



Universidad
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica

Ingeniería Técnica Industrial Mecánica

PROYECTO FIN DE CARRERA

Diseño y Análisis de un sistema de tuberías en línea de antorcha

Autor: Javier Riojo Díez

Tutor: Higinio Rubio Alonso

Leganés, 27 de Octubre de 2015



Título: Diseño y Análisis de un sistema de tuberías en línea de antorcha

Autor: Javier Riojo Díez

Tutor: Higinio Rubio Alonso

EL TRIBUNAL

Presidente:

Vocal:

Secretario:

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día 27 de Octubre de 2015 en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE



Agradecimientos

Para empezar me gustaría dar las gracias a todas aquellas personas que de algún modo han contribuido a la realización de este proyecto.

Agradecimientos a mi familia, que siempre me ha apoyado en este largo camino.

A mi tutor Higinio, por su voto de confianza, su paciencia y los consejos que tanto me han ayudado.

A mis compañeros y amigos, que me han prestado su ayuda cuando la he necesitado.

Y por supuesto a mis pequeños Paula y Enzo, que han aportado la motivación que faltaba, y a mi mujer Bea, la cual nunca se ha dado por vencida y me ha perseguido, animado, soportado y ayudado más de lo que pueda llegar a agradecerle.

A todos, gracias.



Resumen

El principal objetivo del presente proyecto es diseñar y verificar el trazado de un sistema de tuberías en la línea de antorcha desde el límite de batería de los bloques generadores de potencia (BGP) hasta los recipientes de separación de condensado (KO-drums) intermedios. Para ello, se realizará un análisis de flexibilidad del sistema de tuberías teniendo en consideración los aspectos más relevantes que se pueden presentar.

Para la realización del proyecto se seguirán los siguientes pasos:

- Se recopilará información acerca de las líneas de antorcha para conocer cuáles son los condicionantes que marcarán el diseño.
- Se aplicará la normativa vigente, ya sea de ámbito local o internacional, de obligado cumplimiento.
- Se estimará la cantidad de liras necesarias para poder absorber los desplazamientos a lo largo del recorrido así como la posibilidad de añadir estructuras auxiliares.
- Se modelará la línea de antorcha mediante el software CAESAR II, ampliamente extendido en el análisis de plantas industriales.
- Se calculará el valor real del factor de intensificación de tensiones (SIF) para los picajes a 45 grados en el colector principal mediante el software de elementos finitos Nozzle PRO.
- Se analizarán los resultados obtenidos y se verificará el cumplimiento de la normativa.



Abstract

The main purpose of current project is to design and verify the routing of a piping system in the flare line from the battery limit of the power generation blocks (PGB) until the intermediate vapour-liquid separator vessels (KO-drums). For that, a stress analysis of the piping system will be performed taking into account most relevant issues that may appear.

To carry out the project, below mentioned steps will be followed:

- Documentation related to flare lines will be collected in order to know the determining factors that will lead the design.
- Existing applicable rules, both local and international, will be complied.
- Required number of loops will be estimated in order to absorb displacements along routing as well as the chance of adding auxiliary structures.
- Flare line will be modeled by means of software CAESAR II, widely spread program for industrial plants analysis.
- Real value of stress intensification factor (SIF) for connections at 45 degrees in main collector will be calculated by means of finite element software Nozzle Pro.
- Obtained results will be discussed and compliance with regulation will be evaluated.



ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	11
1.1. Ámbito y motivación	11
1.2. Objetivos	13
1.3. Estructura del documento	13
2. SISTEMAS DE TUBERÍAS – CONOCIMIENTOS PREVIOS	15
2.1. Diagramas de Tuberías e Instrumentos	15
2.2. Equipos	15
2.3. Materiales	16
2.4. Normas y códigos de diseño	17
3. DESCRIPCIÓN DE LAS HERRAMIENTAS EMPLEADAS	19
3.1. CAESAR II	19
3.2. Nozzle Pro	28
4. ANÁLISIS DE FLEXIBILIDAD	38
4.1. La flexibilidad como parte del proceso del diseño de tuberías	38
4.2. Esfuerzos en tuberías	38
4.2.1. <u>Los esfuerzos sostenidos o primarios</u>	39
4.2.2. <u>Los esfuerzos por expansión o secundarios</u>	42
4.2.3. <u>Los esfuerzos ocasionales o terciarios</u>	47
4.3. Categorización de las tuberías	48
4.3.1. <u>Categoría I</u>	49
4.3.2. <u>Categoría II</u>	50
4.3.3. <u>Categoría III</u>	50
4.4. Métodos de estudio	51
4.4.1. <u>Métodos manuales</u>	51
4.4.2. <u>Métodos computerizados</u>	53
4.5. Análisis de sistemas de tuberías	54
<u>Pasos del análisis de flexibilidad</u>	54
4.5.1. <u>Criterios de soportación</u>	59
4.5.2. <u>Recursos para controlar grandes desplazamientos</u>	62
4.5.3. <u>Comprobación de fugas en uniones bridadas</u>	68
4.6. Equipos	98
4.6.1. <u>Recipientes a presión</u>	98
4.6.2. <u>Bombas centrífugas</u>	98
4.6.3. <u>Compresores centrífugos</u>	100
4.6.4. <u>Turbinas</u>	100
4.6.5. <u>Compresores alternativos</u>	101



4.6.6.	<u>Tanques de almacenamiento</u>	101
4.6.7.	<u>Intercambiadores de calor</u>	102
4.6.8.	<u>Enfriadores por aire</u>	102
4.6.9.	<u>Hornos</u>	103
5.	SOPORTES	104
5.1.	Consideraciones Generales	104
5.2.	Tipos de soportes y su aplicación	105
5.2.1.	<u>Soportes Estructurales</u>	116
5.2.2.	<u>Soportes soldados a la tubería</u>	116
5.2.3.	<u>Soportes Colgantes</u>	117
5.2.4.	<u>Soportes tipo muelle</u>	118
5.2.5.	<u>Amortiguadores</u>	123
5.2.6.	<u>Soportes Anti-vibratorios</u>	124
6.	DESARROLLO DEL PROYECTO Y RESULTADOS	125
6.1.	Descripción del sistema a estudiar	125
6.2.	Recopilación de información	127
6.3.	Condiciones de contorno	128
6.4.	Análisis	129
6.4.1.	<u>Cálculo de SIF mediante Nozzle Pro</u>	129
6.4.2.	<u>Cálculo de flexibilidad mediante CAESAR II</u>	134
6.5.	Comprobación de resultados	137
6.5.1.	<u>Factor de Intensificación de Esfuerzos (SIF)</u>	137
6.5.2.	<u>Desplazamientos</u>	138
6.5.3.	<u>Tensiones</u>	138
6.5.4.	<u>Cargas en soportes</u>	138
6.5.5.	<u>Cargas en toberas</u>	139
6.5.6.	<u>Fuga en bridas</u>	139
7.	CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	140
7.1.	Conclusiones	140
7.2.	Trabajos futuros	141
8.	PRESUPUESTO	142
9.	BIBLIOGRAFÍA	144
	ANEXOS	145
I.	P&IDs	146
II.	Isométricas de tuberías	150
III.	Lista de Líneas	212
IV.	Plot Plan	216



Ingeniería Técnica Industrial Mecánica

V.	Isométricas de flexibilidad	225
VI.	Planos de Equipos	287
VII.	Planos de Válvulas	300
VIII.	Resultados de CAESAR II	301



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1	Personal trabajando en Planta Industrial	11
Figura 3. 1	Menú principal CAESAR II	19
Figura 3. 2	Nuevo trabajo CAESAR II	20
Figura 3. 3	Configuración CAESAR II	20
Figura 3. 4	Fichero de unidades CAESAR II	21
Figura 3. 5	Input CAESAR II	22
Figura 3. 6	Números de nodo CAESAR II	22
Figura 3. 7	Dimensiones CAESAR II	23
Figura 3. 8	Propiedades de la tubería CAESAR II	23
Figura 3. 9	Condiciones de operación CAESAR II	24
Figura 3. 10	Material de la tubería CAESAR II	24
Figura 3. 11	Componentes especiales CAESAR II	25
Figura 3. 12	Casos de carga CAESAR II	26
Figura 3. 13	Salida de resultados CAESAR II	27
Figura 3. 14	Input Nozzle Pro	29
Figura 3. 15	Orientación Nozzle Pro	31
Figura 3. 16	Opciones Nozzle Pro	32
Figura 3. 17	Material Nozzle Pro	33
Figura 3. 18	Salida de resultados Nozzle Pro	34
Figura 3. 19	Resultados SIF Nozzle Pro	34
Figura 3. 20	SIF según Procedimiento General	35
Figura 3. 21	Esquema de rígidos para conexiones a 90° CAESAR II	36
Figura 3. 22	Unión con rigideces CAESAR II	37
Figura 3. 23	Esquema SIF y rigideces CAESAR II	37
Figura 3. 24	Esquema de rígidos para conexiones distintas de 90° CAESAR II	37
Figura 4. 1	Esfuerzo de rotura vs Temperatura	41
Figura 4. 2	Esfuerzo de fluencia vs Temperatura	41
Figura 4. 3	Estudio experimental de un lazo de expansión en los años 50	43
Figura 4. 4	Momentos en codos	46
Figura 4. 5	Momentos en té o en conexiones de ramales	46
Figura 4. 6	Guía para colocación de apoyo y guías en torres	60
Figura 4. 7	Juntas de expansión de tejido	66
Figura 4. 8	Juntas de expansión de goma	66
Figura 4. 9	Juntas de expansión metálicas	68
Figura 4. 10	Menú análisis de bridas ASME VIII	72
Figura 4. 11	Menú nuevo trabajo ASME VIII	73
Figura 4. 12	Datos de la brida ASME VIII	73
Figura 4. 13	Datos de pernos y junta ASME VIII	74
Figura 4. 14	Materiales ASME VIII	74
Figura 4. 15	Datos de cargas ASME VIII	75
Figura 4. 16	Ejecución del cálculo ASME VIII	75
Figura 4. 17	Representación de la secuencia de atornillado (8-24 pernos)	80
Figura 4. 18	Representación de la secuencia de atornillado (32-68 pernos)	80
Figura 4. 19	Menú análisis de bridas ASME VIII	81
Figura 4. 20	Menú nuevo trabajo ASME VIII	81
Figura 4. 21	Datos de la brida ASME VIII	82



Figura 4. 22	Utilidad para dimensiones de brida ASME VIII.....	83
Figura 4. 23	Datos de la brida ASME VIII (valores rellenos)	84
Figura 4. 24	Datos de pernos y junta ASME VIII.....	85
Figura 4. 25	Datos de pernos y junta ASME VIII (valores rellenos)	88
Figura 4. 26	Materiales ASME VIII.....	89
Figura 4. 27	Materiales ASME VIII (valores rellenos)	90
Figura 4. 28	Datos de cargas ASME VIII	91
Figura 4. 29	Estudio de bombas	99
Figura 5. 1	Soportes estructurales.....	106
Figura 5. 2	Clips a equipos	107
Figura 5. 3	Límites direccionales “stops”	107
Figura 5. 4	Anclajes.....	108
Figura 5. 5	Guías	108
Figura 5. 6	Soportes antivibratorios	109
Figura 5. 7	Soportes acústicos	109
Figura 5. 8	Zapatatas	109
Figura 5. 9	Soportes criogénicos	110
Figura 5. 10	Muelles de carga variable	111
Figura 5. 11	Muelles de carga constante	111
Figura 5. 12	Amortiguadores de impacto “snubbers”	112
Figura 5. 13	Placas deslizantes de Teflón	113
Figura 5. 14	Placas deslizantes de bronce-grafito	113
Figura 5. 15	Trunnions	114
Figura 5. 16	Soportes tubo a tubo.....	114
Figura 5. 17	Soportes colgantes.....	115
Figura 5. 18	Cunas.....	115
Figura 5. 19	Soportes ajustables	115
Figura 5. 20	Limitación de la rotación	118
Figura 5. 21	Esquema de un muelle de carga variable	119
Figura 5. 22	Movimiento vertical de los muelles de carga variable.....	120
Figura 5. 23	Esquema de un muelle de carga constante.....	122
Figura 6. 1	Modelo 3D del sistema de tuberías en la línea de antorcha	125
Figura 6. 2	Detalle de las conexiones con los BGP.....	126
Figura 6. 3	Detalle de las conexiones con los KO-drums	126
Figura 6. 4	Input Nozzle Pro	130
Figura 6. 5	Condiciones de diseño Nozzle Pro.....	131
Figura 6. 6	Orientación Nozzle Pro	131
Figura 6. 7	Opciones Nozzle Pro.....	132
Figura 6. 8	Material Nozzle Pro	132
Figura 6. 9	SIF en el colector Nozzle Pro.....	133
Figura 6. 10	SIF en el ramal Nozzle Pro	133



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4. 1	Tensiones admisibles ASME B31.3	40
Tabla 4. 2	Factor de corrección “f”	44
Tabla 4. 3	Categorías de las tuberías (Temperatura vs Diámetro Nominal)	48
Tabla 4. 4	Distancia entre guías en función del diámetro	59
Tabla 4. 5	Tamaño de los lazos de expansión	64
Tabla 4. 6	Material de la junta ASME VIII	77
Tabla 4. 7	Material de la junta ASME VIII (continuación)	78
Tabla 4. 8	Material de la brida ASME B16.5	82
Tabla 4. 9	Dimensiones de bridas Clase 300 ASME VIII	83
Tabla 4. 10	Dimensiones de bridas Clase 300 ASME VIII (continuación)	84
Tabla 4. 11	Dimensiones para juntas “Spiral Wound” con bridas ASME B16.5	86
Tabla 4. 12	Dimensiones para juntas “Spiral Wound” con bridas ASME B16.5 (continuación)	87
Tabla 4. 13	Modos de operación del estudio de bombas	99
Tabla 5. 1	Tipos de soportes	105
Tabla 6. 1	Casos de carga	135

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Ámbito y motivación

En el panorama actual de las Empresas de Ingeniería dedicadas al diseño y construcción de Plantas Industriales, Petroquímicas o de Refino queda plasmada la necesidad de realizar un análisis de flexibilidad a los sistemas de tuberías debido a la gran cantidad de sistemas de tuberías que presentan.

El actual Proyecto Fin de Carrera ofrece respuesta a dicha necesidad englobándose dentro de la especialidad de la ingeniería dedicada al análisis de flexibilidad en sistemas de tuberías y centrándose en el estudio de un sistema real.

El análisis de flexibilidad debe entenderse como una herramienta integradora que recopila información de especialidades tan diversas como relacionadas entre sí: la disciplina de Obra Civil es responsable de las estructuras por las que discurrirán los sistemas de tuberías, Calderería se encarga de los equipos a los cuales se conectan, Materiales define la composición de las tuberías y otros elementos (el material propiamente dicho) así como los espesores mínimos a emplear, Procesos establece las condiciones de operación y diseño que ayudan a determinar los escenarios críticos que se han de analizar, etc. En la Figura 1.1 se puede observar a un grupo trabajadores realizando labores diversas en una Planta Industrial.



Figura 1.1 Personal trabajando en Planta Industrial



Los sistemas de tuberías son el medio a través del cual se transportan los fluidos entre los distintos equipos para que se lleven a cabo los procesos requeridos en la planta. La importancia del análisis de flexibilidad reside en garantizar un modo de operación seguro para todos los sistemas, evitando roturas o deformaciones excesivas que pongan en peligro el correcto funcionamiento de sus elementos.

La seguridad en este tipo de complejos es clave, sobre todo si tenemos en cuenta la más que probable presencia de trabajadores, a los que hay que proteger ante cualquier situación que pueda ocurrir. Por ello, es vital analizar los casos más adversos para minimizar y/o controlar cualquier tipo de riesgo.

El análisis de flexibilidad aporta la información necesaria para soportar las tuberías: se indican las restricciones requeridas, su localización y las cargas esperadas. Con estos datos se diseñarán los soportes que actuarán como elemento de transición entre tuberías y estructura.

Durante el análisis de flexibilidad hay que tener en mente que las restricciones empleadas han de ser construibles. De nada sirve un análisis que dictamina la validez de un sistema si luego no es posible llevarlo a la realidad, ya sea por la imposibilidad de montaje de dicho soporte, por el coste desorbitado, etc. Es por ello, que ha de existir una estrecha relación entre flexibilidad y soportes.

El sistema de tuberías de la línea de antorcha es uno de los sistemas más críticos de las Plantas Industriales. Por su interior circulan fluidos con concentración de elementos contaminantes y nocivos para la salud, y cuya descarga no puede hacerse directamente a la atmósfera.

Estos fluidos no se pueden usar para aprovechamiento térmico, por lo que la única solución es que sean conducidos hasta un quemador (antorcha) que disminuya la concentración de contaminantes por debajo de los límites fijados en la legislación.

En vista de lo anterior, es mandatorio garantizar que las tuberías que conforman este sistema tendrán un comportamiento elástico ante los escenarios más desfavorables que se puedan presentar para evitar cualquier riesgo de daño, rotura o fuga de sustancias contaminantes que pongan en peligro el entorno o a las personas dentro de su zona de influencia. Queda clara por tanto la función medioambiental que desempeñan las líneas de antorcha.



1.2. Objetivos

El objetivo principal del presente proyecto es el diseño y análisis de la flexibilidad de un sistema de tuberías en línea de antorcha, particularizando el estudio al cálculo del SIF y la verificación de fuga en bridas.

Se llevará a cabo un análisis de flexibilidad detallado del sistema de tuberías partiendo de la información proporcionada por otras disciplinas y en cumplimiento de las normas aplicables al proyecto.

Entre los objetivos secundarios se encuentran el seguimiento del protocolo de diseño de tuberías de acuerdo a especificaciones dadas, el cálculo de los factores de intensificación de esfuerzos “stress intensification factors” (SIF) para los picajes a 45° en el colector principal, la verificación de cargas en toberas y la comprobación de fuga en bridas.

Los resultados obtenidos se expondrán de forma clara y concisa para facilitar su entendimiento y posterior aplicación. Como se ha comentado antes, el grupo de soportes empleará la salida de datos del análisis para la elección del tipo de soportes en función de las cargas y del tipo de restricciones.

Para el desarrollo del análisis se recurrirá a dos programas informáticos: el CAESAR II para el análisis de tuberías, y el Nozzle Pro para el cálculo de los SIF.

Se seguirán los procedimientos de empresa disponibles, prestando especial atención a la especificación de flexibilidad o especificación de “stress”, a la de soportes y a los manuales correspondientes a los programas.

1.3. Estructura del documento

Hasta el momento nos hemos centrado en aspectos generales para dar una idea global del contenido del proyecto. A continuación, se exponen de forma resumida los temas tratados en cada uno de los capítulos.

El capítulo 2 se centrará en los conocimientos previos y la normativa aplicable con la que debemos estar familiarizados antes de empezar con el análisis de flexibilidad. Se hablará de los Diagramas de Tuberías e Instrumentación (P&ID), los equipos y los materiales que intervienen.



En el capítulo 3 se presentará una descripción de las herramientas informáticas empleadas: CAESAR II y Nozzle Pro. Se trata de manuales de utilización que ayudarán a conocer el funcionamiento de los comandos básicos y capacidades de uso.

En el capítulo 4 se explicará en detalle toda la información relativa al análisis de flexibilidad: esfuerzos en las tuberías, categorías de las líneas, métodos de estudio, así como los conceptos necesarios para llevar a cabo el análisis. El capítulo 4 constituye la base teórica para poder desarrollar el estudio de flexibilidad. Se incluirá también un ejemplo de verificación de fuga en bridas.

El capítulo 5 hará mención a los tipos de soportes más utilizados en Plantas Industriales. Se presentarán los tipos más comunes y se hablará de sus funciones; qué son y para qué sirven.

En el capítulo 6 se encontrará el estudio completo con la información necesaria para el cálculo y los resultados obtenidos. Se hará una presentación del sistema de tuberías que se va a analizar, se indicarán los documentos de donde se obtiene la información necesaria, las condiciones de operación y contorno consideradas, se expondrá la metodología de los programas Nozzle Pro y Caesar II y se comprobarán los resultados obtenidos.

El capítulo 7 recogerá las conclusiones y trabajos futuros que se pueden plantear. Se espera lograr validar el diseño del sistema de tuberías y se proponen nuevas líneas de trabajo para completar el estudio.

En el capítulo 8 se expondrá el presupuesto de los trabajos realizados para evaluar la viabilidad del estudio de flexibilidad descrito.

El capítulo 9 recogerá la bibliografía empleada para el presente proyecto, incluyendo la normativa aplicable, los principales libros de referencia del sector y los manuales de las herramientas informáticas.

Por último, en los ANEXOS se recopilará toda la información relativa a diagramas de tuberías e instrumentación (P&IDs), planos isométricos de tuberías, lista de líneas, planos de implantación de estructuras "Plot Plan", isométricas de flexibilidad, planos de equipos, planos de válvulas. La salida de resultados del programa CAESAR II se adjunta al final de los ANEXOS debido a su extensión (cerca de 550 páginas).



2. SISTEMAS DE TUBERÍAS – CONOCIMIENTOS PREVIOS

Para el desarrollo del presente proyecto ha sido necesario adquirir unos conocimientos que no se imparten durante la titulación. A través de cursos de formación posteriores se ha logrado una especialización en cuanto a las tuberías se refiere.

El Curso de Diseño de Tuberías tuvo como objetivo introducir al alumno en el ámbito de las Plantas de Proceso, empezando por los elementos más básicos, como son las tuberías y accesorios, y pasando por los equipos de más relevancia, como hornos, intercambiadores, torres de separación o fragmentación, etc.

En los Cursos de Stress se adquirieron los conceptos relacionados con la Flexibilidad y que se exponen en el Capítulo 4.

Los sistemas de tuberías sirven para transportar los productos o fluidos que intervienen en los procesos desde unos equipos a otros. Además, tienen la doble función de transportar y controlar los fluidos para asegurar que el proceso se lleve a cabo con éxito. Por tanto, deben considerarse parte del proceso.

2.1. Diagramas de Tuberías e Instrumentos

Los Diagramas de Tuberías e Instrumentos “Piping and Instrumentation Diagrams” (P&IDs) son una representación esquemática de las conexiones de las tuberías con los instrumentos y equipos. Es la forma principal de representar el sistema de tuberías.

Los P&IDs contienen información acerca de las tuberías, los instrumentos, los equipos, las válvulas, el sentido de flujo del fluido, notas generales sobre el proceso, etc.

2.2. Equipos

Para el análisis de flexibilidad es importante conocer los tipos de equipos que se conectan a los sistemas estudiados. Estos equipos pueden ser, principalmente, recipientes a presión, intercambiadores de calor, bombas centrífugas, compresores centrífugos, compresores alternativos, hornos, turbinas, enfriadores por aire y tanques de almacenamiento.

En el Capítulo 4 se explican las características de cada uno así como las normas que aplican.



2.3. Materiales

Los sistemas de tuberías están formados por elementos físicos, cuyas características determinarán el comportamiento real del sistema de tuberías.

De entre los elementos físicos el componente principal es la tubería. Ésta viene definida por el diámetro nominal (diámetro exterior), espesor de pared “schedule”, material que la conforma, forma de fabricación (estirada “sin soldadura” o soldada), acabado de sus extremos (planos, roscados, biselados) y cualquier otro requisito especial que pueda necesitar.

Sin duda, el accesorio más importante y significativo del sistema de tuberías es la válvula. Sin este elemento, la tubería sería una simple línea sin solución de continuidad entre los equipos de un proceso; con las válvulas, el sistema es algo más que un enlace; regula, controla, dosifica, etc.

Hay varios tipos de válvulas, ya que hay diversas funciones a realizar dentro del proceso. Atendiendo a sus funciones las principales son las de:

- Aislamiento
- Regulación
- Contraflujo o retención
- Seguridad
- Control

Si nos fijamos en su forma constructiva y modo de cierre, se ha establecido una clasificación de acuerdo con las partes básicas que componen estas válvulas. Las más usuales en Plantas Industriales son las de:

- Compuerta
- Asiento
- Retención
- Bola
- Macho
- Diafragma
- Mariposa

Las bridas se emplean para unir tuberías a válvulas, toberas de recipientes y equipos o en aquellos puntos donde se requiera una unión.

Dentro de la diversidad de bridas, las más comunes dentro de las empleadas en las tuberías de acero para Plantas de Proceso son las siguientes:

- Brida con cuello “welding neck”
- Brida deslizante “slip-on”
- Brida para enchufe y soldadura “socket weld”
- Brida loca “lap-joint”
- Brida ciega “blind flange”



Otros accesorios de unión son por ejemplo los codos, las té, los reductores los tapones “caps”, etc.

Las juntas se usan para garantizar la estanqueidad de las uniones bridadas. Deben ser de un material que resista las condiciones de servicio internas en la línea, y que además sean lo suficientemente plásticas como para deformarse bajo una compresión, así como ajustarse a las irregularidades de las superficies, efectuando el cierre estanco.

Por último, cabe mencionar otros elementos que no se pueden clasificar en ninguna de las categorías anteriores y que se conocen habitualmente como misceláneos. Entre ellos se encuentran los filtros, los purgadores y las figuras en 8.

2.4. Normas y códigos de diseño

Son un compendio de prácticas y requerimientos de ingeniería para hacer diseños seguros, desarrolladas, redactadas y aplicadas por los miembros de cada comité producto de sus experiencias. Estos códigos son revisados aproximadamente cada 2 años, haciéndolos más o menos restrictivos en algunas prácticas, de acuerdo a las investigaciones realizadas por ellos con el fin de mejorar los diseños en cuanto a calidad, economía y seguridad.

El propietario de la instalación y/o proyecto, es el que establece cuales son los códigos, normas o estándares, tanto internacionales como locales, que más se ajustan a la aplicación del proceso a desarrollar, en conjunto con el grupo de ingeniería que desarrolla la fase conceptual de los proyectos. Esto queda asentado en las bases de diseño.

Listado de códigos y normas más utilizados en la Especialidad.

- American Society of Mechanical Engineers.
 - a) ASME B31.1 Power Piping.
 - b) ASME B31.2 Fuel Gas Piping (Reemplazada en 1998 por AGA Z-23.1, National Fuel Gas Code)
 - c) ASME B31.3 Chemical Plant and Petroleum Refinery Piping
 - d) ASME B31.4 Liquid Transportation Systems for Hydrocarbons, LPG, Anhydrous Ammonia and Alcohols
 - e) ASME B31.5 Refrigeration Piping
 - f) ASME B31.8 Gas Transformation and Distribution
 - g) ASME B31.9 Building Services Piping
 - h) ASME B31.11 Slurry Transportation Piping Systems



- American Petroleum Institute.
 - a) API 610 Centrifugal Pumps for General Refinery Services
 - b) API 611 General Purpose Steam Turbines for Refinery Services
 - c) API 612 General Purpose Steam Turbines for Petroleum, Chemical and Gas Industries
 - d) API 617 Centrifugal Compressors for General Refinery Services
 - e) API 618 Reciprocating Compressors for General Refinery Services
 - f) API 560 Fire Heaters for General Refinery Services
 - g) API 650 Steel Welded Tanks for Oil Storage
 - h) API 661 Air Cooled Heat Exchangers for General Refinery Services

- National Electric Manufacturers Association.
 - a) NEMA SM-23 Steam Turbines for Mechanical Drive Services

- Manufacturer Standard Society.
 - a) MSS SP-58 Pipe Hangers And Supports. Materials, Design and Manufacturers
 - b) MSS SP-69 Pipe Hangers And Supports. Selection and Applications
 - c) MSS SP-89 Pipe Hangers And Supports. Fabrication and Installation Practices

- Expansion Joints Manufacturer Association.
 - a) EJMA STANDARDS OF THE EXPANSION JOINTS

3. DESCRIPCIÓN DE LAS HERRAMIENTAS EMPLEADAS

3.1. CAESAR II

El programa CAESAR II es una herramienta para el análisis de esfuerzos en tuberías utilizada para el diseño mecánico y el análisis de los sistemas de tuberías.

El usuario crea un modelo del sistema de tuberías mediante elementos simples y definiendo las condiciones de carga impuestas en el proceso. Con esta entrada, el programa produce resultados en forma de desplazamientos, cargas y esfuerzos en todo el sistema. Además, el programa compara esos resultados con los límites especificados por códigos y estándares reconocidos.

Para iniciar el programa hacemos doble clic en el icono de CAESAR II. Aparecerá la pantalla del Menú Principal. El Menú principal se utiliza para dirigir las acciones del CAESAR II (ver Figura 3.1).



Figura 3.1 Menú principal CAESAR II

A continuación, procedemos a crear un nuevo archivo, haciendo clic en “File” – “New” del Menú Principal. En CAESAR II los análisis requieren un nombre de trabajo para su identificación.

La entrada, el análisis o la revisión de la salida se refieren al nombre de trabajo especificado (ver Figura 3.2).

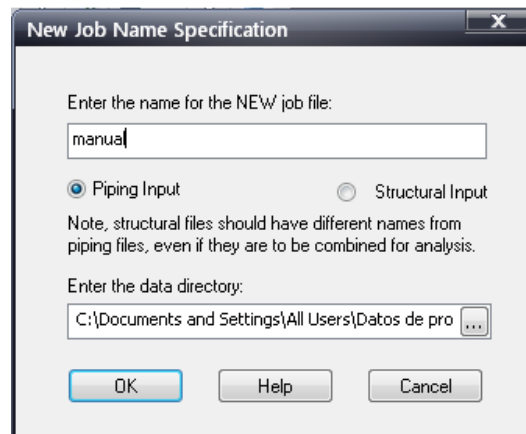


Figura 3. 2 Nuevo trabajo CAESAR II

Al seleccionar un nombre de trabajo no se abre el archivo; únicamente le estamos indicando al Programa sobre el cálculo en el cual se realizarán las operaciones (modelado, análisis, resultados...). Pero esto será después de configurar todos los parámetros que queremos que contemple el análisis: Código, Unidades, etc.

El siguiente paso, una vez creado el archivo, es definir los Datos Básicos que van a regir nuestro análisis. Para ello en la barra del Menú principal clicamos en “Tools” – “Configure/Setup” y nos aparece la siguiente ventana para cambiar la configuración de los distintos valores y opciones que afectarán al método de cálculo y que nos permiten personalizar el programa (ver Figura 3.3).

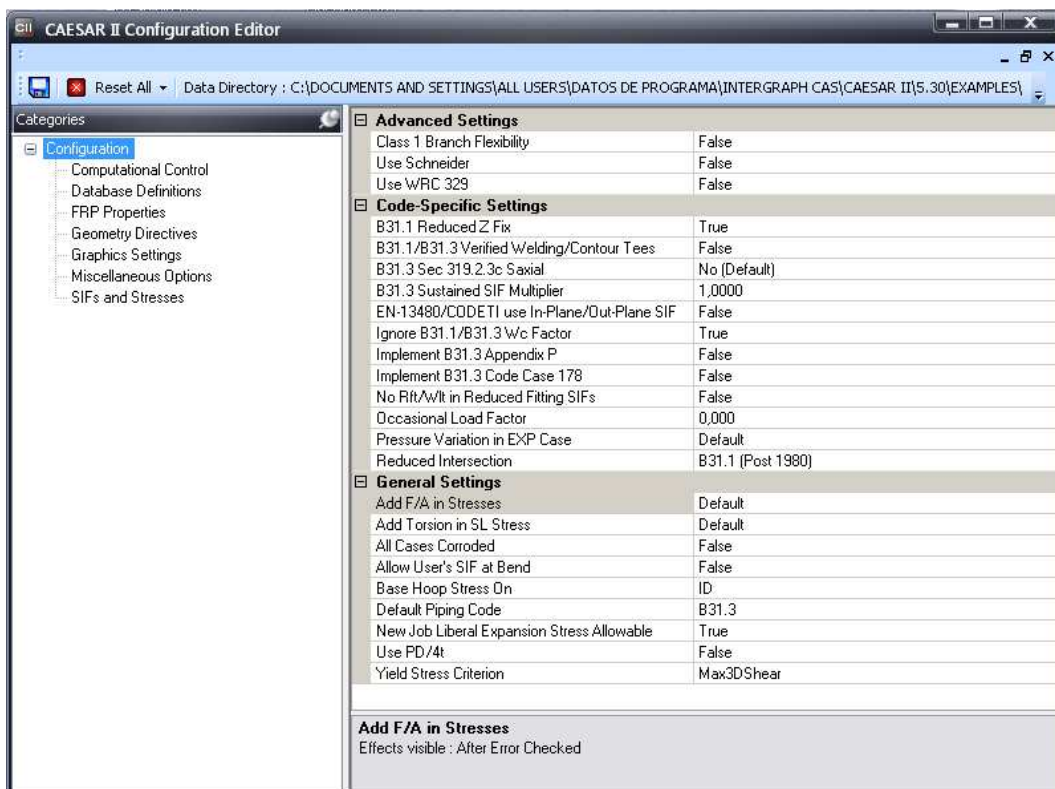


Figura 3. 3 Configuración CAESAR II

Dentro de “Configuration”, en cada pestaña que seleccionemos encontraremos los parámetros y los valores o características que queremos que se mantengan en el análisis. Al lado de cada casilla se indica el valor que toma el correspondiente parámetro, o en su caso “Default”, el cual nos indicará si está seleccionada por defecto en el programa o no. En cualquier caso haciendo clic en la casilla de cada parámetro nos aparecerá un menú en el que podemos seleccionar los valores que queramos.

Uno de los apartados que hay que revisar es el Sistema de Unidades. Se nos plantea la opción de utilizar un sistema existente o crear uno nuevo. Lo más probable es que ya exista uno específico para el proyecto que será el que hay que usar.

En el menú principal seleccionaremos “Tools” – “Configure/Setup” – “Database Definitions” – “Unit File Name” (ver Figura 3.4).

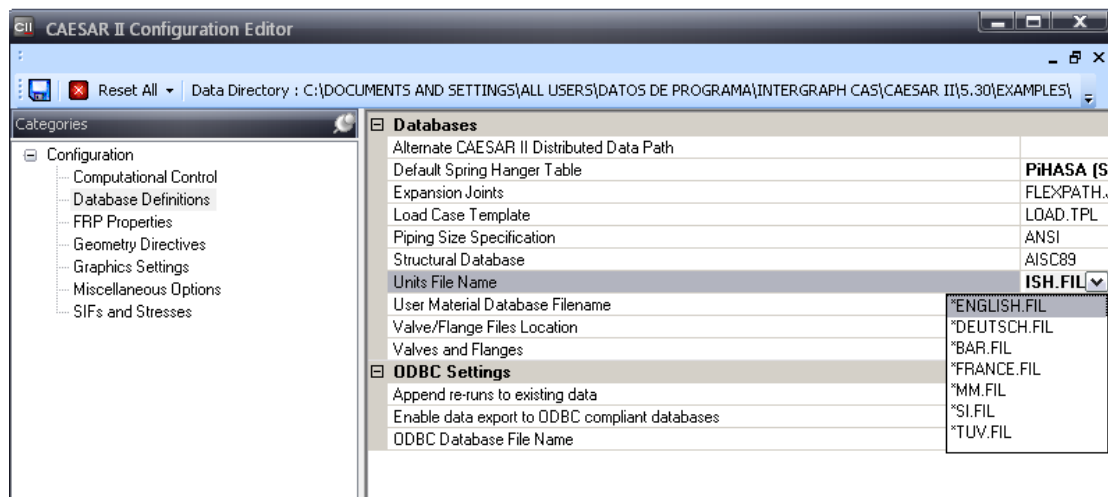


Figura 3.4 Fichero de unidades CAESAR II

Abriendo la pestaña correspondiente nos aparecen los distintos sistemas existentes y seleccionamos el que nos convenga.

Para la entrada de datos, desde el Menú principal (una vez especificado el nombre de trabajo deseado) seleccionaremos el menú “Input” → “Piping”. Al seleccionar “Input” nos aparece la ventana del Sistema de unidades elegido anteriormente. Suponemos que es así, y pinchamos OK.

La modelación del sistema de tuberías consiste en describir todos los elementos del sistema, así como cualquier influencia externa (condiciones de contorno o cargas) que actúa sobre ellos. Cada elemento de tubería es identificado por dos números del nodo, y requiere la especificación de la geometría, datos representativos y materiales (ver Figura 3.5).

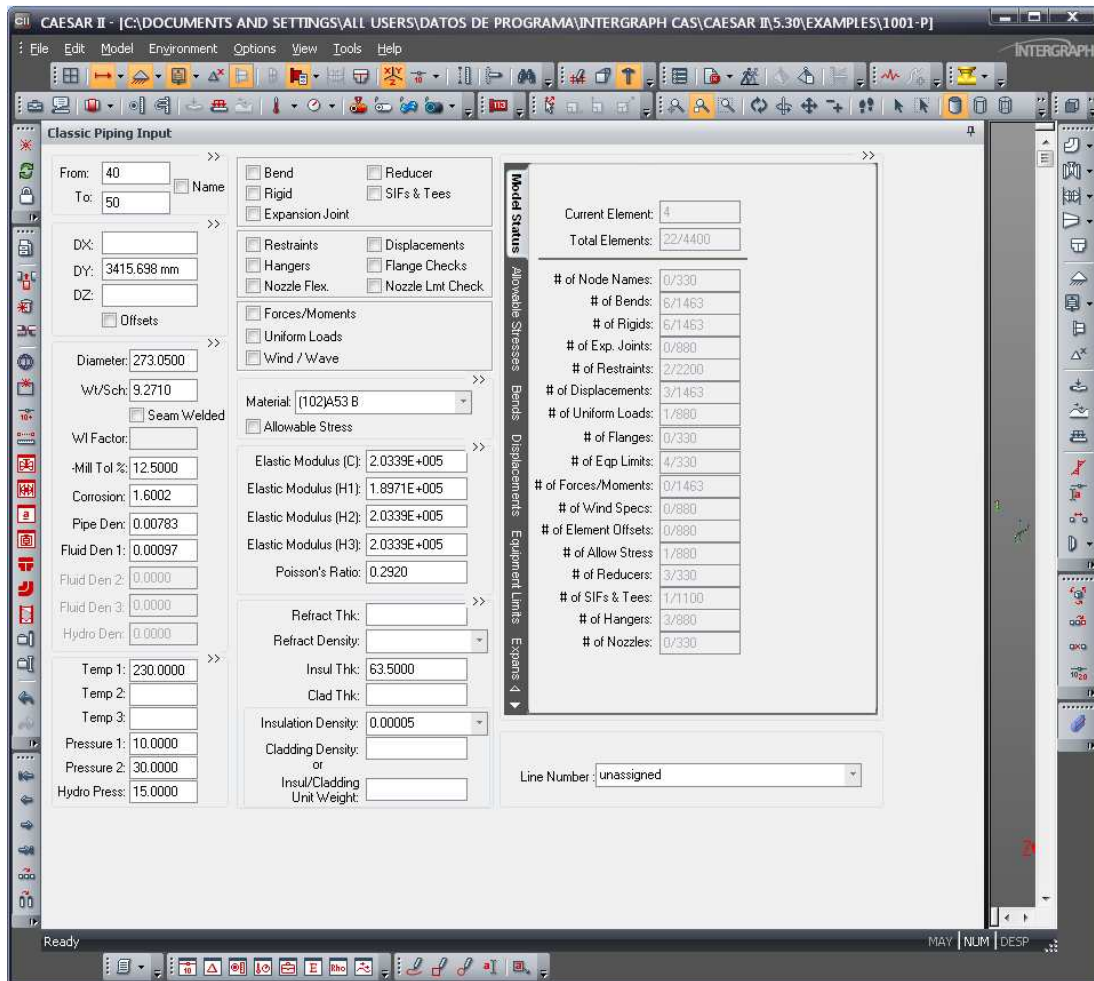


Figura 3.5 Input CAESAR II

A continuación, se explica cómo crear los elementos que representarán el sistema de tuberías.

Numerar los nodos. Es posible asignarles un nombre, por ejemplo en conexiones a equipos (ver Figura 3.6).

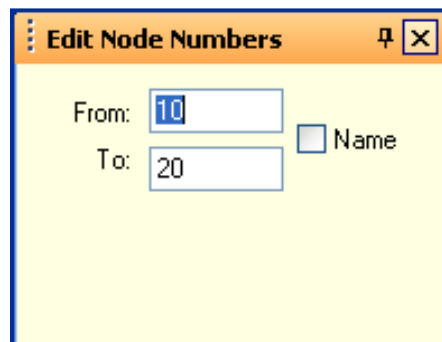


Figura 3.6 Números de nodo CAESAR II

Introducir las dimensiones según los ejes x, y, z. También es posible definir la longitud total del tramo y los cosenos directores (ver Figura 3.7).

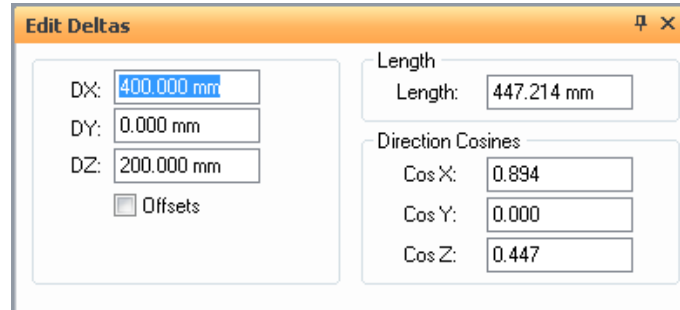


Figura 3. 7 Dimensiones CAESAR II

Introducir las propiedades de la sección de la tubería. El diámetro nominal y el Schedule se pueden introducir en pulgadas y el programa los convierte automáticamente a mm. En la misma ventana incluimos los valores de tolerancia de fabricación, corrosión admisible, densidad del fluido, etc. (ver Figura 3.8).

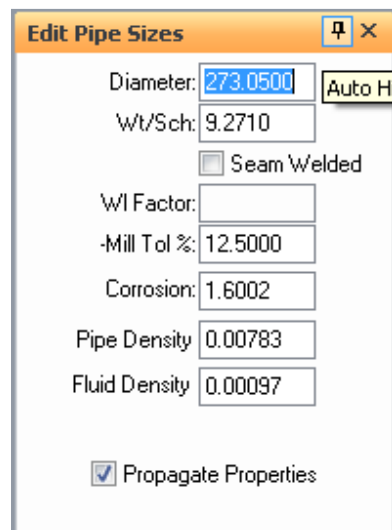
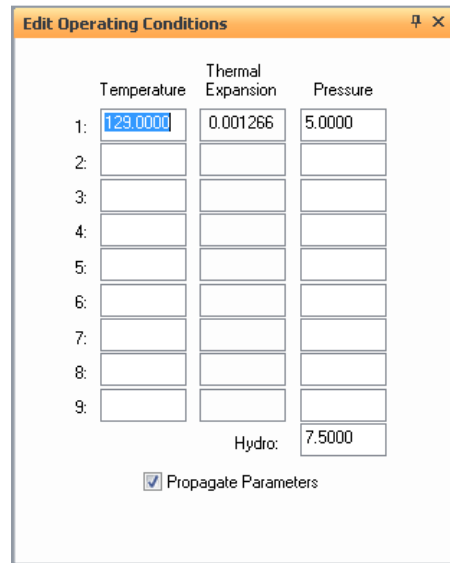


Figura 3. 8 Propiedades de la tubería CAESAR II

Introducir las temperaturas y presiones para las diferentes condiciones de operación. Existe una casilla específica para la presión hidrostática. El coeficiente de expansión térmica lo rellena el programa automáticamente (ver Figura 3.9).



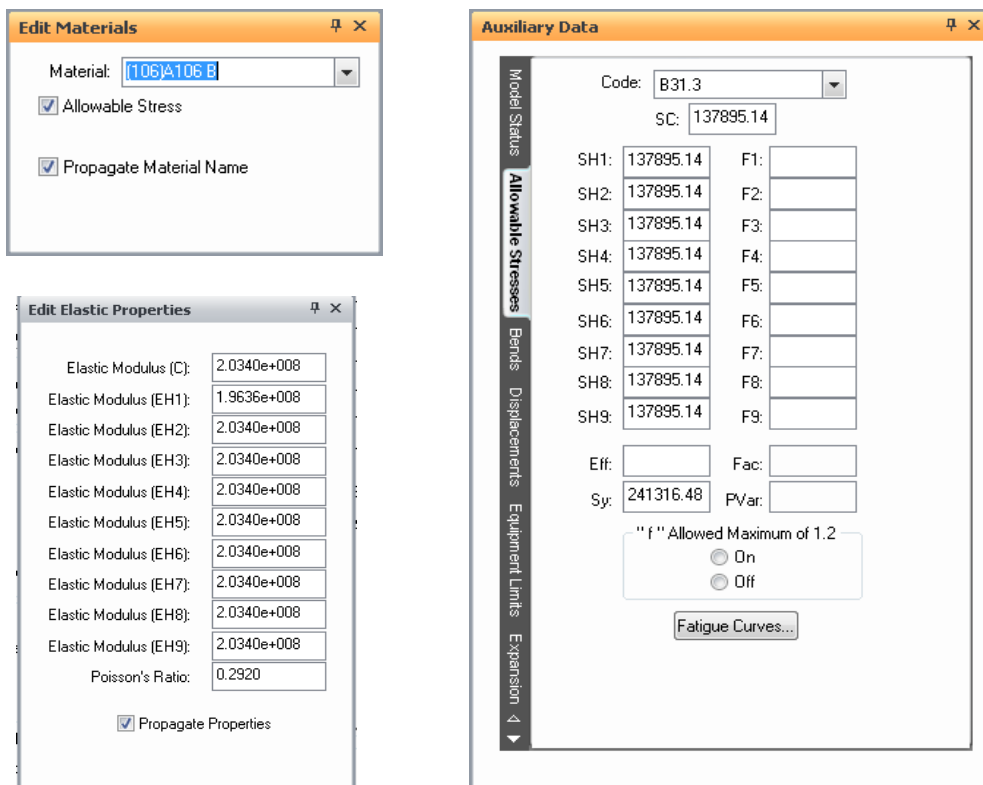
	Temperature	Thermal Expansion	Pressure
1:	129.0000	0.001266	5.0000
2:			
3:			
4:			
5:			
6:			
7:			
8:			
9:			

Hydro: 7.5000

Propagate Parameters

Figura 3.9 Condiciones de operación CAESAR II

Introducir el material de la tubería, hacer doble clic en “Allowable Stress” e indicar el código aplicable en el cálculo (B31.3 en nuestro caso). Las tensiones admisibles para el material, la temperatura y el código seleccionados aparecen automáticamente (ver Figura 3.10). También podremos editar las propiedades elásticas del material (para modificar el módulo de elasticidad en caliente, por ejemplo).



Edit Materials

Material: 1106A106 B

Allowable Stress

Propagate Material Name

Auxiliary Data

Code: B31.3

SC: 137895.14

SH1:	137895.14	F1:	
SH2:	137895.14	F2:	
SH3:	137895.14	F3:	
SH4:	137895.14	F4:	
SH5:	137895.14	F5:	
SH6:	137895.14	F6:	
SH7:	137895.14	F7:	
SH8:	137895.14	F8:	
SH9:	137895.14	F9:	

Ef: Fac:

Sy: 241316.48 PVar:

"f" Allowed Maximum of 1.2

On

Off

Fatigue Curves...

Edit Elastic Properties

Elastic Modulus (C): 2.0340e+008

Elastic Modulus (EH1): 1.9636e+008

Elastic Modulus (EH2): 2.0340e+008

Elastic Modulus (EH3): 2.0340e+008

Elastic Modulus (EH4): 2.0340e+008

Elastic Modulus (EH5): 2.0340e+008

Elastic Modulus (EH6): 2.0340e+008

Elastic Modulus (EH7): 2.0340e+008

Elastic Modulus (EH8): 2.0340e+008

Elastic Modulus (EH9): 2.0340e+008

Poisson's Ratio: 0.2920

Propagate Properties

Figura 3.10 Material de la tubería CAESAR II

Componentes especiales como codos, rígidos, juntas de expansión, reductores, tes y SIFs; condiciones de contorno como restricciones (soportes), muelles, toberas y desplazamientos impuestos y condiciones de carga como fuerzas y momentos externos, cargas uniformes o viento; pueden definirse haciendo doble clic en el respectivo componente e introduciendo los datos necesarios en la ventana auxiliar (ver Figura 3.11).

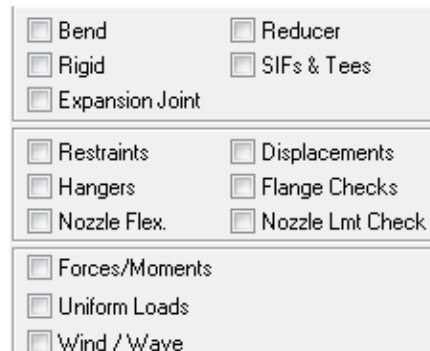


Figura 3.11 Componentes especiales CAESAR II

Una vez modelado el sistema, el análisis estático no puede realizarse sin verificar la entrada de datos para comprobar si hay errores. Para ello seleccionaremos el menú “File“ - “Error Check”.

La verificación de los datos de entrada consiste en la comprobación de cada elemento individual.

El análisis estático se puede ejecutar desde el menú principal o desde la entrada de datos “piping input” una vez realizado el chequeo de errores.

Hecho esto hay que definir los casos de carga. Para los nuevos trabajos (cuando no existe ninguna solución anterior archivada), el programa recomienda al usuario unos casos de carga basados en las condiciones de operación encontradas en la entrada de datos. Generalmente, estos casos de carga son insuficientes para satisfacer los requerimientos del código. Podremos modificar, eliminar y añadir nuevos casos a los recomendados por el programa tal como se muestra en la Figura 3.12.

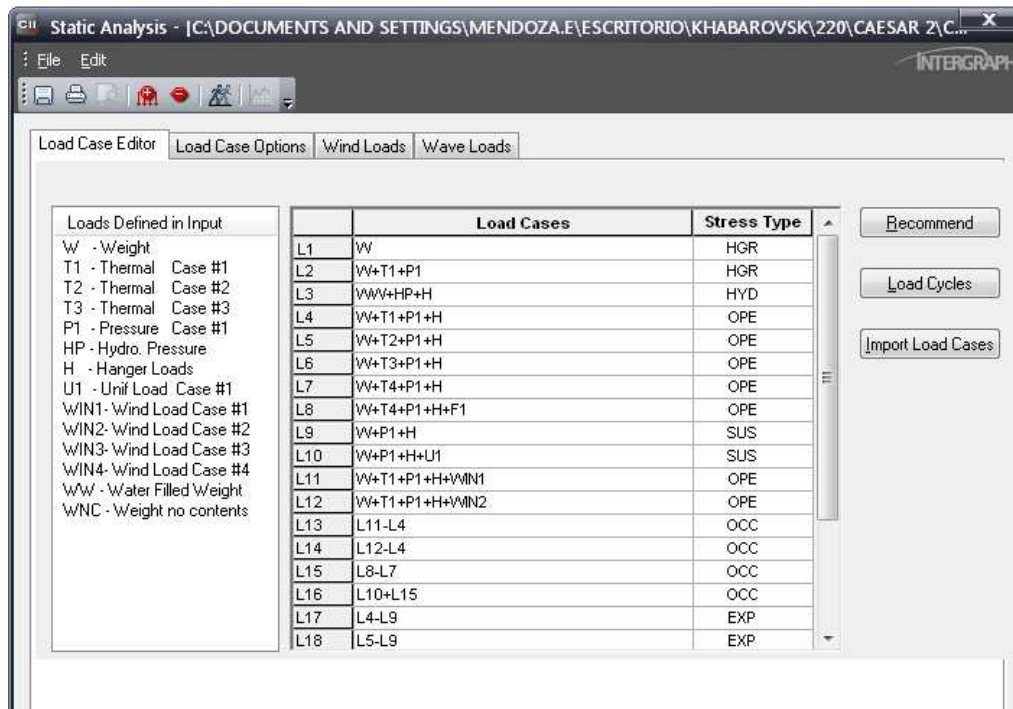


Figura 3.12 Casos de carga CAESAR II

Una vez que se hayan definido los casos de la carga, el usuario ejecuta la solución del análisis estático seleccionando el menú “File” – “Analyze” o el icono “Start Run”. El programa calcula matrices de rigidez de los elementos, fuerzas, momentos, tensiones, desplazamientos, diseño y selección de muelles... manteniendo informado al usuario del estado de la solución en todo momento.

La revisión de la salida de datos estática puede realizarse inmediatamente después de ejecutar el análisis, o posteriormente seleccionando en el menú principal “Output” – “Static”.

Los resultados pueden ser revisados seleccionando unos o más casos de la carga junto con uno o más informes. Podremos visualizar los informes directamente o utilizando Word (“View Reports” / “Using Microsoft Word”), imprimirlos (“File” – “Print”) o guardarlos en un archivo (“File” - “Save / Save As”) como se indica en la Figura 3.13.

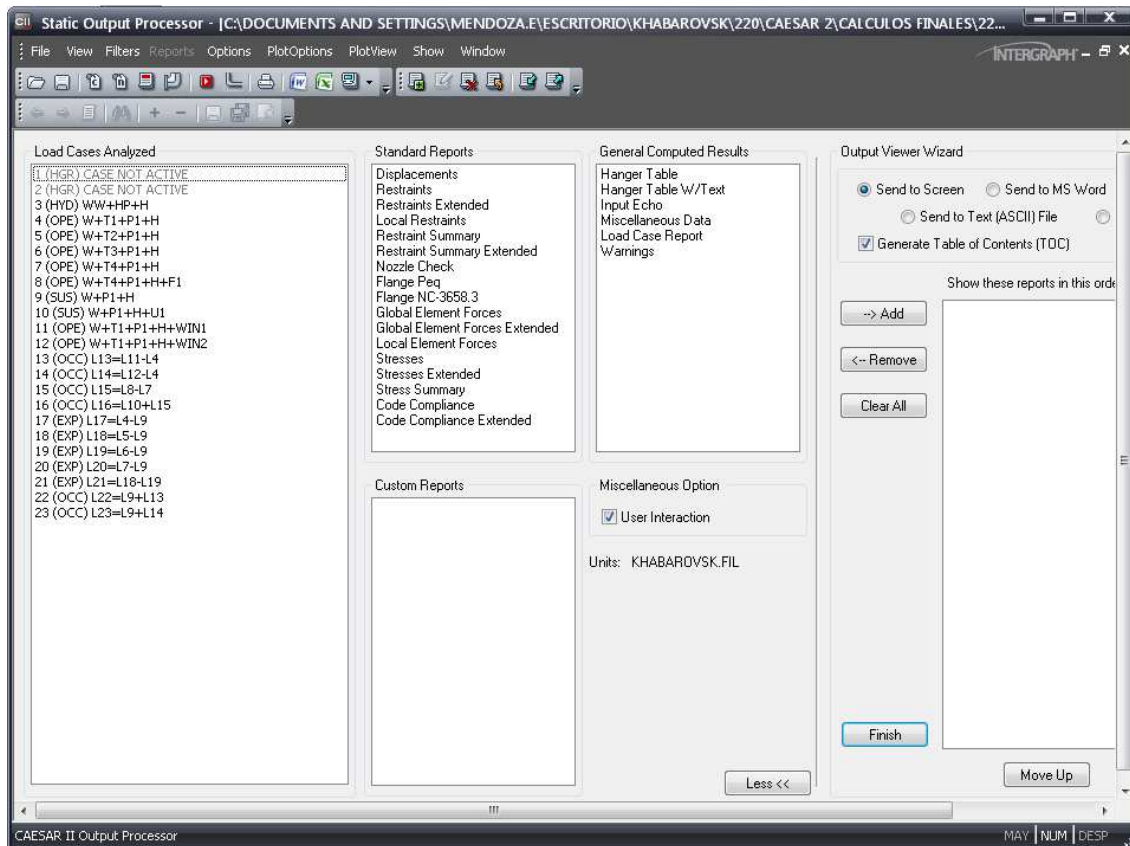


Figura 3.13 Salida de resultados CAESAR II

El estudio real de los resultados dependerá del propósito de cada caso de carga y de la razón para el análisis. La revisión generalmente comprueba que las tensiones del sistema estén por debajo de las admisibles, las cargas en las restricciones sean aceptables y los desplazamientos no sean excesivos.



3.2. Nozzle Pro

Nozzle Pro es un programa basado en el análisis por el método de los elementos finitos. Entre las posibilidades que ofrece dicho software está la de calcular los factores de intensificación de tensiones (en adelante SIF).

Los resultados obtenidos en el cálculo de SIF serán de aplicación en los cálculos de flexibilidad de los sistemas de tuberías.

El Código ASME B31.3 (Apéndice D) establece el valor de los SIF para diferentes tipos de unión entre tuberías (injerto directo, unión reforzada, weldolet, “T” prefabricada,...). Estos valores se introducen automáticamente en CAESAR cuando seleccionamos el tipo de unión que sea de aplicación.

En ocasiones, estos valores resultan demasiado conservadores y dan lugar a tensiones que pueden estar por encima de las admisibles. Puede suceder también que los valores reflejados en el código no cubran situaciones que se dan con frecuencia en el diseño de sistemas de tuberías, como las uniones a 45°, típicas de las conexiones con la línea de antorcha o línea de “flare”.

En estas situaciones se puede realizar un cálculo más detallado para los SIF de la unión empleando programas de Elementos Finitos, introduciendo posteriormente estos resultados de manera manual en los cálculos de flexibilidad.

Una vez abierto el programa (ver Figura 3.14) los pasos a seguir serán los siguientes:

- Selección del sistema de unidades (“Units”): generalmente se usará el Sistema Internacional “SI”, aunque se podrá elegir entre éste y el sistema anglosajón.
- Selección del tipo de unión a estudiar en el cuadro “Nozzle / Attachment Type”: se distinguen dos tipos de uniones: con refuerzo (“Pad”) para uniones reforzadas, y sin refuerzo (“Straight”) para injertos directos.
- En el caso de cálculo de SIF, se estudia la unión de dos tuberías, por lo que en el cuadro “Base Shell Type”, se seleccionará la opción “Cylinder”.

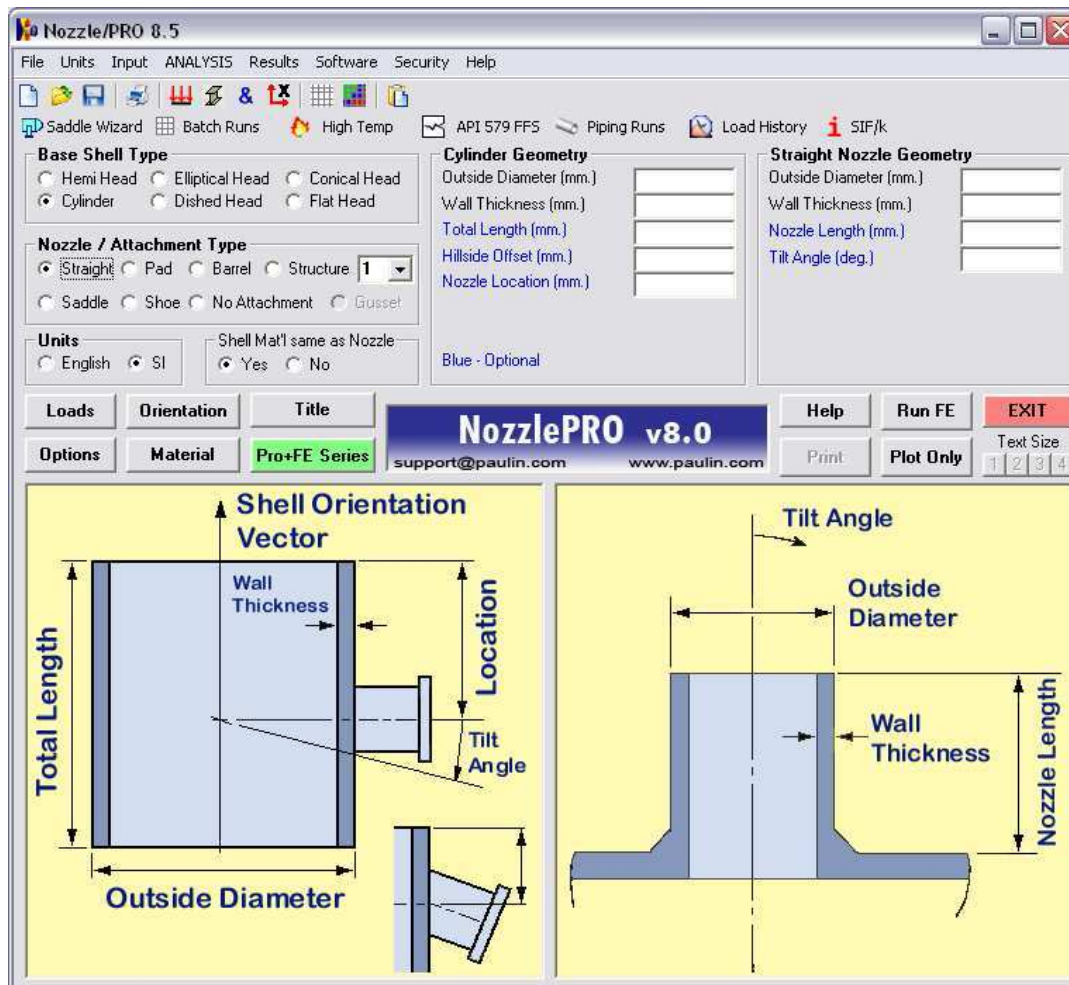


Figura 3. 14 Input Nozzle Pro

A continuación se detallan los parámetros geométricos a introducir para el modelado de las uniones.

a) Colector (“Cylinder Geometry”):

Se deben especificar los siguientes parámetros:

- Outside Diameter: diámetro exterior del colector.
- Wall Thickness: espesor de la pared del colector. Se considerará el efecto de la corrosión cuando sea de aplicación.

Otros parámetros geométricos que se pueden introducir (aunque no son necesarios para el cálculo del SIF) son:

- Total Length: longitud del colector.
- Hillside Offset: desfase del ramal respecto al eje del colector.
- Nozzle Location: Posición del ramal en el colector.



b) Ramal en uniones sin refuerzo (“Straight Nozzle Geometry”)

En el caso de uniones sin reforzar se deben especificar los siguientes parámetros:

- Outside Diameter: diámetro exterior del ramal.
- Wall Thickness: espesor del ramal. Se considerará el efecto de la corrosión cuando sea de aplicación.
- Tilt Angle: ángulo formado por el eje del ramal y el eje del colector.

Otros parámetros geométricos que se pueden introducir (aunque no son del todo necesarios para el cálculo del SIF) son:

- Nozzle Length: longitud del ramal.

c) Ramal en uniones con refuerzo (“Pad Reinforced Nozzle Geometry”):

En el caso de uniones sin reforzar se deben especificar los siguientes parámetros:

- Outside Diameter: diámetro exterior del ramal.
- Wall Thickness: espesor del ramal. Se considerará el efecto de la corrosión cuando sea de aplicación.
- Pad Width: anchura del pad de refuerzo.
- Pad Thickness: espesor del pad de refuerzo.
- Tilt Angle: ángulo formado por el eje del ramal y el eje del colector.
- Nozzle Length: longitud del ramal (opcional).

A continuación, se presentan otras opciones del programa que debemos tener en cuenta:

- “Orientation”
- “Options”
- “Material”

Cuadro de diálogo “Orientation” (ver Figura 3.15)

Permite elegir la orientación del ramal y del colector. Por defecto, el programa sitúa el colector (“Shell”) orientado según el eje Y (vertical hacia arriba) y el ramal (“Nozzle”) según la dirección del eje X).

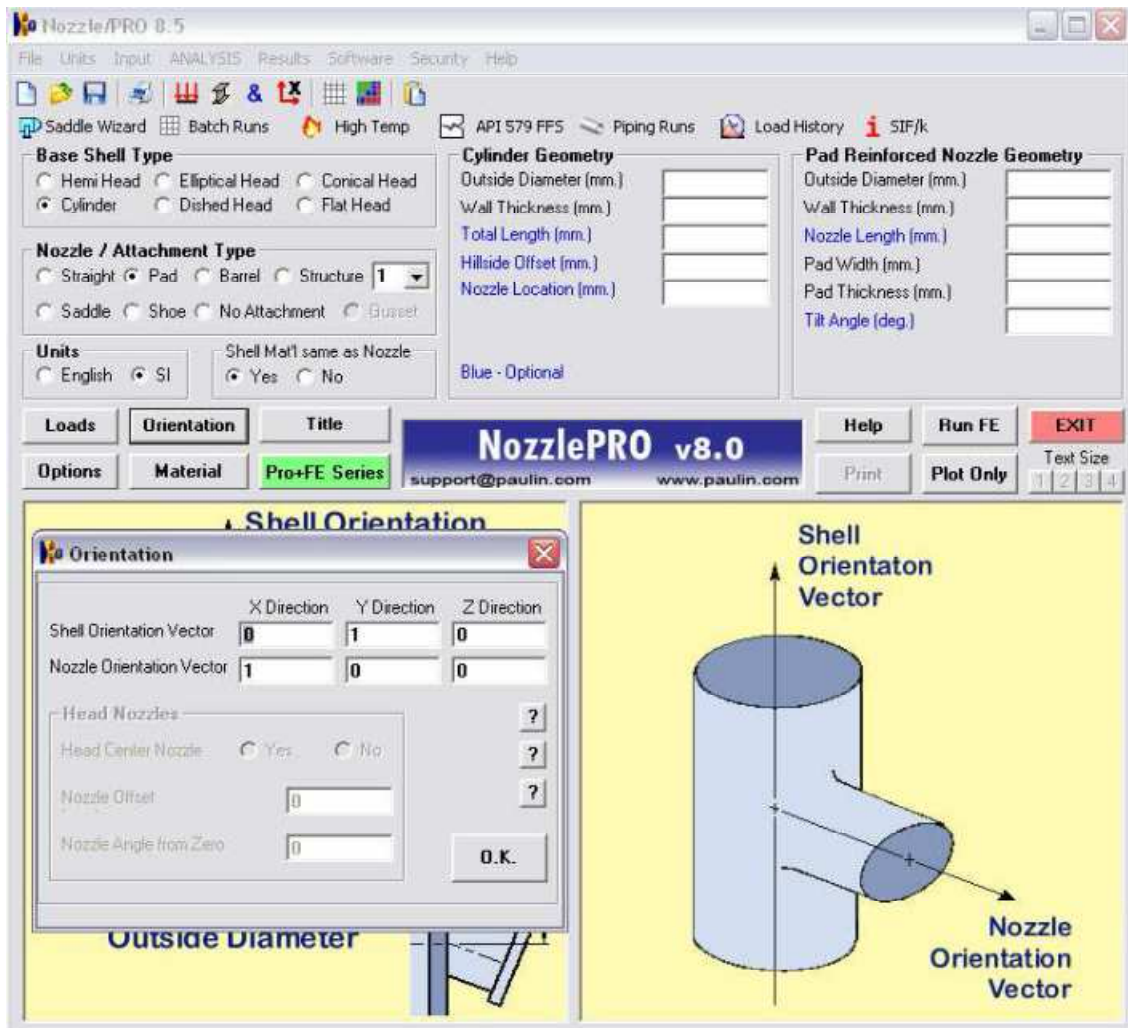


Figura 3.15 Orientación Nozzle Pro

Cuadro de diálogo “Options” (ver Figura 3.16)

Lo más importante de este cuadro de diálogo es la casilla “SIF’s and K’s for Cylinder Header”. Si se marca esta casilla se calculan los SIF para el colector. Si no se marca, obtendremos los SIF para el ramal.

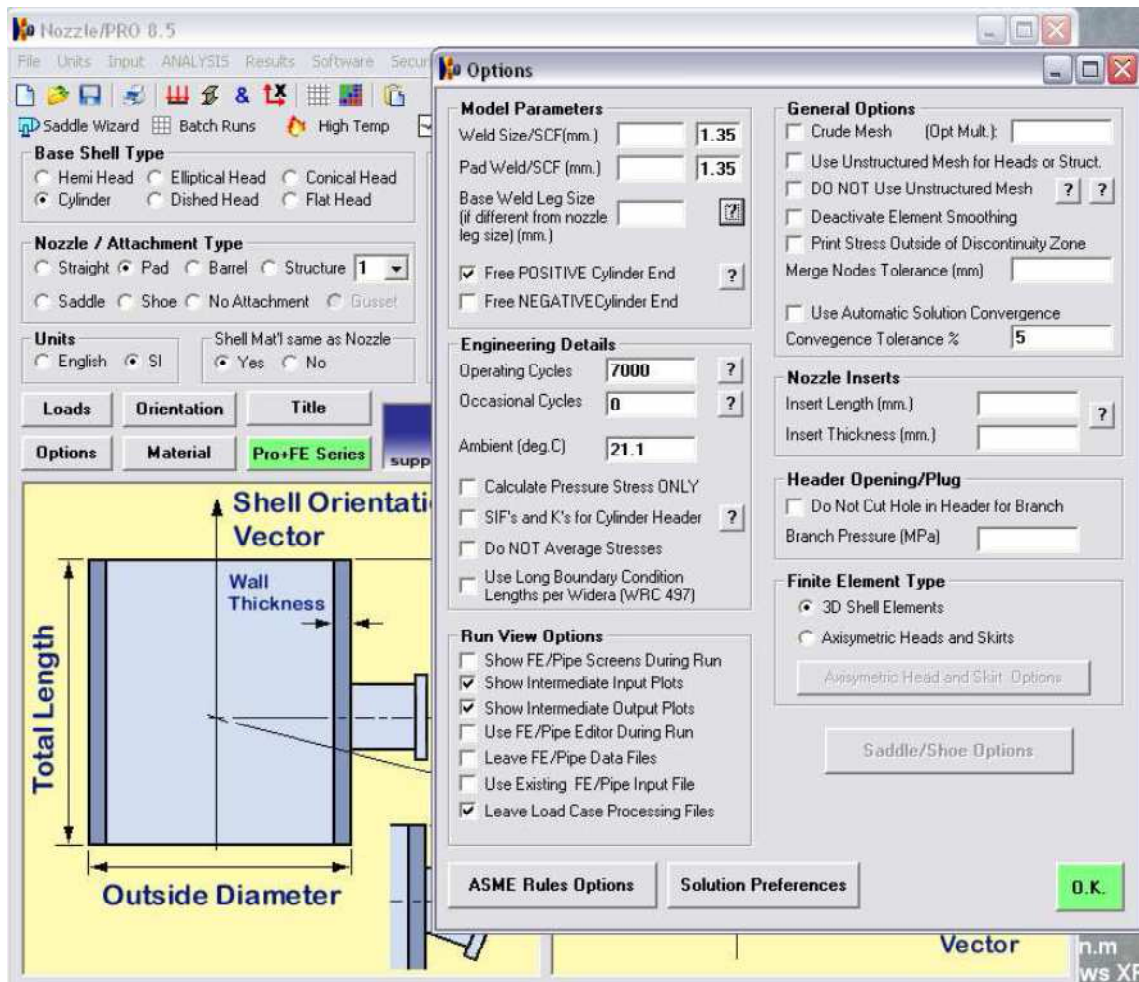


Figura 3. 16 Opciones Nozzle Pro

Cuadro de diálogo “Material” (ver Figura 3.17)

Primero se debe especificar si el material del colector es el mismo que el material del ramal. En el caso del estudio de una conexión entre tuberías, lo normal es que el material sea el mismo (en el caso de estudiar una tobera de un equipo, puede que los materiales sean distintos).

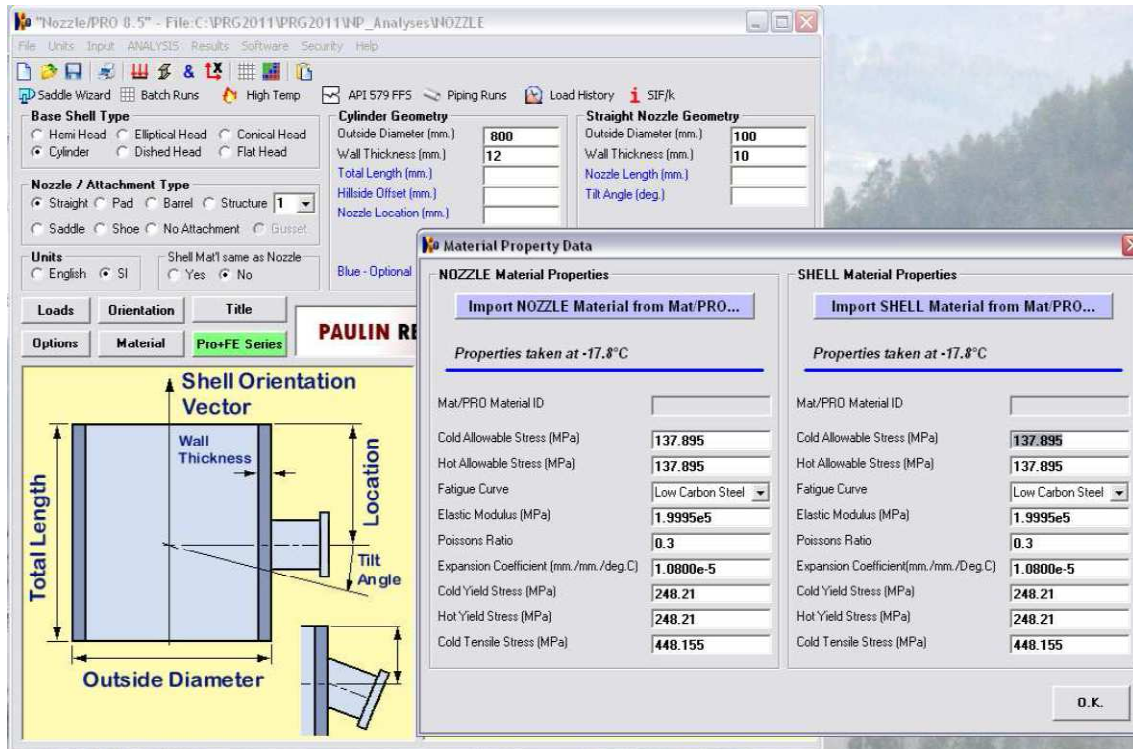


Figura 3.17 Material Nozzle Pro

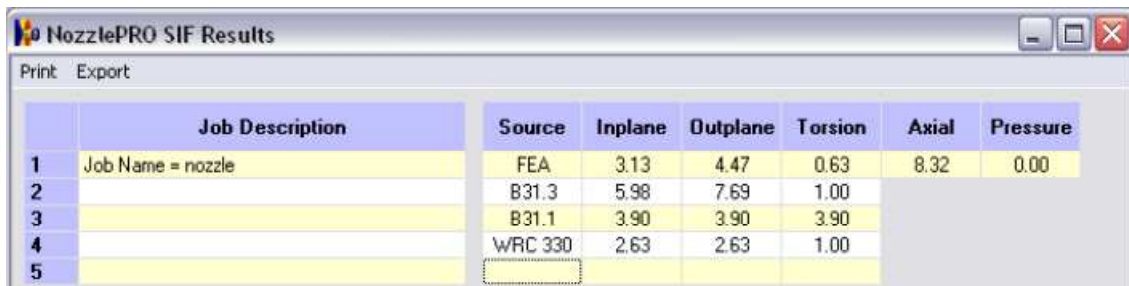
Una vez seleccionado el material se pulsa el botón “Select and Exit”.

Cuando todos los parámetros se han especificado correctamente, se pulsa el botón “Run FE”. Tras realizarse el cálculo, aparecerá la siguiente pantalla (ver Figura 3.18):



Figura 3.18 Salida de resultados Nozzle Pro

Los resultados relativos a los SIF se muestran en una tabla como la siguiente (ver Figura 3.19):



The screenshot shows a window titled "NozzlePRO SIF Results" with "Print" and "Export" buttons. It contains a table with the following data:

	Job Description	Source	Inplane	Outplane	Torsion	Axial	Pressure
1	Job Name = nozzle	FEA	3.13	4.47	0.63	8.32	0.00
2		B31.3	5.98	7.69	1.00		
3		B31.1	3.90	3.90	3.90		
4		WRC 330	2.63	2.63	1.00		
5							

Figura 3.19 Resultados SIF Nozzle Pro

En esta tabla se muestran los SIF correspondientes al Análisis por Elementos Finitos (FEA) y los valores equivalentes según los diferentes códigos (B31.1; B31.3 y WRC 330). Estos valores se introducen en CAESAR según la metodología indicada más adelante.

Los datos obtenidos en el Análisis por Elementos Finitos (SIF y/o rigideces) se imputan en CAESAR de acuerdo a uno de los siguientes procedimientos:

a) Procedimiento general.

- Modelar la “T” según el procedimiento habitual: con elementos tipo tubo, no con rígidos (ver Figura 3.20).
- Definir la intersección en el nodo de la unión perteneciente al elemento del ramal e introducir los valores de SIF del ramal (“in-plane” y “out-plane”) en este nodo (nodo 10120 del elemento 10110-10120 en el ejemplo indicado en la Figura).
- Especificar el tipo de intersección en alguno de los dos elementos del colector que forman la intersección para que CAESAR defina el valor de los SIF del colector (también se pueden imputar los valores obtenidos del análisis por Elementos Finitos).

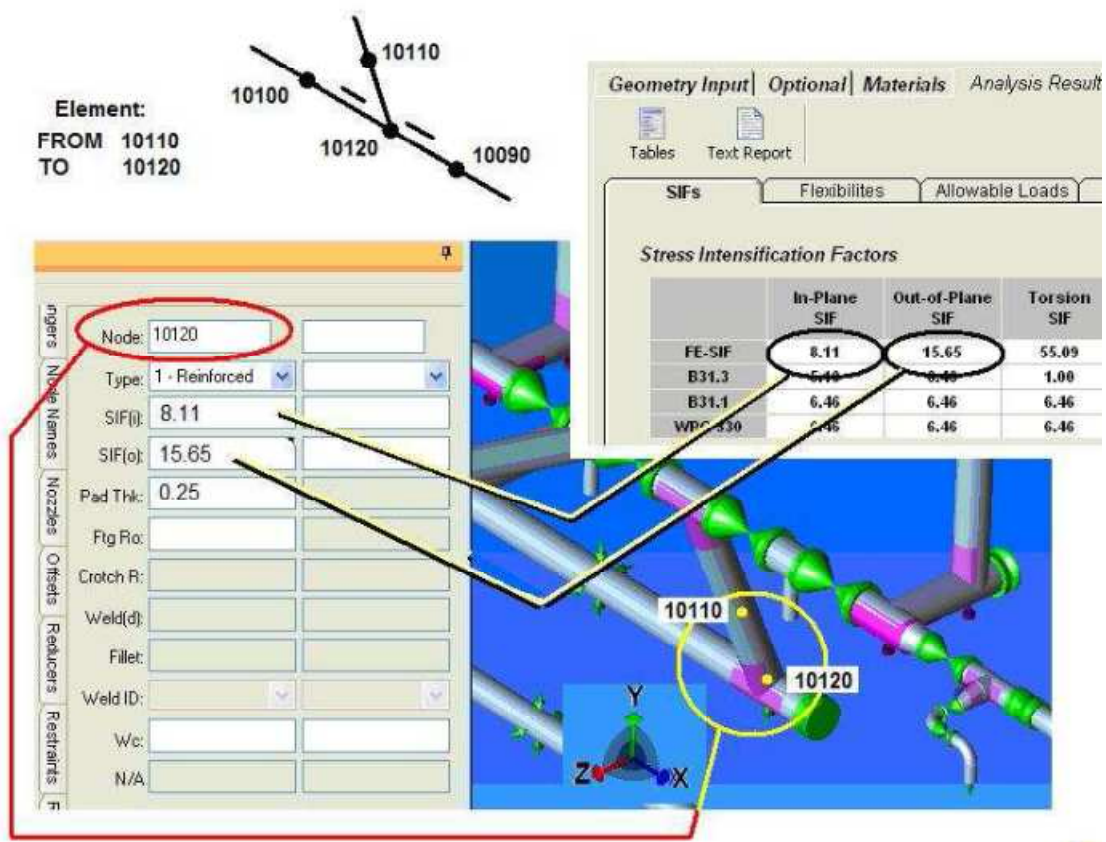


Figura 3. 20 SIF según Procedimiento General

b) Procedimiento integral:

Se seguirían los siguientes pasos:

- Se modela la unión mediante un elemento rígido modelado desde el center line del colector hasta la cara exterior del mismo, en el punto en el que se produce la intersección con el ramal (ver Figura 3.21). El nodo final del ramal (41 en el ejemplo mostrado en la figuras 3.22 a 3.24) debe ser diferente al nodo final del elemento rígido (nodo 40 en la figuras 3.22 a 3.24).
- Se introducen las rigideces calculadas por elementos finitos entre el nodo final del elemento rígido y el nodo final del ramal.
- Definir las direcciones “in-plane” y “out-plane” para el ramal e introducir los valores de los SIF obtenidos por elementos finitos (nodo 41 del ejemplo).
- Obtener los valores de SIF para el colector e introducir dichos valores en cada uno de los dos elementos del colector que concurren en la unión a estudiar (nodo 20 en el ejemplo de las figuras 3.22 a 3.24).

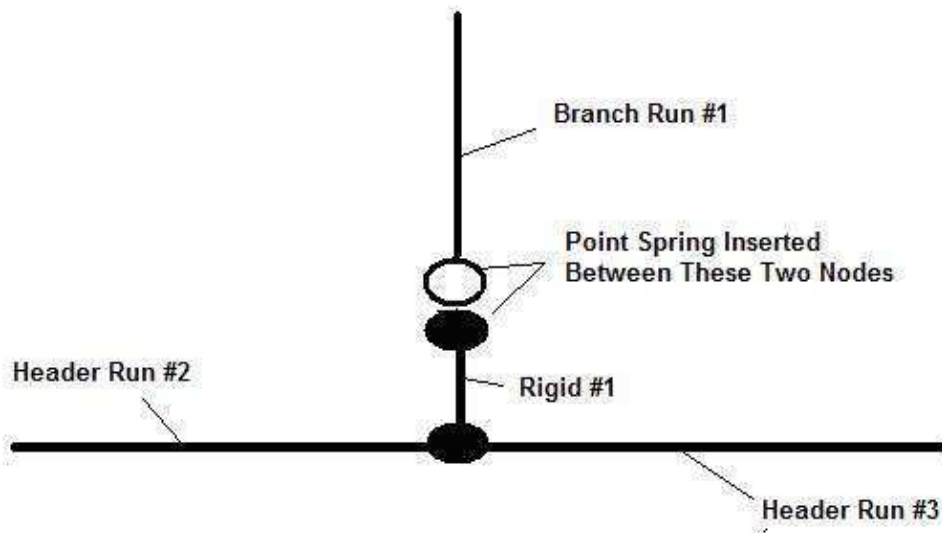


Figura 3. 21 Esquema de rígidos para conexiones a 90° CAESAR II

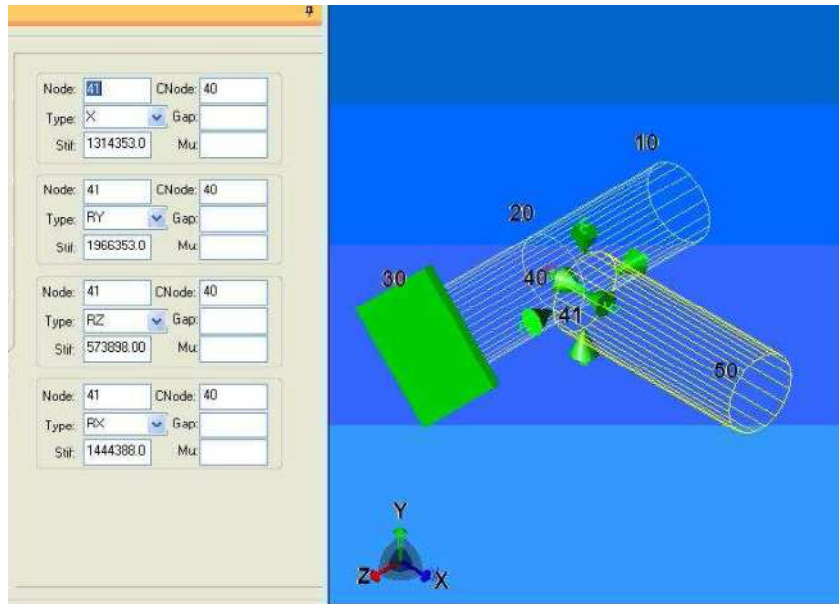


Figura 3. 22 Unión con rigideces CAESAR II

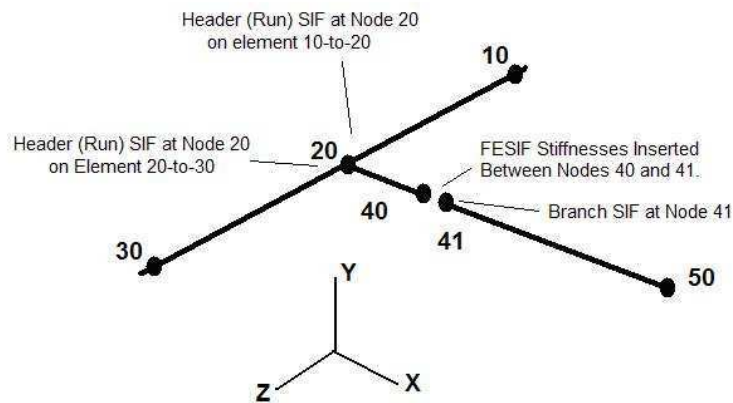


Figura 3. 23 Esquema SIF y rigideces CAESAR II

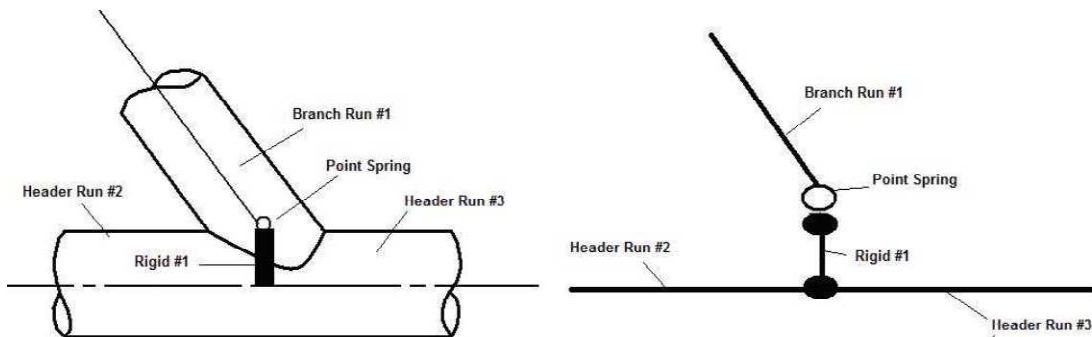


Figura 3. 24 Esquema de rigidos para conexiones distintas de 90° CAESAR II



4. ANÁLISIS DE FLEXIBILIDAD

4.1. La flexibilidad como parte del proceso del diseño de tuberías

La flexibilidad es la capacidad de los sistemas de tuberías de expandirse y/o contraerse hasta llegar a deformarse (dentro del límite elástico del material), bajo efectos térmicos, sostenidos y ocasionales, sin que se generen efectos dañinos en soportes, estructuras, equipos, o en el propio sistema de tuberías.

El análisis de flexibilidad se realiza para:

- Evitar esfuerzos excesivos en las tuberías, equipos y soportes.
- Evitar fugas en juntas bridadas.
- Evitar deformaciones excesivas en boquillas de equipos, tuberías, etc.
- Evitar resonancia en los sistemas de tuberías como resultado de excitaciones conocidas (Análisis Dinámico).

Todo esto queda resumido en garantizar la integridad mecánica del sistema de tuberías como tal y de los equipos asociados, de este modo, también garantiza la integridad del personal que opera dichos sistemas.

4.2. Esfuerzos en tuberías

Según las Normas ANSI (American National Standard Institute) existen cuatro tipos de esfuerzos que deben ser verificados:

Los esfuerzos circunferenciales debidos a la presión, con los cuales se escoge el espesor o Schedule de la tubería. Este cálculo lo efectúa el grupo de ingenieros que hacen las especificaciones de tuberías, específicamente el grupo de materiales.

Por otra parte, los esfuerzos que ha de verificar el grupo de flexibilidad son:



4.2.1. Los esfuerzos sostenidos o primarios

Son aquellos esfuerzos longitudinales que se producen por cargas sostenidas, tales como: pesos de la tubería, aislamiento, fluido, fuerzas (concentradas o distribuidas), momentos aplicados y presión.

Estos esfuerzos están caracterizados por “NO ser auto limitantes”, esto quiere decir que su sola acción puede causar deformación plástica o falla inminente del material. Este esfuerzo se puede controlar fácilmente soportando adecuadamente el sistema de tuberías.

Los esfuerzos sostenidos se calculan según la siguiente fórmula:

$$S_l = A \cdot \frac{P \cdot D_o}{4 \cdot t} + B \cdot \frac{i \cdot M_a}{Z} \leq C \cdot S_h$$

A,B,C: constantes adimensionales que dependen de cada código. Según el código B31.3, A, B y C son iguales a 1.

P: presión interna de la tubería (psi)

D_o: diámetro externo de la tubería (pulg.)

T: espesor de la tubería (espesor al cual se le resta el espesor por corrosión, tolerancia de fabricación y el factor de soldadura si aplica) (pulg.)

I: factor de intensificación de esfuerzos (adimensional)

M_a: momento flector debido a las cargas sostenidas (lb.-pulg.)

Z: módulo de sección de la tubería

S_h: esfuerzo admisible

El esfuerzo admisible según el ASME para este tipo de esfuerzo, está asociado directamente con el esfuerzo en caliente “hot stress” (S_h) que va cambiando de acuerdo a la temperatura de evaluación del material. El esfuerzo en frío “cold stress” (S_c) a la temperatura de referencia se determina a partir del esfuerzo de fluencia (S_y) x 2/3 y del esfuerzo de rotura (S_u) x 1/3, el que sea menor de los dos.



Por ejemplo:

- a) Para un material con un $S_y = 30$ Ksi y un $S_u = 75$ Ksi el S_c será el menor entre:

$$30 \times 2/3 = 20 \qquad 75 \times 1/3 = 25$$

$$S_c = 20 \text{ Ksi}$$

- b) Para otro material con un $S_y = 65$ Ksi y $S_u = 90$ Ksi, el S_c será el menor entre:

$$65 \times 2/3 = 43.3 \qquad 90 \times 1/3 = 30$$

$$S_c = 30 \text{ Ksi}$$

Esto también puede visualizarse en la siguiente tabla del apéndice A del código ASME B 31.3 (ver Tabla 4.1).

ASME B31.3-2008

Table A-1 Basic Allowable Stresses in Tension for Metals¹ (Cont'd)
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	400	500	600
Stainless Steel (3)(4) (Cont'd)													
Bar													
18Cr-8Ni	A 479	8	304	(26)(28)(31)	-425	75	30	20.0	20.0	20.0	18.7	17.5	16.4
Castings (2)													
28Ni-20Cr-2Mo-3Cb	A 351	45	CN7M	(9)(30)	-325	62	25	16.6
35Ni-15Cr-Mo	A 351	S-45	HT30	(36)(39)	-325	65	28	18.6
25Cr-13Ni	A 351	8	CH8	(9)(31)	-325	65	28	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.0
25Cr-20Ni	A 351	8	CK20	(9)(27)(31)(35)(39)	-325	65	28	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.0
15Cr-15Ni-2Mo-Cb	A 351	S-8	CF10MC	(30)	-325	70	30	20.0
18Cr-8Ni	A 351	8	CF3	(9)	-425	70	30	20.0	20.0	19.7	17.6	16.4	15.6
17Cr-10Ni-2Mo	A 351	8	CF3M	(9)	-425	70	30	20.0	18.0	17.4	16.6	16.0	15.4
18Cr-8Ni	A 351	8	CF8	(9)(26)(27)(31)	-425	70	30	20.0	20.0	20.0	18.7	17.4	16.4
25Cr-13Ni	A 351	S-8	CH10	(27)(31)(35)	-325	70	30	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	19.2
25Cr-13Ni	A 351	8	CH20	(9)(27)(31)(35)(39)									
20Cr-10Ni-Cb	A 351	8	CF8C	(9)(27)(30)	-325	70	30	20.0	20.0	20.0	19.3	18.6	18.5
18Cr-10Ni-2Mo	A 351	8	CF8M	(9)(26)(27)(30)	-425	70	30	20.0	20.0	20.0	19.4	18.1	17.1
25Cr-20Ni	A 351	S-8	HK40	(35)(36)(39)	-325	62	35	20.6
25Cr-20Ni	A 351	8	HK30	(35)(39)	-325	65	35	21.6
18Cr-8Ni	A 351	8	CF3A	(9)(56)	-425	77	35	23.3	23.3	22.6	21.8	20.5	19.3
18Cr-8Ni	A 351	8	CF8A	(9)(26)(56)									
25Cr-10Ni-N	A 351	8	CE20N	(35)(39)	-325	80	40	26.7	26.2	24.9	23.3	22.0	21.4
12Cr	A 217	6	CA15	(35)	-20	90	65	30.0	21.5	20.8	20.0	19.3	18.8
24Cr-10Ni-Mo-N	A 351	10H	CE8MN	(9)	-60	95	65	31.7	31.6	29.3	28.2	28.2	28.2
25Cr-8Ni-3Mo-W-Cu-N	A 351	S-10H	CD3M-W-Cu-N	(9)(25)	-60	100	65	33.3	33.3	31.9	31.9	31.1	31.1

Tabla 4. 1 Tensiones admisibles ASME B31.3

También puede observarse la Figura 4.1, la cual muestra el comportamiento del esfuerzo de rotura (S_u) respecto a la temperatura. Como se puede observar a bajas temperaturas el esfuerzo tiene poca variación y luego comienza a disminuir hasta llegar a un valor límite según el tipo de material.

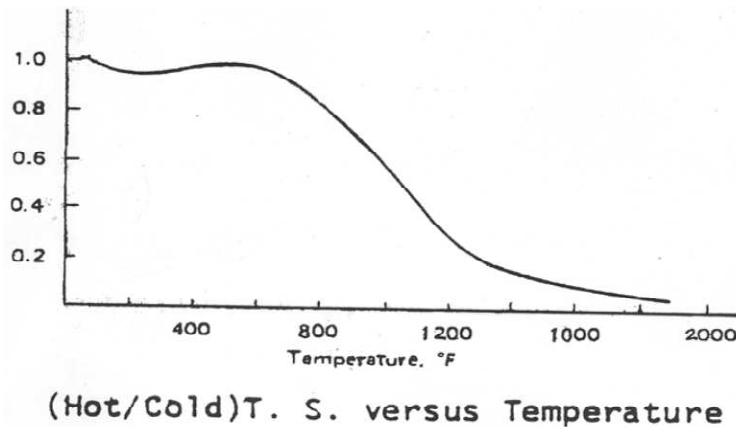


Figura 4.1 Esfuerzo de rotura vs Temperatura

La Figura 4.2 muestra el comportamiento del esfuerzo de fluencia con respecto a la temperatura.

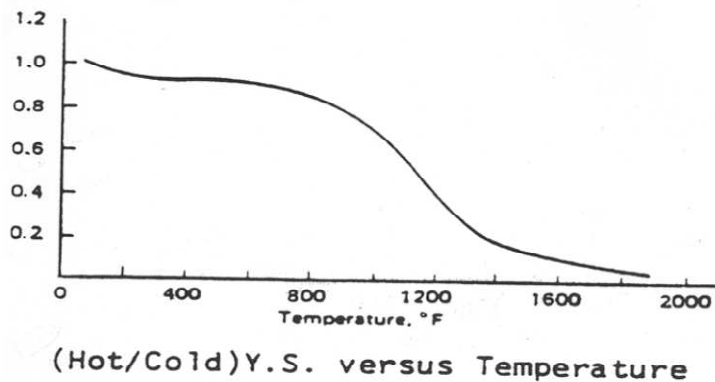


Figura 4.2 Esfuerzo de fluencia vs Temperatura

Como puede observarse, ambos esfuerzos S_y y S_u disminuyen con la temperatura. Inicialmente tratan de mantenerse constantes y luego caen. El que sea menor de las dos es el que determina el esfuerzo admisible S_h .



4.2.2. Los esfuerzos por expansión o secundarios

Son aquellos producidos por las reacciones que se generan en las restricciones (guías, anclajes, etc.) impuestas al sistema de tuberías ante la expansión o contracción del material debido a los cambios de temperatura en dicho sistema. Se pueden controlar variando el diseño para que el sistema sea más flexible (haciendo lazos o alargando brazos), reubicando también soportes como guías y límites direccionales o usando elementos elásticos (juntas de expansión).

Son de naturaleza cíclica y se llaman auto limitantes, ya que ellos se alivian en un lapso de tiempo determinado debido a la relajación térmica del material.

De acuerdo a la cantidad de ciclos que experimenten los sistemas de tuberías durante su tiempo de vida, pueden causarse grietas por fatiga. Las grietas pueden aparecer por imperfecciones en la superficie o en el interior de las tuberías, que en conjunto con la corrosión se convierten en puntos de intensificación de esfuerzos y por allí pueden fallar las tuberías.

Este es el hecho por el cual, cuando se hacen estudios de flexibilidad se utiliza el espesor del material, descontándole el espesor por corrosión, la tolerancia de fabricación y también hay que tomar el factor de soldadura (si la tubería es soldada), para hacer estudios más reales y seguros.

El esfuerzo permisible para este tipo de esfuerzo según el código ASME está asociado directamente con el S_a , también conocido como Rango permisible de esfuerzo por desplazamiento. Está basado en los valores del esfuerzo básico tanto S_c como S_h (en sus variaciones según la temperatura) multiplicado por un factor cíclico o de fatiga. Más adelante se presenta su fórmula de cálculo.

Para comprender fácilmente el valor de este rango permisible es conveniente entender el siguiente experimento.

Cuando un material se calienta y enfría experimenta un comportamiento como el mostrado en la Figura 4.3:

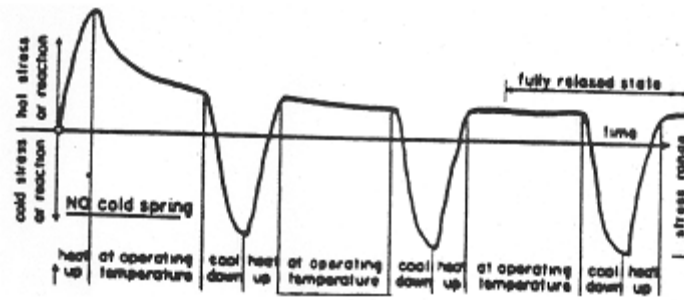


Fig. 5

(This experiment was carried out in the early 1950's at Tube Turn's Laboratory in Louisville, Kentucky)

Figura 4. 3 Estudio experimental de un lazo de expansión en los años 50

El lazo fue sometido a ciclos de calentamiento y enfriamiento desde temperatura ambiente hasta temperaturas de 510°C (950°F) y viceversa.

De la Figura 4.3 se puede observar que:

- El esfuerzo inicial alcanzado al calentar el lazo disminuye con el tiempo.
- El esfuerzo reaparece al enfriar el lazo, pero con signo opuesto.
- Al cabo de unos pocos ciclos, los esfuerzos obtenidos en caliente y en frío no varían al incrementar el número de ciclos.

De este experimento se sacaron las siguientes definiciones:

- Rango máximo de esfuerzos: suma absoluta de los valores máximo y mínimo observados en la gráfica anterior durante el primer ciclo de calentamiento-enfriamiento.
- Rango de esfuerzos: suma absoluta de los valores máximo y mínimo una vez que el material se ha relajado completamente al cabo de varios ciclos de calentamiento-enfriamiento.
- Rango admisible de esfuerzos: es un porcentaje del valor del rango de esfuerzos.

La norma ASME define el rango admisible de esfuerzos como:

$$S_a = f \cdot (1.25 \cdot S_c + 0.25 \cdot S_h)$$

f: factor para cuantificar el efecto cíclico

S_c : esfuerzo básico admisible a temperatura ambiente

S_h : esfuerzo básico admisible a la temperatura de estudio

Si $S_h > S_l$, la diferencia entre ellos puede ser añadida al término $0.25 \cdot S_h$.

$$S_a = f \cdot [1.25 \cdot S_c + 0.25 \cdot S_h + (S_h - S_l)]$$

$$S_a = f \cdot [1.25 \cdot (S_c + S_h) - S_l]$$

El factor de corrección “f” es un factor cíclico (o de fatiga) que, según la norma B31.3, se rige por la siguiente gráfica (ver Tabla 4.2):

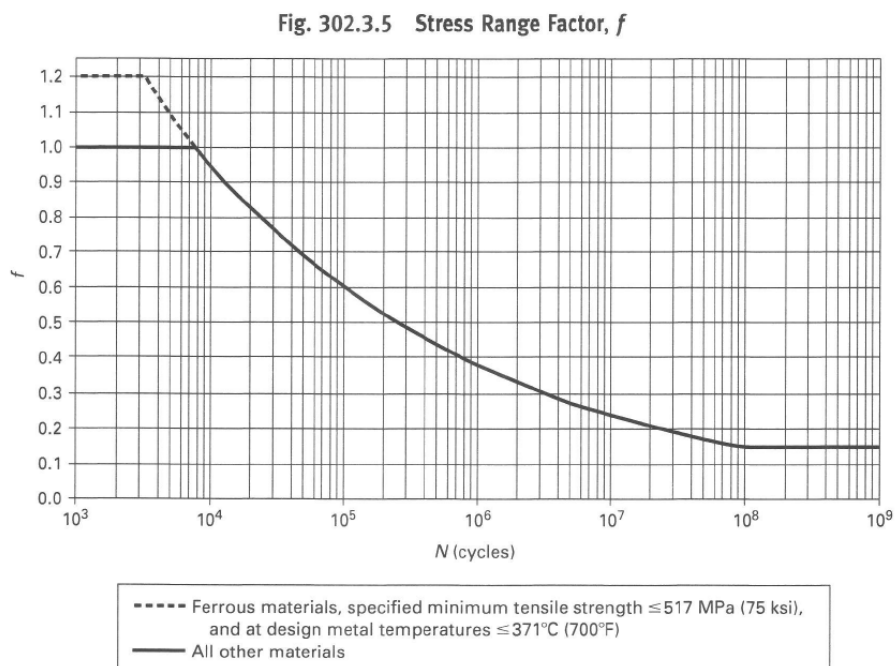


Tabla 4.2 Factor de corrección “f”

f : factor cíclico representado de la función $f = 6.0(N)^{-0.2} \leq f_m$

f_m : máximo valor tomado por f igual a 1.2 (única y exclusivamente) para materiales féreos que posean un $S_u \leq 517$ MPa (75 ksi) y cuya temperatura del metal sea ≤ 370 °C (700 °F).

N: número equivalente de ciclos que se producirán durante la vida útil de la instalación.

Cuando un sistema de tuberías esté expuesto a más de un modo de operación, se tomará como esfuerzo calculado S_E , al mayor valor de todos los valores de esfuerzo que se calculen, y el número de ciclos equivalentes se calculará como la sumatoria de los ciclos que se produzcan para cada modo de operación.



Luego tenemos: $N = N_E + \sum (r_i 5N_i)$ para $i = 1, 2, \dots, n$

N_E : número de ciclos para el primer modo de operación con el cual se calculó el S_E .

N_i : número de ciclos asociado a cualquier otro esfuerzo calculado.

r_i : S_i / S_E

S_i : cualquier esfuerzo menor al S_E .

Finalmente encontramos que vamos a comparar el esfuerzo calculado S_E con el rango admisible de esfuerzos S_a .

Y debe cumplirse que:

$$S_E < S_a$$

Según el ASME B31.3 el esfuerzo calculado S_E se calcula por la siguiente fórmula:

$$S_E = \sqrt{S_b^2 + 4 \cdot S_t^2}$$

S_b : resultante de todos los esfuerzos por flexión tanto en codos, codos mitrados, té y conexiones a ramales.

S_t : esfuerzo torsional y es igual a $M_t / 2Z$.

M_t : momento torsor.

Z : módulo de sección de la tubería.

Para codos y té rectas aplica la siguiente fórmula:

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_i \cdot M_i)^2 + (i_o \cdot M_o)^2}}{Z}$$

i : SIF se calcula según apéndice D de la norma B31.3.

M : momento flector.

Z : módulo de sección de la tubería.

Para comprender la interpretación de los momentos (M) y los factores de intensificación de esfuerzos (i) dentro del plano (subíndice i) y fuera del plano (subíndice o) necesarios para el cálculo de los esfuerzos debidos a los momentos flectores y torsores, es necesario ilustrarse con las Figuras 4.4 y 4.5:

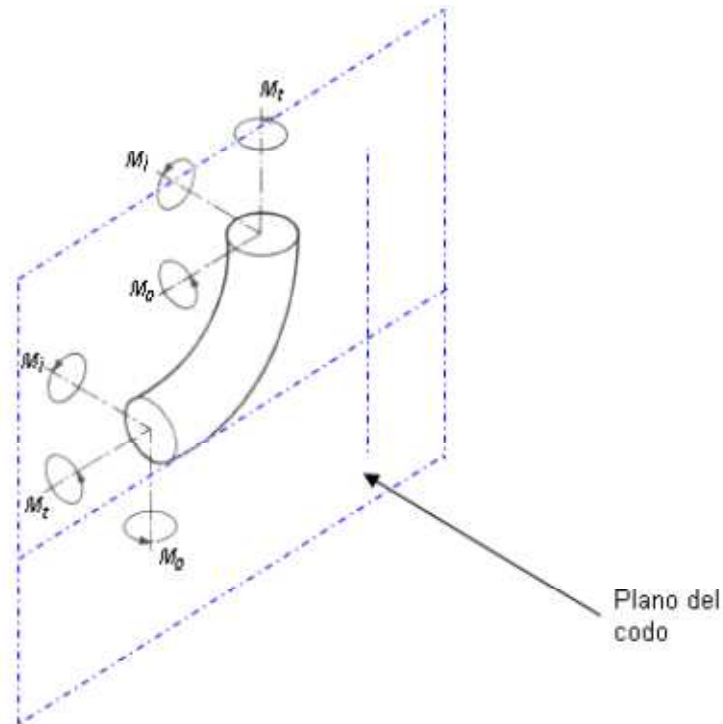


Figura 4.4 Momentos en codos

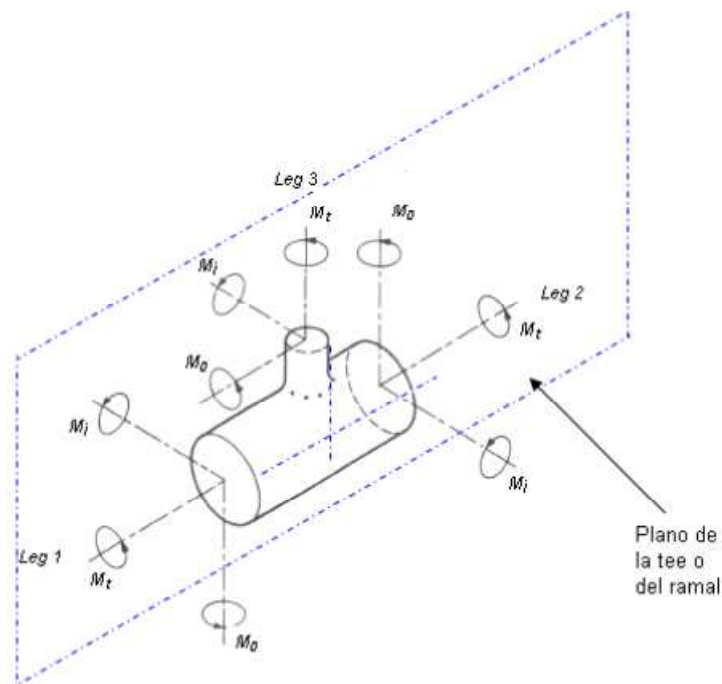


Figura 4.5 Momentos en té o en conexiones de ramales



Cuando hay tés reductoras o conexiones a ramales en las zonas nombradas como legs (brazos) 1 y 2 (ver figura), aplica la misma fórmula anterior, pero para el leg 3 (que es el ramal reducido) aplica:

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_i \cdot M_i)^2 + (i_o \cdot M_o)^2}}{Z_e}$$

La diferencia está en el módulo de sección equivalente de la conexión o reducción que se calcula como:

$$Z_e = \pi \cdot r_2^2 \cdot T_s$$

r_2 : radio medio del área transversal del ramal o reducción

T_s : espesor de pared efectivo del ramal que es el valor menor entre T_h y el $(i_i)(T_b)$

T_h : espesor de la tubería del cabezal

T_b : espesor de la tubería del ramal

4.2.3. Los esfuerzos ocasionales o terciarios

Como su nombre indica, se presenta bajo la acción de agentes eventuales como:

- Viento
- Sismo
- Descargas de alivios
- Golpes de ariete
- Vibraciones

Según el ASME la ecuación para comparar las cargas ocasionales es:

$$Esf. Sostenidos + Esf. Ocasionales \leq K S_h$$

$$S_{l\,sus} + S_{l\,occ} = D \cdot \frac{P \cdot D_o}{4 \cdot t} + E \cdot \frac{i \cdot (M_a + M_b)}{Z} \leq K \cdot S_h$$

M_b : momento flector producido por las cargas ocasionales.

D, E, K: valores adimensionales que dependen del código a utilizar y, según el B31.3, serían 1, 1 y 1.33, quedando la ecuación como:

$$S_{l\,sus} + S_{l\,occ} \leq K \cdot S_h$$



4.3. Categorización de las tuberías

Lo primero que hay que hacer en cada proyecto es elaborar un listado de líneas de estudio, para cuantificar la el número de estudios a realizar; en algunos casos constarán de una sola línea y en otros de un sistema de líneas.

La categorización inicial se lleva a cabo tomando en cuenta las condiciones de presión y temperatura de flexibilidad. En caso de no disponer de tales condiciones (por ausencia o indefinición), se tomará la temperatura y presión de diseño.

Una vez se ha elaborado la lista, el Líder de la disciplina hará un chequeo, y de acuerdo a su experiencia, trazado de las líneas, etc. podrá modificar la categoría de algunas de ellas.

El especialista en análisis de flexibilidad ha de considerar aquellas hipótesis que puedan provocar el nivel más severo de tensiones en la tubería y las cargas más altas en equipos y estructuras.

De acuerdo a lo expuesto anteriormente las categorías se resumen en la Tabla 4.3:

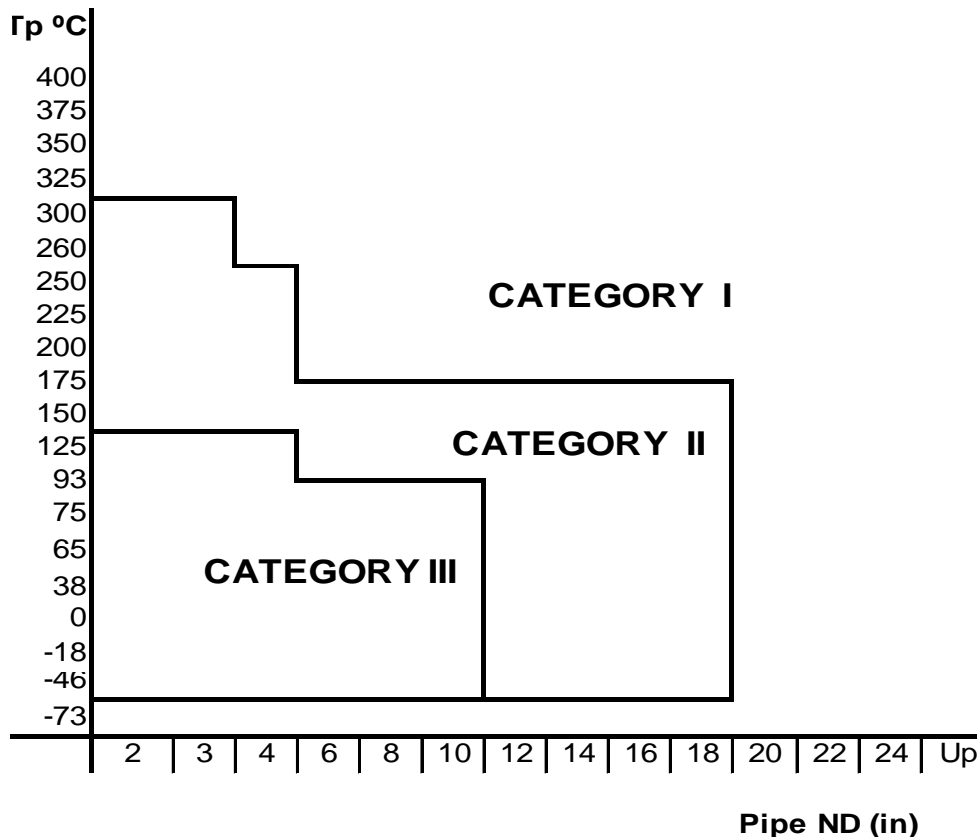


Tabla 4.3 Categorías de las tuberías (Temperatura vs Diámetro Nominal)



Las líneas de borde de temperatura de la figura definen el límite de aplicación de la categoría menos severa. Para aumentar de categoría la temperatura debe ser mayor que el valor correspondiente al borde.

La categoría será aumentada a la más severa en los siguientes casos:

- Líneas conectadas a equipos rotativos (bombas, turbinas, compresores centrífugos, etc.).
- Líneas conectadas a enfriadores por aire “air coolers” e intercambiadores de calor de diámetro mayor o igual a 4”.
- Líneas conectadas a hornos y generadores de vapor.
- Líneas conectadas a reactores.
- Líneas conectadas a recipientes a presión y líneas de tanques de diámetro mayor o igual a 8”

4.3.1. Categoría I

Las líneas de esta categoría son de elevada criticidad y deben ser detectadas al inicio del proyecto, inclusive desde la etapa de la ingeniería básica, donde deben realizarse estudios previos para establecer su ruta y posible soportación.

Por supuesto su estudio durante la ingeniería de detalle es más preciso.

Estas líneas requieren un análisis formal completo con el programa CAESAR II. Se debe realizar un análisis de flexibilidad detallado, como mínimo, a cualquiera de los siguientes sistemas de tuberías:

- Líneas con servicio de gas ácido (alta concentración de ácido sulfhídrico H_2S) de diámetro mayor o igual a 10”.
- Líneas con servicio de crudo ácido (concentración de azufre superior a 0.5%) de diámetro mayor o igual a 12”.
- Líneas aéreas, de pruebas y de largas longitudes entre dos restricciones axiales tales como liras verticales o anclajes, etc.
- Colectores de control de gas en unidades de control de gas incluyendo conexiones futuras planeadas.
- Líneas de alta presión (>1500 rating).
- Líneas de gran diámetro ≥ 48 ” ó $D/t > 100$ (relación diámetro /espesor).
- Líneas de transporte de fluidos categoría M según la ASME.
- Líneas con juntas de expansión.
- Líneas soportadas desde otras líneas siempre que lo apruebe el responsable del comité estándar de tuberías.
- Sistemas de alivio con descarga a la atmósfera.



- Líneas encamisadas de diámetro mayor o igual a 6”.
- Líneas sometidas a fatiga con más de 22000 ciclos.
- Líneas categoría II que a juicio del analista, requieran de un estudio más exhaustivo.

4.3.2. Categoría II

Estas líneas requieren un análisis formal de flexibilidad, aunque pueden ser validadas por medio de análisis simplificados.

El análisis simplificado estará basado en cálculos sencillos por ordenador asegurándonos de que las hipótesis consideradas son conservadoras para el análisis del sistema. Si el análisis simplificado por ordenador resulta en la necesidad de requerimientos adicionales, entonces se puede proceder a realizar un análisis más detallado bajo las consideraciones del especialista en análisis de flexibilidad.

4.3.3. Categoría III

Estas líneas requieren una revisión formal, pero no necesariamente por métodos computarizados.

Las líneas de esta categoría pueden ser validadas por medio de análisis visuales o métodos manuales.

Se puede seguir un procedimiento de inspección visual o un análisis con ayuda tablas, métodos empíricos, etc. teniendo presente que estos métodos se usan dentro del rango en el que se conoce su validez.

Los siguientes sistemas de tuberías no precisan un análisis de flexibilidad detallado y formal:

- Líneas enterradas con movimientos verticales y laterales completamente restringidos.
- Líneas aéreas con movimientos verticales y laterales completamente restringidos.
- Líneas que por semejanza a estudios previos realizados, no precisen un nuevo cálculo.
- Las tuberías de diámetro menor o igual a 2” soportadas desde tuberías cuyo diámetro sea no inferior a cuatro veces su tamaño no requieren aprobación si las tensiones en ambas tuberías están dentro de los límites admisibles que marcan los códigos.



4.4. Métodos de estudio

4.4.1. Métodos manuales

Entre los métodos manuales se pueden citar:

- Método Simple del ASME B31.3

El ASME tiene una ecuación empírica que se utiliza cuando los sistemas son uniformes y no tienen más de dos puntos de fijación. Este método sirve para detectar si el sistema es flexible o no.

$$\frac{D \cdot y}{(L - U)^2} \leq K_1$$

D: diámetro externo de la tubería en mm (pulg.)

y: resultante de la expansión total $y = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2 + \Delta z^2}$ en mm (pulg)

L: longitud total entre dos anclajes en m (pies)

U: distancia en línea recta entre dos anclajes en m (pies)

K_1 : constante igual a $208000 \cdot S_a / E_a$ (mm/m)² o $30 \cdot S_a / E_a$ (pulg/pie)²

S_a : rango admisible de esfuerzos en MPa (Ksi)

E_a : módulo de elasticidad a 21°C (70°F) en MPa (Ksi)

El valor de K_1 para los aceros es de 208 para unidades métricas y 0.03 para unidades inglesas.

Este método no es válido para calcular las reacciones y los esfuerzos.



- Método del GUIDED CANTILEVER

Es un método que se aplica a sistemas de espesores uniformes, con dos puntos de fijación, sin restricciones intermedias, los tramos de tuberías deben ser rectos y si cambian de dirección debe ser en ángulo de 90°.

También para su aplicación debe tomarse en cuenta que la expansión térmica en uno de sus brazos debe ser absorbida por el brazo perpendicular. La cantidad de expansión que un brazo puede absorber es inversamente proporcional a su rigidez. Como son brazos de sección transversal idénticas, sus rigideces varían al inverso del cubo de sus longitudes.

No deben existir ramales, Suponiendo que exista un ramal, su efecto sobre el cabezal puede despreciarse si su diámetro es menor a la mitad de su diámetro. Sin embargo hay que verificar que ese ramal puede absorber la expansión del cabezal en el punto donde se une a él.

Mientras el sistema se adapta a la expansión, las secciones de tuberías se comportan como vigas ancladas en un extremo y guiadas en el otro (de allí el nombre del método), sin girar en el extremo (codo).

El método del guided cantilever puede resolverse analítica o gráficamente.

- Método QUI TRUONG

El método de Qui está basado en el Método Guided Cantilever y en el hecho de que los esfuerzos máximos que se pueden generar en los sistemas de tuberías cuando se conectan a diferentes equipos, varían.

a) Para recipientes y en Racks (CS)

$$L = 7.2 \cdot \sqrt{\Delta \times D}$$
$$S_E = 15000 \text{ psi}$$

b) Para bombas y compresores

$$L = 12.45 \cdot \sqrt{\Delta \times D}$$
$$S_E = 5000 \text{ psi}$$



D: diámetro externo de la tubería en pulg.

Δ : expansión de la tubería en pulg.

L: longitud del brazo de tubería en pies.

Notas generales sobre los métodos manuales.

- Los métodos manuales son métodos simplificados para el análisis de tramos sencillos de tuberías. Proporcionan una verificación rápida del diseño de las líneas críticas al principio del proyecto.
- No se deben utilizar para rechazar un trazado ni para análisis final de líneas críticas. Sí se pueden usar para el análisis final de líneas no críticas cuando es aceptable un margen de seguridad alto.
- Las suposiciones y limitaciones de cada método se deben seguir de manera estricta. No se permite la extrapolación, fuera de las tablas y gráficos no debe ser realizada. La mayoría de estos métodos tienen limitaciones en cuanto a diámetro y configuración.
- No hay forma de evaluar el máximo error inherente en los resultados obtenidos por métodos simplificados.

4.4.2. Métodos computerizados

Los métodos computerizados se utilizan para aquellas líneas que requieren cálculo formal y se necesitan resultados precisos.

Actualmente el software más utilizado y de aplicación en el análisis de tuberías es CAESAR II, por su versatilidad y amplitud.



4.5. Análisis de sistemas de tuberías

A continuación se presentan unas guías para el análisis de sistemas de tuberías. En cualquier caso, siempre prevalecerán los requerimientos y especificaciones particulares del cliente y/o las normas aplicables para cada proyecto.

Pasos del análisis de flexibilidad

- Recopilación de la información

Al comienzo de todo proyecto hay que familiarizarse con la información relativa al análisis de flexibilidad.

¿Qué se necesita realmente?

- a) Piping and Instrument Diagrams (P&ID) o Diagramas de Tuberías e Instrumentación (DTI).
- b) Listas de líneas.
- c) Modelo de tuberías.
- d) Isométricos.
- e) Especificaciones del proyecto:
 - Materiales
 - Flexibilidad
 - Bases de diseño
 - Diseño de Tuberías
 - Aislamiento
- f) Listas y planos de equipos:
 - Bombas
 - Intercambiadores
 - Turbinas
 - Compresores
 - Calderas
 - Hornos
 - Filtros
 - Eyectores
 - Torres
 - Equipos a presión
 - etc.
- g) Listado y planos de estructuras:
 - Planos de Racks
 - Planos de durmientes
 - Planos de estructuras especiales para equipos



- h) Data sheets u hojas de datos de válvulas de alivio.
- i) Data sheets u hojas de datos de válvulas especiales.
- j) Data sheets u hojas de datos de instrumentos de gran volumen.
- k) Data sheets u hojas de datos de filtros de gran tamaño.

¿Qué se extrae de todos estos documentos?

- a) Condiciones de operación y diseño.
- b) Condiciones eventuales de operación de los sistemas de tuberías.
- c) Listado de líneas a las cuales se les efectuarán estudios de flexibilidad.
- d) Normas con las que trabajar.
- e) Movimientos iniciales en determinados equipos.
- f) Admisibles en boquillas.
- g) Información de dónde soportar.
- h) Pesos de válvulas, instrumentos, etc.
- i) etc.

- Asignación de las Categorías. Elaboración de Lista de líneas de Estudio

Con la ayuda de la tabla, definiciones que aparece en el punto 5, y tomando en cuenta la Especificación de flexibilidad del proyecto se procederá a categorizar cada una de las líneas que aparece en la lista de líneas.

- Definición de los sistemas a analizar

El Líder, en conjunto con lo P&IDs, hace la selección de los sistemas de estudio (comprenden la cantidad de líneas que abarca un cálculo), además de chequear el resto de líneas categorizadas y decide si cambia las categorías de unas u otras líneas, (esto último también puede hacerlo el analista al cargo del cálculo, que de acuerdo a su experiencia puede decidir el cambio).

¿Para qué son importantes la selección de sistemas y la categorización?

Para establecer órdenes de prioridades a diseño de tuberías, para la elaboración y entrega de isométricos a flexibilidad y poder cumplir los plazos de entrega y hacer más eficiente la producción.



- Realización del isométrico de flexibilidad

Diseño de tuberías deberá entregar los isométricos según las prioridades establecidas. Estos isométricos son el punto de arranque de los estudios, el analista completará el resto de información que le hará falta para hacer su estudio, como:

- a) Establecer las condiciones de contorno (desplazamientos en equipos),
- b) Pesos de válvulas, instrumentos etc.
- c) Chequeo de las condiciones de operación (mínima y máxima).
- d) Buscar en la especificación de materiales la corrosión permitida.
- e) Verificar espesores de aislamiento.
- f) El resto de información viene en la ventana de materiales. De no ser así se buscará en la especificación de materiales el espesor, tipo de conexiones de ramal, tubería es con o sin costura, etc.

- Colocación de restricciones

Esto se hace de acuerdo a las tablas de distancias entre soportes y las distancias entre guías por viento con la simbología correspondiente.

Dependiendo de la categoría de la línea, si es de cálculo formal, hacer la distribución de nodos de acuerdo al programa utilizado. Si no es formal no hace falta colocar nodos.

- Análisis estático e informes de cálculos

Este punto atañe sólo a aquellas líneas que requieren cálculo formal. De acuerdo a la especificación de flexibilidad del proyecto, se realizará los casos de carga establecidos en la misma y se imprimirán los informes que allí se exijan.

Hay que verificar lo siguiente:

- a) Lo primero que hay que chequear son los informes de esfuerzos, tanto sostenidos como el de expansión.

Si existe una falla por sostenido, significa que falta soportación alrededor del punto solicitado. Si aún colocando los soportes necesarios, persiste la falla, esto puede indicar que hay un problema por presión. Aquí habría que ver si la presión es adecuada para el espesor de material con el cual se trabaja. Esto habría que



chequearlo primero con procesos, para verificar que no hay error en la presión especificada. Si la presión no se varía, hay que comentárselo a materiales para que tome una decisión al respecto, o se cambia el Schedule o se cambia la especificación de la tubería, ya que se trabajaría en otro rating. Si la falla sostenida se da en un ramal, probablemente, si es un injerto tubo a tubo, sea necesario colocar un refuerzo. Esto hay que comentárselo a diseño y especificarlo en el isométrico para que sea considerado como material de tuberías y sea contabilizado.

Un rango ideal para los esfuerzos sostenidos sería entre el 75 – 80% del S_h .

Si la falla es en el informe de esfuerzos por expansión, claramente indica que el fallo es por falta de flexibilidad en el sistema. Quizás se esté colocando una guía cercana a un codo que impide el movimiento del mismo, entonces habría que eliminarla. También antes de chequear los brazos que absorben la expansión habría que probar cambiar el módulo de elasticidad en frío (E_c) por el módulo de elasticidad en caliente (E_h) y ver en qué rango de esfuerzos queda. También podemos hacer uso de aumentar el S_a en 1.2 para los elementos ferríticos como se apuntó en el apartado 4.1.2 para bajos ciclos. Si aun así persiste la falla hay que recurrir al cambio de diseño, por el aumento de brazos, con la utilización de lazos de expansión, o con el uso de juntas de expansión (si el proyecto lo permite).

Un rango ideal para los esfuerzos por expansión sería un 85 – 90 %.

Finalmente se observa el informe de los esfuerzos ocasionales. Si existe falla, por lo general es por falta de algún stop o guía que permita disminuir los esfuerzos. También hay que ver si es por algún esfuerzo sostenido muy alto en algún punto. Si éstos se mantienen por debajo del 80% al sumársele los esfuerzos ocasionales no debería haber problema. Cabe recordar que la evaluación de efectos ocasionales sólo se debe hacer en condiciones de operación, puesto que no es normal evaluar dobles contingencias.

Un rango ideal para los esfuerzos por cargas ocasionales sería un 85 – 90 %.

- b) Después del chequeo de esfuerzos, se pasa al informe de cargas en restricciones, tanto en hidrostática, operación, diseño y ocasionales. En él ha de verificarse que la línea esté apoyando en todos los puntos destinados para ello. Si en alguno de ellos no apoya, hay que ver si es en el caso de operación o diseño, si es en el de diseño, no hay problema, si es en el de operación antes de estimar quitarlo, hay que revisar si nos ayuda para el caso de prueba hidrostática. Si el sistema no está sobrecargado en otro punto, entonces puede eliminarse ese punto de apoyo. También es necesario ver todas las restricciones en conjunto y evaluar si las cargas son excesivas, no solo en los apoyos sino también en las guías, ya que los soportes están diseñados para soportar una cierta carga. Para casos aislados habrá que diseñar soportes especiales.



Por último se chequea el informe de desplazamientos (tanto en sostenido, operación y diseño) para verificar que no sobrepasa los límites fijados en la especificación de flexibilidad.

- Verificación de las cargas sobre toberas

Este punto es de vital interés para el analista de flexibilidad. Del informe de cargas, deberá poner especial atención a los nodos que representan las toberas de los equipos, ya que las cargas que se presenten en esos puntos deben estar dentro de los valores admisibles por las normas o por el fabricante.

En el caso de que con el diseño existente sea imposible bajar las cargas en las toberas de los equipos, deberá recurrirse a hacer cambios como ampliación de brazos, lazos de expansión o juntas si está permitido por el cliente. Todos estos cambios deben de hacerse en conjunto con el diseñador, ya que él puede aportar también soluciones en rutas que no hayan sido visualizadas por el analista.

- Acciones correctivas

Se llaman acciones correctivas, a aquellos cambios producto de la falta de flexibilidad del sistema. Como cambios en el diseño, uso de lazos de expansión, uso de juntas de expansión, cambio posición de toberas y por último el cambio de implantación de los equipos. Para hacer un cambio de este estilo, hay que estar muy seguros de que se agotaron todas las primeras acciones correctivas y después, en conjunto con diseño, se procede al cambio si se está en etapas tempranas del proyecto. De lo contrario, habrá que pedir aprobación a la gerencia de ingeniería, puesto que mover un equipo es un cambio mayor que afecta a muchas disciplinas.

- Transferencia de información

Si hace falta hacer algún comentario sobre el isométrico (cambios en el diseño) hay que marcarlo en rojo y pasarlos nuevamente a diseño para su reemisión, al mismo tiempo pasar el isométrico al grupo de soportes para que la soporten y/o diseñen, quedando cargados en el sistema, de tal manera que, cuando tuberías haga la emisión final, salga con los soportes incluidos.

Antes de su firma el analista deberá chequear que los soportes colocados se ajustan a lo especificado por él mismo.



Por otra parte, toda carga que sobrepase a los admisibles, todo soporte adicional a ser suministrado por estructuras, en definitiva, todo aquello que involucre o afecte el trabajo de otras disciplinas, deberán transmitirse en formatos creados para ellos a fin de que quede un resguardo de la información enviada.

4.5.1. Criterios de soportación

Antes de hacer el análisis de flexibilidad de una línea, hay que hacer la distribución de soportes, tomando en cuenta los criterios presentados a continuación y haciendo uso de las estructuras cercanas a la línea.

Se deberá tomar en cuenta lo siguiente:

- Los soportes deben ser colocados lo más cercano posible a los puntos de cargas concentradas (válvulas, bridas, mezcladores estáticos, etc.). Para evitar fallas y/o deformaciones por esfuerzos primarios, fugas en bridas y además por mantenimiento.
- En los Racks se deben distribuir guías para evitar movimientos laterales excesivos por acción del viento. Su distribución se muestra en la Tabla 4.4:

Diámetro de tubería	Distancia entre guías
$D \leq 4''$	6 m
$8'' \leq D \leq 24''$	12 m
$D \geq 20''$	18 m

Tabla 4. 4 Distancia entre guías en función del diámetro

- En los durmientes aplica lo mismo que lo anterior a excepción de las líneas de 2'' y 3'', que por lo general están en los extremos. El problema reside en que el personal de obra suele caminar sobre las tuberías cuando realizan mantenimientos, y por algún golpe, pueden llegar a sacar la tubería de su línea de acción. Por ello se recomienda, guiarlas en cada punto de apoyo, menos en los cambios de dirección, para permitirles flexibilidad de movimiento.
- En las torres: el primer apoyo se debe colocar lo más cercano posible a la boquilla, para que la diferencia de expansión (torre-tubería) sea mínima y no cree tensiones muy altas sobre la boquilla y el soporte. Hay que recordar que ese apoyo debe tener desplazamientos, ya que la fuerza que resultará sobre las restricciones

proviene de la diferencia de desplazamientos entre boquilla y apoyo. Luego se colocarán guías para contrarrestar efectos de viento y sismo.

En el momento de establecer las elevaciones de las guías se deben chequear las interferencias entre los clips o placas soldadas a los recipientes (pertenecientes a los soportes), y los demás elementos tales como bridas, refuerzos de boquillas, estructura de sujeción de plataformas y cordones de soldadura.

También nos presenta una guía fácil para la colocación de apoyo y guías en la Figura 4.6:

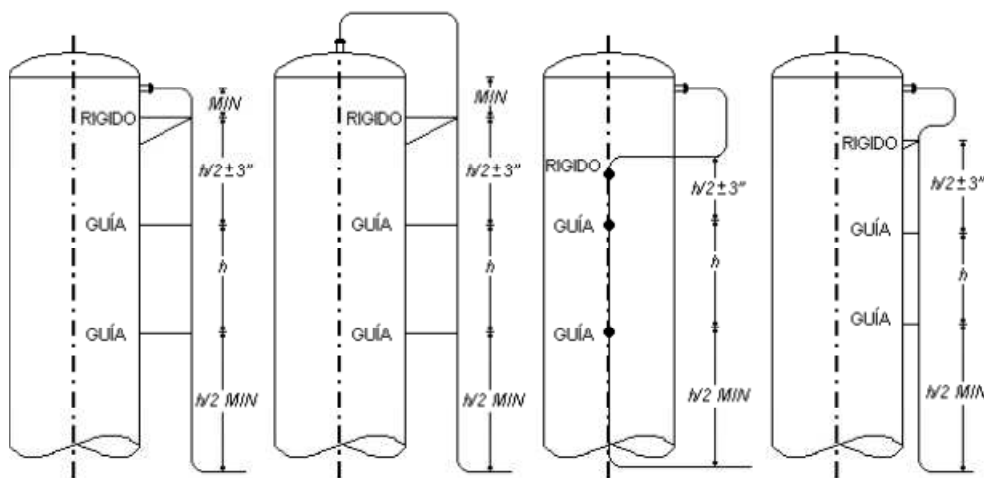


Figura 4.6 Guía para colocación de apoyo y guías en torres

Si la torre es muy alta y la línea a soportar viene desde el tope, es conveniente colocar un segundo punto de apoyo, pidiéndole al diseñador que haga un giro en la ruta, para ver si es posible colocar otro rígido, de lo contrario hay que recurrir a colocar muelles en la línea.

- Se pueden colocar soportes sobre cualquier columna y recipiente, pero no de intercambiadores, reactores y regeneradores. Para ello se diseñarán estructuras y sobre estas se podrán soportar las líneas.
- En equipos rotativos debe colocarse un primer apoyo lo más cercano a la boquilla. El tipo de soporte debe ser ajustable, con el fin de alinear la boquilla con la tubería. En los casos en que el equipo sea demasiado grande y experimente asentamientos notorios, tratar de que ese apoyo quede sobre la misma cimentación, para que tanto el equipo como el soporte, experimenten el mismo asentamiento. Cuando esto no pueda realizarse, colocar un muelle como primer apoyo.



También hay que tomar en cuenta la longitud de tubería del brazo saliente antes de cambiar de dirección; si es corto, los dos primeros apoyos deberán ser ajustables. El apoyo ajustable debe aparecer representado en el cálculo de stress.

- En los compresores centrífugos, bombas y en las turbinas, el primer apoyo por lo general debe ser un muelle para liberar de toda carga las boquillas.
- El diseño de los soportes deben preverse para soportar las cargas de prueba hidráulica. Será requerido soportes temporales cuando se superen los valores de diseño. En algunos casos, como soportes de muelles en torre verticales, deben quedar libres (sin enclavamiento), para un reparto uniforme de las cargas sobre los clips de soportes. En otros casos el muelle no puede ser diseñado para soportar los valores de prueba hidráulica, siendo sustituido por un soporte temporal durante la prueba hidráulica, (en isométrica deberá aparecer la nota de “sustitución muelle durante la prueba hidráulica”).
- En los tanques, el primer apoyo puede estar tan cerca o tan lejos como se requiera, siempre y cuando se tome en cuenta lo siguiente:
 - a) La válvula colocada en la boquilla: de acuerdo a su peso propio, actuador, motor, etc. puede necesitar un soporte, que es recomendable colocar sobre un apéndice de la misma base del tanque.
 - b) El asentamiento resiliente (remanente) periférico del borde del tanque es el que principalmente determina la colocación del primer apoyo. Existe un asentamiento instantáneo, que se produce durante la prueba hidrostática del tanque y otro más lento que puede producirse durante los primeros años (quizás 5), pero dependiendo de las características del suelo, puede seguirse asentando por más tiempo, Por lo general el asentamiento asumido durante la prueba es un 80% del total y el 20% sería el resiliente. Pero estos porcentajes sólo los puede dar el estudio del suelo. Es por ello que muchas veces el primer apoyo se coloca una vez se ha producido la prueba hidráulica, alineando la tubería con la boquilla, y posteriormente ajustando la altura del soporte. Esto no quiere decir que se utilice un ajustable. En casos en los que el asentamiento sea muy grande lo más recomendable es usar muelles en los primeros puntos de apoyo.
- En los equipos alternativos (compresores, bombas), la soportación debe ser diseñada evitando que el sistema pueda entrar en resonancia, alejando la frecuencia natural de la línea de la frecuencia de excitación del equipo. Es recomendable no colocar los soportes a una misma distancia de separación entre ellos. La soportación de estos sistemas se realizará con soportes especiales (soportes antivibratorios), cuyo diseño evita desplazamientos de las líneas por vibración.
- Lo que siempre hay que tener en cuenta al colocar los soportes cercanos a equipos, es proteger las toberas. Por lo general se colocan guías cercanas, para



evitar momentos y también límites direccionales para tratar de aislar el sistema del resto de la tubería, de modo, que si se hace un cambio aguas abajo del límite direccional, no llegue su efecto hasta las toberas.

- Por supuesto, los soportes se colocan, también para mantener las máximas flechas permitidas dentro de los lineamientos de los proyectos. Por ejemplo hay proyectos que aceptan deformaciones en vertical de hasta 1 pulgada, otros de $\frac{3}{4}$ " , otros de $\frac{1}{2}$ ". Pero todo esto obedece a la relación carga-deformación.
- Los trunnions deben representarse en los estudios de stress, ya que no es lo mismo guiar o colocar un stop directamente sobre la línea, que colocarlo en la base de un trunnion.
- También se hace necesario calcular el aplastamiento que pueden sufrir las tuberías, debido a las cargas en los puntos de apoyo y poder prever las cunas (placas de refuerzo) o sillas, dependiendo del caso. Todas las líneas por encima de 16" deben ser chequeadas por aplastamiento. Se les colocará placa (pad) de refuerzo o sillas según sea el caso.
- En las estaciones de control, el primer codo deberá estar anclado (o con guía y stop) y el segundo guiado.
- En los límites de batería siempre debe colocarse un stop para no transmitir demasiados desplazamientos a las otras áreas de trabajo.
- La distancia entre la soldadura de un soporte a la tubería y una soldadura circunferencial de la misma debe ser como mínimo 50 mm para espesores de tubería menores o iguales a $\frac{1}{2}$ ". Para espesores de tubería diferentes como mínimo se utilizará 4 veces el espesor de la tubería.
- En las líneas de 16" en adelante se debe calcular la fricción aplicada en los stops.
- No se deben someter a torsión las vigas del Pipe-Rack u otras estructuras adosando soportes a las mismas.
- Carga máxima que se puede aplicar a una plataforma sin notificar a Civil: 250 Kg/m².

4.5.2. Recursos para controlar grandes desplazamientos

Nos referimos a grandes desplazamientos longitudinales en tuberías cuando estos sobrepasan los límites admitidos dentro de la especificación de flexibilidad del proyecto. Estos desplazamientos los encontramos generalmente en las líneas de Racks y en las líneas de gran longitud que van sobre durmientes (Ej. patios de tanques, gaseoductos y oleoductos aéreos, etc.).



Si estos límites no estuvieran establecidos, se puede tomar lo siguiente:

En los Racks, si las líneas al salir cambian de dirección horizontalmente hay que tomar en cuenta el espacio fijado entre tuberías para no chocar con ellas, por lo general se dejan 50 mm entre pared y pared o entre paredes de aislamientos. Si fuera necesario es posible hablar con el diseñador para aumentar dicho espacio.

Si la línea es un cabezal y no hay más tuberías en su línea de acción, se puede dejar expandir todo lo que quiera, siempre y cuando los picajes o ramales que se encuentren cercanos a sus extremos no se vean afectados grandemente por esos desplazamientos.

Si la línea no es cabezal, y cambia de dirección en la vertical, lo máximo que se admiten en los extremos son 150 mm (6”).

En vista de las limitaciones que se tienen para los desplazamientos en largos recorridos de tubería hay que recurrir a los lazos de expansión, como elementos para absorber dichos desplazamientos.

- Lazos de Expansión

Para poder determinar la cantidad de lazos, lo primero que hay que hacer es calcular la expansión de la línea a la temperatura de diseño o steam out, cualquiera que sea mayor para saber el total en milímetros o en pulgadas de lo que se va a expandir.

Si la cantidad es menor a 300 mm (12”) se puede colocar un stop en la mitad del recorrido y dejar que se expanda 150 mm a cada lado que es lo máximo permitido. Trescientos milímetros (12”) es el valor máximo que debe absorber un lazo para no sobretensionar los codos.

Si la expansión es mayor a 300 mm (12”), se dividirá esa longitud entre 300 mm ó 12” y aunque sea un número decimal, siempre se redondeará al número superior. Por ejemplo, si se tiene una expansión de 400 mm, al dividir entre 300 mm el valor es 1.33. Entonces, como mínimo se colocarían 2 lazos.

Para el dimensionamiento de los lazos se tomará como base la Tabla 4.5 que aparece a continuación (la gráfica está en unidades inglesas).

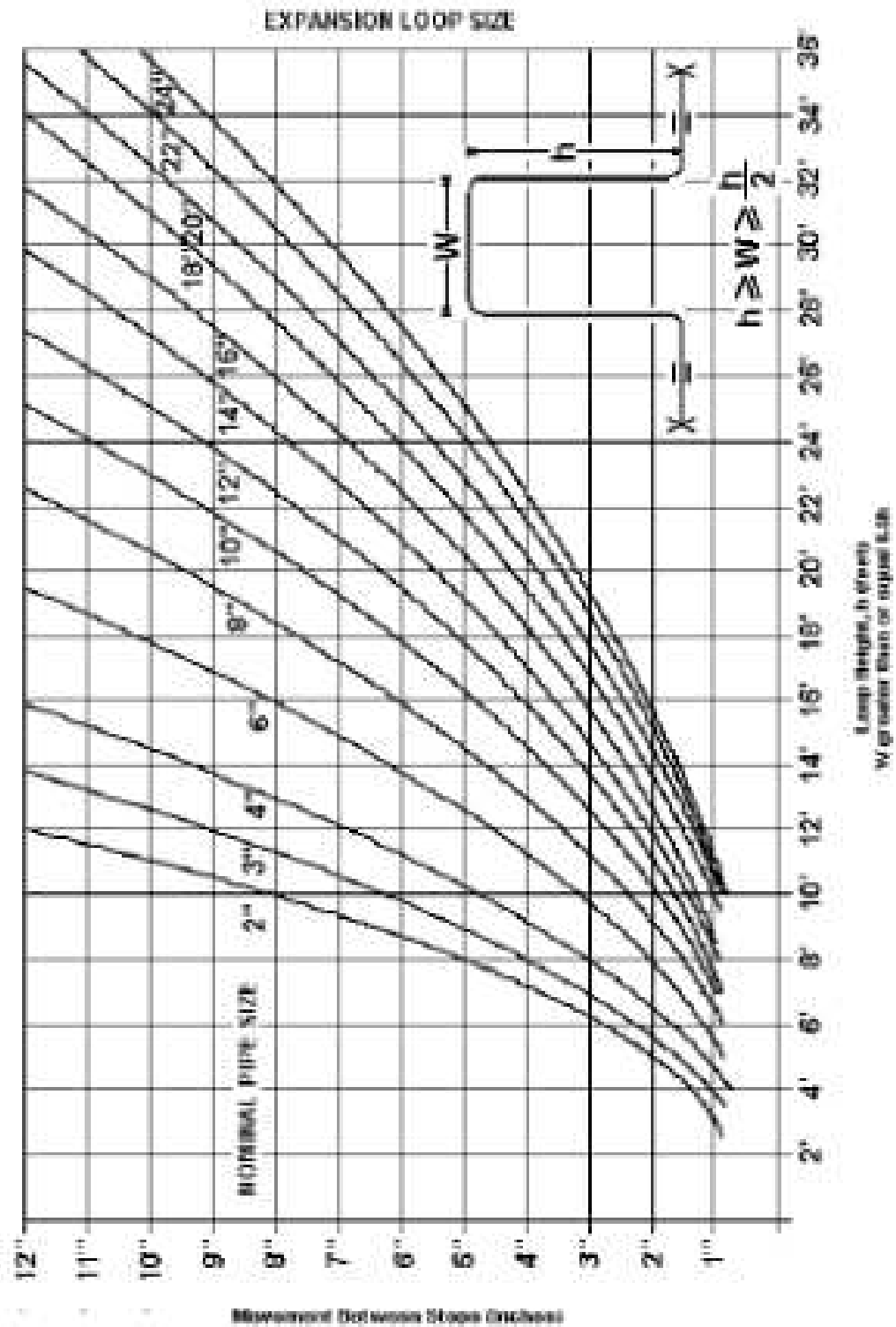


Tabla 4.5 Tamaño de los lazos de expansión



Una vez que se hayan prefijado los stops en las líneas, se toma como base del cálculo la distancia entre los dos stops y se multiplica por el correspondiente coeficiente de expansión.

Teniendo este valor se estima la cantidad de lazos. La expansión total se divide entre la cantidad de lazos. Luego con la expansión particular para cada lazo y de acuerdo al diámetro de la tubería se entra en la tabla y se calcula la longitud del brazo perpendicular “h”. El brazo paralelo “w” tendrá un valor comprendido entre “h/2” y “h”. Un lazo simétrico es el que distribuye mejor las cargas sobre los stops, pero en la realidad son muy pocos los lazos que se pueden diseñar de esa manera.

También al dimensionar los lazos hay que tomar en cuenta el ancho del rack, o de los durmientes. Los lazos no deben sobresalir más de 1.5 metros por fuera del rack, ya que esto implica soportes en voladizo muy grandes. Por este motivo, si el lazo es muy grande, se suele recurrir a hacer dos más pequeños.

Esta gráfica, al igual que otras empleadas, es bastante conservadora, los tamaños finales del lazo pueden ajustarse según el CAESAR al hacer el cálculo formal. Sin embargo, para un estimado inicial de cargas en los stops, esta tabla es muy útil.

Lo que hay que recordar al diseñar lazos, es que estos deben agruparse y tomar en cuenta los desplazamientos en los cambios de dirección para evitar el choque entre tuberías.

- Juntas de expansión

En aquellos sistemas donde no haya espacio, o donde por razones de procesos no pueda haber cambios de dirección para colocar lazos, deberá pensarse en colocar juntas de expansión. El colocar, este tipo de elemento deberá ser aprobado por el cliente. Sabiendo aplicar correctamente la junta de expansión además de absorber desplazamiento, puede aminorar las cargas que se transmitan al resto del sistema.

Existen juntas de expansión metálicas y no metálicas (de goma y de tejido).

- a) Las juntas de expansión de tejido (ver Figura 4.7) se emplean en tuberías y ductos de muy baja presión. Están confeccionadas con tejidos multicapas y soportan bien temperaturas moderadas. En ocasiones cuando éstas son altas, se les instala un manguito interior con aislamiento para evitar que la temperatura dañe el tejido. Se utilizan para grandes desplazamientos y su forma de fijación es mediante tornillos.. Su aplicación más usual es en conductos de aire.

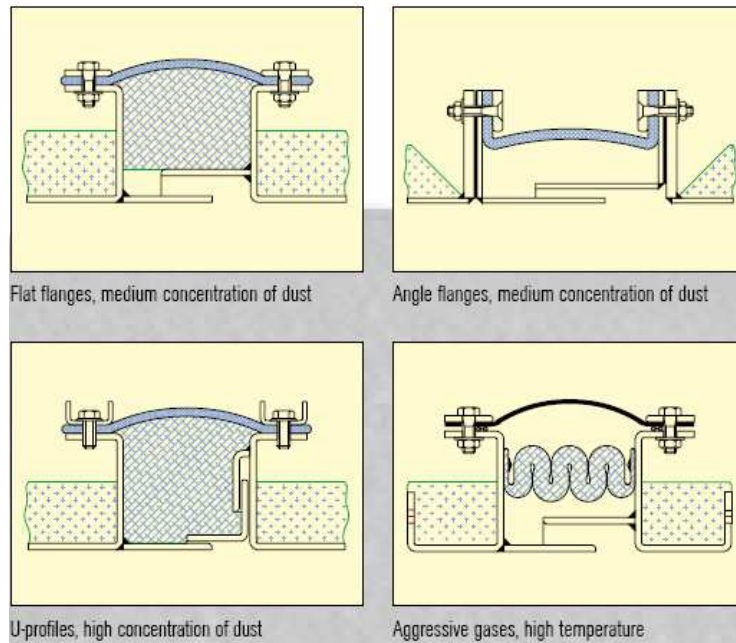


Figura 4. 7 Juntas de expansión de tejido

- b) Las juntas de expansión de goma (ver Figura 4.8) se emplean sobre todo en servicios de agua, a la succión y/o descarga de bombas para ese servicio, a la entrada de torres de refrigeración, ya que los recorridos de tuberías son cortos y no caben lazos.

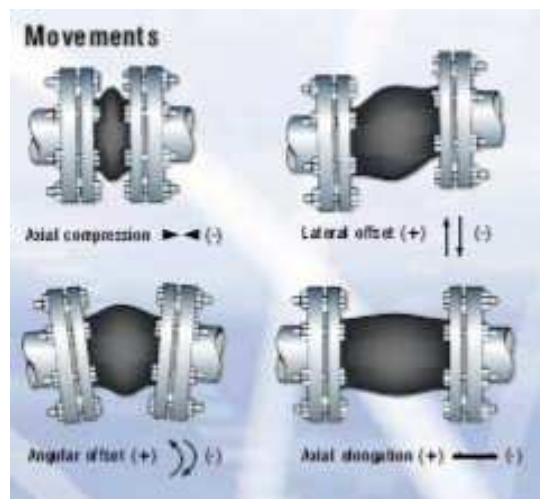


Figura 4. 8 Juntas de expansión de goma

La característica de estos servicios es que son de baja temperatura (máximo hasta 100 °C (212 °F)), y bajas presiones (hasta 16 kg/cm² (227 psi)). Si el servicio incluye vacío, el sistema de tuberías deberá estar protegido por válvulas rompedoras de vacío. También se le pueden colocar aros de refuerzo a la goma siempre y cuando el fabricante garantice que aguantarán presiones de vacío.



Otra característica es su capacidad para absorber vibraciones. El material con el cual se construyen puede ser Neopreno, EPDM; Viton, Hyplalon, Kevlar, Nitrilo, PTFE, Silicona, que se escogen a partir de las condiciones ambientales a la que estén expuestas y a los fluidos que van por su interior. Estas juntas de expansión se fijan mediante bridas y tornillos.

Estas juntas de expansión, de acuerdo a la presión interna que manejen pueden causar una gran fuerza de empuje. Esta fuerza se calcula multiplicando la presión por el área efectiva de la junta. Para evitar que esta fuerza ejerza efectos dañinos sobre los equipos, deberá colocárseles tie-rods (tirantes). Dependiendo de la aplicación también se pueden fabricar juntas de presión compensada.

- c) Juntas de expansión metálicas. Son las más conocidas y de más amplio rango de utilización en cuanto a temperaturas y presiones se refiere. Sus convoluciones están fabricadas con materiales metálicos, con propiedades muy elásticas (tipo fuelle). Sirven principalmente para absorber movimientos axiales, laterales y angulares pero no deben estar sometidas a torsión. Siempre se busca absorber un solo efecto. No existe junta para trabajar con los tres tipos de movimiento a la vez.

Aunque algunas de ellas están estandarizadas, también se pueden fabricar de acuerdo a los requerimientos del sistema. En estos casos habrá que desarrollar una buena comunicación con el fabricante para dar las correctas especificaciones, a modo de conseguir la mejor y más segura solución al problema. Se debe recalcar que son dispositivos muy costosos y que se deben especificar correctamente para evitar daños durante su operación. Las directrices para la fabricación de las juntas de expansión metálicas están dictadas por la EJMA.

Entre las juntas de expansión metálica encontramos las siguientes (ver Figura 4.9):

- Junta de expansión sencilla
- Junta de expansión doble
- Junta de expansión universal
- Junta de expansión universal con Tie Rods
- Junta de expansión tipo Swing
- Junta de expansión tipo Hinge (abisagrada)
- Junta de expansión tipo Gimbal (cardánica)
- Junta de presión balanceada
- Juntas pantográficas

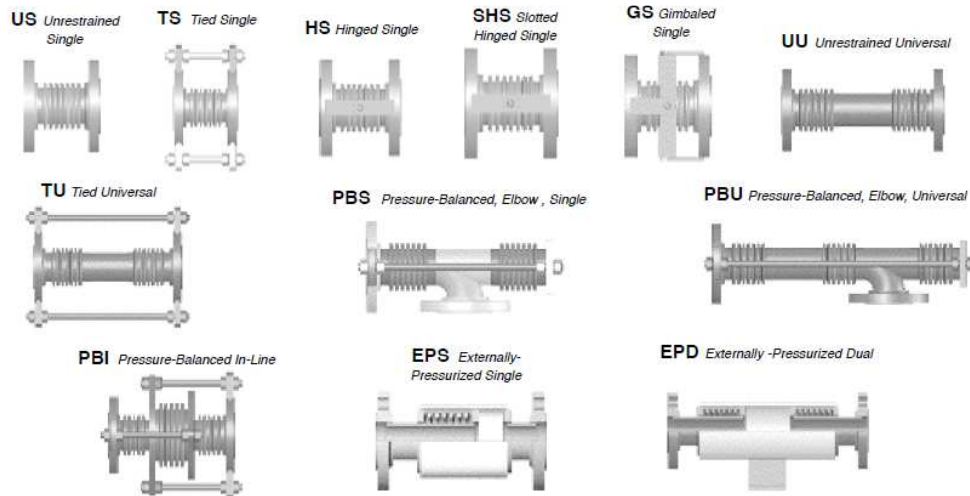


Figura 4.9 Juntas de expansión metálicas

4.5.3. Comprobación de fugas en uniones bridadas

Las uniones bridadas se encuentran sometidas a presiones internas, fuerzas y momentos que pueden provocar que fuguen.

El análisis de uniones bridadas es requerido en las siguientes situaciones:

- Cuando se han especificado tamaños de tubería y brida no estandarizados.
- Para diseños de sistemas nucleares de acuerdo a “ASME Boiler and Pressure Vessel Code”, Sección III.
- Para tuberías con un diámetro de 22” o superior para todos los fluidos y sin restricción de diámetro para aquellas tuberías que contengan un fluido tipo M. (Este tipo de fluido es aquel, en el que una simple exposición por contacto directo o inhalación, produce daños irreversibles para el cuerpo humano).
- Cuando las uniones bridadas están sometidas a elevados Momentos Flectores.
- En sistemas sometidos a alta Presión y de elevado Rating.

Estos estudios se deben realizar mediante los siguientes métodos:

- Presión equivalente
- NC-3658-3
- ASME Sec. VIII
- Cálculo de elementos finitos



Debe hacerse un primer estudio mediante el método de la Presión Equivalente:

$$P_{eq} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot G^2} + \frac{16 \cdot M}{\pi \cdot G^3}$$

P_{eq} = Presión equivalente debida a cargas externas. (kg/cm²)

F = Carga axial aplicada en la brida debida al peso y la expansión térmica de la tubería.(kg)

M = Momento flector aplicado a la brida debido al peso y la expansión térmica de la tubería. (kg x cm)

G = Diámetro de la junta que reacciona a la carga (mm)

Si el cálculo por este método no es satisfactorio, se hará un segundo estudio usando el método NC-3658-3. Sin embargo, este método sólo se puede aplicar si se cumplen las siguientes condiciones:

- Bridas, pernos y juntas diseñados según ASME B16.5a
- Material de los pernos con una tensión admisible a 38°C (100°F) \geq 138 MPa (20000 psi) (Pernos de alta resistencia)

El método NC-3658-3 es válido para evaluar momentos (flectores y torsores) sobre la brida, pero no tiene en cuenta las fuerzas.

Nota: tanto este método como el anterior se encuentran incluidos en el programa CAESAR II.

Si los cálculos usando estos dos métodos fallan, entonces se debe comprobar la unión bridada de acuerdo a las fórmulas del ASME Sec. VIII mediante el módulo específico del CAESAR II.

Cuando estos cálculos fallan, se verificará mediante un programa de elementos finitos (por ejemplo, AXIPRO de Paulin Research Group)

No será necesario evaluar la fuga en brida en los siguientes casos:

- Condiciones de prueba hidráulica o neumática
- Condiciones de limpieza por vapor “Steam-Out”



- Terremoto (en las tuberías con fluido tipo M sí es necesario)
- Fuego (en las tuberías con fluido tipo M sí es necesario)

Los métodos más extendidos son el de la Presión Equivalente y el del ASME Sección VIII. La evaluación de uniones bridadas de tubería por cualquiera de estos dos métodos requiere el conocimiento de los conceptos y nomenclatura empleados, algunos de los cuales son explicados a continuación.

a) Método de la Presión Equivalente

Tradicionalmente, la verificación de uniones bridadas solicitadas bajo cargas de la propia tubería se ha estudiado mediante el método de la Presión Equivalente. No obstante, este método es demasiado conservador y actualmente se considera como alternativa al método de cálculo especificado en el código ASME VIII, Div.1, Apéndice 2, debido a la complejidad de desarrollo de este último.

A continuación definiremos los conceptos básicos dentro del Método de la Presión Equivalente:

- P_{total} : “Presión Total”, la cual será comprobada frente a los admisibles del código ANSI B16.5.
- P: Presión de Diseño del sistema
- P_{eq} : Presión Equivalente debida a cargas (fuerzas y momentos)
- F: Fuerza axial que la tubería ejerce sobre la brida
- G: Diámetro comprendido en el punto de aplicación de la fuerza de reacción sobre la junta (definido en ASME B&PVC, Sección VIII)
- M: Resultante de los Momentos Flectores ejercidos por la tubería sobre la brida

La verificación de uniones bridadas solicitadas bajo cargas de la propia tubería se hace convirtiendo estas cargas de la tubería en una Presión Equivalente, la cual es añadida a la propia Presión de Diseño del sistema. A continuación, la suma de la Presión de Diseño y la Presión Equivalente, previamente calculada, es comparada con la Presión Admisible a la temperatura correspondiente, especificada en el estándar ANSI B16.5 “Pipe Flanges and Flanged Fittings”.

Las cargas de la tubería son convertidas a Presión Equivalente aplicando la Fuerza y Momento de la tubería sobre un área equivalente de la junta y un módulo de la sección de la junta equivalente, de acuerdo a ASME VIII Div.3, NB, NC, ND; Nuclear Piping Code Par 1-704.5 (a), como se especifica a continuación:



$$P_{\text{total}} = P + P_{\text{eq}}$$

$$P_{\text{eq}} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot G^2} + \frac{16 \cdot M}{\pi \cdot G^3}$$

Las cargas externas aplicadas en la brida son aceptables siempre y cuando la presión total (la presión equivalente más la presión de diseño) sea menor que 1.5 veces la máxima presión permitida según la norma ASME B16.5.

Los datos requeridos para chequear las cargas sobre las bridas son la clase de presión nominal, el material de la brida, la temperatura de operación, el diámetro en el punto de aplicación de la reacción en la junta, la Fuerza Axial externa (F será igual a 0 si la junta está sometida a compresión debido a la expansión térmica) y Momento externo. La Temperatura y Presión de Operación en la unión bridada se consideran iguales a las de la tubería a la cual está adjunta.

Las fuerzas y momentos externos son calculadas por el software de cálculo de tuberías específico, CAESAR II en este caso, para cada caso de carga en el punto de la brida.

Este método es conocido por sus resultados extremadamente conservadores, indicando especialmente fallo en bridas en las cuales la Presión de Diseño está muy cerca de la Presión indicada en ANSI B16.5.

Sin embargo, este método se utiliza asiduamente debido a la carencia de métodos sencillos para la evaluación de fugas en bridas sometidas a cargas de tuberías.

b) Método del ASME Sec. VIII

Otra alternativa es desarrollar el análisis de las bridas de acuerdo a los requerimientos de la Sección VIII, Div.1 contemplado en el ASME VIII “Boiler and Pressure Vessel” Code. Sin embargo, el objetivo de estos cálculos es sólo asegurar que la brida no estará “sobretensionada” por las cargas de apriete en la junta, necesarias para asegurar la estanqueidad.

CAESAR II proporciona una herramienta que simplifica este análisis: un módulo de análisis de bridas accesible desde el submenú WRC 297, SIFS, FLANGES, el cual permite al usuario evaluar las fugas en bridas sometidas a cargas externas. Es un proceso de análisis más realista que desarrollar un análisis de Presión Equivalente. El

módulo de análisis de bridas también automatiza el ASME B&PVC Sección III, Div.1 para el cálculo tensional de bridas.

El modelo de fuga en bridas de CAESAR II asume que el usuario ya ha seleccionado a junta, tiene un diseño de brida, y ha analizado la flexibilidad del sistema de tuberías para computar las fuerzas y momentos ejercidos por la tubería sobre la brida.

Hay que tener en cuenta las limitaciones del programa:

- Por simplificación sólo considera cargas axiales y momentos flectores.
- Ignora corte y torsión
- No aplica a uniones “self-energizing”
- No aplica a juntas tipo anillo
- Las uniones de cara plana “full face” no se pueden modelar, ya que el modelo asume que la reacción en la unión se concentra en un punto del área de carga. Dicha simplificación también se asume en la norma ASME VIII

A continuación se describen de un modo gráfico los diferentes pasos que se deberán seguir para una correcta verificación de fuga en bridas por medio de CAESAR II:

- Una vez efectuado el correspondiente análisis de flexibilidad del sistema de tuberías en cuestión, se accede desde el menú principal al submenú Analysis – Flanges (ver Figura 4.10).

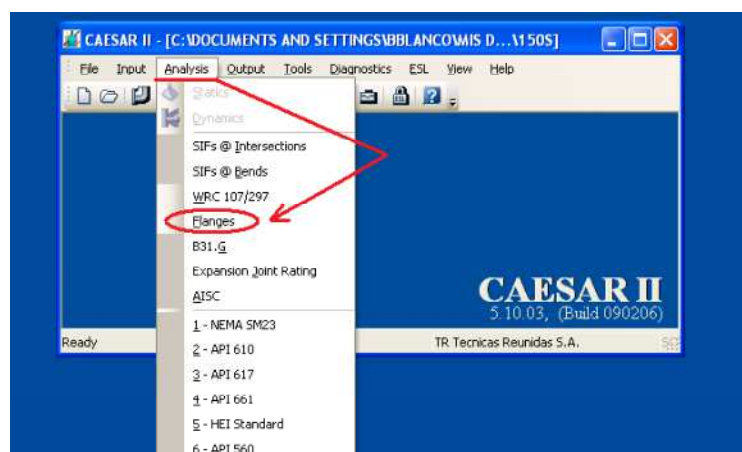


Figura 4. 10 Menú análisis de bridas ASME VIII

- A continuación, el software nos solicitará un nombre para el nuevo archivo de verificación de la brida que estamos a punto de implementar. A su vez, se deberá especificar la ruta en la que queremos guardar dicho cálculo, siendo recomendable

adjuntarlo al cálculo de flexibilidad principal del sistema en una subcarpeta habilitada para tal fin (ver Figura 4.11).

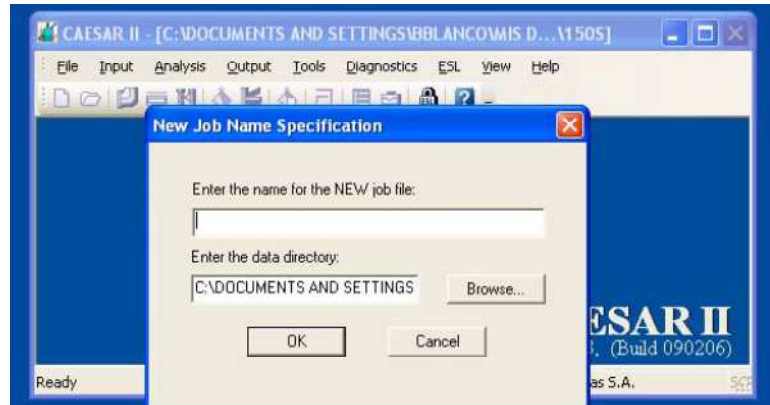


Figura 4.11 Menú nuevo trabajo ASME VIII

Una vez creado el nuevo archivo para la verificación de la brida en cuestión, nos encontraremos con una serie de pantallas en las cuales se define tanto la brida como junta y tornillos, en cuanto a dimensiones y materiales. Además, será necesario introducir las solicitaciones externas a las que está sometida la unión.

- La primera de las pestañas que nos encontramos es la correspondiente a Flange (ver Figura 4.12). En este paso definiremos el tipo de brida, así como su Rating y el resto de las variables estructurales que la definen. Esta información puede ser obtenida del código ASME B16.5 “Pipe Flanges and Flanged Fittings”, para diámetros comprendidos entre ½” y 24” o en ASME B16.47 “Large Diameter Steel Flanges”, para diámetros comprendidos entre 26” y 60”.

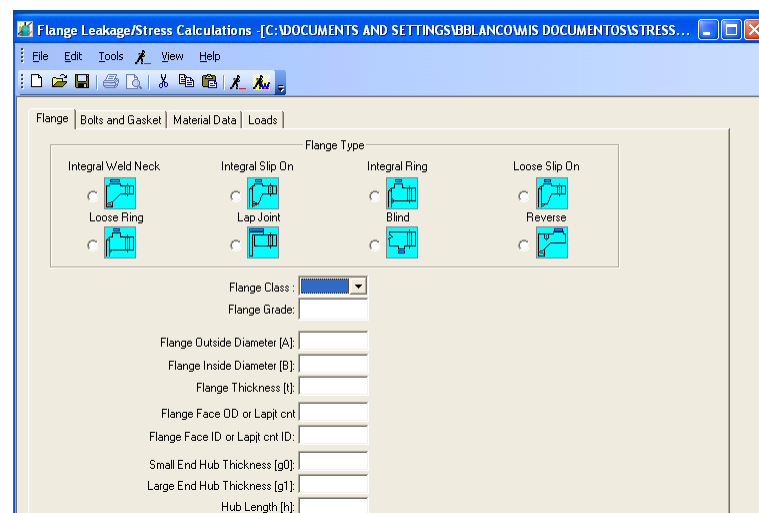


Figura 4.12 Datos de la brida ASME VIII

- A continuación nos encontramos con el input correspondiente a los tornillos y la junta de la unión bridada (Bolts and Gasket) (ver Figura 4.13). Podremos

encontrar todas estas variables tanto en los códigos ASME B16.5 y B16.47 anteriormente citados como en el ASME Boiler & Pressure Vessel Code, Section VIII Div.1. Uno de los parámetros que nos encontraremos en este paso será el factor de junta m . Al final de este documento se adjunta un anexo en el que se cita la importancia de este parámetro en la verificación de una unión bridada de tuberías, así como una tabla extraída del B&PVC, con sus distintos valores para cada tipo de material de la junta.

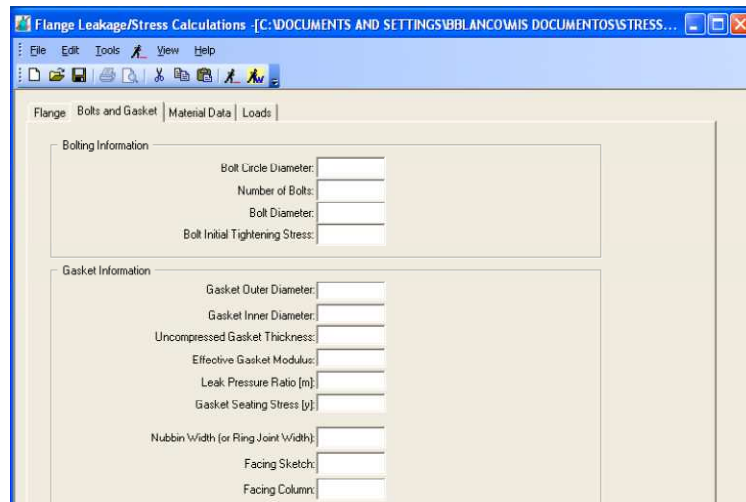


Figura 4. 13 Datos de pernos y junta ASME VIII

- En la siguiente pestaña del input deberemos introducir toda la información correspondiente a los materiales tanto de la brida como de los tornillos de la unión bridada (Material Data) (ver Figura 4.14). Los distintos admisibles de cada material tanto a temperatura ambiente como en el caso de temperatura de diseño se obtienen del código que aplique en cada proyecto en particular, por ejemplo ASME B31.3.

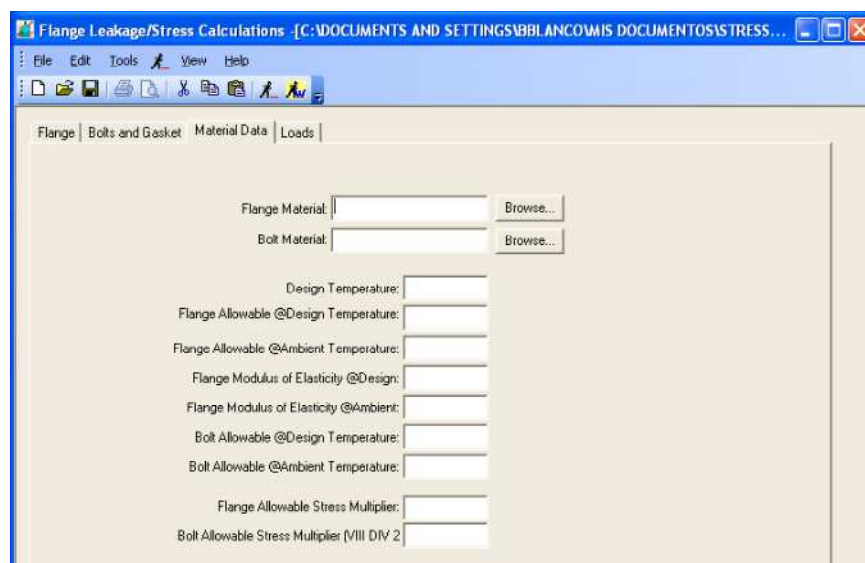


Figura 4. 14 Materiales ASME VIII

- Una vez finalizada la parametrización de la unión bridada, y para finalizar, se introducen las solicitaciones de Fuerza Axial y de Momento Flector a las que está sometida, así como su Presión de Diseño (Loads) (ver Figura 4.15). Estos datos pueden obtenerse directamente del output del archivo de CAESAR II para el sistema de flexibilidad de tuberías que estamos analizando.

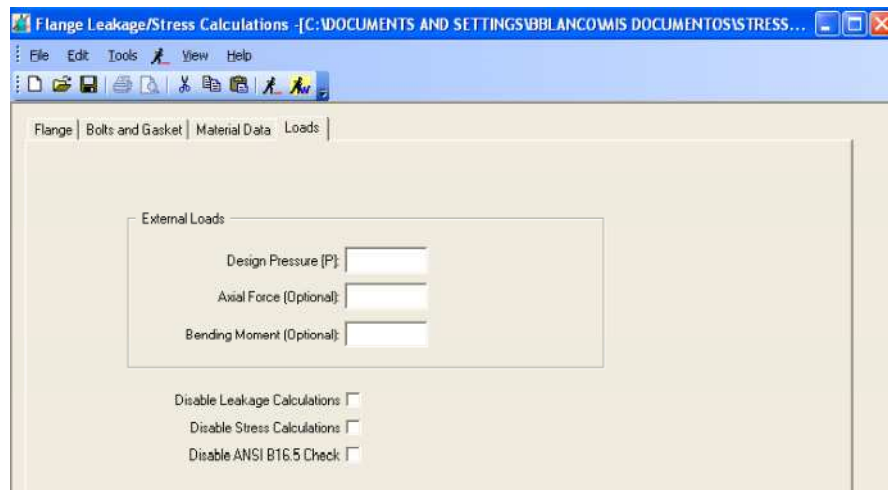


Figura 4.15 Datos de cargas ASME VIII

Como consideración general, si el usuario ignorase la definición o utilidad de alguno de los parámetros que aparecen en las distintas pestañas del cálculo, podría utilizar la ayuda de CAESAR II pulsando el comando F1, una vez colocado el puntero encima de dicho parámetro.

- Una vez definidas las distintas variables que conforman el input, se pasa a ejecutar el cálculo (ver Figura 4.16), el cual verificará la unión bridada y nos alertará en el caso de que exista problema tanto de fuga como de fallo de integridad de la unión.

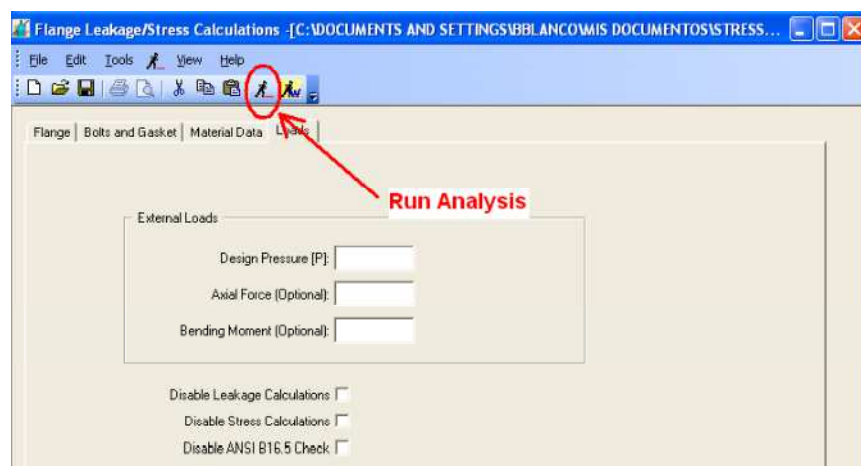


Figura 4.16 Ejecución del cálculo ASME VIII



Otros aspectos a considerar.

- Importancia del factor “m” de junta “Leak Pressure Ratio”

Los códigos ASME eliminan algunos de los condicionantes que envuelven a las fugas en bridas debido a la aparición del factor “m” de la junta. El factor “m” es el “leak pressure ratio”, el ratio entre la presión requerida sobre la junta para prevenir la fuga y la presión de la línea, multiplicado por un factor de seguridad. Estos valores son normalmente objeto de estudio de muchas organizaciones, pero los valores existentes en la actualidad han sido utilizados con un notable éxito a lo largo de la historia del diseño de tuberías.

El método de cálculo de fuga en bridas de CAESAR II parte de este factor “m” y depende directamente del mismo. Es recomendado que el usuario apunte hacia un factor “m” mayor que 1.0. Esto debería proporcionar un factor de seguridad mayor que 2.0, y es consecuente con otros factores de seguridad usados en cálculos tensionales de tuberías. Si el módulo de análisis de bridas estima un factor “m” menor que 1.0, entonces las cargas sobre la brida deberían probablemente ser reducidas.

Existe una gran variedad de bridas, caras de brida “facings” y juntas. Para el propósito del modelado de bridas, todos estos diferentes tipos fueron generalizados en un único modelo para fugas. Una vez que esta unificación fue implementada, las variables críticas que afectan a las fugas fueron mantenidas en el modelo analítico, y las variables innecesarias fueron eliminadas. Se determinó que la deformación del plato anular que da forma a la brida, en conjunto con la deformación de los tornillos y la junta, cuando estaban sujetos a momentos flectores, presión, y fuerzas axiales serían las variables críticas a ser evaluadas.

El modelado de la brida determina la Presión inicial sobre la junta debido al apriete de los tornillos, y la pérdida de presión sobre la junta debido a la presión de la línea y las fuerzas y momentos que actúan sobre la brida. Si la presión resultante sobre la junta (la inicial menos las pérdidas) excede el producto del factor “m” de la junta por la presión de la línea, entonces la brida es considerada como “segura”.

A continuación se adjunta una tabla extraída del ASME “Boiler Pressure and Vessel Code” Section VIII, Div.1 de la cual podremos extraer los distintos valores para el factor “m” en función del material de la junta que estamos verificando en nuestro cálculo (ver Tablas 4.6 y 4.7).

TABLE 2-5.1
GASKET MATERIALS AND CONTACT FACINGS¹
Gasket Factors m for Operating Conditions and Minimum Design Seating Stress y
















Gasket Material	Gasket Factor m	Min. Design Seating Stress y , psi (MPa)	Sketches	Facing Sketch and Column in Table 2-5.2
Self-energizing types (o rings, metallic, elastomer, other gasket types considered as self-sealing)	0	0 (0)
Elastomers without fabric or high percent of asbestos fiber: Below 75A Shore Durometer	0.50	0 (0)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II
75A or higher Shore Durometer	1.00	200 (1.4)		
Asbestos with suitable binder for operating conditions: $\frac{1}{8}$ in. (3.2 mm) thick	2.00	1,600 (11)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II
$\frac{1}{16}$ in. (1.6 mm) thick	2.75	3,700 (26)		
$\frac{1}{32}$ in. (0.8 mm) thick	3.50	6,500 (45)		
Elastomers with cotton fabric insertion	1.25	400 (2.8)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II
Elastomers with asbestos fabric insertion (with or without wire reinforcement):				
3-ply	2.25	2,200 (15)		
2-ply	2.50	2,900 (20)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II
1-ply	2.75	3,700 (26)		
Vegetable fiber	1.75	1,100 (7.6)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II
Spiral-wound metal, asbestos filled: Carbon	2.50	10,000 (69)		(1a),(1b); Column II
Stainless, Monel, and nickel-base alloys	3.00	10,000 (69)		
Corrugated metal, asbestos inserted, or corrugated metal, jacketed asbestos filled:				
Soft aluminum	2.50	2,900 (20)		(1a),(1b); Column II
Soft copper or brass	2.75	3,700 (26)		
Iron or soft steel	3.00	4,500 (31)		
Monel or 4%–6% chrome	3.25	5,500 (38)		
Stainless steels and nickel-base alloys	3.50	6,500 (45)		

Tabla 4. 6 Material de la junta ASME VIII

TABLE 2-5.1
GASKET MATERIALS AND CONTACT FACINGS¹ (CONT'D)
Gasket Factors *m* for Operating Conditions and Minimum Design Seating Stress *y*

Gasket Material	Gasket Factor <i>m</i>	Min. Design Seating Stress <i>y</i> , psi (MPa)	Sketches	Facing Sketch and Column in Table 2-5.2
Corrugated metal:				(1a),(1b),(1c),(1d); Column II
Soft aluminum	2.75	3,700 (26)		
Soft copper or brass	3.00	4,500 (31)		
Iron or soft steel	3.25	5,500 (38)		
Monel or 4%-6% chrome	3.50	6,500 (45)		
Stainless steels and nickel-base alloys	3.75	7,600 (52)		
Flat metal, jacketed asbestos filled:				(1a),(1b),(1c), ² (1d) ² ;(2) ² ; Column II
Soft aluminum	3.25	5,500 (38)		
Soft copper or brass	3.50	6,500 (45)		
Iron or soft steel	3.75	7,600 (52)		
Monel	3.50	8,000 (55)		
4%-6% chrome	3.75	9,000 (62)		
Stainless steels and nickel-base alloys	3.75	9,000 (62)		
Grooved metal:				(1a),(1b),(1c),(1d), (2),(3); Column II
Soft aluminum	3.25	5,500 (38)		
Soft copper or brass	3.50	6,500 (45)		
Iron or soft metal	3.75	7,600 (52)		
Monel or 4%-6% chrome	3.75	9,000 (62)		
Stainless steels and nickel-base alloys	4.25	10,100 (70)		
Solid flat metal:				(1a),(1b),(1c),(1d), (2),(3),(4),(5); Column I
Soft aluminum	4.00	8,800 (61)		
Soft copper or brass	4.75	13,000 (90)		
Iron or soft steel	5.50	18,000 (124)		
Monel or 4%-6% chrome	6.00	21,800 (150)		
Stainless steels and nickel-base alloys	6.50	26,000 (180)		
Ring joint:				(6); Column I
Iron or soft steel	5.50	18,000 (124)		
Monel or 4%-6% chrome	6.00	21,800 (150)		
Stainless steels and nickel-base alloys	6.50	26,000 (180)		

NOTES:

(1) This Table gives a list of many commonly used gasket materials and contact facings with suggested design values of *m* and *y* that have generally proved satisfactory in actual service when using effective gasket seating width *b* given in Table 2-5.2. The design values and other details given in this Table are suggested only and are not mandatory.

(2) The surface of a gasket having a lap should not be against the nubbin.

Tabla 4. 7 Material de la junta ASME VIII (continuación)

- Selección de juntas

Existe una gran variedad de diseño de juntas que podría ser especificado para los diversos tipos de proyectos que se llevan a cabo en la industria actual. La selección de la junta debería siempre ser consecuente con el tipo de acabado de la cara de brida especificado. A su vez, la combinación acabado de brida / junta elegido debería ser consecuente con la práctica de la industria y con los estándares del cliente para un proyecto específico.

Una de las juntas más populares es la tipo “Spiral Wound Metal” provista de un material de relleno, como por ejemplo teflón, entre las espiras. El tipo de material tanto para las espiras como para el relleno debe de ser especificado para cumplir con los requerimientos químicos del fluido que contiene la tubería. Además, anillos metálicos podrían ser especificados tanto en la parte interior como exterior de la porción de espira



enrollada de la junta. Normalmente, este anillo es especificado en la parte exterior para prevenir el reventón de la junta, aunque también actúan para centrar la junta usando los tornillos de la brida como guía.

- Técnicas de apriete de pernos en uniones

Existe una gran variedad de técnicas de apriete en uniones bridadas de tubería. Esta guía de cálculo, para la mayoría de las aplicaciones, recomienda un par de apriete manual con herramienta para la mayoría de las aplicaciones (aplicaciones con temperatura de diseño menor de 232°C (450°F)). Sin embargo, deberán asegurarse los siguientes puntos para obtener un pretensado correcto de los pernos.

- i. Instalar todos los pernos después de que la junta haya sido presentada y de que la junta haya sido acondicionada correctamente, siempre estando seguros de que esté libre de suciedad y polvo y adecuadamente lubricada con una densa mezcla de grafito y aceite.
- ii. Realizar un apriete inicial de las tuercas con los dedos.
- iii. Llevar a cabo el apriete requerido de los pernos en un mínimo de 4 pasos de acuerdo al ajuste recomendado en la representación gráfica adjunta al final de este capítulo.

Nota: asegurarse de que no más del 30% de la tensión en los pernos es obtenida en este paso inicial.

Para aplicaciones por encima de los 232°C (450°F), medir y especificar la elongación de los pernos para determinar el correcto pretensado en el apriete. La medición de dicha elongación se lleva a cabo por medio de dispositivos de medida ultrasónicos de elevada precisión.

Se deberá determinar el par de apriete adecuado de los pernos siguiendo las normas incluidas en ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII. A su vez, Flexitallic's Bulletin 171 contiene información para determinar el par de apriete adecuado para juntas tipo "spiral wound".

Para aplicaciones críticas, se utilizan dispositivos hidráulicos de apriete que puedan realizar el apriete de la mitad de los pernos simultáneamente. El par de apriete puede ser regulado por medio de la presión hidráulica. Los dispositivos ultrasónicos (que pueden ser usados conjuntamente con los hidráulicos) pueden ser usados para medir la elongación de los pernos de forma precisa. De esta forma, el pretensado puede ser determinado de forma exacta.

Finalmente se adjunta una representación gráfica de la secuencia de atornillado en función del número de pernos de la unión (ver Figuras 4.17 y 4.18).

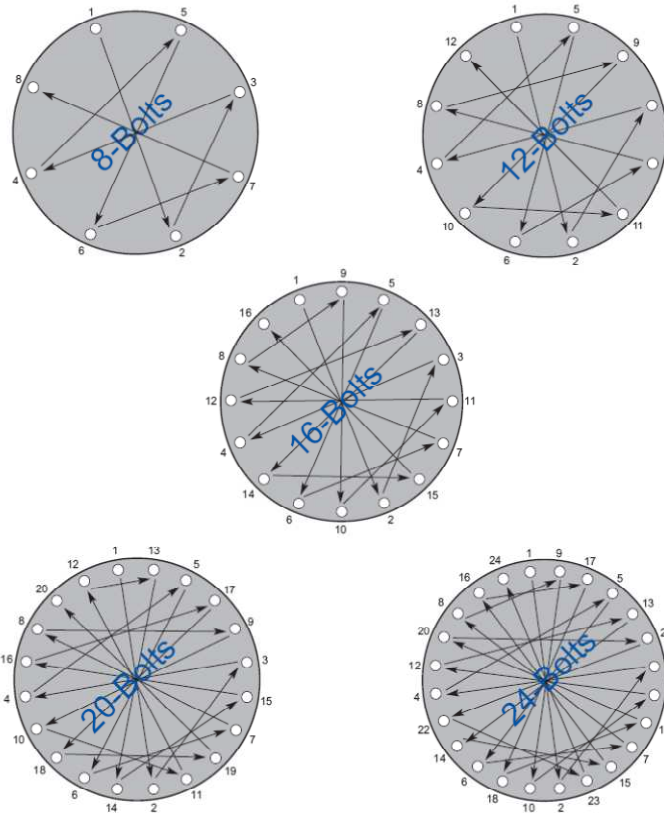


Figura 4. 17 Representación de la secuencia de atornillado (8-24 pernos)

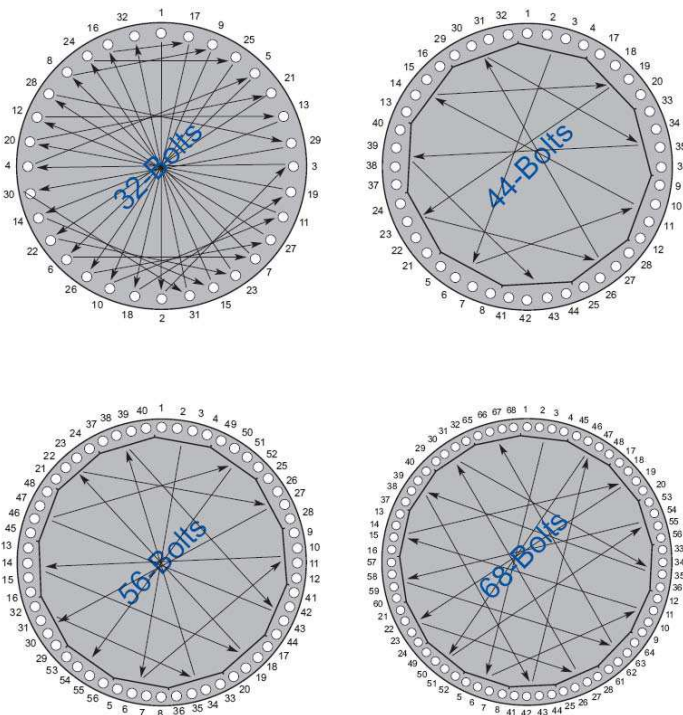


Figura 4. 18 Representación de la secuencia de atornillado (32-68 pernos)

c) Ejemplo de cálculo mediante el método ASME Sec. VIII

Para realizar un estudio de fugas en brida con CAESAR II se debe abrir el CAESAR II → Analysis → Flanges (ver Figura 4.19).

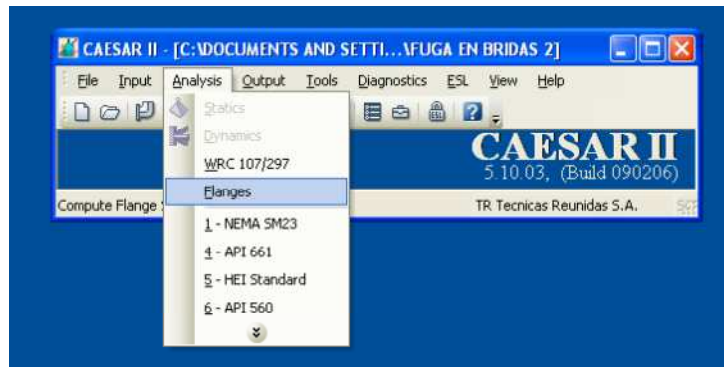


Figura 4.19 Menú análisis de bridas ASME VIII

A continuación introducir el nombre del nuevo trabajo y su ubicación (ver Figura 4.20).

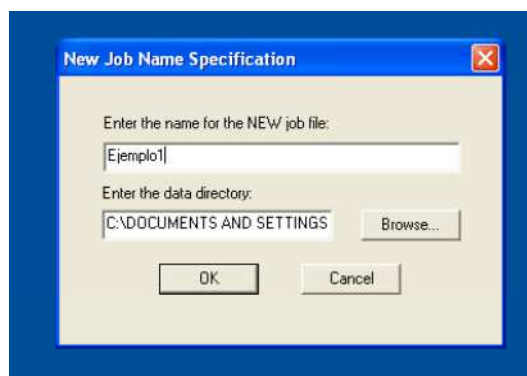


Figura 4.20 Menú nuevo trabajo ASME VIII

En este primer menú seleccionaremos los datos referentes a la brida (ver Figura 4.21).

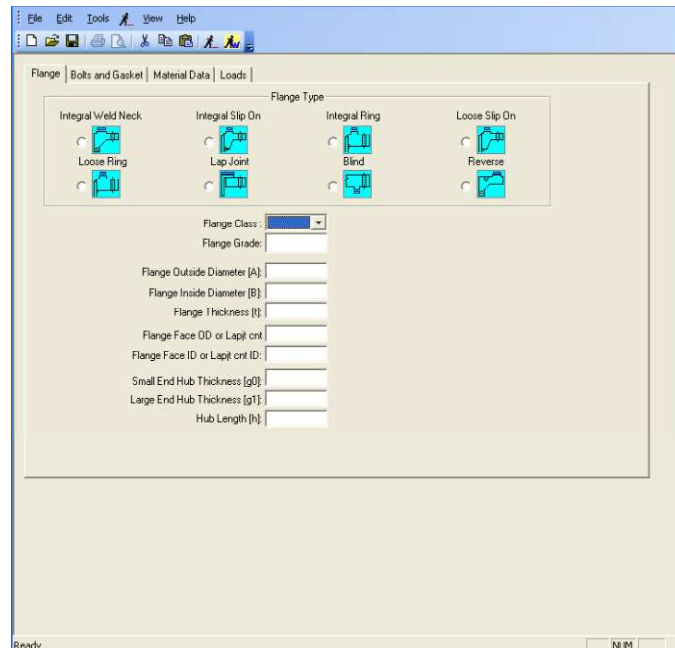


Figura 4. 21 Datos de la brida ASME VIII

Vamos a suponer una brida de 16” Rating 300 de Acero al carbono A105. Temperatura de diseño: 25 °C.

Lo primero se selecciona el tipo. A continuación el rating (Flange Class). Dentro de “Flange Grade” hay que ver qué material tenemos para identificarlo en la norma B16.5 Tabla 1A “Lista de especificación de materiales”. Así pues, si tenemos un acero al carbono A105 o similar seleccionaremos el valor 1.1 como se desprende de la Tabla 4.8.

ASME B16.5-2009

Table 1A List of Material Specifications

Material Group	Nominal Designation	Pressure-Temperature Rating Table	Applicable ASTM Specifications [Note (1)]		
			Forgings	Castings	Plates
1.1	C-Si	2-1.1	A 105	A 216 Gr. WCB	A 515 Gr. 70
	C-Mn-Si	2-1.1	A 350 Gr. LF2	...	A 516 Gr. 70
	C-Mn-Si	2-1.1	A 537 Cl. 1
	C-Mn-Si-V	2-1.1	A 350 Gr. LF6 Cl. 1
	3½ Ni	2-1.1	A 350 Gr. LF3

Tabla 4. 8 Material de la brida ASME B16.5

En Flange Outside Diameter (A) presionaremos Ctrl+F y rellenaremos los datos iniciales para que se completen las medidas según la norma B16.5 (ver Figura 4.22). Si la brida no fuera Weld Neck habría que acudir a la norma o al fabricante para determinar las medidas.

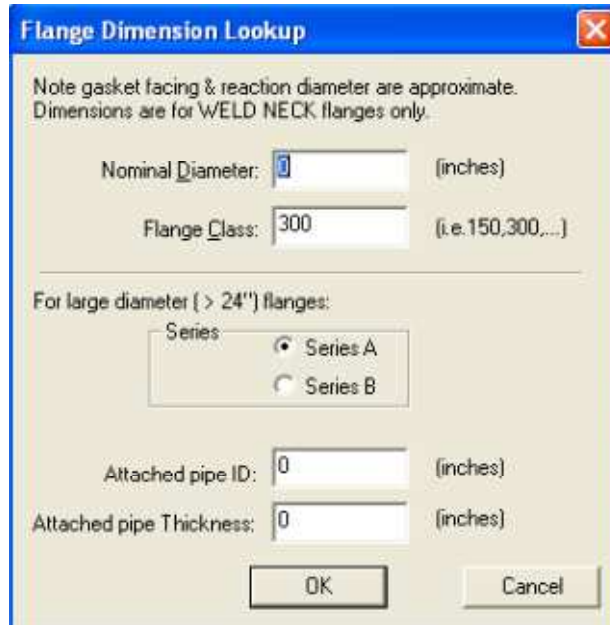


Figura 4. 22 Utilidad para dimensiones de brida ASME VIII

Por último sólo queda introducir los datos de la cara resaltada, su diámetro externo (OD) y su diámetro interno (ID). Por regla general el ID coincide con el ID de la tubería. El OD se obtiene de la norma (Dimensión “X”) (ver Tablas 4.9 y 4.10).

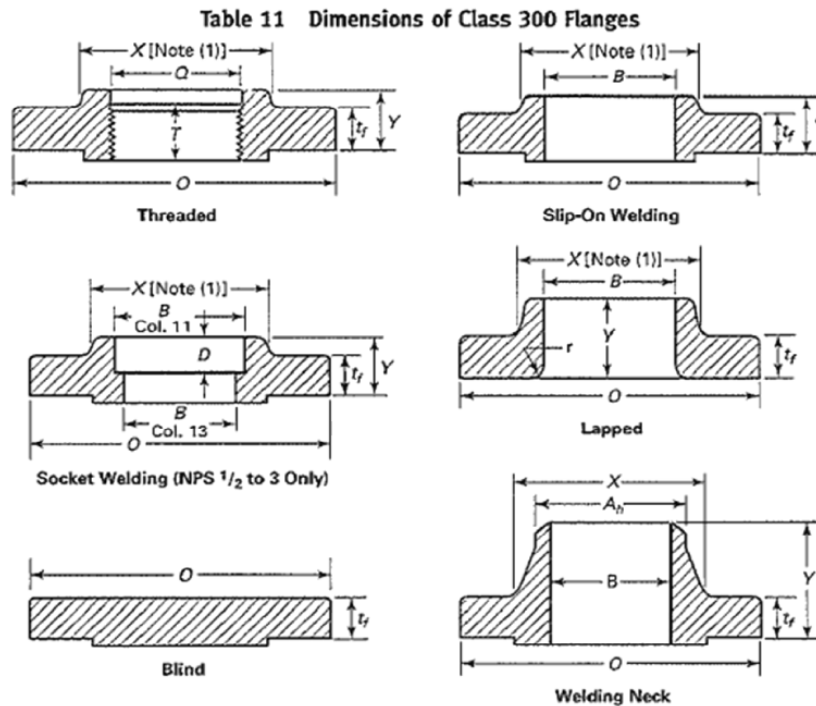


Tabla 4. 9 Dimensiones de bridas Clase 300 ASME VIII

Table 11 Dimensions of Class 300 Flanges (Cont'd)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Nominal Pipe Size, NPS	Outside Diameter of Flange, O	Minimum Thickness of Flange, t_f [Notes (2), (3)]	Minimum Thickness Lap Joint, t_l	Diameter of Hub, X	Hub Diameter Beginning of Chamfer Welding, A_1 [Note (4)]	Length Through Hub			Minimum Thread Length Threaded, T [Note (5)]	Bore			Corner Radius of Bore of Lapped Flange and Pipe, r	Minimum Counter-bore Threaded Flange, Q	Depth of Socket, D
						Threaded/ Slip-On/ Socket Welding, Y	Lapped, Y	Welding Neck, Y		Minimum Slip-On/ Socket Welding, B	Minimum Lapped, B	Welding Neck/ Socket Welding, B [Note (6)]			
1/2	95	12.7	14.3	38	21.3	21	22	51	16	22.2	22.9	15.8	3	23.6	10
3/4	115	14.3	15.9	48	26.7	24	25	56	16	27.7	28.2	20.9	3	29.0	11
1	125	15.9	17.5	54	33.4	25	27	60	18	34.5	34.9	26.6	3	35.8	13
1 1/4	135	17.5	19.1	64	42.2	25	27	64	21	43.2	43.7	35.1	5	44.4	14
1 1/2	155	19.1	20.7	70	48.3	29	30	67	23	49.5	50.0	40.9	6	50.3	16
2	165	20.7	22.3	84	60.3	32	33	68	29	61.9	62.5	52.5	8	63.5	17
2 1/2	190	23.9	25.4	100	73.0	37	38	75	32	74.6	75.4	62.7	8	76.2	19
3	210	27.0	28.6	117	88.9	41	43	78	32	90.7	91.4	77.9	10	92.2	21
3 1/2	230	28.6	30.2	133	101.6	43	44	79	37	103.4	104.1	90.1	10	104.9	...
4	255	30.2	31.8	146	114.3	46	48	84	37	116.1	116.8	102.3	11	117.6	...
5	280	33.4	35.0	178	141.3	49	51	97	43	143.8	144.4	128.2	11	144.4	...
6	320	35.0	36.6	206	168.3	51	52	97	47	170.7	171.4	154.1	13	171.4	...
8	380	39.7	41.3	260	219.1	60	62	110	51	221.5	222.2	202.7	13	222.2	...
10	445	46.1	47.7	321	273.0	65	95	116	56	276.2	277.4	254.6	13	276.2	...
12	520	49.3	50.8	375	323.8	71	102	129	61	327.0	328.2	304.8	13	328.6	...
14	585	52.4	54.0	425	355.6	75	111	141	64	359.2	360.2	Note (7)	13	360.4	...
16	650	55.6	57.2	483	406.4	81	121	144	69	410.5	411.2	Note (7)	13	411.2	...
18	710	58.8	60.4	533	457.0	87	130	157	70	461.8	462.3	Note (7)	13	462.0	...
20	775	62.0	63.5	587	508.0	94	140	160	74	513.1	514.4	Note (7)	13	512.8	...
24	915	68.3	69.9	702	610.0	105	152	167	83	616.0	616.0	Note (7)	13	614.4	...

Tabla 4. 10 Dimensiones de bridas Clase 300 ASME VIII (continuación)

Esta primera pestaña debería quedar como en la Figura 4.23:

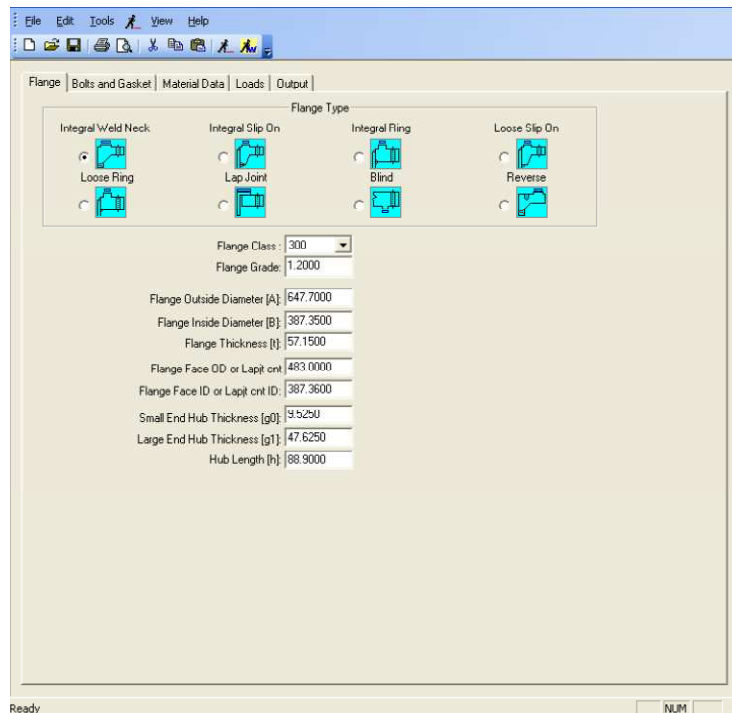


Figura 4. 23 Datos de la brida ASME VIII (valores rellenos)

Nota: en flange face ID se ha tenido que aumentar ligeramente su valor (0.01 mm) porque el programa daba error por redondeos.

Ante cualquier duda en alguna casilla, presionar F1 con dicha casilla seleccionada para una breve explicación.

La segunda pestaña aparecerá como en la Figura 4.24:

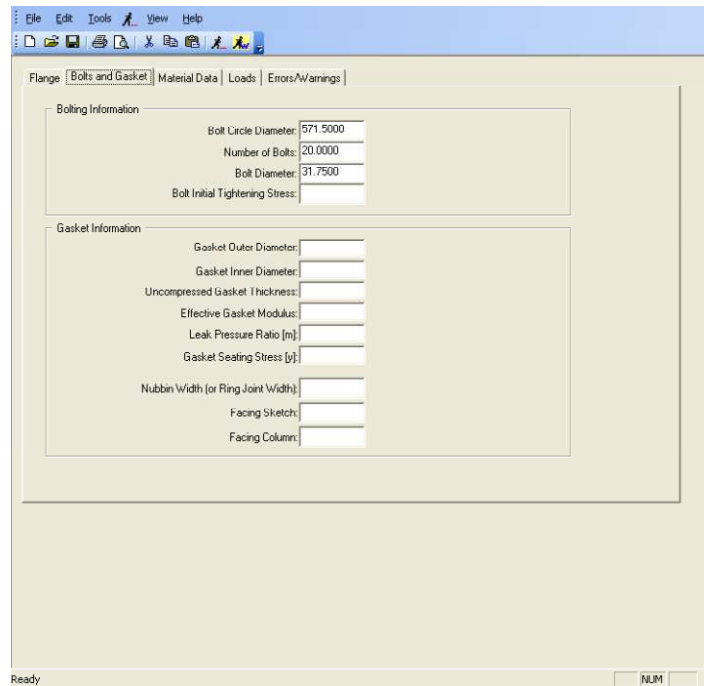


Figura 4. 24 Datos de pernos y junta ASME VIII

Al tener ya seleccionado el diámetro y rating de la tubería los datos referentes a los pernos se rellenan automáticamente. En “Bolt Initial Tightening Stress” o esfuerzo inicial de apriete de los pernos introduciremos 172000 kPa si la junta es NPS ½”, NPS ¾” o NPS 1”, y 207000 kPa en el resto de los casos. Estos esfuerzos se encuentran en la norma B16.20 y son los necesarios para comprimir la junta hasta los 3.30 ± 0.13 mm.

Los diámetros internos y externos de las juntas se toman de la tabla 9 de la norma B16.20, el espesor de la junta sin comprimir son 4.45 mm como se muestra en el grafico adjunto (ver Tablas 4.11 y 4.12).

Table 9 Dimensions for Spiral-Wound Gaskets Used With ASME B16.5 Flanges

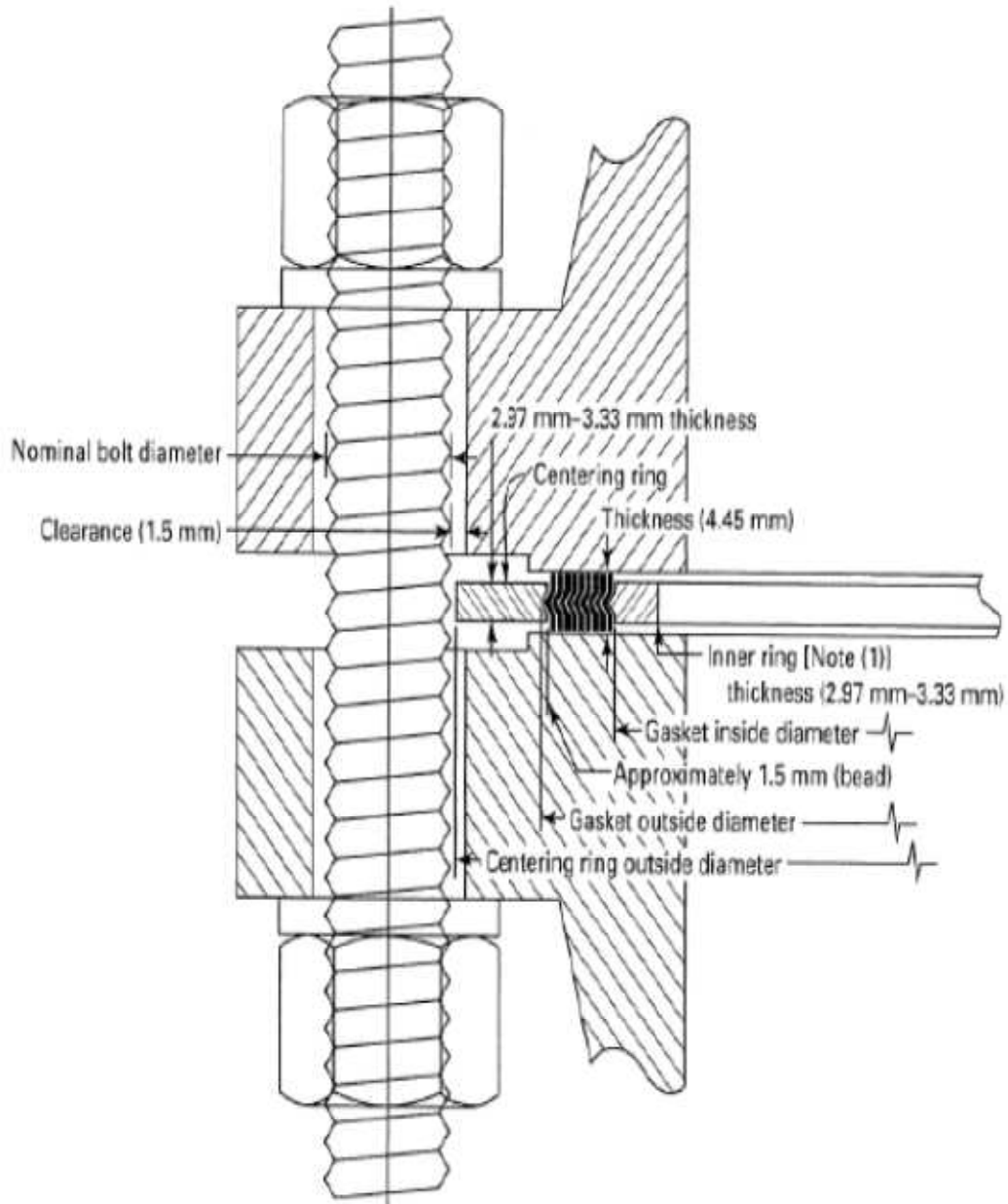


Tabla 4. 11 Dimensiones para juntas "Spiral Wound" con bridas ASME B16.5



Table 9 Dimensions for Spiral-Wound Gaskets Used With ASME B16.5 Flanges (Cont'd)

Flange Size (NPS)	Outside Diameter of Gasket (Note (1))		Inside Diameter of Gasket by Class (Notes (2), (3))					Outside Diameter of Centering Ring by Class (Note (4))								
	Classes		Classes					Classes								
	150, 300, 400, 600	900, 1500, 2500	150	300	400 (5)	600	900 (5)	1500	2500 (5)	150	300	400 (5)	600	900 (5)	1500	2500 (5)
1/4	31.8	31.8	19.1	19.1	...	19.1	...	19.1	19.1	47.8	54.1	...	54.1	...	63.5	69.9
3/4	39.6	39.6	25.4	25.4	...	25.4	...	25.4	25.4	57.2	66.8	...	66.8	...	69.9	76.2
1	47.8	47.8	31.8	31.8	...	31.8	...	31.8	31.8	64.8	73.2	...	73.2	...	79.5	85.9
1 1/4	60.5	60.5	47.8	47.8	...	47.8	...	39.6	39.6	76.2	82.6	...	82.6	...	88.9	104.9
1 1/2	69.9	69.9	54.1	54.1	...	54.1	...	47.8	47.8	85.9	95.3	...	95.3	...	98.6	117.6
2	85.9	85.9	69.9	69.9	...	69.9	...	58.7	58.7	104.9	111.3	...	111.3	...	143.0	146.1
2 1/2	98.6	98.6	82.6	82.6	...	82.6	...	69.9	69.9	124.0	130.3	...	130.3	...	165.1	168.4
3	120.7	120.7	101.6	101.6	...	101.6	95.3	92.2	92.2	136.7	149.4	...	149.4	168.4	174.8	196.9
4	149.4	149.4	127.0	127.0	120.7	120.7	120.7	117.6	117.6	174.8	181.1	177.8	193.8	206.5	209.6	235.0
5	177.8	177.8	155.7	155.7	147.6	147.6	147.6	143.0	143.0	196.9	215.9	212.9	241.3	247.7	254.0	279.4
6	209.6	209.6	182.6	182.6	174.8	174.8	174.8	171.5	171.5	222.3	251.0	247.7	266.7	289.1	282.7	317.5
8	263.7	257.3	233.4	233.4	225.6	225.6	222.3	215.9	215.9	279.4	308.1	304.8	320.8	358.9	352.6	387.4
10	317.5	311.2	287.3	287.3	274.6	274.6	276.4	266.7	270.0	339.9	362.0	358.9	400.1	435.1	435.1	476.3
12	374.7	368.3	339.9	339.9	327.2	327.2	323.9	323.9	317.5	409.7	422.4	419.1	457.2	498.6	520.7	549.4
14	406.4	400.1	371.6	371.6	362.0	362.0	355.6	362.0	...	450.9	485.9	482.6	492.3	520.7	577.9	...
16	463.6	457.2	422.4	422.4	412.8	412.8	412.8	406.4	...	514.4	539.8	536.7	565.2	574.8	641.4	...
18	527.1	520.7	474.7	474.7	469.9	469.9	463.6	463.6	...	549.4	596.9	593.9	612.9	638.3	704.9	...
20	577.9	571.5	525.5	525.5	520.7	520.7	514.4	514.4	...	606.6	654.1	647.7	682.8	698.5	755.7	...
24	685.8	679.5	628.7	628.7	628.7	628.7	628.7	616.0	...	717.6	774.7	768.4	790.7	838.2	901.7	...

Tabla 4. 12 Dimensiones para juntas "Spiral Wound" con bridas ASME B16.5 (continuación)

Módulo efectivo: introducir el modulo de elasticidad de la junta. Presionando F1 nos muestra un intervalo en el que suelen estar dichos módulos.

Leak Pressure (m) y Gasket Seating Stress (y): se obtienen igualmente con el menú de ayuda (F1). Dependiendo del tipo de junta se selecciona un valor u otro.

Nubbing width: se define como la longitud de junta que se encuentra en contacto con la brida (Radio externo de la cara resaltada – Radio interno de la junta).

Facing sketch: acabado de la cara interna de la brida. Con F1 se selecciona el valor.

Facing Column: material de la junta. Con F1 se selecciona el valor.

La segunda pestaña quedará como en la Figura 4.25.

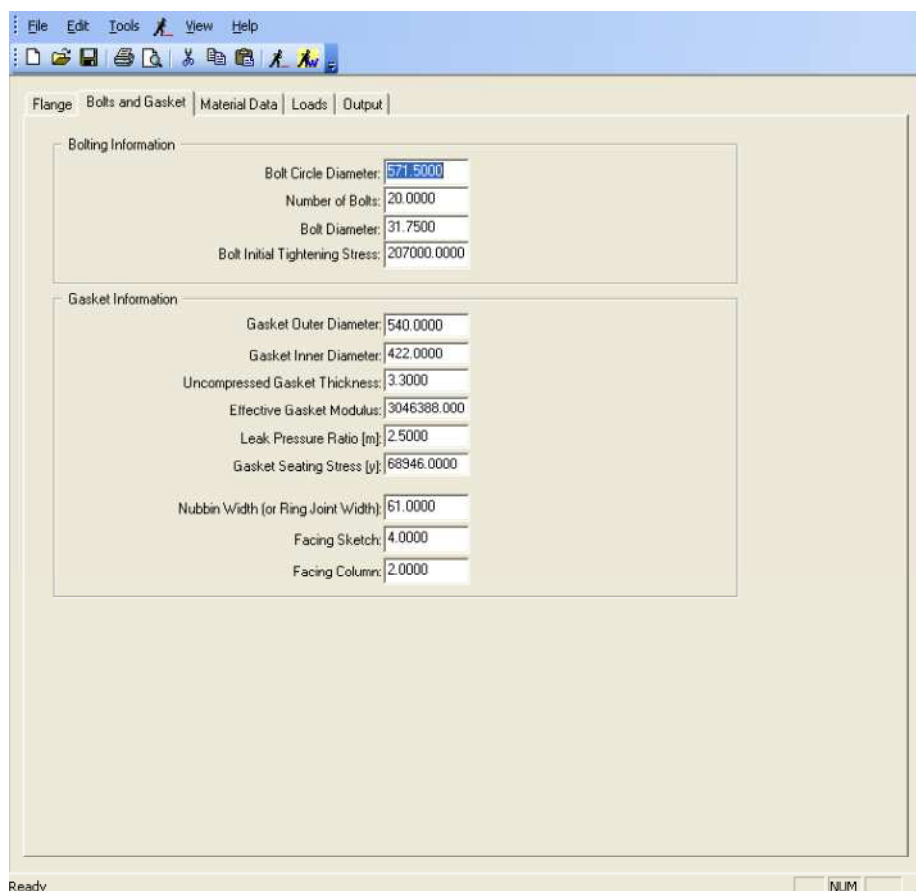


Figura 4. 25 Datos de pernos y junta ASME VIII (valores rellenos)

La tercera pestaña corresponde a los materiales de la brida (ver Figura 4.26):

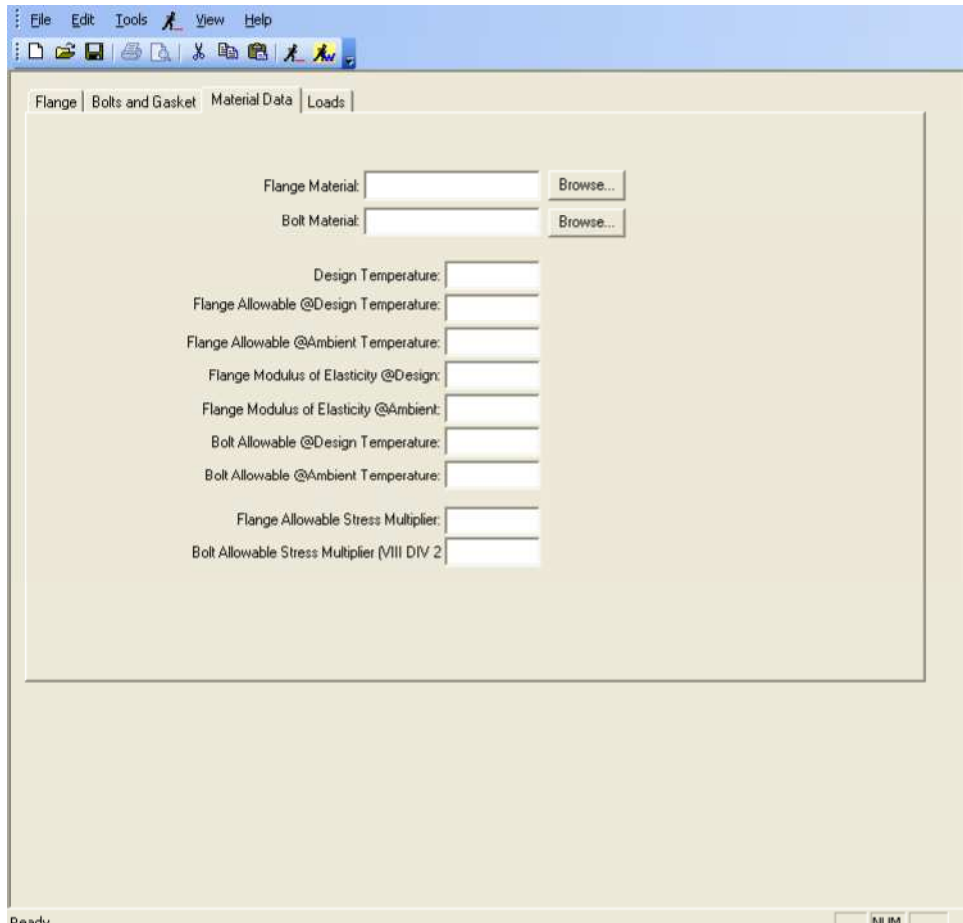


Figura 4. 26 Materiales ASME VIII

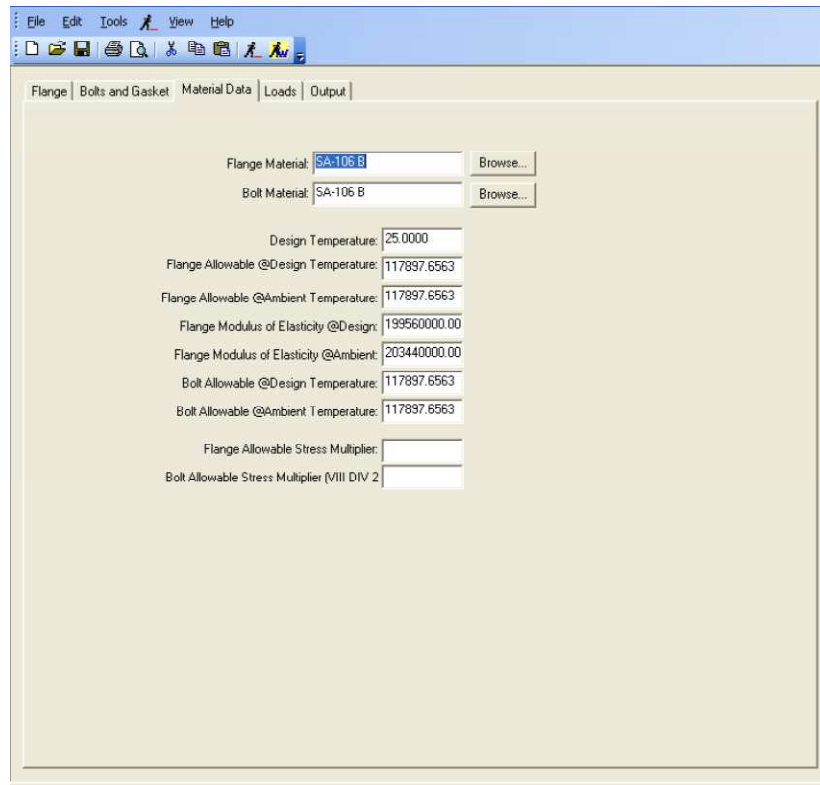
Lo primero es determinar los materiales correspondientes a la brida y de los pernos.

Design temperature: es la temperatura de diseño de la línea.

Flange/bolt allowable at design/ambient temperature: son los valores admisibles de brida/perno a temperatura de diseño/ambiente y se rellenan automáticamente al seleccionar el material y la temperatura de diseño.

Flange Modulus of Elasticity at design/ambient temperature: es el módulo de elasticidad de la brida a temperatura de diseño/ambiente. Para calcular estos valores lo más cómodo es abrir un nuevo proyecto de CAESAR II y seleccionar el material de la brida con sus correspondientes temperaturas.

Los dos últimos campos corresponden a unos factores multiplicativos que, dependiendo del sistema a estudiar, se podrán usar o no (ver Figura 4.27).



Flange Material:	SA-106 B	Browse...
Bolt Material:	SA-106 B	Browse...
Design Temperature:	25.0000	
Flange Allowable @Design Temperature:	117897.6563	
Flange Allowable @Ambient Temperature:	117897.6563	
Flange Modulus of Elasticity @Design:	199560000.00	
Flange Modulus of Elasticity @Ambient:	203440000.00	
Bolt Allowable @Design Temperature:	117897.6563	
Bolt Allowable @Ambient Temperature:	117897.6563	
Flange Allowable Stress Multiplier:		
Bolt Allowable Stress Multiplier (VIII DIV 2):		

Figura 4. 27 Materiales ASME VIII (valores rellenados)

Por último en la cuarta pestaña se introducen los valores de presión de diseño y las posibles fuerzas axiales y/o resultantes de los momentos flectores sobre la brida. En nuestro caso tomamos 80 bars con la intención de obtener fuga en brida (ver Figura 4.28).

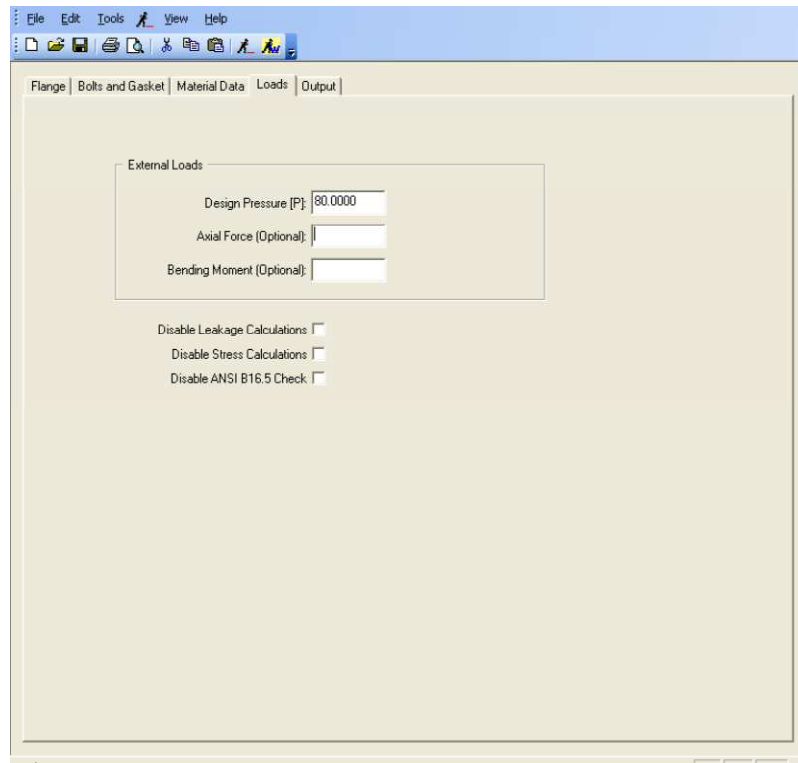


Figura 4. 28 Datos de cargas ASME VIII

Si queremos obtener la salida de datos en Word presionamos el botón más a la derecha, y si sólo queremos visualizar los resultados en pantalla presionamos el penúltimo botón.

La salida de resultados obtenida se muestra en las siguientes páginas.



Ingeniería Técnica Industrial Mecánica

FLANGE LEAKAGE/STRESS CALCULATIONS

Flange Inside Diameter [B] (User to verify)	(mm.)	387.350
Flange Thickness [t].....	(mm.)	57.150
Flange Rating (Optional)		300.000
Bolt Circle Diameter	(mm.)	571.500
Number of Bolts		20.000
Bolt Diameter	(mm.)	31.750
Bolt Initial Tightening Stress	(KPa)	207000.000
Uncompressed Gasket Thickness	(mm.)	3.300
Grade of Attached B16_5 ANSI Flange.....		1.200
Leak Pressure Ratio [m]		2.500
Effective Gasket Modulus	(KPa)	3046388.000
Externally Applied Moment	(optional)(N.m.)	0
Externally Applied Force	(optional)(N.)	0
Pressure [P].....	(bars)	80.000
Disable Stress Calculations (Y/N)		N
Flange Type (1-8, see ?-Help or Alt-P to plot)		1.000
Flange Outside Diameter [A].....	(mm.)	647.700
Design Temperature	C	25.000
Small End Hub Thickness [g0].....	(mm.)	9.525
Large End Hub Thickness [g1].....	(mm.)	47.625
Hub Length [h].....	(mm.)	88.900
Flange Allowable @Design Temperature	(KPa)	117897.656
Flange Allowable @Ambient Temperature	(KPa)	117897.656
Flange Modulus of Elasticity @Design	(KPa)	199560000.000
Flange Modulus of Elasticity @Ambient	(KPa)	203440000.000
Bolt Allowable @Design Temperature	(KPa)	117897.656
Bolt Allowable @Ambient Temperature	(KPa)	117897.656
Gasket Seating Stress [y]	(KPa)	68946.000
Flange Allowable Stress Multiplier		1.000
Bolt Allowable Stress Multiplier (VIII Div 2 4-141) ...		1.000
Disable Leakage Calculations (Y/N)		N
Disable ANSI B16.5 Checks (Y/N)		N
Flange Face OD or Lapjt Cnt OD.....	(mm.)	483.000
Flange Face ID or Lapjt Cnt ID.....	(mm.)	387.360
Gasket Outer Diameter	(mm.)	540.000
Gasket Inner Diameter	(mm.)	422.000
Nubbin Width	(mm.)	61.000
Facing Sketch		4.000
Facing Column		2.000



Ingeniería Técnica Industrial Mecánica

Flange Type: (Integral Weld Neck)

Effective gasket width parameters:

Effective gasket seating width, b.....(mm.) 12.0522
Diameter of gasket load reaction, G....(mm.) 458.8956

SAFETY FACTOR SUMMARY for the different Flange Models analyzed. (SAFETY FACTOR = Allowed/Actual)

Table with 2 columns: Description and SAFETY FACTOR. Rows include Flexibility/Gasket Compression Model (Leakage).. 1.96, ANSI B16.5/Equivalent Pressure (Stress)..... 0.65, ASME Model Operating (Stress)..... 0.70, ASME Model Seating (Stress)..... 1.03

FLANGE FLEXIBILITY MODEL -----

BOLTED FLANGE CHARACTERISTICS:

Initial Tightening Stress in the Bolt (Not the seating stress): 207000 KPa

Approximate Torque required to induce the above initial stress: 591 N.m.

GASKET COMPRESSION: COMPRESSION (mm.)

Table with 2 columns: Description and Value. Rows include After Initial Boltup (Ci)..... 0.1021751165, Loss-of due to Pressure (Cp)..... 0.0300970320, Loss-of due to Applied Moment (Cm).. 0.0000000000, Loss-of due to Applied Force (Cf)... 0.0000000000, Loss-of due to all loads (CL)..... 0.0300970320, Initial minus all Losses (Ci-CL).... 0.0720780864, For Leak-Proof Joint (Creq)..... 0.0433300063, Excess available (Ci-Creq) 0.0588451102

LEAKAGE SAFETY FACTOR: (If less than one then joint leakage is predicted.) (Allowed/Actual)

Table with 2 columns: Description and Value. Rows include Pressure Only (Ci-Creq)/Cp 1.96, Force Only (Ci-Creq)/Cf 99999.00, Moment Only (Ci-Creq)/Cm 99999.00, Pressure+Force+Moment (Ci-Creq)/CL 1.96



Ingeniería Técnica Industrial Mecánica

EQUIVALENT PRESSURE MODEL -----

Equivalent Pressure (bars) 80.00
 ANSI B16.5 Flange Allowable Pressure Rating . 51.71

STRESS SAFETY FACTOR: (If less than one then joint failure is predicted.) (Allowed/Actual)

ANSI B16.5/Equivalent Pressure 0.65

ASME SECT VIII DIV 1 STRESS MODEL -----

ACCORDING TO A05 APP 2-14, THE FOLLOWING RIGIDITY FACTORS SHOULD BE LESS THAN 1.0

ASME Rigidity Factor "J", Operating Case 0.4703
 ASME Rigidity Factor "J", Seating Case 0.3384

CALCULATED STRESSES (KPa)

	OPERATING	ALLOW	SEATING	ALLOW
	-----	-----	-----	-----
Longitudinal Hub ..	132030	176846	96836	176846
Radial Flange	156604	117898	114859	117898 *
Tangential Flange .	80318	117898	58908	117898
Maximum Average ...	144317	117898	105847	117898 *
Bolting	168361	117898	99937	117898 *

"*" Indicates Failure for an item.

STRESS SAFETY FACTOR: (If less than one then joint failure is predicted.) (Allowed/Actual)

	OPERATING	SEATING
	-----	-----
Longitudinal Hub	1.34	1.83
Radial Flange	0.75	1.03
Tangential Flange ...	1.47	2.00
Maximum Average	0.82	1.11
Bolting	0.70	1.18

Como se puede observar en este caso el sistema presentaría fugas en brida ya que la presión es excesiva (marcado en rojo en el Informe del CAESAR II). Aparte tenemos fallo de los elementos marcados con asterisco (en rojo también).

La presión máxima en el ejemplo es de 51.71 bars. Si lo bajamos a 30 bars el resultado es el siguiente:



Ingeniería Técnica Industrial Mecánica

FLANGE LEAKAGE/STRESS CALCULATIONS

Flange Inside Diameter [B] (User to verify)	(mm.)	387.350
Flange Thickness [t].....	(mm.)	57.150
Flange Rating (Optional)		300.000
Bolt Circle Diameter	(mm.)	571.500
Number of Bolts		20.000
Bolt Diameter	(mm.)	31.750
Bolt Initial Tightening Stress	(KPa)	207000.000
Uncompressed Gasket Thickness	(mm.)	3.300
Grade of Attached B16_5 ANSI Flange.....		1.200
Leak Pressure Ratio [m]		2.500
Effective Gasket Modulus	(KPa)	3046388.000
Externally Applied Moment	(optional)(N.m.)	0
Externally Applied Force	(optional)(N.)	0
Pressure [P].....	(bars)	30.000
Disable Stress Calculations (Y/N)		N
Flange Type (1-8, see ?-Help or Alt-P to plot)		1.000
Flange Outside Diameter [A].....	(mm.)	647.700
Design Temperature	C	25.000
Small End Hub Thickness [g0].....	(mm.)	9.525
Large End Hub Thickness [g1].....	(mm.)	47.625
Hub Length [h].....	(mm.)	88.900
Flange Allowable @Design Temperature	(KPa)	117897.656
Flange Allowable @Ambient Temperature	(KPa)	117897.656
Flange Modulus of Elasticity @Design	(KPa)	199560000.000
Flange Modulus of Elasticity @Ambient	(KPa)	203440000.000
Bolt Allowable @Design Temperature	(KPa)	117897.656
Bolt Allowable @Ambient Temperature	(KPa)	117897.656
Gasket Seating Stress [y]	(KPa)	68946.000
Flange Allowable Stress Multiplier		1.000
Bolt Allowable Stress Multiplier (VIII Div 2 4-141) ...		1.000
Disable Leakage Calculations (Y/N)		N
Disable ANSI B16.5 Checks (Y/N)		N
Flange Face OD or Lapjt Cnt OD.....	(mm.)	483.000
Flange Face ID or Lapjt Cnt ID.....	(mm.)	387.360
Gasket Outer Diameter	(mm.)	540.000
Gasket Inner Diameter	(mm.)	422.000
Nubbin Width	(mm.)	61.000
Facing Sketch		4.000
Facing Column		2.000



Ingeniería Técnica Industrial Mecánica

Flange Type: (Integral Weld Neck)

Effective gasket width parameters:

Effective gasket seating width, b.....(mm.) 12.0522
Diameter of gasket load reaction, G....(mm.) 458.8956

SAFETY FACTOR SUMMARY for the different Flange Models analyzed. (SAFETY FACTOR = Allowed/Actual)

Table with 2 columns: Description and SAFETY FACTOR. Rows include Flexibility/Gasket Compression Model (Leakage).. 7.61, ANSI B16.5/Equivalent Pressure (Stress)..... 1.72, ASME Model Operating (Stress)..... 1.87, ASME Model Seating (Stress)..... 1.18

FLANGE FLEXIBILITY MODEL -----

BOLTED FLANGE CHARACTERISTICS:

Initial Tightening Stress in the Bolt (Not the seating stress): 207000 KPa

Approximate Torque required to induce the above initial stress: 591 N.m.

Table with 2 columns: GASKET COMPRESSION: and COMPRESSION (mm.). Rows include After Initial Boltup (Ci)..... 0.1021751165, Loss-of due to Pressure (Cp)..... 0.0112863872, Loss-of due to Applied Moment (Cm).. 0.0000000000, Loss-of due to Applied Force (Cf)... 0.0000000000, Loss-of due to all loads (CL)..... 0.0112863872, Initial minus all Losses (Ci-CL).... 0.0908887312, For Leak-Proof Joint (Creq)..... 0.0162487514, Excess available (Ci-Creq) 0.0859263614

LEAKAGE SAFETY FACTOR: (If less than one then joint leakage is predicted.) (Allowed/Actual)

Table with 2 columns: Description and Value. Rows include Pressure Only (Ci-Creq)/Cp 7.61, Force Only (Ci-Creq)/Cf 99999.00, Moment Only (Ci-Creq)/Cm 99999.00, Pressure+Force+Moment (Ci-Creq)/CL 7.61



Ingeniería Técnica Industrial Mecánica

EQUIVALENT PRESSURE MODEL -----

Equivalent Pressure (bars) 30.00
 ANSI B16.5 Flange Allowable Pressure Rating . 51.71

STRESS SAFETY FACTOR: (If less than one then joint failure is predicted.) (Allowed/Actual)

ANSI B16.5/Equivalent Pressure 1.72

ASME SECT VIII DIV 1 STRESS MODEL -----

ACCORDING TO A05 APP 2-14, THE FOLLOWING RIGIDITY FACTORS SHOULD BE LESS THAN 1.0

ASME Rigidity Factor "J", Operating Case 0.1764
 ASME Rigidity Factor "J", Seating Case 0.2575

CALCULATED STRESSES (KPa)

	OPERATING	ALLOW	SEATING	ALLOW
	-----	-----	-----	-----
Longitudinal Hub ..	49511	176846	73689	176846
Radial Flange	58726	117898	87404	117898
Tangential Flange .	30119	117898	44827	117898
Maximum Average ...	54119	117898	80547	117898
Bolting	63135	117898	99937	117898

"*" Indicates Failure for an item.

STRESS SAFETY FACTOR: (If less than one then joint failure is predicted.) (Allowed/Actual)

	OPERATING	SEATING
	-----	-----
Longitudinal Hub	3.57	2.40
Radial Flange	2.01	1.35
Tangential Flange ...	3.91	2.63
Maximum Average	2.18	1.46
Bolting	1.87	1.18

Al disminuir la presión comprobamos que la brida ya no presenta fugas.



4.6. Equipos

El trabajo sobre los equipos, no solo consiste en dejar las cargas sobre sus toberas dentro de límites admisibles, sino también en extraer las condiciones de contorno que son precisamente los desplazamientos de dichas toberas, ya que las cargas obtenidas sobre ellas no tienen el mismo valor si no se consideran dichos desplazamientos.

Los límites admisibles están establecidos por las normas que rigen su fabricación, cualquier desviación por encima de esos límites, deberá ser notificada al fabricante, ya que es el único que puede dar validez a dichos valores y puede suministrar ciertas soluciones, como colocación de refuerzos.

Los equipos se dividen en tres grupos:

- Los equipos estáticos como: equipos a presión horizontales y verticales, intercambiadores de calor, filtros, aerorrefrigerantes “aircoolers”, mezcladores estáticos, tanques, etc.
- Los equipos rotativos como: bombas, compresores, turbinas, mezcladores centrífugos.
- Los equipos alternativos como: bombas y compresores.

A continuación enumeramos algunos de los equipos con que ha de trabajar el analista de flexibilidad.

4.6.1. Recipientes a presión

Los recipientes a presión se rigen generalmente por la norma ASME sección VIII Div. 1 ó 2.

Las cargas admisibles en estos equipos vienen dadas en los planos, de no estar en ellos deberán pedirse al fabricante a través de la disciplina de Calderería.

El analista puede hacer una simulación del WRC 107 para verificar alguna carga que esté fuera de los admisibles, pero es responsabilidad final del fabricante avalarlas.

4.6.2. Bombas centrífugas

Los límites de carga de las bombas centrífugas están regidos por la norma API 610 (ver apéndice F en anexo F). Al inicio del proyecto se puede pedir al fabricante a

través de la gente de equipos rotativos que, en lugar de que las bombas resistan hasta 2 veces el admisible de las Tablas, resistan hasta 4 veces en caso de que haya servicios muy calientes o de altas presiones. Esta petición se hace al inicio del proyecto para evitar sobrecostos al final por cambios en la estructuración de carcasas y cimentaciones.

En el estudio de bombas deberá tomarse en cuenta la situación de encendido y apagado de éstas.

Ej.: Se supone que la bomba A es la que está en operación y la bomba B parada, tal como se muestra en la Figura 4.29:

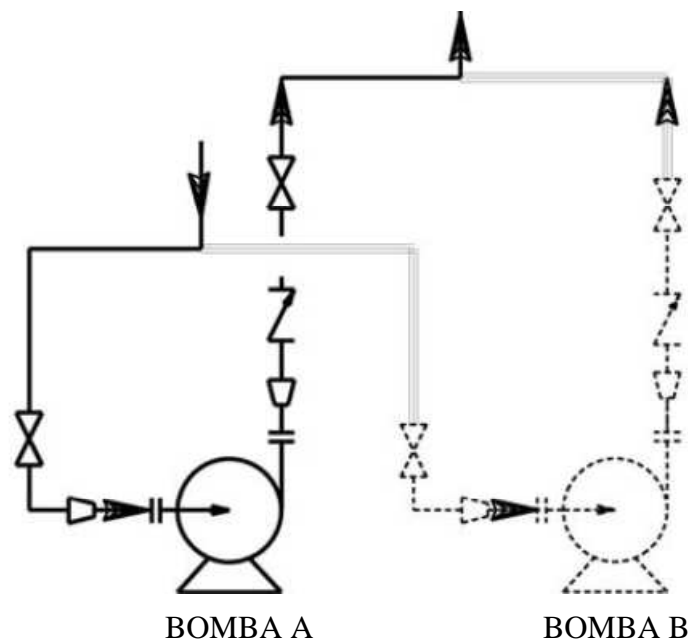


Figura 4. 29 Estudio de bombas

En la Tabla 4.13 se muestran los modos de operación de las bombas:

LINEA	Linea Aislada	Linea No aislada	Linea Traceada
—	T_{ope} del fluido	T_{ope} del fluido	T_{ope} del fluido
≡	50% de la T_{ope} del fluido	25% de la T_{ope} del fluido	100% de la T de operación del traceado
⋯	Temp. Amb.	*	100% de la T de operación del traceado

Tabla 4. 13 Modos de operación del estudio de bombas

* Si la tubería está bajo techo usar T_{amb} , en cualquier otro caso usar T_{SR} (radiación solar).



Para controlar mejor las cargas sobre las toberas, siempre se busca que la distancia entre bombas sea la mínima posible.

Como condición de contorno, se deberán introducir los desplazamientos en cada brida, calculados a partir del punto de anclaje de la bomba. Por supuesto los desplazamientos deben ir acordes al caso que se esté simulando.

El CAESAR II posee una subrutina de chequeo, con la cual se comprueba la succión y descarga de la bomba al mismo tiempo.

4.6.3. Compresores centrífugos

Las cargas límites están regidas por el API 617 (ver extracto en anexo F). Hay que tener en cuenta que cada tobera tiene que cumplir con lo estipulado para cada una de ellas, y es suficiente con que una sola de las toberas no esté dentro de los límites admisibles para no aceptar el chequeo total del compresor. Esto es porque la norma establece que la sumatoria de fuerzas y momentos de todas las boquillas trasladadas al eje neutro del equipo, deben estar dentro de los límites permitidos.

Tanto las cargas límites como los desplazamientos iniciales deben aparecer en los planos (deben solicitarse durante el inicio del proyecto).

El CAESAR II posee una subrutina de chequeo, con la cual se comprueba la succión y descarga del compresor al mismo tiempo.

4.6.4. Turbinas

Las turbinas de vapor que se utilizan como dispositivos de arranques de bombas o compresores se rigen por la norma NEMA SM 23 (ver extracto en el anexo F). Al inicio del proyecto también se le pide al fabricante los desplazamientos iniciales en condiciones de operación y diseño así como las cargas admisibles para dichos casos. Se les puede solicitar que las cargas sean el doble, ya que por lo general los valores dados por la NEMA son muy pequeños.

El CAESAR II posee una subrutina de chequeo, con la cual se comprueba la succión y descarga de la turbina al mismo tiempo.



4.6.5. Compresores alternativos

Los compresores alternativos están regidos por el API 618 (ver extracto en el anexo F). En este tipo de compresores es importante alejar la frecuencia natural del sistema de tuberías de la frecuencia del compresor, para no llegar a la resonancia. La frecuencia del sistema nos la suministra el fabricante en la documentación asociada al compresor, al igual que una tabla en donde sugiere la distancia entre soportes y por supuesto los desplazamientos y admisibles del equipo.

La soportación de estos sistemas deberá evitar el posible desplazamiento de las líneas por vibraciones. Es posible el uso de elementos como son los soportes antivibratorios, que sujetaran a las tuberías en aquellos puntos que tras un estudio dinámico del sistema, lo requiera.

Estos equipos requieren de un cálculo formal en el cual se hace una evaluación rápida de frecuencias, para así garantizar que todas estén por encima de 3 Hz y que no se acercan a la frecuencia dada por el fabricante. Con esta evaluación el analista sabe donde rigidizar más el sistema para elevar sus frecuencias.

Como el fabricante finalmente avala el sistema con cálculos analógicos, él escoge las líneas a las cuales se les hace este tipo de estudio y son éstas las que hay que primero se han de analizar. El objetivo es enviar lo antes posible los isométricos con la ubicación y tipo de soportes para que el fabricante coloque los comentarios correspondientes.

4.6.6. Tanques de almacenamiento

Para los Tanques Atmosféricos de almacenamiento de crudo, la norma que dicta las pautas de fabricación y de cargas admisibles en las toberas que se encuentran en la virola cercana al fondo es la API 650 (ver extracto de apéndice P en el anexo F).

En ella se explica claramente cómo calcular los desplazamientos iniciales de las toberas y cómo verificar que nuestras cargas están dentro de los admisibles. Pero es responsabilidad final del fabricante entregar los desplazamientos iniciales y avalar las cargas finales en cualquiera de sus toberas.

Para aquellos tanques presurizados el fabricante dirá cual es la norma aplica para su equipo y nos ajustaremos a ella.

En los tanques criogénicos, por lo general el fabricante hace sus propios cálculos y los entrega hasta un punto muy cercano a ellos en donde colocan stops o anclajes



direccionales, dando sus estados de carga, para que el analista pueda continuar con el resto de los estudios.

4.6.7. Intercambiadores de calor.

Para los desplazamientos en toberas y criterios de soportación aplica prácticamente lo mismo que para recipientes horizontales. Además hay que tomar en cuenta siempre lo siguiente:

- Punto fijo o de anclaje del equipo.
- Temperatura promedio de los fluidos que intervienen.
- Clase de intercambiador: de tubos flotantes, de placas, de carcasa-tubo o si tienen junta de expansión en la carcasa, y el desplazamiento de los tubos interiores.

Para sus admisibles, el fabricante debe mostrar en sus planos dichos valores para cada una de sus toberas.

Si son de servicio de alta presión por lo general hay que prestar especial atención a sus conexiones: para servicios de 2500 lbs en adelante no serán bridadas, sino directamente soldadas, por el contrario, para servicios de ratings menores 1500 y 900 lbs, habrá que hacer chequeo de fuga en bridas.

4.6.8. Enfriadores por aire.

Los enfriadores por aire o aerorrefrigerantes, obedecen a la norma API 661. Por lo general están situados en la última planta del rack, y casi siempre son un poco más anchos que éstos. Hay que tomar provisiones desde un inicio para su soportación, ya que generalmente requieren soportes especiales en esa zona.

Desde el inicio lo mejor para trabajar con ellos es que el diseño sea en cascada, puesto que generalmente se juntan muchas bahías.

La norma establece que, como mínimo, los cabezales se pueden mover $\frac{1}{4}$ " en las dos direcciones horizontales. Si hace falta más desplazamiento, hay que pedirselo al fabricante y este desplazamiento solo puede ser dado en una sola dirección. Generalmente será en la dirección del cabezal.



4.6.9. Hornos.

Los hornos se rigen por la norma API 560. Los hornos tienen dos zonas importantes: la de radiación que es la zona de entrada y donde se encuentran los quemadores, y la de convección, que es la zona de salida.

Interiormente los hornos son una colmena de tubos en forma de serpentines para absorber mejor los desplazamientos, soportados entre ellos mismos por Racks. La norma muestra que tienen unos desplazamientos permitidos tanto en las boquillas de entrada, así como en la de salida.

Para hacer un mejor estudio de éstos, es necesario modelar la parte interna en conjunto con la externa, para poder evaluar correctamente los desplazamientos en las boquillas. Hay que recordar que la parte interna debe evaluarse según el ASME B31.1 y la externa por el ASME B31.3 para los admisibles en las tuberías.

También debe tenerse presente que en la estructura del horno no se pueden colocar soportes. Éstos deben ir a una estructura separada y si fuese necesario colocar algo desde el horno para soportar/guiar las tuberías, hay que consultarlo primeramente al fabricante.

Como los admisibles son muy pequeños, estas tuberías deberán llevar lazos, ser soportadas con muelles y colocar placas deslizantes para disminuir los efectos de la fricción. En casos muy críticos se puede recurrir al uso de rodillos.



5. SOPORTES

5.1. Consideraciones Generales.

A la hora de diseñar y seleccionar un soporte se deberá hacer de tal modo que se ajuste, siempre que sea posible, al estándar. Hay que evitar los soportes y estructuras de acero de diseño complicado o que sean difíciles de analizar, excepto cuando se justifique por economía en la construcción, es decir, se use para combinar varios soportes de tuberías y/o de otras disciplinas en una misma estructura. Cuando sea posible se debe evitar el uso de accesorios soldados a la tubería como lugs, trunnions, etc., en favor de las abrazaderas, con la intención de minimizar el tiempo de construcción y los esfuerzos locales inducidos en la pared de las tuberías por el accesorio soldado. Las estructuras y soportes deben dejar suficiente espacio para las expansiones térmicas. Los soportes de acero deben ofrecer seguridad al personal y sus aristas deben estar alejadas de los pasillos o caminos usuales de los operarios.

El criterio general de selección y diseño de soportes es el siguiente:

- Usar lo más simple posible.
- Usar criterios de proporción y estética.

Los soportes deben ser proporcionales a la tubería y de estética conveniente. Inclusive, para el personal y el cliente no entendido en la materia, los soportes deben inspirarles seguridad y confianza a la vista. Esto posiblemente evite dos problemas en el futuro:

- La selección y diseño de soportes en los límites de la seguridad, promoviendo la posibilidad de errores y fallas en los soportes.
- Justificar dicha selección y diseño del soporte al cliente (con la consiguiente pérdida de tiempo).

5.2. Tipos de soportes y su aplicación.

En el siguiente cuadro se presenta la generalidad de soportes que hay.

L O C A L I Z A C I Ó N	Soportes Estructurales anclados a piso ó equipos	Cristos Trapecios Pórticos Brackets sencillos o con jabalcón a estructura ó equipo (clips)			
	F U N C I Ó N	Control de desplazamiento	Guías Límites direccionales (Stops) Anclajes		
		Control de vibraciones	Soportes antivibratorios		
		Control de ruidos	Soportes acústicos		
		Mantener integridad del aislamiento y evitar paso excesivo de calor o frío a las estructuras	Zapatas para tuberías calientes	Zapatas sin cuna Zapatas con Cuna Zapatas con abrazaderas	
			Soportes criogénicos	Zapatas Zapatas con guías Límites direccionales Tacos para trunnions	
		Control de carga y desplazamiento simultánea mente	Muelles	De carga variable	
				De carga constante	
		Control de choques	Amortiguadores Shock Arrestors		
		Disminución de fricción	Placas deslizantes	De teflón	
				De grafito-bronce	
			Rodillos		
		Para apoyo por extensión	Trunnions verticales Trunnions horizontales Soportes tubo a tubo Colgantes		
Para protección contra corrosión y para aplastamiento	Cunas (cradles) Silletas (grandes diámetros)				
Para alineación de equipos	Soportes ajustables				

Tabla 5. 1 Tipos de soportes

Atendiendo a la función que desempeñan se muestran algunos ejemplos gráficos de los tipos de soportes más empleados.

- Soportes estructurales: ménsulas, jabalcones, vigas de atado, cristos, trapecios, pórticos, placas emperradas (ver Figura 5.1), clips (ver Figura 5.2)

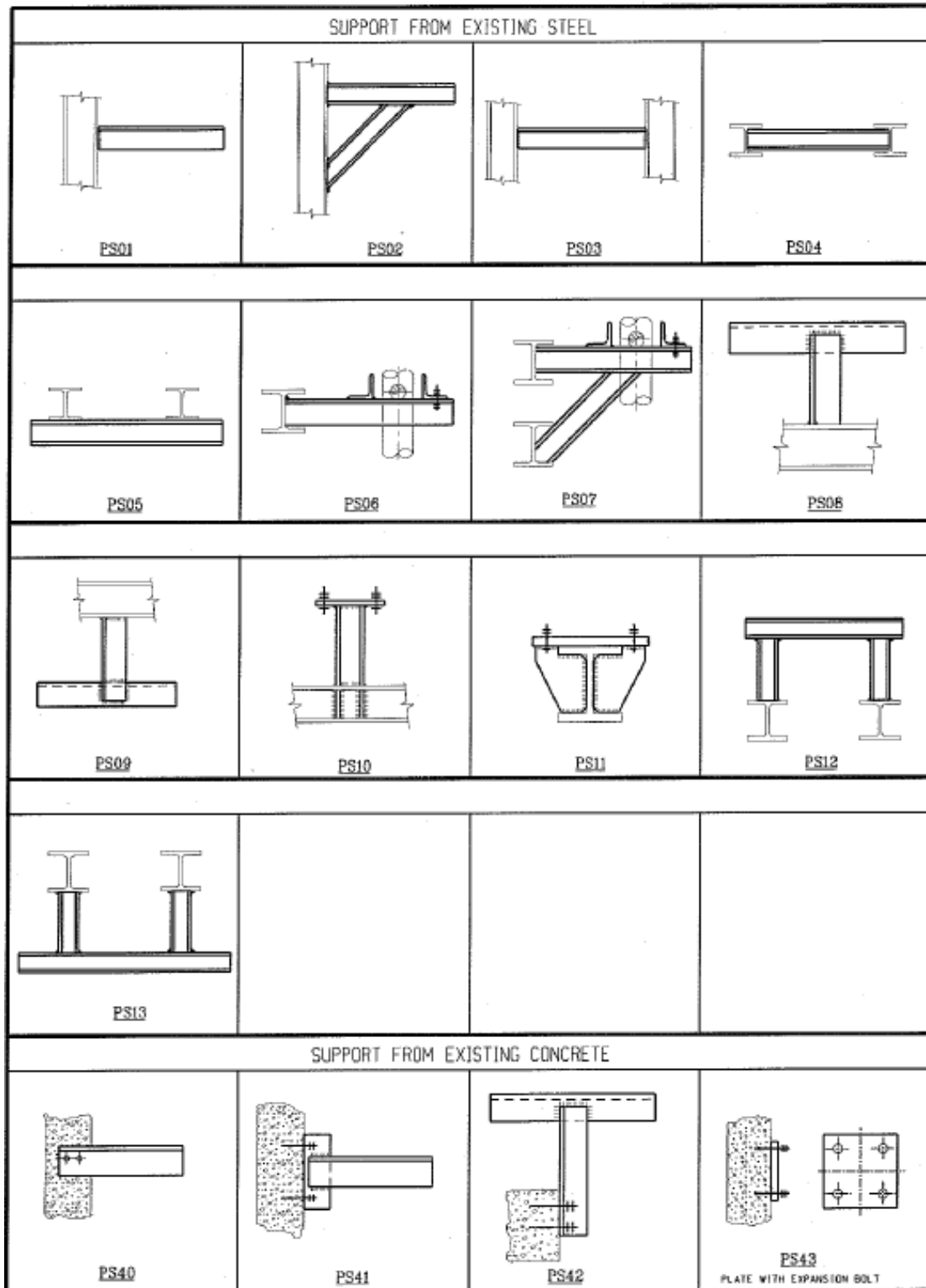


Figura 5.1 Soportes estructurales

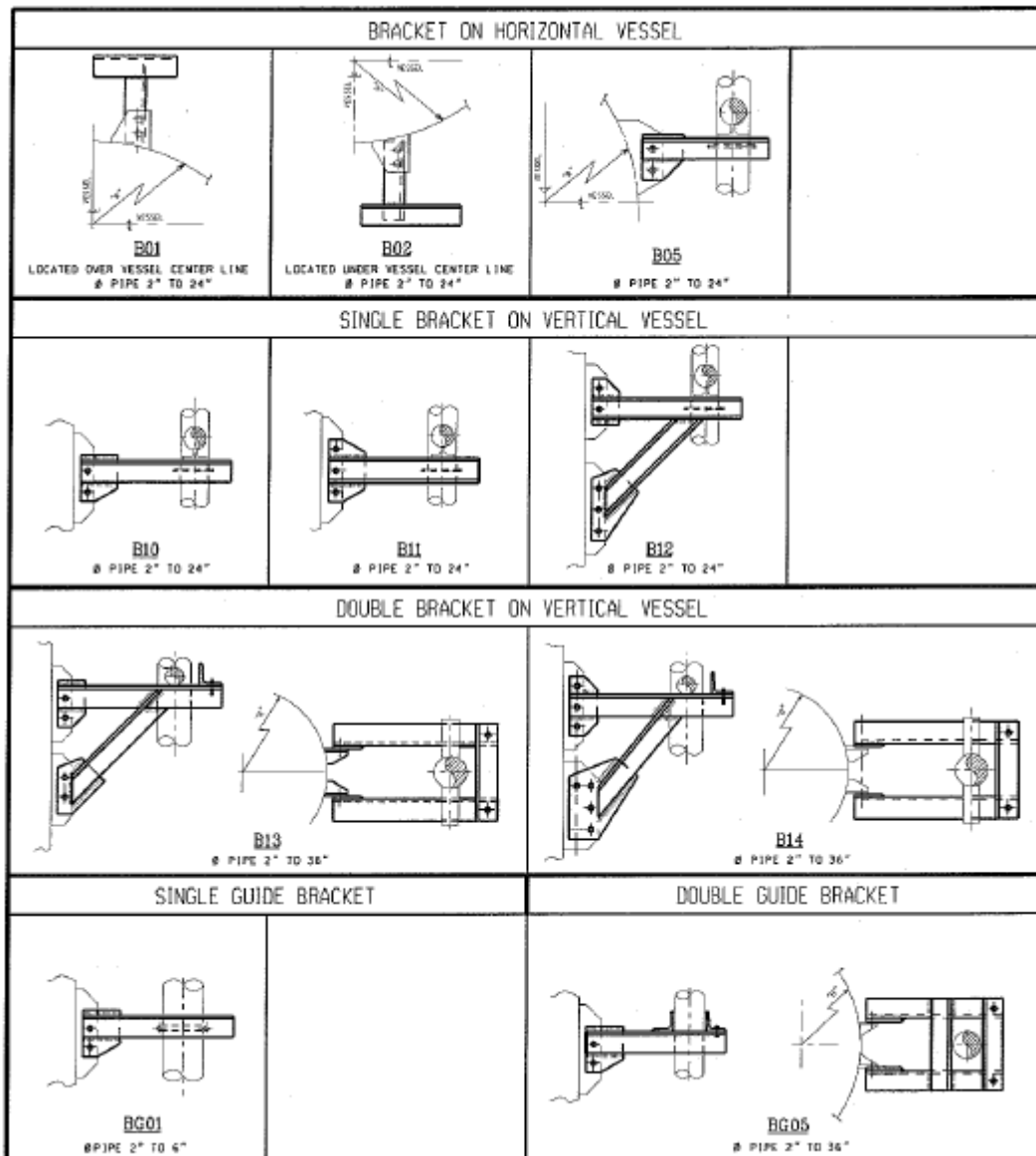


Figura 5.2 Clips a equipos

- Soportes para control de desplazamiento: límites direccionales (ver Figura 5.3), anclajes (ver Figura 5.4), guías (ver Figura 5.5)

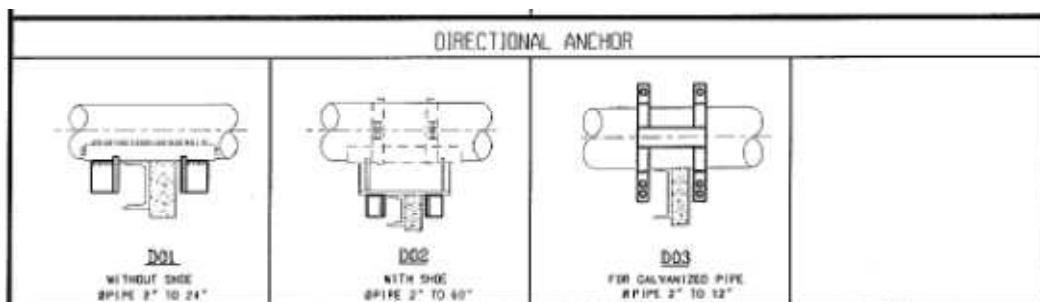


Figura 5.3 Límites direccionales “stops”

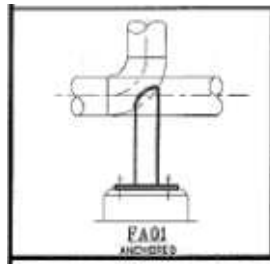


Figura 5.4 Anclajes

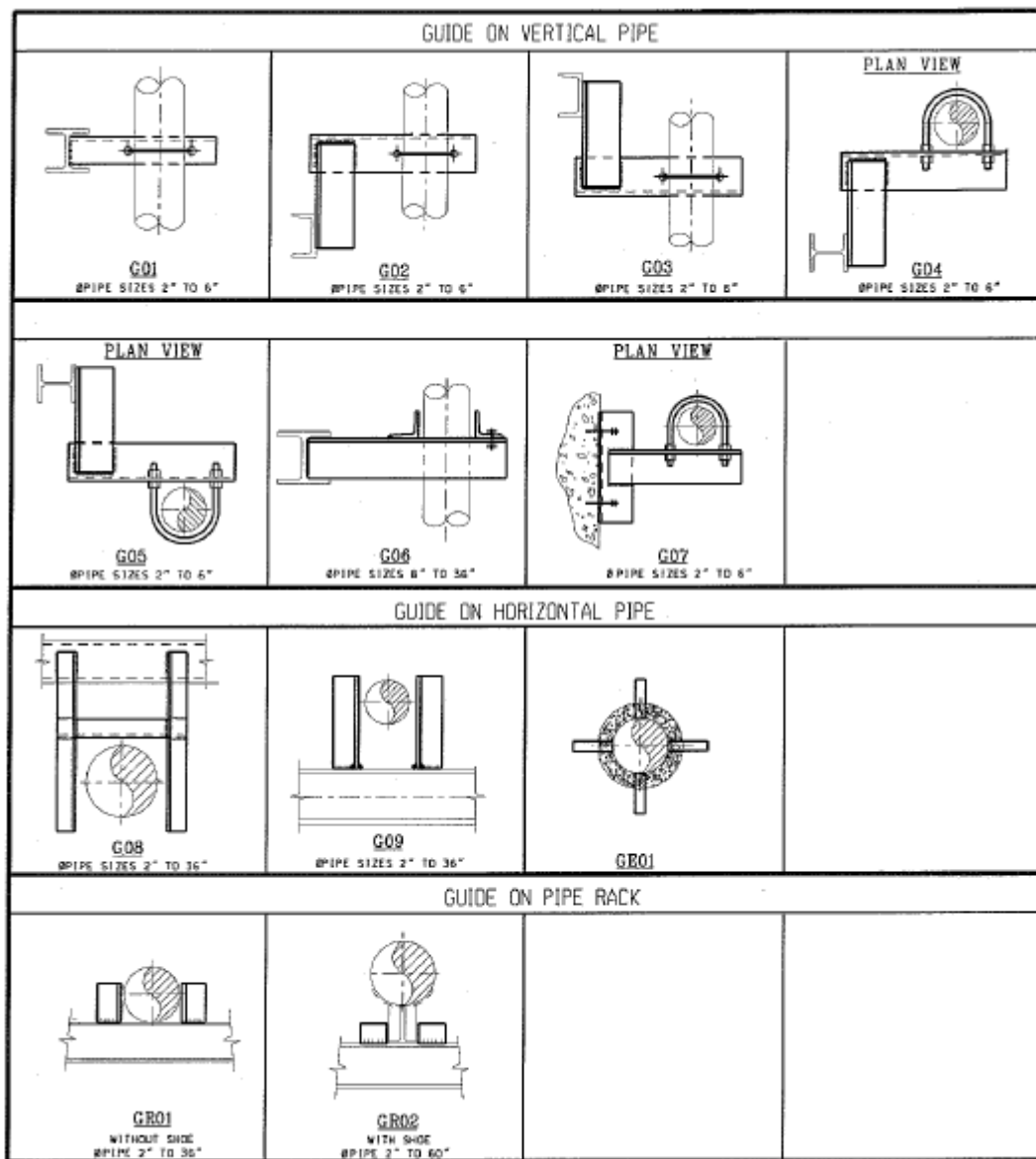


Figura 5.5 Guías

- Soportes para control de vibraciones: soportes antivibratorios (ver Figura 5.6)

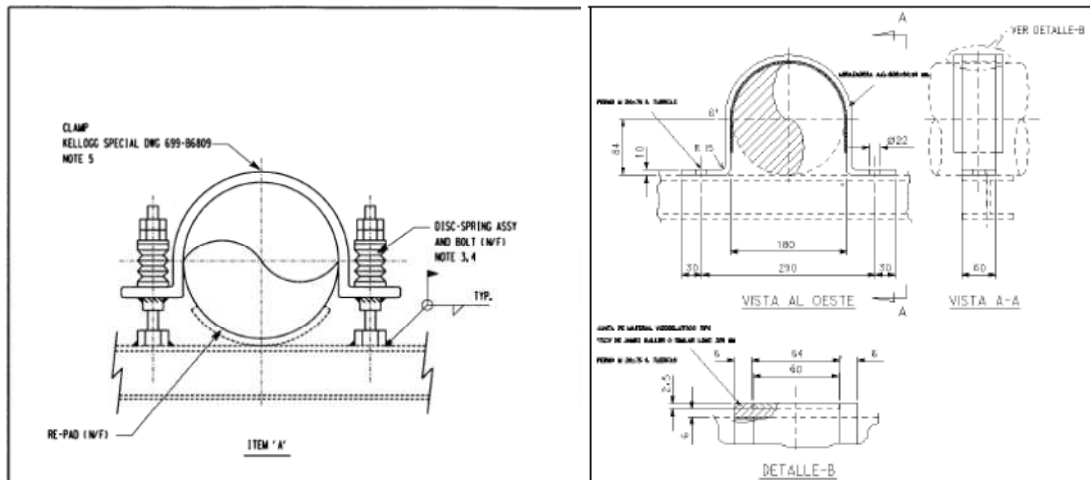


Figura 5. 6 Soportes antivibratorios

- Soportes para control de ruidos: soportes acústicos (ver Figura 5.7)

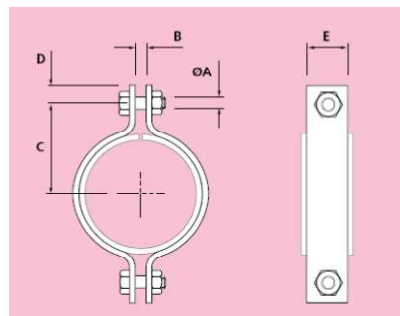


Figura 5. 7 Soportes acústicos

- Soportes para mantener la intergiridad del aislamiento y evitar una excesiva transferencia de calor: zapatas (ver Figura 5.8), soportes criogénicos (ver Figura 5.9)

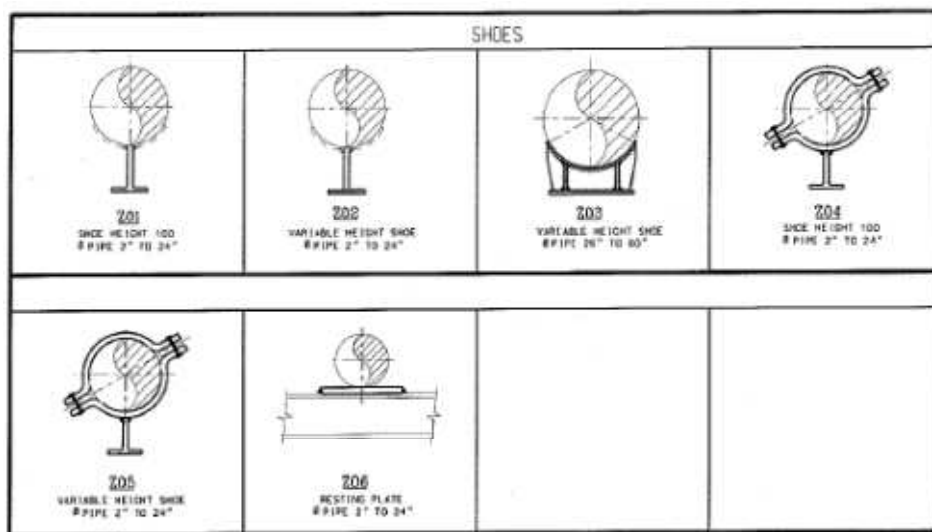


Figura 5. 8 Zapatas

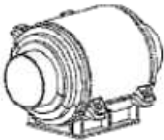

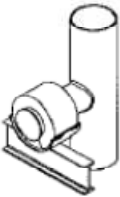
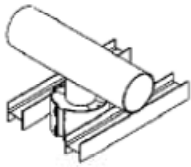
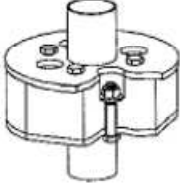
PIPE SUPPORT	DESCRIPTION	APLICATION	DRAWINGS
 <p>ZC</p>	<p>SHOE FOR COLD INSULATED SERVICE</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Apply for weight restriction for horizontal cold lines. - It should be combined with others IR's standards to generate a lateral guide. - Do not use for axial restrictions 	<p>SA3-3865-0</p>
 <p>GVC</p>	<p>SHOE FOR GUIDE OF VERTICAL LINES FOR COLD INSULATED SERVICE</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Apply for Guides in vertical cold lines. - It should be combined with others IR's standards to generate partial o complete guides. - Do not use for weight restrictions. 	<p>SA3-3866-0</p>
 <p>ZCI</p>	<p>SHOE FOR HORIZONTAL TRUNNIONS FOR COLD INSULATED SERVICE</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Apply for weight support in vertical cold lines - Do not use when complete vertical restriction is required. In this case use ZCI 002 - Use for partial vertical restriction with horizontal trunnions when they are required. 	<p>SA3-3867-0</p>
 <p>DC</p>	<p>DOBLE SHOE FOR VERTICAL TRUNNIONS FOR COLD & ACOUSTIC INSULATED SERVICE (THERMAL VIBRATION APLICATION)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Apply for complete axial restriction in horizontal vertical cold lines Line Stop. 	<p>SA3-3868-0</p>
 <p>PC</p>	<p>THERMAL BARRIER BASE FOR INSULATED PIPE LINES</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Apply to break the heat transfer in floor stands 	<p>SA3-3869-0</p>

Figura 5. 9 Soportes criogénicos

- Soportes para control de carga y desplazamiento: muelles de carga variable (ver Figura 5.10), muelles de carga constante (ver Figura 5.11)

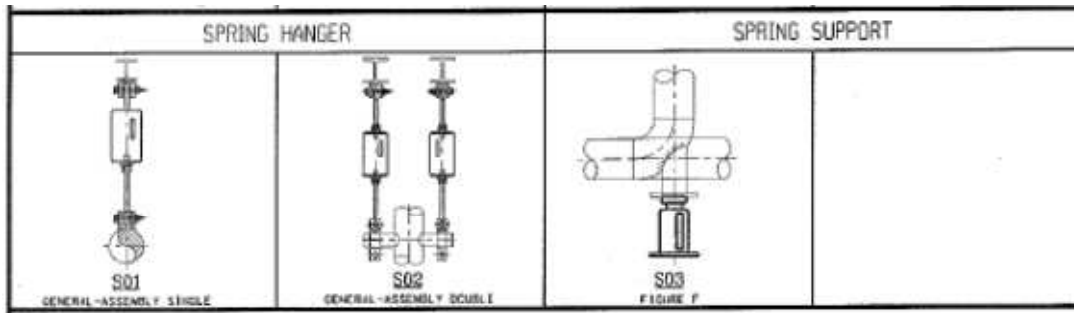


Figura 5.10 Muelles de carga variable

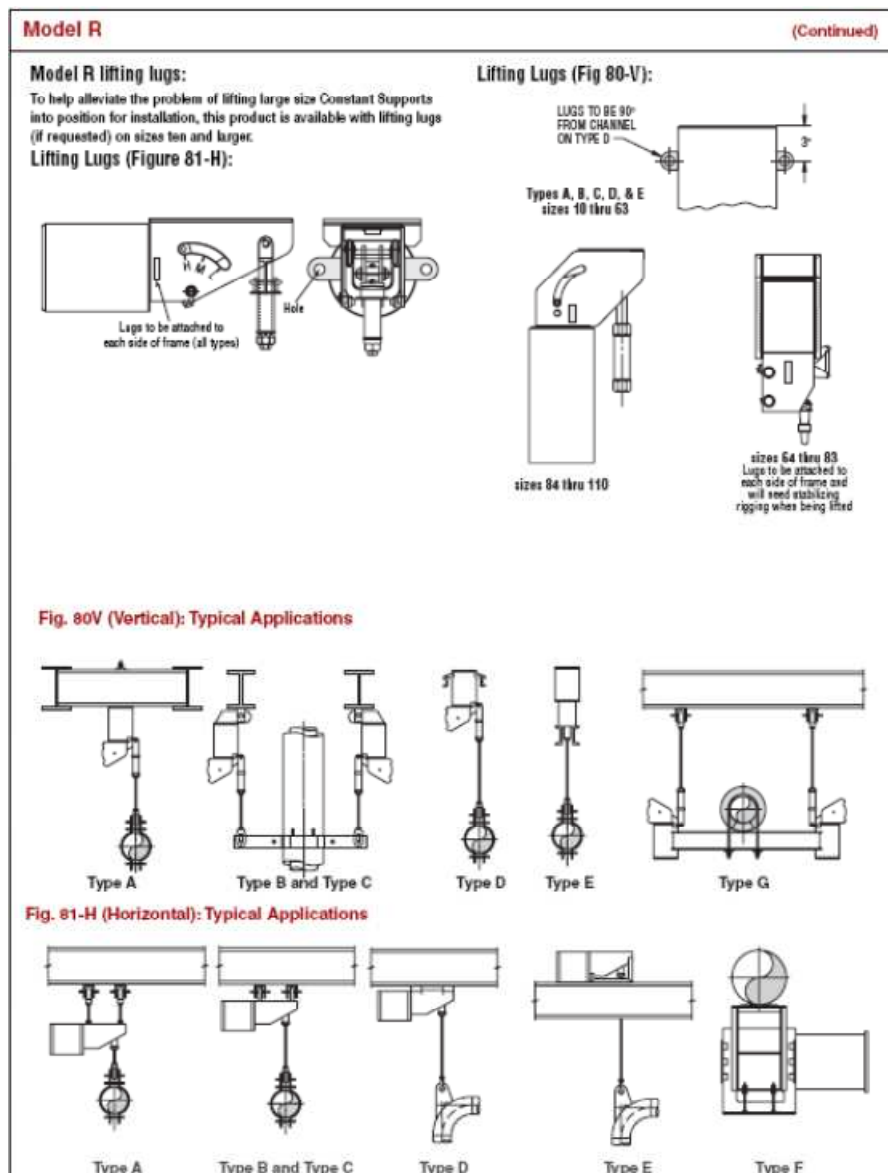


Figura 5.11 Muelles de carga constante

- Soportes para control de choques: amortiguadores (ver Figura 5.12)

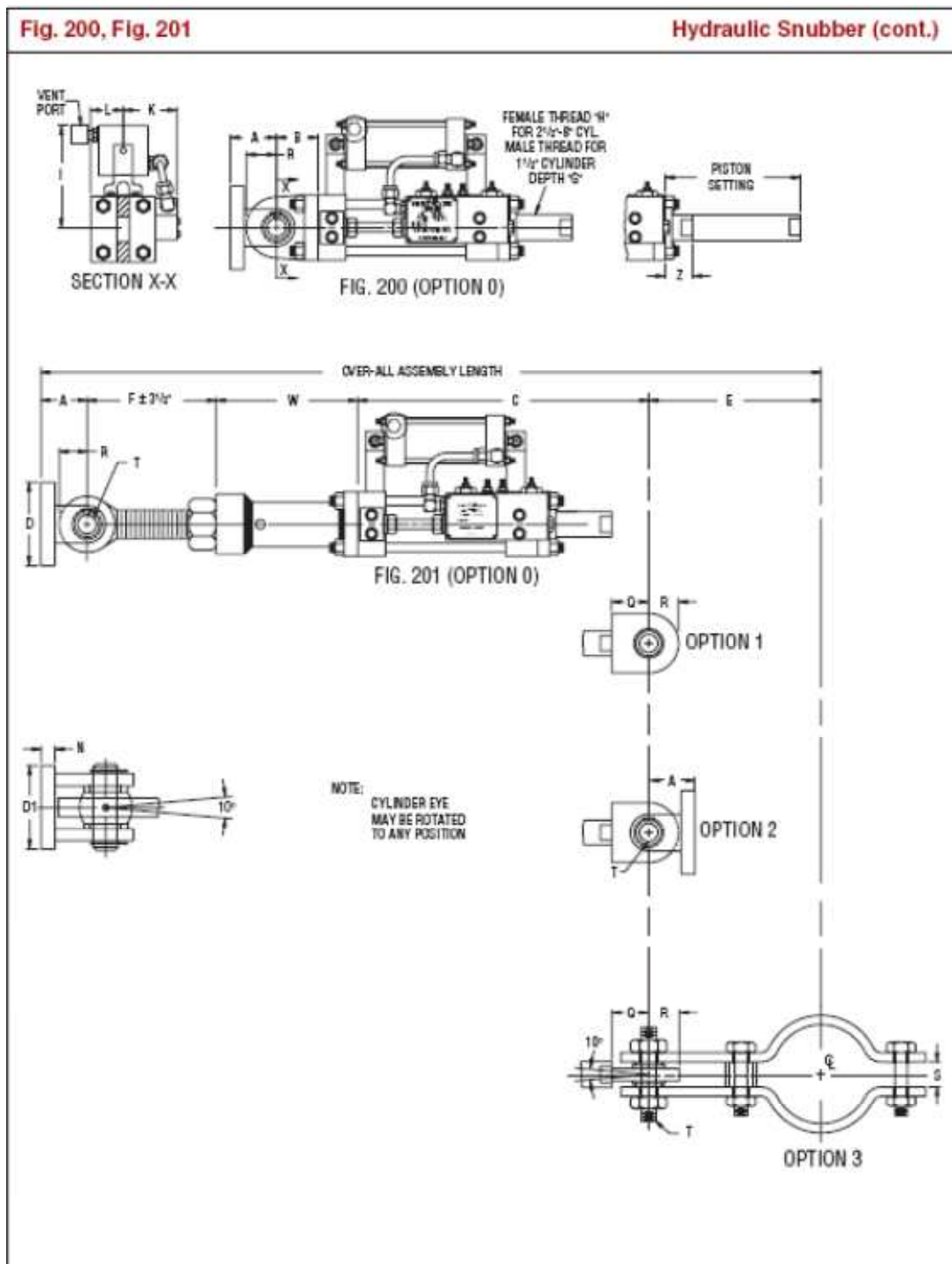


Figura 5. 12 Amortiguadores de impacto “snubbers”

- Soportes para disminución de fricción: placas deslizantes de teflón (ver Figura 5.13) y de bronce-grafito (ver Figura 5.14)

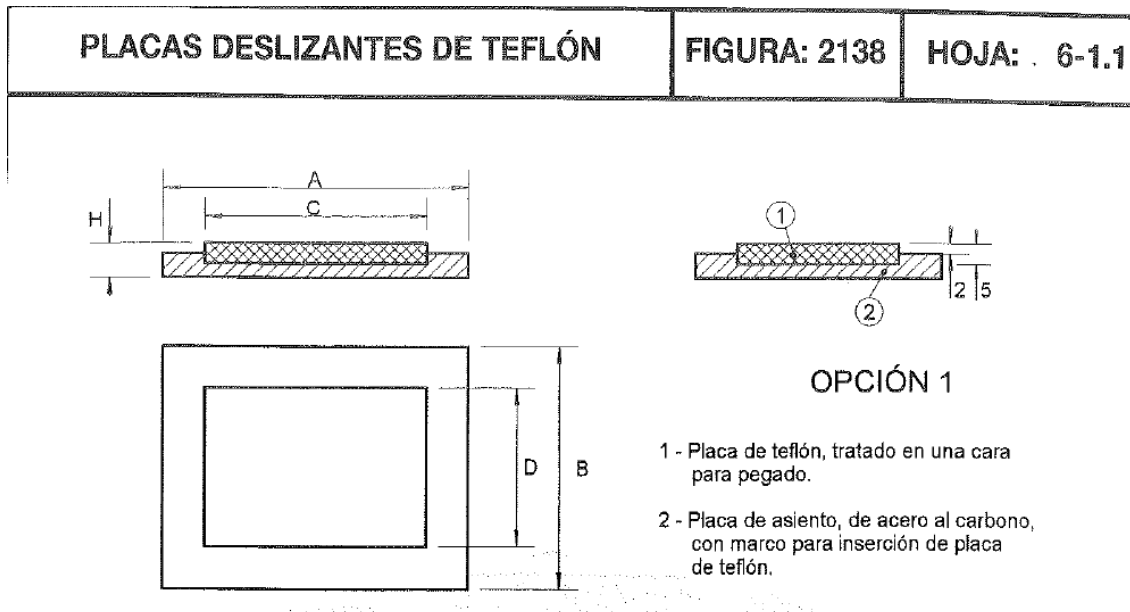


Figura 5.13 Placas deslizantes de Teflón

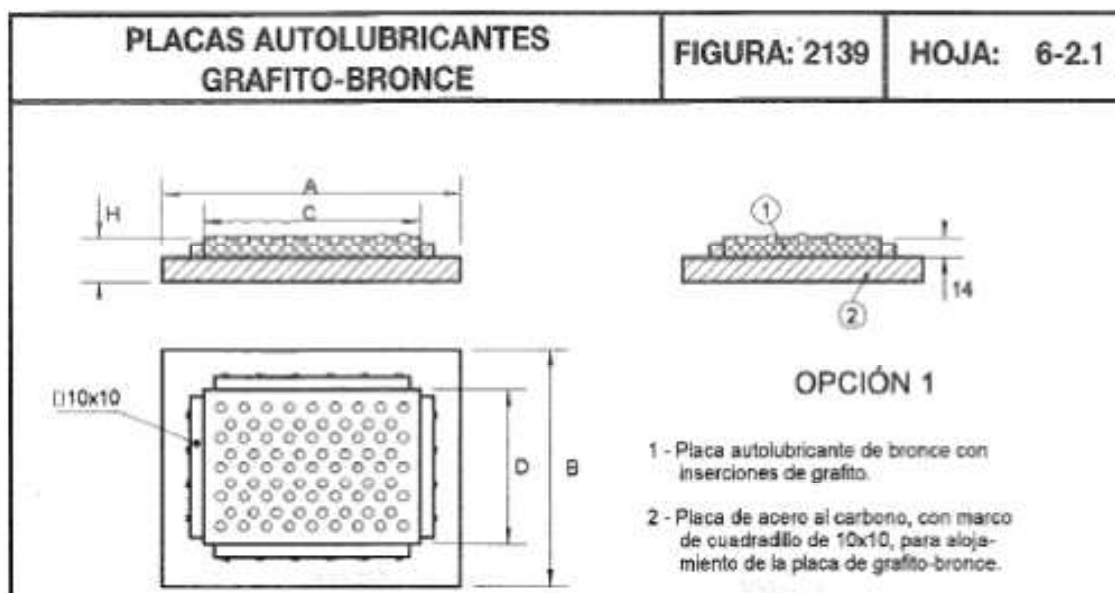


Figura 5.14 Placas deslizantes de bronce-grafito

- Soportes para apoyo por extensión: trunnions (ver Figura 5.15), soportes tubo a tubo (ver Figura 5.16), colgantes (ver Figura 5.17)

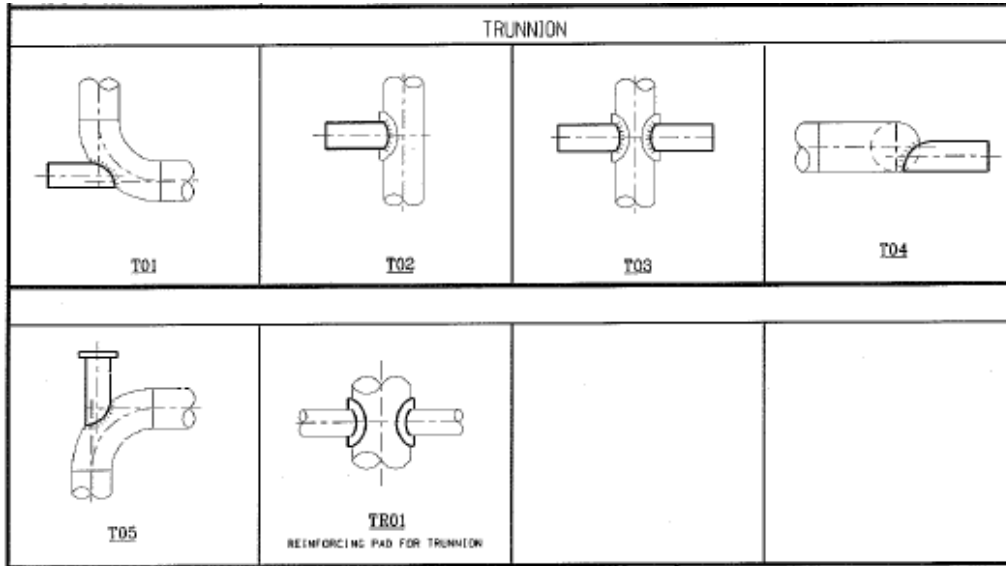


Figura 5.15 Trunnions

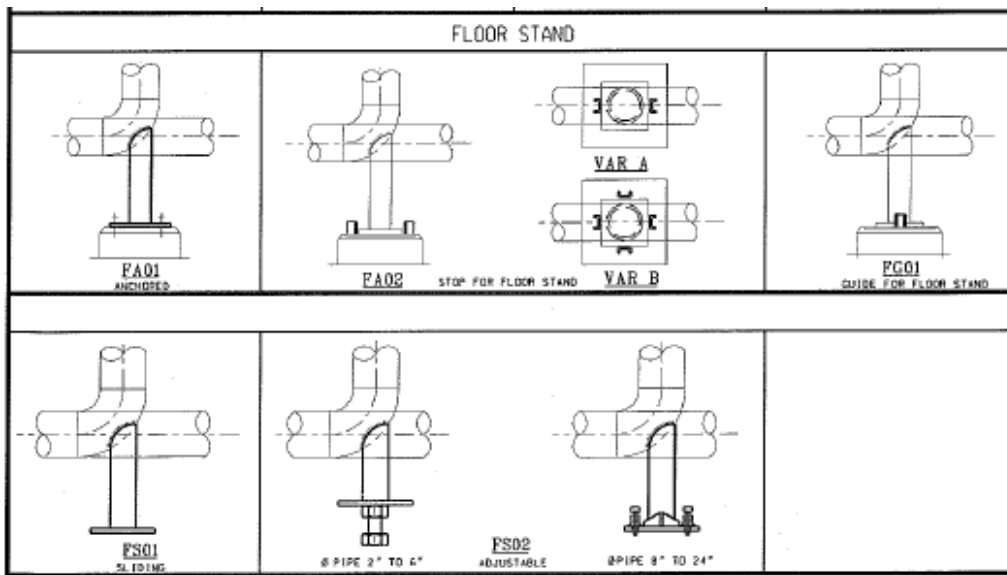


Figura 5.16 Soportes tubo a tubo



Figura 5.17 Soportes colgantes

- Soportes para protección contra aplastamiento: cunas (ver Figura 5.18)

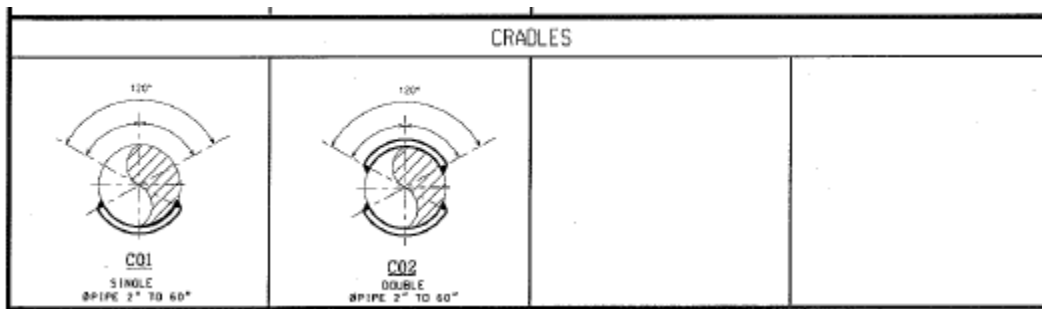


Figura 5.18 Cunas

- Soportes para alineación de equipos: soportes ajustables (ver Figura 5.19)

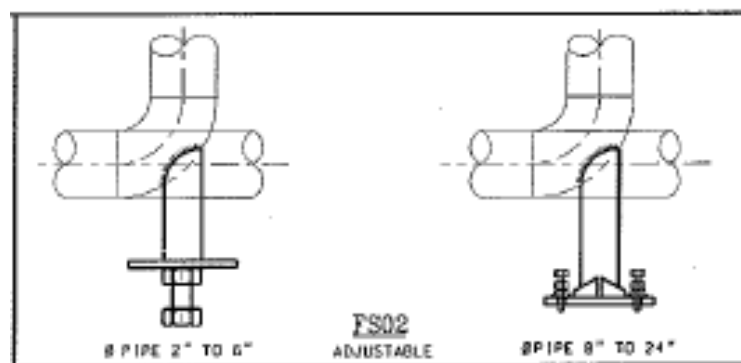


Figura 5.19 Soportes ajustables



5.2.1. Soportes Estructurales

Son todos aquellos soportes, estructuras de apoyo y accesorios formados por perfiles o tubos que en la mayoría de los casos no van soldados a la tubería. Esta categoría no incluye a los soportes colgantes, de muelle de carga variable o constante y a los amortiguadores, ni a las estructuras principales del pipe-rack.

Generalmente este tipo de soportes tienen algún tipo de pre-ingeniería y sus configuraciones básicas aparecen en el estándar de soportes, donde el ingeniero sólo tendrá que seleccionarlo, según el tipo y magnitud de las cargas resultantes del análisis de tuberías.

Cuando se requieran soportes que resistan cargas superiores a las cubiertas por el estándar, se deberán diseñar soportes especiales (se recomienda que dicho diseño sea llevado a cabo por el grupo civil).

En contadas ocasiones nos podemos ver obligados a diseñar un soporte no contemplado para un proyecto o verificar uno previamente diseñado, pero aplicado a un uso no especificado para el mismo. En el caso del diseño de soportes con perfiles la referencia oficial es el AISC “Manual of Steel Construction”.

5.2.2. Soportes soldados a la tubería

Todo tipo de soporte soldado a la pared de la tubería, como trunnions, clips, orejetas “lugs”, etc., deben ser diseñadas de tal manera que los esfuerzos debidos a los momentos flectores y de presión producidos en la zona de contacto no superen la esfuerzo total admisible.

Para los soportes soldados a la tubería se usan materiales iguales al de la tubería. Sin embargo, en el caso de tuberías de material diferente al acero al carbono, los trunnions (y otros soportes) se pueden fabricar como combinación de dos materiales, es decir, un tramo del mismo material de la tubería soldado a ésta y otro de acero al carbono (ver el estándar de soportes).

Los trunnions son soportes fabricados a partir de tubos que soportan la tubería principal sobre un piso o una estructura.

Los siguientes puntos se deben tomar en cuenta para el diseño de trunnions:



- a) El diámetro del trunnion debe ser como mínimo la mitad del diámetro de la tubería principal.
- b) Cuando se suelda un trunnion a una tubería de pared delgada se deberá tener especial cuidado de que no exista daño en la pared de la tubería principal.
- c) NUNCA se deben soldar directamente trunnions de acero al carbono con tuberías de aleaciones.
- d) Debe estar en los documentos de fabricación, cualquier trabajo especial o específico que se deba hacer en el trunnion o tubería a la hora de la instalación.

Las silletas (zapata + cuna) se usan en aquellos casos donde pueda haber problemas de aplastamiento en las tuberías, ya esté determinado por ser una tubería de pared delgada o por presión interna (diseño, operación o prueba). La longitud de la silleta queda dimensionada como aquella requerida para evitar el aplastamiento y el ángulo de contacto se determina evaluando esfuerzos (circunferenciales, flectores y locales) en puntos específicos de acción, entre el soporte y la tubería.

5.2.3. Soportes Colgantes

Soportan a la tubería desde una posición por encima de ésta. La mayoría permite desplazamiento vertical, lo cual los hace aptos para servicios de temperaturas moderadas. Si la tubería tiene altas temperaturas, es de servicio crítico, o transmite altas cargas a boquillas, estos soportes se instalan con muelles de carga variable o de carga constante.

Las siguientes consideraciones de diseño se deben tener presente para el uso y selección de dichos soportes:

- a) Los soportes colgantes deben estar diseñados para resistir las cargas verticales descendentes generadas por el sistema de tuberías en todas sus condiciones.
- b) Es preferible cambiar el vano entre soportes, reduciéndolo, cuando éstos se puedan instalar en vigas estructurales existentes o del proyecto en lugar que diseñar la instalación de una estructura nueva. El coste de estos soportes adicionales, en general es menor, que el de instalar una estructura nueva.

El soporte colgante de varilla es el más económico y común de los métodos para transmitir las cargas de peso a las estructuras de acero. Las varillas son resistentes a la tracción, pero deben evitarse para cualquier carga a comprensión. Aparte de la capacidad de la varilla, se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones iniciales cuando se diseña un soporte colgante:

- a) El movimiento horizontal del soporte no debe ser excesivo, se debe usar como límite una rotación de 4° con respecto al eje vertical para este tipo de soporte (ver Figura 5.20). El soporte puede ser puesto a 4° en dirección contraria a la expansión para permitir un movimiento de éste hasta de 8° . Si el movimiento es mayor se deben usar soportes deslizantes o de rodillos.

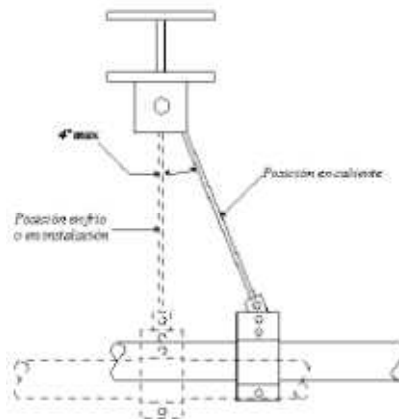


Figura 5. 20 Limitación de la rotación

- b) Los soportes de varilla tienen cierto grado de ajuste debido a sus componentes roscados.
- c) El uso de abrazaderas en líneas horizontales puede tener limitaciones por la temperatura de la tubería o incompatibilidad con el material. El material de las abrazaderas usualmente es acero al carbono para tuberías con temperatura de operación de hasta 400°C (750°F) y aceros aleados para temperaturas de más de 400°C (750°F). Abrazaderas de hierro maleable se pueden usar en tuberías con temperaturas hasta 232 °C (450°F).

5.2.4. Soportes tipo muelle

- Muelles de carga variable

Los soportes colgantes de varilla se pueden usar donde los movimientos térmicos verticales sean mínimos. El soporte tipo muelle de carga variable puede ser el más adecuado cuando el movimiento térmico de la tubería sea moderado.

El principal componente de estos soportes consiste en un muelle sobre el cual reposa un plato en el que se aplica una fuerza que comprime el muelle. El conjunto viene encerrado dentro de un cilindro fabricado en chapa metálica, el cual posee dos ranuras verticales que permiten la inspección de todas las espiras del muelle (ver Figura 5.21).

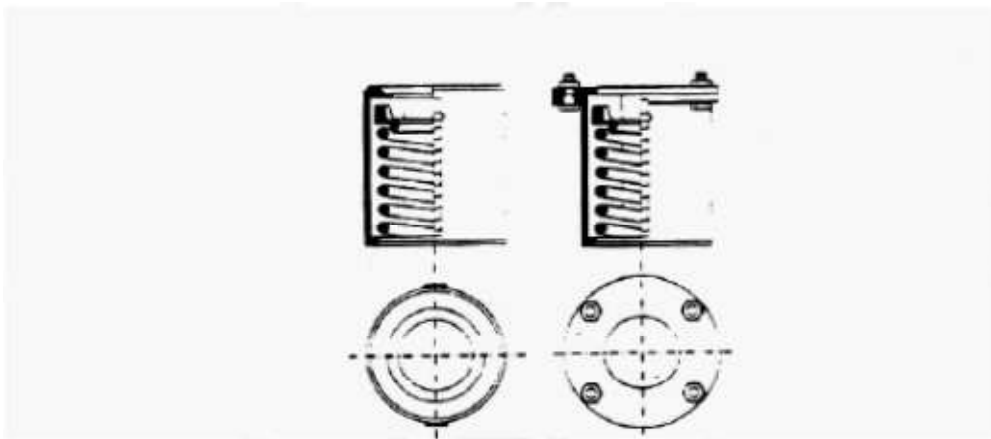


Figura 5. 21 Esquema de un muelle de carga variable

En general, están recubiertos con una pintura anticorrosiva, en cuyo caso, el cilindro que encierra al muelle es de construcción soldada. Si por el contrario, dada las condiciones del medio se requiere que el muelle esté galvanizado, la placa superior del cilindro se aperna según se muestra en la figura anterior. En este caso el muelle estará cubierto de neopreno o materiales similares. En ambientes extremadamente corrosivos y/o de alta temperatura, pueden especificarse incluso muelles de acero inoxidable con el recubrimiento cilíndrico completamente soldado.

Éstos cuentan con dos bulones o pasadores que tienen la función de bloquear el muelle durante el período comprendido entre la salida de la fábrica y la puesta en marcha de la línea o prueba hidráulica.

A estos muelles se les llama de carga variable, porque ejercen una fuerza de reacción variable a medida que la tubería se mueve verticalmente. Esto se debe a la elongación y contracción del muelle. El muelle se precarga en fábrica (cargado en frío).

Movimientos verticales hacia arriba causan la extensión del muelle y reducen la carga ejercida por éste, movimientos hacia abajo lo comprimen y aumenta la carga ejercida por él como se indica en la Figura 5.22.

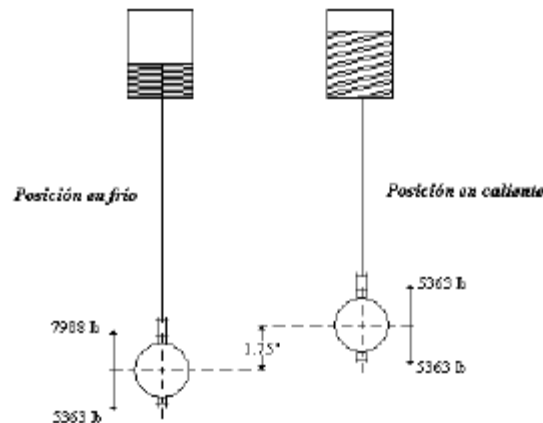


Figura 5. 22 Movimiento vertical de los muelles de carga variable

Lo primordial en el uso de muelles es seleccionarlo y ajustarlo para que la carga que éste ejerce sobre la tubería compense el peso de la misma, después del movimiento térmico de la misma a su posición de operación. Simultáneamente, es deseable que la diferencia entre la "carga en frío" y la "carga en caliente" no sea excesiva.

La carga de instalación (pre-carga o "carga en frío"), de un muelle de carga variable se puede calcular por la siguiente ecuación:

$$\text{Carga en Frío} = \text{Carga en Caliente} + (\text{Cte. Del Muelle} * \text{Desplazamiento})$$

Carga en Frío = Carga de instalación o pre-carga [lb] (en unidades inglesas)

Carga en Caliente = Carga total en el soporte (cargas sostenidas o peso, más los accesorios del soporte que puedan estar cargando al muelle [lb]).

Cte. del Muelle = La constante del muelle de carga variable [lb/pulg].

Desplazamiento = Desplazamiento térmico esperado para la tubería en ese punto, desde la posición "en frío" o de instalación hasta la condición "en caliente" u operación donde el desplazamiento hacia arriba es considerado positivo [pulg] y negativo hacia abajo

De esta ecuación es evidente que un muelle que esté localizado en un lugar del sistema de tuberías donde el crecimiento es hacia arriba tiene una mayor "carga en frío" que "carga en caliente", mientras que muelles que estén en lugares donde el desplazamiento es hacia abajo la "carga en frío" será menor que la "carga en caliente".

Como se mencionó previamente, es deseable establecer un límite de variabilidad de la carga del muelle entre las condiciones en frío y caliente. Si no se define una



variabilidad permisible, una buena práctica es usar un límite de un 25% como lo especifica MSSP58.

En líneas de servicio crítico o donde la "carga en frío" puede poner en peligro la integridad del sistema, la variabilidad puede ser menor. Si la línea tiene grandes deformaciones térmicas o es de servicio muy crítico entonces la mejor selección puede ser un muelle carga constante. La variabilidad se puede medir por medio de la siguiente ecuación:

$$\text{Variabilidad} = \frac{\text{Desplazamiento} \cdot \text{Cte. del muelle}}{\text{Carga en Caliente}}$$

En cuanto a los valores límite de Variabilidad a ser adoptados en la práctica, se pueden seguir las siguientes consideraciones:

- a) Para tuberías principales de centrales térmicas, plantas químicas o similares, con o sin pretensado en frío (cold springing), operando a temperaturas en las que puede producirse el fenómeno de "self springing" (fenómeno que con el tiempo causa la transferencia progresiva de los esfuerzos generados en condiciones de operación a las condiciones normales), es conveniente asumir Variabilidad = 12%.
- b) Para tuberías análogas a las mencionadas anteriormente y para tuberías secundarias, operando a temperaturas en las que no se prevé el fenómeno del self springing, es apropiado asumir Variabilidad = 18% en caso de requerirse en la línea "cold springing", y Variabilidad = 25% en caso contrario. Para esta última aplicación es aconsejable utilizar muelles de tamaño normal.
- c) Para tuberías sometidas a esfuerzos bajos, unidas a recipientes en los que las cargas que sobre ellos ejercen las tuberías no son preocupantes, se pueden asumir valores de Variabilidad superiores a los ya indicados, siempre que se consideren en el diseño los esfuerzos y las fuerzas de reacción generadas en las boquillas de dichos recipientes. En estos casos es recomendable la utilización de los muelles de la versión alargada.

- Muelle de carga constante

Los muelles de carga constante proveen una fuerza de reacción constante en el recorrido de expansión o contracción vertical de la tubería. Esto se consigue a través del uso de un muelle de espiras en conjunto con una palanca angular, de tal manera que la carga del muelle multiplicada por su distancia al punto de pivote de la palanca, sea igual a la fuerza de la tubería multiplicada por su brazo o su distancia al punto de pivote (ver Figura 5.23).

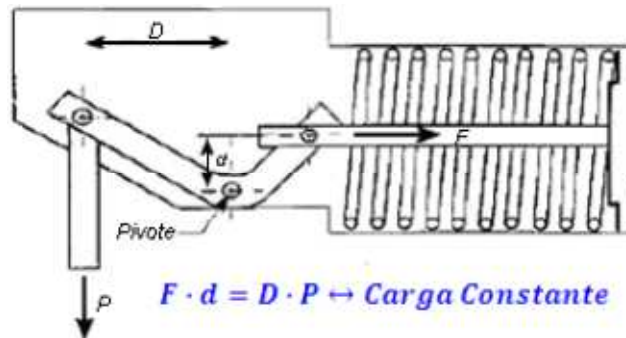


Figura 5. 23 Esquema de un muelle de carga constante

Debido a su efecto contante en el valor de la carga, el muelle de carga constante se usa cuando se desee evitar que los efectos de las cargas del peso (y de las expansiones o contracciones térmicas) se transfieran a las boquillas o soportes cercanos. Además, se usa generalmente para soportar líneas de sistemas críticos.

Las siguientes consideraciones pueden ayudar a seleccionar entre un muelle de carga variable o uno de carga constante:

- a) Los muelles de carga constante resultan más costosos que los muelles de carga variable que hagan el mismo trabajo, ocupando además más espacio que estos últimos.
- b) Los muelles de carga variable se deben usar donde se verifica que la variación de la carga y sus efectos no son perjudiciales para el sistema de tuberías y equipos conectados.
- c) Si de un análisis preliminar sin muelles, los valores de los esfuerzos en las tuberías o reacciones en las boquillas están cercanos a los permisibles, la elección más simple, y a la larga más económica es el muelle de carga variable.
- d) Si los esfuerzos y reacciones son bajos, los muelles de carga variable son la mejor elección en la mayoría de los sistemas de tuberías no críticos, y en los sistemas críticos donde los movimientos verticales son de magnitud moderada.
- e) Para las líneas no críticas, los siguientes criterios pueden servir de guía para los desplazamientos verticales: cuando los desplazamientos verticales son de 0.25 a 4 pulgadas un muelle de carga variable puede ser el más adecuado; de 4 a 6 pulgadas se debe estudiar la selección entre los muelles de carga variable o carga constante desde el punto de vista de diferencia en costos; generalmente la selección de muelles de carga constante es la más adecuada para movimientos verticales por encima de 6 pulgadas. Por otro lado, se debe evitar el uso de muelle de carga variable para desplazamientos menores de 2 mm, en cuyo caso se pueden sustituir por soportes ajustables.



Una vez que se ha decidido el uso de un muelle de carga constante, se deben suministrar los datos para su diseño al fabricante. Los muelles de carga constante generalmente dependen de diseños particulares para el espacio disponible de instalación, de la magnitud y sentido de las cargas y del desplazamiento térmico vertical "real" y "total". El muelle se ajusta o precarga en fábrica para la carga especificada. Por lo anterior, se recomienda estudiar detenidamente las cargas, desplazamientos y el espacio disponible para el muelle antes de proceder a la selección del mismo.

Los datos para el fabricante son:

- Modelo, que puede incluir Figura, tipo, tamaño, acabado; carga en caliente, desplazamiento vertical "real" y "total" y su dirección.
- Tag, item o mark number, que sirve para indicar la posición del soporte en los planos de las líneas.

Un dato importante es que estos soportes deben ser inmovilizados o bloqueados durante el montaje de las líneas, para pruebas hidrostáticas o durante la limpieza de las líneas.

5.2.5. Amortiguadores

Los amortiguadores contienen mecanismos que permiten el libre movimiento de la tubería a cargas estáticas o de cargas que varían lentamente, pero se bloquean durante la aplicación de cargas que varíen rápidamente en función del tiempo. Por lo anterior, los amortiguadores se comportarán como un soporte rígido en presencia de cargas dinámicas (terremotos, viento, descarga de válvulas de alivio, etc.) mientras que no ofrecen resistencia a fuerzas debidas al peso y las expansiones térmicas.

Los amortiguadores actualmente usados son del tipo hidráulico y están constituidos por un pistón y dos cámaras llenos de un fluido viscoso. El pistón fuerza al fluido a través de un pequeño paso entre las dos cámaras. Cuando la velocidad del pistón alcanza un valor determinado, una válvula cierra el paso del fluido que entra la cámara. A partir de este punto, la carga aplicada al amortiguador se resiste por la incompresibilidad del fluido viscoso.

Los amortiguadores son soportes costosos y requieren de inspección y mantenimiento periódico, por lo que se debe evitar su uso. En caso de ser necesarios, debe consultarse a expertos o fabricantes para su selección.



5.2.6. Soportes Anti-vibratorios

Los amortiguadores no son efectivos en cargas dinámicas de baja magnitud y de alta frecuencia. En estos casos se deben usar soportes antivibratorios. Estos soportes generalmente se aplican en el plano horizontal o con cualquier inclinación. Cuando se usa el soporte antivibratorio, el soporte se ajusta para que no ejerza ninguna carga en la tubería cuando esté en su posición normal de operación. Si la tubería se desplaza durante alguna vibración, el soporte aplicará una fuerza que impida este desplazamiento.

Estas fuerzas son calculadas mediante un análisis mecánico del sistema, que determina el efecto de los pulsos de presión que inducen la vibración.

En orden de prevenir que estas vibraciones sean un problema, los sistemas de tuberías son soportados, asegurando que su frecuencia natural sea mayor que la frecuencia crítica, considerando en este estudio las rigideces de los soportes.

6. DESARROLLO DEL PROYECTO Y RESULTADOS

6.1. Descripción del sistema a estudiar

En el presente estudio se analizará un sistema de tuberías de la línea de antorcha desde el límite de batería de los bloques generadores de potencia (BGP) hasta los recipientes de separación de condensado (KO-drums) intermedios. En la Figura 6.1 se puede observar una representación del modelo 3D, resaltando en color rojo el trazado completo de la línea de antorcha.

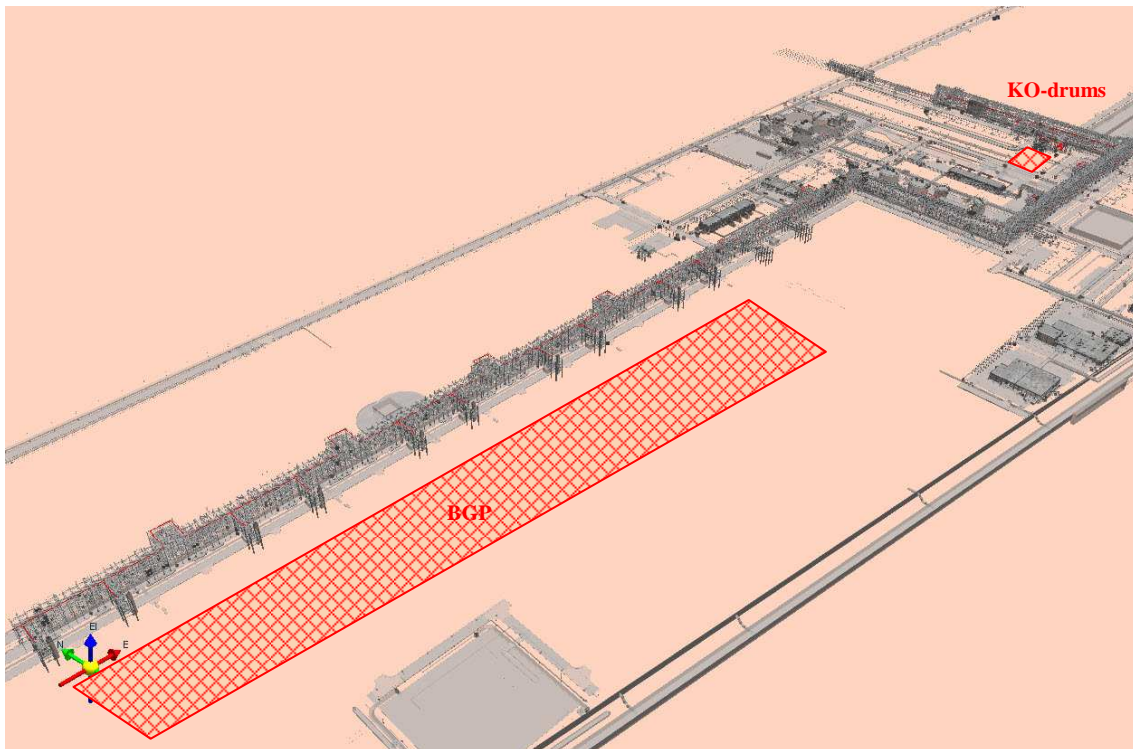


Figura 6.1 Modelo 3D del sistema de tuberías en la línea de antorcha

El detalle de las conexiones o ramales en el límite de batería con los BGP y la llegada a los KO-drums se muestra en las Figuras 6.2 y 6.3.



Figura 6.2 Detalle de las conexiones con los BGP

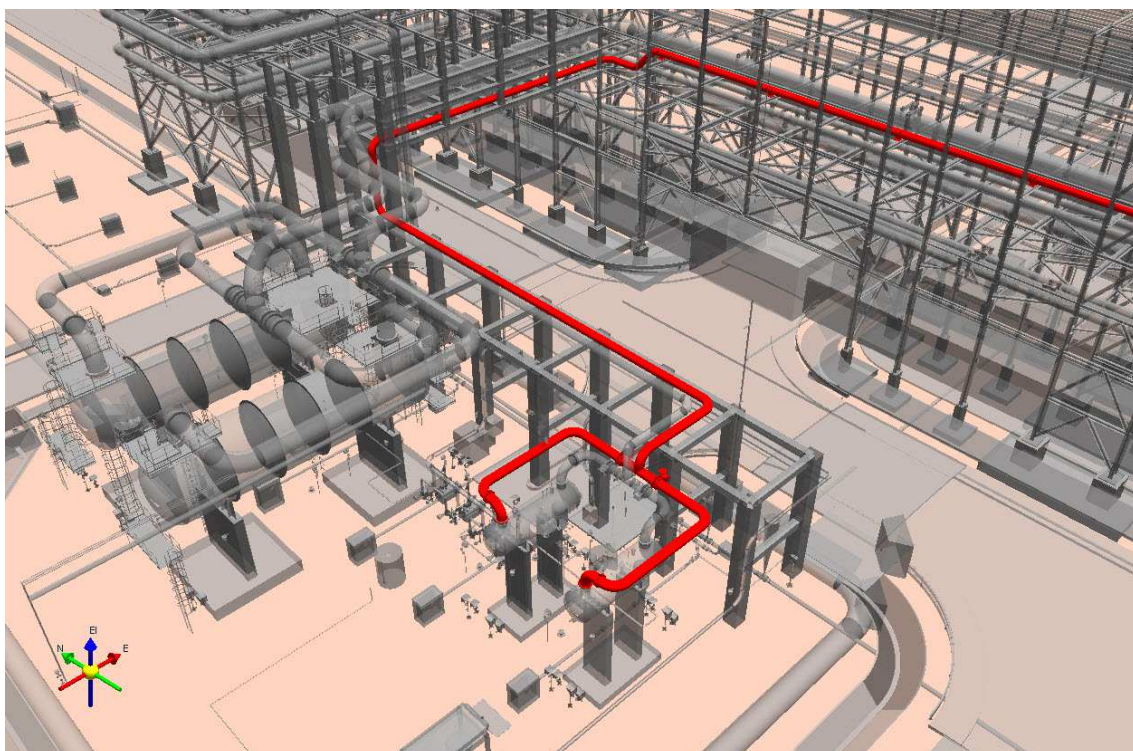


Figura 6.3 Detalle de las conexiones con los KO-drums



El sistema de tuberías de la línea de antorcha es uno de los más críticos de la Planta Industrial debido a los requerimientos que ha de cumplir.

Se trata de tuberías diseñadas para cumplir con una pendiente mínima del 0.2% (hacia abajo) desde el punto de origen hasta el punto final. El objetivo es garantizar que, la posible aparición de líquido en su interior sea conducida por gravedad, de forma natural, hasta el final de la línea. Por este motivo, es mandatorio evitar la formación de bolsas (donde pueda acumularse el fluido en estado líquido) a lo largo de su recorrido, asegurando en todo momento una pendiente mínima.

A su vez, los picajes en dicha línea se practican con un ángulo de 45° para favorecer la circulación del fluido y evitar posibles retrocesos.

En el caso que nos ocupa, nos encontramos con un colector principal para la línea de antorcha de diámetro igual a 24" que recorre la estructura principal o "pipe rack" de inicio a fin desde los PGB hasta los KO-drums intermedios. Las líneas que conectan (ramales) son de igual diámetro (24").

La línea de antorcha analizada carece de aislamiento y se diseña de forma que discorra próxima a la cara exterior de la estructura para favorecer la transmisión de cargas a los pilares principales.

6.2. Recopilación de información

Para el desarrollo del estudio es necesario recabar la información que aparece en los Diagramas de Tuberías e Instrumentación (P&ID), isométricos de tuberías, lista de líneas de Procesos y planos de equipos, válvulas, etc.

Los planos de implantación (Plot Plan) proporcionan información acerca de las estructuras del pipe rack por las que discurren las tuberías. En ellos se indica la localización de los perfiles, tamaño, orientación, elevación, separación entre estructuras, etc. los cuales se han de tener en cuenta a la hora de colocar las restricciones, ya que de ello depende que los soportes se puedan montar correctamente.

Adicionalmente, se han de seguir los procedimientos dispuestos en las bases de diseño del proyecto y las especificaciones de flexibilidad y soportes.

Algunas de las condiciones básicas del proyecto se exponen a continuación.



- T_{amb} : temperatura ambiente igual a 21°C
- T_{SR} : temperatura de radiación solar igual a 71°C
- Coeficiente de fricción: 0.1 (en los apoyos se emplean placas deslizantes con contacto acero-teflón o acero-(bronce-grafito) con la finalidad de disminuir las cargas de rozamiento)
- Flecha máxima: $\frac{1}{2}$ " (se establece un valor máximo de deflexión vertical)
- Velocidad del viento: 45.8 m/s (165 km/h)

De los estudios geotécnicos del terreno se obtienen, entre otros, los valores de las acciones ocasionales:

- Aceleración sísmica: 0.19 g en las componentes horizontales (valor máximo de aceleración debida a sismo igual a 0.19 veces la masa considerada)
- Desplazamientos sísmicos: 34 mm en dirección longitudinal de la estructura y 91 mm en sentido transversal (valores máximos de desplazamiento debido a sismo para cualquier punto del pipe rack)

Los pesos y tamaños de las bridas y las válvulas se obtienen a partir de la información contenida en catálogos y planos adicionales.

6.3. Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno vienen definidas en la lista de líneas y los planos de los equipos.

- T1: temperatura de operación normal (45°C)
- T2: temperatura máxima de diseño (230°C)
- T3: temperatura mínima de diseño (10°C)
- T4: temperatura de limpieza por vapor (149°C)
- P1: presión de operación normal (0.1 barg)
- P2: presión máxima de diseño (4.3 barg)
- P3: presión mínima de diseño (4.3 barg)
- P4: presión de limpieza por vapor (-0.51 barg)
- HP: presión de prueba (neumática) (7.3 barg)

En las conexiones del sistema de tuberías con los PGB se ha fijado la posición de los anclajes direccionales “stops” cerca del límite de batería. Además, se han añadido un par de restricciones laterales (guías) y se ha restringido el giro alrededor del eje vertical en el extremo más alejado de los picajes para simular el comportamiento real que tendrá el sistema de tuberías en esa zona.



Para analizar la parte final de la línea es importante determinar los desplazamientos de las toberas del equipo. Se presentan dos opciones:

- Estimar los desplazamientos en operación de las toberas para cada uno de los casos de carga a analizar en función de la geometría y la temperatura, tal como se indica en la norma aplicable del equipo. Estos desplazamientos se impondrían luego a las bridas de conexión de las tuberías para simular el efecto de arrastre del equipo sobre la tubería.
- Modelar el equipo (recipiente de separación de condensado) mediante rígidos con el programa CAESAR II y conectar a él las tuberías para que sea el propio programa el encargado de transmitir los desplazamientos. Ésta es la opción adoptada en el presente estudio.

6.4. Análisis

El análisis del sistema se ha realizado con el programa CAESAR II, de uso ampliamente extendido en el sector industrial, y con el programa de elementos finitos Nozzle Pro, el cual viene a complementar el estudio dotando al programa anterior de la precisión adecuada.

Podemos dividir el análisis en dos etapas, la primera para calcular los factores de intensificación de esfuerzos (SIF) y la segunda para el análisis de flexibilidad propiamente dicho, donde se analizarán las tensiones, flechas máximas, cargas en toberas y fuga en bridas.

6.4.1. Cálculo de SIF mediante Nozzle Pro

De acuerdo al procedimiento explicado en el apartado 3.2 procedemos a introducir los datos de colector y ramal requeridos para el análisis.

Para empezar, se ejecuta el programa Nozzle Pro y se muestra la pantalla de la Figura 6.4.

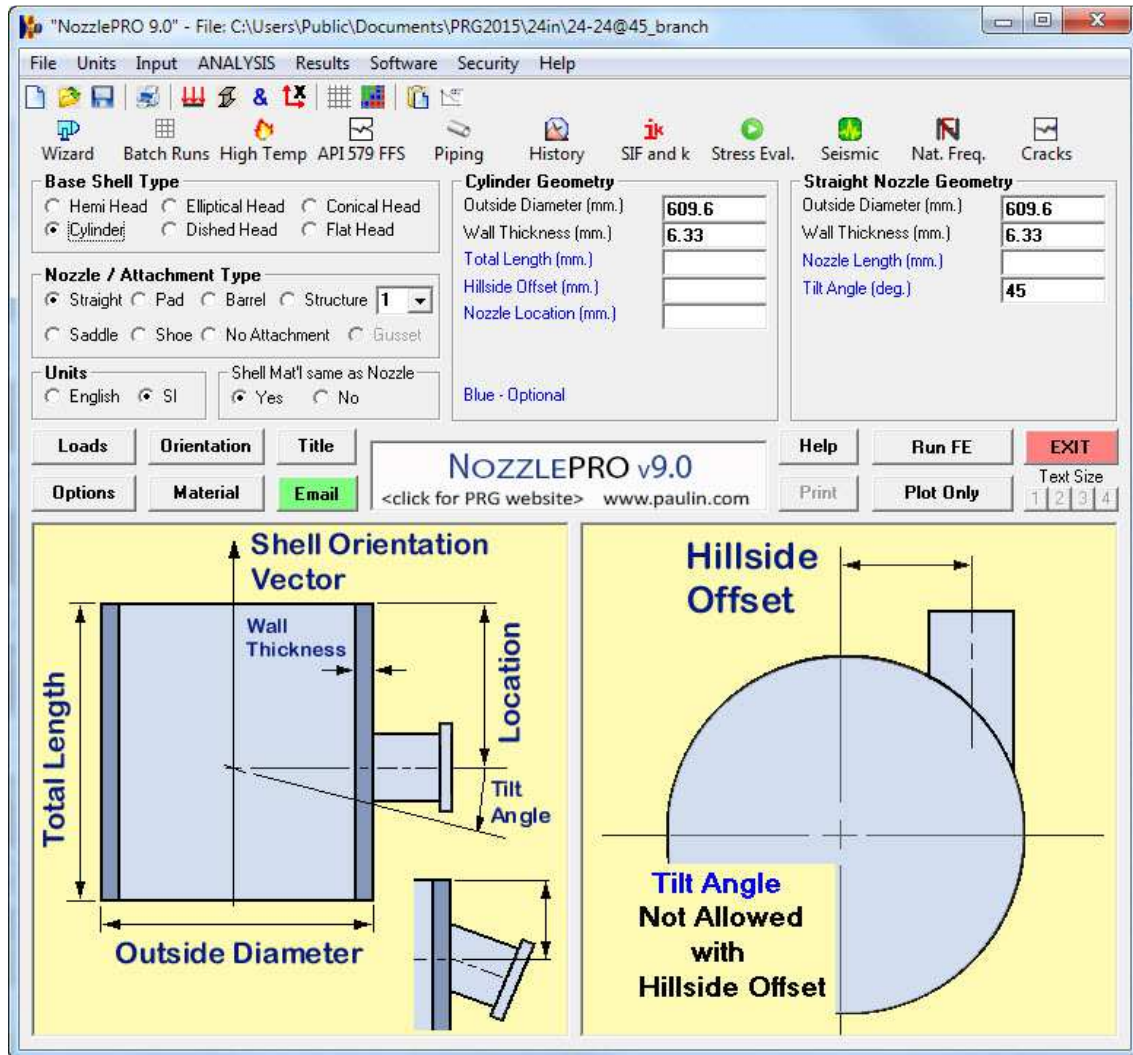


Figura 6. 4 Input Nozzle Pro

Pinchamos en el botón “Loads” para introducir los valores de fuerzas y momentos (en nuestro caso dejamos en blanco los campos de cargas puesto que no los necesitamos para calcular los SIF) y anotamos las condiciones de temperatura y presión más desfavorables (ver Figura 6.5).

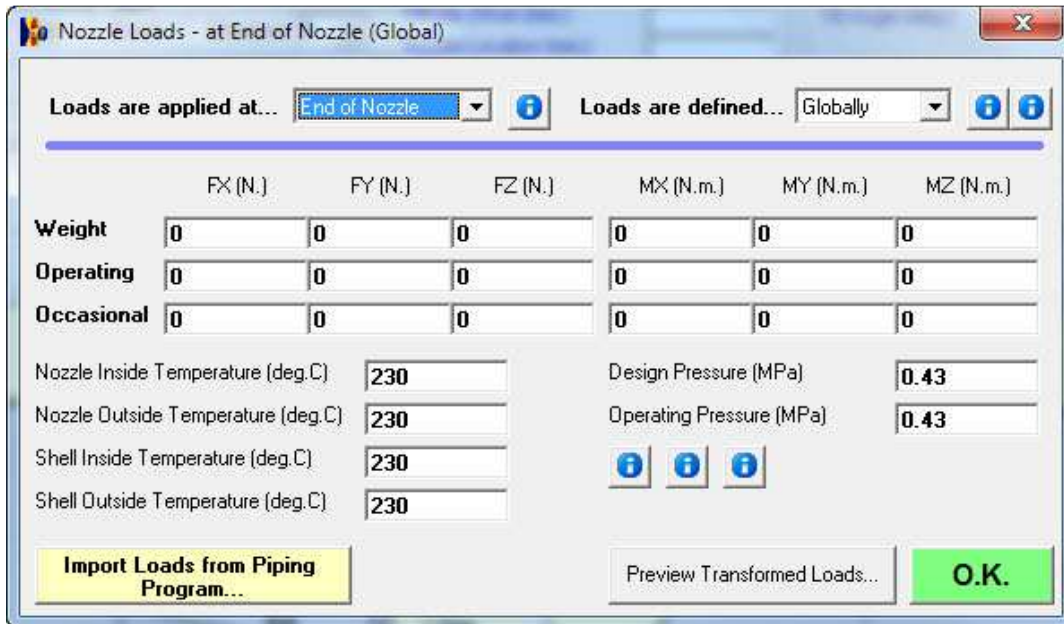


Figura 6.5 Condiciones de diseño Nozzle Pro

Definimos la orientación relativa entre colector y ramal como se muestra en la Figura 6.6.

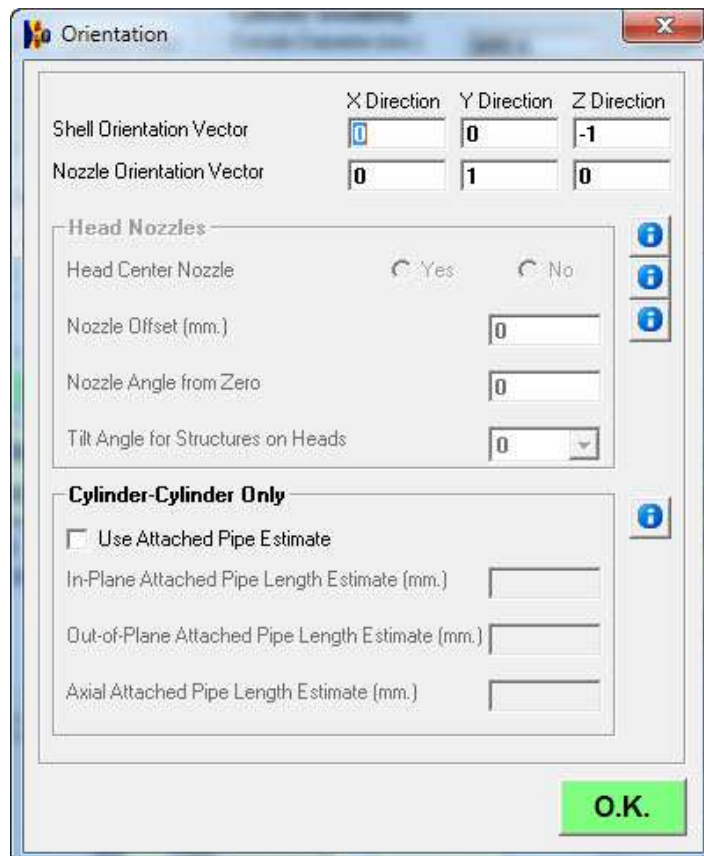


Figura 6.6 Orientación Nozzle Pro

Verificamos las opciones del programa prestando atención a la casilla que indica si estamos calculando el SIF del colector o el del ramal; se encuentra en “Engineering Details” – “SIF’s and K’s for Cilinder Header” (ver Figura 6.7).

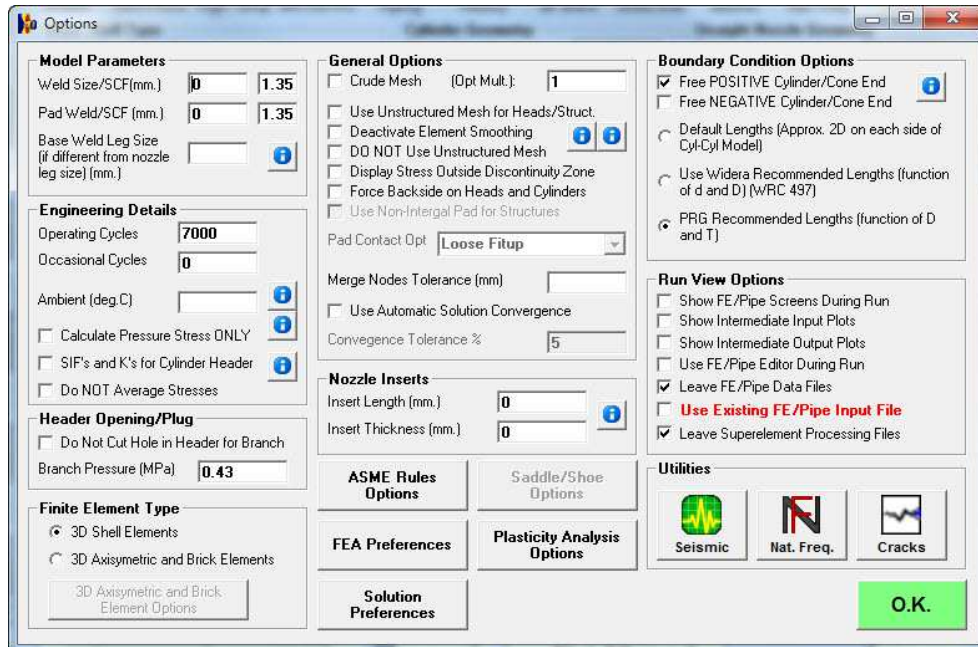


Figura 6.7 Opciones Nozzle Pro

Por último seleccionamos el material de las tuberías, el mismo para colector y ramal como se indica en la Figura 6.8.

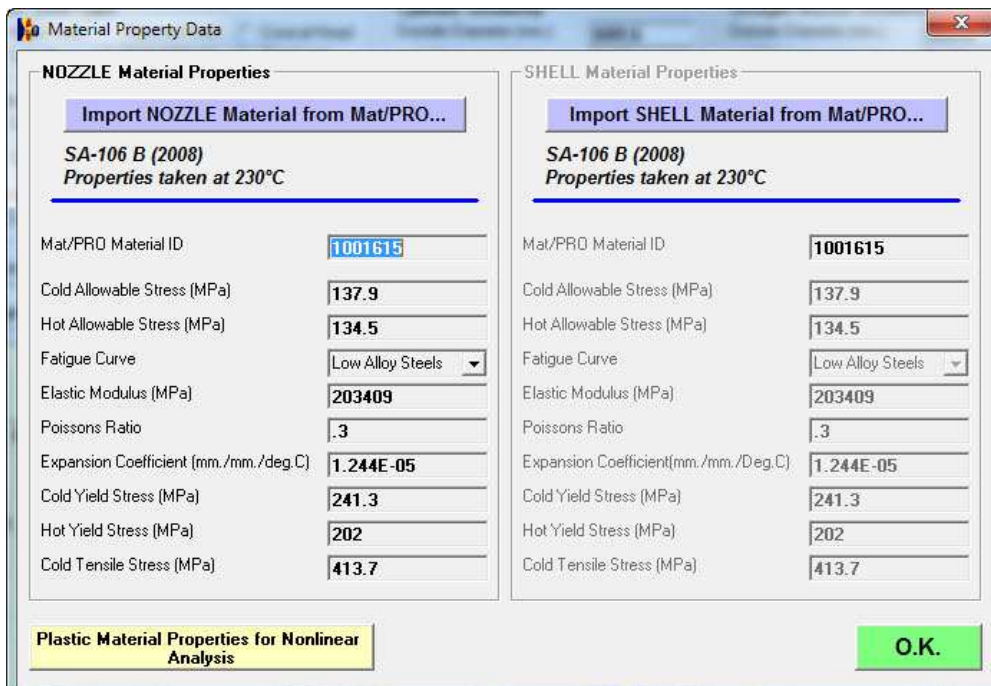
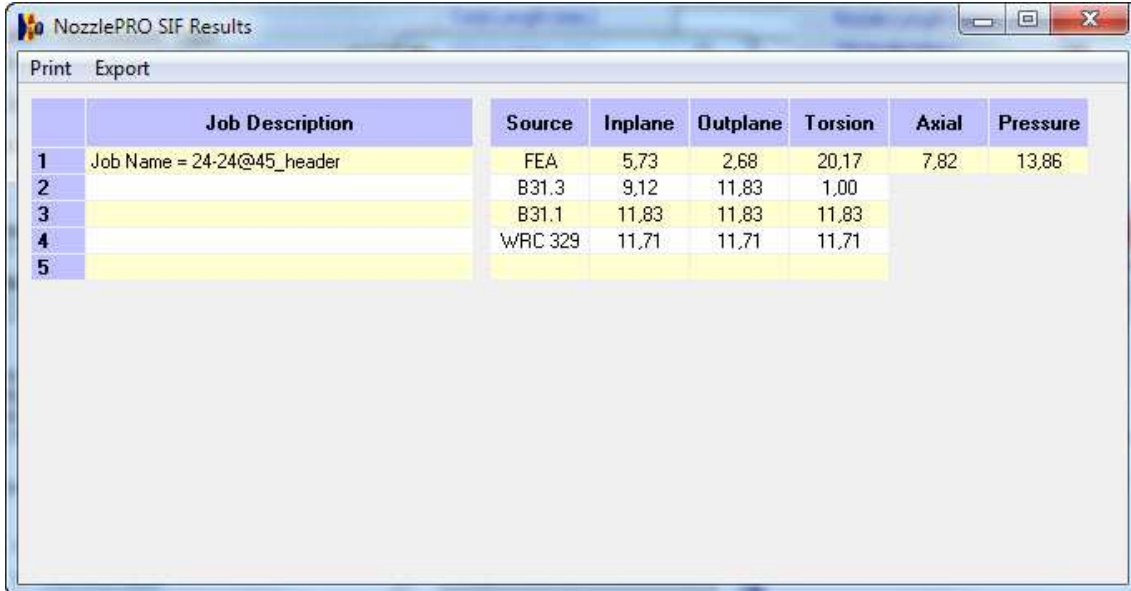


Figura 6.8 Material Nozzle Pro

Ejecutamos el programa y obtenemos los resultados buscados.

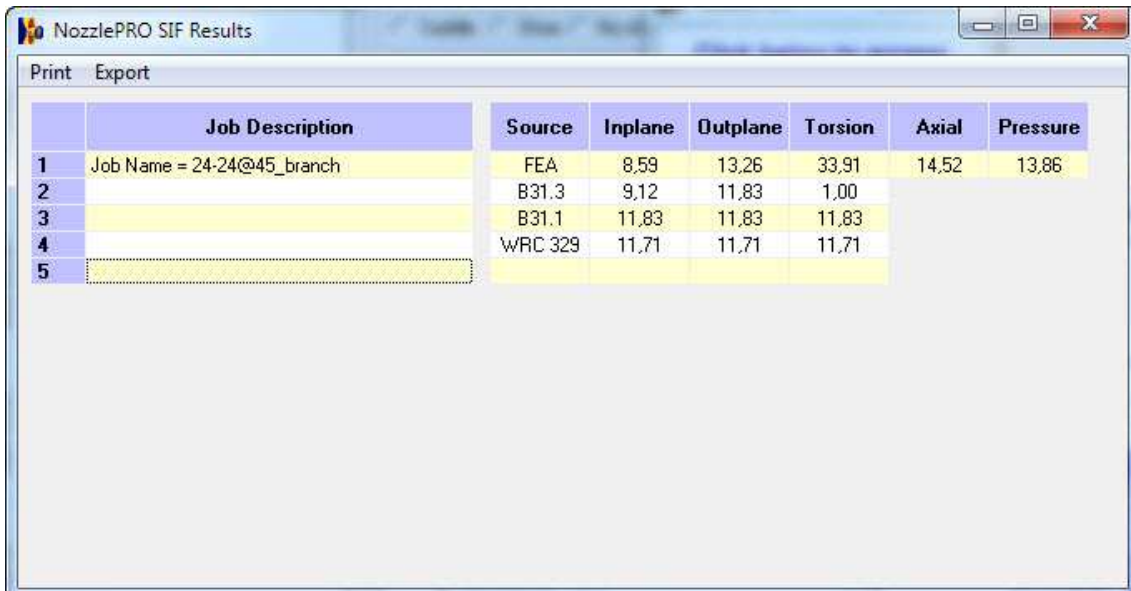
- SIF en el colector (ver Figura 6.9)



	Job Description	Source	Inplane	Outplane	Torsion	Axial	Pressure
1	Job Name = 24-24@45_header	FEA	5,73	2,68	20,17	7,82	13,86
2		B31.3	9,12	11,83	1,00		
3		B31.1	11,83	11,83	11,83		
4		WRC 329	11,71	11,71	11,71		
5							

Figura 6. 9 SIF en el colector Nozzle Pro

- SIF en el ramal (ver Figura 6.10)



	Job Description	Source	Inplane	Outplane	Torsion	Axial	Pressure
1	Job Name = 24-24@45_branch	FEA	8,59	13,26	33,91	14,52	13,86
2		B31.3	9,12	11,83	1,00		
3		B31.1	11,83	11,83	11,83		
4		WRC 329	11,71	11,71	11,71		
5							

Figura 6. 10 SIF en el ramal Nozzle Pro

El programa Nozzle Pro proporciona una salida de resultados para los factores de intensificación de esfuerzos (SIF) para los siguientes casos:



FEA: análisis de elementos finitos “Finite Element Analysis” que realiza el programa Nozzle Pro

B31.3: aplicación del B31.3 “Chemical Plant and Petroleum Refinery Piping”

B31.1: aplicación del B31.1 “Power Piping”

WRC 329: aplicación del Welding Research Council bulletin 329 “Accuracy of Stress Intensification Factors For Branch Connections”

El sistema de tuberías de la línea de antorcha se rige por el B31.3. Sin embargo, los valores que nos indica la norma no deben ser empleados; el B31.3 sólo contempla uniones estandarizadas a 90° y, en nuestro caso, la unión es a 45° y por tanto estamos fuera de la norma.

Los valores que introduciremos en el CAESAR II son los correspondientes a la primera fila de las tablas: Finite Element Analysis (FEA).

6.4.2. Cálculo de flexibilidad mediante CAESAR II

El estudio se compone de una serie de comprobaciones para dar validez al sistema de tuberías.

- a) Flecha máxima
- b) Tensiones
- c) Cargas en soportes
- d) Cargas en toberas
- e) Fuga en bridas

Para ello, es preciso tener en cuenta las cargas por peso o sostenidas, las cargas térmicas y las cargas ocasionales, así como las diferentes combinaciones que pueden darse.

La nomenclatura empleada en los casos de carga se muestra a continuación:

- W: peso de la tubería, incluyendo peso de fluido y aislamiento
- WNC: peso de la tubería vacía y de aislamiento
- T1, T2, T3, T4: temperaturas de la línea (ver apartado 6.3)
- P1, P2, P3, P4: presiones de la línea (ver apartado 6.3)
- D1, D2, D3, D4: desplazamientos térmicos para T1, T2, T3, T4
- HP: presión de prueba de la línea (ver apartado 6.3)
- H: muelles
- F1: fuerza externa (por ejemplo, disparo de válvulas)
- D6, D7: desplazamientos sísmicos en dirección horizontal (X, Z)
- U1, U2: aceleraciones sísmicas en dirección horizontal (X, Z)
- WIN1, WIN2: cargas debidas a viento



De acuerdo a lo anterior, los casos de carga que debemos analizar, como mínimo, para garantizar el correcto funcionamiento del sistema de tuberías son los mostrados en la Tabla 6.1 que se expone a continuación:

	Load Cases	Stress Type
L1	W	HGR
L2	W+D1+T1+P1	HGR
L3	WNC+HP+H	HYD
L4	W+D1+T1+P1+H	OPE
L5	W+D2+T2+P2+H	OPE
L6	W+D3+T3+P2+H	OPE
L7	W+D2+T2+P2+H+F1	OPE
L8	WNC+D4+T4+P4+H	OPE
L9	W+D1+T1+P1+H+U1	OPE
L10	W+D1+T1+P1+H-U1	OPE
L11	W+D1+T1+P1+H+U2	OPE
L12	W+D1+T1+P1+H-U2	OPE
L13	W+D1+D6+T1+P1+H	OPE
L14	W+D1+D7+T1+P1+H	OPE
L15	W+D1+D6+T1+P1+H+U1	OPE
L16	W+D1+D6+T1+P1+H-U1	OPE
L17	W+D1+D7+T1+P1+H+U2	OPE
L18	W+D1+D7+T1+P1+H-U2	OPE
L19	W+D1+T1+P1+H+WIN1	OPE
L20	W+D1+T1+P1+H-WIN1	OPE
L21	W+D1+T1+P1+H+WIN2	OPE
L22	W+D1+T1+P1+H-WIN2	OPE
L23	W+P1+H	SUS
L24	W+P2+H	SUS
L25	WNC+P4+H	SUS
L26	L7-L5	OCC
L27	L9-L4	OCC
L28	L10-L4	OCC
L29	L11-L4	OCC
L30	L12-L4	OCC
L31	L19-L4	OCC
L32	L20-L4	OCC
L33	L21-L4	OCC
L34	L22-L4	OCC
L35	L4-L23	EXP
L36	L5-L24	EXP
L37	L6-L24	EXP
L38	L5-L6	EXP
L39	L8-L25	EXP
L40	L13-L23	EXP
L41	L14-L23	EXP
L42	L24+L26	OCC
L43	L23+L27	OCC
L44	L23+L28	OCC
L45	L23+L29	OCC
L46	L23+L30	OCC
L47	L23+L31	OCC
L48	L23+L32	OCC
L49	L23+L33	OCC
L50	L23+L34	OCC

Tabla 6.1 Casos de carga



L1, L2: casos de carga para calcular los muelles del sistema

L3: caso de carga para prueba neumática

L4, L5, L6, L8: casos de carga de operación normal, diseño (máxima/mínima temperatura) y limpieza por vapor (steam out)

L7: descarga de alivios (no aplica en el sistema analizado)

L9 - L12: casos de carga de operación normal más aceleraciones sísmicas

L13, L14: casos de carga de operación normal más desplazamientos sísmicos

L15 – L18: casos de carga de operación normal más aceleraciones y desplazamientos sísmicos

L19 – L22: casos de carga de operación normal más viento

L23, L24, L25: casos de carga en sostenido

L26: disparo de alivios (no aplica)

L27 – L30: aceleraciones sísmicas

L31 – L34: viento

L35, L36, L37, L39: expansión térmica

L38: rango térmico (máxima-mínima temperatura)

L40, L41: desplazamiento sísmico

L42 – L50: caso de carga sostenido más disparo de alivios, sismo y viento

a) Desplazamientos

En el ANEXO VIII, “Displacements : 24 (SUS) W+P2+H” se muestra una tabla con los desplazamientos en cada nodo del cálculo para el caso de carga L24 (carga sostenida a la Presión de Diseño).

En el ANEXO VIII, “Restraint Summary Extended : Multiple” se muestra una tabla con los desplazamientos en cada nodo para los casos de carga analizados.

b) Tensiones

En el ANEXO VIII, “Stress Summary : Multiple” se muestra un resumen de las tensiones máximas obtenidas para cada caso de carga, así como los nodos en los que ocurre.

c) Cargas en soportes

En el ANEXO VIII, “Restraint Summary Extended : Multiple” se muestra una tabla con las cargas y desplazamientos obtenidos en cada nodo para los casos de carga analizados.



En el ANEXO VIII, “HANGER REPORT ((TABLE DATA FROM DESIGN RUNS))” se muestra una tabla con los datos de los muelles seleccionados por el programa.

d) Cargas en toberas

En el ANEXO VIII, “Nozzle Check : Multiple” se muestra una tabla con las fuerzas y momentos resultantes en las toberas de los equipos.

e) Fuga en bridas

En el ANEXO VIII, se muestra una tabla con las presiones equivalentes resultantes para cada uno de los casos que se han de verificar; prueba neumática “Flange Peq : 3 (HYD) WNC+HP+H”, operación normal “Flange Peq : 4 (OPE) W+D1+T1+P1+H”, operación a máxima temperatura “Flange Peq : 5 (OPE) W+D2+T2+P2+H”, a mínima temperatura “Flange Peq : 6 (OPE) W+D3+T3+P2+H” y limpieza por vapor “Flange Peq : 8 (OPE) WNC+D4+T4+P4+H”.

6.5. Comprobación de resultados

6.5.1. Factor de Intensificación de Esfuerzos (SIF)

En el apartado 6.4.1. aparecen las tablas resumen con los valores de los factores de intensificación de esfuerzos (SIF). Los valores del colector se muestran en la figura 6.9 y los del ramal en la figura 6.10.

Tal como cabía esperar antes de iniciar el estudio, para el colector los valores obtenidos dentro y fuera del plano (“inplane” y “outplane”) son claramente menores que los que indica el B31.3. Sin embargo, comprobamos que para el ramal el valor del SIF dentro del plano es ligeramente inferior mientras que el valor del SIF fuera del plano es mayor.

Esto es debido a que el B31.3 establece un único valor para el SIF “inplane” sin hacer distinción entre colector y ramal. Lo mismo sucede para el SIF “outplane”. Los métodos empíricos han demostrado que esta situación se aleja de la realidad: la concentración de tensiones se da mayoritariamente en la zona del ramal mientras que el colector apenas se ve afectado, incluso en el caso más extremo que analizamos en el presente estudio, donde colector y ramal son del mismo tamaño (diámetro igual a 24”).



Los resultados de los SIF obtenidos son coherentes y se han introducido en el CAESAR II siguiendo el procedimiento general del apartado 3.2.

6.5.2. Desplazamientos

En el ANEXO VIII, “Displacements : 24 (SUS) W+P2+H” aparecen los desplazamientos en cada nodo para el caso de carga L24 (carga sostenida a la Presión de Diseño). Se observa que el desplazamiento vertical máximo es inferior a 1/2” (12.5 mm).

En el ANEXO VIII, “Restraint Summary Extended : Multiple” se muestra una tabla con los desplazamientos en cada nodo para los casos de carga analizados. El desplazamiento horizontal máximo es inferior a 300 mm en todos los nodos, tal como se indica en la especificación de flexibilidad, salvo en el nodo 11150 (330 mm) y el 11650 (305 mm).

Estos movimientos están próximos al límite establecido y no generan ninguna situación de riesgo.

Además, la separación de las tuberías analizadas con otras tuberías adyacentes es menor que los desplazamientos horizontales máximos por lo que no existe riesgo de colisión entre ellas.

6.5.3. Tensiones

En el ANEXO VIII, “Stress Summary : Multiple” se muestran las tensiones máximas para cada caso de carga y los nodos en los que ocurre. Podemos observar que las tensiones están por debajo de los valores admisibles con un margen de seguridad elevado.

La tensión más elevada se alcanza en el nodo 10705 para el caso de carga L40, llegando al 84.7% de los esfuerzos admisibles. El caso L40 corresponde al análisis de los desplazamientos sísmicos relativos entre estructuras.

En el cálculo se ha introducido como valor de desplazamiento sísmico en cada nodo, el máximo que se puede dar en toda la estructura. Si el desplazamiento sísmico “real” en el nodo 10705 es inferior al considerado, entonces estaremos añadiendo un margen de seguridad adicional al ya existente.

6.5.4. Cargas en soportes

En el ANEXO VIII, “Restraint Summary Extended : Multiple” se muestra una tabla con las cargas y desplazamientos en cada nodo para los casos de carga analizados.

Tras analizar la tabla se comprueba que la tubería no se levanta en los puntos de apoyo; la fuerza vertical en estos puntos es negativa (hacia abajo) y el desplazamiento



vertical es nulo. Por tanto, la carga vertical se encuentra repartida entre los apoyos tal como se ha previsto.

En el ANEXO VIII, “HANGER REPORT ((TABLE DATA FROM DESIGN RUNS))” se muestra una tabla con los datos de los muelles del estudio. El desplazamiento vertical en los muelles seleccionados es de aprox. 1 mm y, sin embargo, los muelles son necesarios.

Estos muelles están colocados próximos a las toberas con el objetivo de absorber parte de las cargas verticales que transmite el sistema de tuberías al equipo.

6.5.5. Cargas en toberas

En el ANEXO VIII, “Nozzle Check : Multiple” se muestra una tabla con las fuerzas y momentos resultantes en las toberas de los equipos.

Las cargas admisibles vienen indicadas en los planos del fabricante de los equipos y fueron incorporadas en el CAESAR II mediante la opción “Nozzle Limit Check”. De este modo, la comprobación de las cargas obtenidas frente a las admisibles del equipo es automática.

Se observa que los valores de las columnas “Forces Check” y “Moments Check” son inferiores a 1 para todos los casos de operación, por lo cual, estamos dentro de los límites admisibles de cargas en toberas.

6.5.6. Fuga en bridas

En el ANEXO VIII, se muestra una tabla con las presiones equivalentes resultantes para cada uno de los casos que se han de verificar; prueba neumática “Flange Peq : 3 (HYD) WNC+HP+H”, operación normal “Flange Peq : 4 (OPE) W+D1+T1+P1+H”, operación a máxima temperatura “Flange Peq : 5 (OPE) W+D2+T2+P2+H”, a mínima temperatura “Flange Peq : 6 (OPE) W+D3+T3+P2+H” y limpieza por vapor “Flange Peq : 8 (OPE) WNC+D4+T4+P4+H”.

A pesar de que la especificación de flexibilidad indica que no es necesario comprobar si existe fuga en bridas para los casos de prueba hidrostática, neumática o limpieza por vapor, se ha decidido hacer también la comprobación para estos casos debido a la criticidad de la línea de antorcha.

Se observa que la máxima Presión Equivalente del sistema de tuberías se alcanza en el nodo 24034 para el caso de carga L5 (condiciones de diseño a máxima temperatura) con un valor del 76.09% del admisible.

Por tanto, se puede garantizar que no habrá fuga en las bridas.



7. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

7.1. Conclusiones

Llegados a este punto puedo afirmar que he logrado el objetivo principal de diseñar y verificar el sistema de tuberías de una línea de antorcha que cumple con la normativa vigente, tanto externa (normativa internacional) como interna (especificaciones del proyecto).

Así mismo, se han conseguido los objetivos propuestos al inicio del proyecto: se han calculado los valores reales de los factores de intensificación de esfuerzos (SIF) de las conexiones a 45° entre colector y ramal y se ha verificado para el sistema de tuberías que los desplazamientos, los esfuerzos, las cargas en los soportes y las cargas en las toberas están dentro de los valores admisibles y que no se producirá fuga en las bridas analizadas.

Se ha constatado la importancia de calcular el valor real del SIF para conexiones que no están definidas en el ASME B31.3; se consigue así no penalizar en exceso el colector y el cálculo se centra en analizar la parte débil de la unión, que es el ramal.

Todo ello se ha hecho siguiendo los procedimientos de empresa disponibles, en especial los relativos a la especificación de flexibilidad o especificación de “stress”, la especificación de soportes y los manuales de los programas. De este modo se garantiza el funcionamiento seguro de la Planta.

Se ha generado toda la información necesaria para la fabricación, montaje y supportación del sistema de tuberías en la Planta. Esta información se encuentra disponible en los ANEXOS (alrededor de 700 páginas) e incluye los diagramas de tuberías e instrumentación (P&IDs), planos isométricos de tuberías, lista de líneas con las condiciones de Procesos, planos de estructuras “Plot Plan”, planos isométricos con los comentarios de flexibilidad (restricción, cargas, desplazamientos y punto de aplicación), planos de equipos, planos de válvulas y salida de resultados del programa CAESAR II.

La información fue obtenida de otras disciplinas y de los programas Nozzle Pro (análisis de elementos finitos) y CAESAR II (análisis de flexibilidad).

Se han analizado unos 3000 m de tuberías con las condiciones indicadas por Procesos siguiendo la metodología y las normas vigentes, dando como resultado la obtención de los SIF reales para las conexiones y la salida de resultados de CAESAR II (desplazamientos, esfuerzos, cargas en soportes, cargas en toberas, verificación de fuga en bridas) incluida en los ANEXOS.

El desarrollo del presente proyecto ha supuesto un crecimiento a nivel personal, puesto que ha requerido de labores muy diversas que en ocasiones escapaban de lo común. La búsqueda de métodos alternativos para la validación del diseño o la comunicación con otras disciplinas a nivel técnico para integrar su conocimiento convierten este proyecto en una experiencia muy enriquecedora.



7.2. Trabajos futuros

Se pueden plantear dos líneas de trabajo para continuar con la labor realizada.

Se propone evaluar las bridas por el método ASME Sección VIII para poder comparar los resultados con los obtenidos por el método de la Presión Equivalente. Como se ha explicado a lo largo del proyecto, el método de la Presión Equivalente aunque sencillo es muy conservador y sería de interés conocer de forma aproximada qué margen se está manejando respecto de un método más preciso como es el ASME Sección VIII.

Una vez diseñado y verificado el sistema de tuberías se propone continuar con el siguiente eslabón del proceso para la instalación y puesta en marcha del sistema de tuberías; se trata de los soportes, los cuales han de ser diseñados para resistir las cargas indicadas en las isométricas de flexibilidad. Para la línea de antorcha el diseño de los soportes es de especial relevancia, puesto que se trata de una línea que debe mantener una pendiente mínima y está sometida a altas temperaturas. Además, las cargas son elevadas y es probable que se requiera el diseño de soportes especiales para soportar la tubería.



8. PRESUPUESTO

En esta parte se va a proceder a realizar el desglose de las diferentes partidas que constituyen el proyecto de diseño y análisis del sistema de tuberías en la línea de antorcha.

A continuación se describe el alcance de cada uno de los conceptos que se han tomado en cuenta para la elaboración del presupuesto.

- Equipos y licencias de software

Equipo: 1 ordenador HP con procesador Intel Core i5-4570 CPU @ 3.20 GHz, Memoria RAM 8 GB, Windows 7 64 bit y Tarjeta Gráfica dedicada Nvidia Quadro K600

CAESAR II: software para analizar la flexibilidad del sistema de tuberías

Nozzle Pro: software basado en el análisis por el método de los elementos finitos para calcular los factores de intensificación de tensiones

- Ingeniería y análisis

Personal: 1 ingeniero especialista en análisis de flexibilidad

- Material de oficina

Impresora Láser para fotocopias y escaneado de documentación



Ingeniería Técnica Industrial Mecánica

EQUIPOS Y LICENCIAS DE SOFTWARE					
Descripción	Coste (€)	Uso dedicado al proyecto (%)	Dedicación (meses)	Período de depreciación (meses)	Coste imputable (€)
Equipo	890	100	4	48	74,17
CAESAR II (alquiler licencia)	14000	50	4	12	2333,33
Nozzle Pro (alquiler licencia)	9000	50	2	12	750,00
				TOTAL	3157,50
INGENIERÍA Y ANÁLISIS					
Descripción	Coste (€/h)	Tiempo de desarrollo (meses)	Dedicación (h)	Coste imputable (€)	
Ingeniero especialista de flexibilidad	52	5	220	11440	
MATERIAL DE OFICINA					
Descripción	Coste (€)	Uso dedicado al proyecto (%)	Dedicación (meses)	Período de depreciación (meses)	Coste imputable (€)
Impresora Laser	300	50	4	24	25,00
Material de oficina	150				150,00
PRESUPUESTO	Coste imputable (€)				
Equipos y licencias de software	3157,50				
Ingeniería y análisis	11440				
Material de oficina	175,00				
TOTAL	14772,50				
Impuestos (IVA 21%)	3102,225				
COSTE TOTAL (€)	17874,73				



9. BIBLIOGRAFÍA

- i. “Piping Handbook”, Mohinder L. Nayyar (McGraw-Hill)
- ii. “Design Of Piping Systems”, The M. W. Kellogg Company (Pullman Power Products)
- iii. “Roark’s Formulas for Stress and Strain”, Warren C. Young and Richard G. Budynas
- iv. “Piping Stress Analysis Specification”, documento interno de la compañía
- v. “Specification For Piping Supports”, documento interno de la compañía
- vi. ASME B31.1 “Power Piping”
- vii. ASME B31.3 “Chemical Plant and Petroleum Refinery Piping”
- viii. ASME “Boiler and Pressure Vessel Code”, Section II, Part D
- ix. ASME “Boiler and Pressure Vessel Code”, Section III, Div. 1
- x. ASME “Boiler and Pressure Vessel Code”, Section VIII, Div. 1, 2 & 3
- xi. ASME B16.5 “Pipe Flanges And Flanged Fittings NPS ½ Through NPS 24 Metric/Inch Standard”
- xii. ASCE 7-05 “Minimum Design Loads for buildings and other Structures”
- xiii. API 610 “Centrifugal Pumps for General Refinery Services”
- xiv. API 611 “General Purpose Steam Turbines for Refinery Services”
- xv. API 612 “General Purpose Steam Turbines for Petroleum, Chemical and Gas Industries”
- xvi. API 617 “Centrifugal Compressors for General Refinery Services”
- xvii. API 618 “Reciprocating Compressors for General Refinery Services”
- xviii. API 560 “Fire Heaters for General Refinery Services”
- xix. API 650 “Steel Welded Tanks for Oil Storage”
- xx. API 661 “Air Cooled Heat Exchangers for General Refinery Services”
- xxi. NEMA SM-23 “Steam Turbines for Mechanical Drive Services”
- xxii. EJMA “Standards Of The Expansion Joint Manufacturers Association”
- xxiii. WRC 329 “Accuracy of Stress Intensification Factors For Branch Connections”
- xxiv. CAESAR II 2011 “User Guide”, “Applications Guide”, “Quick Reference Guide”, “Technical Reference Manual”, “Changes”
- xxv. PRG (Paulin Research Group) technical article: “Use SIFs and Flexibilities in CAESAR II”