variable. La Figura 90 y la Figura 91 muestran la ubicación de este par de apoyos en la estructura para la posición horizontal.

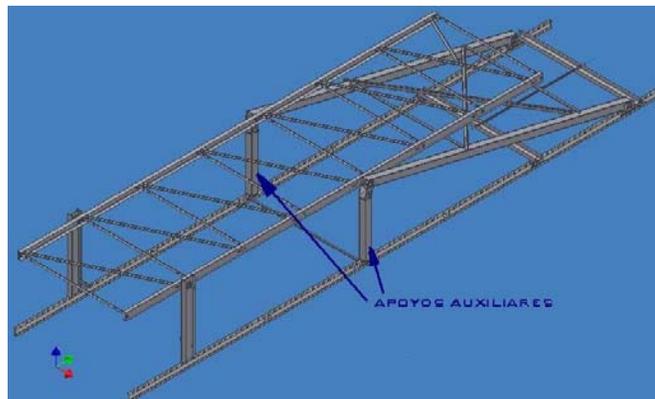


Figura 90. Ubicación apoyos auxiliares, posición horizontal de banco.

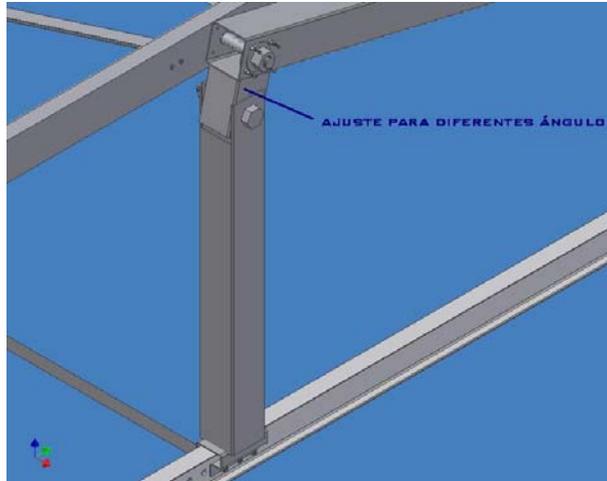


Figura 91. Detalle apoyo auxiliar, posición horizontal de banco.

6.3. SÍNTESIS DEL CAPÍTULO

En este capítulo se han tomado las consideraciones para desarrollar el concepto solución, se ha definido la geometría para las tuberías en la sección de flujo bifásico, se han estimado las longitudes y accesorios necesarios en la tubería de suministro de líquido para la selección de las bombas para el rango de caudal de operación y viscosidades, las tuberías y el tanque diseñado cumplen con los requerimientos mínimos exigidos por las normas ASME. Para el cálculo estimado de caídas de presión en la tubería de mezcla bifásica se ha utilizado un modelo de flujo homogéneo, utilizando el factor de fricción propuesto por García *et al.* (2003), para diferentes relaciones de líquido y aire. Se ha seleccionado el compresor en función de caudales a manejar en futuras etapas ya que su inversión inicial implica costos elevados. Además de ello se ha recomendado la instrumentación para el banco experimental.

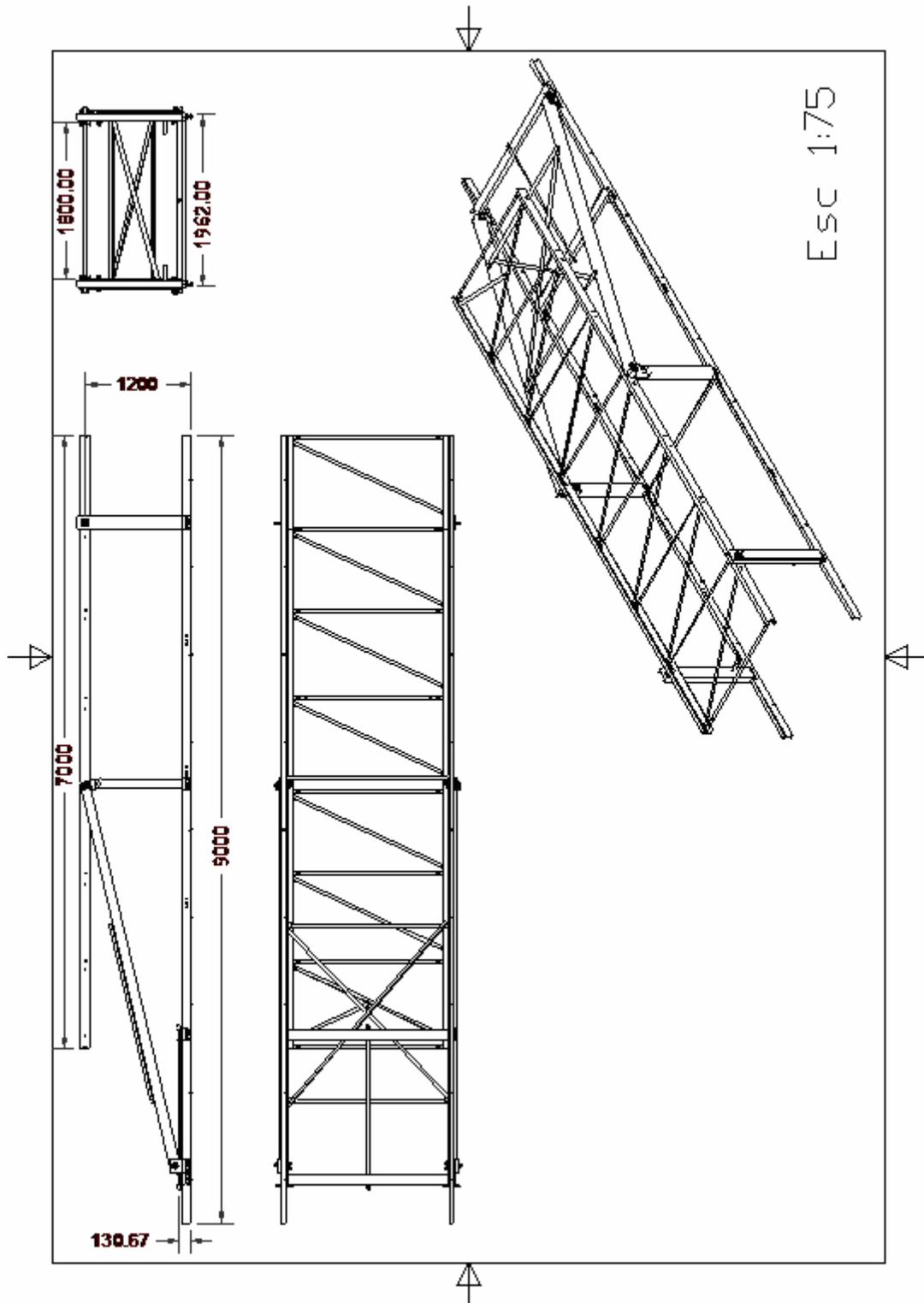
Posteriormente para el diseño de la estructura soporte, se fijó en principio la geometría del banco considerando conocida la tubería que esta misma estructura soportará. Se ha utilizado un criterio de deflexión para la selección de los perfiles en travesaños y diagonales. Ambos apoyos han sido modelados por flexocompresión en la posición más desfavorable (horizontal), así mismo se ha seleccionado el perfil para el riel y dada su forma los patines que sobre él deslizarán. También se han seleccionado uniones apernadas donde según el caso de fuerza cortante o cargas combinadas se ha determinado el diámetro requerido de los mismos, una vez determinado dicho diámetro, mediante el criterio de

fatiga de Goodman se verificaron los respectivos factores de seguridad, resultando en todos los casos mayores a la unidad.

En otro orden de ideas, se ha establecido un mecanismo para variar la posición del ángulo de inclinación moviendo para ello el apoyo inclinado, mediante un tornillo de potencia (Rosca ACME), ubicado en la parte central inferior del banco. Adicionalmente, se ha diseñado un apoyo de seguridad el cual podría ser colocado debajo del apoyo B para pequeños ángulos de inclinación en la tubería, esto por cuestiones de seguridad. Todo este conjunto de decisiones tomadas para el diseño lleva al producto final, en este caso los planos de construcción para la estructura soporte de las tuberías.

CAPÍTULO 7
PLANOS

7.1. ISOMETRÍA Y VISTAS PRINCIPALES.



**7.2. PLANO DE ENSAMBLE DE APOYOS, RIEL, TORNILLO DE
POTENCIA CON EL MARCO (LISTA DE PARTES)**

7.3. PLANO DE ENSAMBLE DEL MARCO (LISTA DE PARTES)

**7.4. PLANO DE CONSTRUCCIÓN PARA LOS DIFERENTES
COMPONENTES QUE CONFORMAN LA ESTRUCTURA.**

SUMARIO Y CONCLUSIONES

1. En el análisis comparativo de diferentes tipos de bancos de ensayos presentados en la literatura especializada utilizados para el estudio experimental de flujo bifásico bicomponente de gas y de líquido en tuberías se observó que un pequeño porcentaje de los bancos fueron diseñados para la obtención de resultados experimentales específicos. Sin evidencia aparente de la existencia de un estudio de la necesidad.
2. Existe diversidad de opiniones entre los diferentes investigadores encuestados; estando las mayores coincidencias en el uso de fluidos de diferentes viscosidades, ángulos de inclinación de 0° a $\pm 90^\circ$; y en el hecho de que la presión de operación es un factor poco relevante para la realización de pruebas.
3. De las visitas de usuarios a diferentes centros de investigación en el país donde existen bancos de ensayos y de las encuestas realizadas, se puede decir que hay muchos aspectos físicos relacionado con el flujo bifásico que aún no se han determinado, por ejemplo la longitud de desarrollo.
4. El espacio disponible ha resultado un factor limitante tanto para fijar la geometría del circuito experimental, como para la selección y ubicación de los equipos.
5. Mediante el uso de técnicas creativas, se ha logrado llegar a la propuesta de un concepto solución, el cual fue desarrollado desde el punto de vista ingenieril.
6. El banco experimental diseñados es versátil debido a que puede operar con ángulos de inclinación de 0° a $\pm 90^\circ$; trabajar con líquidos en un amplio rango de viscosidades, así como elevados caudales de gas.
7. Para el cálculo estimado de caídas de presión en la tubería de mezcla bifásica se ha utilizado un modelo de flujo homogéneo, utilizando el factor de fricción propuesto por García *et al.* (2003), donde para diferentes relaciones de líquido y aire en tuberías se verificó que la caída de presión en flujo bifásico, siempre es mayor que la caída de presión calculada considerando que el fluido operación fuese líquido de alta viscosidad (monofásico), lo cual concuerda con los resultados experimentales de los investigadores.

8. La deflexión de fue un parámetro importante en el diseño de la estructura, para evitar variaciones significativas del ángulo de inclinación para las pruebas por este concepto (9mm en posición horizontal, lo que implica una variación de ángulo de 0,07°).
9. La condición más desfavorable para la estructura, es la posición horizontal, y ángulos cercanos a esta posición; debido al ángulo de inclinación pequeño que forma el apoyo “B” respecto a la horizontal, motivo por lo cual la mayoría de los cálculos para la selección de los componentes constructivos se hicieron considerando esta posición particular.
10. La estructura cuenta con una geometría lo suficientemente robusta que soportará la colocación de tuberías de diámetros de hasta 10,16cm (4 pulg.)
11. Las tuberías de acero seleccionadas, cumplen con los requisitos de presión exigidos por la norma ASME B-31-3.
12. En la parte de selección de los componentes constructivos y del sistema de instrumentación, se destaca el elevado costo del compresor, donde se pone de manifiesto la necesidad de una adecuada selección de este equipo para cubrir la mayor gamma posible de pruebas en diferentes diámetros de tuberías.
13. Con las especificaciones indicadas en los planos desarrollados, se puede llevar a cabo la construcción de la estructura soporte para las tuberías e instrumentación, tomando una lógica de seguimientos de construcción adecuada.

RECOMENDACIONES

A fin de mejorar la viabilidad de la construcción de la propuesta de diseño para el banco de ensayos de flujo bifásico isotérmico de gas y líquido en tuberías y el desempeño del mismo, se enumeran las siguientes recomendaciones:

1. Consultar con los fabricantes tanto del compresor como de la (s) bomba (s) a adquirir sobre el tipo de bases más adecuados para la ubicación en sitio.
2. Estudiar la posibilidad de disponer zonas adyacentes al espacio actual existente, para una mejor ubicación de los equipos.
3. Hacer un estudio del compresor existente en la escuela de ingeniería mecánica para servicios auxiliares de los galpones de las escuelas de ingeniería mecánica y química, con la finalidad de contar con una línea auxiliar de aire en caso de ser necesario.
4. Se recomienda hacer un estudio de niveles ruido con todos los equipos en funcionamiento normal, para determinar si es necesario o no, el uso de protectores auditivos en el momento de realización de las pruebas.
5. Para las pruebas de altas velocidades superficiales de líquido ó de gas con las mayores dimensiones de tubería, se recomienda realizar un estudio detallado de vibraciones en la estructura soporte.
6. Adquirir un sistema de toma de datos para captar las señales provenientes de los instrumentos de medición para ser registrados.
7. Adquirir una cámara de alta velocidad para captar y poder apreciar posterior a las pruebas lo ocurrido en la zona para visualizar los patrones de flujo. Así mismo se recomienda iluminar la zona cercana a la parte de visualización de patrones de flujo.
8. Adquirir tuercas con protección contra aflojamientos; o en su defecto la procura de una pasta especial que cumple la misma función.
9. Implementar un sistema de control para la protección de los equipos y tuberías de sobrepresiones.
10. Buscar un mecanismo auxiliar para facilitar el ascenso o descenso del banco, este mecanismo podría ser un polipasto, torno, entre otros.

11. Aplicar base y pintura a la estructura metálica con protección contra la corrosión.
12. Colocar un aviso distinguible para los transeúntes del galpón, donde se prohíba colocarse debajo de la estructura, por cuestiones de seguridad.
13. Utilizar mangueras flexibles resistente a las presiones operativas para las conexiones previas al punto de mezcla.
14. Colocar una cerca para restringir el paso hacia el banco cuando esté fuera de uso, para evitar hurto de los instrumentos de medición.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alarcón, G., 1998. *Flujo de dos fases*. Facultad de Ingeniería, Escuela de Mecánica, ULA, Venezuela.
- Al-Safran, E., 2000. Two-phase flow in a hilly terrain pipeline. *Masters, Thesis. The University of Tulsa.*, 145-154.
- Arias, L., 2003. *Estudio experimental del flujo bifásico en tuberías verticales y casi inclinadas*. Trabajo de grado, magíster en ingeniería mecánica. Universidad Simón Bolívar, Venezuela.
- Asheim, H., Grodal, E., 1998. Holdup propagation predicted by steady-state drift flux models. *International Journal of Multiphase flow* vol. 24, No 5., 757-774.
- Avallone, E., Baumeister, T. 1995. *Marks, Manual del ingeniero mecánico*. Tomos I y II. Editorial Mc Graw Hill; novena edición, México.
- Badie, S., Hale, C, Lawrence, C., Hewitt, G., 2000. Pressure gradient and holdup in horizontal two-phase gas-liquid flows with low liquid loading. *International Journal of Multiphase flow* vol. 26., 1525-1543.
- Barnea, D., Shoham, O., Taitel, Y., 1980. Flow Pattern characterization in two-phase flow by electrical conductance probe. *International Journal of Multiphase flow* vol. 6,387-397.
- Beattie, D., Whalley, P., 1982. A simple two-phase frictional pressure drop calculation method. *International Journal of Multiphase flow* vol. 8, 83-87.
- Beggs, H., Brill J., 1973. A study of two-phase flow in inclined pipes. *Journal of petroleum technology* vol 25., 609-617.
- Bendiksen, K., 1984. An experimental Investigation of the motion of long bubbles in inclined tubes. *Int. Multiphase flow* vol. 10, No 4., 467-483.
- Chen, X., Cai, X., Brill, J., 1997. Gas-liquid stratified-wavy flow in horizontal pipelines. *Journal of energy Resources Technology. Vol 119.*, 209-212.

- Chen, Y., Chang, Y. Wang, C., 2000. *Air-water two phase flow in a 3-mm horizontal tube*.
Department of mechanical engineering, National Yunlin University of science and
technology, Taiwan.
- Creus, A., 1998. *Instrumentación industrial*. GLOBAL Ediciones, S.A., Sexta edición,
México.
- Daily, J., Halerman, D., 1975. *Dinámica de fluidos con aplicaciones en ingeniería*.
Editorial Trillas; México.
- Escalona, I., 1997. Neumática: Generación, Tratamiento y Distribución del Aire (Parte 1).
Disponible en <http://www.monografias.com>. Consultada en marzo de 2005.
- Fore, L., Witte, L., MCQuillen, J., 1997. Heat transfer to two-phase slug flows under
reduced-gravity conditions. *Int. Multiphase flow vol. 23, No 2.*, 301-311.
- Fundación MAPFRE. 1995. *Manual de ergonomía*. España.
- García, F., García, R., Padrino, J., Mata, C., Trallero, J., Joseph, D., 2003. Power Law and
composite power law friction factor correlations for laminar and turbulent gas-liquid
flow in horizontal pipelines. *Int. Multiphase flow 29.*, 1605-1624.
- García, F., 2004. Factor de fricción para flujo bifásico de gas y líquido en tuberías
horizontales para régimen laminar y turbulento. Tesis doctoral. Facultad de
Ingeniería, Universidad Central de Venezuela.
- Gaylord, E., Gaylord, C., 1992. *Técnicas modernas de ingeniería civil*. Editorial
continental. México.
- Grolman, E., Fortuin, J., 1997. Gas-liquid flow in slightly inclined pipes. *Chemical
engineering science, Vol 52, N° 24.*, 4461-4471.
- Goncalves, R., 2004. *Análisis de esfuerzos en sistemas de tuberías*. Trabajo no publicado.
- González, J., 2002. *Curso de transporte y manejo de crudos pesados*. Trabajo no publicado.
- Greene, R., 1992. Compresores, selección uso y mantenimiento. Mc. Graw Hill, México.

- Gudiel, M., 2005. *El proceso de diseño en ingeniería mecánica, versión 1.0*. Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela. Trabajo no publicado.
- Haoulo, M., 2004. Efecto de las propiedades de mezcla en el gradiente de presión de flujo de gas y de líquido en tuberías horizontales. Trabajo especial de grado. Facultad de Ingeniería, Universidad Central de Venezuela.
- Hart, J., Hamersma, P., Fortuin, J., 1989. Correlations predicting frictional pressure drop and liquid holdup during horizontal gas-liquid pipe flow with a small liquid holdup. *Int. J. Multiphase flow Vol 15, N° 6.*, 947-964.
- Head, C., Benson, J., Utku, S., 1976. *Análisis elemental de estructuras*. Editorial Mc. Graw Hill, segunda edición en español, México.
- Henley, E., Seader, J., 1998. *Operaciones de separación por etapas de equilibrio en ingeniería química*. Editorial Reverté, S.A., Segunda edición. México.
- Hetsroni, G., Mewes, D., Enke, C., Gurevich, M., Mosyak, A., Rozenblit, R., 2003. Heat transfer to two phase flow in inclined tubes. *International Journal of multiphase flow vol 29.*, 173-194.
- Hoogendoorn, C., 1959. Gas/liquid flow in horizontal pipes. *Chemical engineering science, 1959, vol. 9.*, 205-217.
- Ignoto, V., 2004. Soldadura para ingenieros. Centro Venezolano de Soldadura, Facultad de Ingeniería. Escuela metalúrgica y ciencia de los materiales. Caracas, Venezuela.
- Indisa C.A., 2002. Seminario sistemas de aire comprimido. Apuntes generales. Disponible en <http://www.cnpml.org>. [Consulta 2005, abril].
- Johnson, H., Abou-Sabe, A., 1952. Heat transfer and pressure drop for turbulent flow of air-water mixtures in a horizontal pipe. *Transactions of the ASME 74* , 977-987.
- Jong, P., Gabriel, K., 2003. A preliminary study of two-phase annular flow at microgravity: experimental data of film thickness. *International Journal of multiphase flow 29.*, 1203-1220.

- Juvinall, R., 1991. *Fundamentos de diseño en ingeniería mecánica*. Editorial limusa, México.
- Kawaji, M., Anoda, Y., Nakamura, H., Tasaka, T., 1987. Phase and velocity distributions and holdup in high/pressure steam/water stratified flow in a large diameter horizontal pipe. *Int. J. Multiphase flow Vol.13, N°2.*, 145-159
- Kudirka, A., Grosh, R., Mcfadden, P., 1965. Heat transfer in two-phase flow of gas-liquid mixtures. *I&EC fundamentals, vol 4, No 3.*, 339-344.
- Lafranchi, E., 1993. *Flujo multifásico*. PDVSA CIED, Venezuela.
- Lee, H., Lee, S., 2001. Pressure drop correlations for two-phase flow within horizontal rectangular channels with small heights. *International Journal of multiphase flow* 27., 783-796.
- Ma, Yin-Pang, Chung, Nien-Mien, Pei, Bau-Shei, Lin, Wei-Keng., 1991. Two simplified methods to determine void fractions for two phase flow. *Nuclear technology vol. 94.*, 124-130.
- Marcano, M., 2001. *Estudio del efecto de la configuración geométrica sobre la caída de presión y el huldop de líquido en una tubería flexible*. Pasantía Industrial, Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad central de Venezuela. Venezuela.
- Mc Cormick, E., 1969. *Human Factors engineering*. Editorial Mc Graw Hill. London.
- Megyesy, E., 1997. *Manual de recipientes a presión: diseño y cálculo*. Editorial Limusa. México.
- Minami, K., Shoham, O., 1993. Pigging dynamics in two-phase flow pipelines: experiment and modeling. *SPE Production & Facilities.*, 226-231.
- Minami, K., Shoham, O., 1994. Transient two-phase flow behavior in pipelines- experiment and modeling. *Int. Multiphase flow. Vol 20, No 4.*, 739-752.
- Mukherjee, H., Brill, J., 1983. Liquid holdup correlations for inclined two-phase flow. *Society of petroleum Engineers of AIME*. 1003-1008.

- Mukherjee, H., Brill, J., 1984. Empirical equations to predict flow patterns in two-phase inclined flow. *Int. J. Multiphase flow* Vol 11, N° 3., 299-315.
- Mukherjee, H., Brill, J., 1985. Pressure drop Correlations for Inclined Two-Phase flow. *Journal of energy Resources Technology.*, 549-554.
- Naughton, M., 1992. Bombas, selección uso y mantenimiento. Mc. Graw Hill, México.
- Ravipudi, S., Godbold, T., 1978. *The effect of mass transfer on heat transfer rates for two-phase flow in a vertical pipe.* Vanderbilt University, Nashville, Tenn., EEUU.
- Reid, R., Reynolds, A, Diglio A, Spiewak I, Klipstein, D., 1957. Two-phase pressure drops in large-diameter pipes. *A.I. Ch. E. Journal.* Vol 3, No 3., 321-324.
- Saldarriaga, J., 1998. *Hidráulica de tuberías.* Editorial Mc. Graw Hill; Colombia.
- Sanz, F., Lafargue, J., 2002, *Diseño industrial, desarrollo del producto,* International Thomson Editores Spain.
- Shames, I., 1995. *Mecánica de fluidos.* Editorial Mc Graw Hill; tercera edición, Colombia.
- Shigley, E., Mischke, C., 2002. *Diseño en ingeniería mecánica.* Editorial Mc. Graw Hill; sexta edición; México.
- Shoham, O., 2000. *Two-phase flow modeling.* Department of petroleum Engineering, The University of Tulsa; USA.
- Shoham, O., Brill J., 1987. Two-phase flow splitting in a tee junction-experiment and modelling. *Chemical Engineering Science,* vol. 42, no 11., 2667-2676.
- Shoham, O., Dukler, A., Taitel, Y., 1982. Heat transfer during intermittent/Slug flow in horizontal tubes. *I&EC fundamentals.*, 312-319.
- Sulzer, 1988. *Reviste técnica Sulzer* N°1/2.
- Tablante, O., 1988. *El proceso de investigación y desarrollo en el diseño de equipos productos y máquinas.* Trabajo de Ascenso, Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela.
- Walas, S., 1990. *Chemical Process Equipment.* Butterworth-Heinemann Series, U.S.A.

Weisman, J., Duncan, D., Gibson, J., Crawford, T., 1979. Effects of fluid properties and pipe diameter on two-phase flow patterns in horizontal lines. *Int. J. Multiphase flow* Vol.5., 437-462.

Woods, G., Spedding, P., Watterson, J., Raghunathan, R., 1998. Three-Phase oil/water/air vertical flow. *Trans IChemE*, vol 76., 571-573.

Zubicaray, M., Fernández, J., 2004. *Bombas: Teoría, diseño y aplicaciones*. Editorial Limusa, tercera edición, México.

Catálogos:

ATLAS COPCO COMPRESORES DE AIRE. ZR/ZZ 110-750 y ZR VSD. *Gama de compresores rotativos de tornillo exentos de aceite*.

ATLAS COPCO FILTROS DE AIRE COMPRIMIDO. *Series DD/DDp/PD/QD*.

ATLAS COPCO SECADORES DE AIRE. *Serie FD de secadores frigoríficos-50-60 Hz*.

FISHER-ROSEMOUNT™. 1995-1996. *Comprehensive product catalog*. USA.

MASONEILAN INTERNATIONAL, INC. 1972. *Técnicas de medición y control. Válvulas de control*. Cuarta edición.

Reglamentos

REGLAMENTO DE LAS CONDICIONES DE HIGIENE Y SEGURIDAD EN EL TRABAJO (1968). Decreto número 1290.

Normas

PDVSA L-TP 15, 1994. Manual de ingeniería de diseño. Procedimiento de ingeniería. Cálculo hidráulico de tuberías.

APÉNDICES

APÉNDICE A. TABLAS

Tabla A- 1. Coeficiente Y para D/t > 6. Código ASME B31-3 (2002)

Material	Temperatura (°F)					
	≤ 900	950	1000	1050	1100	≥ 1150
Aceros ferríticos	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
Aceros austeníticos	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7
Otros materiales dúctiles	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
Fundición gris	0.0

Tabla A- 2. Factor de calidad de soldadura para tuberías de acero con costura. Código ASME B31-3 (2002).

Table A-1A ASME B31.3-2002

TABLE A-1A
BASIC CASTING QUALITY FACTORS E_c

These quality factors are determined in accordance with para. 302.3.3(b). See also para. 302.3.3(c) and Table 302.3.3C for increased quality factors applicable in special cases. Specifications are ASTM.

Spec. No.	Description	E_c (2)	Appendix A Notes
Iron			
A 47	Malleable iron castings	1.00	(9)
A 48	Gray iron castings	1.00	(9)
A 126	Gray iron castings	1.00	(9)
A 197	Cupola malleable iron castings	1.00	(9)
A 278	Gray iron castings	1.00	(9)
A 395	Ductile and ferritic ductile iron castings	0.80	(9)(40)
A 571	Austenitic ductile iron castings	0.80	(9)(40)
Carbon Steel			
A 216	Carbon steel castings	0.80	(9)(40)
A 352	Ferritic steel castings	0.80	(9)(40)
Low and Intermediate Alloy Steel			
A 217	Martensitic stainless and alloy castings	0.80	(9)(40)
A 352	Ferritic steel castings	0.80	(9)(40)
A 426	Centrifugally cast pipe	1.00	(10)
Stainless Steel			
A 351	Austenitic steel castings	0.80	(9)(40)
A 451	Centrifugally cast pipe	0.90	(10)(40)
A 487	Steel castings	0.80	(9)(40)
Copper and Copper Alloy			
B 61	Steam bronze castings	0.80	(9)(40)
B 62	Composition bronze castings	0.80	(9)(40)
B 148	Al-Bronze and Si-Al-Bronze castings	0.80	(9)(40)
B 584	Copper alloy castings	0.80	(9)(40)
Nickel and Nickel Alloy			
A 494	Nickel and nickel alloy castings	0.80	(9)(40)
Aluminum Alloy			
B 26, Temper F	Aluminum alloy castings	1.00	(9)(10)
B 26, Temper T6, T71	Aluminum alloy castings	0.80	(9)(40)

COPYRIGHT 2003; American Society of Mechanical Engineers
IHS Intra/Spex technology and images copyright (c) IHS 2003

Tabla A- 3. Esfuerzo admisible básico según la temperatura del fluido. Código ASME B31-3 (2002)

Table A-1

ASME B31.3-2002

TABLE A-1 (CONT'D)
BASIC ALLOWABLE STRESSES IN TENSION FOR METALS¹
Numbers in Parentheses Refer to Notes for Appendix A Tables; Specifications Are ASTM Unless Otherwise Indicated

Material	Spec. No.	P-No. or S-No. (5)	Grade	Notes	Min. Temp., °F (6)	Specified Min. Strength, ksi		Min. Temp.		
						Tensile	Yield	to 100	200	300
Carbon Steel										
Pipes and Tubes (2)										
A 285 Gr. A	A 134	1	...	(8b)(57)	B	45	24	15.0	14.6	14.2
A 285 Gr. A	A 672	1	A45	(57)(59)(67)	B	45	24	15.0	14.6	14.2
Butt weld	API 5L	S-1	A25	(8a)	-20	45	25	15.0	15.0	14.5
Smis & ERW	API 5L	S-1	A25	(57)(59)	B	45	25	15.0	15.0	14.5
...	A 179	1	...	(57)(59)	-20	47	25	15.7	15.0	14.2
Type F	A 53	1	Gr. A	(8a)(77)	20	48	30	16.0	16.0	16.0
...	A 139	S-1	A	(8b)(77)	A	48	30	16.0	16.0	16.0
...	A 587	1	...	(57)(59)	-20	48	30	16.0	16.0	16.0
...	A 53	1	A	(57)(59)	}	B	48	30	16.0	16.0
...	A 106	1	A	(57)						
...	A 135	1	A	(57)(59)						
...	A 369	1	FPA	(57)						
...	API 5L	S-1	A	(57)(59)(77)						
A 285 Gr. B	A 134	1	...	(8b)(57)	B	50	27	16.7	16.4	16.0
A 285 Gr. B	A 672	1	A50	(57)(59)(67)	B	50	27	16.7	16.4	16.0
A 285 Gr. C	A 134	1	...	(8b)(57)	A	55	30	18.3	18.3	17.7
...	A 524	1	Gr. II	(57)	-20	55	30	18.3	18.3	17.7
...	A 333	1	1	}	-50	55	30	18.3	18.3	17.7
...	A 334	1	1							
A 285 Gr. C	A 671	1	CA55	(59)(67)	A	}	55	30	18.3	18.3
A 285 Gr. C	A 672	1	A55	(57)(59)(67)	A					
A 516 Gr. 55	A 672	1	CS55	(57)(67)	C					
A 516 Gr. 60	A 671	1	CC60	(57)(67)	C	60	32	20.0	19.5	18.9
A 515 Gr. 60	A 671	1	CB60	}	B	60	32	20.0	19.5	18.9
A 515 Gr. 60	A 672	1	B60							
A 516 Gr. 60	A 672	1	C60	(57)(67)	C					
...	A 139	S-1	B	(8b)	A	60	35	20.0	20.0	20.0
...	A 135	1	B	(57)(59)	B	}	60	35	20.0	20.0
...	A 524	1	Gr. 1	(57)	-20					
...	A 53	1	B	(57)(59)	}	B	60	35	20.0	20.0
...	A 106	1	B	(57)						
...	A 333	}	6	(57)						
...	A 334									
...	A 369									
...	A 381	S-1	Y35	...	A					
...	API 5L	S-1	B	(57)(59)(77)	B					

(continued)

Tabla A- 4. Diámetros y áreas de roscas métricas de paso basto y fino (Todas las dimensiones en milímetros)*

Diámetro mayor nominal d	Serie de paso basto			Serie de paso fino		
	Paso p	Área de esfuerzo de tensión A_s	Área al diámetro menor A_r	Paso p	Área de esfuerzo de tensión A_s	Área al diámetro menor A_r
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

* Las ecuaciones y los datos utilizados para elaborar esta tabla se obtuvieron de la norma ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978. El diámetro menor se determinó mediante la ecuación $d_r = d - 1.226869p$, y el diámetro de paso a partir de $d_m = d - 0.649519p$. La media del diámetro de paso y el diámetro menor se usaron para calcular el área de esfuerzo de tensión.

Tabla A- 5. Diámetros y áreas de roscas unificadas de tornillo UNC y UNF*

Designación de tamaño	Diámetro mayor nominal pulg	Serie basta-UNC			Serie fina-UNF		
		Hilos por pulgada N	Área de esfuerzo de tensión A, pulg ²	Área al diámetro menor A _s , pulg ²	Hilos por pulgada N	Área de esfuerzo de tensión A, pulg ²	Área al diámetro menor A _s , pulg ²
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
¼	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
⅜	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
½	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
⅝	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
¾	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
⅞	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
1	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
1 ¼	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
1 ½	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1 ¾	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
2	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
2 ½	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521

* Esta tabla se compiló de la norma ANSI B1.1-1974. EL diámetro menor se determinó mediante la ecuación $d_s = d - 1.299\ 038p$ y el diámetro de paso a partir de $d_p = d - 0.649\ 519p$. Para calcular el área de esfuerzo de tensión se calcularon la media del diámetro de paso y el diámetro menor.

Tabla A- 6. Pasos preferidos para roscas ACME

d, pulg	¼	⅝	¾	1	1 ¼	1 ½	1 ¾	2	2 ½	3		
p, pulg	⅛	1/14	1/12	1/10	1/8	1/6	1/5	1/5	1/4	1/4	1/3	1/2

Tabla A- 7. Coeficiente de fricción para pares roscados.

Material del tornillo	Material de la tuerca	p _s segura, psi	Notas
Acero	Bronce	2 500-3 500	Baja velocidad
Acero	Bronce	1 600-2 500	10 fpm
	Fundición de hierro	1 800-2 500	8 fpm
Acero	Bronce	800-1 400	20-40 fpm
	Fundición de hierro	600-1 000	20-40 fpm
Acero	Bronce	150-240	50 fpm

Tabla A- 8. Especificaciones SAE para pernos de acero

Grado SAE Núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima de tensión,* kpsi	Resistencia mínima de fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero al bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$ $\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55 33	74 60	57 36	Acero al bajo o medio carbono	
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero al medio carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero al medio carbono, T y R	
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico al bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación al medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación al medio T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Acero martensítico al bajo carbono, T y R	

* Las resistencias mínimas son resistencias excedidas por 99% de los sujetadores.

Tabla A- 9. Especificaciones ASTM para pernos de acero

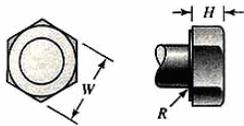
Designación ASTM Núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia de tensión mínima,* kpsi	Resistencia de fluencia mínima,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
A307	½-1 ½	33	60	36	Acero al bajo carbono	
A325, tipo 1	½-1 1 ⅛-1 ½	85 74	120 105	92 81	Acero al medio carbono, T y R	
A325, tipo 2	½-1 1 ⅛-1 ½	85 74	120 105	92 81	Acero al bajo carbono, martensita, T y R	
A325, tipo 3	½-1 1 ⅛-1 ½	85 74	120 105	92 81	Acero intemperizado, T y R	
A354, grado BC					Acero de aleación, T y R	
A354, grado BD	½-4	120	150	130	Acero de aleación, T y R	
A449	½-1 1 ⅛-1 ½ 1 ¾-3	85 74 55	120 105 90	92 81 58	Acero al medio carbono, T y R	
A490, tipo 1	½-1 ½	120	150	130	Acero de aleación, T y R	
A490, tipo 3					Acero intemperizado, T y R	

* Las resistencias mínimas son las resistencias excedidas por 99% de los sujetadores.

Tabla A- 10. Resistencias a la fatiga completamente corregidas para pernos apretados

Material	Cuerda rolada	Acabado	Cuerda ISO	S_a		
				klb/pulg ²	MPa	
Acero, $S_u = 120 - 260$ klb/pulg ²	Antes del T.T.	Fosfatado y aceite	Estándar	10	69	
	Después del T.T.	“	“	21	145	
		“	Revestimiento de cadmio	“	19	131
	“	“	Fosfatado y aceite	Especial ^b	26	179
	“	“	Revestimiento de cadmio	“	23	158
Titanio, $S_u = 160$ klb/pulg ²	“	“	Estándar	10	69	
	“	“	Especial ^b	14	96	

Tabla A- 11. Dimensiones de pernos de cabeza cuadrada y hexagonal



Tamaño nominal, pulg	Tipo de cabeza										
	Cuadrada		Hexagonal regular			Hexagonal pesada			Hexagonal estructural		
	W	H	W	H	R _{min}	W	H	R _{min}	W	H	R _{min}
1/4	3/8	11/64	7/16	11/64	0.01						
5/16	1/2	13/64	1 1/2	7/32	0.01						
3/8	9/16	1/4	1/4	9/16	0.01						
7/16	5/8	10/64	5/8	1/4	0.01						
1/2	3/4	21/64	3/4	11/32	0.01	7/8	11/32	0.01	7/8	5/16	0.009
5/8	15/16	27/64	15/16	27/64	0.02	1 1/16	27/64	0.02	1 1/16	27/64	0.021
3/4	1 1/8	1/2	1 1/8	1/2	0.02	1 1/4	1/2	0.02	1 1/4	15/32	0.021
1	1 1/2	23/64	1 1/2	23/64	0.03	1 5/8	23/64	0.03	1 5/8	23/64	0.062
1 1/8	1 11/16	3/4	1 11/16	3/4	0.03	1 7/8	3/4	0.03	1 7/8	11/16	0.062
1 1/4	1 7/8	29/64	1 7/8	29/64	0.03	2	29/64	0.03	2	29/64	0.062
1 3/8	2 1/16	29/64	2 1/16	29/64	0.03	2 3/16	29/64	0.03	2 3/16	29/64	0.062
1 1/2	2 1/4	1	2 1/4	1	0.03	2 3/8	1	0.03	2 3/8	15/16	0.062

Tabla A- 12. Dimensiones de tornillos de cabeza hexagonal común y pesada (W=Ancho entre caras planas; H=Altura de la cabeza)

Tamaño nominal, pulg	Radio mínimo del entalle	Tipo de tornillo		
		De presión W	Pesado W	Altura H
1/4	0.015	7/16		5/32
5/16	0.015	1/2		13/64
3/8	0.015	9/16		15/64
7/16	0.015	5/8		9/32
1/2	0.015	3/4	7/8	5/16
5/8	0.020	15/16	1 1/16	29/64
3/4	0.020	1 1/8	1 1/4	15/32
7/8	0.040	1 5/16	1 7/16	29/64
1	0.060	1 1/2	1 5/8	29/64
1 1/4	0.060	1 7/8	2	29/64
1 3/8	0.060	2 1/16	2 3/16	29/64
1 1/2	0.060	2 1/4	2 3/8	15/16

Tabla A- 13. Dimensiones básicas de arandelas sencillas, estándar americano (Todas las dimensiones en pulgadas)

Tamaño del sujetador	Tamaño de la arandela	Diámetro		Espesor
		DI	DE	
#6	0.138	0.156	0.375	0.049
# 8	0.164	0.188	0.438	0.049
# 10	0.190	0.219	0.500	0.049
$\frac{3}{16}$	0.188	0.250	0.562	0.049
# 12	0.216	0.250	0.562	0.065
$\frac{1}{4}$ N	0.250	0.281	0.625	0.065
$\frac{1}{4}$ W	0.250	0.312	0.734	0.065
$\frac{5}{16}$ N	0.312	0.344	0.688	0.065
$\frac{5}{16}$ W	0.312	0.375	0.875	0.083
$\frac{3}{8}$ N	0.375	0.406	0.812	0.065
$\frac{3}{8}$ W	0.375	0.438	1.000	0.083
$\frac{7}{16}$ N	0.438	0.469	0.922	0.065
$\frac{7}{16}$ W	0.438	0.500	1.250	0.083
$\frac{1}{2}$ N	0.500	0.531	1.062	0.095
$\frac{1}{2}$ W	0.500	0.562	1.375	0.109
$\frac{9}{16}$ N	0.562	0.594	1.156	0.095
$\frac{9}{16}$ W	0.562	0.625	1.469	0.109
$\frac{5}{8}$ N	0.625	0.656	1.312	0.095
$\frac{5}{8}$ W	0.625	0.688	1.750	0.134
$\frac{3}{4}$ N	0.750	0.812	1.469	0.134
$\frac{3}{4}$ W	0.750	0.812	2.000	0.148
$\frac{7}{8}$ N	0.875	0.938	1.750	0.134
$\frac{7}{8}$ W	0.875	0.938	2.250	0.165
1 N	1.000	1.062	2.000	0.134
1 W	1.000	1.062	2.500	0.165
$1\frac{1}{8}$ N	1.125	1.250	2.250	0.134
$1\frac{1}{8}$ W	1.125	1.250	2.750	0.165
$1\frac{1}{4}$ N	1.250	1.375	2.500	0.165
$1\frac{1}{4}$ W	1.250	1.375	3.000	0.165
1 N	1.375	1.500	2.750	0.165
1 W	1.375	1.500	3.250	0.180
$1\frac{1}{2}$ N	1.500	1.625	3.000	0.165
$1\frac{1}{2}$ W	1.500	1.625	3.500	0.180
$1\frac{5}{8}$	1.625	1.750	3.750	0.180
$1\frac{3}{4}$	1.750	1.875	4.000	0.180
$1\frac{7}{8}$	1.875	2.000	4.250	0.180
2	2.000	2.125	4.500	0.180
$2\frac{1}{4}$	2.250	2.375	4.750	0.220
$2\frac{1}{2}$	2.500	2.625	5.000	0.238
$2\frac{3}{4}$	2.750	2.875	5.250	0.259
3	3.000	3.125	5.500	0.284

N = angosta; W = ancha; use W cuando no se especifique el tipo.

Tabla A- 14. Dimensiones de tuercas hexagonales

Tamaño nominal, pulg	Ancho W	Altura H		
		Hexagonal regular	Gruesa o ranurada	Contratuercas
$\frac{1}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$	$\frac{9}{32}$	$\frac{5}{32}$
$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{17}{64}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{3}{16}$
$\frac{3}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{13}{32}$	$\frac{7}{32}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{29}{64}$	$\frac{1}{4}$
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{31}{64}$	$\frac{39}{64}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{35}{64}$	$\frac{23}{32}$	$\frac{3}{8}$
$\frac{3}{4}$	$1 \frac{1}{8}$	$\frac{41}{64}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{27}{64}$
$\frac{7}{8}$	$1 \frac{5}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{29}{32}$	$\frac{31}{64}$
1	$1 \frac{1}{2}$	$\frac{55}{64}$	1	$\frac{35}{64}$
$1 \frac{1}{8}$	$1 \frac{11}{16}$	$\frac{31}{32}$	$1 \frac{5}{32}$	$\frac{39}{64}$
$1 \frac{1}{4}$	$1 \frac{7}{8}$	$1 \frac{1}{16}$	$1 \frac{1}{4}$	$\frac{23}{32}$
$1 \frac{3}{8}$	$2 \frac{1}{16}$	$1 \frac{11}{64}$	$1 \frac{3}{8}$	$\frac{25}{32}$
$1 \frac{1}{2}$	$2 \frac{1}{4}$	$1 \frac{9}{32}$	$1 \frac{1}{2}$	$\frac{27}{32}$

Tabla A- 15. Potencia (Fuerza) de sujeción típica para tornillos de presión de cabeza hueca.

Tamaño, pulg	Par de torsión de asiento, lb · pulg	Potencia de sujeción, lb
#0	1.0	50
#1	1.8	65
#2	1.8	85
#3	5	120
#4	5	160
#5	10	200
#6	10	250
#8	20	385
#10	36	540
$\frac{1}{4}$	87	1 000
$\frac{5}{16}$	165	1 500
$\frac{3}{8}$	290	2 000
$\frac{7}{16}$	430	2 500
$\frac{1}{2}$	620	3 000
$\frac{9}{16}$	620	3 500
$\frac{5}{8}$	1 325	4 000
$\frac{3}{4}$	2 400	5 000
$\frac{7}{8}$	5 200	6 000
1	7 200	7 000

^a Con base en un tornillo de acero aleado contra un eje de acero, de rosca basta o fina clase 3A en agujeros clase 2B y tornillos de presión de punta ahuecada y cabeza hueca.

Tabla A- 16. Datos técnicos del compresor

Compressor type	Max. compressor working pressure		Compressor capacity (FAD)*			Motor power		Noise level**	WorkPlace		Weight WP FF (IFD)		WP FF (ICD)	
	bar(g)	psi(g)	l/s	m ³ /hr	cfm	kW	hp		kg	lbs	kg	lbs	kg	lbs
60Hz														
GA30-100	7.4	107	93	335	197	30	40	65	830	1830	920	2029	1406	3100
GA30-125	9.1	132	85	306	180	30	40	65	830	1830	920	2029	1406	3100
GA30-150	10.8	157	72	259	153	30	40	65	830	1830	920	2029	1406	3100
GA30-175	12.5	181	66	238	140	30	40	65	830	1830	920	2029	1406	3100
GA37-100	7.4	107	117	421	248	37	50	66	970	2139	1080	2381	1504	3316
GA37-125	9.1	132	104	374	220	37	50	66	970	2139	1080	2381	1504	3316
GA37-150	10.8	157	93	335	197	37	50	66	970	2139	1080	2381	1504	3316
GA37-175	12.5	181	83	299	176	37	50	66	970	2139	1080	2381	1504	3316
GA45-100	7.4	107	140	504	297	45	60	67	970	2139	1080	2381	1536	3387
GA45-125	9.1	132	126	454	267	45	60	67	970	2139	1080	2381	1536	3387
GA45-150	10.8	157	114	410	242	45	60	67	970	2139	1080	2381	1536	3387
GA45-175	12.5	181	101	364	214	45	60	67	970	2139	1080	2381	1536	3387
GA55C-100	7.4	107	158	569	335	55	75	73	1035	2282	1150	2536	1613	3557
GA55C-125	9.1	132	144	518	305	55	75	73	1035	2282	1150	2536	1613	3557
GA55C-150	10.8	157	132	475	280	55	75	73	1035	2282	1150	2536	1613	3557
GA55C-175	12.5	181	125	450	265	55	75	73	1400	3087	1550	3418	2095	4619
GA55-100	7.4	107	175	630	371	55	75	67	1400	3087	1550	3418	2095	4619
GA55-125	9.1	132	156	562	331	55	75	67	1400	3087	1550	3418	2095	4619
GA75-100	7.4	107	240	864	509	75	100	69	1500	3308	1650	3638	2195	4840
GA75-125	9.1	132	212	763	449	75	100	69	1500	3308	1650	3638	2195	4840
GA75-150	10.8	157	193	695	409	75	100	69	1500	3308	1650	3638	2195	4840
GA75-175	12.5	181	175	630	371	75	100	69	1500	3308	1650	3638	2195	4840
GA90C-100	7.4	107	263	947	558	90	125	74	1600	3528	1750	3859	2245	4950
GA90C-125	9.1	132	242	871	513	90	125	74	1600	3528	1750	3859	2245	4950
GA90C-150	10.8	157	222	799	471	90	125	74	1600	3528	1750	3859	2245	4950
GA90C-175	12.5	181	203	731	430	90	125	74	1600	3528	1750	3859	2245	4950

Tabla A- 17. Filtros de aire. Datos técnicos, accesorios, selección y tamaños

Grado de filtro DD, DDp, PD, QD	Capacidad*		Conexiones G o NPT	Dimensiones								Peso		
	l/s	cfm		A		B		C		D(**)		kg	lb	
Gama roscada	9	9	19	3/8	90	3,54	61	2,40	268	10,55	75	2,95	1	2,2
	17	17	36	1/2	90	3,54	61	2,40	268	10,55	75	2,95	1,1	2,4
	32	32	68	1/2	90	3,54	61	2,40	323	12,72	75	2,95	1,3	2,9
	44	44	93	3/4 & 1	110	4,33	98,5	3,88	374	14,72	75	2,95	1,9	4,2
	60	60	127	1	110	4,33	98,5	3,88	414	16,30	75	2,95	2,1	4,6
	120	120	254	1 1/2	140	5,51	105	4,13	520	20,47	100	3,94	4,2	9,3
	150	150	318	1 1/2	140	5,51	105	4,13	603	23,74	100	3,94	4,5	9,9
	175	175	371	1 1/2	140	5,51	105	4,13	603	23,74	100	3,94	4,6	10,1
	260	260	551	2 & 2 1/2	179	7,05	121	4,76	689	27,13	150	5,91	6,9	15,2
	390	390	827	3	210	8,27	128	5,04	791	31,14	200	7,87	11	24,2
520	520	1102	3	210	8,27	128	5,04	961	37,83	200	7,87	12,6	27,8	
520F	520	1102	NW80	330	12,99	189	7,44	1292	50,87	728	28,66	71	156,5	
780F	780	1653	NW100	460	18,11	228	8,98	1320	51,97	686	27,01	127	280,0	
1050F	1050	2225	NW100	460	18,11	228	8,98	1320	51,97	686	27,01	128	282,0	
1400F	1400	2966	NW150	550	21,65	287	11,30	1464	57,64	672	26,46	189	416,7	
1800F	1800	3814	NW150	570	22,44	282	11,10	1467	57,76	681	26,81	210	463,0	
2100F	2100	4450	NW150	620	24,41	291	11,46	1499	59,02	676	26,61	251	553,4	
2700F	2700	5721	NW200	740	29,13	352	13,86	1634	64,33	692	27,24	328	723,1	
3150F	3150	6674	NW200	740	29,13	352	13,86	1634	64,33	692	27,24	329	725,3	
4800F	4800	10171	NW250	740	29,13	410	16,14	1662	65,43	800	31,50	507	1118,0	
7200F	7200	15256	NW300	1000	39,37	485	19,09	1755	69,09	850	33,46	675	1488,0	

Tabla A- 18. Datos técnicos secadores de aire frigoríficos FD-60Hz.

FD	Caudal del aire en la salida con un PDP de 39°F / +4°C		Caída de presión		Presión máxima de trabajo		Suministro eléctrico	Dimensiones						Peso		Conexiones de aire comprimido
	Tipo	l/s	cfm	bar(e)	psig	bar(e)		psig	A		B		C		kg	
								mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg			
FD16 (A)	19	40	0,21	3,05	13,0	189	115-230V	496	19,53	370	14,57	435	17,13	28	62	NPT 1/2
FD35 (A)	35	74	0,10	1,45	13,0	189	200-230V	469	18,46	657	25,87	919	36,18	60	132	NPT 1
FD45 (A)	45	95	0,15	2,18	13,0	189	200-230V	469	18,46	657	25,87	919	36,18	60	132	NPT 1
FD65 (A)	63	134	0,14	2,03	13,0	189	200-230V	469	18,46	657	25,87	919	36,18	75	165	NPT 1 1/2
FD95 (A)	93	197	0,26	3,77	13,0	189	200-230V	469	18,46	657	25,87	919	36,18	80	176	NPT 1 1/2
FD110 (A)	113	240	0,15	2,18	13,0	189	200-230V	877	34,53	696	27,40	810	31,89	122	269	R 1 1/2 *
FD130 (A)	135	286	0,21	3,05	13,0	189	200-230V	877	34,53	696	27,40	810	31,89	122	269	R 1 1/2 *
FD170 (A)	175	371	0,25	3,63	13,0	189	230-575V/3	973	38,31	804	31,65	820	32,28	143	315	R 2 1/2 *
FD230 (A)	235	498	0,22	3,19	13,0	189	230-575V/3	973	38,31	804	31,65	820	32,28	157	346	R 2 1/2 *
FD280(A/W)	265	562	0,22	3,19	13,0	189	230-440V/3	850	33,46	985	38,78	920	36,22	185	408	R3 *
FD300(A/W)	314	666	0,09	1,3	14,5	210	230-440V/3	937	36,89	1227	48,30	1125	44,29	305	673	R3 *
FD380(A/W)	380	806	0,15	2,18	14,5	210	230-440V/3	937	36,89	1227	48,30	1125	44,29	315	695	R3 *
FD450(A/W)	450	954	0,21	3,05	14,5	210	230-440V/3	911	35,87	1491	58,70	1011	39,80	350	772	R3 *
FD700(A/W)	705	1494	0,21	3,05	14,5	210	230-575V/3	1220	48,03	1663	64,30	1234	48,58	440	970	NW100 **/4"
FD750 VSD (A)	750	1590	0,29	4,21	13,0	189	440-460V/3	1070	42,13	1750	68,90	1500	59,06	450	992	NW100 **/4"
FD850 (A/W)	850	1802	0,16	2,32	10,5	152	230-575V/3	1481	58,31	1656	65,20	1414	55,67	750	1654	NW150 **/6"
FD1000 VSD (A)	1000	2120	0,17	2,47	10,5	152	440-460V/3	970	38,30	1500	59,10	1800	70,80	500	1102	NW150 **/6"
FD1200 (W)	1150	2195	0,18	2,61	10,5	152	230-575V/3	1481	58,31	1540	60,63	1414	55,67	750	1654	NW150 **/6"
FD1600 (W)	1663	3526	0,23	3,34	10,5	152	230-575V/3	1500	59,06	1887	74,30	1673	65,87	1150	2536	NW150 **/6"

<p>Condiciones de referencia</p> <p>Temperatura del aire de entrada: 100°F / 38°C</p> <p>Temperatura ambiente: 100°F / 38°C</p> <p>Presión de trabajo: 102 psig / 7 bar(e)</p> <p>Máx. temperatura ambiente: 113°F / 45°C</p> <p>Máx. temperatura de entrada: 131°F / 55°C</p>	<p>■ Versión 290 psig/20 bar(e) disponible</p> <p>■ Versión 210 psig/14,5 bar(e) disponible</p> <p>* Las variantes CSA/UL se suministran con rosca NPT</p> <p>** Las variantes CSA/UL se suministran con brida ANSI</p> <p>(A) Versión refrigerada por aire</p> <p>(A/W) Versiones refrigeradas por aire y por agua</p> <p>(W) Versión refrigerada por agua</p> <p>VSD Accionamiento de Velocidad Variable</p>	<p>FD16 - FD230</p> <p>FD280 - FD1600</p>
---	--	---

APÉNDICE B. FIGURAS

Figura B- 1. Estructuras típicas para soportes deslizantes en tuberías aéreas: a) Pórtico simple; b) Pórtico en "T"; c) Pórtico suspendido; d) Ménsula

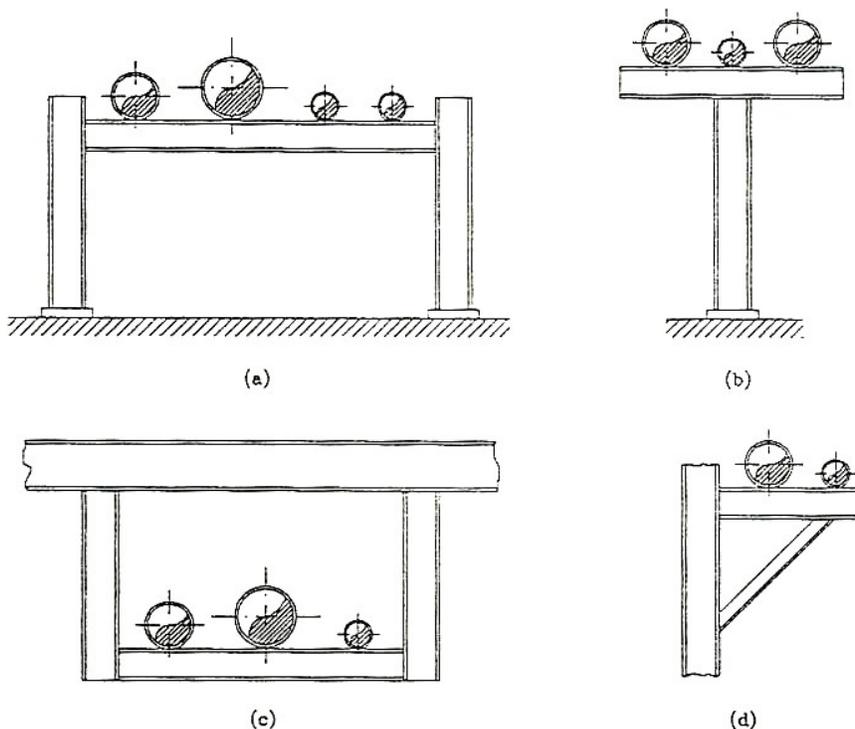


Figura B- 2. Arreglos constructivos para soportes deslizantes: a) Soportes de láminas soldadas con camisa; b) Soporte de viga reforzada con camisa; c) Soporte deslizante para tubería vertical; d) Soporte de pedestal vertical en codo; e) Soporte de pedestal horizontal en codo; f) Soporte de pedestal en tubería horizontal

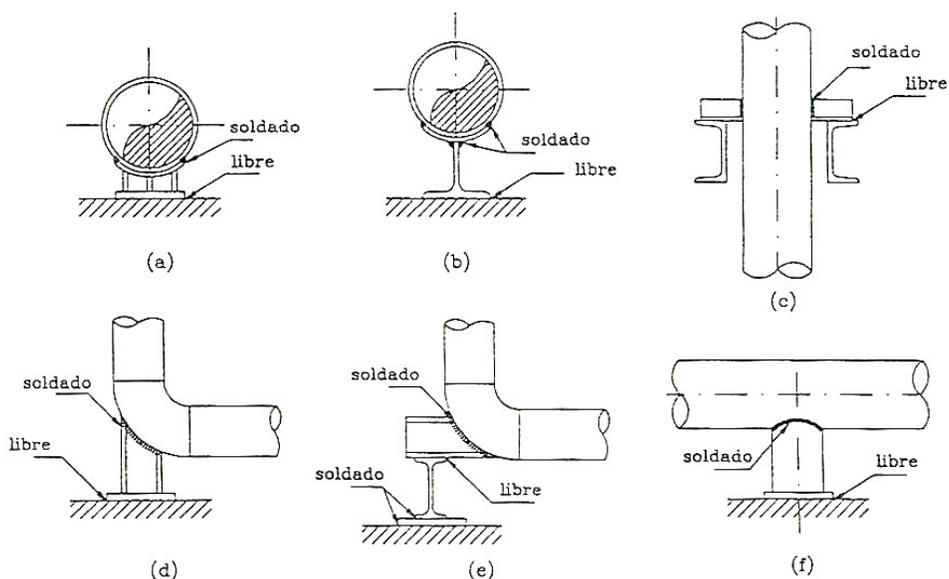


Figura B- 3. Arreglos constructivos para los anclajes en tuberías: a) Anclajes con ángulos laterales y cartela de refuerzo; b) Anclaje con viga recortada; c) Anclaje para tubería vertical; d) Anclaje de pedestal en codo; Anclaje de pedestal en tubería horizontal

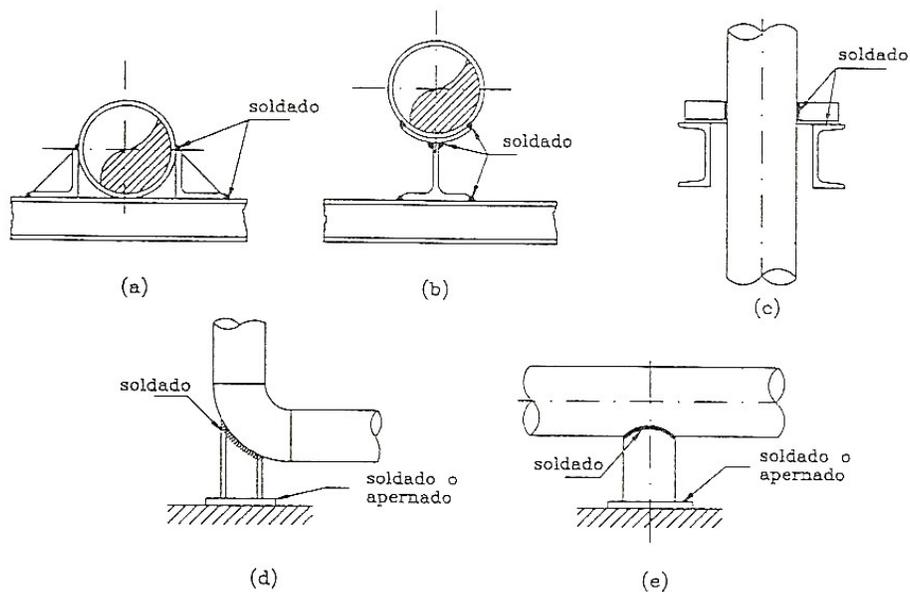


Figura B- 4. Arreglos constructivos para guías: a) Guías con ángulos laterales; b) Guía con silla y ángulos laterales; c) Guía con rieles; d) Guía para tuberías verticales (vista en planta)

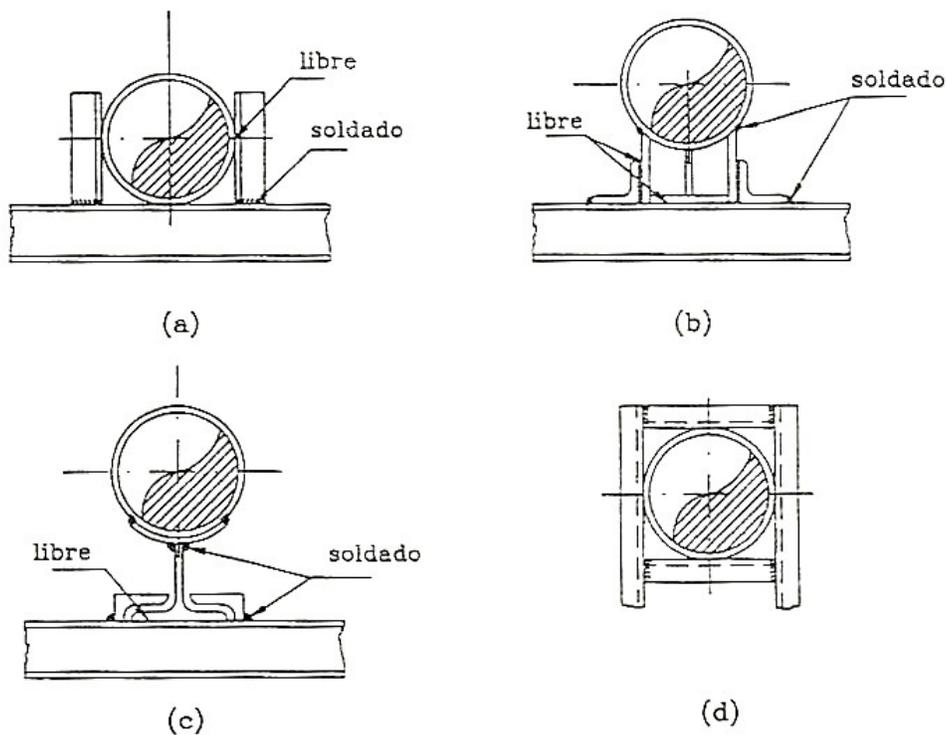


Figura B- 5. Preparación de bordes para soldadura SMAW

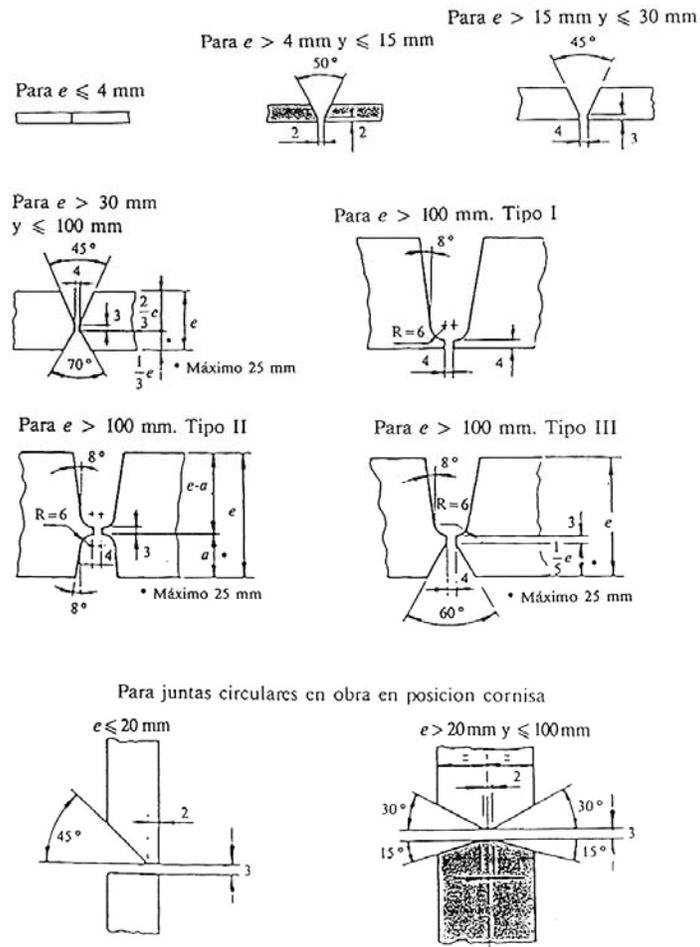


Figura B- 6. Diagrama de flujo de compresor

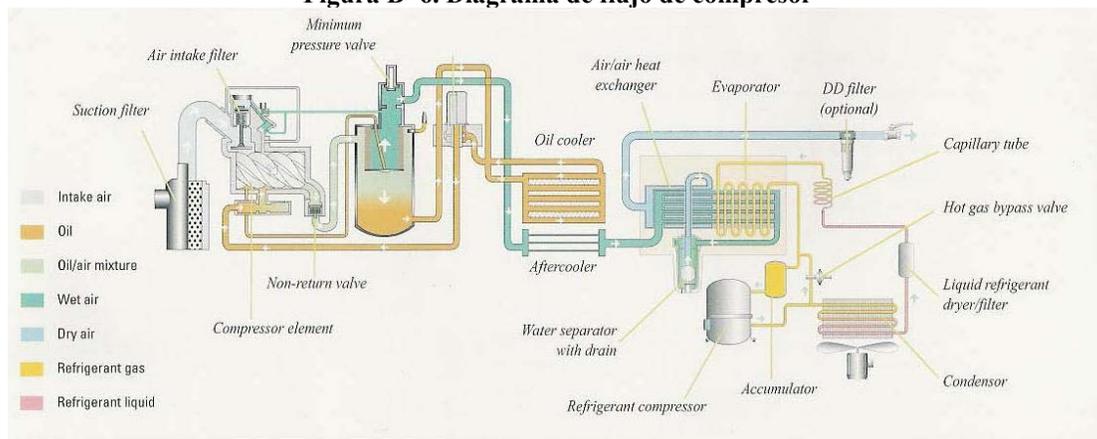


Figura B- 7. Filtros de aire

100% libres de sílica ✓
 Tratamiento superficial ✓
 Purgador automático en los filtros DD y PD ✓
 Purgador manual en los filtros QD y DDp ✓
 Manómetro en tamaños 44 y superiores ✓
 Indicador de presión en tamaños 9 a 32 ✓
 Mirilla estándar en tamaños 9 a 520 ✓
 Alarma acústica en tamaños 9 a 520 ✓

Accesorios

Están disponibles diversos accesorios para satisfacer requisitos específicos

Funcionamiento fiable

- tratamiento superficial anodizado de la carcasa del filtro
- pantallas de soporte de acero inoxidable en el cartucho
- un anillo tórico doble y tapas selladas en el cartucho evitan el bypass del material filtrante.

Instalación económica

- baja caída de presión
- tamaño compacto, mínimo espacio de instalación
- mínimo espacio libre para cambiar el cartucho.

Fácil supervisión, funcionamiento seguro

- mirilla para comprobación ocular
- manómetro de presión diferencial o indicador de cambio del cartucho
- alarma acústica, evita el desmontaje con presión
- válvula de drenaje para despresurización manual.

Sencillez de mantenimiento

- fácil acceso para un cambio rápido del cartucho
- cartucho de filtro fiable y fácil de instalar.

1

Contacto libre de potencial, montado en el manómetro diferencial, para dar una indicación remota de cambio del cartucho.

2

Kit de conexión del filtro, permite un fácil montaje del filtro en serie. (Tamaños 9-520)

3

El juego de montaje mural simplifica la instalación. (Tamaños 9-520)

4

Acoplamiento rápido para una fácil conexión al colector de drenaje o separador de aceite-agua. (Tamaños 9-520)

5

Purgador electrónico EWD

- sin pérdida de aire comprimido
- alarma
- diferentes tamaños.

Figura B- 8. Secador de aire. Serie FD. Atlas Copco.



Figura B- 9. Montaje placa orificio entre bridas.

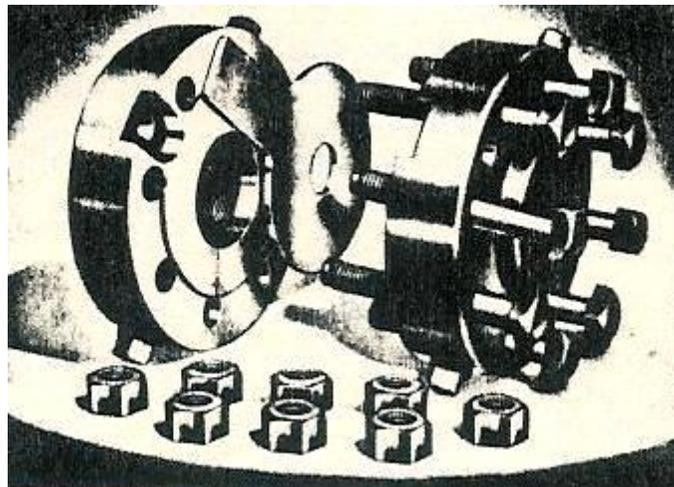


Figura B- 10. Montaje placa orificio en tubería.

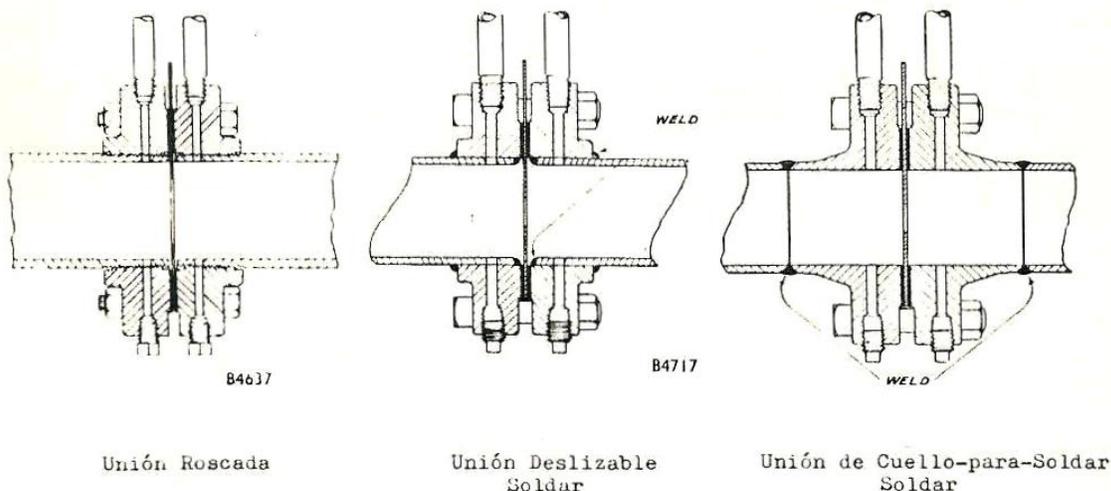


Figura B- 11. Tomas de presión recomendada placa orificio.

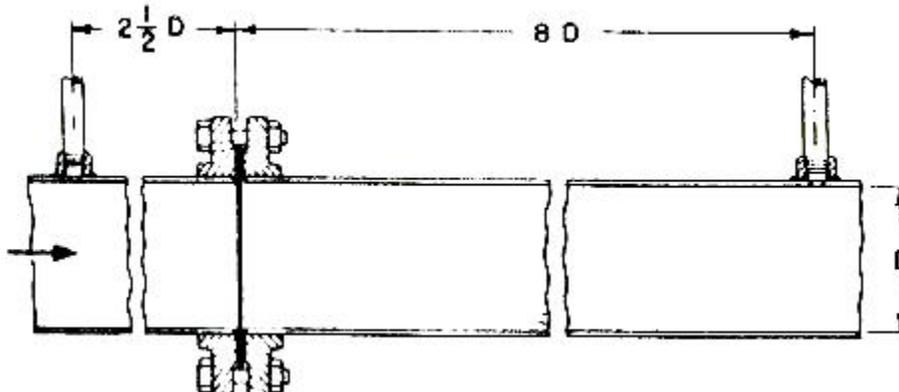
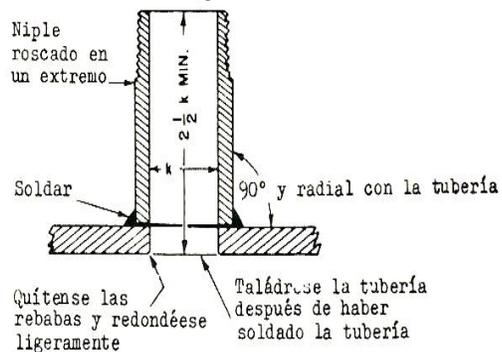


Figura B- 12. Conexiones roscadas para tubería.

Si se usan conexiones en la tubería y se requiere gran precisión, el método ilustrado en la Fig. es el recomendable. Selecciónese un niple de tubo cuyo diámetro interno sea ligeramente menor que la siguiente dimensión "k":

- k = 1/2 pulgada para líneas de 4 Pulg. o mayores
- k = 3/8 pulgadas para líneas de 3 Pulgs.
- k = 1/4 pulgada para líneas de 2 Pulgs.



APÉNDICE C. RESPUESTAS A ENCUESTAS.

Encuesta a: Juan Carlos Padrino. Investigador en el área de flujo bifásico, actualmente se encuentra en la Universidad de Minnessota.

1. En su opinión como investigador en el área de flujo bifásico de gas y de líquido; ¿Cuáles fluidos de operación serían de interés estudiar? ¿Qué patrones de flujo sería interesante examinar?

Gas y líquido de diferentes viscosidades. Para el gas usaría aire y para el líquido podrían considerarse el agua, aceites minerales y soluciones acuosas que permitan una amplia gama de viscosidades del líquido. Patrones, en orden de importancia: Estratificado, intermitente, dispersión de gas en líquido y anular.

2. ¿A partir de qué diámetro de tubería considera usted que sería de interés hacer un estudio en cuanto a flujo bifásico de gas y de líquido se refiere?

Una pulgada de diámetro interno.

3. ¿Cuál es el intervalo de presión que en su opinión sería aplicable en una investigación experimental de flujo bifásico de gas y de líquido en tuberías?

No lo encuentro relevante. El intervalo que dicte la confiabilidad y seguridad operativa del banco experimental y su facilidad de construcción, así como el costo de sus materiales.

4. Desde su punto de vista; ¿En que intervalo de caudales tanto de líquido como de gas sería interesante hacer pruebas para flujo bifásico?

Intervalo de velocidades superficiales usualmente encontrado en la literatura. Asegurando un intervalo adecuado de velocidades superficiales del gas indicara un intervalo de presiones.

5. ¿Cuál o cuáles ángulos de inclinación serían de interés en el momento de realizar las distintas pruebas en flujo bifásico de gas y de líquido en tubería?

Toda la gama, desde -90 hasta +90. énfasis en 0 y su vecindario; +90 y su vecindario; -90 y su vecindario.

6. ¿Cuántos puntos de medición de presión serían los más indicados para las pruebas a realizar?

Un medidor de diferencial de presión a lo largo de una sección de interés y un medidor de presión en una de las tomas del diferencial. Medidor en otros puntos de la tubería para chequeo de balance de masa del gas (detectar fugas).

7. De forma análoga según la pregunta anterior; ¿Cuántos puntos de temperatura serían los más apropiados?

Un medidor de temperatura donde se esta midiendo la presión en la sección de prueba y otro en la entrada y la salida del sistema para chequeo de balance de masa.

8. En base a su experiencia; ¿Qué distancia consideraría apropiada entre el punto de medición y la sección de pruebas?

Referirse a la literatura.

9. En base a su experiencia; ¿Qué distancia consideraría apropiada como longitud de desarrollo desde la entrada de ambos fluidos hasta la entrada de la sección de prueba, para flujo horizontal, vertical e inclinado?

Referirse a la literatura

10. ¿Considera usted que los equipos de medición perturban al patrón de flujo? ¿De qué forma los perturbaría?

Si son “intrusitos” (tubo pitot) o con cambio de sección (“Venturi”) si perturbarían el patrón. En otros casos como las “tomas” laterales la perturbación sería despreciable.

11. En base a su experiencia; ¿Que tipo de uniones perturban menos el patrón de flujo?

Referirse a la literatura. Pienso que las uniones bridadas son practicas para mantenimiento y no causan problemas al flujo con un buen diseño y fabricación.

Encuesta a: Prof. Francisco García. Investigador en el área de flujo bifásico, actualmente se encuentra en la Universidad Central de Venezuela.

1. En su opinión como investigador en el área de flujo bifásico de gas y de líquido; ¿Cuáles fluidos de operación serían de interés estudiar? ¿Qué patrones de flujo sería interesante examinar?

En principio la mayoría de las investigaciones empiezan con aire-agua como fluidos de trabajo. Sin embargo, a pesar de ser fluidos muy comunes en forma independiente, no son lo son en situaciones reales de flujo bifásico. Preferiría que en principio el banco sea lo suficientemente versátil como para poder trabajar con diversos tipo de líquidos, aunque en una primera etapa solo se pueda operar con líquidos de baja viscosidad. Con relación a los patrones de flujo, sería interesantes estudiar todos los patrones de flujo. En la actualidad tiene mucho interés a nivel industrial en nuestro país el estudio de flujo bifásico de gas con poco contenido de líquido (flujo neblina).

2. ¿A partir de qué diámetro de tubería considera usted que sería de interés hacer un estudio en cuanto a flujo bifásico de gas y de líquido se refiere?

Todos los diámetros son de interés, todo depende de la aplicación. En lo que refiere a la construcción de la primera etapa del banco, es importante que se seleccione para realizar las investigaciones un diámetros distinto a los existente en el país y de ser posible que no halla sido estudiado exhaustivamente (Esto lo podrías ver con el estudio de las tecnologías existentes).

3. ¿Cuál es el intervalo de presión que en su opinión sería aplicable en una investigación experimental de flujo bifásico de gas y de líquido en tuberías?

Si queremos instalar una zona de visualización la presión de operación estaría limitada por la presión que soporta el plexiglás (o en su defecto por la presión máxima de operación que soporten los diferentes componentes constructivos).

4. Desde su punto de vista; ¿En que intervalo de caudales tanto de líquido como de gas sería interesante hacer pruebas para flujo bifásico?

Si se desea observar todos los patrones de flujo sería interesante evaluar los caudales necesarios tanto de gas como de líquido para alcanzar Reynolds superficiales de gas y de líquido de $3 \cdot 10^6$ y $3 \cdot 10^5$, respectivamente.

5. ¿Cuál o cuáles ángulos de inclinación serían de interés en el momento de realizar las distintas pruebas en flujo bifásico de gas y de líquido en tubería?

Todos

6. ¿Cuántos puntos de medición de presión serían los más indicados para las pruebas a realizar?

A lo largo de la sección de prueba se deberían tener al menos una toma de presión a la entrada y a la salida y un medidor diferencial. Pienso que la configuración que utilizan en Norte 6, en Intevep, ha dado excelentes resultados.

7. De forma análoga según la pregunta anterior; ¿Cuántos puntos de temperatura serían los más apropiados?

En una primera etapa con que se mida la temperatura de cada fase por separado y a la entrada y a la salida de la sección de prueba, sería suficiente. Sin embargo, para estudiar aspectos relacionados con el aspecto térmico se requiere una mayor cantidad de puntos pero estos dependen del tipo de problemas que se desee estudiar.

8. En base a su experiencia; ¿Qué distancia consideraría apropiada entre el punto de medición y la sección de pruebas?

En general, en común colocar puntos de medición a la entrada y a la salida de la sección de prueba.

9. En base a su experiencia; ¿Qué distancia consideraría apropiada como longitud de desarrollo desde la entrada de ambos fluidos hasta la entrada de la sección de prueba, para flujo horizontal, vertical e inclinado?

Para flujo monofásico en régimen turbulento la relación es: $L/D > 60$. Para flujo bifásico, sería prudente utilizar una longitud mayor. Muchos investigadores utilizan $L/D > 100$, pero en la práctica es un parámetro que varía significativamente de un banco experimental a otro y por lo general está limitado por el espacio físico disponible. Es deseable que esta sea lo mayor posible, para garantizar que para la mayoría de los fluidos se alcance flujo desarrollado.

10. ¿Considera usted que los equipos de medición perturban al patrón de flujo? ¿De qué forma los perturbaría?

Desconozco esta información.

11. En base a su experiencia; ¿Que tipo de uniones perturban menos el patrón de flujo? Desconozco esta información. Sin embargo, es importante garantizar que la tubería esté completamente alineada en los empalmes.

Encuesta a: Arjan Kamp. Investigador en el área de flujo bifásico, actualmente se encuentra en el instituto francés del petróleo.

1. En su opinión como investigador en el área de flujo bifásico de gas y de líquido; ¿Cuáles fluidos de operación serían de interés estudiar? ¿Qué patrones de flujo sería interesante examinar?

No sabría decirte qué fluidos son interesantes. Diría que lo mas facil es trabajar con agua y aire. Esto es lo que menos problemas experimentales genera. El agua puede ser viscosificado añadiendo glucerina. Si quieres cambiar la tension interfacial es mas complejo. Creo que tendrias que ir a otro fluido. El gran problema de la utilizacion del agua es que es un liquido polar. Por esta razon, es muy dificil eliminar componentes tensionactivos. Incluso trazas de elementos tensio activos tiene mucho efecto sobre el flujo gas-liquido y en particular sobre la velocidad de acenso de pequeñas burbujas. De este punto de vista seria mejor utilizar otro liquido que no es polar. Evitaria trabajar con liquido con son altamente combustibles, como los hidrocarburos por problemas de seguridad. Puedes esperar traducir tus resultados a otros fluidos, utilizando numeros adimensionales como el Weber, el Froude, el Reynolds, etc.

Luego puedes pensar en otras complicaciones: flujo non-Newtonianos por ejemplo, presencia de polymeros para la reduccion de la friccion, presencia de surfactantes, flujo con pequeños particulas (slurry).

Sería interesant pensar en un principio en qué industria Venezolana podria tener beneficio de tu trabajo.

2. ¿A partir de qué diámetro de tubería considera usted que sería de interés hacer un estudio en cuanto a flujo bifásico de gas y de líquido se refiere?

Pienso que todo los diametros de tuberias son interesantes. Hay incluso gente que investigan flujos en capilares de pequeño diametro (millimetricos). En la industria petrolera (upstream) los diametros son relativement grandes. Pienso que puedes preguntar en la escuela de petroleo con qué diametros trabajan las personas de perforacion y la gente de produccion. En cuanto a tu pregunta sobre 1/2", no pienso que hay una gran diferencia en lo que ocurre à 3/8" con lo que ocurre à 1/2". Ambos diametros no son muy comunes (creo yo) en la industria petrolera.

3. ¿Cuál es el intervalo de presión que en su opinión sería aplicable en una investigación experimental de flujo bifásico de gas y de líquido en tuberías?

Todo depende de la aplicacion. Estoy seguro que hay casos practicas en la industria donde se trabaja a alta presion. Podria quizas identificar diferentes areas de aplicacion (industria petrolera, reactores nuclear, process plants en la industria quimica, ect.) y mirar a qué presion trabajan. Lo que también pienso es que la presion no es un parametro muy importante en flujo gas-liquido. A tasas volumetricas constantes de gas, la presion tiene poca influencia sobre el liquido (que no es muy compresible) y tiene una tendencia a aumentar la viscosidad y la densidad del gas. Sin embargo, esto ultimos no juegan un gran rol en el flujo bifasico liquido/gas.

4. Desde su punto de vista; ¿En que intervalo de caudales tanto de líquido como de gas sería interesante hacer pruebas para flujo bifásico?

Igual que para la question anterior, hay que ver la aplicaciones. Después también hay que pensar en criterias practicas. Estoy seguro que es interesante ver qué pasa cuando las cuadales estan casi cero. También es interesante ver si se pueden alcanzar situaciones supersonicas, pero luego hay que ver qué complicaciones esto traeria de punto de vista experimental y a quien le va interesar tus resultados. Creo que en muchas aplicaciones practicas los numeros de Reynolds del liquido varian entre 1 y 50000. Las fracciones volumetricas de gas pueden ir de 1% (flujo a burbujas) a 99% (neblina).

5. ¿Cuál o cuáles ángulos de inclinación serían de interés en el momento de realizar las distintas pruebas en flujo bifásico de gas y de líquido en tubería?

Todos angulos de inclinacion. En particular todo lo que es flujo descendiente es mal simulado por los modelos. Es dificil hacer experimentos con flujo que baja porque el gas quiere subir y uno puede tener la situacion donde el gas es inyectado arriba y sale arriba del tubo también (es decir, no fluye dentro del tubo).

6. ¿Cuántos puntos de medición de presión serían los más indicados para las pruebas a realizar?

No creo que la presion juega un papel importante. También hay que pensar en aspectos practicos. Si vas a trabajar a altas presiones, necesitas probablemente tubos en acero y luego la visualisacion del flujo es un problema.

7. De forma análoga según la pregunta anterior; ¿Cuántos puntos de temperatura serían los más apropiados?

Pienso que temperatura hace principalmente que cambia la viscosidad del liquido. Efectos de la temperatura sobre la tension interfacial, la densidad del liquido y del gas y la viscosidad del gas, me parece que son menores. Si calientas la instalacion, el problema es el control de la temperatura (como mantener la constante). También vas a tener transferencia de calor hacia afuera. Habria que aislar la instalacion. Luego la visualisacion es un problema. Enfriar el liquido es muy costoso y dificil. No te lo recomiendo.

8. En base a su experiencia; ¿Qué distancia consideraría apropiada entre el punto de medición y la sección de pruebas?

Tengo en mente algo como $L/D = 70$ para flujo monofasico. Para flujo bifasico tendria que se mas, pero mucha gente terminan utilizando para flujo bifasico el mismo numero, porque no es practico tener tubos tan largos. En mi doctorado utilicé $D=4$ cm y $L=3$ metros, es decir, $L/D = 300/4$. Tenia una compañera que estudiaba slug flow en horizontal; Ella tenia mas o menos el mismo diametro, pero su tubo tenia quizas 100 metros de largo.

9. En base a su experiencia; ¿Qué distancia consideraría apropiada como longitud de desarrollo desde la entrada de ambos fluidos hasta la entrada de la sección de prueba, para flujo horizontal, vertical e inclinado?

Pensaba que ya había contestado en el punto anterior. Quizás no leí bien la pregunta anterior...

10. ¿Considera usted que los equipos de medición perturban al patrón de flujo? ¿De qué forma los perturbaría?

Depende de qué utilizas. La visualización, por ejemplo, no perturba mucho. La anemometría laser-doppler tampoco. Lo que sí perturba bastante son las mediciones locales, como por ejemplo anemometría hot-film o sondas con fibras ópticas para medir localmente la fracción de gas o la cantidad y el diámetro de las burbujas. En general no puede hacer mediciones aguas abajo de estos instrumentos de medición. Creo que tomas de presión y este tipo de cosas no perturban tanto.

11. En base a su experiencia; ¿Qué tipo de uniones perturban menos el patrón de flujo?

No tengo idea.

Observación general: búscate un problema que se aleja de problemas que ya fueron estudiados bastante pero que tiene una aplicación interesante. Ya que vives en Venezuela, la aplicación de la industria petrolera es interesante, pero tengo la impresión que en la industria petrolera uno ya sabe hacer predicción suficientemente buenas para aplicaciones prácticas. Quizás puedes pensar en otras aplicaciones. Por ejemplo microtubos con transferencia de calor, o algo así. Pero buscaría para qué aplicación este problema es relevante.

Encuesta a: Ing. Mahmoud Haoulo.

1. En su opinión como investigador; ¿Cuáles fluidos de operación serían de interés estudiar? ¿Qué patrones de flujo sería interesante examinar?

Para la fase líquida es de interés estudiar fluidos de diferentes magnitudes de viscosidad uno de baja y el otro de alta como ejemplo.

Fase gaseosa, como los gases tienen propiedades que en magnitudes son menores que la fase líquida, el cambio de tipo de gas resulta de poca aporte (esto es desde un punto de vista PERSONAL).

2. ¿A partir de qué diámetro de tubería considera usted debería hacerse un estudio en cuanto a flujo bifásico se refiere?

-
3. ¿Bajo cuál o cuáles rangos de presiones piensa usted sería aplicable la parte experimental en una investigación de flujo bifásico?

Entre 50- 100 Psi.

4. Desde su punto de vista; ¿Bajo qué rango de caudal (es) tanto de líquido como de gas sería interesante hacer pruebas para flujo bifásico?

10 L/min. – 100 L/min.

5. ¿Cuál o cuáles intervalos de inclinación serían de útil interés en el momento de realizar las distintas prácticas para flujo bifásico?

Como inicio inclinaciones pequeñas de 1 – 2 -3 -4°

6. ¿Cuántos puntos de presión serían los más indicados para las pruebas a realizar por un banco de ensayos según la aplicación?

2 puntos uno para cada fase separada, 4 puntos que van en par un par al comienzo de la sección de prueba y a la final de la sección.

7. De forma análoga según la pregunta anterior; ¿Cuántos puntos de temperatura serían los más apropiados para las pruebas realizadas por un banco de ensayos?

Es preferible medir la temperatura junto con la presión (en los mismos sitios)

8. En base a su opinión; ¿Qué distancia consideraría apropiada entre el punto de medición y la sección de pruebas?

No logro visualizar la inquietud. En punto de medición se ubica en la sección de prueba.

9. ¿Considera usted que los equipos de medición perturban al patrón de flujo? ¿De qué forma los perturbaría?

En el caso de los equipos de medición que tienen elementos de tamaños considerable que intervienen en el camino de la mezcla es de lo más probable que modifica la configuración de la mezcla.

10. ¿Que tipo de uniones perturban menos el patrón de flujo?

Hay dos tipos de uniones, 1) las que no cambian la dirección del flujo, donde creo que se deben ser lo más posible uniones que conservan el diámetro. 2) las que cambian la dirección de flujo. En este caso se desea hacer dicho cambio de una forma que no altera demasiado el flujo lo cual se hace mediante uniones de curva larga

Encuesta a: Ing. José Leonardo Rojas.

1. En su opinión como investigador en el área de flujo bifásico de gas y de líquido; ¿Cuáles fluidos de operación serían de interés estudiar? ¿Qué patrones de flujo sería interesante examinar?
2. ¿A partir de qué diámetro de tubería considera usted que sería de interés hacer un estudio en cuanto a flujo bifásico de gas y de líquido se refiere?
3. ¿Cuál es el intervalo de presión que en su opinión sería aplicable en una investigación experimental de flujo bifásico de gas y de líquido en tuberías?

Según mi experiencia en el diseño del banco de prueba para estudio del patrón de flujo bifásico neblina (gotas de líquido que viajan en una corriente de gas) en tubería horizontal, el intervalo de presión lo determinaba los elementos instalados para la visualización del fenómeno dentro de la tubería, fabricados de acrílico, material muy frágil que al trabajar sometido a presión cerca de su límite de esfuerzo a la ruptura, estalla siendo altamente inseguro. Debido a esto considere factores de seguridad de aproximadamente 10 obteniendo así valores de esfuerzos que determinaban una presión máxima de trabajo hasta 100 psi en la tubería instalada de 1". Para tubería de mayor diámetro la presión máxima de operación deberá ser menor.

4. Desde su punto de vista; ¿En que intervalo de caudales tanto de líquido como de gas sería interesante hacer pruebas para flujo bifásico?

En la revisión bibliográfica realizada para el diseño del banco de prueba instalado, pude darme cuenta que para el tipo de patrón deseado para mis pruebas existía poca documentación, llegando a la conclusión que el patrón de flujo bifásico neblina ha sido difícil de obtener por los investigadores dedicados al estudio de flujo multifásico, así como también es posible que este tipo de patrón no sea muy común en operaciones de la industria por lo que no se ha requerido de su estudio a profundidad. Para poder lograr conseguir el patrón de flujo neblina es necesario manejar altos caudales de gas y bajos caudales de líquido, situación que se vio limitada en el laboratorio debido a las bombas disponibles, las cuales no podían manejar caudales muy bajos de líquido. Para mi experiencia los intervalos de caudales que favorecían la formación del patrón de flujo neblina eran de 0,2 a 0,5 MMPCSD de gas y de 0,01 a 300 BPD de líquido, aunque consideraría interesante aquellos intervalos de caudales que favorecieran la obtención de patrones de flujo comunes a nivel operacional o industrial y que hayan sido difícil su obtención en laboratorios de prueba debido a las limitaciones de los banco de pruebas instalados en el pasado.

5. ¿Cuál o cuáles ángulos de inclinación serían de interés en el momento de realizar las distintas pruebas en flujo bifásico de gas y de líquido en tubería?

6. ¿Cuántos puntos de medición de presión serían los más indicados para las pruebas a realizar?

La cantidad de puntos de medición para mi circuito estuvo determinada por el número de ciertas zonas en específico, en las cuales requería obtener información sobre la situación del flujo, es decir, para mí es necesario conocer las condiciones del fluido en el punto de mezcla de líquido y gas, además necesito conocer las condiciones en el punto donde se ha calculado se produzca el flujo neblina por longitud de desarrollo, debido a esto se instalaron transmisores de presión en cada una de estas zonas y un transmisor de diferencial de presión entre las dos zonas para tener un soporte con respecto a la diferencia obtenida con los transmisores de presión. La cantidad de tomas para la medición a mi parecer esta en función de la necesidad de conocer las condiciones actuales del flujo en determinadas zonas de interés o en las zonas donde se espera obtener cierto patrón de flujo o transición.

7. De forma análoga según la pregunta anterior; ¿Cuántos puntos de temperatura serían los más apropiados?

Los puntos para la medición de temperatura permiten obtener las condiciones actuales del fluido, para el caso del circuito construido sólo se instaló un sensor de temperatura al final del tramo de prueba, ya que se disponía de sensores de temperaturas a la descarga de los equipos de bombeo de los fluidos y no se espera una gran diferencia de la temperatura, el valor de temperatura a utilizar para corregir los caudales y obtener las condiciones actuales será el promedio entre la temperatura de las líneas de suministro y la temperatura al final del tramo de prueba. En mi opinión el número de puntos de medición de temperatura depende de la longitud de los tramos de prueba y de la longitud de las líneas de suministro de los fluidos, así como de la transferencia de calor presente a lo largo del circuito, factor que hace necesario colocar un número de puntos de temperatura que permitan obtener un promedio o un valor bastante aproximado para determinados tramos de tuberías.

8. En base a su experiencia; ¿Qué distancia consideraría apropiada entre el punto de medición y la sección de pruebas?
9. En base a su experiencia; ¿Qué distancia consideraría apropiada como longitud de desarrollo desde la entrada de ambos fluidos hasta la entrada de la sección de prueba, para flujo horizontal, vertical e inclinado?

Para el circuito instalado, en el cual se llevaran a cabo sólo pruebas en horizontal, la longitud de desarrollo fue calculada para flujo monofásico turbulento, esto considerando la mínima cantidad de líquido con respecto al caudal de gas manejado en un patrón de flujo neblina.

10. ¿Considera usted que los equipos de medición perturban al patrón de flujo? ¿De qué forma los perturbaría?

Dispositivos como por ejemplo las termocouplas para medir temperatura, que se introducen en la tubería podrían ocasionar perturbaciones en el patrón de flujo así como también es posible que el flujo se vea perturbado por los pequeños saltos en la tubería de los orificios de las tomas de presión, pero todo esto lo comprobaré una vez que comience las pruebas y observe el fenómeno en la tubería.

11. ¿Que tipo de uniones perturban menos el patrón de flujo?

Las uniones recomendadas para no perturbar el flujo son aquellas que presentan el menor cambio de diámetro en la junta con respecto al diámetro interno de la tubería. En el circuito instalado se diseñaron bridas especiales de acrílico que utilizan O rings como sello para las fugas y no empaquetadura como las bridas de acero, las cuales producen un salto o cambio de diámetro de una brida a la otra. Uniones bridadas podrían decirse que son las más recomendadas siempre y cuando las caras de estas estén completamente juntas, para ello se requiere el diseño de bridas especiales o la modificación parcial de las bridas comerciales para utilizar por ejemplo sellos como los O rings que permiten llevar la holgura entre cada una de las bridas a casi cero.