

**VERIFICACIÓN DEL DISEÑO MECÁNICO Y ANÁLISIS FINANCIERO DE LOS  
INTERCAMBIADORES DE CALOR PROGRAMADOS PARA LA REPOSICIÓN  
DEL 2012 EN LA REFINERÍA BARRANCABERMEJA DE ECOPETROL**

**JAIRO ALEXANDER PÉREZ MORENO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA  
2012**

**VERIFICACIÓN DEL DISEÑO MECÁNICO Y ANÁLISIS FINANCIERO DE LOS  
INTERCAMBIADORES DE CALOR PROGRAMADOS PARA LA REPOSICIÓN  
DEL 2012 EN LA REFINERÍA BARRANCABERMEJA DE ECOPETROL**

**JAIRO ALEXANDER PÉREZ MORENO**

**TRABAJO DE GRADO PARA OPTAR AL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO**

**DIRECTORES:**

**JABID QUIROGA**

**MAGISTER, INGENIERO MECÁNICO**

**CARLOS PATIÑO**

**MAGISTER, INGENIERO MECÁNICO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2012**

*A todos ustedes*

*Mamá, gracias por guiarme y apoyarme.*

*Papá, gracias por su ejemplo y buenos consejos.*

*Hermanas, gracias por contagiarme de su alegría y entusiasmo.*

*Espero sea éste el primero de muchos triunfos a su lado.*

*“Nuestra recompensa se encuentra en el esfuerzo y no en el resultado.*

*Un esfuerzo total es una victoria completa”.*

*Gandhi.*

**JAIRO ALEXANDER PÉREZ MORENO**

## **AGRADECIMIENTOS**

A MSc. Jabid Quiroga, director del proyecto, por toda la confianza depositada, además de su excelente disposición, colaboración y apoyo en la realización de la práctica empresarial y ejecución del presente proyecto.

A MSc. Carlos Hernando Patiño, codirector del proyecto, por su incondicionalidad, acompañamiento y sabios consejos, además de su enfatización en la importancia de ser un profesional preparado y consecuente.

Al grupo de trabajo que conforma la Coordinación de Inspección e Integridad de Equipo Estático de la Refinería Barrancabermeja, por brindarme tantas enseñanzas, experiencias y alegrías, el aporte en cuanto a conocimiento y ejemplo del desempeño como futuro profesional, no podría tener mejor escenario de partida.

A la Universidad Industrial de Santander, entidad estatal precursora de la formación profesional y excelencia académica.

## CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCION	14
1. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	16
1.1 OBJETIVO GENERAL	16
1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS	16
2. MARCO TEORICO	18
2.1 REFINERIA BARRANCABERMEJA DE ECOPETROL S.A	19
2.1.1 Coordinación Inspección e Integridad de Equipos:	20
2.2 INTERCAMBIADOR DE CALOR	24
2.2.2 Modos de falla	33
2.2 SOFTWARE DE DISEÑO Y ANALISIS DE RECIPIENTES A PRESION PVElite	37
2.2.1 Datos de entrada al software PVElite	41
2.2.2 Datos de salida en software PVElite:	53
2.3 SOFTWARE PARA EL DISEÑO Y ANÁLISIS DE COMPONENTES DE RECIPIENTES A PRESIÓN	56
2.3.1 Datos de entrada al software CodeCalc	59
2.3.2. Datos de salida del software CodeCalc	60
2.4 ANALISIS FINANCIERO	61
3. ESTADO ACTUAL DEL DISEÑO MECANICO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR PROGRAMADOS PARA REPONER	64
3.1 DESCRIPCION ACTUAL DE LOS INTERCAMBIADORES	66
4. VERIFICACIÓN DEL DISEÑO MECÁNICO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR	70
4.1 EQUIPOS CON CAMBIO DE METALURGIA	73
4.1.1 Verificación del diseño mecánico de intercambiadores completos	76
4.1.2 Verificación del diseño mecánico de las tapa cabezal flotante	81

5. ANÁLISIS FINANCIERO	84
6. CONCLUSIONES	92
7. RECOMENDACIONES	94
BIBLIOGRAFÍA	95
ANEXOS	98

## LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Equipos para verificación del diseño	16
Tabla 2. Componentes de un intercambiador de calor	28
Tabla 3. Materiales utilizados en intercambiadores de calor	32
Tabla 4. Barras de PVElite	40
Tabla 5. Datos requeridos para la especificación de las partes internas	48
Tabla 6. Módulos de CodeCalc	58
Tabla 7. Datos requeridos por CodeCalc	59
Tabla 8. Servicio de los intercambiadores analizados	65
Tabla 9. Descripción de las piezas actuales.	67
Tabla 10. Estructura de una recomendación PIM_Z2.	73
Tabla 11. Cambio de metalurgia propuesto	74
Tabla 12. Resultados obtenidos en PVElite.	77
Tabla 13. Cambio de metalurgia para las tapa cabezal flotante	82
Tabla 14. Resultados de la verificación del diseño mecánico en CodeCalc	82
Tabla 15. Tiempo estimado de ejecución de actividades correctivas	86
Tabla 16. Consecuencias de no realizar el proyecto	88
Tabla 17. Resultados del análisis financiero	91

## LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Organigrama de la Refinería Barrancabermeja .....	20
Figura 2. Plan de integridad de equipos .....	21
Figura 3. Gestión y administración de integridad mecánica.....	22
Figura 4. Intercambiador de calor con tubos en u.....	25
Figura 5. Intercambiador de calor de cabezal fijo .....	26
Figura 6. Intercambiador de calor de cabezal fijo .....	27
Figura 7. Modo de falla en haz de tubos.....	36
Figura 8. Estructura de la pantalla de PVElite.....	38
Figura 9. Ventana principal en PVElite. ....	39
Figura 10. Partes exteriores del intercambiador de calor.....	41
Figura 11. Área de datos básicos del elemento .....	42
Figura 12. Tipo de radiografía y tratamiento térmico .....	43
Figura 13. Datos adicionales de la brida.....	44
Figura 14. Ventana para datos de entrada de la brida.....	45
Figura 15. Dimensiones requeridas para la brida .....	46
Figura 16. Partes internas del intercambiador de calor.....	47
Figura 17. Distribución de los tubos.....	50
Figura 18. Especificación de la brida del cabezal flotante .....	51
Figura 19. Especificación de la boquilla .....	52
Figura 20. Ventana principal de CodeCalc .....	57
Figura 21. Modelo de maduración y gestión de proyectos.....	61
Figura 22. Estado actual del haz de tubos del intercambiador E- 2505A.....	66
Figura 23. Diagrama de flujo para cuestionamiento del cambio de material.....	72
Figura 24. Matriz de riesgos RAM.....	85

## LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. CARTA DE SATISFACCION EMITIDA POR LA EMPRESA	99
Anexo B. USO DE LA MATRIZ RAM PARA VALORACIÓN DE RIESGOS	100
Anexo C. RESULTADOS OBTENIDOS PARA LA TAPA CABEZAL FLOTANTE DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-205	106
Anexo D. RESULTADOS OBTENIDOS PARA EL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-2754A	111

## RESUMEN

**TÍTULO:** VERIFICACIÓN DEL DISEÑO MECÁNICO Y ANÁLISIS FINANCIERO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR PROGRAMADOS PARA LA REPOSICIÓN DEL 2012 EN LA REFINERÍA BARRANCABERMEJA DE ECOPETROL S.A. \*

**AUTOR:** JAIRO ALEXANDER PÉREZ MORENO\*\*

### **PALABRAS CLAVE:**

Software PVElite y CodeCalc, Ecopetrol S.A, confiabilidad, ASME sección VIII División I y TEMA, relación beneficio / costo, metalurgia, intercambiador de calor.

### **DESCRIPCIÓN:**

Al generar nuevos espacios de aprendizaje y explorar nuevos campos en la aplicación del desarrollo e implementación de lo aprendido, es conveniente crear un acercamiento directo con la industria petrolera colombiana, surgen oportunidades para los estudiantes que desean obtener conocimiento en este campo de la ingeniería, es por ello que al tener la oportunidad de realizar mi practica industrial en la Refinería Barrancabermeja de Ecopetrol S.A., surge el presente proyecto de grado en el cual se muestra el trabajo desarrollado en la misma.

La coordinación de inspección e integridad de equipo estático es la encargada de la confiabilidad en la refinería, por lo tanto este proyecto se encarga de mostrar los cambios que se presentan en el diseño mecánico al implementar nuevas metalurgias y así poder prever el impacto que ello genere, brindando mayor seguridad, eficiencia y confiabilidad en los cambios planteados, la verificación del diseño mecánico se realiza mediante el software de análisis y diseño de recipientes a presión PVElite y CodeCalc, dicho análisis se lleva a cabo para un total de 16 intercambiadores completos y 8 tapas cabezal flotante, los cálculos son realizados por el software en base a la norma ASME sección VIII División I y TEMA.

El análisis financiero plantea dos panoramas diferentes para ver la viabilidad de realizar la reposición con dicha metalurgia, la opción uno se basa en no realizar la reposición y dejar que el equipo falle, presupuestando la perdida de producción que esto traería, con la opción dos se realiza la reposición de intercambiadores con la metalurgia presupuestada, teniendo las opciones uno y dos se halla la relación beneficio / costo y a partir de ello se puede ver la factibilidad de realizar el cambio en los materiales.

---

\* Proyecto de Grado

\*\* Facultad de Ingenierías Físico-mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica. Directores: Jabid Quiroga, Carlos Patiño.

## ABSTRACT

**TITLE:** VERIFICATION OF MECHANICAL DESIGN AND FINANCIAL ANALYSIS OF HEAT EXCHANGER PROGRAMMED TO REPLACEMENT ON 2012 IN ECOPETROL'S BARRANCABERMEJA REFINERY.<sup>1</sup>

**AUTHOR:** JAIRO ALEXANDER PÉREZ MORENO.<sup>2</sup>

### KEYWORDS:

Software PVElite y CodeCalc, Ecopetrol S.A, reliability, ASME section VIII Division I y TEMA, relationship benefit / cost, metallurgy, heat exchanger.

### DESCRIPTION:

To create new spaces for learning and exploring new fields of application development and implementation of learning, it is desirable to establish a direct approach to the Colombian oil industry, opportunities for students who wish to gain knowledge in this field of engineering, is why having the opportunity to conduct my industry practice in the Ecopetrol's Barrancabermeja refinery, comes this undergraduate degree work which shows the work done on it.

The coordination of inspection and integrity of static equipment is responsible for the reliability of the refinery, so this project is about showing the changes that occur in mechanical design to implement new metallurgy and thus able to predict the impact it generates, providing greater safety, efficiency and reliability of the changes posed, mechanical design verification is done by software analysis and design of pressure vessels and PVElite and CodeCalc, such analysis is conducted for a total of 16 exchangers whole and 8 floating head covers, the calculations are performed by software based on the ASME section VIII Division I and TEMA.

The financial analysis presents two different scenarios to see feasibility of replacement with this metal, the option one is based on a replacement and do not let the team fail budgeted loss of production that would bring with option two is done replacement of heat exchangers to metallurgy budgeted, with options one and two is the cost / benefit ratio and from this you can see the feasibility of making the change in materials. It provides support and engineering in the coordination, making the current description of the pieces that make up teams delivering results for the software and financial analysis of the exchangers.

---

<sup>1</sup> Undergraduate Degree Work

<sup>2</sup> Physical-Mechanical Engineering Department, School of Mechanical Engineering. Directors: Jabid Quiroga, Carlos Patiño.

## INTRODUCCION

La actual era tecnológica, capaz de brindar los más asombrosos frutos de su evolución, proporcionando comodidad, velocidad, información y bienestar, su creciente y rápido desarrollo genera a su vez una sociedad de consumo, el consumo energético sigue una tendencia de ascenso vertiginoso que día tras día exige procesos de obtención y transformación más limpios, eficientes y que garantice la disponibilidad suficiente para suplir dichas necesidades. La refinería Barrancabermeja de Ecopetrol S.A. se encarga de transformar una fuente de energía no renovable, el hidrocarburo, este es sometido a una serie de procesos químicos y físicos para proporcionarle un valor agregado, gasolina (corriente y extra), bencina, cocinol, diesel, queroseno, Jet-A, gas propano, combustóleo, azufre, ceras parafínicas, bases lubricantes, polietileno de baja densidad, aromáticos y entre otros productos son obtenidos utilizando plantas que cumplen funciones específicas, dentro de un marco de eficiencia y confiabilidad de refinación del hidrocarburo para garantizar la demanda y el consumo nacional de combustibles y petroquímicos, con estándares de calidad cada vez más altos y crecientes niveles de producción.

Los desafíos que se presentan al encaminarse en la ruta de evolución del diseño mecánico, traen consigo nuevos problemas, estos a su vez deberán traer nuevas e innovadoras soluciones, cada día más sofisticadas y certeras, el apropiado uso de la informática genera una salida a estos requerimientos, el uso de software para manejar tanto la gran cantidad de datos como las complejas interrelaciones entre los distintos componentes que toman parte de los componentes de un intercambiador de calor, hacen que este proceso se simplifique y entregue resultados acertados. En la antigüedad los cálculos se regían por normas incompletas e inexactas, hoy en día la experiencia e investigación ha generado

normas de diseño muy confiables, utilizadas mediante programas de cálculo que realizan un adecuado y exacto uso de las mismas, este es el caso del software de diseño y análisis de recipientes a presión PVElite, el cálculo de diseño bajo la norma ASME y TEMA que este realiza, es confiable y acertado, los cálculos siguen estándares internacionales que garantizan la efectividad del proveedor COADE, y el cumplimiento de las funciones para las cuales fue creado.

La creciente producción provoca un aumento en las cargas, los equipos se castigan por condiciones adversas a su condición de diseño, malas prácticas en la operación y mecanismos de daño característicos del entorno, provocan deterioro en los equipos y disminución en la eficiencia del proceso, esto abre la posibilidad de renovación, actualización e implementación de metalurgias que se desempeñen de manera factible, para ello es necesario hacer un balance de beneficios, consecuencias y costos, lo cual proporcionará un enfoque hacia la decisión acertada. No es la primera vez que se hace necesario cuantificar los costos de un proyecto a ejecutar, el riesgo siempre debe ser considerado, en reposiciones anteriores realizadas en la Refinería Barrancabermeja, se ha tenido la necesidad de seguir las pautas dadas por el modelo de maduración y gestión de proyectos, generando un estudio y análisis de la conveniencia del mismo, más aun cuando la actualización tecnológica e implementación de nuevos materiales podrían afectar la productividad, economía e integridad, en la industria petrolera se manejan activos y pasivos de alta cuantía, además los clientes y el proletariado que se ve involucrado por estos márgenes económicos es innumerable, saber tomar decisiones y hacer uso adecuado de los recursos, es vital para ser garante de la confiabilidad y contención de una empresa, en donde se toma como prioridad la seguridad y preservación de la vida de todos sus empleados, mediante una operación estandariza y responsable.

## 1. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

### 1.1 OBJETIVO GENERAL

Colaborar a la Universidad Industrial de Santander en el cumplimiento de su misión consistente en formar personas de alta calidad profesional, generando un acercamiento directo con la industria al dar soporte de ingeniería al área de Inspección e Integridad de Equipo Estático de la Gerencia Refinería de Barrancabermeja de ECOPETROL S.A., contribuyendo al mismo tiempo con el desarrollo económico y social de la región.

### 1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Indicar los cambios en el diseño mecánico al verificar el cumplimiento de las normas de fabricación para recipientes a presión por medio del software de diseño y análisis PVElite, para los intercambiadores que requieren cambio de metalurgia y se organizan de acuerdo a las plantas descritas en la tabla 1.

**Tabla 1. Equipos para verificación del diseño**

<b>Planta</b>	<b>Intercambiadores completos</b>	<b>Tapa cabezal flotante</b>
Cracking I	3	
Cracking III	6	5
Refinación de crudos	2	3
Refinación de fondos	5	

Fuente: el autor

- Realizar un cálculo financiero en Microsoft Excel para los equipos que se van a intervenir, ya sea por el cambio de piezas o el intercambiador completo, determinando el riesgo económico que se presenta con y sin proyecto de reposición, para finalmente establecer la relación beneficio/costo.
  
- Realizar una descripción para cada pieza a reponer (casco, placatubos, canal, haz de tubos, tapa cabezal flotante, brida y anillo de respaldo) que contenga lo siguiente, de acuerdo a cada pieza:
  - Diámetro exterior e interior
  - Espesor
  - Calibre
  - Material
  - Cantidad
  - Longitud
  
- Realizar una base de datos en Microsoft Excel que contenga la siguiente información para cada uno de los intercambiadores:
  - Ítem o Tag (consecutivo de identificación).
  - Planta a la que pertenece.
  - Servicio que presta.
  - Material a utilizar y dimensiones.
  - Análisis financiero (costo con y sin proyecto, relación B/C).

## 2. MARCO TEORICO

Para el desarrollo del presente proyecto fue necesaria la recopilación de información en cuanto a datos de diseño mecánico y de proceso para cada uno de los intercambiadores de calor a reponer, para los cuales es necesaria la verificación del diseño mecánico, dicha información consiste en planos, data sheets, dossier de fabricación y carpetas con el historial de inspección, esto es indispensable para cumplir el objetivo de verificar el diseño mecánico de los intercambiadores a reponer en el 2012 en la refinería Barrancabermeja de Ecopetrol S.A. En cuanto al análisis financiero fue necesario el suministro de información de costos a partir de cotizaciones realizadas por proveedores nacionales e internacionales, realizando un sondeo del mercado en cuanto a precios de materiales y fabricación de intercambiadores, estas compañías fabricantes de recipientes a presión en anteriores ocasiones ya han realizado trabajos para la Refinería.

Teniendo en cuenta que la modalidad de proyecto de grado fue modalidad practica empresarial, se requirió conocer de igual manera las características de la Refinería Barrancabermeja de Ecopetrol S.A., el funcionamiento del software PVElite con el cual se llevo a cabo la verificación del diseño mecánico y conocer del proceso llevado por Ecopetrol para realizar una inversión.

Se detallaran los aspectos más importantes de cada uno de estos requisitos y así dar soporte al desarrollo del tema que se realizo durante el transcurso de la práctica industrial.

## **2.1 REFINERÍA BARRANCABERMEJA DE ECOPETROL S.A**

La Refinería Barrancabermeja de Ecopetrol S.A. cuenta con una infraestructura que integra el proceso de transformación de hidrocarburos, para garantizar la demanda y el consumo nacional de combustibles y petroquímicos de manera rentable con estándares de calidad cada vez más altos.

- **Misión:**

Descubrimos y convertimos fuentes de energía en valor para nuestros clientes y accionistas, asegurando el cuidado del medio ambiente, la seguridad de los procesos y la integridad de las personas, contribuyendo al bienestar de las áreas donde operamos con personal comprometido que busca la excelencia, su desarrollo integral y la construcción de relaciones de largo plazo con nuestros grupos de interés.

- **Visión:**

ECOPETROL S.A. será una empresa global de energía y petroquímica, con énfasis en petróleo, gas y combustibles alternativos; reconocidos por ser competitiva con talento humano de clase mundial y socialmente responsable.

- **Competencias organizacionales:**

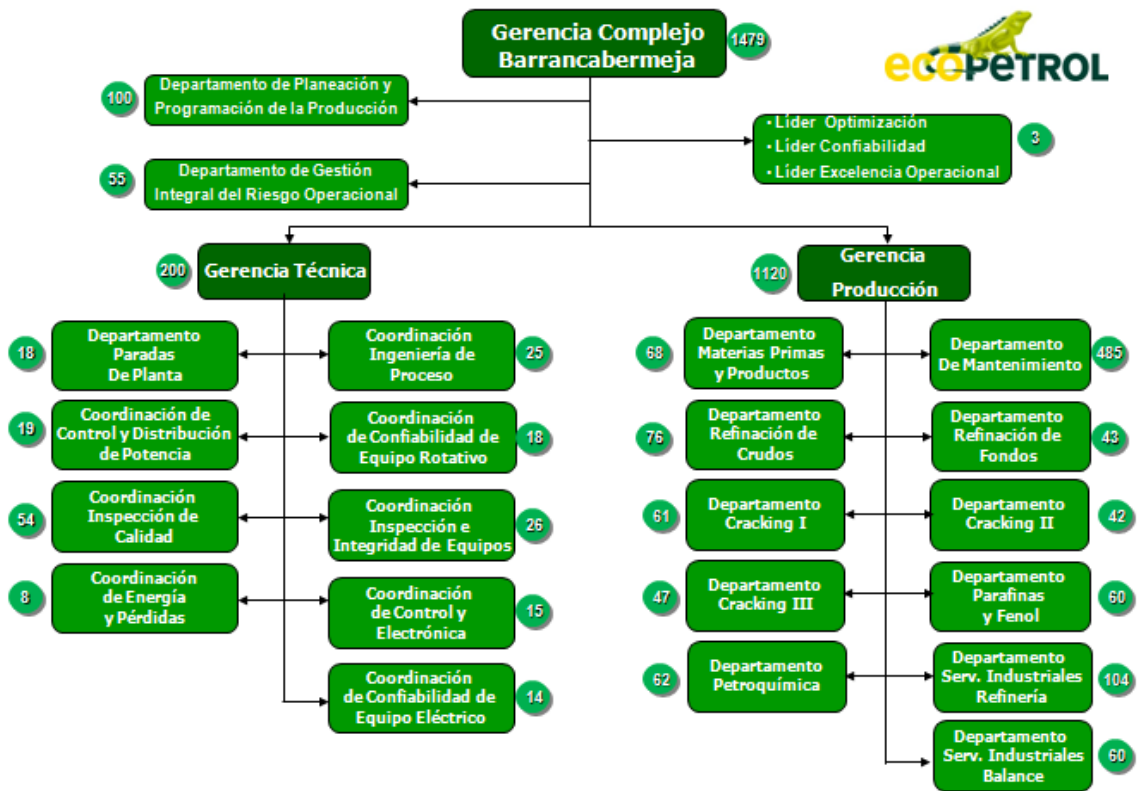
Como competencias organizacionales, ECOPETROL S.A. se enfoca en el compromiso con la vida, la pasión por la excelencia y el espíritu de equipo, por ende su lema es:

“cuidarte y cuidarme es mi compromiso con la vida en Ecopetrol S.A.”

- **Organigrama de la Refinería Barrancabermeja de Ecopetrol S.A.**

La Gerencia Refinería Barrancabermeja de Ecopetrol S.A. (GRB) está organizada de la siguiente manera, teniendo presente que la practica industrial se llevo a cabo en la coordinación inspección integridad de equipo estacionario.

**Figura 1. Organigrama de la refinería Barrancabermeja**



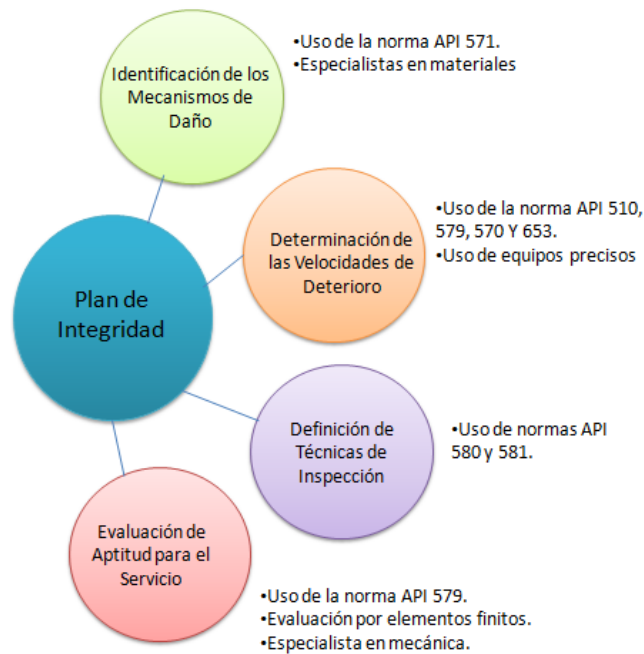
Fuente: Ecopetrol S.A.

### 2.1.1 Coordinación inspección e integridad de equipos:

El análisis de integridad de equipos de proceso se ha vuelto muy importante como herramienta de gestión de riesgo en la mayoría de las industrias que poseen equipos sometidos a presión, tales como recipientes y tanques de

almacenamiento de productos peligrosos, ya que una falla en uno de ellos puede generar consecuencias graves, es por ello que existe la Coordinación de Inspección e Integridad de Equipos en la Refinería Barrancabermeja de Ecopetrol S.A., la cual se encarga de garantizar la confiabilidad en todas la plantas que la conforman, mediante un buen plan de integridad aplicado, que consiste en diferentes metodologías de estudio y/o análisis tendientes a detectar los mecanismos de falla probables y activos, determinar la velocidad de avance de los mismos, determinar las técnicas de inspección que detectan dichos mecanismos de falla y establecer las metodologías de reparación como así también las evaluaciones de aptitud para el servicio de los equipos de planta.

**Figura 2. Plan de integridad de equipos**



Fuente: Ecopetrol S.A

La implementación de sistemas de manejo de la integridad en la Refinería es fundamental para asegurar confiablemente la capacidad de operación de los equipos, especialmente controlar que no existan riesgos previsible de falla que pongan en peligro la seguridad del personal, el medio ambiente y la infraestructura, además reduce costos por inspecciones excesivas y por consecuencia de falla.

El buen manejo de un sistema de Integridad mecánica (SIM), el cual se compone de unos elementos claves que se interrelacionan y que hacen parte de un sistema integrado para asegurar que los materiales, los equipos y las estructuras son adecuadas para el propósito; busca evitar la pérdida de contención, asegurar su integridad mecánica a lo largo del ciclo de vida y de esta manera, mantener el riesgo dentro de límites tolerables. En la siguiente figura se puede observar los elementos claves para mantener la integridad de una planta y para mitigar o limitar los riesgos que comprometan la integridad de la misma y de las personas que operen en ella.

**Figura 3. Gestión y administración de integridad mecánica**



Fuente: Ecopetrol S.A.

El aseguramiento de la integridad mecánica está definido por el grado de confiabilidad en que se encuentran los componentes de las plantas o equipos, para su evaluación se involucran tecnologías y metodologías como:

- Inspección basada en el riesgo. (API 580 / 581)
- Desarrollo de programas y planes de integridad. (API 580 / 581)
- Análisis de aptitud para el servicio. (API RP 579)
- Evaluación de vida residual y gestión de vida remanente.
- Evaluación del impacto del cambio de las condiciones de operación sobre la integridad de equipamiento. (variaciones de presión, temperatura, etc.).
- Selección y especificación de materiales.
- Evaluación de daño por fatiga y corrosión.
- Ensayos no destructivos:
  - Medición de espesores
  - Mediciones de dureza
  - Réplicas metalográficas
  - Inspección de soldaduras por ultrasonido
  - Radiografía.

De esta manera, la implementación de estas tecnologías y metodologías de inspección permiten determinar la probabilidad de falla en los equipos, a partir de ello se plantean las medidas correctivas a ejecutar mediante el análisis de los posibles mecanismos de daño. Así pues, se establece el estado actual del equipo, con la finalidad de prever su comportamiento futuro y establecer planes de inspección, monitoreo, mantenimiento o reparación a corto, mediano y largo plazo, en búsqueda de la confiabilidad y contención de las plantas que operan en la refinería.

## 2.2 INTERCAMBIADOR DE CALOR

Un intercambiador de calor es un equipo en el cual dos corrientes a diferentes temperaturas fluyen sin mezclarse, transfiriendo calor a través de una pared metálica o de un tubo que separa ambos fluidos.

Las aplicaciones de los intercambiadores de calor son muy variadas y reciben diferentes nombres:

- **Condensador:** Condensa un vapor o mezcla de vapores.
- **Enfriador:** Enfría un fluido por medio de agua.
- **Calentador:** Aplica calor sensible a un fluido.
- **Rehervido:** Conectado a la base de una torre fraccionadora proporciona el calor de reebullición que se necesita para la destilación. (los hay de termosifón, de circulación forzada, de caldera).
- **Vaporizador:** Un calentador que vaporiza parte del líquido.

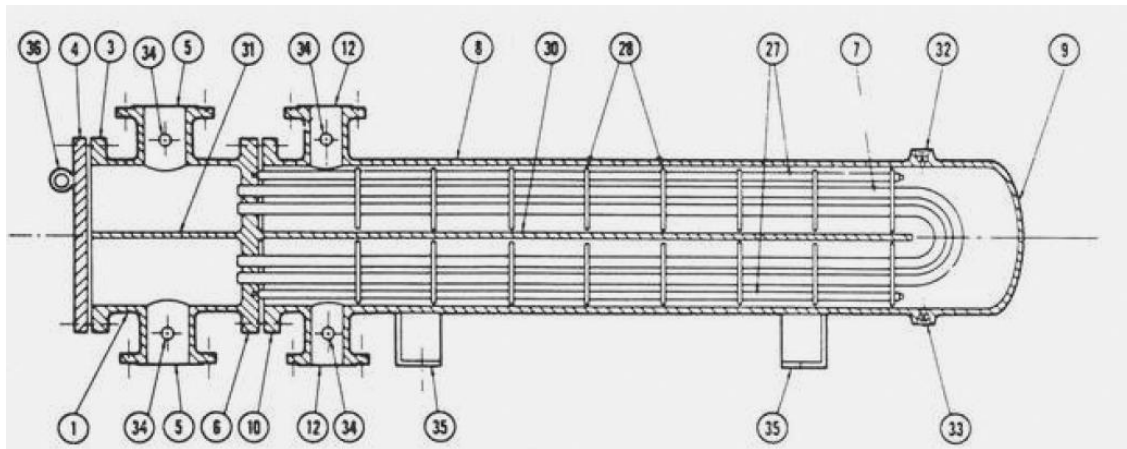
De acuerdo a la necesidad se diseña el tipo de intercambiador, siendo el más utilizado el intercambiador de calor de casco y tubos, por ser muy eficiente en servicios en los que se requieren grandes superficies de intercambio de calor, generalmente asociadas a caudales altos. El fluido que circula por el lado tubos ingresa por la canal y se distribuye a través de la placa tubos, en cambio, el fluido que circula por el casco circula por la parte exterior de los tubos y sigue la trayectoria generada por los bafles hasta encontrar la salida por el casco. Existen tres tipos básicos de intercambiadores de casco y tubos, dentro de cada uno de ellos hay numerosos tipos de diseños de acuerdo a las especificaciones de operación. La construcción ha sido normalizada por una institución privada de los E.E.U.U. Llamada T.E.M.A (Tubular Exchangers Manufactures Association). Los tres tipos básicos son de tubos en u, cabezal fijo y cabezal flotante.

- **Intercambiador de calor con tubos en u:**

Su nombre se debe a su forma, ya que los tubos están doblados en forma de u con el fin de evitar una de las dos placa tubos, lo cual puede ser causa de fugas. Además los tubos en u presentan cambios de dirección graduales, porque la curva formada en el extremo es muy abierta, lo que ofrece mayor resistencia al flujo. Es un intercambiador muy usado en condiciones de servicio limpio y presión extrema en lado casco, además es propicio para condiciones de temperatura que causan esfuerzos térmicos, particularmente cambios repetitivos o de inversión cíclica de temperatura que requieren aliviarse por expansión. El haz de tubos en u se expande libremente evitando esfuerzos de corte en el cabezal.

Permite colocar la boquilla de entrada al casco lejos del haz, lo cual es conveniente cuando la velocidad del fluido es demasiado alta, lo que puede ocasionar vibraciones destructivas en el haz. Este tipo de intercambiador presenta problemas en la limpieza mecánica al interior del haz y el cambio de tubos por la disposición de los mismos, es preferible taponar los tubos defectuosos.

**Figura 4. Intercambiador de calor con tubos en u**



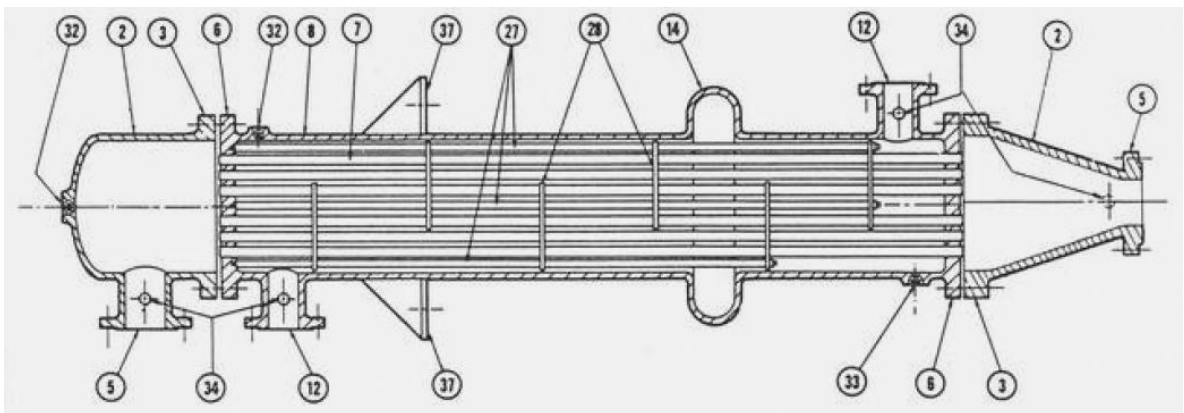
Fuente: norma T.E.M.A.

- **Intercambiador de cabezal fijo:**

Es el tipo más popular cuando se desea minimizar la cantidad de juntas, se debe tener cuidado con su aplicación si hay problemas con esfuerzos de origen térmico, si los tubos se expanden más que la coraza, están bajo esfuerzo de compresión constantemente; si los tubos se expanden menos que la coraza, sufren esfuerzo de tracción, esto es importante para determinar el tipo de unión entre tubos y placa, la cual puede ser soldada o mandrilada, la aplicación de este tipo de intercambiador requiere trabajar con fluidos limpios, ya que no es posible extraer el haz de tubos del casco para limpiar o inspeccionar.

Este intercambiador presenta problemas a la hora de determinar su estado y comportamiento, ya que el haz de tubos no se puede inspeccionar o limpiar mecánicamente una vez instalado, además el esfuerzo de origen térmico debe ser bajo o despreciable, de lo contrario se pueden usar juntas de expansión en el casco, pero con una presión de diseño baja y un fluido no corrosivo.

**Figura 5. Intercambiador de calor de cabezal fijo**



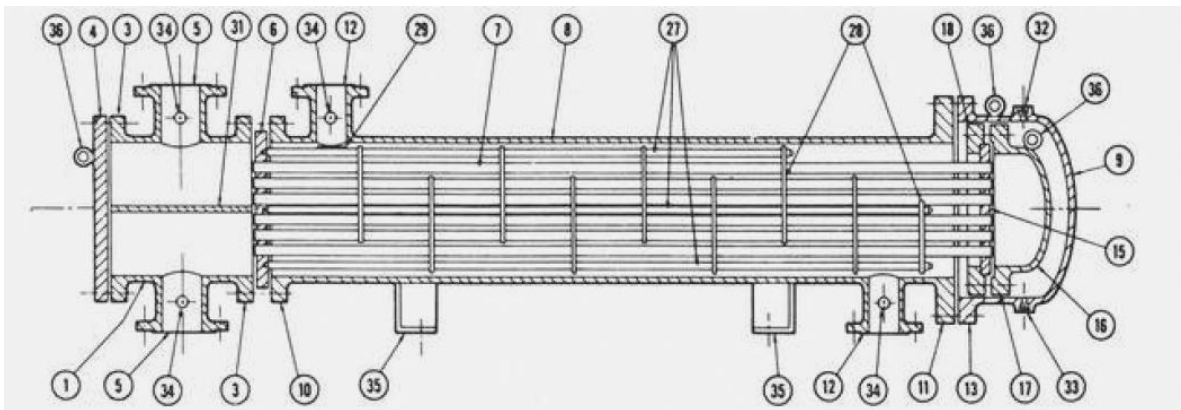
Fuente: norma T.E.M.A.

- **Intercambiador de cabezal flotante:**

Es el tipo más sofisticado y caro de intercambiador de casco y tubos. Es el diseño indicado en servicios en los que la limpieza de tubos o su remplazo es frecuente. Hay dos tipos básicos de intercambiador de cabezal flotante. Uno emplea cabezal flotante, es decir deslizante, con o sin anillo seccionado "Split ring". El otro usa una empaquetadura para permitir la expansión térmica, este se llama comúnmente intercambiador de cabezal flotante de unión empaquetada y no se usa en servicio con fluidos peligrosos o cuando las fugas pueden ser tóxicas. Hay numerosos subtipos de intercambiadores de cabezal flotante cuyas diferencias están en el diseño del cabezal de la cubierta. Los diseños de cubierta apuntan a evitar y prevenir que se tuerza el cabezal o el haz de tubos, lo cual produciría fugas. Se requiere un maquinado preciso y un ensamblaje muy exacto, por lo tanto esto genera un costo elevado en la fabricación e instalación.

Si los tubos son cortos y el peso del cabezal es demasiado grande se puede producir un brazo de palanca que tensione el haz, con peligro de rotura de las uniones tubos-placatubos.

**Figura 6. Intercambiador de calor de cabezal fijo**



Fuente: norma T.E.M.A.

La numeración señalada en las figuras 4, 5 y 6 se describe en la tabla 2, la cual se muestra a continuación:

**Tabla 2. Componentes de un intercambiador de calor**

Item	Componente	Item	Componente
1	Cabezal estacionario, canal del fluido lado tubos	20	Brida de apoyo deslizante
2	Cabezal estacionario, casquete	21	Cubierta del cabezal flotante, externa
3	Brida del cabezal estacionario, canal o casquete	22	Faldón de la placa tubos flotante
4	Cubierta del canal	23	Brida de prensaestopas
5	Tobera de cabezal estacionario	24	Empaque
6	Placatubos fija	25	Prensaestopas o empaquetadura
7	Tubos	26	Anillo de cierre hidráulico
8	Casco	27	Bielas y espaciadores
9	Cubierta del casco	28	Deflectores transversales, placas de apoyo "baffles".
10	Brida del casco, extremos del cabezal estacionario	29	Placa de choque
11	Brida del casco, extremos del cabezal posterior	30	Deflector longitudinal
12	Tobera del casco	31	Separador de paso
13	Brida de la cubierta del casco	32	Conexión de ventilla
14	Junta de expansión	33	Conexión de drenaje
15	Placatubos flotante	34	Conexión de instrumentos
16	Cubierta del cabezal flotante	35	Pie de soporte
17	Brida del cabezal flotante	36	Anillo de sujeción
18	Anillo de respaldo	37	Ménsula de soporte
19	Anillo de corte dividido	38	Vertedero
		39	Conexión de nivel de liquido

Fuente: norma T.E.M.A.

### 2.2.1 Metalurgia utilizada en los intercambiadores de calor

El material de construcción se determina a partir del servicio, vida útil, capacidad de operación y seguridad requerida en el proceso, en los intercambiadores de calor el material más ampliamente utilizado es acero al carbono. Otros materiales en su orden de utilización son:

- Acero inoxidable de la serie 300.
- Acero dúplex.
- Monel.
- Aleaciones de cobre, como latón admiralty.
- Aluminio.
- Inconel.
- Acero inoxidable de la serie 400.

Actualmente el acero inoxidable es muy apetecido por sus propiedades anticorrosivas y estructurales. El acero inoxidable es una aleación de hierro y carbono que contiene por definición un mínimo de 10,5% de cromo. Algunos tipos de acero inoxidable contienen además otros elementos aleantes. Los principales son el níquel, cromo y molibdeno, el cromo posee gran afinidad por el oxígeno y reacciona con él formando una capa pasivadora que evita la corrosión del hierro contenido en la aleación. Hay cinco grupos básicos de acero inoxidable clasificados de acuerdo con su estructura metalúrgica: austeníticos, ferríticos, martensíticos, dúplex y de precipitaciónendurecimiento (endurecimiento por precipitación).

Los aceros inoxidables que contienen cromo y Ni equivalente inferior al 8% se llaman ferríticos, son magnéticos y contienen porcentajes de carbono inferiores al 0,1%, estos aceros no son endurecibles por tratamiento térmico. En cambio, aceros entre 0,1% y 1% en C sí son templeables ya que tienen martensita, pues con porcentajes inferiores hay muy poco carbono como para lograr endurecimiento. Se conocen como aceros inoxidables martensíticos los aceros altamente aleados, el acero martensítico puro (sin mezcla con austenítico y ferrítico) con un porcentaje de Ni equivalente o inferior al 18% y un porcentaje mínimo de 8% de Cr.

Los aceros inoxidable que contienen más de un 12% de níquel equivalente al 17 % de Cr, más de 25% de Ni equivalente a 0% de Cr equivalente, y menos de 34% de Cr equivalente a 30 % de Níquel, se conocen como austeníticos, estos se distinguen porque no son magnéticos. Los aceros inoxidable austeníticos se pueden endurecer por deformación, pasando su estructura metalográfica a contener martensita (el carbono estabilizado de manera metaestable en forma de hierro gamma, se transforma a la forma estable de hierro alfa y martensita, pues el carbono es menos soluble en la matriz de hierro alfa, y este expulsa el carbono), con ello estos se convierten en parcialmente magnéticos esto dependiendo del porcentaje de carbono que haya sido convertido en martensita.

También existen los aceros dúplex ( $20\% < Cr < 30\%$ ), ( $5\% < Ni < 8\%$ ), ( $C < 0.03\%$ ), no endurecibles por tratamiento térmico, muy resistentes a la corrosión por picaduras y con buen comportamiento bajo tensión, están formados por una estructura combinada de ferrita y austenita.

Los materiales se fabrican en formas comerciales que se denominan “Formas de Suministro” y para ello se han normalizado las de mayor utilidad. En los intercambiadores de calor se emplean algunas de estas formas, que son solicitadas mediante las especificaciones de los códigos, tomando en consideración la forma del elemento que ha de fabricarse, dichas denominaciones en cuanto a tipo, numeración y grado se debe a los estándares dados por la ASTM (American Society for Testing Materials). A continuación se presentan las formas de suministro y su utilidad en la fabricación de los intercambiadores de calor.

- **Placa:** Se emplea en la fabricación de mamparas, silletas, tapas formadas y planas, placas divisorias, tiras de sello, mamparas de choque, palcatubos y secciones cilíndricas (corazas y cabezales).

- **Forja:** Se emplea en la fabricación de bridas, couplings y en algunos casos cuando las palcatubos y tapas planas cuentan con espesores mayores a 2 ½ pulg. (63.5mm.) por limitaciones de disponibilidad en el mercado y por la dificultad que presenta controlar los defectos en el laminado de placas con espesores mayores a 4 pulg (101.6 mm.)
- **Tubos:** Existen en el mercado tubos de cédula y tubos de calibre, ambos fabricados para diámetros normalizados aunque con características de fabricación diferentes y utilidad específica dentro del diseño de los intercambiadores de calor. Los tubos de cédula pueden conseguirse en el mercado desde 1/8 pulg. (3.2mm.) hasta 42pulg. (1067 mm.) de diámetro nominal, que no corresponde al diámetro interno o externo real, a excepción de aquellos mayores a 12pulg. (305 mm.) en los cuales el diámetro exterior es común al diámetro de identificación (nominal). La utilidad que pueden ofrecer los tubos de cédula para nuestras necesidades de diseño es variada, debido a que los espesores que pudieran requerirse en los elementos por diseñarse, se pueden seleccionar en función del diámetro nominal y una cédula que satisfaga el espesor requerido, ya que existen varias cédulas para cada diámetro nominal con un espesor definido. Son fabricados con costura o sin ella, estos soldados o extruidos, de los cuales se prefieren los segundos en el diseño de cuellos de boquillas, espaciadores y secciones cilíndricas como corazas y cabezales cuando no exceden de 18pulg. (457mm.) de diámetro nominal. En el diseño y cálculo mecánico de intercambiadores de calor tubulares los tubos calibre también llamados tubos de transferencia, se fabrican en diámetros nominales desde 1/4pulg. (6.55mm.) hasta 2 1/2pulg. (63.5mm.) que corresponde al diámetro exterior y cada uno de ellos se fabrica con diferentes espesores normalizados, a los cuales se les identifica con un número denominado “calibre del tubo”, también existen en el mercado con o sin costura, prefiriéndose los últimos para la fabricación de haces de tubos.

En la siguiente tabla se muestran algunos de los materiales más comúnmente utilizados de acuerdo al tipo de pieza del intercambiador de calor.

**Tabla 3. Materiales utilizados en intercambiadores de calor**

<b>Tipo según ASTM</b>	<b>Descripción general</b>
<b>HAZ DE TUBOS</b>	
SB 111 443	Cobre y sus aleaciones, para condensado; sin costura.
SA 213 T5	Aleaciones de acero 5% cromo, para intercambiadores, calderas, y supercalentadores; sin costura.
SA 179	Acero de bajo carbono, para intercambiadores de calor y condensado; sin costura.
SA 214	Acero al carbono, para intercambiadores de calor y condensado; con soldadura.
SA 213 TP 304	Aleaciones de acero austenítico, para intercambiadores, calderas, y supercalentadores; sin costura.
SA 789 32750	Acero inoxidable dúplex (austenítico-ferrítico), especial énfasis sobre la resistencia a la corrosión bajo tensión, se debilita si se utiliza durante períodos prolongados a temperaturas elevadas; sin costura.
<b>PLACA TUBOS</b>	
SB 171	Placa de aleación de cobre para recipientes a presión, condensadores e intercambiadores de calor.
SA 516 70	Placas de acero al carbono para recipientes a presión de temperaturas de servicio baja y moderada
SA 201 Gr B	Placas de acero al carbono, este material ya está discontinuado según la ASTM y la ASME.
SA 105	Forja de acero al carbono para sistema presurizados y de alta temperatura.
SA 182 F304	Forjas o laminas de aleaciones de acero para bridas, accesorios forjados y tuberías en servicios de alta temperatura. Acero inoxidable
SA 336	Aleaciones para piezas de acero forjadas usadas en servicios de alta presión y temperatura
SA 182 F5	Forjas o laminas de aleaciones de acero para bridas, accesorios forjados.

Tabla 3. (Continuación)

Tipo según ASTM	Descripción general
<b>TAPA CABEZAL FLOTANTE</b>	
SA 201 Gr B	Placas de acero al carbono, este material ya esta descontinuado según la ASTM y la ASME.
SA 105	Forja en acero al carbón para aplicaciones de tubería y recipientes a presión
SB 171 C46400	Placa de aleación de cobre para recipientes a presión, condensadores e intercambiadores de calor.
SA 516 Gr 70	Placas de acero al carbono para recipientes a presión de temperaturas de servicio baja y moderada
SA 240 TP 304	Placas, hojas y tiras en acero para recipientes a presión en acero inoxidable al cromo - níquel.
SA 240 TP 316L	Placas, hojas y tiras en acero para recipientes a presión en acero inoxidable al cromo - níquel.
<b>CASCO Y CANAL</b>	
SA 516 Gr 70	Placas de acero al carbono para recipientes a presión de temperaturas de servicio baja y moderada
SA 515 Gr 60	Laminas para recipientes a presión, para temperatura media y alta.
SA 106 B	Tubo sin costura en acero al carbono para servicios de alta temperatura.
SA 240 S32750	Lamina para recipientes a presión en acero inoxidable dúplex.

Fuente: el autor

### 2.2.2 Modos de falla:

Los mecanismos de daño son variados y generalmente dependen del fluido de trabajo, las condiciones de operación (presión, temperatura, PH etc.) y del material con el cuál fue construido el equipo. Los defectos y/o discontinuidades pueden ser generados durante la construcción del equipo, durante el traslado del equipo y durante la fase de operación. Por ello es muy importante conocer los posibles modos de falla y durante que fase se pueden producir y cómo interactúan con los mecanismos de daño.

Los códigos y normas de diseño ASME y API establecen los parámetros necesarios para el diseño, fabricación, inspección y prueba de recipientes a presión, sistemas de tuberías y tanques de almacenamiento. Estos códigos se ocupan del deterioro presentado por el equipo mientras esta en servicio o las deficiencias debido a la degradación de fabricación original que se pueda encontrar durante las inspecciones posteriores a su puesta en funcionamiento.

La aptitud para el servicio es el diagnóstico o las evaluaciones cuantitativas de ingeniería que se realizan para demostrar la integridad de un componente en servicio que contiene un defecto o daño. El primer paso para determinar la aptitud para el servicio es realizar una evaluación de acuerdo con API RP 579, identificando el mecanismo de daño y el modo de falla. La correcta identificación de los mecanismos de daño de los componentes que contienen errores u otras formas de deterioro también es el primer paso en la realización de una inspección basada en el riesgo (RBI), de conformidad con API 580. Cuando se realiza una evaluación de análisis de causa raíz (RCA) o estudio RBI, es importante determinar la causa de los daños, deterioro observado o previsto, además estimar la probabilidad y el grado de daños que pudieran ocurrir en el futuro.

Defectos y daños que se descubren durante una inspección en el servicio pueden ser el resultado de una preexistente condición, antes de que el componente entrara en servicio o durante el servicio podría haber sido inducida la falla. Las causas de deterioro pueden ser debido a consideraciones de diseño inadecuado incluyendo la selección de materiales y el diseño de detalles o la interacción con ambientes agresivos y condiciones que el equipo está sometido durante el servicio normal o durante los períodos transitorios.

El factor que complica la evaluación del mecanismo de daño para equipo de refinación y petroquímica es la interacción material / ambiente, las cuales son muy variadas. La refinería contiene diferentes unidades de intercambio de calor, cada una con su propia combinación de condiciones de proceso (temperatura - presión). En general, los siguientes modos de falla se encuentran en equipos utilizados en petroquímica:

a) Perdida de espesor general y local:

Sulfidización.

Oxidación.

Corrosión inducida microbiológicamente.

Corrosión por ácido nafténico

Erosion-corrosion

Galvánica

b) Superficies con grietas:

Fatiga

Agrietamiento por esfuerzo bajo corrosión caustica.

Agrietamiento por esfuerzo bajo sulfuro

c) agrietamiento interno:

Agrietamiento inducido por hidrogeno

d) formación de microfisuras/microhuecos:

Ataque de hidrogeno por alta temperatura

e) Cambios metalúrgicos:

Grafitización

Fragilización por el temple

Ampollamiento

Ampollamiento por hidrogenización

f) Cambios dimensionales:

Ruptura por fluencia y esfuerzo

Térmicos

Cada uno de estos tipos generales de falla puede ser causado por un mecanismo de daño simple o múltiple, además, cada uno de los mecanismos de daño se produce en combinaciones muy específicas de los materiales, proceso, ambientes y condiciones de funcionamiento. Se pueden presentar varios modos de falla en un solo componente, es común la presencia de corrosión generalizada y picadura, además de fallas estructurales con agrietamiento interno, esto se presenta en materiales antiguos, ya que en un comienzo el proceso de fabricación no era tan eficiente y por ello se daba el espacio para la generación de grietas o poros internos.

**Figura 7. Modo de falla en haz de tubos**



Fuente: el autor

## **2.2 SOFTWARE DE DISEÑO Y ANALISIS DE RECIPIENTES A PRESION**

### **PVElite**

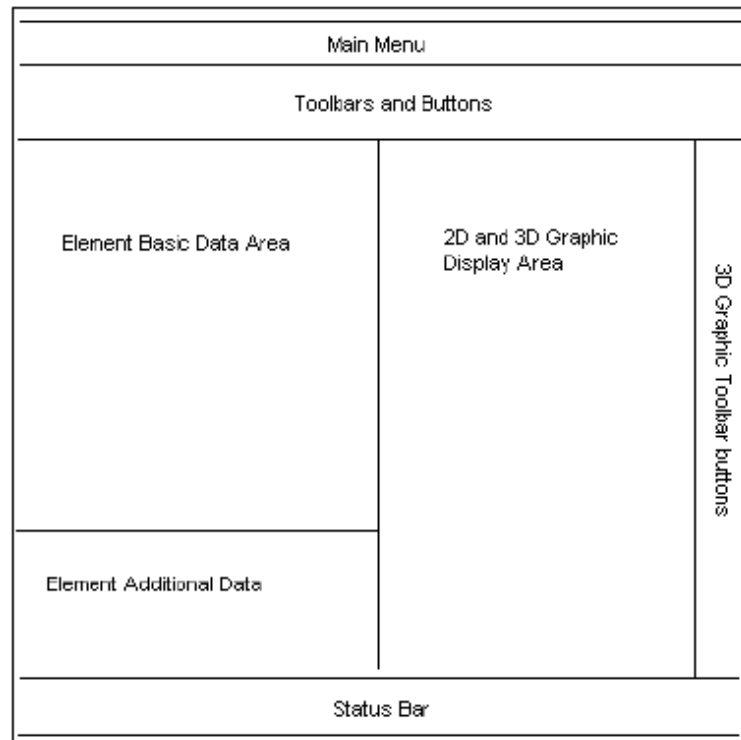
PVElite es un software de análisis y diseño de recipientes a presión, comercializado y distribuido por COADE Engineering Software. PVElite, cuenta con un paquete de aplicaciones para el análisis y diseño de recipientes a presión e intercambiadores de calor. El propósito del programa es dar al ingeniero mecánico una herramienta de fácil manejo para el análisis de recipientes a presión y a la vez generar unos reportes con cálculos detallados y comentarios de soporte, además de acelerar y simplificar el análisis y diseño de recipientes a presión para lograr calificar su comportamiento en servicio.

Las características de PVElite son:

- Interfaz gráfica para el usuario, muestra los datos del modelo y el control con una exhibición del recipiente.
- Recipientes horizontales y verticales pueden estar compuestas de cilindros, secciones cónicas y uniones bridadas, así como cabezas elípticas, toriesféricas, semiesférica, cónica y plana.
- Asientos de soporte para los recipientes horizontales. La pierna y la falda de apoyo en cualquier lugar de recipientes verticales.
- Cálculo de peso muerto de los componentes del recipiente, tales como boquillas, terminales, anillos, bandejas, el aislamiento, el empaque y el revestimiento.
- Cálculos del espesor de pared para una presión interna y externa, en conformidad con las normas de ASME Sección VIII División 1 y División 2, PD 5500 y EN 13445. Anillos de refuerzo son evaluados por la presión externa.
- Para el análisis de intercambiadores de calor el software utiliza la norma ASME, TEMA o PD 5500.
- Sistemas de unidades definidas por el usuario.

- Presenta una evaluación completa de las cargas estructurales del recipiente, que combina los efectos de la presión, peso muerto y las cargas en condiciones de vacío, operación y pruebas hidrostáticas.
- Análisis detallado de las boquillas, bridas y los aros de base.
- Material de la biblioteca para todos los tres estándares de diseño (ASME, PD500, EN13445 y ASTM), los componentes de la biblioteca contienen diámetro y espesor de pared para la tubería, tablas para la brida según ANSI B16.5 en función de la temperatura vs presión, propiedades estructurales de AISC, Gran Bretaña, India, Japón, Corea Australia, y África del Sur.
- La salida impresa de PVElite es clara y completa, con títulos definidos por el usuario en cada página. Comentarios de los usuarios y adicionalmente se muestran resaltados las alertas y errores que se presentan en el diseño.

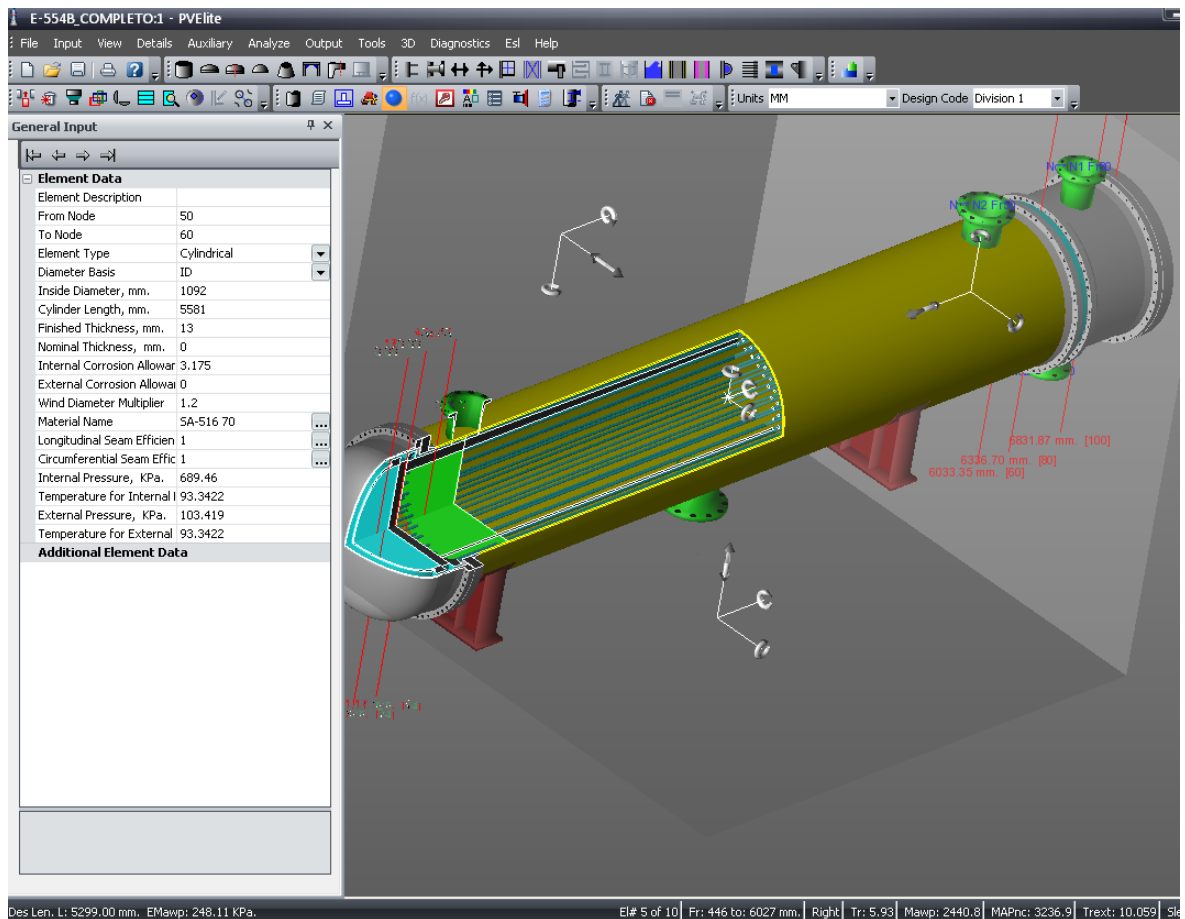
**Figura 8. Estructura de la pantalla de PVElite**



Fuente: Tutorial PVElite 2010

Al igual que los demás software, PVElite maneja barras de estado, menús y ventanas para manejar la información, este software es muy amigable y cuenta con un ambiente totalmente grafico, se puede observar el sólido a medida que se van introduciendo las condiciones de entrada que generalmente son dimensiones y materiales. El sólido se muestra en 2D y 3D, a demás que la barra de estado indica en color rojo cuando el espesor no es el adecuado con respecto a las condiciones de presión y temperatura dadas. Es posible realizar cortes para ver las partes internas que son modeladas en el intercambiador, igualmente las bridas y las boquillas muestran esquemáticamente los agujeros para los pernos.




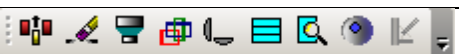




**Figura 9. Ventana principal en PVElite.**



Fuente: El Autor

Las diversas barras de estado y herramientas presentan las aplicaciones que ofrece el software, con solo dar un clic sobre los menús o los iconos, se despliegan las opciones y aplicaciones de estos.

**Tabla 4. Barras de PVElite**

BARRA	FUNCION	REPRESENTACION GRAFICA
Estándar	Guardar, imprimir, abrir	
Elemento	Crear una parte del recipiente haciendo clic en el icono.	
Detalle	Permite añadir detalles, como las boquillas, fuerzas, momentos, revestimiento, aislamiento, tubería y placatubos, para el elemento actual cuando sea aplicable.	
Utilidad	insertar, eliminar, actualizar y seleccionar material	
Auxiliar	Permite la manipulación del modelo, crear dibujos y bases de datos y otros	
Estado	Muestra una información crítica sobre componentes actuales, tales como el espesor.	
Análisis	Generan los reportes y resultados.	
Gráficos	Utilizada para girar, mover y ampliar el sólido.	

Fuente: el autor

### 2.2.1 Datos de entrada al software PVElite:

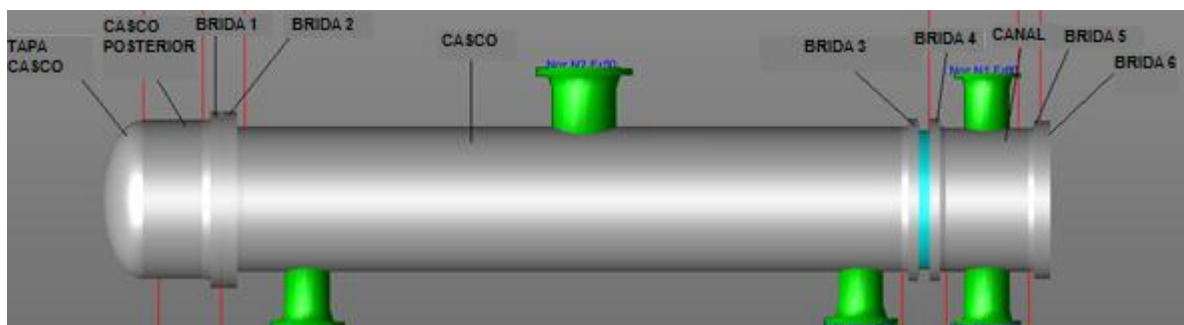
Los datos dimensionales, metalúrgicos y operacionales necesarios para realizar la verificación del diseño mecánico de un intercambiador de calor, son tomados de planos, data sheet, dossier y carpetas con el historial de inspección, la interface del programa presenta una plataforma que permite introducir los datos de cada pieza que conforma el intercambiador de calor.

- **Partes exteriores del intercambiador de calor:**

Inicialmente se construye toda la parte exterior o cuerpo del intercambiador (tapa casco, casco posterior, casco, canal y bridas en el cuerpo) en el siguiente orden:

1. Tapa canal
2. Brida 5
3. Canal
4. Brida 4
5. Brida 3
6. Casco
7. Brida 2
8. Brida 1
9. Tapa casco

**Figura 10. Partes exteriores del intercambiador de calor**



Fuente: el autor

El programa trabaja mediante una distribución de nodos, por ejemplo, para la tapa casco el programa la identifica como el objeto que se encuentra entre el nodo 10-20, el casco posterior se encuentra entre los nodos 20-30, la brida 1 está identificada como el elemento que se encuentra entre los nodos 30-40 y así sucesivamente hasta llegar al nodo 110 que limita la tapa canal.

Para todos los elementos exteriores que conforman la estructura del intercambiador de calor se debe completar la información que se presenta en el área de datos básicos de elemento, mostrada en la figura 11.

**Figura 11. Área de datos básicos del elemento**

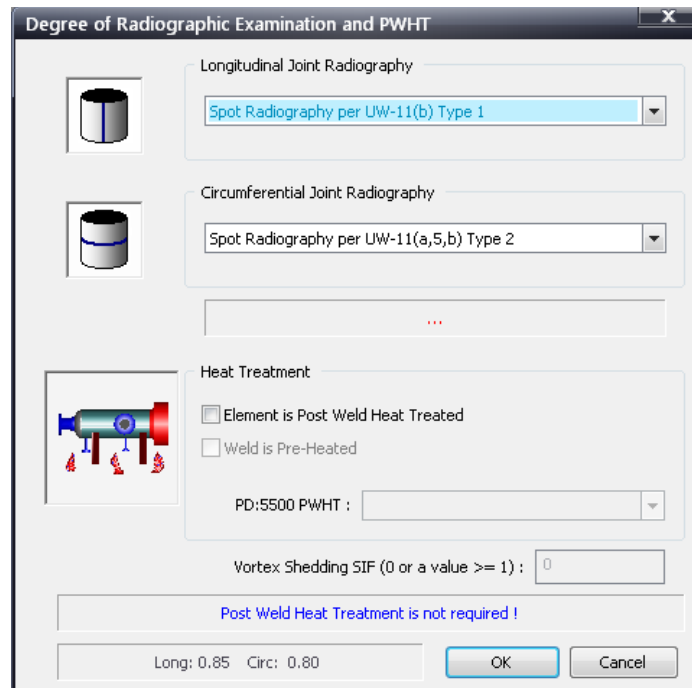
Element Data	
Element Description	channel
From Node	80
To Node	90
Element Type	Cylindrical ▼
Diameter Basis	ID ▼
Inside Diameter, in.	37
Cylinder Length, ft.	1.23875
Finished Thickness, in.	0.4375
Nominal Thickness, in.	0
Internal Corrosion Allowance, in.	0.125
External Corrosion Allowance, in.	0
Wind Diameter Multiplier	1.2
Material Name	SA-285 C ...
Longitudinal Seam Efficiency	0.85 ...
Circumferential Seam Efficiency	0.85 ...
Internal Pressure, psig	75
Temperature for Internal Pressure, F	350
External Pressure, psig	15
Temperature for External Pressure, F	68

Fuente: el autor

La presión y temperatura de diseño para la tapa canal, brida 5, canal y brida 4 se especifican según las condiciones de operación lado tubos del intercambiador de calor, para la brida 3, casco, bridas 2 y 3, casco posterior y tapa casco se toma la presión y temperatura de diseño dadas por el lado casco, las condiciones de presión y temperatura externa son las dadas por el ambiente.

La eficiencia en la soldadura y el alivio térmico se especifican al elegir el menú que se muestra como un icono con tres puntos en las celdas de eficiencia longitudinal y circunferencial, tal y como se muestra en la figura 11, seguidamente emerge una ventana donde se presenta la opción de elegir el tipo de junta, según la radiografía realizada y el tratamiento por alivio térmico si el material así lo requiere.

**Figura 12. Tipo de radiografía y tratamiento térmico**



Fuente: el autor

- Tapa canal:

La tapa-canal es una brida, se introduce la información requerida en el área de datos básicos del elemento y adicionalmente para la brida se debe introducir el tipo de brida (Welding neck, slip on, blind).

**Figura 13. Datos adicionales de la brida**

Additional Element Data	
Perform Flange Calculation	<input checked="" type="checkbox"/>
Flange Weight, lb.	0
ANSI/DIN Class	None
ANSI/DIN Grade	None
Flange Type	Weld Neck ▼
Nominal Size Lookup	▼

Fuente: el autor

Seleccionando el comando “perform flange calculation” aparece la ventana mostrada en la figura 14, dimensiones de la brida, tipo de empaque, dimensiones y material los mismos, es parte de la información requerida para introducir las especificaciones necesarias con respecto a la brida, además de los datos correspondientes a los pernos, como cantidad, material y diámetro del círculo de pernos, son necesarios datos característicos de la brida como lo es el rating y grado.

En la ventana dispuesta para la entrada de datos de la brida, aparecen espacios en donde se requiere más información, estos espacios se dejan en blanco, bien sea porque no se cuenta con esta información o porque no aplica este requerimiento para el caso en particular; esto no se da solo para el caso de la especificación de la brida, para muchas otras piezas también se requiere

información con la cual no se cuenta o simplemente se omite el suministro de esta, ya sea por el hecho de inexistencia o el no requerimiento obligatorio de la misma.

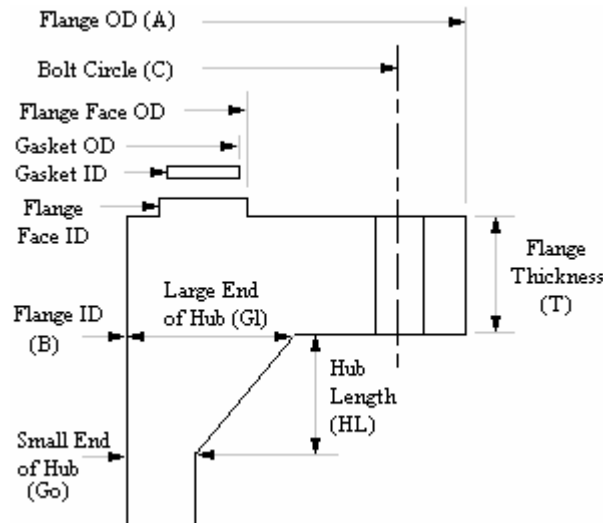
**Figura 14. Ventana para datos de entrada de la brida**

Fuente: el autor

Como se observa en la figura 14, es muy amigable la interface del programa, se muestran los diferentes esquemas de los tipos de brida a implementar, así mismo

el software presenta la opción de ayuda si no es claro el dato que se requiere. Las dimensiones requeridas para la especificación dimensional de la brida son las que se muestran en la figura 15.

**Figura 15. Dimensiones requeridas para la brida**



Fuente: tutorial PVElite 2010

El procedimiento e información requerida para la especificación de una Brida mencionado anteriormente aplica para todas las bridas presentes en el intercambiador de calor, excepto para las bridas de las boquillas.

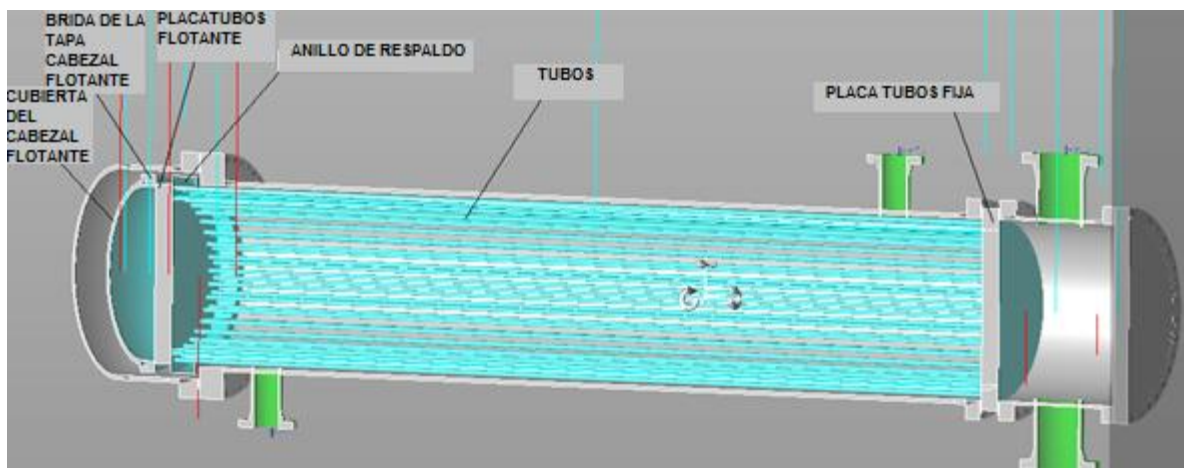
- Canal y Casco:

Se agrega una figura cilíndrica entre las bridas, a continuación se suministran los datos en del área de datos básicos del elemento; se entiende por canal al cuerpo cilíndrico que se encuentra entre las bridas 4-5 y para el casco entre las bridas 2-3.

- **Partes interiores del intercambiador de calor**

La información requerida para especificar las partes interiores del intercambiador se describe a continuación, teniendo como partes principales las mostradas en la figura 16, los baffles no se muestran en el grafico pero los datos de entrada son suministrados al software.

**Figura 16. Partes internas del intercambiador de calor**



Fuente: el autor

Doble clic sobre el casco es suficiente para hacer que aparezca una ventana y así sea posible suministrar los datos básicos al software, de acuerdo al tipo de intercambiador (placatubos fijas, cabezal flotante y tubos en U), se tiene que suministrar los datos necesarios para especificar todas las dimensiones del intercambiador, y así entregar la información requerida por el software, para que este pueda realizar los cálculos según la norma aplicada; en la verificación se tienen intercambiadores tipo AES, AJS y AJU con diferentes dimensiones, servicios, metalurgias, años en servicio y fabricantes.

Para el tipo de intercambiador de cabezal flotante se tienen los datos de entrada que se muestran en la tabla 5, para un intercambiador de tubos en U se tienen los mismos datos de entrada, a excepción de los datos de cabezal flotante y cubierta esférica que para este caso no aplican, se muestran los seis menús con sus respectivos datos requeridos y las opciones de selección.

**Tabla 5. Datos requeridos para la especificación de las partes internas**

Menú	Datos suministrados	Opción
TIPO DE PLACATUBOS Y CODIGO APLICABLE	Metodo de analisis de la placatubos	ASME UHX
		EN 3445
		PD5500
		TEMA
	Tipo de intercambiador	Cabezal fijo
		Cabezal flotante
		Tubos en U
	Tipo de intercambiador flotante	Cabeza flotante inmersa
Cabeza flotante sellada externamente		
Cabeza flotante sellado internamente		
Indicar los elementos lado casco	Tapa casco, bridas 1, 2 y 3, casco.	
PROPIEDADES DE LA PLACATUBOS FIJA	Tipo de placatubos	Estacionaria, integrada con ambos lados
		Estacionaria, integrada con el casco
		Estacionaria, integrada con la canal.
		Estacionaria, empaques en ambos lados
	Diametro exterior	
	Espesor de la placatubos	
	Corrosion lado casco y lado canal	
	Profundidad de las ranuras en la placatubos	
	Area de la linea sin tubos	
Espesor de la longitud extendida		
DATOS DE LOS TUBOS	Numero de tubos	
	Ubicacion	Cuadrada Triangular
	Espesor de pared	
	Corrosion admisible	
	Longitud expandida del tubo en la placatubos	
	Ladio al centro del tubo mas lejano	
	Distancia entre centros de los tubos centrales	
	Longitud recta de los tubos	
	Longitud recta de los tubos medida entre	caras interiores de la placatubos caras exteriores de la placatubos
	Maxima distancia desde la placa tubos y el primer baffle	
	Distancia entre baffles	

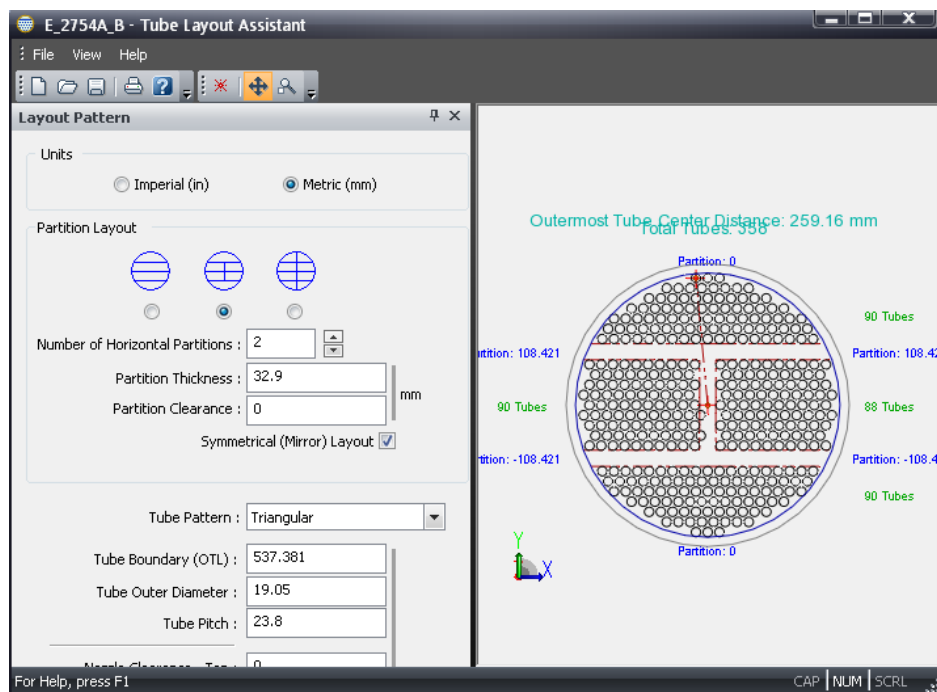
Tabla 5. (Continuación)

Menú	Datos suministrados	Opción
CASOS DE CARGA	Temperatura de operación	
	Presion de operación	
	Temperatura media de los tubos	
	Temperatura media de la palcatubos	
	Preion de diseño	casco canal
	Temperatura de diseño	casco
		canal
		tubos
		placatubos
	Temperatura promedio	casco tubos
Material de los tubos		
Material de la placatubos		
PLACATUBOS FLOTANTE	Tipo de placatubos flotante	Integral
		Gasketed, extendida como brida
		Gasketed, no extendida, w/ anillo de respaldo
		Internamente sellada
	Diametro externo	
	Corrosion admisible lado casco y lado canal	
	Profundidad de la ranura para la placa divisoria	
	Espesor de la porcion externdida	
Espesor de la placatubos		
CUBIERTA ESFERICA/ ANILLO POSTERIOR	Temperatura de diseño	
	Tipo de cabeza flotante	b; c; d; ninguno
	Radio interno de la cabeza	
	Espesor de la cabeza	
	Corrosion interna de la cabeza	
	Corrosion externa de la cabeza	
	Espesor de la brida	
	Opcion de full face del empaque	programa elige
		full face
		no full face
	Material de la cabeza	
	Material de la brida	
	Distancia desde la parte superior de la brida hasta la Interseccion con con la cabeza	
	Distancia entere el centroide de la brida y la interseccion con la cabeza	
	Anillo posterior	material
		diametro interno
diametro externo		
espesor		
numero de splits		

Fuente: el autor

El menu “DATOS DE LOS TUBOS”, presenta una opcion para especificar la distribucion de los tubos, tipo de partición, espesor de la partición, holgura entre los tubos y la partición, disposicion de los tubos, limite del diametro exterior de los tubos (OTL), diametro de los tubos, paso de los tubos y espacio de entrada del fluido por las boquillas superior e inferior.

**Figura 17. Distribución de los tubos.**



Fuente: el autor

En el transcurso de la entrada de datos para todos los componentes tanto internos como externos, el programa pide algunos datos de los cuales no se tiene conocimiento o para los cuales no aplica el caso, dichos datos no son relevantes a la hora de realizar el calculo, es por ello que el programa no muestra resultados errados en sus reportes.

En el menu “CUBIERTA ESFERICA/ANILLO DE RESPALDO”, luego de seleccionar el tipo de cabeza flotante (b,c,d), aparece una pestaña para especificar las dimensiones de la brida de la tapa cabezal flotante, estas dimensiones son iguales a las requeridas para la especificacion de las bridas en el cuerpo, en la figura 18 se muestran los datos solicitados para la especificacion de este componente.

**Figura 18. Especificación de la brida del cabezal flotante**

**Flange and Gasket Information**

Flanged Portion ID (B) / OD (A) :	35.5	40	
Flange Face ID / OD :	35.5	36.625	in.
Gasket ID / OD :	35.5	36.5	
Gasket Factor m / y :	3.75	7600	psi
Flange Face Sketch / Column :	1a	II	
Gasket Thickness :	0.118		in.
Nubbin Width :	0		

Partition Gasket (if present)

Length / Width :	0	0	in.
Gasket Factor m / y :	0	0	psi
Flange Face Sketch / Column :	1a	I	

Thread Series : Tema      Root Area : 0 sq.in.

Number of Bolts : 36

Bolt Circle Dia.(C) / Nom Bolt Dia : 38      1 in.

Bolt Design Temperature : 100 F

Bolt Material : SA-193 B7      Mat...

Alternate Bolt Loads (used if greater than calculated values)

Operating Wm1 / Seating Wm2 :	0	0	lb.
Design W :	0		

OK      Cancel

Fuente: el autor

- **Boquillas**

Teniendo completas las especificaciones de las partes interiores y exteriores se prosede a especificar las boquillas de entrada y salida para el lado casco y tubos; se selecciona el casco o canal y dando clic sobre el icono de boquillas aparece un ventana que requiere la informacion mostrada en la figura 19. Para la especificacion de las mismas.

**Figura 19. Especificación de la boquilla**

The screenshot shows the 'Nozzle Input/Analysis' dialog box with the following details:

- Title:** Nozzle Input/Analysis: [Noz N2 Fr50]
- Local Stress Analysis:** [WRC 107, 297 or Annex G]
- Element Elevation:** Fr: 2.23 To: 16.14 ft.
- Nozzle Attachment:** Includes icons for different attachment types and buttons for 'FVC Catalogue ...', 'Coupling Lookup ...', and 'Just Like ...'. The 'Nozzle Description' is 'Noz N2 Fr50' and 'Nozzle Material' is 'SA-106 B'.
- Pad or Hub Properties:** 'Pad Material' is 'SA-285 C'. 'Pad Diameter / Width' is 11.625 / 2.5 in. 'Pad Thickness' is 0.5 in. 'Groove Weld Depth' is 0 in. 'Weld Leg at Pad OD' is 0.375 / 0.354 in.
- Additional Weld Data:** 'Nozzle to Pad Fillet Weld Leg' is 0.5 / 0.428 in. 'Nozzle to Shell Inside Fillet Weld Leg' is 0 in. 'Nozzle to Shell Groove Weld Depth' is 0.75 in. 'ASME VIII-1 Weld Type' is 'None'.
- Miscellaneous:** 'Flange Class | Grade' is 300 | GR 1.13. 'Flange Material' is 'SA-105'. 'Flange Type' is 'Weld Neck'. 'Neglect Areas' is 'None'. 'Tapped Hole Area Loss' is 0 sq.in. 'Nozzle Eff. | Shell Eff.' is 1 | 1. 'Local Shell Thk. | User Tr.' is 0 | 0 in.
- Other Parameters:** 'Distance from 'From' Node' is 12.7165 ft. 'Layout Angle' is 90 deg. 'Radial Nozzle' is checked. 'Centerline Tilt Angle' is 0 deg. 'Cyl./Cone Offset Dimension L' is 0 in. 'Projection Outside | Inside' is 7.25 | 0 in. 'Limits [ Diameter | Thickness ]' is 0 | 0 in. 'Overriding Weight' is 0 lbm.
- Summary:** A1: 1.000 A2: 1.125 A3: 0.000 A4: 0.250 A5: 2.449 Aav.: 4.824 Ar: 2.600 [Passed]
- Buttons:** 'OK', 'Cancel', 'Piping Attached ...', 'Previous Nozzle', 'Add New Nozzle', 'Delete', 'Plot ...', 'Help'.
- Flange Rating:** 730,000 psig

Fuente: el autor

A buena hora se ha terminado la especificación de todo el intercambiador de calor, cabe la pena resaltar que se busca ver el estado del diseño mecánico del intercambiador, y la información suministrada es la solicitada por el software, además es suficiente para que este realice los cálculos de diseño según la norma, de lo contrario haría falta especificar datos para algunas piezas como las placas divisoras, platinas de impacto, datos para los baffles, soportes del haz de tubos, sillas, anodos de sacrificio y placa soporte, pero estos datos no son relevantes para los cálculos que se desean obtener, ya que se van a verificar datos de diseño de las partes principales del intercambiador ya mencionadas.

### **2.2.2 Datos de salida en software PVElite:**

Luego de terminar la especificación y dimensionamiento del intercambiador de calor, el paso a seguir es el análisis, para lo cual el programa procede realizando los cálculos de acuerdo a ASME Sección VIII, Divisiones 1 y 2, la PD 5500 y la norma EN 13445. Las reglas del API 579 (capacidad para el Servicio) también están incluidas para evaluar tanto el estado actual como la vida remanente de recipientes. El programa puede realizar cálculos de fatiga por cargas cíclicas de presión de acuerdo con el PD5500, Anexo C y ASME Sec. VIII Div. 2. Adicionalmente utiliza las siguientes normas en los cálculos:

- ASCE 7 – Cargas mínimas para el diseño de Edificios y estructuras.
- International Building Code 2000
- Uniform Building Code
- National Building Code of Canada
- Código británico de Viento 6399
- Normas de la India (para viento y cargas de sismo)
- Normas de México para viento
- ASME/ANSI B 16.5 – Bridas y accesorios bridados
- Normas de la Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA)

- API-579 (Aptitud para el Servicio)
- ASME B31.3 – Tuberías de Plantas de Proceso
- El programa incluye las siguientes bases de datos:
- Propiedades de los materiales, incluyendo los esfuerzos admisibles y de fluencia de las tablas de: ASME Sec. VIII, Div1 y Div 2, PD5500 y TEMA.
- AISC Base de datos de perfiles de acero estructural.
- Dimensiones de Bridas ANSI.
- Dimensiones de tuberías ANSI.
- Base de datos de dimensiones estándar de anillos de apoyo.
- Catálogo de conexiones forjadas.

PVElite presenta las ecuaciones más importantes como el espesor mínimo requerido y la presión máxima permitida de trabajo (MAWP Maximun Allowable Working Pressure) y agrupa los resultados según su categoría (por ejemplo la presión interna, la presión externa, conexiones y bridas). Los resultados generales son resumidos cuando el elemento o el detalle que determina en forma general la máxima presión permitida de trabajo están identificados. La salida de resultados se ordena de manera clara y concisa y se preparan reportes para cada paso del análisis. La salida de resultados puede ser exportada a Microsoft Excel o a Microsoft Word. Para facilitar y agilizar la lectura de los resultados, los elementos que fallan se indican en rojo, las notas y advertencias en azul y los encabezados en negrilla. PVElite realiza la comprobación de errores, revisa todos los datos y elabora un informe de salida con una lista de los errores encontrados.

El programa de análisis es el corazón del sistema PV Elite. El programa de análisis utiliza todos los datos introducidos en el modelo para evaluar el diseño del recipiente a presión. En cualquier análisis hay entre 16 y 20 pasos de análisis. A medida que el programa completa cada cálculo, la información importante de la

etapa se muestra en la pantalla. La realización de los cálculos de la presión interna, por ejemplo, listas tanto el espesor del elemento dado como el espesor requerido para cada elemento del recipiente. El software realiza varias iteraciones a la hora de buscar el dato que se ajuste a la norma y cumpla con las condiciones de diseño, para el espesor de la placa tubos realiza el calculo de los casos de carga de acuerdo a la norma ASME.

El programa entrega un reporte de resultados que contiene lo siguiente:

- Tabla de contenido
- Alarmas y errores
- Valores de entrada
- Cálculos en coordenadas XY
- Cálculos de bridas (1,2,3,4,5 y tapa canal)
- Calculo de presión interna
- Calculo de presión externa
- Detalle de los pesos de los elementos
- Calculo de la carga de viento
- Calculo de cargas sísmica
- Calculo de centro de gravedad
- Análisis de recipiente horizontal
- Calculo de boquillas
- Cedula de las boquillas
- Resumen de resultados para la mínima temperatura de diseño del metal
- Cálculos para la placatubos fija
- Cálculos para la placatubos flotante
- Cálculos para cabezal flotante
- Resumen del diseño para el recipiente

### **2.3 SOFTWARE PARA EL DISEÑO Y ANÁLISIS DE COMPONENTES DE RECIPIENTES A PRESIÓN**

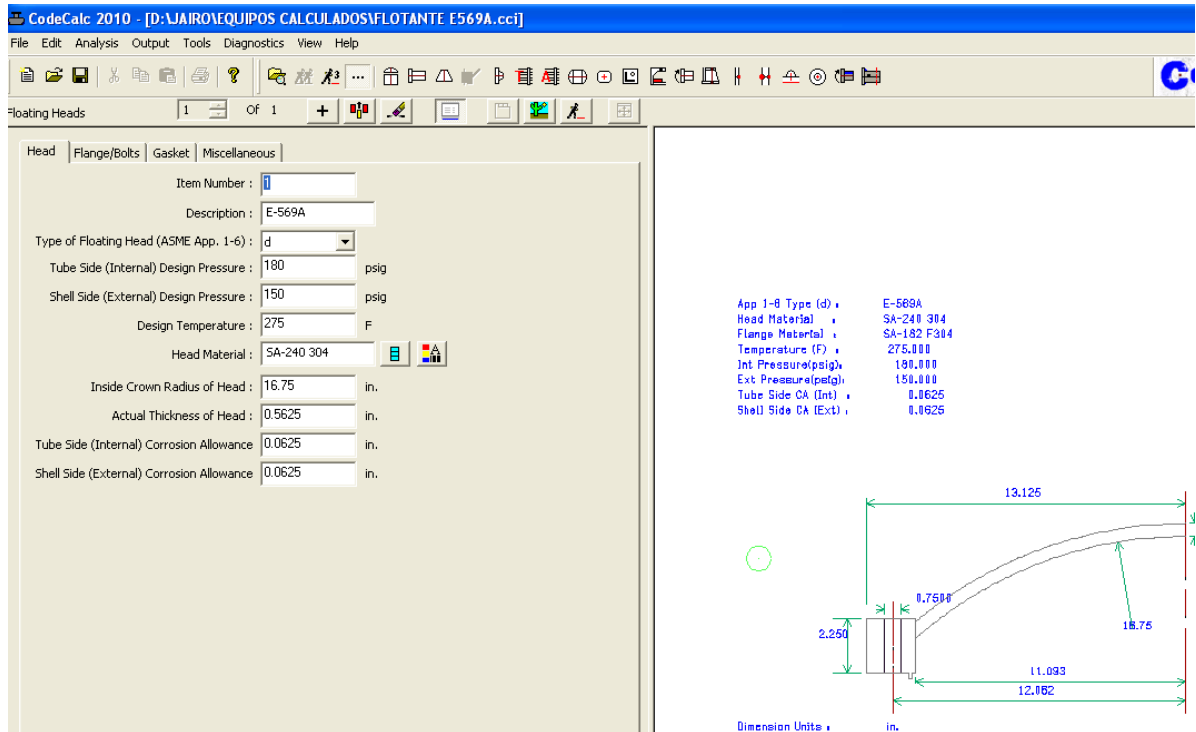
Para el análisis de componentes el software PVElite cuenta con una herramienta llamada CodeCalc. Adicionalmente a los cálculos de presión y espesor de pared, evalúa las cargas de los soportes o aditamentos, así como cargas externas. CodeCalc contiene módulos para el cálculo de los componentes de recipientes a presión e intercambiadores de calor; si lo que se requiere es el cálculo de una pieza, no hay razón para crear el equipo completo, tan solo al suministrar la información de la pieza se tendrá el cálculo de inmediato.

CodeCalc realiza los cálculos de acuerdo con el código ASME Sección VIII División 1, TEMA y API-579, contiene una librería de más de 3600 materiales, tales como acero al carbono, acero inoxidable, cobre, aluminio, titanio, zirconio, níquel; proporcionado una herramienta rápida, sencilla y muy confiable para realizar cálculos de acuerdo a los códigos de equipos a presión.

Entre los diferentes elementos que pueden ser analizados, tenemos:

- Cuerpos cilíndricos
- Fondos elípticos, esféricos, toriesféricos, cónicos y planos.
- Secciones cónicas
- Bridas en el cuerpo
- Faldones de soporte con anillos de anclaje.
- Placas Tubulares
- Cabezales Flotantes
- Juntas de Expansión
- Recipientes Rectangulares

Figura 20. Ventana principal de CodeCalc



Fuente: el autor

















CodeCalc diseña las partes de equipos a presión de acuerdo con los siguientes códigos:

- Código ASME Sección VIII, División 1
- ASCE 7 – Cargas Mínimas de Diseño para Edificios y otras estructuras.
- UBC Código Uniformizado de Construcción
- ASME/ANSI B 16.5 – Bridas para Tuberías
- TEMA Asociación de Fabricantes de Intercambiadores de Calor Tubulares.
- ASME B31.3 – Tubería para Plantas de Proceso
- API-579 Capacidad para el Servicio.

El programa incluye las siguientes bases de datos en cuanto a tablas de propiedades de los materiales:

- ASME Sec. VIII, Div1
- PD5500
- TEMA.
- Tuberías ASME/ANSI B36.10/19.

**Tabla 6. Módulos de CodeCalc**

Icono	Módulo de análisis
	Cuerpos y Fondos
	Tubuladuras
	Bridas
	Superficies cónicas
	Esfuerzos locales / cargas externas en tubuladuras
	Anillo de apoyo
	Patas y orejas
	Recipientes horizontales en cunas
	Cabezal flotante
	Placa tubular TEMA/PD5500
	Juntas de expansión bridadas o soldadas
	Juntas de expansión tipo fuelle
	Huecos grandes en fondos planos
	Camisas de medio tubo
	Conexiones en colectores
	Recipientes rectangulares

Fuente: El Autor

### 2.3.1 Datos de entrada al software CodeCalc:

Para llevar a cabo el análisis de los cabezales flotantes se tomo información de los planos existentes para cada uno de los equipos a ser analizados, CodeCalc es una herramienta del software PVElite, pero cuando es necesario verificar el diseño del cabezal flotante no es necesario modelar el equipo completo.

Luego de seleccionar el icono que representa el modulo de cabezal flotante aparece una pantalla con cinco pestañas, en las que se tiene que introducir las dimensiones y características del cabezal flotante mostradas en la tabla 7.

**Tabla 7. Datos requeridos por CodeCalc**

<b>Menú</b>	<b>Datos básicos suministrados</b>
<b>CABEZA</b>	Tipo de cabeza flotante
	Presión de diseño lado tubos
	Presión de diseño lado casco
	Temperatura de diseño
	Material de la cabeza
	Radio interno corona de la cabeza
	Espesor de la cabeza
	Corrosión admisible lado tubos
	Corrosión admisible lado casco
<b>BRIDA Y PERNOS</b>	Material de la brida
	Diámetro interno de la brida
	Diámetro externo de la brida
	Espesor de la brida
	Material de los pernos
	Diámetro del circulo de pernos
	Serie del filete
	Diámetro nominal del perno
	Numero de pernos
<b>EMPAQUE</b>	Tipo de junta con el empaque
	Diámetro exterior de la cara de la brida
	Diámetro interior de la cara de la brida
	Diámetro exterior del empaque
	Diámetro interior del empaque
	Factor m

Tabla 7. (Continuación)

Menú	Datos básicos suministrados	
<b>EMPAQUE</b>	Factor y	
	Esquema de la cara de la brida	
	Columna para el asiento de la brida	
	Espesor del empaque	
	Ancho del área efectiva de sello	
<b>MISELANEA</b>	Distancia de la brida a la intersección con la cabeza	
	Anillo de respaldo	Material
		Diámetro externo
		Diámetro interno
	espesor	

Fuente: el autor

### 2.3.2. Datos de salida del software CodeCalc:

Luego de tener los datos para el cabezal flotante se calcula el espesor requerido de la forma esférica de acuerdo con el código ASME, Sección VIII, División 1. El programa calcula el espesor requerido para la parte de la cabeza, tanto para la presión interna como externa. También se calculan el espesor requerido de la brida y el anillo de apoyo. Se incluyen los tres tipos de cabezas como se define en el Código.

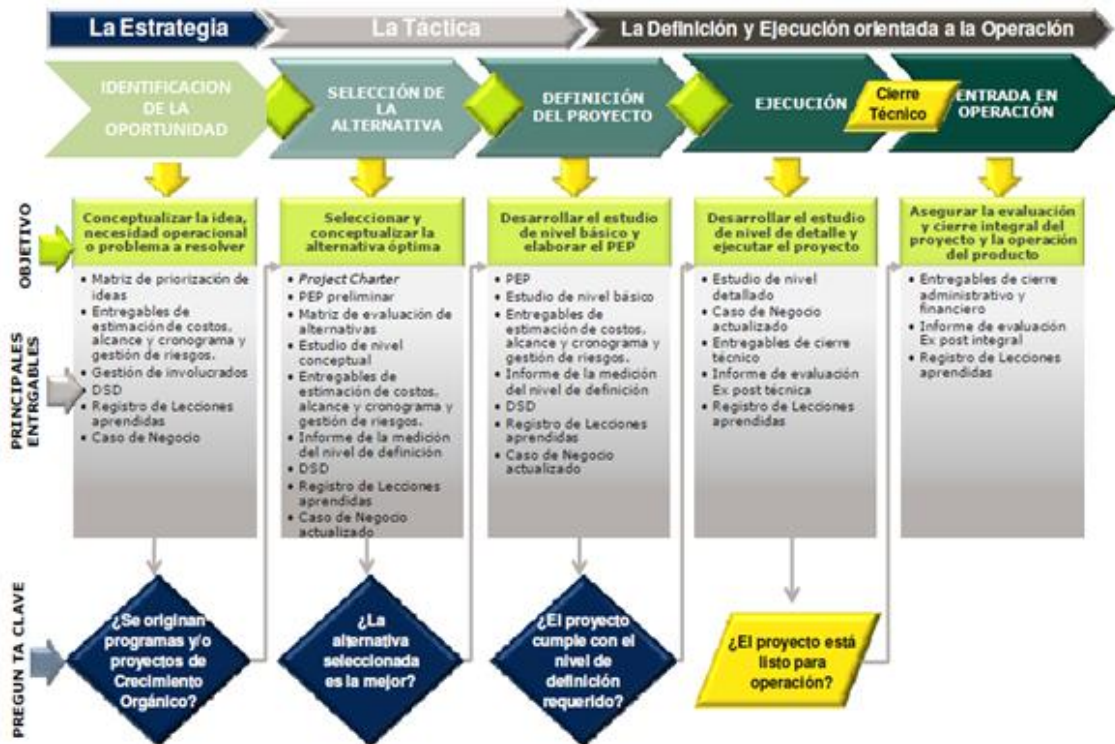
A partir de la información suministrada el programa realiza los siguientes cálculos:

- Resultados para la cabeza esférica por presión interna
- Resultados para la cabeza esférica por presión externa
- Cálculos para la brida
- Resultados por presión interna
- Suma de momentos por presión interna
- Resultados por presión externa
- Suma de momentos por presión externa
- Peso de la cabeza, la brida y cálculos para el anillo de respaldo

## 2.4 ANALISIS FINANCIERO

Para realizar la compra de intercambiadores de calor y gestionar su respectiva aprobación por parte de Ecopetrol S.A., se debe seguir un proceso de maduración de Proyectos para la inversión de continuidad operativa (ICOS), en este proyecto se lleva a cabo parte de la maduración en su fase I, esta fase es denominada “desarrollo de la oportunidad”, cuyo objetivo es Identificar y conceptualizar nuevas oportunidades, ideas o necesidades operacionales alineadas con la estrategia del negocio, que contribuyan al logro de las metas organizacionales y generen valor para la compañía. El Modelo de Maduración y Gestión de Proyectos (MMGP) seguido por Ecopetrol S.A., cubre los procesos de identificación de la oportunidad, selección de la alternativa, definición del proyecto, ejecución y entrada en operación.

Figura 21. Modelo de maduración y gestión de proyectos



Fuente: Ecopetrol S.A.

Desde el comienzo de la ejecución de la maduración del proyecto se debe iniciar la estimación y cálculos financieros para la obtención de costos, logrando así argumentar con cifras la viabilidad del mismo, a partir de la fase I (identificación de la oportunidad) hasta la fase III (desarrollo del estudio de nivel básico), en el presente proyecto se va a llevar a cabo un análisis financiero básico presentado en la fase I, en el cual se determina la relación beneficio/costo comparando el escenario de llevar a cabo el proyecto de reposición al realizar la compra, versus no hacer el proyecto de reposición al no realizar ninguna modificación e inversión en los equipos y esperar a que entren en falla; en este análisis se tienen en cuenta los costos por compra e impacto económico en la operación por la entrada en falla.

La evaluación financiera se realiza mediante los resultados que arrojan la relación beneficio/costo, consiste en determinar los beneficios marginales que se obtendrían frente a un estado o situación actual sin proyecto. Por consiguiente, al realizar este tipo de evaluaciones es necesario considerar dos escenarios:

- Análisis sin proyecto.
- Análisis con proyecto.

**a. Análisis sin proyecto:**

El análisis sin proyecto debe considerar los impactos cuantificables para la compañía si no se realiza el proyecto de inversión. En otras palabras, es necesario construir una evaluación de las pérdidas potenciales y los costos de operación en que incurriría la Empresa si se continúa con la operación actual.

Las pérdidas son eventos que pueden llegar a ocurrir dado el caso de no realizar el proyecto analizado. Estos eventos consideran una probabilidad de ocurrencia

asociada año a año; las pérdidas más usuales que se pueden presentar en este tipo de evaluaciones son: disponibilidad y confiabilidad, infraestructura y energía. Todas ellas con un grado de incertidumbre asociado. Un ejemplo práctico puede ser las pérdidas ocasionadas por un incendio o el cierre de una planta de producción por incumplimientos ambientales. Es de esperarse que al no realizar el proyecto de inversión, la probabilidad de ocurrencia de este tipo de eventos sea más alta que al realizar el proyecto; los costos se asocian al mantenimiento, operación disposición y HSE, entre otros.

**b. Análisis con proyecto:**

El análisis con proyecto debe igualmente considerar los impactos cuantificables sobre la compañía cuando se realiza el proyecto de inversión. Claramente, es necesario incorporar en el análisis las Inversiones exigidas por el proyecto. Ejemplos de inversiones pueden ser: activos, consultoría, montajes, interventoría, etc. Es de esperarse que dichas inversiones mitiguen total o parcialmente los riesgos identificados en caso de no realizar el proyecto. De la misma forma se esperaría que la estructura de costos se vea modificada debido a la inversión realizada. La probabilidad de ocurrencia de las pérdidas identificadas es inferior a la probabilidad del caso sin proyecto, ya que esta mitigación de riesgos es lo que justifica en parte la realización del proyecto. De la misma forma, es común encontrar que los costos asociados al caso con proyecto sean inferiores al caso sin proyecto. Una vez identificadas las pérdidas y los costos del caso con y sin proyecto para cada uno de los equipos a reponer se procede a calcular la relación Beneficio / Costo (Factor J).

$$Factor J = \frac{(Valor Riesgo sin proyecto - Valor con Proyecto)}{Valor Inversión}$$

### **3. ESTADO ACTUAL DEL DISEÑO MECÁNICO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR PROGRAMADOS PARA REPONER**

Problemas recurrentes a causa de los mecanismos de falla y culminación de la vida útil son las principales características que obligan a la reposición, además representan el estado actual de los equipos; se deben resaltar algunas fallas detectadas en el diseño original, teniendo en cuenta que algunos de estos equipos fueron diseñados hace más de 50 años y se han venido realizando modificaciones al diseño original por aumento en las cargas, reparaciones y cambios en sus funciones, lo cual determina una cadena de eventos que conllevan a la presencia de variaciones en el diseño original. El estado actual de los equipos se determina mediante técnicas propias de la inspección de equipos, llevando a cabo pruebas no destructivas superficiales como inspección visual, líquidos penetrantes, partículas magnéticas, corrientes de Eddy, radiografía industrial y ultrasonido industrial, además de pruebas hidrostáticas y de burbuja para constatar la hermeticidad y estado de los materiales que conforman el intercambiador de calor, esta detección de fallas se realizan de acuerdo al servicio prestado por el intercambiador.

El intercambiador de calor es sometido a condiciones de trabajo continuo, se tienen problemas por sobrepresiones, fluctuaciones en las cargas y condiciones de ensuciamiento lo cual castiga al equipo, provoca la falla y el desgaste normal por las condiciones de operación, si las plantas no paran por la presencia de fallas en algún equipo o elemento, el funcionamiento del intercambiador es continuo las 24 horas del día durante todos los días del año hasta que se presente la parada de planta programada para realizar las reparaciones necesarias, estas paradas son programadas por el departamento de paradas de planta y varían en tiempo de 3 a 5 años de acuerdo a la planta a intervenir.

**Tabla 8. Servicio de los intercambiadores analizados**

<b>Planta</b>	<b>Tag</b>	<b>Fluido lado casco</b>	<b>Fluido lado tubos</b>
<b>CRACKING I</b>	E-2754A	Gasolina	Agua de enfriamiento
	E-2761	Debutanizador de fondo	Aceite de ciclo
	E-2713A	Condensado de cima	Agua de enfriamiento
<b>CRACKING III</b>	E-569B	DEA pobre	DEA rica
	E-570A	DEA pobre	Agua de enfriamiento
	E505	Cima de torre fraccionadora	Agua de enfriamiento
	E-554B	HC, H2, H2O	Agua de enfriamiento
	E-565	Hidrocarburo	Hidrocarburo
	E-556	Hidrocarburo	TOP PA
	E-555D	Nafta	Agua de enfriamiento
	E-554A	HC, H2, INERTS, H2O	Agua de enfriamiento
	E-564	Hidrocarburo	Agua de enfriamiento
	E-551B	Gasolina	Agua de enfriamiento
	E-555A	Nafta	Agua de enfriamiento
<b>REF. CRUDOS</b>	E-201	Reflujo de cima	Crudo
	E-236A	Reflujo medio ACPM	Crudo
<b>REF.FONDOS</b>	E-2507A	C3 C4 H2O	Agua de enfriamiento
	E-2522C	DMO SOLVENTE	Vapor
	E-2658A	Hidrocarburo	Hidrocarburo
	E-2505A	40% C3+60%C4	Agua de enfriamiento
	E-2801	H2S	Agua de enfriamiento
	E-205A	Gasóleo	Crudo
	E-145A	Crudo	Destilado medio
	E-2005	Diesel	Crudo

Fuente: el autor

**Figura 22. Estado actual del haz de tubos del intercambiador E- 2505A**



Fuente: el autor

### **3.1 DESCRIPCION ACTUAL DE LOS INTERCAMBIADORES**

Es necesario determinar las características principales en cuanto a dimensiones y materiales utilizados actualmente por los intercambiadores para tener noción de las partes con las que se cuenta actualmente y para las cuales se va a realizar el cambio.

El proceso que se debe seguir para realizar cambios en los intercambiadores es consecuente, además de cuidadoso, ya que a la hora de buscar la información existente del equipo, puede que esta no sea la información actual, ha ocurrido y continua presentando la situación en la que se realiza la reposición de alguna pieza del intercambiador y al realizarse con planos o datos equívocos, se presentan problemas graves en el ensamble, interferencias en las boquillas, espesores inadecuados en bridas, entre otras; por ello es necesario tener un resumen con la descripción de las piezas, de acuerdo a la información mas reciente.

**Tabla 9. Descripción de las piezas actuales.**

Planta	Tag	Especificación
Cracking I	E-2761	Tubos 656, $\Phi \frac{3}{4}$ " OD BWG 14, longitud 6096 mm, material SA 213 T5; placa tubos fija, espesor 57 mm, diámetro 920mm; placa tubos flotante, espesor 57 mm, diámetro externo 848 mm, material SA 516 Gr 70; Cubierta del cabezal flotante espesor 21 mm, material SA 516 70; Brida del cabezal flotante ID 822mm, OD 933mm, espesor 88 mm, material SA 105; Anillo posterior ID 819 mm, OD 933 mm, espesor 57 mm, material SA 105; canal ID 860 mm, longitud 446 mm, espesor 12 mm, material SA 516 70; casco ID 860 mm, longitud 5612 mm, espesor 12mm, material SA 516 70.
	E-2754A	Tubos 358, $\Phi \frac{3}{4}$ " OD BWG 16, longitud 16 pies, material Sb 111; placa tubos fija, espesor 35 mm, diámetro 630mm; placa tubos flotante, espesor 35 mm, diámetro externo 546 mm, material SB 171; Cubierta del cabezal flotante espesor 15 mm, material SA 515 60; Brida del cabezal flotante ID 546 mm, OD 648mm, espesor 55 mm, material SA 105; Anillo posterior ID 546 mm, OD 648 mm, espesor 50 mm, material SA 105; canal ID 575 mm, longitud 288 mm, espesor 10 mm, material SA 515 60; casco ID 575 mm, longitud 4505 mm, espesor 10mm, material SA 51670.
	E-2713	Tubos 1117, $\Phi \frac{3}{4}$ " OD BWG 14, longitud 20 pies, material SB 111; placa tubos fija, espesor 40 mm, diámetro 1043mm; placa tubos flotante, espesor 40 mm, diámetro externo 965 mm, material SB 171; Cubierta del cabezal flotante espesor 13 mm, material SA 516 60; Brida del cabezal flotante ID 940mm, OD 1051mm, espesor 75 mm, material SA 105; Anillo posterior ID 940 mm, OD 1051 mm, espesor 32 mm, material SA 105; canal ID 991 mm, longitud 581 mm, espesor 12 mm, material SA 516 70; casco ID 991 mm, longitud 5760 mm, espesor 12mm, material SA 516 70.
Cracking III	E-569	Tubos 332, $\Phi \frac{3}{4}$ " OD BWG 16, longitud 20 pies, material SA 179; placa tubos fija, espesor 1.92 in, diámetro 25,984 in; placa tubos flotante, espesor 1.92 in, diámetro externo 23 in, material SA201 Gr B; Cubierta del cabezal flotante espesor 0,55 in, material SA 515 60; Brida del cabezal flotante ID 22,204 in, OD 26,25 in, espesor 2,244 in, material SA 105; Anillo posterior ID 22,204 in, 26,25 in, espesor 1,37 in, material SA 105; canal ID 24 in, longitud 11.25 in, espesor 0.375 in, material SA 515 60; casco ID 24 in, longitud 224.88 in, espesor 0.4 in, material SA 515 60.
	E-570A	Tubos 620, $\Phi \frac{3}{4}$ " OD BWG 14, longitud 20 pies, material SA 179; placa tubos fija, espesor 49 mm, diámetro 853mm; placa tubos flotante, espesor 49 mm, diámetro externo 778 mm, material SA 105; Cubierta del cabezal flotante espesor 16 mm, material SA 516 70; Brida del cabezal flotante ID 752mm, OD 869.5mm, espesor 70 mm, material SA 105; Anillo posterior ID 752mm, OD 869.5 mm, espesor 32 mm, material SA 105; canal ID 790 mm, longitud 420 mm, espesor 11 mm, material SA 516 70; casco ID 790 mm, longitud 5699 mm, espesor 11mm, material SA 516 70.

Tabla 9. (Continuación)

Planta	Tag	Especificación
Cracking III	E-554B	Tubos 1188, $\Phi \frac{3}{4}$ " OD BWG 16, longitud 20 pies, material SB 111; placa tubos fija, espesor 75 mm, diámetro 1163mm; placa tubos flotante, espesor 75 mm, diámetro externo 1080 mm, material SB 171; Cubierta del cabezal flotante espesor 21 mm, material SA 516 70; Brida del cabezal flotante ID 1054 mm, OD 1178mm, espesor 92 mm, material SA 105; Anillo posterior ID 1054 mm, OD 1178 mm, espesor 75 mm, material SA 105; canal ID 1092 mm, longitud 460 mm, espesor 13 mm, material SA 516 70; casco ID 1092 mm, longitud 5581 mm, espesor 13mm, material SA 516 70.
	E-555	Tubos 164, $\Phi \frac{3}{4}$ " OD BWG 16, longitud 6096 mm, material SB 111; placa tubos fija, espesor 44 mm, diámetro 498mm; placa tubos flotante, espesor 44 mm, diámetro externo 432 mm, material SB 171; Cubierta del cabezal flotante espesor 13 mm, material SA 516 70; Brida del cabezal flotante ID 412mm, OD 514mm, espesor 57 mm, material SA 105; Anillo posterior ID 412 mm, OD 514 mm, espesor 32 mm, material SA 105; canal ID 438 mm, longitud 400 mm, espesor 9.5 mm, material SA 106 B; casco ID 438 mm, longitud 5750 mm, espesor 9.5mm, material SA 106 B.
	E-565	Tubos 203, $\Phi \frac{3}{4}$ " OD BWG 14, longitud 6096 mm, material SA 179; placa tubos fija, espesor 50 mm, diámetro 560mm; placa tubos flotante, espesor 50 mm, diámetro externo 566 mm, material SA 516 Gr 70; Cubierta del cabezal flotante espesor 22 mm, material SA 516 70; Brida del cabezal flotante ID 462mm, OD 566 mm, espesor 61 mm, material SA 105; Anillo posterior ID 462 mm, OD 566 mm, espesor 40 mm, material SA 105; canal ID 498 mm, longitud 351 mm, espesor 10 mm, material SA 516 70; casco ID 498 mm, longitud 5697 mm, espesor 10mm, material SA 516 70.
	E-505	Tubos 1322, $\Phi \frac{3}{4}$ " OD BWG 14, longitud 6090 mm, material SB 111; placa tubos fija, espesor 66 mm, diámetro 1238mm; placa tubos flotante, espesor 66 mm, diámetro externo 1156 mm, material SB 171; Cubierta del cabezal flotante espesor 16 mm, material SA 516 70; Brida del cabezal flotante ID 1130mm, OD 1247mm, espesor 86 mm, material SA 105; Anillo posterior ID 1130 mm, OD 1247 mm, espesor 32 mm, material SA 105; canal ID 1170 mm, longitud 540 mm, espesor 13 mm, material SA 516 70; casco ID 1170 mm, longitud 5641 mm, espesor 13mm, material SA 516 70.
	E-201	Tubos 580, $\Phi 1$ " OD BWG 12, longitud 192 in, material SA 179; placa tubos fija, espesor 3.875 in, diámetro 40.9375 in; placa tubos flotante, espesor 3.875, diámetro externo 36.5, material SA 516 Gr 70; Cubierta del cabezal flotante espesor 1 in, material SA 516 70; Brida del cabezal flotante ID 35, OD 40 in, espesor 3.25 in, material SA 105; Anillo posterior ID 35 in, OD 40 in, espesor 5.46 in, material SA 105; canal ID 37 in, longitud 1.23 pies, espesor 0.4375 in, material SA 240; casco ID 37 in, longitud 13.91 pies, espesor 0.75 in, material SA 240.

Tabla 9. (Continuación)

Planta	Tag	Especificación
	E-236A	Tubos 624, $\Phi \frac{3}{4}$ " OD BWG 14, longitud 240 in, material SA 179; placa tubos fija, espesor 3 in, diámetro 35.75 in; placa tubos flotante, espesor 3 in, diámetro externo 35.874 in, material SA 266 CL 2; Cubierta del cabezal flotante espesor 1.5 in, material SA 516 70; Brida del cabezal flotante ID 32.126 in, OD 36 in, espesor 3.25 in, material SA 105; Anillo posterior ID 32.126, OD 36 in, espesor 4.375 in, material SA 105; canal ID 33 in, longitud 1.246 pies, espesor 0.5 in, material SA 516 70; casco ID 33 in, longitud 17.89 in, espesor 0.54 in, material SA 516 70.
Refinación de Fondos	E-2658	Tubos 110, $\Phi \frac{3}{4}$ " OD BWG 14, longitud 6096 mm, material SA 179; placa tubos fija, espesor 28 mm, diámetro 380 mm; placa tubos flotante, espesor 28 mm, diámetro externo 331 mm, material SA 105; Cubierta del cabezal flotante espesor 11 mm, material SA 515 60; Brida del cabezal flotante ID 305 mm, OD 404 mm, espesor 48 mm, material SA 105; Anillo posterior ID 305 mm, OD 404 mm, espesor 52 mm, material SA 105; canal ID 336 mm, longitud 325 mm, espesor 9.52 mm, material SA 106; casco ID 336 mm, longitud 5820 mm, espesor 10 mm, material SA 106.
	E-2507	Tubos 480, $\Phi \frac{3}{4}$ " OD BWG 16, longitud 5998 mm, material SB 111; placa tubos fija, espesor 33 mm, diámetro 690 mm; placa tubos flotante, espesor 33 mm, diámetro externo 620 mm, material SA 266 CL 2; Cubierta del cabezal flotante espesor 14 mm, material SA 515 60; Brida del cabezal flotante ID 602 mm, OD 702 mm, espesor 58 mm, material SA 105; Anillo posterior ID 602 mm, OD 702 mm, espesor 32 mm, material SA 105; canal ID 630 mm, longitud 364 mm, espesor 10 mm, material SA 515 60; casco ID 630 mm, longitud 5534 mm, espesor 10 mm, material SA 515 60.
	E-2522	Tubos 557, $\Phi \frac{3}{4}$ " OD BWG 14, longitud 6324 mm, material SA 214; placa tubos fija, espesor 107.95 mm, diámetro 1231.9 mm; material SA 266 CL 2; canal ID 1066 mm, longitud 466 mm, espesor 12.75 mm, material SA 516 70; casco ID 1066 mm, longitud 6376 mm, espesor 17.46 mm, material SA 516 60.
	E-2505	Tubos 1581, $\Phi \frac{3}{4}$ " OD BWG 16, longitud 6096 mm, material SB 111; placa tubos fija, espesor 80 mm, diámetro 1112 mm; placa tubos flotante, espesor 80 mm, diámetro externo 1104 mm, material SB 171; Cubierta del cabezal flotante espesor 33 mm, material SA 515 60; Brida del cabezal flotante ID 1078 mm, OD 1189 mm, espesor 123 mm, material SA 105; Anillo posterior ID 1078mm, OD 1189 mm, espesor 32 mm, material SA 105; canal ID 1118 mm, longitud 658 mm, espesor 13 mm, material SA 516 70; casco ID 1118 mm, longitud 5241 mm, espesor 18 mm, material SA 516 70.
	E-2801	Tubos 412, $\Phi \frac{3}{4}$ " OD BWG 16, longitud 6096 mm, material SB 111; placa tubos fija, espesor 34 mm, diámetro 665 mm; material SB 171; canal ID 635, longitud 402 mm, espesor 10 mm, material SA 516 70; casco ID 635 mm, longitud 6098 mm, espesor 10 mm, material SA 516 70.

#### **4. VERIFICACION DEL DISEÑO MECANICO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR**

Teniendo claro el objetivo de brindar mayor confiabilidad en los procesos y dar solución a los problemas que generen mayor riesgo a las operaciones, es requerido tipificar correctamente las variaciones en el diseño mecánico a causa del cambio de metalurgia propuesto, tomando como herramienta el software de diseño y análisis PVElite se lleva a cabo la verificación del diseño mecánico de los intercambiadores.

En base a la búsqueda para la mejora continua se hace necesario implementar un correcto control y planeación de cambios en los intercambiadores de calor que conforman la Refinería de Barrancabermeja, para así lograr una mayor confiabilidad en los procesos, limitando el riesgo en las plantas y dando un valor agregado para la compañía, implementando nuevos materiales y técnicas para el análisis del diseño mecánico de intercambiadores de calor; dicha reposición busca hacer más seguros los procesos y operaciones que pueden afectar negativamente a las personas, instalaciones, producción y medio ambiente.

El objetivo es asegurar que los equipos nuevos puedan ser instalados causando el mínimo impacto en las operaciones debido a problemas dimensionales, es por ello muy importante tener completamente establecidas las correctas condiciones de diseño mecánico que se requieren de acuerdo a los cambios que se van a generar en el equipo, ya que si esto se pasa por alto se podrían fabricar piezas que no cumplan con los parámetros necesarios para el equipo y la planta, lo cual genera retardos y prorrogación en las paradas de planta, refabricación de equipos y por ende sobrecostos en la mano de obra, materiales, equipos y herramientas,

generando también en algunos casos paradas de planta no programadas lo cual genera un lucro cesante y un valor adicional por costos de reparaciones no programadas.

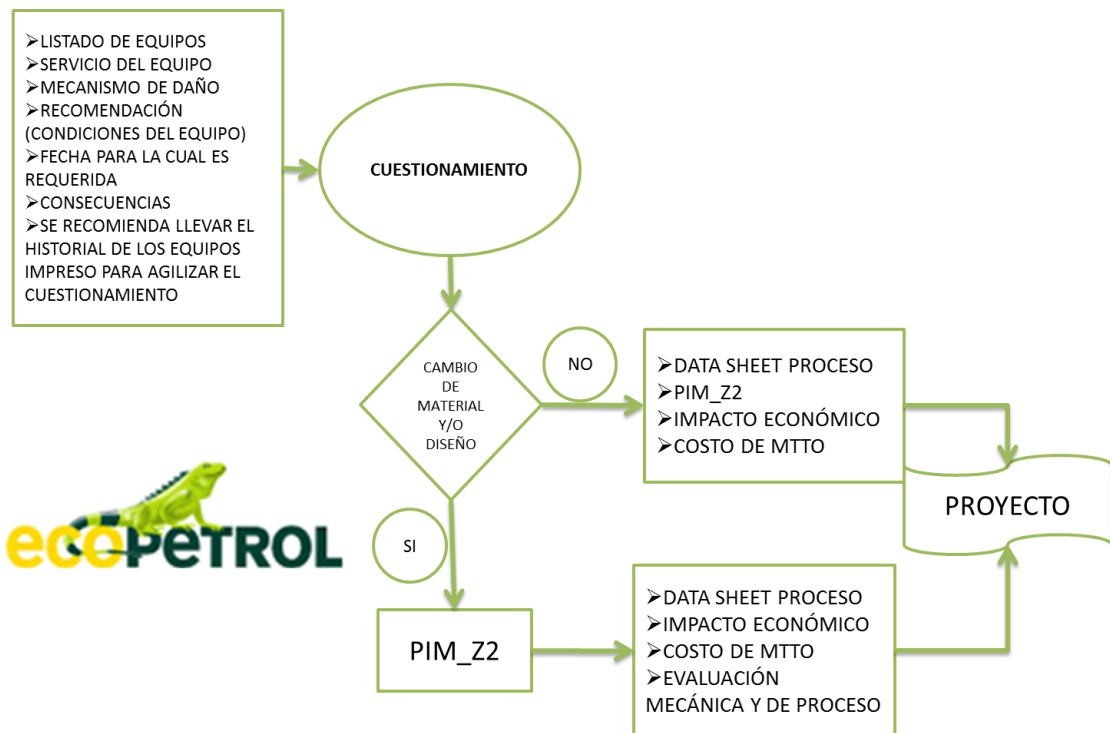
La Coordinación de Inspección e Integridad de Equipos de la Refinería Barrancabermeja de Ecopetrol S.A, ha obtenido el estado actual de los intercambiadores a través de inspecciones realizadas en plantas fuera de servicio y en funcionamiento, logrando así determinar el listado de intercambiadores a intervenir y para los cuales se deben llevar a cabo cambios parciales o totales; teniendo en cuenta que muchos de estos intercambiadores requieren cambios en sus materiales de construcción para aumentar su durabilidad, resistencia a la corrosión y eficiencia en el proceso o en algunos casos por la actualización de la norma ASME o actualización tecnológica de equipos instalados hace más de 25 años; se hace necesaria la verificación de cambios en el diseño mecánico de las piezas a reponer por la modificación en sus materiales, ya que esto podría acarrear alteraciones en las dimensiones, resistencia y funcionalidad.

Para llevar a cabo modificaciones en los equipos se debe realizar un cuestionamiento antes de determinar cambios en el material, el comité de autoridad técnica se encarga de realizarlo, aprobando los cambios en la metalurgia propuesta, este comité esta conformado por un ingeniero de cada coordinación y de acuerdo al tipo de cambio a realizar se notifica e invita a dicha reunión a los jefes de departamento.

La recomendación para el cambio de metalurgia es emitida por el ingeniero de inspección, avalada por el ingeniero de corrosión y posteriormente analizada por el ingeniero de proceso, cuando ya se tienen la viabilidad y certeza de la eficiencia,

funcionalidad y beneficio que traería el realizar estos cambios, se presenta ante el comité de autoridad técnica, allí se realiza el respectivo análisis, si el equipo ha presentado fallas se presenta el análisis de causas raíz, se argumenta y justifica la renovación y posible cambio del intercambiador de calor.

**Figura 23. Diagrama de flujo para cuestionamiento del cambio de material**



Fuente: Ecopetrol S.A.

En el cuestionamiento se debe tener en cuenta varios aspectos antes de pensar en el cambio de material, para ello es necesario determinar lo siguiente:

- Reemplazo de las partes del intercambiador
- Reparar las partes del intercambiador
- Compra de los intercambiadores completos
- No realizar el proyecto.

Ecopetrol S.A. cuenta con una base de datos denominada sistema de gestión documental para el apoyo técnico a la producción, en donde se almacenan todas las recomendaciones hechas por los ingenieros que desean reportar fallas y especificar cambios en los diferentes equipos que hay dentro de la refinería, dichas recomendaciones están almacenadas en una carpeta denominada PIM\_Z2, todas las recomendaciones son almacenadas en esta base de datos con el nombre PIM\_Z2 seguido de un numero consecutivo; la recomendación esta en un formato de Microsoft Word y está conformada por el siguiente contenido:

**Tabla 10. Estructura de una recomendación PIM\_Z2.**

<b>Parte principal</b>	<b>Descripción</b>
DIAGNOSTICO	Condición del componente actual, modo de falla, posibles causas, antecedentes y análisis de ensayos practicados
ACCIONES RECOMENDADAS	Planos de referencia, localización del trabajo, procedimiento a utilizar, recursos, materiales y alternativas de solución.
CONTROLES DE CALIDAD	Protocolos e instructivos a utilizar.

Fuente: el autor

#### **4.1 EQUIPOS CON CAMBIO DE METALURGIA**

Luego de realizar el análisis y cuestionamiento para realizar los cambios de material en los equipos inspeccionados, se tiene un consolidado de equipos para efectuar la verificación del diseño mecánico, este consolidado se compone de 16 intercambiadores completos, de un total de 90 intercambiadores cuestionados.

La verificación del diseño mecánico de los intercambiadores de calor programados para reponerse en el año 2012 se lleva a cabo mediante el software de diseño y análisis PVElite, suministrado por COADE y adquirido por Ecopetrol S.A. para realizar dicho análisis.

Las partes y/o intercambiadores del alcance del proyecto de reposición han sido seleccionados basados en los siguientes aspectos:

- Cumplimiento de la vida útil calculada con base en proyección de pérdida de contención.
- Falla prematura de los equipos por aumentos en las velocidades de corrosión. asociadas a las nuevas cargas a la GRB y cambio en condiciones de diseño.
- Estudio emitido por los talleres de RCA (Análisis de causa raíz).
- Recomendaciones emitidas por la PIM-Z2.

**Tabla 11. Cambio de metalurgia propuesto**

Planta	Tag	Haz	Placatubos	Cubierta de la tapa cabezal flotante	Anillo de respaldo	Casco y canal
CRACKING I	E-2754A	SA 789 S31803	SA 516 70 Cladding SA 240 S32750	SA240 S32750	SA 516 70	SA 516 70
	E-2761	SA 213 T304	SA 516 70 Cladding SA 240 S304	SA240 TP304	SA 182 F304	SA 516 70
	E-2713A	SA 789 S32750	SA 516 70 Cladding SA 240 S32750	SA 240 TP 32750	SA182 F51	SA 516 70 Cladding SA240 S32750
CRACKING III	E-569B	SA 213 TP304	SA 182 F304	SA 240 TP 304	SA 182 F304	SA 516 70
	E-570A	SA 789 S32750	SA 516 70 Cladding SA 240 S32750	SA 240 TP 32750	SA 185 F51	SA 516 70

Tabla 11. (Continuación)

Planta	Tag	Haz	Placatubos	Cubierta de la tapa cabezal flotante	Anillo de respaldo	Casco y canal
Cracking III	E-505	SA 789 S32750	SA 516 70 Cladding SA 240 304L	SA 240 TP 32750	SA 182 F51	SA 516 70 Cladding SA240 S32750
	E-554B	SA 789 S32750	SA 516 70 Cladding SA 240 S32750	SA 240 TP S32750	SA 516 70	SA 516 70
	E-565	SA 213 T5	SA 336 F5	SA 387 5	SA 516 70	SA 516 70
	E-555A	SA 213 TP 316	SA 182 F316	SA 240 TP 316	SA182 F316	SA 376 TP316
REF. CRUDOS	E-201	SA 789 S32750	SA 516 70 Cladding SA 240 S323750	SA 240 TP 32750	SA 182 F51	SA 240
	E-236A	SA 789 S32750	SA 516 70 Cladding SA240 S32750	SA 240 TP 32750	SA 182F51	SA516 70 Cladding SAS240 S32750
REF.FONDOS	E-2507A	SA 789 S32750	SA 182 F51	SA 240 TP 32750	SA 182 F51	SA 240 TP 32750
	E-2522C	SA 789 S32750	SA182 F51	NA	NA	SA 516 70 Cladding SA240 TP 32750
	E-2658A	SA 213 304	SA182 F304	SA 240 TP 31260	SA 182 F304	SA 106 B
	E-2505A	SA 789 S32750	SA 516 70 Cladding SA240 S32750	SA 240 TP 316	SA 182 F316	SA 516 70 Cladding SA 240 S32750
	E-2801	SA 789 S32750	SA 182 F51	NA	NA	SA 516 70 Cladding SA240 S32750

Fuente: Ecopetrol S.A.

#### **4.1.1 Verificación del diseño mecánico de intercambiadores completos:**

Teniendo el listado de equipos a reponer y para los cuales se debe llevar a cabo un cambio la metalurgia, se realiza el modelamiento de los mismos implementando las metalurgias propuestas, y de acuerdo a los resultados emitidos por el software, se presentan algunas variaciones en el diseño mecánico que se muestran en la tabla 12. Los problemas más comunes que presenta el diseño mecánico en los intercambiadores de calor al realizar los cambios de metalurgia son:

- Espesor insuficiente en anillo de respaldo.
- Espesor insuficiente en la placa tubos.
- Rigidez de las bridas inadecuada.
- Espesor insuficiente en la brida de la tapa cabezal flotante.

Los cálculos de dimensiones del anillo de respaldo (backing ring), son realizados según TEMA 8th ed. RCB-5.141 y ASME Sección VIII Div I Apéndice mandatorio II; para la rigidez de la bridas se toma como referencia el procedimiento de cálculo dado por ASME Sección VIII Div I Apéndice mandatorio II parte 2-14, cuando este índice tiene un valor superior a uno representa la una posibilidad de fuga por la unión bridada lo cual genera problemas en los resultados obtenidos por presión interna. En la brida de la tapa cabezal flotante se siguen los cálculos propuestos por ASME Sección VIII Div I Apéndice mandatorio I parte 1-6. Los cálculos realizados para la placa tubos son realizados de acuerdo a ASME sección VIII Div I parte UHX- 13 Reglas para el diseño de placa tubos fijas y parte UHX-14 Reglas para el diseño de placa tubos flotantes, se tienen en consideración siete casos de carga que según el software PVElite se denotan de la siguiente manera:

Fvs, Fvt: presión de vacío lado casco y lado tubos, se toma como cero.

Ps, Pt: presiones de diseño lado casco y lado tubos.

(+)-Th: con y sin expansión térmica.

(+)-Ca: con y sin corrosión admisible.

**Tabla 12. Resultados obtenidos en PVElite.**

Problema	Motivo
<b>E-2754A</b>	
<p>El espesor actual de la placa tubos fija es menor que el espesor requerido. Actual: 35 mm Requerido: 38,63 mm</p>	<p>Falla por flexión en el siguiente caso: Ps+Fvt-Th-Ca</p>
<p>El espesor actual del anillo de respaldo es menor que el espesor requerido. Actual: 50 mm Requerido: 60,92 mm</p>	<p>Falla por carga sobre los pernos en el asentamiento del empaque y por condiciones internas de operación normal.</p>
<b>E-2761</b>	
<p>Índice de rigidez <math>J &gt; 1</math>.</p>	<p>Brida 4 falla por índice de rigidez operativo e índice de rigidez de asentamiento, esto requiere un espesor de 63.246 mm, actual de 50 mm. Brida 3 falla por índice de rigidez operativo e índice de rigidez de asentamiento, esto requiere un espesor de 62.634 mm, actual de 50 mm. Brida 1 falla por índice de rigidez operativo esto requiere un espesor de 68.88 mm, actual 59 mm.</p>
<p>Espesor por presión externa</p>	<p>El espesor actual en la brida 3 es 50 mm, el requerido es 50.87 mm. El espesor actual en la brida 4 es 50 mm, el espesor requerido es 53.26 mm.</p>
<p>El espesor actual del anillo de respaldo es menor que el espesor requerido. Actual: 57 mm Requerido: 78.31 mm</p>	<p>Falla por carga sobre los pernos en el asentamiento del empaque y por condiciones internas de operación normal.</p>
<p>Espesor actual de la brida de la tapa cabezal flotante menor que el requerido Actual: 88 mm Requerido: 91.94 mm</p>	<p>Espesor requerido por la brida de acuerdo a las condiciones de operación externas (lado casco).</p>

Tabla 12. (Continuación)

Problema	Motivo
<b>E-2713A</b>	
Índice de rigidez $J > 1$ .	<p>Brida 3 falla por índice de rigidez de asentamiento, esto requiere un espesor de 47.19 mm, actual de 46 mm.</p> <p>Brida 2 falla índice de rigidez operativo, esto requiere un espesor de 55.29 mm, actual de 43 mm.</p> <p>Brida 1 falla por índice de rigidez de asentamiento, esto requiere un espesor de 47.167 mm, actual de 32 mm.</p>
Espesor por presión externa	<p>El espesor actual en la brida 3 es 50 mm, el requerido es 50.87 mm.</p> <p>El espesor actual en la brida 4 es 50 mm, el espesor requerido es 53.26 mm.</p> <p>El espesor actual de la brida 1 es de 32 mm y el requerido es de 47.168 mm.</p>
<p>El espesor actual del anillo de respaldo es menor que el espesor requerido.</p> <p>Actual: 32 mm</p> <p>Requerido: 73.018 mm</p>	<p>Falla por carga sobre los pernos en el asentamiento del empaque y por condiciones internas de operación normal.</p>
<b>E-569B</b>	
<p>El espesor actual del anillo de respaldo es menor que el espesor requerido.</p> <p>Actual: 1.37 in</p> <p>Requerido: 2.8453 in</p>	<p>Falla por carga sobre los pernos en el asentamiento del empaque y por condiciones internas de operación normal.</p>
<p>Espesor actual de la brida de la tapa cabezal flotante menor que el requerido</p> <p>Actual: 0.55 in</p> <p>Requerido: 0.587 in</p>	<p>Espesor requerido por la brida de acuerdo a las condiciones de operación externas (lado casco).</p>
<b>E-570A</b>	
<p>El espesor actual del anillo de respaldo es menor que el espesor requerido.</p> <p>Actual: 32 mm</p> <p>Requerido: 47.57 mm</p>	<p>Falla por carga sobre los pernos en el asentamiento del empaque y por condiciones internas de operación normal.</p>

Tabla 12. (Continuación)

Problema	Motivo
<b>E-505</b>	
Índice de rigidez $J > 1$ .	Brida 3 falla por índice de rigidez de asentamiento, esto requiere un espesor de 45.28 mm, actual de 45 mm.
El espesor actual del anillo de respaldo es menor que el espesor requerido. Actual: 42 mm Requerido: 91.02 mm	Falla por carga sobre los pernos en el asentamiento del empaque y por condiciones internas de operación normal.
<b>E-554B</b>	
Índice de rigidez $J > 1$ .	Brida 1 falla por índice de rigidez operativo, esto requiere un espesor de 74 mm, actual de 53 mm. Brida 2 falla por índice de rigidez operativo, esto requiere un espesor de 90.57 mm, actual de 80 mm. Brida 3 falla por índice de rigidez operativo, esto requiere un espesor de 60.96 mm, actual de 55 mm. Brida 4 falla por índice de rigidez operativo, esto requiere un espesor de 50.26 mm, actual de 50 mm.
<b>E-565</b>	
El espesor actual del anillo de respaldo es menor que el espesor requerido. Actual: 40 mm Requerido: 64.78 mm	Falla por carga sobre los pernos en el asentamiento del empaque y por condiciones internas de operación normal.
<b>E-555</b>	
El espesor actual de la placa tubos fija es menor que el espesor requerido. Actual: 44 mm Requerido: 48.84 mm	Falla por flexión en los siguientes casos de carga: Ps+Fvt-Th Ps+Fvt-Th-Ca
El espesor actual del anillo de respaldo es menor que el espesor requerido. Actual: 32 mm Requerido: 64.194 mm	Falla por carga sobre los pernos en el asentamiento del empaque y por condiciones internas de operación normal.
<b>E-201A</b>	
Ninguno	El cambio en la metalurgia no genera problemas.

Tabla 12. (Continuación)

Problema	Motivo
<b>E-236A</b>	
<p>Espesor actual de la brida de la tapa cabezal flotante menor que el requerido. Actual: 3.25 mm Requerido: 3.89 mm</p>	<p>El espesor requerido por la brida de acuerdo a las condiciones de operación externa (lado casco).</p>
<b>E-2507</b>	
<p>Índice de rigidez <math>J &gt; 1</math>.</p>	<p>Brida 2 falla por índice de rigidez de asentamiento, esto requiere un espesor de 43.074 mm, actual de 43 mm. Brida 3 falla por índice de rigidez de asentamiento, esto requiere un espesor de 43.074 mm, actual de 43 mm. Brida 4 falla por índice de rigidez de asentamiento, esto requiere un espesor de 43.18 mm, actual de 43 mm.</p>
<p>En el anillo de respaldo el espesor requerido es mayor al actual. Actual: 32 mm Requerido: 55.576 mm</p>	<p>Falla por carga sobre los pernos en el asentamiento del empaque y por condiciones internas de operación normal.</p>
<b>E-2522C</b>	
<p>Ninguno</p>	<p>El cambio en la metalurgia no genera problemas</p>
<b>E-2658A</b>	
<p>El espesor actual de la placa tubos fija es menor que el espesor requerido. Actual: 28 mm Requerido: 28.476 mm</p>	<p>Falla por flexión en los siguientes casos de carga: Ps+Fvt-Th Ps+Fvt-Th-Ca</p>
<p>En el anillo de respaldo el espesor requerido es mayor al actual. Actual: 32 mm Requerido: 55.576 mm</p>	<p>Falla por carga sobre los pernos en el asentamiento del empaque.</p>

Tabla 12. (Continuación)

Problema	Motivo
<b>E-2505</b>	
Índice de rigidez $J > 1$ .	Brida 1 falla índice de rigidez operativo, esto requiere un espesor de 85.1154 mm, actual de 85 mm. Brida 2 falla índice de rigidez operativo, esto requiere un espesor de 138.836 mm, actual de 121 mm. Brida 3 falla índice de rigidez operativo y por el índice de rigidez de asentamiento, esto requiere un espesor de 84.98 mm, actual de 74 mm.
Espesor por presión externa	El espesor actual de la brida 4 es de 83 mm y el requerido para soportar la presión externa es de 93.77 mm.
En el anillo de respaldo el espesor requerido es mayor al actual. Actual: 32 mm Requerido: 87.62 mm	Falla por carga sobre los pernos en el asentamiento del empaque y por condiciones internas de operación normal.
Espesor actual de la brida de la tapa cabezal flotante menor que el requerido Actual: 123 mm Requerido: 139.74 mm	El espesor requerido por la brida de acuerdo a las condiciones de operación externa (lado casco).
<b>E-2801</b>	
Índice de rigidez $J > 1$ .	Brida 1 falla el índice de rigidez de sello, esto requiere un espesor de 42,95 mm, actual de 42 mm.

Fuente: el autor

#### 4.1.2 Verificación del diseño mecánico de las tapa cabezal flotante:

El cambio en la metalurgia del cabezal flotante se debe realizar cuidadosamente ya que solo una parte del intercambiador de calor sufrirá cambios, el material a seleccionar debe ser compatible con los demás materiales, con ello se previenen modos de daño, como corrosión galvánica.

Los cambios propuestos para las tapa cabezal flotante pasan por el cuestionamiento de la autoridad técnica, pero este elemento no se toma como proyecto.

**Tabla 13. Cambio de metalurgia para las tapa cabezal flotante**

PLANTA	TAG	BRIDA	CABEZA
<b>CRACKING II</b>	E-556	SA 182 F5	SA 387 5
	E-555D	SA 182 F5	SA 387 5
	E-554A	SA 182 F5	SA 387 5
	E-564	SA 182 F5	SA 387 5
	E-551B	SA 182 F5	SA 387 5
<b>REF. DE CRUDOS</b>	E-205A	SA 182 F5	SA 387 5
	E-145A	SA 182 F5	SA 387 5
	E-2005	SA 182 F5	SA 387 5

Fuente: Ecopetrol S.A.

Se evidencian problemas y cambios en el diseño mecánico a causa de los cambios de metalurgia propuestos. El problema mas común encontrado en dicho análisis se encontró en le espesor del anillo de respaldo y para algunos casos la brida de la tapa cabezal flotante.

**Tabla 14. Resultados de la verificación del diseño mecánico en CodeCalc**

Problema	Motivo
<b>E-556</b>	
En anillo posterior el espesor requerido es mayor al actual. Actual: 1.259 in Requerido: 3.9025 in	Falla por carga sobre los pernos en el asentamiento del empaque y por condiciones internas de operación normal.
<b>E-555D</b>	
En anillo posterior el espesor requerido es mayor al actual. Actual: 1.259 in Requerido: 4.447 in	Falla por carga sobre los pernos en el asentamiento del empaque y por condiciones de operación.

Tabla 14. (Continuación)

<b>Problema</b>	<b>Motivo</b>
<b>E-554A</b>	
En anillo posterior el espesor requerido es mayor al actual. Actual: 1.259 in Requerido: 4.637 in	Falla por carga sobre los pernos en el asentamiento del empaque y por condiciones internas de operación normal
<b>E-564</b>	
En anillo posterior el espesor requerido es mayor al actual. Actual: 1.259 in Requerido: 4.028 in	Falla por carga sobre los pernos en el asentamiento del empaque y por condiciones internas de operación normal
Espesor actual de la brida del cabezal flotante menor que el requerido Actual: 3.11 in Requerido: 3.87 in	Espesor requerido por la brida de acuerdo a las condiciones de operación externas.
<b>E-551</b>	
En anillo posterior el espesor requerido es mayor al actual. Actual: 1.259 in Requerido: 3.3588 in	Falla por carga sobre los pernos en el asentamiento del empaque y por condiciones internas de operación normal
Espesor actual de la brida del cabezal flotante menor que el requerido Actual: 2.36 in Requerido: 2.51 in	Espesor requerido por la brida, de acuerdo a las condiciones de operación externas.
<b>E-205A</b>	
Espesor actual de la brida del cabezal flotante menor que el requerido Actual: 3.625 in Requerido: 4.074 in	Espesor requerido por la brida de acuerdo a las condiciones de operación externas.
<b>E-145</b>	
Ninguno	El cambio en el diseño original no tiene problemas
<b>E-2005</b>	
En anillo posterior el espesor requerido es mayor al actual. Actual: 7.95 in Requerido: 8.03 in	Falla por carga sobre los pernos en el asentamiento del empaque y por condiciones internas de operación normal

Fuente: el autor


## 5. ANÁLISIS FINANCIERO

El análisis financiero se realizó gracias a la asesoría suministrada por Ecopetrol S.A, cotizaciones realizadas, información acerca de costos del producto refinado y opinión de los ingenieros de proceso, operarios, supervisores e inspectores encargados de las respectivas plantas incluidas en el análisis, ellos gracias a su experiencia y conocimiento de los equipos tienen el criterio para suministrar información acerca de las posibilidades que tiene un equipo para entrar en falla y catalogar la pérdidas que generan lucro cesante.

Para la realización del análisis financiero se siguieron ciertas pautas y lineamientos estipulados por la empresa para la realización del mismo, a continuación se indican y enumeran:

1. Definir el estado actual de cada equipo de acuerdo con el histórico de mantenimiento y la recomendación PIM-Z2.
2. Se evalúa como riesgo sin proyecto no ejecutar ninguna acción preventiva y esperar a que los equipos fallen.
3. Definir el número de eventos de falla que se presentarán y la probabilidad de riesgo de acuerdo con el estado actual del equipo, las acciones correctivas realizadas anteriormente y los resultados obtenidos de la matriz de riesgos RAM.
4. De acuerdo con la acción correctiva a realizar se determina el número de días requerido para realizar los trabajos según la Tabla 16, basada en la experiencia del Departamento de Paradas de Planta.
5. Conjuntamente con el Ingeniero de Proceso de la unidad se definen los riesgos que conlleva una falla del intercambiador (parada de planta, degradar carga, probabilidad de incendio, consumo adicional de productos químicos para operación, etc.).

**Figura 24. Matriz de riesgos RAM**

					DIRECCIÓN DE RESPONSABILIDAD INTEGRAL					ECP-DRI-F-045	
					MATRIZ DE VALORACIÓN DE RIESGOS - RAM					ACT: 2	1/1
Para mayor información sobre el uso y manejo de este formato consulte instructivo ECP-DRI-I-007											
CONSECUENCIAS					PROBABILIDAD						
					A	B	C	D	E		
Personas	Economica	Ambiental	Clientes	Imagen de la Empresa		No ha ocurrido en la Industria	Ha ocurrido en la Industria	Ha ocurrido en la Empresa	Sucede varias veces al año en la Empresa	Sucede varias veces al año en la Unidad, Superintendencia o Departamento	
Una o mas fatalidades	Catastrofica > \$10M	Contaminación Irreparable	Veto como proveedor	Internacional	5	M ○	M ○	H ○	H ○	VH ○	
Incapacidad permanente (parcial o total)	Grave \$1M a \$10M	Contaminación Mayor	Pérdida de participación en el mercado	Nacional	4	L ○	M ○	M ○	H ○	H ○	
Incapacidad temporal (>1 día)	Severo \$100k a \$1M	Contaminación Localizada	Pérdida de clientes y/o desabastecimiento	Regional	3	N ●	L ○	M ○	M ○	H ○	
Lesión menor (sin incapacidad)	Importante \$10k a \$100k	Efecto Menor	Quejas y/o reclamos	Local	2	N ●	N ●	L ○	L ○	M ○	
Lesión leve (primeros auxilios)	Marginal <\$10k	Efecto Leve	Incumplir especificaciones	Interna	1	N ●	N ●	N ●	L ○	L ○	
Ninguna lesión	Ninguna	Ningún efecto	Ningún impacto	Ningún impacto	0	N ●	N ●	N ●	N ●	N ●	

Fuente: Ecopetrol S.A.

6. No se han evaluado las pérdidas por infraestructura, pérdidas por energía, costos de operación, costos de mantenimiento e instalación, costos de disposición o costos ambientales.
7. El costo de compra de las partes y equipos nuevos se obtienen de diferentes proveedores nacionales e internacionales, estos costos incluyen materiales, fabricación, pruebas, envío, ensamble, estampe, memorias de calculo, planos, pruebas hidrostáticas y pruebas de inspección, para los proveedores internacionales incluye el empaque de acuerdo al Santini Export Packing Corporation.
8. Las cotizaciones presentadas por los proveedores no incluyen el costo de impuestos, IVA, aranceles, transporte y demás impuestos de importación.

9. Los precios mostrados son aproximaciones entregadas por las empresas cotizantes, solo tienen fines presupuestarios, su rango de exactitud de acuerdo a las empresa oscila entre (+ o - 20%).

**Tabla 15. Tiempo estimado de ejecución de actividades correctivas**

<b>Acción correctiva</b>	<b>Tiempo total de ejecución</b>
Taponar tubería de intercambiadores	5-7 días
Rentube total haz (< 700 tubos)	15 días
Rentube total haz (> 700 tubos <1200)	20 días
Rentube total haz (> 1200 tubos)	25 días
Rentube parcial haz	Tiempo establecido de acuerdo con número de tubos a reemplazar
Instalar parche en casco	7 días
Instalar parche en tapa casco	7 días
Instalar parche en tapa cabezal flotante	7 días

Fuente: Ecopetrol S.A.

10. Definidos los riesgos y establecidos los tiempos para reparación, se cuantifican las pérdidas por disponibilidad y confiabilidad de acuerdo al producto manejado por la unidad afectada.

11. Se establece la relación Benéfico / Costo, en sentido estricto, la relación B/C no es más que la relación entre los ingresos y el valor de los egresos, descontados a una tasa apropiada ajustada por riesgo o costo de oportunidad. Al interior de la Compañía, la relación B/C es una metodología que se utiliza para establecer una comparación relativa de los costos de una inversión, contra los beneficios esperados por una decisión de inversión. Para Ecopetrol la relación B/C o factor J se define como:

*Factor J < 0 Proyecto no conveniente (inversión mayor a los ahorros generados)*

*Factor J = 0 Proyecto no conveniente (inversión igual a los ahorros generados)*

*Factor J > 0 Proyecto conveniente (ahorros generados mayores a la inversión realizada)*

$$\text{Factor } J = \frac{(\text{Valor Riesgo Base} - \text{Valor con Proyecto})}{\text{Valor Inversión}}$$

La realización del análisis financiero solo pudo llevarse a cabo al realizar los once pautas anteriormente señaladas, luego de trabajar conjuntamente con las coordinaciones y plantas involucradas en el desarrollo del proyecto de inversión de continuidad operativa para intercambiadores de calor, se consiguen los datos necesarios para realizar el análisis financiero, con lo cual se genera un primer balance para tener una visión general de los costos en los cuales incurriría la empresa y los beneficios que obtendría. Fue necesario recurrir a las dependencias involucradas para lograr estimar las pérdidas por disponibilidad y confiabilidad que se presentarían en caso de que el equipo entrara en falla, para ello se toma como base fundamental el criterio del ingeniero de proceso, operadores de planta y algunos jefes de departamento, dado que el conocimiento de la planta y experticia adquirida en el proceso de refinación, hace que estas personas sean las más indicadas para proporcionar este tipo de información, proporcionando datos certeros en cuanto a las consecuencias que traería la entrada en falla de los intercambiadores de calor.

**Tabla 16. Consecuencias de no realizar el proyecto**

Equipo	Consecuencia de la falla
E-2754	La rotura del equipo produciría contaminación del agua de enfriamiento con gasolina y H <sub>2</sub> S. Obligaría a bajar carga hasta 18000 BPD durante mínimo 7 días para su intervención (taponar tubos). La gasolina no se podría tratar en HDT por alta T° (178°F).
E-2761	La rotura de este intercambiador afectaría la Temperatura de absorción de la T-2752, lo cual afectaría la recuperación de gasolina (200BPD), adicionalmente causaría inestabilidad en el lado frio afectando la producción de Etano-Etileno en unos 2000Lbs/hora. Para su intervención se obligaría a sacar de servicio el lado frio durante al menos 5 días. Perdida 8000 lb/hr etano-etileno (Perdida de 1296 BL/día de polietileno)
E-2713A	Alta probabilidad de rotura de tubos en servicio por altas velocidades de corrosión según RCA. Obligaría a bajar carga hasta 18000 BPD durante mínimo 7 días para su intervención (taponar tubos).
E-569	Rotura de tubos, degradación de la DEA pobre por pase de DEA rica. Se afecta el tratamiento del propano. No tiene bypass. Se requiere sacar de servicio todo el sistema de amina y la T-557. Bajar carga de la unidad 18000 barriles ara intervención y taponamiento de la tubería y pruebas hidrostáticas se requiere un tiempo estimado de 7 días.
E-570A	Rotura de tubos, Pase de agua a la amina, pérdida de concentración de la amina y afectación del tratamiento del propano siendo necesario enviarlo a gas combustible generando perdida económica. No tiene bypass. Se requiere sacar de servicio el sistema de amina. Bajar carga de la unidad 18000 barriles.Para intervención y taponamiento de la tubería y pruebas hidrostáticas se requiere un tiempo estimado de 7días. Degradación de 1500 BL/día propano a gas combustible.
E-505A	Rotura del casco del equipo, incendio, parada no programada de la unidad, contaminación del agua de enfriamiento por rotura de tubos. En caso de sacar de servicio la pareja SE505 A/B, se disminuye la recuperación de gasolina y GLP, se tendría que bajar carga a 18000 barriles generando perdida económica. En caso de mantenimiento se estipula un tiempo de 7 días requiere armar facilidades, parchar externamente el casco del equipo, taponar tubos, realizar alivio de esfuerzos a las soldaduras y pruebas hidrostáticas lado casco.
E-554B	Rotura de la tapa cabezal flotante, perdido de integridad del equipo, pase de H <sub>2</sub> S al sistema de agua de enfriamiento en alta proporción. El equipo se puede intervenir con bypass bajando carga a 18000 barriles. El tiempo de la intervención se estipula en 7 días.

Tabla 16. (Continuación)

Equipo	Consecuencia de la falla
E-565	Rotura de tubos, pase de olefinas presionando la T-501, se afecta el control de temperatura de la T-556. No tiene bypass se requiere sacar de servicio la T-556 enviando la cima de la T-554 y el propano a gas combustible, generando pérdida económica. Se requiere bajar carga a 18000 barriles para intervención y taponamiento de la tubería y pruebas hidrostáticas se requiere un tiempo estimado de 7 días.
E-555A	Rotura de la tapa cabezal flotante y el haz por adelgazamiento, pérdida de la integridad del equipo, pase de gasolina, GLP y H2S al sistema de agua de enfriamiento. Se puede realizar bypass, afectando recuperación de GLP aproximadamente 200 barriles diarios, tiempo estimado de reparación 5 días.
E-201	Parada no programada del lado vacío de la U250. Genera disminución de carga 14KBD durante 5 días. Con una pérdida económica de 241,5 KUSD
E-236A	Degradación de ACPM y Jet hacia gasóleo, en un volumen de 4KBD durante 7 días; con una pérdida económica de 603,2KUSD.
E-2507A	Parada no programada de unidad DEMEX por 6 días.
E-2522C	Reducción en carga Demex en 10000 BPD durante 4 días.
E-2658A	Reducción en carga Demex en 10000 BPD durante 4 días.
E-2505A	Contaminación del sistema de agua de enfriamiento de la unidad de Balance. Rotura de tubería en equipos del sistema (Refinación de Fondos y Cracking I). Disminución de carga en Démex con pérdida de 5000 BPD por 7 días.
E-2801	Escape en operación con riesgo de afectación a las personas por emisiones de H2S.Parada de la planta viscorreductora durante 6 días.

Fuente: el autor

Las cotizaciones son realizadas por la coordinación de inspección e integridad de equipo estático, en nombre de la Refinería Barrancabermeja de Ecopetrol S.A.

El costo del equipo incluye lo anteriormente mencionado, en algunos casos es necesario realizar la conversión de moneda extranjera, en este caso los dólares se toman por un valor de \$ 1800, los proveedores que se tuvieron en cuenta para la

realización de estas cotizaciones son tanto extranjeros como nacionales, entre los que se encuentran Ohmstede, Graham, Eigma, Intercol y Talleres Unidos. El impacto económico es el valor que genera la entrada en falla del equipo, teniendo la consecuencia de la falla, se toma el número de días para el cual el equipo se va a encontrar fuera de servicio y se le multiplica por el valor del producto refinado que afecta la falla de dicho intercambiador de calor, el producto refinado se expresa en cualquiera de las tres formas, dólares/día, barriles/día y dólares/barril, los precios del producto refinado no se publican por políticas de privacidad de la compañía.

Teniendo los costos para la compra del equipo y el impacto económico que genera la entrada en falla del mismo, se procede a calcular el valor del riesgo económico con proyecto y sin proyecto, la probabilidad se toma como una justificación para realizar el cambio, ya que el evitar la falla del equipo y el impacto en la operación es el objetivo principal, el equipo nuevo tiene muy poca posibilidad de falla, caso contrario para el equipo antiguo, dado a las condiciones actuales y las causas que motivan el cambio. La probabilidad de falla con proyecto y sin proyecto se obtiene a partir del manejo de la matriz RAM, la cual proporciona un análisis probabilístico cualitativo de acuerdo al riesgo, esto soportado por el estado actual del equipo y el riesgo que este genera, así mismo para el equipo nuevo. Establecida la probabilidad de falla, se le multiplica por el impacto económico que traería la entrada en falla del equipo, con esto se obtiene el costo con proyecto y sin proyecto, lo cual representa el beneficio. Para obtener la relación beneficio / costo, se resta a al valor del riesgo sin proyecto el costo del riesgo con proyecto, por ultimo a este resultado se le divide en el costo del equipo, obteniendo finalmente la relación B/C o también llamado factor J, lo cual indica la viabilidad de realizar el cambio con las especificaciones planteadas.

**Tabla 17. Resultados del análisis financiero**

EQUIPO	COSTO DEL EQUIPO	IMPACTO ECONOMICO	RIESGO SIN PROYECTO		RIESGO CON PROYECTO		RELACION B/C
			PROBABILIDAD	RIESGO	PROBABILIDAD	RIESGO	
E-2754	\$ 380.533.820	\$ 1.025.582.405	0,93	\$ 953.791.637	0,03	\$ 30.767.472	2,43
E-2761	\$ 282.226.000	\$ 2.682.000.000	0,98	\$ 2.628.360.000	0,05	\$ 134.100.000	8,84
E-2713A	\$ 891.798.450	\$ 1.025.577.000	0,98	\$ 1.005.065.460	0,03	\$ 30.767.310	1,09
E-569	\$ 259.941.474	\$ 217.513.800	0,97	\$ 210.988.386	0,04	\$ 8.700.552	0,78
E-570A	\$ 405.915.280	\$ 635.895.000	0,95	\$ 604.100.250	0,05	\$ 31.794.750	1,41
E-505A	\$ 1.210.209.108	\$ 217.513.800	0,9	\$ 195.762.420	0,04	\$ 8.700.552	0,15
E-554B	\$ 998.540.000	\$ 217.513.800	0,97	\$ 210.988.386	0,02	\$ 4.350.276	0,21
E-565	\$ 215.661.204	\$ 217.513.800	0,94	\$ 204.462.972	0,05	\$ 10.875.690	0,90
E-555A	\$ 388.255.987	\$ 155.367.000	0,95	\$ 147.598.650	0,05	\$ 7.768.350	0,36
E-201	\$ 604.150.352	\$ 2.173.500.000	0,98	\$ 2.130.030.000	0,02	\$ 43.470.000	3,45
E-236A	\$ 754.617.729	\$ 7.600.320.000	0,97	\$ 7.372.310.400	0,02	\$ 152.006.400	9,57
E-2507A	\$ 694.150.352	\$ 8.640.000.000	0,96	\$ 8.294.400.000	0,04	\$ 345.600.000	11,45
E-2522C	\$ 875.968.000	\$ 1.440.000.000	0,94	\$ 1.353.600.000	0,05	\$ 72.000.000	1,46
E-2658A	\$ 142.344.000	\$ 1.440.000.000	0,95	\$ 1.368.000.000	0,05	\$ 72.000.000	9,10
E-2505A	\$ 1.432.561.838	\$ 1.215.900.000	0,98	\$ 1.191.582.000	0,03	\$ 36.477.000	0,81
E-2801	\$ 726.965.341	\$ 2.007.720.000	0,96	\$ 1.927.411.200	0,05	\$ 100.386.000	2,51

Fuente: el autor

A partir de los cálculos realizados se inicia el proceso de análisis financiero, este análisis hace parte de la etapa I en la maduración de proyectos para la reposición de intercambiadores de calor, en las etapas II y III, se asocian costos de mantenimiento, montaje, operación, disposición, HSE, vida útil, interventoría y ambientales, además del valor de las pérdidas por energía e infraestructura.

## 6. CONCLUSIONES

- A partir de los datos suministrados por la Refinería Barrancabermeja de Ecopetrol S.A., la implementación y uso del software de diseño y análisis de recipientes a presión PVElite y CodeCalc, se evidenciaron los cambios en el diseño mecánico a partir del modelamiento de equipos con la metalurgia planteada, se encuentran cambios dimensionales que afectan la instalación y operación normal de los intercambiadores de calor programados para reposición.
- La realización de la práctica permitió constatar en campo los datos plasmados en planos para algunos intercambiadores de calor, con la inspección visual realizada en campo se aclararon las dudas en el diseño mecánico, además se logra ver el funcionamiento de los mismos y conocer parte del proceso de refinación, se adquirió experiencia laboral en diseño mecánico, inspección de equipo estático, aplicación y manejo de normas de diseño ASEME Sección VIII, TEMA, API 510 y API 570.
- Se brindaron cálculos de soporte para elegir la mejor opción en la inversión de recursos del capital, contribuyendo al desarrollo de la primera etapa de maduración y gestión de proyectos para la inversión de continuidad operativa de equipo estático, mediante un análisis financiero que muestra la viabilidad absoluta en el cambio de materiales para algunos intercambiadores y abre la posibilidad de un nuevo planteamiento en la metalurgia considerada para otros, desde el punto de vista financiero, en donde la relación beneficio / costo está muy próxima a un valor de cero.

- Para tener conocimiento de las piezas a reponer, se realizó una descripción para cada elemento de acuerdo a los cambios requeridos del intercambiador (casco, placatubos, canal, haz de tubos, tapa cabezal flotante, brida y anillo de respaldo), esta información contiene el diámetro exterior e interior, espesor, calibre, material, cantidad y longitud.
- La verificación del diseño mecánico se ejecutó aplicando las nuevas técnicas en el análisis y control de cambios del diseño mecánico, realizando el modelo de 16 intercambiadores completos mediante el software PVElite y 8 tapas cabezal flotante en CodeCalc; el análisis financiero muestra la relación beneficio / costo, permitiendo tener una visión de los costos del mercado actual y la viabilidad e impacto económico que traería ejecutar el proyecto o dejar que se produzca la falla, las tareas asignadas se desarrollaron de acuerdo a el tiempo estipulado para la realización de la práctica, cumpliendo con los objetivos de esta y las expectativas esperadas por la Refinería Barrancabermeja de Ecopetrol S.A.

## 7. RECOMENDACIONES

- La información es un elemento esencial en la historia y estructura de una empresa, hay que aprender de la historia para que esta se repita o por el contrario, prever que vuelva a suceder, en la Refinería Barrancabermeja no se ha aprendido esta lección, a la información no se le da el valor que merece, buscar y adquirir información con respecto a intercambiadores es dificultoso, hay mucha información pero no se tiene el cuidado de registrar los cambios realizados en los equipos, lo cual afecta el valor de la información existente.
- La herramienta utilizada para la verificación del diseño de los intercambiadores de calor programados para el 2012, es confiable y el proveedor COADE es garante de ello, tiene en cuenta la mayoría de aspectos que intervienen en el diseño de un intercambiador, sin embargo a la hora de tener en cuenta los baffles, no presenta resultados, a pesar que si se requieren datos de distancia entre baffles y espacio de la placa tubos hasta el primer baffle, es una falencia que presenta el software PVElite.
- El tener la oportunidad de realizar una práctica industrial proporciona conocimientos que contribuyen al crecimiento como profesional y ser humano, estar en un ambiente laboral y adquirir experiencia y conocimiento, es invaluable, además de aplicar lo aprendido a lo largo de la carrera en forma práctica, se afianzan nuevos conocimientos y se crean lazos laborales, por ello la Escuela de Ingeniería Mecánica debería brindar más flexibilidad y apoyo a los estudiantes que deseen vivir esta experiencia, creando lazos con la industria y apoyando la ejecución de las practicas industriales, no por el contrario generando barreras que impidan llevarlas a cabo.

## BIBLIOGRAFÍA

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. Pressure vessel inspection code in service inspection, rating, repair and alteration. API 510. 9 ed. Washington D.C.: API, 2006. 70 p.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. Shell and tube heat exchangers for general refinery services. API 660. 7 ed. Washington D.C.: API, 2003. 52 p.

COADE, Manual del usuario PVElite [tutorial]. Software de diseño y análisis de recipientes a presión PVElite, 1993. Ayuda para el usuario encontrada en el programa.

ECOPETROL S.A., Precio de los productos en la refinería Barrancabermeja [documento Microsoft Excel]. Bogotá D.C.: Ecopetrol S.A., 2010. Cuadro con portafolio de precios.

ECOPETROL S.A., Bases para la evaluación financiera [documento Microsoft Word]. Barrancabermeja: Ecopetrol S.A., 2009. Pautas para estimación de costos. 10 p.

INSTITUTO COLOMBIANO DEL PETROLEO. Análisis de casos de corrosión. [Diapositivas]. Barrancabermeja: ICP, 2007. 25 diapositivas.

LEON ESTRADA, Juan. Diseño y calculo de recipientes sujetos a presión [online], 2001 [citado 5 de octubre de 2011; 10:00:00]. Disponible en internet: <http://es.scribd.com/doc/17247549/disenoy-calculo-de-recipientes-a-presion>

MEGYESY, Eugene. Manual de recipientes a presión. 2 ed. México D.F.: Limusa Grupo Editor, 1995. 352 p. ISBN 968-18-1985-3.

RESTREPO, Jorge. Curso código ASME secc VIII div. I diseño y construcción de recipientes a presión. [memorias]. Bogotá D.C.: Elite training, 2011. 102 p. 1 libro, explicación del código.

RUEDAS, Darío. Protección catódica. [Diapositivas]. Barrancabermeja: RWD, 2009. 120 diapositivas.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Boiler & pressure vessel code. Section VIII division 1, rules for construction of pressure vessels. New York: ASME, 2010. 715 p.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Boiler & pressure vessel code. Section II, ferrous materials specifications. New York: ASME, 2010. 866 p.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Process piping. B31.3. New York: ASME, 2005. 306 p.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Pipe flanges and flanged fittings. B16.5. New York: ASME, 2004. 216 p.

THE TUBULAR EXCHANGERS MANUFACTURERS ASSOCIATION. Standards of the tubular exchangers manufacturers association. TEMA type R. 8 ed. New York: Jim Harrison, 1999. 291 p.

## **ANEXOS**

## Anexo A. CARTA DE SATISFACCIÓN EMITIDA POR LA EMPRESA



Barrancabermeja, 10 de Enero del 2012

### Carta de Recomendación

Me complace indicar que conozco al señor **JAIRO ALEXANDER PEREZ MORENO**, identificado con cedula de ciudadanía No. 1.052.382.276 de Duitama, puedo constar y dar fe de sus buenas cualidades y aptitudes tanto físicas como mentales así como su espíritu de superación personal.

El señor **PEREZ MORENO** trabajó bajo mi supervisión durante un periodo de 6 meses, en el cargo de estudiante en práctica ejerciendo su profesión como Ingeniero Mecánico en el área de inspección e integridad de equipo estático en las instalaciones de la Gerencia Refinería Barrancabermeja, tiempo durante el cual desarrolló trabajos de inspección en las paradas de planta de Cracking UOP II y Parafinas, a demás contribuyó al desarrollo del proyecto de inversión de continuidad operativa del equipo estático (ICOS), realizando la verificación del diseño mecánico y el análisis financiero de los intercambiadores a reponer en el año 2012, siendo esto de vital importancia para **ECOPETROL S.A.**; su desenvolvimiento resultó satisfactorio tanto para mí como para el resto del personal que utilizó sus servicios.

Una de las grandes cualidades que es sin duda su capacidad de innovación, de trabajar en equipo y desarrollar un ambiente de trabajo óptimo con los demás compañeros.

Con el conocimiento del señor **PEREZ MORENO**, puedo certificar que se trata de una persona seria, responsable, con ganas de aprender y de correcto proceder.

Se expide en Barrancabermeja a los 10 días del mes de Enero del 2012

Arturo Saldarriaga Corrales  
Coordinación Inspección e integridad de Equipo Estático  
Gerencia Refinería Barrancabermeja  
Ecopetrol S.A  
Tel 57-7-620 9834 / 8701, Fax: 620-9094. Avantel 170

Gerencia Refinería Barrancabermeja,  
Coordinación de Inspección e Integridad de equipos  
Tel: (577)6208700 Fax: (577) 6209094  
[www.ecopetrol.com.co](http://www.ecopetrol.com.co)  
Barrancabermeja-Santander- Colombia

## **Anexo B. USO DE LA MATRIZ RAM PARA VALORACIÓN DE RIESGOS**

La Matriz de Evaluación de Riesgos es una herramienta para la evaluación cualitativa de los riesgos y facilita la clasificación de las amenazas a la salud, seguridad, medio ambiente, relación con clientes, bienes e imagen de la Empresa. Los ejes de la matriz según la definición de riesgo corresponden a las consecuencias y a la probabilidad. Para determinar el nivel de las consecuencias se utiliza una escala de "0" a "5"; para evaluar la probabilidad se utiliza una escala de "A" a "E", basándose en la experiencia o evidencia histórica en que las consecuencias identificadas se han materializado dentro de la industria, la empresa o el área; representa la probabilidad de que se desencadenen las consecuencias potenciales o reales estimadas, según el caso.

El cruce de las dos escalas determina la evaluación y clasificación cualitativa del riesgo. Para este caso, estimar la probabilidad y las consecuencias no es una ciencia exacta. La estimación de la consecuencia se basa en la respuesta a "qué ocurrió" o "qué pudo o podrá ocurrir"; mientras que la estimación de la probabilidad se basa en información histórica respecto de casos ocurridos anteriormente en similares condiciones, sabiendo que las circunstancias nunca son exactamente las mismas.

- ***Aplicación de la matriz ram:***

Las operaciones que realiza ECOPETROL S.A. requieren de una evaluación y clasificación ágil de los riesgos. Para ello, se ha adoptado una herramienta sencilla y fácil de usar y que se basa en la experiencia de quienes la aplican en la realización de la actividad que se valora: la matriz de valoración de riesgos RAM, la matriz debe usarse en una serie de temas y actividades.

**Tabla 18. Aplicaciones de la matriz RAM.**

ÁREA O TEMA	EJEMPLO
<p>HSE Gestión social Seguridad física</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Manejo de riesgos HSE, gestión social y seguridad física, fijando los objetivos y priorizando las iniciativas de reducción de riesgos</li> <li>• Análisis de Trabajo Seguro</li> <li>• Valoración riesgo de tareas específicas</li> <li>• Investigación de los incidentes (Accidentes, Casi accidentes, fallas operacionales, etc.)</li> <li>• Clasificación de los hallazgos de auditorías</li> <li>• Evaluación y clasificación de los incidentes</li> <li>• Detección de vulnerabilidad</li> <li>• Análisis de riesgos de instalaciones de la Empresa</li> <li>• Protección de funcionarios</li> <li>• Transporte aéreo en zonas de alto riesgo</li> <li>• Protección de elementos y/o equipos de la Empresa</li> </ul>
<p>Diseño</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Estudios de factibilidad</li> <li>• Evaluaciones de impacto ambiental</li> <li>• Selección de estándares de diseño</li> <li>• Aplicación de control de cambios</li> </ul>
<p>Planeación</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Planeación de mantenimiento</li> <li>• Planeación de paradas de planta</li> <li>• Planeación de la producción</li> <li>• Procedimiento para adquisición de bienes y servicios</li> <li>• Priorización de acciones de mantenimiento o inversión</li> </ul>
<p>Construcción mantenimiento y montaje</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sistema de permisos de trabajo</li> <li>• Selección de códigos y prácticas de diseño e ingeniería</li> <li>• Selección de guías en salud ocupacional y seguridad en construcción.</li> <li>• Inspección basada en el riesgo (RBI)</li> <li>• Mantenimiento centrado en confiabilidad (RCM)</li> <li>• Función de protección por instrumentos (IPF)</li> </ul>
<p>Puesta en marcha</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sistema de permisos de trabajo</li> <li>• Procedimientos de arrancada.</li> </ul>
<p>Producción</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sistemas de permisos de trabajo</li> <li>• Procedimientos para cambios en plantas</li> <li>• Procedimiento de movimientos y manejo de cargas y productos</li> </ul>
<p>Procesos administrativos</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Decisiones financieras</li> <li>• Vulnerabilidad</li> <li>• Políticas de personal</li> </ul>

Fuente: Ecopetrol S.A.

- **Evaluación de las consecuencias:**

La evaluación y clasificación de las consecuencias debe hacerse basándose en lo que podrá o podría haber ocurrido bajo condiciones levemente diferentes (consecuencias potenciales estimadas) o en lo que realmente ocurrió, dependiendo la actividad que se esté evaluando o clasificando, a saber.

**Tabla 19. Definición para uso de consecuencias reales vs. potenciales**

Actividad	Consecuencia	
	Potencial	Real
Planeación de tareas en: <ul style="list-style-type: none"> <li>- Proyectos</li> <li>- Análisis de trabajo seguro</li> <li>- Permisos de trabajo</li> <li>- Recomendaciones de investigación de incidentes</li> <li>- Tareas críticas</li> </ul>	X	
Conformación de equipo investigador de accidente de trabajo		X
Clasificación de consecuencias de accidentes operacionales y ocupacionales		X

Fuente: Ecopetrol S.A.

- **Evaluación de la probabilidad**

El eje horizontal representa la medición de probabilidad de la ocurrencia del evento, con la consecuencia identificada. La escala del eje horizontal se define como:

A – No ha ocurrido en la industria

B – Ha ocurrido en la industria

C – Ha ocurrido en nuestra Empresa

D – Sucede varias veces por año en nuestra Empresa

E – Sucede varias veces por año en la Unidad, Superintendencia o Departamento.

Obsérvese que no debe confundirse con la probabilidad de que se produzca el peligro, se trata de la probabilidad de que se produzcan las consecuencias potenciales o reales estimadas, según sea el caso.

**Tabla 20. Ejemplos de situaciones con resultados reales y potenciales**

Situación Hipotética	Consecuencia Real	Consecuencia Potencial
De una grúa cae una carga a un metro de una persona.	Daño a la carga	Lesión fatal si la persona hubiera estado debajo de la carga.
Un auto se vuelca en una vía industrial.	Daño al auto; hay heridas leves (usando cinturón de seguridad).	Lesiones graves ó muerte.
Un operador abre la válvula equivocada: combustible diesel contamina el río; rápidamente detectado por un tercero.	Afectación menor.	Contaminación mayor si el derrame no hubiera sido identificado tan rápidamente.
Exposición a cloro: rescatado y resucitado de inmediato.	Dos días internado en observación: lesiones menores.	Muerte
Quema excesiva de hidrocarburos en la tea con arrastre de líquidos.	Emisión atmosférica fuera del umbral.	Derrame de hidrocarburo e incendio en la base de tea.
Pérdida de computador portátil en las instalaciones.	Afectación económica por reposición del equipo y pérdida de información	Además de reposición del equipo y pérdida de información importante, fuga de información confidencial
Sabotaje a los canales de red de datos (ej: CCMO, comunicaciones, etc)	Pérdida de comunicación para dependencias	Paro total de las operaciones generando pérdidas económicas y retraso en la entrega de productos
Bloqueo de vías a instalaciones, campos y pozos	Retraso en el acceso de personal a las instalaciones de la empresa	Paro en la operación y pérdidas económicas

Fuente: Ecopetrol S.A.

- **Clasificación de los riesgos**

La evaluación y clasificación de los riesgos debe hacerse teniendo en cuenta los siguientes tres elementos:

- El primero es la categoría de consecuencia con la cual está relacionada la evaluación: Personas (PE), Económica (EC), Ambiental (MA), Cliente (CL) e Imagen (IM).
- El segundo corresponde a la gravedad de las consecuencias: 0-5.
- El tercero corresponde al nivel de probabilidad del suceso: A-E. La intersección de la fila elegida con la columna seleccionada corresponde a la clasificación del riesgo. Los incidentes pueden tener consecuencias en las cinco categorías, por lo tanto, para una evaluación o clasificación, deben examinarse las categorías PE, EC, MA, CL e IM. El riesgo de un incidente se debe clasificar de acuerdo con la categoría de consecuencia que tenga la mayor clasificación, por ejemplo: para un caso en el que se encuentre que el riesgo para personas es 5C, el económico 2C, el de medio ambiente 1D, el de clientes 2D e imagen 1C; el riesgo de este incidente será 5C.

- **Secuencia**

Para evaluar el riesgo de un caso en particular se debe seguir la siguiente secuencia:

- Defina la actividad que requiere evaluar o clasificar.
- Conforme el equipo que realizará la evaluación del riesgo, con máximo seis (6) personas de experiencia en el trabajo. Se debe tener en cuenta que evaluar no es para principiantes: la experiencia del equipo es la clave de una buena evaluación.
- Defina si para el caso que se analiza se requiere evaluar las consecuencias reales o potenciales.
- Determine el riesgo para las categorías de: Personas, Económicas, Ambiente, Cliente e Imagen de la Empresa.
- Estime las consecuencias reales o potenciales, dependiendo del caso que se analiza para la categoría seleccionada. No se requieren datos de precisión, busque consenso de la mayoría del equipo que hace el análisis.

- Busque el punto dentro de la matriz correspondiente a la consecuencia y la probabilidad determinadas: esa será la valoración del riesgo. Para su interpretación las letras corresponden a: N = Ninguno; L= Bajo; M = Medio; H = Alto y VH = Muy Alto.
- Repita el proceso para la siguiente categoría hasta que cubra todas las posibles pérdidas: Personas, Económica, Ambiente, Cliente e Imagen.
- Recuerde que es solo una herramienta que ayuda a enfocar la organización.
- Proceda según lo indicado para la valoración del riesgo usando:

**Tabla 21. Análisis del riesgo**

COLOR	RIESGO	TOMANDO DECISIONES	PARA EJECUTAR TRABAJOS
VH	Muy Alto	Intolerable.	Buscar alternativas. Si se decide hacer el trabajo, la alta dirección (Vicepresidente o Director) define el equipo para la elaboración del ATS y lo aprueba.
H	Alto	Deben buscarse alternativas que presenten menor riesgo. Si se decide realizar la actividad se requiere demostrar cómo se controla el riesgo y los cargos de niveles iguales o superiores a Gerente, Gerente General, Gerente de Negocio o Jefe de Unidad deben participar y aprobar la decisión.	Buscar alternativas. Si se decide hacer el trabajo, el Gerente, Gerente General, Gerente de Negocio, Jefe de Unidad o Jefe de Departamento del área involucrada nombra el equipo para elaborar ATS y lo aprueba.
M	Medio	No son suficientes los sistemas de control establecidos; se deben tomar medidas que controlen mejor el riesgo.	El coordinador nombra el equipo para elaborar ATS y lo aprueba.
L	Bajo	Se deben gestionar mejoras a los sistemas de control establecidos (procedimientos, listas de chequeo, responsabilidades, protocolos, etc.).	Efectuar Tres Ques: <ul style="list-style-type: none"> <li>• ¿Qué puede salir mal o fallar?</li> <li>• ¿Qué puede causar que algo salga mal o falle?</li> <li>• ¿Qué podemos hacer para evitar que algo salga mal o falle?</li> </ul>
N	Ninguno	Riesgo muy bajo, usar los sistemas de control y calidad establecidos (procedimientos, listas de chequeo, responsabilidades, protocolos, etc.)	

Fuente: Ecopetrol S.A.

## Anexo C. RESULTADOS OBTENIDOS PARA LA TAPA CABEZAL FLOTANTE DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-205

La verificación del diseño mecánico de las tapa cabezal flotante se realizo mediante el software CodeCalc para los ocho equipos modelados y presentados en este proyecto, el software genera un reporte de resultados como el que se muestra a continuación para el intercambiador E-205.

**Aclaración:** los mensajes de alerta se muestran en color azul y los errores se resaltan en rojo, cada ecuación esta acompañada de la norma empleada.

### **Input Echo, Floating Head Item 1, Description: E205**

Floating Head Type	Appendix 1-6 type (d)		
Tube Side ( Internal ) Design Pressure	Pts	225.00	psig
Shell Side ( External ) Design Pressure	Pss	375.00	psig
Design Temperature for Spherical Head	Temp	600.00	F
Head Material		SA-387 5	
Head Material UNS Number		K41545	
Head Allowable Stress at Temperature	Sho	16200.00	psi
Head Allowable Stress at Ambient	Sha	17100.00	psi
Crown Radius for Spherical Head	L	23.750	in.
Head Thickness	Th	1.000	in.
Tube Side ( Internal ) Corrosion Allowance	Cats	0.1250	in.
Shell Side ( External ) Corrosion Allowance	Cass	0.1250	in.
Flange Material		SA-182 F5	
Flange Material UNS Number		K41545	
Flange Allowable Stress at Temperature	Sfo	18900.00	psi
Flange Allowable Stress at Ambient	Sfa	20000.00	psi
Flange Outside Diameter	Fod	34.125	in.
Flange Inside Diameter	Fid	29.625	in.
Flange Thickness	Tf	3.6250	in.
Bolt Material		SA-193 B7	
Bolt Allowable Stress At Temperature	Sb	25000.00	psi
Bolt Allowable Stress At Ambient	Sa	25000.00	psi
Diameter of Bolt Circle	C	32.125	in.
Nominal Bolt Diameter	dB	0.7500	in.
Type of Threads	TEMA Thread Series		

Number of Bolts 32

Full face Gasket Flange Option	Not a Full Face		
Flange Face Outside Diameter	Ffod	30.750	in.
Flange Face Inside Diameter	Ffid	29.625	in.
Gasket Outside Diameter	Go	30.625	in.
Gasket Inside Diameter	Gi	29.625	in.
Gasket Factor,	m	3.7500	
Gasket Design Seating Stress	y	7600.00	psi
Flange Facing Sketch	Code Sketch 1a		
Column for Gasket Seating	Code Column I		
Gasket Thickness		0.1250	in.
Flange Face Nubbin Width		0.0000	in.
Length of Partition Gasket		29.500	in.
Width of Partition Gasket		0.5000	in.
Partition Gasket Factor,	mPart	3.7500	
Partition Gasket Design Seating Stress	yPart	7600.00	psi
Partition Gasket Facing Sketch	Code Sketch 1a		
Partition Gasket Column for Gasket Seating	Code Column I		
Partition Gasket Thickness		0.1250	in.
Dist. from Head Centerline to Flange Centroid	hr	1.0827	in.

The Flange is not Slotted.

Backing Ring Material Specification	SA-105		
Backing Ring Material UNS Number	K03504		
Backing Ring Allowable Stress, Temperature	Sots	18400.00	psi
Backing Ring Allowable Stress, Ambient	Sats	20000.00	psi
Backing Ring Inside Diameter	Dr	29.625	in.
Backing Ring Thickness	Tr	4.3750	in.
Number of Splits in Backing Ring	nsp	2	

**Internal Pressure results for Spherical heads**  
**ASME Code, Section VIII, Div. 1, 2007 A-09 Appendix 1-6**

Thickness Due to Internal Pressure[thr]:

$$= 5PL / 6Sho$$

$$= ( 5 * 225.00 * 23.8750 ) / ( 6 * 16200 )$$

$$= 0.2763 \text{ in.}$$

Maximum Allowable Working Pressure at Given Thickness[Pa]:

$$= 6Sho * (Th-Cass-Cats) / 5L$$

$$= ( 6 * 16200 * 0.7500 ) / ( 5 * 23.8750 )$$

$$= 610.68 \text{ psig}$$

Maximum Allowable Pressure, New and Cold[Pnc]:

$$= 6Sha / 5L$$

$$= ( 6 * 17100 * 1.0000 ) / ( 5 * 23.7500 )$$

$$= 864.00 \text{ psig}$$

Actual Stress at given Pressure and Thickness[Sact]:

$$= 5PL / 6(Th-Cass-Cats)$$

$$= ( 5 * 225.00 * 23.8750 ) / ( 6 * 0.7500 )$$

$$= 5969. \text{ psi}$$

**External Pressure results, Spherical head**  
**ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007 A-09**

External Pressure Chart CS-2 at 600.00 F  
 Elastic Modulus for Material 25750000.00 psi

**Results for Maximum Allowable External Pressure:**

Corroded Thickness of Shell TCA 0.7500 in.  
 Outside Crown Radius of Shell OD/2 24.6250 in.  
 Crown Radius / Thickness Ratio (OD/2)/T 32.8333  
 Geometry Factor, A f(D/T,LD) A 0.0038071  
 Materials Factor, B, f(A, Chart) B 11676.4971 psi  
 Maximum Allowable Working Pressure 355.63 psig  
 EMAWP = B / ( (OD/T) / 2 ) = 11676.4971 / (65.6667 / 2.0) = 355.6294

**Results for Req'd Thickness for Ext. Pressure (Tca):**

Corroded Thickness of Head TCA 0.7849 in.  
 Outside Diameter of Shell ODCA 49.250 in.  
 Diameter / Thickness Ratio (D/T) 62.7451  
 Geometry Factor, A f(DT,LD) A 0.0039844  
 Materials Factor, B, f(A, Chart) B 11766.0781 psi  
 Maximum Allowable Working Pressure 375.04 psig  
 EMAWP = B / ((D/T)/2) = 11766.0781 / (62.7451 / 2) = 375.0436

**Intermediate Calculations for Flanged portion:**  
**ASME Code, Section VIII, Div. 1, 2007 A-09 Appendix 2**

Gasket Contact Width, N = (Goc-Gic) / 2 0.500 in.  
 Basic Gasket Width, b0 = N / 2.0 0.250 in.  
 Effective Gasket Width, b = b0 0.250 in.  
 Gasket Reaction Diameter, G = (Go+Gi) / 2.0 30.125 in.

**Bolting Information for TEMA Imperial Thread Series (Non Mandatory):**

Total Area of Bolts 9.664 in<sup>2</sup>

	Minimum	Actual	Maximum
Radial distance bet. bolts and the edge	0.812	1.000	
Circumferential spacing between bolts	1.750	3.149	6.618

**Results for the Internal Pressure case:**

**Basic Flange and Bolt loads:**

Hydrostatic End Load due to Pressure H 160371.2 lb.  
 Contact Load on Gasket Surfaces Hp 52371.8 lb.  
 Hydrostatic End Load at Flange ID Hd 157720.5 lb.  
 Pressure Force on Flange Face Ht 2650.7 lb.  
 Radial Component of Head Membrane Force Hr 201939.3 lb.  
 Operating Bolt Load: Wm1 212743.0 lb.  
 Gasket Seating Bolt Load Wm2 235866.9 lb.  
 Required Bolt Area Am 9.435 in<sup>2</sup>

**Min. Gasket Contact Width (Brownell Young) [Not an ASME Calculation]:**

$$= Ab * Sb / (y * PI * (Go+Gi) )$$

$$= 9.664 * 25000.00 / (7600.00 * 3.14 * (30.62 + 29.62) )$$

$$= 0.168 \text{ in.}$$

Note: Recommended Min. Width for Sheet and Composite Gaskets per table 2-4 :

Flange Design Bolt Load (Seating)		W	238733.5	lb.
Gasket Seating Force (Operating)		Hg	52371.8	lb.
Distance to Gasket Load Reaction		hg	1.0000	in.
Distance to Face Pressure Reaction		ht	1.0625	in.
Distance to End Pressure Reaction		hd	1.1250	in.

**Summary of Moments for Internal Pressure:**

Loading		Force	Distance	Bolt Corr	Moment
End Pressure,	Md	157721.	1.1250	1.0000	14786. ft.lb.
Face Pressure,	Mt	2651.	1.0625	1.0000	235. ft.lb.
Gasket Load,	Mg	52372.	1.0000	1.0000	4364. ft.lb.
Floating Hd. Load,	Mh	201939.	1.0827	1.0000	-18219. ft.lb.
Gasket Seating,	Ma	238733.	1.0000	1.0000	19894. ft.lb.

Total Moment for Operation ( Internal Pressure ) 1165.922 ft.lb.  
Total Moment for Gasket Seating ( Int. Pressure ) 19894.455 ft.lb.

**Results for the External Pressure case:**

**Basic Flange and Bolt loads:**

Hydrostatic End Load due to Pressure		H	267285.4	lb.
Hydrostatic End Load at Flange ID		Hd	262867.6	lb.
Pressure Force on Flange Face		Ht	4417.8	lb.
Radial Component of Head Membrane Force		Hr	336565.4	lb.
Gasket Seating Bolt Load		Wm2	235866.9	lb.
Required Bolt Area		Am	9.435	in <sup>2</sup>

Flange Design Bolt Load (Seating)		W	238733.5	lb.
Distance to Gasket Load Reaction		hg	1.0000	in.
Distance to Face Pressure Reaction		ht	1.0625	in.
Distance to End Pressure Reaction		hd	1.1250	in.

**Summary of Moments for External Pressure:**

Loading		Force	Distance	Bolt Corr	Moment
End Pressure,	Md	262868.	0.1250	1.0000	2738. ft.lb.
Face Pressure,	Mt	4418.	0.0625	1.0000	23. ft.lb.
Floating Hd. Load,	Mh	336565.	1.0827	1.0000	-30366. ft.lb.
Gasket Seating,	Ma	238733.	1.0000	1.0000	19894. ft.lb.

Total Moment for Operation ( External Pressure ) 27604.438 ft.lb.  
Total Moment for Gasket Seating ( Ext. Pressure ) 19894.455 ft.lb.

**Required thickness for Main Flange, internal operating conditions: [T]**

$$= F + \text{SQRT}( F * F + J ) \text{ per 1-6(g)}$$

$$= 0.414 + \text{SQRT}( 0.414 * 0.414 + 0.395 )$$

$$= 1.1665 \text{ in.}$$

**Required thickness for Main Flange, internal bolt-up conditions: [T]**

$$= F + \text{SQRT}( F * F + J ) \text{ per 1-6(g)}$$

$$= 0.000 + \text{SQRT}( 0.000 * 0.000 + 6.368 )$$

$$= 2.5235 \text{ in.}$$

**Required thickness for Main Flange, external operating conditions: [T]**

$$= F + \text{SQRT}( F * F + J ) \text{ per 1-6(g)}$$

$$= 0.690 + \text{SQRT}( 0.690 * 0.690 + 9.350 )$$

$$= 3.8247 \text{ in.}$$

**Required thickness for Main Flange, external bolt-up conditions: [T]**

$$= F + \text{SQRT}( F * F + J ) \text{ per 1-6(g)}$$

$$= 0.000 + \text{SQRT}( 0.000 * 0.000 + 6.368 )$$

$$= 2.5235 \text{ in.}$$

**Required thickness for Backing Ring, internal operating conditions: [T]**

$$= \text{SQRT}( W_{M1} * h * \text{Split\_fac} * Y / S B ) \text{ Per TEMA 8th ed. RCB-5.141}$$

$$= \text{SQRT}( 212743.0 * 1.25 * 0.75 * 13.783 / (18400.0 * 29.625 ) )$$

$$= 2.2457 \text{ in.}$$

**Required thickness for Backing Ring, internal bolt-up conditions: [T]**

$$= \text{SQRT}( W * h * \text{Split\_fac} * Y / S B ) \text{ Per TEMA 8th ed. RCB-5.141}$$

$$= \text{SQRT}( 238733.5 * 1.25 * 0.75 * 13.783 / (20000.0 * 29.625 ) )$$

$$= 2.2818 \text{ in.}$$

**Summary of Required Thicknesses:**

	Head	Flange	Backing Ring
Tubeside (Internal) Pressure	0.2763	1.1665	2.2457 in.
<i>Shellside (External) Pressure</i>	<i>0.7849</i>	<i>3.8247</i>	<i>in.</i>
Tubeside Gasket Seating Load		2.5235	2.2818 in.
Shellside Gasket Seating Load		2.5235	in.
<i>Maximum + Corrosion Allowance</i>	<i>1.0349</i>	<i>4.0747</i>	<i>2.2818 in.</i>
Actual Thickness as Given	1.0000	3.6250	4.3750 in.

**Weight of Head and Flange:**

Weight of Spherical Head, Uncorroded	Whd	215.4 lb.
Weight of Spherical Head, Corroded	Whdca	164.7 lb.
Weight of Flange Ring, Uncorroded	Wfl	228.7 lb.
Weight of Flange Ring, Corroded	Wflca	203.3 lb.
Weight of Backing Ring, Uncorroded	Wbr	276.0 lb.
Weight of Backing Ring, Corroded	Wbrca	245.3 lb.

**Floating Head MAWP and MAPnc (psig):**

Stress Condition	Tubeside		Shellside	
	MAWP	MAPnc	MAWP	MAPnc
Flange Stress	814.69	892.59	303.18	437.02
Floating head Stress	610.58	863.90	355.53	700.21
Bolt Stress	255.42	255.42	----	----
Minimum MAWP & MAPnc	255.42	255.42	303.18	437.02

**PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]**

## **Anexo D. RESULTADOS OBTENIDOS PARA EL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-2754A**

Luego de realizar el modelo de acuerdo a la información suministrada en planos, data sheet y dossier de fabricación, se obtienen los siguientes resultados para el modelo realizado en PVElite del intercambiador de calor E-2754, el esquema del informe de resultados es el mismo para los 16 intercambiadores completos analizados en este presente proyecto.

***Aclaración:*** se realiza el calculo para las piezas principales del intercambiador de calor, al comienzo del análisis de cada pieza se muestran los datos de entrada, las ecuaciones se señalan con la norma que se ha utilizado. Los mensajes o alertas se muestran en azul, los errores se presentan en color rojo. Todos los equipos se modelaron sin sillars, ya que el cambio presentado por el material no genera un cambio considerable en el peso del intercambiador, se toma como base el diseño anterior para su fabricación.

### DESIGN CALCULATION

In Accordance with ASME Section VIII Division 1

ASME Code Version : 2007, Addenda A-09

Analysis Performed by : ECOPETROL - REFINERIA DE BARRANCABERMEJA

Job File : D:\JAIRO\PROYECTO\COMPLETOS\E\_2754A

Date of Analysis : Nov 16,2011

PV Elite 2010, January 2010

Note: PV Elite performs all calculations internally in Imperial Units to remain compliant with the ASME Code and any built in assumptions in the ASME Code formulas. The customary Imperial database is used for consistency. The finalized results are reflected to show the users set of selected units.

Class From To : Basic Element Checks.

=====  
Class From To: Check of Additional Element Data  
=====

There were no geometry errors or warnings.

**PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]**

### **PV Elite Vessel Analysis Program: Input Data**

#### **Exchanger Design Pressures and Temperatures**

Shell Side Design Pressure	1446.0	KPa.
Channel Side Design Pressure	689.00	KPa.
Shell Side Design Temperature	121	C
Channel Side Design Temperature	121	C
Type of Hydrotest	7	
Hydrotest Position	Horizontal	
Projection of Nozzle from Vessel Top	0.0000	mm.
Projection of Nozzle from Vessel Bottom	0.0000	mm.
Minimum Design Metal Temperature	-29	C
Type of Construction	Welded	
Special Service	None	
Degree of Radiography	RT-2	
Miscellaneous Weight Percent	0.	
Use Higher Longitudinal Stresses (Flag)	Y	
Select t for Internal Pressure (Flag)	N	
Select t for External Pressure (Flag)	N	
Select t for Axial Stress (Flag)	N	
Select Location for Stiff. Rings (Flag)	N	
Consider Vortex Shedding	N	
Perform a Corroded Hydrotest	N	
Is this a Heat Exchanger	Yes	
User Defined Hydro. Press. (Used if > 0)	0.0000	KPa.
User defined MAWP	0.0000	KPa.
User defined MAPnc	0.0000	KPa.
Wind Design Code	ASCE-7 93	
Design Wind Speed	112.65	Km/hr
Exposure Constant	C	
Importance Factor	1.	
Roughness Factor	1	
Base Elevation	0.0000	mm.
Percent Wind for Hydrotest	33.	
Using User defined Wind Press. Vs Elev.	N	
Damping Factor (Beta) for Wind (Ope)	0.0100	
Damping Factor (Beta) for Wind (Empty)	0.0000	
Damping Factor (Beta) for Wind (Filled)	0.0000	
Seismic Design Code	UBC 94	
UBC Seismic Zone (1=1,2=2a,3=2b,4=3,5=4)	0.000	
UBC Importance Factor	1.000	
UBC Soil Type	S1	

UBC Horizontal Force Factor	3.000
UBC Percent Seismic for Hydrotest	0.000
Design Nozzle for Des. Press. + St. Head	Y
Consider MAP New and Cold in Noz. Design	N
Consider External Loads for Nozzle Des.	Y
Use ASME VIII-1 Appendix 1-9	Y
Material Database Year	Current w/Addenda or Code Year

**Configuration Directives:**

Do not use Nozzle MDMT Interpretation VIII-1 01-37	No
Use Table G instead of exact equation for "A"	Yes
Shell Head Joints are Tapered	Yes
Compute "K" in corroded condition	Yes
Use Code Case 2286	No
Use Flange Bolt Stress ratio for Hydrotest ratio	Yes
Use the MAWP to compute the MDMT	Yes

**Complete Listing of Vessel Elements and Details:**

Element From Node	10	
Element To Node	20	
Element Type	Flange	
Description	Tapa canal	
Distance "FROM" to "TO"	51.000	mm.
Flange Inside Diameter	96.000	mm.
Element Thickness	51.000	mm.
Internal Corrosion Allowance	3.2000	mm.
Nominal Thickness	0.0000	mm.
External Corrosion Allowance	0.0000	mm.
Design Internal Pressure	689.00	KPa.
Design Temperature Internal Pressure	121	C
Design External Pressure	103.42	KPa.
Design Temperature External Pressure	20	C
Effective Diameter Multiplier	1.2	
Material Name	SA-105	
Allowable Stress, Ambient	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Allowable Stress, Operating	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Allowable Stress, Hydrotest	179.27	N./mm <sup>2</sup>
Material Density	0.007833	kg./cm <sup>3</sup>
P Number Thickness	31.750	mm.
Yield Stress, Operating	223.40	N./mm <sup>2</sup>
UCS-66 Chart Curve Designation	B	
External Pressure Chart Name	CS-2	
UNS Number	K03504	
Product Form	Forgings	
Perform Flange Stress Calculation (Y/N)	Y	
Weight of ANSI B16.5/B16.47 Flange	0.0000	Kgf
Class of ANSI B16.5/B16.47 Flange	None	
Grade of ANSI B16.5/B16.47 Flange	None	

-----

Element From Node	20	
Element To Node	30	
Element Type	Flange	
Description	brida 5	
Distance "FROM" to "TO"	70.000	mm.

Flange Inside Diameter	575.00	mm.
Element Thickness	40.000	mm.
Internal Corrosion Allowance	3.2000	mm.
Nominal Thickness	0.0000	mm.
External Corrosion Allowance	0.0000	mm.
Design Internal Pressure	689.00	KPa.
Design Temperature Internal Pressure	121	C
Design External Pressure	103.42	KPa.
Design Temperature External Pressure	20	C
Effective Diameter Multiplier	1.2	
Material Name	SA-105	
Perform Flange Stress Calculation (Y/N)	Y	
Weight of ANSI B16.5/B16.47 Flange	0.0000	Kgf
Class of ANSI B16.5/B16.47 Flange		
Grade of ANSI B16.5/B16.47 Flange		

-----

Element From Node	30	
Element To Node	40	
Element Type	Cylinder	
Description	canal	
Distance "FROM" to "TO"	288.00	mm.
Inside Diameter	575.00	mm.
Element Thickness	10.000	mm.
Internal Corrosion Allowance	3.2000	mm.
Nominal Thickness	0.0000	mm.
External Corrosion Allowance	0.0000	mm.
Design Internal Pressure	689.00	KPa.
Design Temperature Internal Pressure	121	C
Design External Pressure	103.42	KPa.
Design Temperature External Pressure	20	C
Effective Diameter Multiplier	1.2	
Material Name	SA-515 60	
Allowable Stress, Ambient	117.90	N./mm <sup>2</sup>
Allowable Stress, Operating	117.90	N./mm <sup>2</sup>
Allowable Stress, Hydrotest	153.28	N./mm <sup>2</sup>
Material Density	0.007833	kg./cm <sup>3</sup>
P Number Thickness	31.750	mm.
Yield Stress, Operating	198.58	N./mm <sup>2</sup>
UCS-66 Chart Curve Designation	B	
External Pressure Chart Name	CS-2	
UNS Number	K02401	
Product Form	Plate	
Efficiency, Longitudinal Seam	0.85	
Efficiency, Circumferential Seam	1.	

Element From Node	30	
Detail Type	Nozzle	
Detail ID	Noz N1 Fr30	
Dist. from "FROM" Node / Offset dist	144.00	mm.
Nozzle Diameter	6.	in.
Nozzle Schedule	XS	
Nozzle Class	150	
Layout Angle	90.	
Blind Flange (Y/N)	N	
Weight of Nozzle ( Used if > 0 )	0.0000	Kgf
Grade of Attached Flange	GR 1.1	
Nozzle Matl	SA-106 B	

Element From Node	30	
Detail Type	Nozzle	
Detail ID	Noz N2 Fr30	
Dist. from "FROM" Node / Offset dist	144.00	mm.
Nozzle Diameter	6.	in.
Nozzle Schedule	XS	
Nozzle Class	150	
Layout Angle	270.	
Blind Flange (Y/N)	N	
Weight of Nozzle ( Used if > 0 )	0.0000	Kgf
Grade of Attached Flange	GR 1.1	
Nozzle Matl	SA-106 B	

-----

Element From Node	40	
Element To Node	50	
Element Type	Flange	
Description	brida 4	
Distance "FROM" to "TO"	81.000	mm.
Flange Inside Diameter	575.00	mm.
Element Thickness	50.000	mm.
Internal Corrosion Allowance	3.2000	mm.
Nominal Thickness	0.0000	mm.
External Corrosion Allowance	0.0000	mm.
Design Internal Pressure	689.00	KPa.
Design Temperature Internal Pressure	121	C
Design External Pressure	103.42	KPa.
Design Temperature External Pressure	20	C
Effective Diameter Multiplier	1.2	
Material Name	SA-105	
Allowable Stress, Ambient	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Allowable Stress, Operating	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Allowable Stress, Hydrotest	179.27	N./mm <sup>2</sup>
Material Density	0.007833	kg./cm <sup>3</sup>
P Number Thickness	31.750	mm.
Yield Stress, Operating	223.40	N./mm <sup>2</sup>
UCS-66 Chart Curve Designation	B	
External Pressure Chart Name	CS-2	
UNS Number	K03504	
Product Form	Forgings	
Perform Flange Stress Calculation (Y/N)	Y	
Weight of ANSI B16.5/B16.47 Flange	0.0000	Kgf
Class of ANSI B16.5/B16.47 Flange	None	
Grade of ANSI B16.5/B16.47 Flange	None	

-----

Element From Node	50	
Element To Node	60	
Element Type	Flange	
Description	brida 3	
Distance "FROM" to "TO"	81.000	mm.
Flange Inside Diameter	575.00	mm.
Element Thickness	47.000	mm.
Internal Corrosion Allowance	3.2000	mm.
Nominal Thickness	0.0000	mm.
External Corrosion Allowance	0.0000	mm.
Design Internal Pressure	1446.0	KPa.
Design Temperature Internal Pressure	121	C

Design External Pressure	103.42	KPa.
Design Temperature External Pressure	20	C
Effective Diameter Multiplier	1.2	
Material Name	SA-105	
Perform Flange Stress Calculation (Y/N)	Y	
Weight of ANSI B16.5/B16.47 Flange	0.0000	Kgf
Class of ANSI B16.5/B16.47 Flange	None	
Grade of ANSI B16.5/B16.47 Flange	None	

-----

Element From Node	60	
Element To Node	70	
Element Type	Cylinder	
Description	casco	
Distance "FROM" to "TO"	4505.0	mm.
Inside Diameter	575.00	mm.
Element Thickness	10.000	mm.
Internal Corrosion Allowance	3.2000	mm.
Nominal Thickness	0.0000	mm.
External Corrosion Allowance	0.0000	mm.
Design Internal Pressure	1446.0	KPa.
Design Temperature Internal Pressure	121	C
Design External Pressure	103.42	KPa.
Design Temperature External Pressure	20	C
Effective Diameter Multiplier	1.2	
Material Name	SA-516 70	
Allowable Stress, Ambient	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Allowable Stress, Operating	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Allowable Stress, Hydrotest	179.27	N./mm <sup>2</sup>
Material Density	0.007833	kg./cm <sup>3</sup>
P Number Thickness	31.750	mm.
Yield Stress, Operating	235.81	N./mm <sup>2</sup>
UCS-66 Chart Curve Designation	B	
External Pressure Chart Name	CS-2	
UNS Number	K02700	
Product Form	Plate	
Efficiency, Longitudinal Seam	0.85	
Efficiency, Circumferential Seam	0.85	

Element From Node	60	
Detail Type	Liquid	
Detail ID	WATER	
Dist. from "FROM" Node / Offset dist	0.0000	mm.
Height/Length of Liquid	575.00	mm.
Liquid Density	0.0010000	kg./cm <sup>3</sup>

Element From Node	60	
Detail Type	Nozzle	
Detail ID	Noz N1 Fr60	
Dist. from "FROM" Node / Offset dist	4334.0	mm.
Nozzle Diameter	6.	in.
Nozzle Schedule	120	
Nozzle Class	300	
Layout Angle	90.	
Blind Flange (Y/N)	N	
Weight of Nozzle ( Used if > 0 )	0.0000	Kgf
Grade of Attached Flange	GR 1.1	
Nozzle Matl	SA-106 B	

Element From Node	60	
Detail Type	Nozzle	
Detail ID	Noz N2 Fr60	
Dist. from "FROM" Node / Offset dist	164.00	mm.
Nozzle Diameter	6.	in.
Nozzle Schedule	120	
Nozzle Class	300	
Layout Angle	270.	
Blind Flange (Y/N)	N	
Weight of Nozzle ( Used if > 0 )	0.0000	Kgf
Grade of Attached Flange	GR 1.1	
Nozzle Matl	SA-106 B	

-----

Element From Node	70	
Element To Node	80	
Element Type	Flange	
Description	brida 2	
Distance "FROM" to "TO"	105.00	mm.
Flange Inside Diameter	575.00	mm.
Element Thickness	64.000	mm.
Internal Corrosion Allowance	3.2000	mm.
Nominal Thickness	0.0000	mm.
External Corrosion Allowance	0.0000	mm.
Design Internal Pressure	1446.0	KPa.
Design Temperature Internal Pressure	121	C
Design External Pressure	103.42	KPa.
Design Temperature External Pressure	20	C
Effective Diameter Multiplier	1.2	
Material Name	SA-105	
Allowable Stress, Ambient	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Allowable Stress, Operating	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Allowable Stress, Hydrotest	179.27	N./mm <sup>2</sup>
Material Density	0.007833	kg./cm <sup>3</sup>
P Number Thickness	31.750	mm.
Yield Stress, Operating	223.40	N./mm <sup>2</sup>
UCS-66 Chart Curve Designation	B	
External Pressure Chart Name	CS-2	
UNS Number	K03504	
Product Form	Forgings	
Perform Flange Stress Calculation (Y/N)	Y	
Weight of ANSI B16.5/B16.47 Flange	0.0000	Kgf
Class of ANSI B16.5/B16.47 Flange	None	
Grade of ANSI B16.5/B16.47 Flange	None	

-----

Element From Node	80	
Element To Node	90	
Element Type	Flange	
Description	brida 1	
Distance "FROM" to "TO"	88.000	mm.
Flange Inside Diameter	575.00	mm.
Element Thickness	51.000	mm.
Internal Corrosion Allowance	3.2000	mm.
Nominal Thickness	0.0000	mm.
External Corrosion Allowance	0.0000	mm.
Design Internal Pressure	1446.0	KPa.
Design Temperature Internal Pressure	121	C

Design External Pressure	103.42	KPa.
Design Temperature External Pressure	20	C
Effective Diameter Multiplier	1.2	
Material Name	SA-105	
Perform Flange Stress Calculation (Y/N)	Y	
Weight of ANSI B16.5/B16.47 Flange	0.0000	Kgf
Class of ANSI B16.5/B16.47 Flange	None	
Grade of ANSI B16.5/B16.47 Flange	None	

-----

Element From Node	90	
Element To Node	100	
Element Type	Cylinder	
Description	cilindro posterior	
Distance "FROM" to "TO"	200.00	mm.
Inside Diameter	675.00	mm.
Element Thickness	10.000	mm.
Internal Corrosion Allowance	3.2000	mm.
Nominal Thickness	0.0000	mm.
External Corrosion Allowance	0.0000	mm.
Design Internal Pressure	1446.0	KPa.
Design Temperature Internal Pressure	121	C
Design External Pressure	103.42	KPa.
Design Temperature External Pressure	20	C
Effective Diameter Multiplier	1.2	
Material Name	SA-515	60
Allowable Stress, Ambient	117.90	N./mm <sup>2</sup>
Allowable Stress, Operating	117.90	N./mm <sup>2</sup>
Allowable Stress, Hydrotest	153.28	N./mm <sup>2</sup>
Material Density	0.007833	kg./cm <sup>3</sup>
P Number Thickness	31.750	mm.
Yield Stress, Operating	198.58	N./mm <sup>2</sup>
UCS-66 Chart Curve Designation	B	
External Pressure Chart Name	CS-2	
UNS Number	K02401	
Product Form	Plate	
Efficiency, Longitudinal Seam	0.85	
Efficiency, Circumferential Seam	1.	

-----

Element From Node	100	
Element To Node	110	
Element Type	Elliptical	
Description	tapa casco	
Distance "FROM" to "TO"	36.000	mm.
Inside Diameter	675.00	mm.
Element Thickness	10.000	mm.
Internal Corrosion Allowance	3.2000	mm.
Nominal Thickness	0.0000	mm.
External Corrosion Allowance	0.0000	mm.
Design Internal Pressure	1446.0	KPa.
Design Temperature Internal Pressure	121	C
Design External Pressure	103.42	KPa.
Design Temperature External Pressure	20	C
Effective Diameter Multiplier	1.2	
Material Name	SA-515	60
Efficiency, Longitudinal Seam	0.85	
Efficiency, Circumferential Seam	1.	
Elliptical Head Factor	2.	

**XY Coordinate Calculations**

From	To	X (Horiz.) mm.	Y (Vert.) mm.	DX (Horiz.) mm.	DY (Vert.) mm.
tapa chann		51.0000	0.00000	51.0000	0.00000
brida 5		121.000	0.00000	70.0000	0.00000
channel		409.000	0.00000	288.000	0.00000
brida 4		490.000	0.00000	81.0000	0.00000
brida 3		571.000	0.00000	81.0000	0.00000
casco		5076.00	0.00000	4505.00	0.00000
brida 2		5181.00	0.00000	105.000	0.00000
brida 1		5269.00	0.00000	88.0000	0.00000
cil tapa c		5469.00	0.00000	200.000	0.00000
tapa casco		5505.00	0.00000	36.0000	0.00000

PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]

**Flange Input Data Values**

**Description:** tapa canal :

tapa channel

Description of Flange Geometry (Type)			Blind
Design Pressure	P	689.00	KPa.
Design Temperature		121	C
Internal Corrosion Allowance	ci	3.2000	mm.
External Corrosion Allowance	ce	0.0000	mm.
Use Corrosion Allowance in Thickness Calcs.		Yes	
Flange Outside Diameter	A	704.000	mm.
Flange Thickness	t	51.0000	mm.
Flange Material		SA-105	
Flange Allowable Stress At Temperature	Sfo	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Flange Allowable Stress At Ambient	Sfa	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Bolt Material		SA-193 B7	
Bolt Allowable Stress At Temperature	Sb	172.38	N./mm <sup>2</sup>
Bolt Allowable Stress At Ambient	Sa	172.38	N./mm <sup>2</sup>
Diameter of the Load Reaction, Long Span	D	0.000	mm.
Diameter of the Load Reaction, Short Span	d	0.000	mm.
Perimeter along the Center of the Bolts	L	2082.876	mm.
Diameter of Bolt Circle	C	663.000	mm.
Nominal Bolt Diameter	dB	19.0500	mm.
Type of Threads	TEMA Thread Series		
Number of Bolts		24	
Flange Face Outside Diameter	Fod	628.000	mm.
Flange Face Inside Diameter	Fid	569.000	mm.
Flange Facing Sketch	1, Code Sketch 1a		
Gasket Outside Diameter	Go	628.000	mm.
Gasket Inside Diameter	Gi	608.000	mm.
Gasket Factor	m	3.5000	

Gasket Design Seating Stress	y	44.82	N./mm <sup>2</sup>
Column for Gasket Seating	2, Code Column II		
Gasket Thickness	tg	3.1750	mm.
Length of Partition Gasket	lp	608.0000	mm.
Width of Partition Gasket	tp	10.0000	mm.
Partition Gasket Factor	mPart	3.5000	
Partition Gasket Design Seating Stress	yPart	44.82	N./mm <sup>2</sup>

**ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007, A-09**

Gasket Contact Width,	$N = (G_o - G_i) / 2$	10.000	mm.
Basic Gasket Width,	$bo = N / 2$	5.000	mm.
Effective Gasket Width,	$b = bo$	5.000	mm.
Gasket Reaction Diameter,	$G = (G_o + G_i) / 2$	618.000	mm.

**Basic Flange and Bolt Loads:**

Hydrostatic End Load due to Pressure [H]:

$$= 0.785 * G^2 * Peq$$

$$= 0.785 * 617.9999^2 * 689.000$$

$$= 21075.727 \text{ Kgf}$$

Contact Load on Gasket Surfaces [Hp]:

$$= 2 * b * Pi * G * m * P + 2 * lp * bPart * mPart * P$$

$$= 2 * 5.0000 * 3.1416 * 617.9999 * 3.5000 * 689.00$$

$$+ 2.0 * 608.0000 * 5.0000 * 3.5000 * 689.0000$$

$$= 6269.593 \text{ Kgf}$$

Operating Bolt Load [Wm1]:

$$= \max( H + Hp + H'p, 0 )$$

$$= \max( 21075 + 6269 + 0, 0 )$$

$$= 27345.320 \text{ Kgf}$$

Gasket Seating Bolt Load [Wm2]:

$$= y * b * Pi * G + yPart * bPart * lp$$

$$= 44.82 * 5.0000 * 3.141 * 618.000 + 44.82 * 5.0000 * 608.00$$

$$= 58256.520 \text{ Kgf}$$

Required Bolt Area [Am]:

$$= \text{Maximum of } Wm1/Sb, Wm2/Sa$$

$$= \text{Maximum of } 27345 / 172, 58256 / 172$$

$$= 33.144 \text{ cm}^2$$

**Bolting Information for TEMA Imperial Thread Series (Non Mandatory):**

	Minimum	Actual	Maximum
Bolt Area, cm <sup>2</sup>	33.144	46.761	
Radial distance bet. bolts and the edge	20.637	20.500	
Circumferential spacing between bolts	44.450	86.539	109.800

Min. Gasket Contact Width (Brownell Young) [Not an ASME Calc] [Nmin]:

$$= Ab * Sa / ( y * Pi * (G_o + G_i) )$$

$$= 46.761 * 172.38 / ( 44.82 * 3.14 * ( 628.000 + 608.00 ) )$$

$$= 4.632 \text{ mm.}$$

Flange Design Bolt Load, Gasket Seating [W]:

$$= Sa * ( Am + Ab ) / 2$$

$$= 172.38 * ( 33.1435 + 46.7612 ) / 2$$

$$= 70224.41 \text{ Kgf}$$

Gasket Load for the Operating Condition [HG]:

$$\begin{aligned} &= Wm1 \\ &= 27345.32 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

**Moment Arm Calculations:**

Distance to Gasket Load Reaction [hg]:

$$\begin{aligned} &= (C - G) / 2 \\ &= (663.0000 - 617.9999) / 2 \\ &= 22.5000 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Tangential Flange Stress, Flat Head (UG-34), Operating [STo]:

$$\begin{aligned} &= 1.9 * Wm1 * hg * Bcor / (t^2 * G) + C * Z * Peq * G^2 / t^2 \\ &= 1.9 * 27345 * 22.5000 * 1.0000 / (47.8000^2 * 617.9999) + \\ &\quad 0.30 * 1.0000 * 689.00 * 617.9999^2 / 47.8000^2 \\ &= 42.67 \text{ N./mm}^2 \end{aligned}$$

Tangential Flange Stress, Flat Head (UG-34), Seating [STa]:

$$\begin{aligned} &= 1.9 * W * hg * Bcor / (t^2 * G) \\ &= 1.9 * 70224 * 22.5000 * 1.000 / (47.8000^2 * 617.9999) \\ &= 20.85 \text{ N./mm}^2 \end{aligned}$$

Bolt Stress, Operating [BSo]:

$$\begin{aligned} &= (Wm1 / Ab) \\ &= (27345 / 46.7612) \\ &= 57.35 \text{ N./mm}^2 \end{aligned}$$

Bolt Stress, Seating [BSa]:

$$\begin{aligned} &= (Wm2 / Ab) \\ &= (58256 / 46.7612) \\ &= 122.18 \text{ N./mm}^2 \end{aligned}$$

Stress Computation Results:	Operating		Gasket Seating	
	Actual	Allowed	Actual	Allowed
Tangential Flange	43.	138.	21.	138. N./mm <sup>2</sup>
Bolting	57.	172.	122.	172. N./mm <sup>2</sup>

Reqd. Blind Flange Thickness at Center	29.790	mm.
Reqd. Blind Flange Thickness at Gasket	21.787	mm.
Estimated M.A.W.P. ( Operating )	2070.9	KPa.
Estimated Finished Weight of Flange at given Thk.	53.9	kg.
Estimated Unfinished Weight of Forging at given Thk	53.9	kg.

**Minimum Design Metal Temperature Results:**

Stress Ratio = 0.767 , Temperature Reduction per Fig. UCS 66.1 = 13 C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66	-21	C
Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1)	-34	C
Min Metal Temp. w/o impact per UG-20(f)	-29	C

**PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]**

**Flange Input Data Values**

**Description: brida 5 :**

brida 5

Description of Flange Geometry (Type)		Integral Weld Neck
Design Pressure	P	689.00 KPa.
Design Temperature		121 C
Internal Corrosion Allowance	ci	3.2000 mm.

External Corrosion Allowance	ce	0.0000	mm.
Use Corrosion Allowance in Thickness Calcs.		Yes	
Flange Inside Diameter	B	575.000	mm.
Flange Outside Diameter	A	704.000	mm.
Flange Thickness	t	40.0000	mm.
Thickness of Hub at Small End	go	10.0000	mm.
Thickness of Hub at Large End	gl	15.0000	mm.
Length of Hub	h	30.0000	mm.
Flange Material		SA-105	
Flange Allowable Stress At Temperature	Sfo	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Flange Allowable Stress At Ambient	Sfa	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Bolt Material		SA-193 B7	
Bolt Allowable Stress At Temperature	Sb	172.38	N./mm <sup>2</sup>
Bolt Allowable Stress At Ambient	Sa	172.38	N./mm <sup>2</sup>
Diameter of Bolt Circle	C	663.000	mm.
Nominal Bolt Diameter	dB	19.0500	mm.
Type of Threads	TEMA Thread Series		
Number of Bolts		24	
Flange Face Outside Diameter	Fod	631.000	mm.
Flange Face Inside Diameter	Fid	575.000	mm.
Flange Facing Sketch	1, Code Sketch 1a		
Gasket Outside Diameter	Go	628.000	mm.
Gasket Inside Diameter	Gi	608.000	mm.
Gasket Factor	m	3.5000	
Gasket Design Seating Stress	y	44.82	N./mm <sup>2</sup>
Column for Gasket Seating	2, Code Column II		
Gasket Thickness	tg	3.1750	mm.
Length of Partition Gasket	lp	608.0000	mm.
Width of Partition Gasket	tp	10.0000	mm.
Partition Gasket Factor	mPart	3.5000	
Partition Gasket Design Seating Stress	yPart	44.82	N./mm <sup>2</sup>

### ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007, A-09

#### Hub Small End Required Thickness due to Internal Pressure:

$$\begin{aligned}
 &= (P*(D/2+Ca))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c) (1)} \\
 &= (689.00*(575.0000/2+3.2000))/(137.90*1.00-0.6*689.00)+Ca \\
 &= 4.6569 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Corroded Flange Thickness, tc = T-ci		36.800	mm.
Corroded Flange ID, Bcor = B+2*Fcor		581.400	mm.
Corroded Large Hub, glCor = gl-ci		11.800	mm.
Corroded Small Hub, g0Cor = go-ci		6.800	mm.
Code R Dimension, R = ((C-Bcor)/2)-glcor		29.000	mm.
Gasket Contact Width, N = (Go - Gi) / 2		10.000	mm.
Basic Gasket Width, bo = N / 2		5.000	mm.
Effective Gasket Width, b = bo		5.000	mm.
Gasket Reaction Diameter, G = (Go + Gi) / 2		618.000	mm.

### **Basic Flange and Bolt Loads:**

Hydrostatic End Load due to Pressure [H]:

$$\begin{aligned} &= 0.785 * G^2 * Peq \\ &= 0.785 * 617.9999^2 * 689.000 \\ &= 21075.727 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Contact Load on Gasket Surfaces [Hp]:

$$\begin{aligned} &= 2 * b * Pi * G * m * P + 2 * lp * bPart * mPart * P \\ &= 2 * 5.0000 * 3.1416 * 617.9999 * 3.5000 * 689.00 \\ &\quad + 2.0 * 608.0000 * 5.0000 * 3.5000 * 689.0000 \\ &= 6269.593 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Hydrostatic End Load at Flange ID [Hd]:

$$\begin{aligned} &= 2 * b * Pi * G * m * P + 2 * lp * bPart * mPart * P \\ &= 3.1416 * 581.4000^2 * 689.0000 / 4 \\ &= 18653.303 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Pressure Force on Flange Face [Ht]:

$$\begin{aligned} &= H - Hd \\ &= 21075 - 18653 \\ &= 2422.424 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Operating Bolt Load [Wm1]:

$$\begin{aligned} &= \max( H + Hp + H'p, 0 ) \\ &= \max( 21075 + 6269 + 0, 0 ) \\ &= 27345.320 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Gasket Seating Bolt Load [Wm2]:

$$\begin{aligned} &= y * b * Pi * G + yPart * bPart * lp \\ &= 44.82 * 5.0000 * 3.1416 * 618.0000 + 44.82 * 5.0000 * 608.00 \\ &= 58256.520 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Required Bolt Area [Am]:

$$\begin{aligned} &= \text{Maximum of } Wm1/Sb, Wm2/Sa \\ &= \text{Maximum of } 27345 / 172, 58256 / 172 \\ &= 33.144 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

### **Bolting Information for TEMA Imperial Thread Series (Non Mandatory):**

	Minimum	Actual	Maximum
Bolt Area, cm <sup>2</sup>	33.144	46.761	
Radial distance bet. hub and bolts	28.575	29.000	
Radial distance bet. bolts and the edge	20.637	20.500	
Circumferential spacing between bolts	44.450	86.539	93.300

Min. Gasket Contact Width (Brownell Young) [Not an ASME Calc] [Nmin]:

$$\begin{aligned} &= Ab * Sa / ( y * Pi * (Go + Gi) ) \\ &= 46.761 * 172.38 / ( 44.82 * 3.14 * ( 628.000 + 608.00 ) ) \\ &= 4.632 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Flange Design Bolt Load, Gasket Seating [W]:

$$\begin{aligned} &= Sa * ( Am + Ab ) / 2 \\ &= 172.38 * ( 33.1435 + 46.7612 ) / 2 \\ &= 70224.41 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Gasket Load for the Operating Condition [HG]:

$$\begin{aligned} &= Wm1 - H \\ &= 27345 - 21075 \\ &= 6269.59 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

### **Moment Arm Calculations:**

Distance to Gasket Load Reaction [hg]:

$$\begin{aligned} &= ( C - G ) / 2 \\ &= ( 663.0000 - 617.9999 ) / 2 \end{aligned}$$

= 22.5000 mm.

**Distance to Face Pressure Reaction [ht]:**

= ( R + g1 + hg ) / 2  
 = ( 29.0000 + 11.8000 + 22.5000 ) / 2  
 = 31.6500 mm.

**Distance to End Pressure Reaction [hd]:**

= R + ( g1 / 2 )  
 = 29.0000 + ( 11.8000 / 2.0 )  
 = 34.9000 mm.

**Summary of Moments for Internal Pressure:**

Loading	Force	Distance	Bolt Corr	Moment
End Pressure, Md	18653.	34.9000	1.0000	651. Kg-m.
Face Pressure, Mt	2422.	31.6500	1.0000	77. Kg-m.
Gasket Load, Mg	6270.	22.5000	1.0000	141. Kg-m.
Gasket Seating, Matm	70224.	22.5000	1.0000	1580. Kg-m.

Total Moment for Operation, Mop 869. Kg-m.  
 Total Moment for Gasket seating, Matm 1580. Kg-m.

Effective Hub Length, ho = sqrt(Bcor\*goCor) 62.877 mm.  
 Hub Ratio, h/h0 = HL / H0 0.477  
 Thickness Ratio, g1/g0 = (g1Cor/goCor) 1.735

**Flange Factors for Integral Flange:**

Factor F per 2-7.2 0.839  
 Factor V per 2-7.3 0.270  
 Factor f per 2-7.6 1.000  
 Factors from Figure 2-7.1 K = 1.211  
 T = 1.835 U = 11.269  
 Y = 10.255 Z = 5.290  
 d = .12144E+06 mm.<sup>3</sup> e = 0.0134 mm.<sup>-1</sup>  
 Stress Factors ALPHA = 1.491  
 BETA = 1.655 GAMMA = 0.813  
 DELTA = 0.410 Lamda = 1.223

**Longitudinal Hub Stress, Operating [SHo]:**

= ( f \* Mop / Bcor ) / ( L \* g1<sup>2</sup> )  
 = ( 1.0000 \* 868 / 581.4000 ) / ( 1.2233 \* 11.8000<sup>2</sup> )  
 = 86.03 N./mm<sup>2</sup>

**Longitudinal Hub Stress, Seating [SHa]:**

= ( f \* Matm / Bcor ) / ( L \* g1<sup>2</sup> )  
 = ( 1.0000 \* 1580 / 581.4000 ) / ( 1.2233 \* 11.8000<sup>2</sup> )  
 = 156.47 N./mm<sup>2</sup>

**Radial Flange Stress, Operating [SRo]:**

= ( Beta \* Mop / Bcor ) / ( L \* t<sup>2</sup> )  
 = ( 1.6551 \* 868 / 581.4000 ) / ( 1.2233 \* 36.8000<sup>2</sup> )  
 = 14.64 N./mm<sup>2</sup>

**Radial Flange Stress, Seating [SRa]:**

= ( Beta \* Matm / Bcor ) / ( L \* t<sup>2</sup> )  
 = ( 1.6551 \* 1580 / 581.4000 ) / ( 1.2233 \* 36.8000<sup>2</sup> )  
 = 26.63 N./mm<sup>2</sup>

**Tangential Flange Stress, Operating [STo]:**

= ( Y \* Mo / (t<sup>2</sup> \* Bcor) ) - Z \* SRo  
 = ( 10.2551 \* 868 / (36.8000<sup>2</sup> \* 581.4000 ) ) - 5.2899 \* 14  
 = 33.52 N./mm<sup>2</sup>

**Tangential Flange Stress, Seating [STa]:**

= ( y \* Matm / (t<sup>2</sup> \* Bcor) ) - Z \* SRa

$$= ( 10.2551 * 1580 / ( 36.8000^2 * 581.4000 ) ) - 5.2899 * 26$$

$$= 60.97 \text{ N./mm}^2$$

**Average Flange Stress, Operating [SAo]:**

$$= ( S_{Ho} + \max( S_{Ro}, S_{To} ) ) / 2$$

$$= ( 86 + \max( 14, 33 ) ) / 2$$

$$= 59.78 \text{ N./mm}^2$$

**Average Flange Stress, Seating [SAa]:**

$$= ( S_{Ha} + \max( S_{Ra}, S_{Ta} ) ) / 2$$

$$= ( 156 + \max( 26, 60 ) ) / 2$$

$$= 108.72 \text{ N./mm}^2$$

**Bolt Stress, Operating [BSo]:**

$$= ( W_{m1} / A_b )$$

$$= ( 27345 / 46.7612 )$$

$$= 57.35 \text{ N./mm}^2$$

**Bolt Stress, Seating [BSa]:**

$$= ( W_{m2} / A_b )$$

$$= ( 58256 / 46.7612 )$$

$$= 122.18 \text{ N./mm}^2$$

	Operating		Gasket Seating		
	Actual	Allowed	Actual	Allowed	
Longitudinal Hub	86.	207.	156.	207.	N./mm <sup>2</sup>
Radial Flange	15.	138.	27.	138.	N./mm <sup>2</sup>
Tangential Flange	34.	138.	61.	138.	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Average	60.	138.	109.	138.	N./mm <sup>2</sup>
Bolting	57.	172.	122.	172.	N./mm <sup>2</sup>

Minimum Required Flange Thickness	32.106	mm.
Estimated M.A.W.P. ( Operating )	1589.4	KPa.
Estimated M.A.W.P. ( Gasket Seating )	2557.5	KPa.
Estimated Finished Weight of Flange at given Thk.	46.0	kg.
Estimated Unfinished Weight of Forging at given Thk	71.1	kg.

**Flange Rigidity Based on Required Thickness [ASME]:**

**Flange Rigidity Index, Seating (rotation check) per APP. 2 [Js]:**

$$= 52.14 * M_a * C_{nv\_fac} * V / ( \text{Lambda} * E_{amb} * g_o^2 * h_o * K_i )$$

$$= 52.14 * 1580 * 9806.636 * 0.270 / ( 0.954 * 202713 * 6.800^2 * 62.877 * 0.300 )$$

$$= 1.292 \text{ (should be } \leq 1)$$

**Flange Rigidity Index Operating (rotation check) per APP. 2 [J]:**

$$= 52.14 * M_o * C_{nv\_fac} * V / ( \text{Lambda} * E_{op} * g_{oc}^2 * h_o * K_i )$$

$$= 52.14 * 868 * 9806.636 * 0.270 / ( 0.954 * 196852 * 6.800^2 * 62.877 * 0.300 )$$

$$= 0.732 \text{ (should be } \leq 1)$$

**Flange Rigidity Based on Given Thickness [ASME]:**

**Flange Rigidity Index, Seating (rotation check) per APP. 2 [Js]:**

$$= 52.14 * M_a * C_{nv\_fac} * V / ( \text{Lambda} * E_{amb} * g_o^2 * h_o * K_i )$$

$$= 52.14 * 1580 * 9806.636 * 0.270 / ( 1.223 * 202713 * 6.800^2 * 62.877 * 0.300 )$$

$$= 1.008 \text{ (should be } \leq 1)$$

**Flange Rigidity Index Operating (rotation check) per APP. 2 [J]:**

$$= 52.14 * M_o * C_{nv\_fac} * V / ( \text{Lambda} * E_{op} * g_{oc}^2 * h_o * K_i )$$

$$= 52.14 * 868 * 9806.636 * 0.270 / ( 1.223 * 196852 * 6.800^2 * 62.877 * 0.300 )$$

$$= 0.571 \quad (\text{should be } \leq 1)$$

**Minimum Design Metal Temperature Results:**

Stress Ratio = 1.000 , Temperature Reduction per Fig. UCS 66.1 = 0 C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66

-29 C

**PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]**

**Flange Input Data Values**

**Description: brida 4 :**

brida 4

Description of Flange Geometry (Type)		Integral Weld Neck	
Design Pressure	P	689.00	KPa.
Design Temperature		121	C
Internal Corrosion Allowance	ci	3.2000	mm.
External Corrosion Allowance	ce	0.0000	mm.
Use Corrosion Allowance in Thickness Calcs.		No	
Flange Inside Diameter	B	575.000	mm.
Flange Outside Diameter	A	706.000	mm.
Flange Thickness	t	50.0000	mm.
Thickness of Hub at Small End	go	10.0000	mm.
Thickness of Hub at Large End	gl	16.0000	mm.
Length of Hub	h	31.0000	mm.
Flange Material		SA-105	
Flange Allowable Stress At Temperature	Sfo	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Flange Allowable Stress At Ambient	Sfa	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Bolt Material		SA-193 B7	
Bolt Allowable Stress At Temperature	Sb	172.38	N./mm <sup>2</sup>
Bolt Allowable Stress At Ambient	Sa	172.38	N./mm <sup>2</sup>
Diameter of Bolt Circle	C	665.000	mm.
Nominal Bolt Diameter	dB	19.0500	mm.
Type of Threads	TEMA Thread Series		
Number of Bolts		20	
Flange Face Outside Diameter	Fod	633.000	mm.
Flange Face Inside Diameter	Fid	575.000	mm.
Flange Facing Sketch	1, Code Sketch 1a		
Gasket Outside Diameter	Go	630.000	mm.
Gasket Inside Diameter	Gi	610.000	mm.
Gasket Factor	m	3.5000	
Gasket Design Seating Stress	y	44.82	N./mm <sup>2</sup>
Column for Gasket Seating	2, Code Column II		
Gasket Thickness	tg	3.1750	mm.
Length of Partition Gasket	lp	610.0000	mm.
Width of Partition Gasket	tp	10.0000	mm.
Partition Gasket Factor	mPart	3.5000	

**ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007, A-09****Hub Small End Required Thickness due to Internal Pressure:**

$$= (P * (D/2 + Ca)) / (S * E - 0.6 * P) \text{ per UG-27 (c) (1)}$$

$$= (689.00 * (575.0000/2 + 3.2000)) / (137.90 * 1.00 - 0.6 * 689.00) + Ca$$

$$= 4.6569 \text{ mm.}$$

Corroded Flange ID,	Bcor = B + 2 * Fcor	581.400	mm.
Corroded Large Hub,	g1Cor = g1-ci	12.800	mm.
Corroded Small Hub,	g0Cor = go-ci	6.800	mm.
Code R Dimension,	R = ((C - Bcor) / 2) - g1cor	29.000	mm.
Gasket Contact Width,	N = (Go - Gi) / 2	10.000	mm.
Basic Gasket Width,	bo = N / 2	5.000	mm.
Effective Gasket Width,	b = bo	5.000	mm.
Gasket Reaction Diameter,	G = (Go + Gi) / 2	620.000	mm.

**Basic Flange and Bolt Loads:****Hydrostatic End Load due to Pressure [H]:**

$$= 0.785 * G^2 * Peq$$

$$= 0.785 * 620.0001^2 * 689.000$$

$$= 21212.365 \text{ Kgf}$$

**Contact Load on Gasket Surfaces [Hp]:**

$$= 2 * b * Pi * G * m * P + 2 * lp * bPart * mPart * P$$

$$= 2 * 5.0000 * 3.1416 * 620.0001 * 3.5000 * 689.00$$

$$+ 2.0 * 610.0000 * 5.0000 * 3.5000 * 689.0000$$

$$= 6289.963 \text{ Kgf}$$

**Hydrostatic End Load at Flange ID [Hd]:**

$$= 2 * b * Pi * G * m * P + 2 * lp * bPart * mPart * P$$

$$= 3.1416 * 581.4000^2 * 689.0000 / 4$$

$$= 18653.303 \text{ Kgf}$$

**Pressure Force on Flange Face [Ht]:**

$$= H - Hd$$

$$= 21212 - 18653$$

$$= 2559.062 \text{ Kgf}$$

**Operating Bolt Load [Wm1]:**

$$= \max(H + Hp + H'p, 0)$$

$$= \max(21212 + 6289 + 0, 0)$$

$$= 27502.328 \text{ Kgf}$$

$$= 54570.766 \text{ Kgf, Mating Flange Load Governs}$$

**Gasket Seating Bolt Load [Wm2]:**

$$= y * b * Pi * G + yPart * bPart * lp$$

$$= 44.82 * 5.0000 * 3.141 * 620.000 + 44.82 * 5.0000 * 610.00$$

$$= 58445.797 \text{ Kgf}$$

**Required Bolt Area [Am]:**

$$= \text{Maximum of } Wm1/Sb, Wm2/Sa$$

$$= \text{Maximum of } 54570 / 172, 58445 / 172$$

$$= 33.251 \text{ cm}^2$$

**Bolting Information for TEMA Imperial Thread Series (Non Mandatory):**

	Minimum	Actual	Maximum
Bolt Area, cm <sup>2</sup>	33.251	38.968	
Radial distance bet. hub and bolts	28.575	29.000	
Radial distance bet. bolts and the edge	20.637	20.500	
Circumferential spacing between bolts	44.450	104.029	113.100

**Min. Gasket Contact Width (Brownell Young) [Not an ASME Calc] [Nmin]:**

$$\begin{aligned} &= A_b * S_a / ( y * \pi * (G_o + G_i) ) \\ &= 38.968 * 172.38 / (44.82 * 3.14 * (630.000 + 610.00) ) \\ &= 3.847 \text{ mm.} \end{aligned}$$

**Flange Design Bolt Load, Gasket Seating [W]:**

$$\begin{aligned} &= S_a * ( A_m + A_b ) / 2 \\ &= 172.38 * ( 33.2512 + 38.9677 ) / 2 \\ &= 63469.70 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

**Gasket Load for the Operating Condition [HG]:**

$$\begin{aligned} &= W_{m1} - H \\ &= 54570 - 21212 \\ &= 33358.40 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

**Moment Arm Calculations:**

**Distance to Gasket Load Reaction [hg]:**

$$\begin{aligned} &= ( C - G ) / 2 \\ &= ( 665.0000 - 620.0001 ) / 2 \\ &= 22.5000 \text{ mm.} \end{aligned}$$

**Distance to Face Pressure Reaction [ht]:**

$$\begin{aligned} &= ( R + g_1 + h_g ) / 2 \\ &= ( 29.0000 + 12.8000 + 22.5000 ) / 2 \\ &= 32.1500 \text{ mm.} \end{aligned}$$

**Distance to End Pressure Reaction [hd]:**

$$\begin{aligned} &= R + ( g_1 / 2 ) \\ &= 29.0000 + ( 12.8000 / 2.0 ) \\ &= 35.4000 \text{ mm.} \end{aligned}$$

**Summary of Moments for Internal Pressure:**

Loading	Force	Distance	Bolt Corr	Moment
End Pressure, Md	18653.	35.4000	1.0000	660. Kg-m.
Face Pressure, Mt	2559.	32.1500	1.0000	82. Kg-m.
Gasket Load, Mg	33358.	22.5000	1.0000	751. Kg-m.
Gasket Seating, Matm	63470.	22.5000	1.0000	1428. Kg-m.

Total Moment for Operation, Mop 1493. Kg-m.  
Total Moment for Gasket seating, Matm 1428. Kg-m.

Effective Hub Length, ho = sqrt(Bcor\*goCor) 62.877 mm.  
Hub Ratio, h/h0 = HL / H0 0.493  
Thickness Ratio, g1/g0 = (g1Cor/goCor) 1.882

**Flange Factors for Integral Flange:**

Factor F per 2-7.2 0.831  
Factor V per 2-7.3 0.244  
Factor f per 2-7.6 1.096  
Factors from Figure 2-7.1 K = 1.214  
T = 1.833 U = 11.109  
Y = 10.109 Z = 5.215  
d = .13258E+06 mm.<sup>3</sup> e = 0.0132 mm.<sup>-1</sup>  
Stress Factors ALPHA = 1.661  
BETA = 1.881 GAMMA = 0.906  
DELTA = 0.943 Lamda = 1.849

**Longitudinal Hub Stress, Operating [SHo]:**

$$\begin{aligned} &= ( f * M_{op} / B_{cor} ) / ( L * g_1^2 ) \\ &= ( 1.0963 * 1493 / 581.4000 ) / ( 1.8487 * 12.8000^2 ) \\ &= 91.16 \text{ N./mm}^2 \end{aligned}$$

**Longitudinal Hub Stress, Seating [SHa]:**

$$= ( f * Matm / Bcor ) / ( L * g1^2 )$$

$$= ( 1.0963 * 1428 / 581.4000 ) / ( 1.8487 * 12.8000^2 )$$

$$= 87.19 \text{ N./mm}^2$$

**Radial Flange Stress, Operating [SRo]:**

$$= ( Beta * Mop / Bcor ) / ( L * t^2 )$$

$$= ( 1.8808 * 1493 / 581.4000 ) / ( 1.8487 * 50.0000^2 )$$

$$= 10.25 \text{ N./mm}^2$$

**Radial Flange Stress, Seating [SRa]:**

$$= ( Beta * Matm/Bcor ) / ( L * t^2 )$$

$$= ( 1.8808 * 1428 / 581.4000 ) / ( 1.8487 * 50.0000^2 )$$

$$= 9.80 \text{ N./mm}^2$$

**Tangential Flange Stress, Operating [STo]:**

$$= ( Y * Mo / (t^2 * Bcor) ) - Z * SRo$$

$$= ( 10.1091 * 1493 / (50.0000^2 * 581.4000) ) - 5.2145 * 10$$

$$= 48.40 \text{ N./mm}^2$$

**Tangential Flange Stress, Seating [STa]:**

$$= ( y * Matm / (t^2 * Bcor) ) - Z * SRa$$

$$= ( 10.1091 * 1428 / (50.0000^2 * 581.4000) ) - 5.2145 * 9$$

$$= 46.29 \text{ N./mm}^2$$

**Average Flange Stress, Operating [SAo]:**

$$= ( SHo + \max( SRo, STo ) ) / 2$$

$$= ( 91 + \max( 10, 48 ) ) / 2$$

$$= 69.78 \text{ N./mm}^2$$

**Average Flange Stress, Seating [SAa]:**

$$= ( SHa + \max( SRa, STa ) ) / 2$$

$$= ( 87 + \max( 9, 46 ) ) / 2$$

$$= 66.74 \text{ N./mm}^2$$

**Bolt Stress, Operating [BSo]:**

$$= ( Wm1 / Ab )$$

$$= ( 54570 / 38.9677 )$$

$$= 137.34 \text{ N./mm}^2$$

**Bolt Stress, Seating [BSa]:**

$$= ( Wm2 / Ab )$$

$$= ( 58445 / 38.9677 )$$

$$= 147.09 \text{ N./mm}^2$$

	Operating		Gasket Seating		
	Actual	Allowed	Actual	Allowed	
Longitudinal Hub	91.	207.	87.	207.	N./mm <sup>2</sup>
Radial Flange	10.	138.	10.	138.	N./mm <sup>2</sup>
Tangential Flange	48.	138.	46.	138.	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Average	70.	138.	67.	138.	N./mm <sup>2</sup>
Bolting	137.	172.	147.	172.	N./mm <sup>2</sup>

Minimum Required Flange Thickness [Rigidity]	35.890	mm.
Estimated M.A.W.P. ( Operating )	864.7	KPa.
Estimated M.A.W.P. ( Gasket Seating )	2126.9	KPa.
Estimated Finished Weight of Flange at given Thk.	57.5	kg.
Estimated Unfinished Weight of Forging at given Thk	83.6	kg.

**Flange Rigidity Based on Required Thickness [ASME]:**

**Flange Rigidity Index, Seating (rotation check) per APP. 2 [Js]:**

$$= 52.14 * Ma * Cnv_fac * V / ( Lambda * Eamb * go^2 * ho * Ki )$$

$$= 52.14 * 1428 * 9806.636 * 0.244 / ( 1.152 * 202713 * 6.800^2 * 62.877 * 0.300 )$$

= 0.873 (should be <= 1)

**Flange Rigidity Index Operating (rotation check) per APP. 2 [J]:**

= 52.14 \* Mo \* Cnv\_fac \* V / ( Lambda \* Eop \* goc<sup>2</sup> \* ho \* Ki )  
 = 52.14 \* 1493 \* 9806.636 \* 0.244 / ( 1.152 \* 196852 \* 6.800<sup>2</sup> \* 62.877 \* 0.300 )  
 = 0.940 (should be <= 1)

**Flange Rigidity Based on Given Thickness [ASME]:**

**Flange Rigidity Index, Seating (rotation check) per APP. 2 [Js]:**

= 52.14 \* Ma \* Cnv\_fac \* V / ( Lambda \* Eamb \* go<sup>2</sup> \* ho \* Ki )  
 = 52.14 \* 1428 \* 9806.636 \* 0.244 / ( 1.849 \* 202713 \* 6.800<sup>2</sup> \* 62.877 \* 0.300 )  
 = 0.544 (should be <= 1)

**Flange Rigidity Index Operating (rotation check) per APP. 2 [J]:**

= 52.14 \* Mo \* Cnv\_fac \* V / ( Lambda \* Eop \* goc<sup>2</sup> \* ho \* Ki )  
 = 52.14 \* 1493 \* 9806.636 \* 0.244 / ( 1.849 \* 196852 \* 6.800<sup>2</sup> \* 62.877 \* 0.300 )  
 = 0.586 (should be <= 1)

**Minimum Design Metal Temperature Results:**

Stress Ratio = 0.926 , Temperature Reduction per Fig. UCS 66.1 = 4 C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66	-29 C
Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1)	-33 C

**PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]**

**Flange Input Data Values**

**Description: brida 3 :**

brida 3

Description of Flange Geometry (Type)		Integral Weld Neck	
Design Pressure	P	1446.00	KPa.
Design Temperature		121	C
Internal Corrosion Allowance	ci	3.2000	mm.
External Corrosion Allowance	ce	0.0000	mm.
Use Corrosion Allowance in Thickness Calcs.		No	
Flange Inside Diameter	B	575.000	mm.
Flange Outside Diameter	A	706.000	mm.
Flange Thickness	t	47.0000	mm.
Thickness of Hub at Small End	go	10.0000	mm.
Thickness of Hub at Large End	gl	16.0000	mm.
Length of Hub	h	34.0000	mm.
Flange Material		SA-105	
Flange Allowable Stress At Temperature	Sfo	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Flange Allowable Stress At Ambient	Sfa	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Bolt Material		SA-193 B7	
Bolt Allowable Stress At Temperature	Sb	172.38	N./mm <sup>2</sup>
Bolt Allowable Stress At Ambient	Sa	172.38	N./mm <sup>2</sup>

Diameter of Bolt Circle	C	665.000	mm.
Nominal Bolt Diameter	dB	19.0500	mm.
Type of Threads	TEMA Thread Series		
Number of Bolts		20	
Flange Face Outside Diameter	Fod	633.000	mm.
Flange Face Inside Diameter	Fid	575.000	mm.
Flange Facing Sketch	1, Code Sketch 1a		
Gasket Outside Diameter	Go	630.000	mm.
Gasket Inside Diameter	Gi	610.000	mm.
Gasket Factor	m	3.5000	
Gasket Design Seating Stress	y	44.82	N./mm <sup>2</sup>
Column for Gasket Seating	2, Code Column II		
Gasket Thickness	tg	3.1750	mm.

### ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007, A-09

#### Hub Small End Required Thickness due to Internal Pressure:

$$\begin{aligned}
 &= (P*(D/2+Ca))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c) (1)} \\
 &= (1446.00*(575.0000/2+3.2000))/(137.90*1.00-0.6*1446.00)+Ca \\
 &= 6.2677 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Corroded Flange ID,	Bcor = B+2*Fcor	581.400	mm.
Corroded Large Hub,	g1Cor = g1-ci	12.800	mm.
Corroded Small Hub,	g0Cor = go-ci	6.800	mm.
Code R Dimension,	R = ((C-Bcor)/2)-g1cor	29.000	mm.
Gasket Contact Width,	N = (Go - Gi) / 2	10.000	mm.
Basic Gasket Width,	bo = N / 2	5.000	mm.
Effective Gasket Width,	b = bo	5.000	mm.
Gasket Reaction Diameter,	G = (Go + Gi) / 2	620.000	mm.

#### **Basic Flange and Bolt Loads:**

##### Hydrostatic End Load due to Pressure [H]:

$$\begin{aligned}
 &= 0.785 * G^2 * Peq \\
 &= 0.785 * 620.0001^2 * 1446.000 \\
 &= 44518.258 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

##### Contact Load on Gasket Surfaces [Hp]:

$$\begin{aligned}
 &= 2 * b * Pi * G * m * P \\
 &= 2 * 5.0000 * 3.1416 * 620.0001 * 3.5000 * 1446.00 \\
 &= 10052.504 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

##### Hydrostatic End Load at Flange ID [Hd]:

$$\begin{aligned}
 &= 2 * b * Pi * G * m * P + 2 * lp * bPart * mPart * P \\
 &= 3.1416 * 581.4000^2 * 1446.0000 / 4 \\
 &= 39147.570 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

##### Pressure Force on Flange Face [Ht]:

$$\begin{aligned}
 &= H - Hd \\
 &= 44518 - 39147 \\
 &= 5370.688 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

##### Operating Bolt Load [Wm1]:

$$\begin{aligned}
 &= \max( H + Hp + H'p, 0 ) \\
 &= \max( 44518 + 10052 + 0 , 0 ) \\
 &= 54570.766 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

##### Gasket Seating Bolt Load [Wm2]:

$$\begin{aligned}
 &= y * b * Pi * G + yPart * bPart * lp \\
 &= 44.82*5.0000*3.141*620.000+0.00*0.0000*0.00
 \end{aligned}$$

= 44507.211 Kgf  
 = 58445.797 Kgf , Mating Flange Load Governs

**Required Bolt Area [Am]:**

= Maximum of Wm1/Sb, Wm2/Sa  
 = Maximum of 54570 / 172 , 58445 / 172  
 = 33.251 cm<sup>2</sup>

**Bolting Information for TEMA Imperial Thread Series (Non Mandatory):**

	Minimum	Actual	Maximum
Bolt Area, cm <sup>2</sup>	33.251	38.968	
Radial distance bet. hub and bolts	28.575	29.000	
Radial distance bet. bolts and the edge	20.637	20.500	
Circumferential spacing between bolts	44.450	104.029	108.600

**Min. Gasket Contact Width (Brownell Young) [Not an ASME Calc] [Nmin]:**

= Ab \* Sa / ( y \* Pi \* (Go + Gi) )  
 = 38.968 \* 172.38 / (44.82 \* 3.14 \* (630.000 + 610.00 ) )  
 = 3.847 mm.

**Flange Design Bolt Load, Gasket Seating [W]:**

= Sa \* ( Am + Ab ) / 2  
 = 172.38 \* ( 33.2512 + 38.9677 ) / 2  
 = 63469.70 Kgf

**Gasket Load for the Operating Condition [HG]:**

= Wm1 - H  
 = 54570 - 44518  
 = 10052.51 Kgf

**Moment Arm Calculations:**

**Distance to Gasket Load Reaction [hg]:**

= ( C - G ) / 2  
 = ( 665.0000 - 620.0001 ) / 2  
 = 22.5000 mm.

**Distance to Face Pressure Reaction [ht]:**

= ( R + g1 + hg ) / 2  
 = ( 29.0000 + 12.8000 + 22.5000 ) / 2  
 = 32.1500 mm.

**Distance to End Pressure Reaction [hd]:**

= R + ( g1 / 2 )  
 = 29.0000 + ( 12.8000 / 2.0 )  
 = 35.4000 mm.

**Summary of Moments for Internal Pressure:**

Loading	Force	Distance	Bolt Corr	Moment
End Pressure, Md	39148.	35.4000	1.0000	1386. Kg-m.
Face Pressure, Mt	5371.	32.1500	1.0000	173. Kg-m.
Gasket Load, Mg	10053.	22.5000	1.0000	226. Kg-m.
Gasket Seating, Matm	63470.	22.5000	1.0000	1428. Kg-m.

Total Moment for Operation, Mop 1785. Kg-m.  
 Total Moment for Gasket seating, Matm 1428. Kg-m.

Effective Hub Length, ho = sqrt(Bcor\*goCor) 62.877 mm.  
 Hub Ratio, h/h0 = HL / H0 0.541  
 Thickness Ratio, g1/g0 = (g1Cor/goCor) 1.882

**Flange Factors for Integral Flange:**

Factor F per 2-7.2 0.821

Factor V per 2-7.3 0.232  
 Factor f per 2-7.6 1.000  
 Factors from Figure 2-7.1 K = 1.214  
                                   T = 1.833 U = 11.109  
                                   Y = 10.109 Z = 5.215  
                                   d = .13950E+06 mm.<sup>3</sup> e = 0.0131 mm.<sup>-1</sup>  
 Stress Factors ALPHA = 1.614  
                                   BETA = 1.818 GAMMA = 0.880  
                                   DELTA = 0.744 Lamda = 1.625

**Longitudinal Hub Stress, Operating [SHo]:**

$$= ( f * Mop / Bcor ) / ( L * g1^2 )$$

$$= ( 1.0000 * 1784 / 581.4000 ) / ( 1.6246 * 12.8000^2 )$$

$$= 113.10 \text{ N./mm}^2$$

**Longitudinal Hub Stress, Seating [SHa]:**

$$= ( f * Matm / Bcor ) / ( L * g1^2 )$$

$$= ( 1.0000 * 1428 / 581.4000 ) / ( 1.6246 * 12.8000^2 )$$

$$= 90.50 \text{ N./mm}^2$$

**Radial Flange Stress, Operating [SRo]:**

$$= ( Beta * Mop / Bcor ) / ( L * t^2 )$$

$$= ( 1.8183 * 1784 / 581.4000 ) / ( 1.6246 * 47.0000^2 )$$

$$= 15.25 \text{ N./mm}^2$$

**Radial Flange Stress, Seating [SRa]:**

$$= ( Beta * Matm / Bcor ) / ( L * t^2 )$$

$$= ( 1.8183 * 1428 / 581.4000 ) / ( 1.6246 * 47.0000^2 )$$

$$= 12.20 \text{ N./mm}^2$$

**Tangential Flange Stress, Operating [STo]:**

$$= ( Y * Mo / ( t^2 * Bcor ) ) - Z * SRO$$

$$= ( 10.1091 * 1784 / ( 47.0000^2 * 581.4000 ) ) - 5.2145 * 15$$

$$= 58.23 \text{ N./mm}^2$$

**Tangential Flange Stress, Seating [STa]:**

$$= ( y * Matm / ( t^2 * Bcor ) ) - Z * SRA$$

$$= ( 10.1091 * 1428 / ( 47.0000^2 * 581.4000 ) ) - 5.2145 * 12$$

$$= 46.59 \text{ N./mm}^2$$

**Average Flange Stress, Operating [SAo]:**

$$= ( SHo + \max( SRO, STo ) ) / 2$$

$$= ( 113 + \max( 15, 58 ) ) / 2$$

$$= 85.66 \text{ N./mm}^2$$

**Average Flange Stress, Seating [SAa]:**

$$= ( SHa + \max( SRA, STa ) ) / 2$$

$$= ( 90 + \max( 12, 46 ) ) / 2$$

$$= 68.55 \text{ N./mm}^2$$

**Bolt Stress, Operating [BSo]:**

$$= ( Wm1 / Ab )$$

$$= ( 54570 / 38.9677 )$$

$$= 137.34 \text{ N./mm}^2$$

**Bolt Stress, Seating [BSa]:**

$$= ( Wm2 / Ab )$$

$$= ( 58445 / 38.9677 )$$

$$= 147.09 \text{ N./mm}^2$$

Stress Computation Results:	Operating		Gasket Seating	
	Actual	Allowed	Actual	Allowed
Longitudinal Hub	113.	207.	90.	207. N./mm <sup>2</sup>
Radial Flange	15.	138.	12.	138. N./mm <sup>2</sup>
Tangential Flange	58.	138.	47.	138. N./mm <sup>2</sup>

Maximum Average	86.	138.	69.	138.	N./mm <sup>2</sup>
Bolting	137.	172.	147.	172.	N./mm <sup>2</sup>

Minimum Required Flange Thickness [Rigidity]	39.573	mm.
Estimated M.A.W.P. ( Operating )	1814.9	KPa.
Estimated M.A.W.P. ( Gasket Seating )	2126.9	KPa.
Estimated Finished Weight of Flange at given Thk.	54.9	kg.
Estimated Unfinished Weight of Forging at given Thk	83.6	kg.

**Flange Rigidity Based on Required Thickness [ASME]:**

**Flange Rigidity Index, Seating (rotation check) per APP. 2 [Js]:**

$$= 52.14 * Ma * Cnv\_fac * V / ( Lambda * Eamb * go^2 * ho * Ki )$$

$$= 52.14 * 1428 * 9806.636 * 0.232 / ( 1.271 * 202713 * 6.800^2 * 62.877 * 0.300 )$$

$$= 0.752 \quad (\text{should be } \leq 1)$$

**Flange Rigidity Index Operating (rotation check) per APP. 2 [J]:**

$$= 52.14 * Mo * Cnv\_fac * V / ( Lambda * Eop * goc^2 * ho * Ki )$$

$$= 52.14 * 1784 * 9806.636 * 0.232 / ( 1.271 * 196852 * 6.800^2 * 62.877 * 0.300 )$$

$$= 0.968 \quad (\text{should be } \leq 1)$$

**Flange Rigidity Based on Given Thickness [ASME]:**

**Flange Rigidity Index, Seating (rotation check) per APP. 2 [Js]:**

$$= 52.14 * Ma * Cnv\_fac * V / ( Lambda * Eamb * go^2 * ho * Ki )$$

$$= 52.14 * 1428 * 9806.636 * 0.232 / ( 1.625 * 202713 * 6.800^2 * 62.877 * 0.300 )$$

$$= 0.589 \quad (\text{should be } \leq 1)$$

**Flange Rigidity Index Operating (rotation check) per APP. 2 [J]:**

$$= 52.14 * Mo * Cnv\_fac * V / ( Lambda * Eop * goc^2 * ho * Ki )$$

$$= 52.14 * 1784 * 9806.636 * 0.232 / ( 1.625 * 196852 * 6.800^2 * 62.877 * 0.300 )$$

$$= 0.757 \quad (\text{should be } \leq 1)$$

**Minimum Design Metal Temperature Results:**

Stress Ratio = 0.842 , Temperature Reduction per Fig. UCS 66.1 = 9 C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66	-29 C
Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1)	-38 C

**PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]**

**Flange Input Data Values**

**Description: [brida 2](#) :**

brida 2

Description of Flange Geometry (Type)		Integral Weld Neck
Design Pressure	P	1446.00 KPa.
Design Temperature		121 C
Internal Corrosion Allowance	ci	3.2000 mm.
External Corrosion Allowance	ce	0.0000 mm.
Use Corrosion Allowance in Thickness Calcs.		No

Flange Inside Diameter	B	575.000	mm.
Flange Outside Diameter	A	804.000	mm.
Flange Thickness	t	64.0000	mm.
Thickness of Hub at Small End	go	10.0000	mm.
Thickness of Hub at Large End	gl	18.0000	mm.
Length of Hub	h	41.0000	mm.
Flange Material		SA-105	
Flange Allowable Stress At Temperature	Sfo	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Flange Allowable Stress At Ambient	Sfa	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Bolt Material		SA-193 B7	
Bolt Allowable Stress At Temperature	Sb	172.38	N./mm <sup>2</sup>
Bolt Allowable Stress At Ambient	Sa	172.38	N./mm <sup>2</sup>
Diameter of Bolt Circle	C	763.000	mm.
Nominal Bolt Diameter	dB	19.0500	mm.
Type of Threads	TEMA Thread Series		
Number of Bolts		28	
Flange Face Outside Diameter	Fod	728.000	mm.
Flange Face Inside Diameter	Fid	575.000	mm.
Flange Facing Sketch	1, Code Sketch 1a		
Gasket Outside Diameter	Go	728.000	mm.
Gasket Inside Diameter	Gi	702.000	mm.
Gasket Factor	m	3.5000	
Gasket Design Seating Stress	y	44.82	N./mm <sup>2</sup>
Column for Gasket Seating	2, Code Column II		
Gasket Thickness	tg	3.1750	mm.

### ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007, A-09

#### Hub Small End Required Thickness due to Internal Pressure:

$$\begin{aligned}
 &= (P*(D/2+Ca))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c) (1)} \\
 &= (1446.00*(575.0000/2+3.2000))/(137.90*1.00-0.6*1446.00)+Ca \\
 &= 6.2677 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Corroded Flange ID,	Bcor = B+2*Fcor	581.400	mm.
Corroded Large Hub,	glCor = gl-ci	14.800	mm.
Corroded Small Hub,	g0Cor = go-ci	6.800	mm.
Code R Dimension,	R = ((C-Bcor)/2)-glcor	76.000	mm.
Gasket Contact Width,	N = (Go - Gi) / 2	13.000	mm.
Basic Gasket Width,	bo = N / 2	6.500	mm.
Effective Gasket Width,	b = Cb sqrt(bo)	6.425	mm.
Gasket Reaction Diameter,	G = Go - 2 * b	715.151	mm.

### Basic Flange and Bolt Loads:

#### Hydrostatic End Load due to Pressure [H]:

$$\begin{aligned}
 &= 0.785 * G^2 * Peq \\
 &= 0.785 * 715.1509^2 * 1446.000 \\
 &= 59231.137 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

#### Contact Load on Gasket Surfaces [Hp]:

$$\begin{aligned}
 &= 2 * b * Pi * G * m * P \\
 &= 2 * 6.4246 * 3.1416 * 715.1509 * 3.5000 * 1446.00 \\
 &= 14898.882 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

**Hydrostatic End Load at Flange ID [Hd]:**

$$= 2 * b * Pi * G * m * P + 2 * lp * bPart * mPart * P$$

$$= 3.1416 * 581.4000^2 * 1446.0000 / 4$$

$$= 39147.570 \text{ Kgf}$$

**Pressure Force on Flange Face [Ht]:**

$$= H - Hd$$

$$= 59231 - 39147$$

$$= 20083.564 \text{ Kgf}$$

**Operating Bolt Load [Wm1]:**

$$= \max( H + Hp + H'p, 0 )$$

$$= \max( 59231 + 14898 + 0 , 0 )$$

$$= 74130.016 \text{ Kgf}$$

**Gasket Seating Bolt Load [Wm2]:**

$$= y * b * Pi * G + yPart * bPart * lp$$

$$= 44.82 * 6.4246 * 3.141 * 715.151 + 0.00 * 0.0000 * 0.00$$

$$= 65964.422 \text{ Kgf}$$

**Required Bolt Area [Am]:**

$$= \text{Maximum of } Wm1/Sb, Wm2/Sa$$

$$= \text{Maximum of } 74130 / 172 , 65964 / 172$$

$$= 42.174 \text{ cm}^2$$

**Bolting Information for TEMA Imperial Thread Series (Non Mandatory):**

	Minimum	Actual	Maximum
Bolt Area, cm <sup>2</sup>	42.174	54.555	
Radial distance bet. hub and bolts	28.575	76.000	
Radial distance bet. bolts and the edge	20.637	20.500	
Circumferential spacing between bolts	44.450	85.429	134.100

**Min. Gasket Contact Width (Brownell Young) [Not an ASME Calc] [Nmin]:**

$$= Ab * Sa / ( y * Pi * (Go + Gi) )$$

$$= 54.555 * 172.38 / (44.82 * 3.14 * (728.000 + 702.00 ) )$$

$$= 4.671 \text{ mm.}$$

**Flange Design Bolt Load, Gasket Seating [W]:**

$$= Sa * ( Am + Ab ) / 2$$

$$= 172.38 * ( 42.1744 + 54.5547 ) / 2$$

$$= 85010.53 \text{ Kgf}$$

**Gasket Load for the Operating Condition [HG]:**

$$= Wm1 - H$$

$$= 74130 - 59231$$

$$= 14898.88 \text{ Kgf}$$

**Moment Arm Calculations:****Distance to Gasket Load Reaction [hg]:**

$$= ( C - G ) / 2$$

$$= ( 763.0000 - 715.1509 ) / 2$$

$$= 23.9246 \text{ mm.}$$

**Distance to Face Pressure Reaction [ht]:**

$$= ( R + g1 + hg ) / 2$$

$$= ( 76.0000 + 14.8000 + 23.9246 ) / 2$$

$$= 57.3623 \text{ mm.}$$

**Distance to End Pressure Reaction [hd]:**

$$= R + ( g1 / 2 )$$

$$= 76.0000 + ( 14.8000 / 2.0 )$$

$$= 83.4000 \text{ mm.}$$

**Summary of Moments for Internal Pressure:**

Loading	Force	Distance	Bolt Corr	Moment
End Pressure, Md	39148.	83.4000	1.0000	3265. Kg-m.
Face Pressure, Mt	20084.	57.3623	1.0000	1152. Kg-m.
Gasket Load, Mg	14899.	23.9246	1.0000	356. Kg-m.
Gasket Seating, Matm	85011.	23.9246	1.0000	2034. Kg-m.
Total Moment for Operation, Mop				4773. Kg-m.
Total Moment for Gasket seating, Matm				2034. Kg-m.
Effective Hub Length, ho = sqrt(Bcor*goCor)				62.877 mm.
Hub Ratio, h/h0 = HL / H0				0.652
Thickness Ratio, gl/g0 = (glCor/goCor)				2.176

**Flange Factors for Integral Flange:**

Factor F per 2-7.2		0.787
Factor V per 2-7.3		0.174
Factor f per 2-7.6		1.000
Factors from Figure 2-7.1	K =	1.383
	T = 1.762	U = 6.761
	Y = 6.152	Z = 3.192
	d = .11266E+06 mm. <sup>3</sup>	e = 0.0125 mm. <sup>-1</sup>
Stress Factors	ALPHA =	1.801
	BETA = 2.068	GAMMA = 1.022
	DELTA = 2.327	Lamda = 3.349

**Longitudinal Hub Stress, Operating [SHo]:**

$$= ( f * Mop / Bcor ) / ( L * gl^2 )$$

$$= ( 1.0000 * 4773 / 581.4000 ) / ( 3.3492 * 14.8000^2 )$$

$$= 109.75 \text{ N./mm}^2$$

**Longitudinal Hub Stress, Seating [SHa]:**

$$= ( f * Matm / Bcor ) / ( L * gl^2 )$$

$$= ( 1.0000 * 2033 / 581.4000 ) / ( 3.3492 * 14.8000^2 )$$

$$= 46.76 \text{ N./mm}^2$$

**Radial Flange Stress, Operating [SRo]:**

$$= ( Beta * Mop / Bcor ) / ( L * t^2 )$$

$$= ( 2.0681 * 4773 / 581.4000 ) / ( 3.3492 * 64.0000^2 )$$

$$= 12.14 \text{ N./mm}^2$$

**Radial Flange Stress, Seating [SRa]:**

$$= ( Beta * Matm / Bcor ) / ( L * t^2 )$$

$$= ( 2.0681 * 2033 / 581.4000 ) / ( 3.3492 * 64.0000^2 )$$

$$= 5.17 \text{ N./mm}^2$$

**Tangential Flange Stress, Operating [STo]:**

$$= ( Y * Mo / ( t^2 * Bcor ) ) - Z * SRo$$

$$= ( 6.1521 * 4773 / ( 64.0000^2 * 581.4000 ) ) - 3.1922 * 12$$

$$= 82.19 \text{ N./mm}^2$$

**Tangential Flange Stress, Seating [STa]:**

$$= ( y * Matm / ( t^2 * Bcor ) ) - Z * SRa$$

$$= ( 6.1521 * 2033 / ( 64.0000^2 * 581.4000 ) ) - 3.1922 * 5$$

$$= 35.02 \text{ N./mm}^2$$

**Average Flange Stress, Operating [SAo]:**

$$= ( SHo + \max( SRo, STo ) ) / 2$$

$$= ( 109 + \max( 12, 82 ) ) / 2$$

$$= 95.97 \text{ N./mm}^2$$

**Average Flange Stress, Seating [SAa]:**

$$= ( SHa + \max( SRa, STa ) ) / 2$$

$$= ( 46 + \max( 5, 35 ) ) / 2$$

$$= 40.89 \text{ N./mm}^2$$

**Bolt Stress, Operating [BSo]:**

$$= ( Wm1 / Ab )$$

$$= ( 74130 / 54.5547 )$$

$$= 133.26 \text{ N./mm}^2$$

**Bolt Stress, Seating [BSa]:**

$$= ( Wm2 / Ab )$$

$$= ( 65964 / 54.5547 )$$

$$= 118.58 \text{ N./mm}^2$$

Stress Computation Results:	Operating		Gasket Seating		
	Actual	Allowed	Actual	Allowed	
Longitudinal Hub	110.	207.	47.	207.	N./mm <sup>2</sup>
Radial Flange	12.	138.	5.	138.	N./mm <sup>2</sup>
Tangential Flange	82.	138.	35.	138.	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Average	96.	138.	41.	138.	N./mm <sup>2</sup>
Bolting	133.	172.	119.	172.	N./mm <sup>2</sup>

Minimum Required Flange Thickness [Rigidity]	55.524	mm.
Estimated M.A.W.P. ( Operating )	1870.4	KPa.
Estimated M.A.W.P. ( Gasket Seating )	2950.5	KPa.
Estimated Finished Weight of Flange at given Thk.	132.7	kg.
Estimated Unfinished Weight of Forging at given Thk	204.0	kg.

**Flange Rigidity Based on Required Thickness [ASME]:**

**Flange Rigidity Index, Seating (rotation check) per APP. 2 [Js]:**

$$= 52.14 * Ma * Cnv\_fac * V / ( Lambda * Eamb * go^2 * ho * Ki )$$

$$= 52.14 * 2033 * 9806.636 * 0.174 / ( 2.480 * 202713 * 6.800^2 * 62.877 * 0.300 )$$

$$= 0.414 \text{ (should be } \leq 1)$$

**Flange Rigidity Index Operating (rotation check) per APP. 2 [J]:**

$$= 52.14 * Mo * Cnv\_fac * V / ( Lambda * Eop * goc^2 * ho * Ki )$$

$$= 52.14 * 4773 * 9806.636 * 0.174 / ( 2.480 * 196852 * 6.800^2 * 62.877 * 0.300 )$$

$$= 1.000 \text{ (should be } \leq 1)$$

**Flange Rigidity Based on Given Thickness [ASME]:**

**Flange Rigidity Index, Seating (rotation check) per APP. 2 [Js]:**

$$= 52.14 * Ma * Cnv\_fac * V / ( Lambda * Eamb * go^2 * ho * Ki )$$

$$= 52.14 * 2033 * 9806.636 * 0.174 / ( 3.349 * 202713 * 6.800^2 * 62.877 * 0.300 )$$

$$= 0.306 \text{ (should be } \leq 1)$$

**Flange Rigidity Index Operating (rotation check) per APP. 2 [J]:**

$$= 52.14 * Mo * Cnv\_fac * V / ( Lambda * Eop * goc^2 * ho * Ki )$$

$$= 52.14 * 4773 * 9806.636 * 0.174 / ( 3.349 * 196852 * 6.800^2 * 62.877 * 0.300 )$$

$$= 0.741 \text{ (should be } \leq 1)$$

**Minimum Design Metal Temperature Results:**

Stress Ratio = 0.817 , Temperature Reduction per Fig. UCS 66.1 = 10 C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66	-29 C
Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1)	-39 C

PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]

**Flange Input Data Values**

**Description: brida 1 :**

brida 1

Description of Flange Geometry (Type)		Integral Weld Neck	
Design Pressure	P	1446.00	KPa.
Design Temperature		121	C
Internal Corrosion Allowance	ci	3.2000	mm.
External Corrosion Allowance	ce	0.0000	mm.
Use Corrosion Allowance in Thickness Calcs.		No	
Flange Inside Diameter	B	673.000	mm.
Flange Outside Diameter	A	804.000	mm.
Flange Thickness	t	51.0000	mm.
Thickness of Hub at Small End	go	10.0000	mm.
Thickness of Hub at Large End	g1	16.0000	mm.
Length of Hub	h	37.0000	mm.
Flange Material		SA-105	
Flange Allowable Stress At Temperature	Sfo	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Flange Allowable Stress At Ambient	Sfa	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Bolt Material		SA-193 B7	
Bolt Allowable Stress At Temperature	Sb	172.38	N./mm <sup>2</sup>
Bolt Allowable Stress At Ambient	Sa	172.38	N./mm <sup>2</sup>
Diameter of Bolt Circle	C	763.000	mm.
Nominal Bolt Diameter	dB	19.0500	mm.
Type of Threads	TEMA Thread Series		
Number of Bolts		28	
Flange Face Outside Diameter	Fod	731.000	mm.
Flange Face Inside Diameter	Fid	673.000	mm.
Flange Facing Sketch		1, Code Sketch 1a	
Gasket Outside Diameter	Go	728.000	mm.
Gasket Inside Diameter	Gi	702.000	mm.
Gasket Factor	m	3.5000	
Gasket Design Seating Stress	y	44.82	N./mm <sup>2</sup>
Column for Gasket Seating		2, Code Column II	
Gasket Thickness	tg	3.1750	mm.

**ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007, A-09**

Hub Small End Required Thickness due to Internal Pressure:

$$\begin{aligned}
 &= (P*(D/2+Ca))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c) (1)} \\
 &= (1446.00*(673.0000/2+3.2000))/(137.90*1.00-0.6*1446.00)+Ca \\
 &= 6.7848 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Corroded Flange ID,	Bcor = B+2*Fcor	679.400	mm.
Corroded Large Hub,	g1Cor = g1-ci	12.800	mm.
Corroded Small Hub,	g0Cor = go-ci	6.800	mm.
Code R Dimension,	R = ((C-Bcor)/2)-g1cor	29.000	mm.

Gasket Contact Width,  $N = (G_o - G_i) / 2$  13.000 mm.  
 Basic Gasket Width,  $b_o = N / 2$  6.500 mm.  
 Effective Gasket Width,  $b = C_b \text{ sqrt}(b_o)$  6.425 mm.  
 Gasket Reaction Diameter,  $G = G_o - 2 * b$  715.151 mm.

**Basic Flange and Bolt Loads:**

**Hydrostatic End Load due to Pressure [H]:**

$= 0.785 * G^2 * P_{eq}$   
 $= 0.785 * 715.1509^2 * 1446.000$   
 $= 59231.137 \text{ Kgf}$

**Contact Load on Gasket Surfaces [Hp]:**

$= 2 * b * P_i * G * m * P$   
 $= 2 * 6.4246 * 3.1416 * 715.1509 * 3.5000 * 1446.00$   
 $= 14898.882 \text{ Kgf}$

**Hydrostatic End Load at Flange ID [Hd]:**

$= 2 * b * P_i * G * m * P + 2 * l_p * b_{Part} * m_{Part} * P$   
 $= 3.1416 * 679.4000^2 * 1446.0000 / 4$   
 $= 53457.152 \text{ Kgf}$

**Pressure Force on Flange Face [Ht]:**

$= H - H_d$   
 $= 59231 - 53457$   
 $= 5773.984 \text{ Kgf}$

**Operating Bolt Load [Wm1]:**

$= \max( H + H_p + H'p, 0 )$   
 $= \max( 59231 + 14898 + 0 , 0 )$   
 $= 74130.016 \text{ Kgf}$

**Gasket Seating Bolt Load [Wm2]:**

$= y * b * P_i * G + y_{Part} * b_{Part} * l_p$   
 $= 44.82 * 6.4246 * 3.141 * 715.151 + 0.00 * 0.0000 * 0.00$   
 $= 65964.422 \text{ Kgf}$

**Required Bolt Area [Am]:**

$= \text{Maximum of } W_{m1}/S_b, W_{m2}/S_a$   
 $= \text{Maximum of } 74130 / 172 , 65964 / 172$   
 $= 42.174 \text{ cm}^2$

**Bolting Information for TEMA Imperial Thread Series (Non Mandatory):**

	Minimum	Actual	Maximum
Bolt Area, cm <sup>2</sup>	42.174	54.555	
Radial distance bet. hub and bolts	28.575	29.000	
Radial distance bet. bolts and the edge	20.637	20.500	
Circumferential spacing between bolts	44.450	85.429	114.600

**Min. Gasket Contact Width (Brownell Young) [Not an ASME Calc] [Nmin]:**

$= A_b * S_a / ( y * P_i * (G_o + G_i) )$   
 $= 54.555 * 172.38 / (44.82 * 3.14 * (728.000 + 702.00 ) )$   
 $= 4.671 \text{ mm.}$

Note: Recommended Min. Width for Sheet and Composite Gaskets per table 2-4 :

$= 25.000 \text{ mm. [Note: Exceeds actual gasket width, 13.000 ]}$

**Flange Design Bolt Load, Gasket Seating [W]:**

$= S_a * ( A_m + A_b ) / 2$   
 $= 172.38 * ( 42.1744 + 54.5547 ) / 2$   
 $= 85010.53 \text{ Kgf}$

**Gasket Load for the Operating Condition [HG]:**

$$\begin{aligned}
&= Wm1 - H \\
&= 74130 - 59231 \\
&= 14898.88 \text{ Kgf}
\end{aligned}$$

**Moment Arm Calculations:**

Distance to Gasket Load Reaction [hg]:

$$\begin{aligned}
&= (C - G) / 2 \\
&= (763.0000 - 715.1509) / 2 \\
&= 23.9246 \text{ mm.}
\end{aligned}$$

Distance to Face Pressure Reaction [ht]:

$$\begin{aligned}
&= (R + g1 + hg) / 2 \\
&= (29.0000 + 12.8000 + 23.9246) / 2 \\
&= 32.8623 \text{ mm.}
\end{aligned}$$

Distance to End Pressure Reaction [hd]:

$$\begin{aligned}
&= R + (g1 / 2) \\
&= 29.0000 + (12.8000 / 2.0) \\
&= 35.4000 \text{ mm.}
\end{aligned}$$

**Summary of Moments for Internal Pressure:**

Loading	Force	Distance	Bolt Corr	Moment
End Pressure, Md	53457.	35.4000	1.0000	1892. Kg-m.
Face Pressure, Mt	5774.	32.8623	1.0000	190. Kg-m.
Gasket Load, Mg	14899.	23.9246	1.0000	356. Kg-m.
Gasket Seating, Matm	85011.	23.9246	1.0000	2034. Kg-m.
Total Moment for Operation, Mop				2439. Kg-m.
Total Moment for Gasket seating, Matm				2034. Kg-m.

Effective Hub Length, ho = sqrt(Bcor*goCor)	67.970 mm.
Hub Ratio, h/h0 = HL / H0	0.544
Thickness Ratio, g1/g0 = (g1Cor/goCor)	1.882

**Flange Factors for Integral Flange:**

Factor F per 2-7.2	0.820
Factor V per 2-7.3	0.231
Factor f per 2-7.6	1.000
Factors from Figure 2-7.1	K = 1.183
T = 1.846	U = 12.766
Y = 11.617	Z = 5.995
d = .17393E+06 mm. <sup>3</sup>	e = 0.0121 mm. <sup>-1</sup>
Stress Factors	ALPHA = 1.615
BETA = 1.821	GAMMA = 0.875
DELTA = 0.763	Lamda = 1.638

**Longitudinal Hub Stress, Operating [SHo]:**

$$\begin{aligned}
&= (f * Mop / Bcor) / (L * g1^2) \\
&= (1.0000 * 2438 / 679.4000) / (1.6380 * 12.8000^2) \\
&= 131.16 \text{ N./mm}^2
\end{aligned}$$

**Longitudinal Hub Stress, Seating [SHa]:**

$$\begin{aligned}
&= (f * Matm / Bcor) / (L * g1^2) \\
&= (1.0000 * 2033 / 679.4000) / (1.6380 * 12.8000^2) \\
&= 109.39 \text{ N./mm}^2
\end{aligned}$$

**Radial Flange Stress, Operating [SRo]:**

$$\begin{aligned}
&= (Beta * Mop / Bcor) / (L * t^2) \\
&= (1.8206 * 2438 / 679.4000) / (1.6380 * 51.0000^2) \\
&= 15.04 \text{ N./mm}^2
\end{aligned}$$

**Radial Flange Stress, Seating [SRa]:**

$$\begin{aligned}
&= (Beta * Matm / Bcor) / (L * t^2) \\
&= (1.8206 * 2033 / 679.4000) / (1.6380 * 51.0000^2)
\end{aligned}$$

$$= 12.55 \text{ N./mm}^2$$

**Tangential Flange Stress, Operating [STo]:**

$$= ( Y * Mo / (t^2 * Bcor) ) - Z * SRO$$

$$= ( 11.6175 * 2438 / (51.0000^2 * 679.4000) ) - 5.9946 * 15$$

$$= 67.05 \text{ N./mm}^2$$

**Tangential Flange Stress, Seating [STa]:**

$$= ( y * Matm / (t^2 * Bcor) ) - Z * SRA$$

$$= ( 11.6175 * 2033 / (51.0000^2 * 679.4000) ) - 5.9946 * 12$$

$$= 55.92 \text{ N./mm}^2$$

**Average Flange Stress, Operating [SAo]:**

$$= ( SHo + \max( SRO, STo ) ) / 2$$

$$= ( 131 + \max( 15, 67 ) ) / 2$$

$$= 99.11 \text{ N./mm}^2$$

**Average Flange Stress, Seating [SAa]:**

$$= ( SHa + \max( SRA, STa ) ) / 2$$

$$= ( 109 + \max( 12, 55 ) ) / 2$$

$$= 82.66 \text{ N./mm}^2$$

**Bolt Stress, Operating [BSo]:**

$$= ( Wm1 / Ab )$$

$$= ( 74130 / 54.5547 )$$

$$= 133.26 \text{ N./mm}^2$$

**Bolt Stress, Seating [BSa]:**

$$= ( Wm2 / Ab )$$

$$= ( 65964 / 54.5547 )$$

$$= 118.58 \text{ N./mm}^2$$

Stress Computation Results:	Operating		Gasket Seating	
	Actual	Allowed	Actual	Allowed
Longitudinal Hub	131.	207.	109.	207. N./mm <sup>2</sup>
Radial Flange	15.	138.	13.	138. N./mm <sup>2</sup>
Tangential Flange	67.	138.	56.	138. N./mm <sup>2</sup>
Maximum Average	99.	138.	83.	138. N./mm <sup>2</sup>
Bolting	133.	172.	119.	172. N./mm <sup>2</sup>

Minimum Required Flange Thickness [Rigidity]	49.251 mm.
Estimated M.A.W.P. ( Operating )	1528.3 KPa.
Estimated M.A.W.P. ( Gasket Seating )	2457.4 KPa.
Estimated Finished Weight of Flange at given Thk.	68.8 kg.
Estimated Unfinished Weight of Forging at given Thk	104.8 kg.

**Flange Rigidity Based on Required Thickness [ASME]:**

**Flange Rigidity Index, Seating (rotation check) per APP. 2 [Js]:**

$$= 52.14 * Ma * Cnv\_fac * V / ( Lambda * Eamb * go^2 * ho * Ki )$$

$$= 52.14 * 2033 * 9806.636 * 0.231 / ( 1.550 * 202713 * 6.800^2 * 67.970 * 0.300 )$$

$$= 0.810 \text{ (should be } \leq 1)$$

**Flange Rigidity Index Operating (rotation check) per APP. 2 [J]:**

$$= 52.14 * Mo * Cnv\_fac * V / ( Lambda * Eop * goc^2 * ho * Ki )$$

$$= 52.14 * 2438 * 9806.636 * 0.231 / ( 1.550 * 196852 * 6.800^2 * 67.970 * 0.300 )$$

$$= 1.000 \text{ (should be } \leq 1)$$

**Flange Rigidity Based on Given Thickness [ASME]:**

**Flange Rigidity Index, Seating (rotation check) per APP. 2 [Js]:**

$$= 52.14 * Ma * Cnv\_fac * V / ( Lambda * Eamb * go^2 * ho * Ki )$$

$$= 52.14 * 2033 * 9806.636 * 0.231 / ( 1.638 * 202713 * 6.800^2 * 67.970 * 0.300 )$$

$$= 0.766 \text{ (should be } \leq 1)$$

**Flange Rigidity Index Operating (rotation check) per APP. 2 [J]:**

$$= 52.14 * Mo * Cnv\_fac * V / ( Lambda * Eop * goc^2 * ho * Ki )$$

$$= 52.14 * 2438 * 9806.636 * 0.231 / ( 1.638 * 196852 * 6.800^2 * 67.970 * 0.300 )$$

$$= 0.946 \text{ (should be } \leq 1)$$

**Minimum Design Metal Temperature Results:**

Stress Ratio = 1.000 , Temperature Reduction per Fig. UCS 66.1 = 0 C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66

-29 C

**PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]**

**Element Thickness, Pressure, Diameter and Allowable Stress :**

From	To	Int. Press + Liq. Hd KPa.	Nominal Thickness mm.	Total Corr Allowance mm.	Element Diameter mm.	Allowable Stress (SE) N./mm <sup>2</sup>
tapa chann		689.000	...	3.20000	96.0000	137.900
brida 5		689.000	...	3.20000	575.000	137.900
channel		689.000	...	3.20000	575.000	100.219
brida 4		689.000	...	3.20000	575.000	137.900
brida 3		1446.00	...	3.20000	575.000	137.900
casco		1451.67	...	3.20000	575.000	117.215
brida 2		1446.00	...	3.20000	575.000	137.900
brida 1		1446.00	...	3.20000	575.000	137.900
cil tapa c		1446.00	...	3.20000	675.000	100.219
tapa casco		1446.00	...	3.20000	675.000	100.219

**Element Required Thickness and MAWP :**

From	To	Design Pressure KPa.	M.A.W.P. Corroded KPa.	M.A.P. New & Cold KPa.	Minimum Thickness mm.	Required Thickness mm.
tapa chann		689.000	2070.93	2070.93	51.0000	29.7900
brida 5		689.000	1589.41	3090.82	40.0000	32.1056
channel		689.000	2311.73	3414.43	10.0000	5.20694
brida 4		689.000	864.721	2126.94	50.0000	35.8902
brida 3		1446.00	1814.87	3203.37	47.0000	39.5732
casco		1446.00	2698.09	3993.46	10.0000	6.82739
brida 2		1446.00	1870.44	2950.54	64.0000	55.5244
brida 1		1446.00	1528.26	2352.71	51.0000	49.2506
cil tapa c		1446.00	1976.47	2917.41	10.0000	8.15898
tapa casco		1446.00	1976.47	2960.50	10.0000	8.06236

**Summary of Heat Exchanger Maximum Allowable Working Pressures :**

Note: For ASME UHX designs, the following values include MAWPs that consider the tubesheet, tubes, tube/tubesheet joint etc. These values were determined by iteration. Review the tubesheet analysis report for more information.

Shell Side MAWP = 1144.087 KPa.  
 Shell Side MAPnc = 1465.264 KPa.  
 Channel Side MAWP = 864.721 KPa.  
 Channel Side MAPnc = 1062.186 KPa.

**Internal Pressure Calculation Results :**

**ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007 A-09**

**Cylindrical Shell From 30 To 40 SA-515 60 , UCS-66 Crv. B at 121 C**

canal

Longitudinal Joint: Spot Radiography per UW-11(b) Type 1

Required Thickness due to Internal Pressure [tr]:  
 =  $(P \cdot R) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P)$  per UG-27 (c) (1)  
 =  $(689.000 \cdot 290.7000) / (117.90 \cdot 0.85 - 0.6 \cdot 689.000)$   
 =  $2.0069 + 3.2000 = 5.2069$  mm.

Max. Allowable Working Pressure at given Thickness, corroded [MAWP]:  
 =  $(S \cdot E \cdot t) / (R + 0.6 \cdot t)$  per UG-27 (c) (1)  
 =  $(117.90 \cdot 0.85 \cdot 6.8000) / (290.7000 + 0.6 \cdot 6.8000)$   
 = 2311.729 KPa.

Maximum Allowable Pressure, New and Cold [MAPNC]:  
 =  $(S \cdot E \cdot t) / (R + 0.6 \cdot t)$  per UG-27 (c) (1)  
 =  $(117.90 \cdot 0.85 \cdot 10.0000) / (287.5000 + 0.6 \cdot 10.0000)$   
 = 3414.427 KPa.

Actual stress at given pressure and thickness, corroded [Sact]:  
 =  $(P \cdot (R + 0.6 \cdot t)) / (E \cdot t)$   
 =  $(689.000 \cdot (290.7000 + 0.6 \cdot 6.8000)) / (0.85 \cdot 6.8000)$   
 = 35.141 N./mm<sup>2</sup>

Percent Elongation per UCS-79  $(50 \cdot t_{nom} / R_f) \cdot (1 - R_f / R_o) = 1.709$  %

**Minimum Design Metal Temperature Results:**

Govrn. thk, tg = 10.000 , tr = 4.655 , c = 3.2000 mm. , E\* = 0.85  
 Stress Ratio =  $tr \cdot (E^*) / (tg - c) = 0.582$  , Temp. Reduction = 24 C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66 -29 C  
 Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1) -48 C

**Cylindrical Shell From 60 To 70 SA-516 70 , UCS-66 Crv. B at 121 C**

casco

Longitudinal Joint: Spot Radiography per UW-11(b) Type 1  
 Circumferential Joint: Spot Radiography per UW-11(a,5,b) Type 1

Required Thickness due to Internal Pressure [tr]:  
 =  $(P \cdot R) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P)$  per UG-27 (c) (1)

$$= (1451.670 \times 290.7000) / (137.90 \times 0.85 - 0.6 \times 1451.670)$$

$$= 3.6274 + 3.2000 = 6.8274 \text{ mm.}$$

**Max. Allowable Working Pressure at given Thickness, corroded [MAWP]:**  
**Less Operating Hydrostatic Head Pressure of 5.670 KPa.**

$$= (S \times E \times t) / (R + 0.6 \times t) \text{ per UG-27 (c) (1)}$$

$$= (137.90 \times 0.85 \times 6.8000) / (290.7000 + 0.6 \times 6.8000)$$

$$= 2703.764 - 5.670 = 2698.095 \text{ KPa.}$$

**Maximum Allowable Pressure, New and Cold [MAPNC]:**

$$= (S \times E \times t) / (R + 0.6 \times t) \text{ per UG-27 (c) (1)}$$

$$= (137.90 \times 0.85 \times 10.0000) / (287.5000 + 0.6 \times 10.0000)$$

$$= 3993.465 \text{ KPa.}$$

**Actual stress at given pressure and thickness, corroded [Sact]:**

$$= (P \times (R + 0.6 \times t)) / (E \times t)$$

$$= (1451.670 \times (290.7000 + 0.6 \times 6.8000)) / (0.85 \times 6.8000)$$

$$= 74.039 \text{ N./mm}^2$$

$$\text{Percent Elongation per UCS-79 } (50 \times t_{nom} / R_f) \times (1 - R_f / R_o) = 1.709 \%$$

**Minimum Design Metal Temperature Results:**

Govrn. thk, tg = 10.000 , tr = 3.820 , c = 3.2000 mm. , E\* = 0.85  
 Stress Ratio = tr \* (E\*) / (tg - c) = 0.478 , Temp. Reduction = 37 C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66 -29 C  
 Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1) -48 C

**Cylindrical Shell From 90 To 100 SA-515 60 , UCS-66 Crv. B at 121 C**

**Cilindro posterior**  
**Longitudinal Joint: Spot Radiography per UW-11(b) Type 1**

**Required Thickness due to Internal Pressure [tr]:**

$$= (P \times R) / (S \times E - 0.6 \times P) \text{ per UG-27 (c) (1)}$$

$$= (1446.000 \times 340.7000) / (117.90 \times 0.85 - 0.6 \times 1446.000)$$

$$= 4.9590 + 3.2000 = 8.1590 \text{ mm.}$$

**Max. Allowable Working Pressure at given Thickness, corroded [MAWP]:**

$$= (S \times E \times t) / (R + 0.6 \times t) \text{ per UG-27 (c) (1)}$$

$$= (117.90 \times 0.85 \times 6.8000) / (340.7000 + 0.6 \times 6.8000)$$

$$= 1976.473 \text{ KPa.}$$

**Maximum Allowable Pressure, New and Cold [MAPNC]:**

$$= (S \times E \times t) / (R + 0.6 \times t) \text{ per UG-27 (c) (1)}$$

$$= (117.90 \times 0.85 \times 10.0000) / (337.5000 + 0.6 \times 10.0000)$$

$$= 2917.409 \text{ KPa.}$$

**Actual stress at given pressure and thickness, corroded [Sact]:**

$$= (P \times (R + 0.6 \times t)) / (E \times t)$$

$$= (1446.000 \times (340.7000 + 0.6 \times 6.8000)) / (0.85 \times 6.8000)$$

$$= 86.260 \text{ N./mm}^2$$

$$\text{Percent Elongation per UCS-79 } (50 \times t_{nom} / R_f) \times (1 - R_f / R_o) = 1.460 \%$$

**Minimum Design Metal Temperature Results:**

Govrn. thk, tg = 10.000 , tr = 5.244 , c = 3.2000 mm. , E\* = 0.85  
 Stress Ratio = tr \* (E\*) / (tg - c) = 0.655 , Temp. Reduction = 19 C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66 -29 C  
 Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1) -48 C

**Elliptical Head From 100 To 110 SA-515 60 , UCS-66 Crv. B at 121 C**

tapa casco

Longitudinal Joint: Spot Radiography per UW-11(b) Type 1

Required Thickness due to Internal Pressure [tr]:

$$= (P \cdot D \cdot K_{cor}) / (2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P) \text{ Appendix 1-4 (c)}$$

$$= (1446.000 \cdot 681.4000 \cdot 0.988) / (2 \cdot 117.90 \cdot 0.85 - 0.2 \cdot 1446.000)$$

$$= 4.8624 + 3.2000 = 8.0624 \text{ mm.}$$

Max. Allowable Working Pressure at given Thickness, corroded [MAWP]:

$$= (2 \cdot S \cdot E \cdot t) / (K_{cor} \cdot D + 0.2 \cdot t) \text{ per Appendix 1-4 (c)}$$

$$= (2 \cdot 117.90 \cdot 0.85 \cdot 6.8000) / (0.988 \cdot 681.4000 + 0.2 \cdot 6.8000)$$

$$= 2021.066 \text{ KPa.}$$

Maximum Allowable Pressure, New and Cold [MAPNC]:

$$= (2 \cdot S \cdot E \cdot t) / (K \cdot D + 0.2 \cdot t) \text{ per Appendix 1-4 (c)}$$

$$= (2 \cdot 117.90 \cdot 0.85 \cdot 10.0000) / (1.000 \cdot 675.0000 + 0.2 \cdot 10.0000)$$

$$= 2960.502 \text{ KPa.}$$

Actual stress at given pressure and thickness, corroded [Sact]:

$$= (P \cdot (K_{cor} \cdot D + 0.2 \cdot t)) / (2 \cdot E \cdot t)$$

$$= (1446.000 \cdot (0.988 \cdot 681.4000 + 0.2 \cdot 6.8000)) / (2 \cdot 0.85 \cdot 6.8000)$$

$$= 84.356 \text{ N./mm}^2$$

Straight Flange Required Thickness:

$$= (P \cdot R) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P) + c \text{ per UG-27 (c) (1)}$$

$$= (1446.000 \cdot 340.7000) / (117.90 \cdot 0.85 - 0.6 \cdot 1446.000) + 3.200$$

$$= 8.159 \text{ mm.}$$

Straight Flange Maximum Allowable Working Pressure:

$$= (S \cdot E \cdot t) / (R + 0.6 \cdot t) \text{ per UG-27 (c) (1)}$$

$$= (117.90 \cdot 0.85 \cdot 6.8000) / (340.7000 + 0.6 \cdot 6.8000)$$

$$= 1976.473 \text{ KPa.}$$

Factor K, corroded condition [Kcor]:

$$= (2 + (\text{Inside Diameter} / (2 \cdot \text{Inside Head Depth}))^2) / 6$$

$$= (2 + (681.400 / (2 \cdot 171.950))^2) / 6$$

$$= 0.987651$$

Percent Elong. per UCS-79, VIII-1-01-57  $(75 \cdot t_{nom} / R_f) \cdot (1 - R_f / R_o) = 6.263 \%$

Note: Please Check Requirements of UCS-79 as Elongation is > 5%.

**MDMT Calculations in the Knuckle Portion:**

Govrn. thk, tg = 10.000 , tr = 5.139 , c = 3.2000 mm. , E\* = 0.85  
 Stress Ratio = tr \* (E\*) / (tg - c) = 0.642 , Temp. Reduction = 20 C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66 -29 C  
 Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1) -48 C

**MDMT Calculations in the Head Straight Flange:**

Govrn. thk, tg = 10.000 , tr = 5.244 , c = 3.2000 mm. , E\* = 0.85  
 Stress Ratio = tr \* (E\*) / (tg - c) = 0.655 , Temp. Reduction = 19 C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66 -29 C  
 Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1) -48 C

Note: Heads and Shells Exempted to -20F (-29C) by paragraph UG-20F

**Hydrostatic Test Pressure Results:**

**Exchanger Shell Side Hydrostatic Test Pressures:**

Pressure per UG99b = 1.3 \* M.A.W.P. \* Sa/S 1487.313 KPa.  
 Pressure per UG99b[34] = 1.3 \* Design Pres \* Sa/S 1879.800 KPa.  
 Pressure per UG99c = 1.3 \* M.A.P. - Head(Hyd) 1904.843 KPa.  
 Pressure per UG100 = 1.1 \* M.A.W.P. \* Sa/S 1258.496 KPa.  
 Pressure per PED = 1.43 \* MAWP 1636.044 KPa.

**Exchanger Channel Side Hydrostatic Test Pressures:**

Pressure per UG99b = 1.3 \* M.A.W.P. \* Sa/S 1124.137 KPa.  
 Pressure per UG99b[34] = 1.3 \* Design Pres \* Sa/S 895.700 KPa.  
 Pressure per UG99c = 1.3 \* M.A.P. - Head(Hyd) 1380.841 KPa.  
 Pressure per UG100 = 1.1 \* M.A.W.P. \* Sa/S 951.193 KPa.  
 Pressure per PED = 1.43 \* MAWP 1236.551 KPa.

**Horizontal Test performed per: 1.43 \* MAWP**

**Stresses on Elements due to Hydrostatic Test Pressure:**

From To	Stress	Allowable	Ratio	Pressure
channel	42.9	153.3	0.280	1242.19
casco	56.7	179.3	0.316	1641.68
cil tapa casco	66.4	153.3	0.433	1642.66
tapa casco	65.4	153.3	0.427	1642.66

Elements Suitable for Internal Pressure.

PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]

**External Pressure Calculation Results :**

**ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007 A-09**

**Cylindrical Shell From 30 to 40 Ext. Chart: CS-2 at 20 C**

canal

Elastic Modulus from Chart: CS-2 at 20 C : 0.19994E+09 KPa.

Results for Maximum Allowable External Pressure (MAEP):

Tca	OD	SLEN	D/t	L/D	Factor A	B
6.800	595.00	288.00	87.50	0.4840	0.0036642	115.21

EMAP = (4\*B) / (3\*(D/t)) = (4\*115.2063) / (3\*87.5000) = 1755.4229 KPa.

Results for Required Thickness (Tca):

Tca	OD	SLEN	D/t	L/D	Factor A	B
1.412	595.00	288.00	421.26	0.4840	0.0003268	32.68

$$EMAP = (4*B)/(3*(D/t)) = (4*32.6776)/(3*421.2597) = 103.4223 \text{ KPa.}$$

**Results for Maximum Stiffened Length (Slen):**

Tca	OD	SLEN	D/t	L/D	Factor A	B
6.800	595.00	0.56E+17	87.50	.5000E+02	0.0001462	14.62

$$EMAP = (4*B)/(3*(D/t)) = (4*14.6210)/(3*87.5000) = 222.7833 \text{ KPa.}$$

**Cylindrical Shell From 60 to 70 Ext. Chart: CS-2 at 20 C**

**casco**

Elastic Modulus from Chart: CS-2 at 20 C : 0.19994E+09 KPa.

**Results for Maximum Allowable External Pressure (MAEP):**

Tca	OD	SLEN	D/t	L/D	Factor A	B
6.800	595.00	4505.00	87.50	7.5714	0.0001886	18.85

$$EMAP = (4*B)/(3*(D/t)) = (4*18.8524)/(3*87.5000) = 287.2579 \text{ KPa.}$$

**Results for Required Thickness (Tca):**

Tca	OD	SLEN	D/t	L/D	Factor A	B
4.525	595.00	4505.00	131.49	7.5714	0.0001020	10.20

$$EMAP = (4*B)/(3*(D/t)) = (4*10.1998)/(3*131.4899) = 103.4224 \text{ KPa.}$$

**Results for Maximum Stiffened Length (Slen):**

Tca	OD	SLEN	D/t	L/D	Factor A	B
6.800	595.00	0.24E+18	87.50	.5000E+02	0.0001462	14.62

$$EMAP = (4*B)/(3*(D/t)) = (4*14.6210)/(3*87.5000) = 222.7833 \text{ KPa.}$$

**Cylindrical Shell From 90 to 100 Ext. Chart: CS-2 at 20 C**

**Cilindro posterior**

Elastic Modulus from Chart: CS-2 at 20 C : 0.19994E+09 KPa.

**Results for Maximum Allowable External Pressure (MAEP):**

Tca	OD	SLEN	D/t	L/D	Factor A	B
6.800	695.00	292.25	102.21	0.4205	0.0033387	113.73

$$EMAP = (4*B)/(3*(D/t)) = (4*113.7303)/(3*102.2059) = 1483.5896 \text{ KPa.}$$

**Results for Required Thickness (Tca):**

Tca	OD	SLEN	D/t	L/D	Factor A	B
1.553	695.00	292.25	447.38	0.4205	0.0003471	34.70

$$EMAP = (4*B)/(3*(D/t)) = (4*34.7046)/(3*447.3835) = 103.4239 \text{ KPa.}$$

**Results for Maximum Stiffened Length (Slen):**

Tca	OD	SLEN	D/t	L/D	Factor A	B
6.800	695.00	0.26E+10	102.21	.5000E+02	0.0001059	10.59

$$EMAP = (4*B)/(3*(D/t)) = (4*10.5881)/(3*102.2059) = 138.1192 \text{ KPa.}$$

**Elliptical Head From 100 to 110 Ext. Chart: CS-2 at 20 C**

**tapa casco**

Elastic Modulus from Chart: CS-2 at 20 C : 0.19994E+09 KPa.

**Results for Maximum Allowable External Pressure (MAEP):**

Tca	OD	D/t	Factor A	B
6.800	695.00	102.21	0.0013589	94.17

$$EMAP = B/(K0*D/t) = 94.1702/(0.9000*102.2059) = 1023.6930 \text{ KPa.}$$

**Results for Required Thickness (Tca):**

Tca	OD	D/t	Factor A	B
1.800	695.00	386.22	0.0003596	35.95

EMAP = B/(K0\*D/t) = 35.9532 / (0.9000 \* 386.2177 ) = 103.4279 KPa.

**External Pressure Calculations**

From	To	Section Length mm.	Outside Diameter mm.	Corroded Thickness mm.	Factor A	Factor B N./mm <sup>2</sup>
10	20	No Calc	0.00000	47.8000	No Calc	No Calc
20	30	No Calc	0.00000	36.8000	No Calc	No Calc
30	40	288.000	595.000	6.80000	0.0036642	115.206
40	50	No Calc	0.00000	46.8000	No Calc	No Calc
50	60	No Calc	0.00000	43.8000	No Calc	No Calc
60	70	4505.00	595.000	6.80000	0.00018857	18.8524
70	80	No Calc	0.00000	60.8000	No Calc	No Calc
80	90	No Calc	0.00000	47.8000	No Calc	No Calc
90	100	292.250	695.000	6.80000	0.0033387	113.730
100	110	No Calc	695.000	6.80000	0.0013589	94.1702

**External Pressure Calculations**

From	To	External Actual T. mm.	External Required T. mm.	External Des. Press. KPa.	External M.A.W.P. KPa.
10	20	51.0000	22.9870	103.419	No Calc
20	30	40.0000	32.1056	103.419	No Calc
30	40	10.0000	4.61243	103.419	1755.42
40	50	50.0000	34.0106	103.419	No Calc
50	60	47.0000	29.9974	103.419	No Calc
60	70	10.0000	7.72506	103.419	287.258
70	80	64.0000	29.2608	103.419	No Calc
80	90	51.0000	40.6908	103.419	No Calc
90	100	10.0000	4.75348	103.419	1483.59
100	110	10.0000	4.99950	103.419	1023.69
Minimum					287.258

**External Pressure Calculations**

From	To	Actual Len. Bet. Stiff. mm.	Allow. Len. Bet. Stiff. mm.	Ring Inertia Required cm**4	Ring Inertia Available cm**4
10	20	No Calc	No Calc	No Calc	No Calc
20	30	No Calc	No Calc	No Calc	No Calc
30	40	288.000	56.27E+15	No Calc	No Calc
40	50	No Calc	No Calc	No Calc	No Calc
50	60	No Calc	No Calc	No Calc	No Calc
60	70	4505.00	238.7E+15	No Calc	No Calc
70	80	No Calc	No Calc	No Calc	No Calc
80	90	No Calc	No Calc	No Calc	No Calc
90	100	292.250	2.599E+09	No Calc	No Calc
100	110	No Calc	No Calc	No Calc	No Calc

Elements Suitable for External Pressure.

PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]

**Element and Detail Weights**

From	To	Element Metal Wgt. kg.	Element ID Volume cm <sup>3</sup>	Corroded Metal Wgt. kg.	Corroded ID Volume cm <sup>3</sup>	Extra due Misc %
10	20	155.512	0.00000	155.512	0.00000	0.00000
20	30	46.0258	18412.9	42.8384	18587.3	0.00000
30	40	41.4626	74799.0	28.3488	76473.4	0.00000
40	50	57.4541	21327.9	53.7658	21508.1	0.00000
50	60	54.9211	21310.5	51.2328	21508.1	0.00000
60	70	648.573	1.170E+06	443.442	1.196E+06	0.00000
70	80	132.665	27642.6	127.884	27880.9	0.00000
80	90	68.8318	31656.6	64.1457	31908.1	0.00000
90	100	33.7154	71582.2	23.0335	72946.1	0.00000
100	110	50.0614	53149.8	34.0418	54551.5	0.00000
Total		1289	1489914.62	1024	1521587.88	0

**Weight of Details**

From	Type	Weight of Detail kg.	X Offset, Dtl. Cent. mm.	Y Offset, Dtl. Cent. mm.	Description
30	Noz1	18.4999	144.000	360.665	Noz N1 Fr30
30	Noz1	18.4999	144.000	360.665	Noz N2 Fr30
60	Liqd	1169.73	2252.50	0.00000	WATER
60	Noz1	24.8652	4334.00	357.363	Noz N1 Fr60
60	Noz1	24.8652	164.000	357.363	Noz N2 Fr60
40	FTsh	57.4906	122.350	0.00000	placa tubular
40	Tube	1238.73	2525.85	0.00000	
40	FlTs	36.2188	4964.35	0.00000	
40	FlHd	37.7295	4991.85	0.00000	

**Total Weight of Each Detail Type**

Total Weight of Liquid	1169.7
Total Weight of Nozzles	86.7
Total Weight of Exchanger Components	1370.2
-----	
Sum of the Detail Weights	2626.6 kg.

**Weight Summary**

Fabricated Wt.	- Bare Weight W/O Removable Internals	2746.1 kg.
Shop Test Wt.	- Fabricated Weight + Water ( Full )	4235.1 kg.
Shipping Wt.	- Fab. Wt + Rem. Intls.+ Shipping App.	2746.1 kg.
Erected Wt.	- Fab. Wt + Rem. Intls.+ Insul. (etc)	2746.1 kg.
Ope. Wt. no Liq	- Fab. Wt + Intls. + Details + Wghts.	2746.1 kg.
Operating Wt.	- Empty Wt. + Operating Liquid (No CA)	3915.9 kg.
Oper. Wt. + CA	- Corr Wt. + Operating Liquid	3650.9 kg.
Field Test Wt.	- Empty Weight + Water (Full)	4235.1 kg.

Note: The Corroded Weight and thickness are used in the Horizontal Vessel Analysis (Ope Case) and Earthquake Load Calculations.

**Outside Surface Areas of Elements**

From	To	Surface Area cm <sup>2</sup>
10	20	5020.52
20	30	2750.71
30	40	5383.43
40	50	3018.12
50	60	3008.79
60	70	84209.6
70	80	4883.75
80	90	3627.31
90	100	4366.81
100	110	6021.95
Total		122291.023 cm <sup>2</sup>

PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]

**Nozzle Flange MAWP Results :**

Nozzle Description	Operating KPa.	Flange Rating Ambient KPa.	Temperature C	Class	Grade Group
Noz N1 Fr30	1689.2	1965.0	121	150	GR 1.1
Noz N2 Fr30	1689.2	1965.0	121	150	GR 1.1
Noz N1 Fr60	4602.2	5102.0	121	300	GR 1.1
Noz N2 Fr60	4602.2	5102.0	121	300	GR 1.1

**Shellside Flange Rating**

Lowest Flange Pressure Rating was (Ope)[ShellSide]: 4602.180 KPa.  
 Lowest Flange Pressure Rating was (Amb)[ShellSide]: 5102.004 KPa.

**Channelside Flange Rating**

Lowest Flange Pressure Rating was (Ope)[TubeSide ]: 1689.219 KPa.  
 Lowest Flange Pressure Rating was (Amb)[TubeSide ]: 1964.961 KPa.

Note: ANSI Ratings are per ANSI/ASME B16.5 2003 Edition

PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]

**Shop/Field Installation Options :**

Note : The CG is computed from the first Element From Node

Center of Gravity of Liquid 2823.5 mm.  
 Center of Gravity of Nozzles 1730.0 mm.

Center of Gravity of Bare Shell New and Cold	2641.42 mm.
Center of Gravity of Bare Shell Corroded	2561.03 mm.
Vessel CG in the Operating Condition	2664.04 mm.
Vessel CG in the Fabricated (Shop/Empty) Condition	2583.97 mm.

**PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]**

**INPUT VALUES, Nozzle Description: Noz N1 Fr30 From : 30**

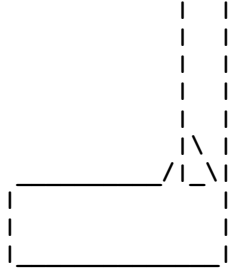
Pressure for Reinforcement Calculations	P	689.000	KPa.
Temperature for Internal Pressure	Temp	121	C
Design External Pressure	Pext	103.42	KPa.
Temperature for External Pressure	Tempex	20	C
Shell Material		SA-515	60
Shell Allowable Stress at Temperature	S	117.90	N./mm <sup>2</sup>
Shell Allowable Stress At Ambient	Sa	117.90	N./mm <sup>2</sup>
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	575.00	mm.
Design Length of Section	L	288.0000	mm.
Shell Finished (Minimum) Thickness	t	10.0000	mm.
Shell Internal Corrosion Allowance	c	3.2000	mm.
Shell External Corrosion Allowance	co	0.0000	mm.
Distance from Bottom/Left Tangent		265.0000	mm.
User Entered Minimum Design Metal Temperature		-28.89	C

**Type of Element Connected to the Shell : Nozzle**

Material		SA-106 B	
Material UNS Number		K03006	
Material Specification/Type		Smls. pipe	
Allowable Stress at Temperature	Sn	117.90	N./mm <sup>2</sup>
Allowable Stress At Ambient	Sna	117.90	N./mm <sup>2</sup>
Diameter Basis (for tr calc only)		ID	
Layout Angle		90.00	deg
Diameter		6.0000	in.
Size and Thickness Basis		Nominal	
Nominal Thickness	tn	XS	
Flange Material		SA-105	
Flange Type		Weld Neck Flange	
Corrosion Allowance	can	3.2000	mm.
Joint Efficiency of Shell Seam at Nozzle	E1	1.00	
Joint Efficiency of Nozzle Neck	En	1.00	
Outside Projection	ho	227.1000	mm.
Weld leg size between Nozzle and Pad/Shell	Wo	9.5250	mm.
Groove weld depth between Nozzle and Vessel	Wgnv	10.0000	mm.
ASME Code Weld Type per UW-16		None	
Class of attached Flange		150	
Grade of attached Flange		GR 1.1	

The Pressure Design option was Design Pressure + static head.

**Nozzle Sketch (may not represent actual weld type/configuration)**



**Abutting Nozzle No Pad**

**Reinforcement CALCULATION, Description: Noz N1 Fr30**

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007, A-09 UG-37 to UG-45

Actual Inside Diameter Used in Calculation 5.761 in.  
 Actual Thickness Used in Calculation 0.432 in.

Nozzle input data check completed without errors.

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Int. Press]  
 =  $(P \cdot R) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P)$  per UG-27 (c) (1)  
 =  $(689.00 \cdot 290.7000) / (117 \cdot 1.00 - 0.6 \cdot 689.00)$   
 = 1.7048 mm.

Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Int. Press]  
 =  $(P \cdot R) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P)$  per UG-27 (c) (1)  
 =  $(689.00 \cdot 76.36) / (117 \cdot 1.00 - 0.6 \cdot 689.00)$   
 = 0.4478 mm.

Required Nozzle thickness under External Pressure per UG-28 : 0.6111 mm.

**UG-40, Limits of Reinforcement : [Int. Press]**

Parallel to Vessel Wall (Diameter Limit)	D1	305.4588	mm.
Parallel to Vessel Wall, opening length	d	152.7294	mm.
Normal to Vessel Wall (Thickness Limit), no pad	Tlnp	17.0000	mm.

Weld Strength Reduction Factor [fr1]:  
 = 1.000

Weld Strength Reduction Factor [fr2]:  
 =  $\min(1, S_n/S)$   
 =  $\min(1, 117.9 / 117.9)$   
 = 1.000

Weld Strength Reduction Factor [fr3]:  
 =  $\min(fr2, fr4)$   
 =  $\min(1.0, 1.0)$   
 = 1.000

**Results of Nozzle Reinforcement Area Calculations:**

AREA AVAILABLE, A1 to A5	Design	External	Mapnc
Area Required	Ar	2.604	1.079 NA cm <sup>2</sup>

Area in Shell	A1	7.782	8.228	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Nozzle Wall	A2	2.490	2.435	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Inward Nozzle	A3	0.000	0.000	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Welds	A41+A42+A43	0.907	0.907	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Element	A5	0.000	0.000	NA	cm <sup>2</sup>
TOTAL AREA AVAILABLE	Atot	11.180	11.571	NA	cm <sup>2</sup>

**The Internal Pressure Case Governs the Analysis.**

Nozzle Angle Used in Area Calculations 90.00 Degs.

**The area available without a pad is Sufficient.**

**Area Required [A]:**

$$\begin{aligned}
 &= ( d * tr * F + 2 * tn * tr * F * (1 - fr1) ) \text{ UG-37(c)} \\
 &= ( 152.7294 * 1.7048 * 1.0 + 2 * 7.7728 * 1.7048 * 1.0 * (1 - 1.00) ) \\
 &= 2.604 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

**Reinforcement Areas per Figure UG-37.1**

**Area Available in Shell [A1]:**

$$\begin{aligned}
 &= d ( E1 * t - F * tr ) - 2 * tn ( E1 * t - F * tr ) * ( 1 - fr1 ) \\
 &= 152.729 ( 1.00 * 6.8000 - 1.0 * 1.705 ) - 2 * 7.773 \\
 &\quad ( 1.00 * 6.8000 - 1.0 * 1.7048 ) * ( 1 - 1.000 ) \\
 &= 7.782 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

**Area Available in Nozzle Projecting Outward [A2]:**

$$\begin{aligned}
 &= ( 2 * tlnp ) * ( tn - trn ) * fr2 \\
 &= ( 2 * 17.00 ) * ( 7.77 - 0.45 ) * 1.0000 ) \\
 &= 2.490 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

**Area Available in Inward Weld + Outward Weld [A41 + A43]:**

$$\begin{aligned}
 &= Wo^2 * fr2 + ( Wi - can / 0.707 )^2 * fr2 \\
 &= 9.5250^2 * 1.0000 + ( 0.0000 )^2 * 1.0000 \\
 &= 0.907 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

**UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement: [Int. Press.]**

Wall Thickness per UG45(a), tra = 3.8111 mm.  
 Wall Thickness per UG16(b), tr16b = 4.7000 mm.  
 Wall Thickness per UG45(b)(1), trb1 = 4.9048 mm.  
 Wall Thickness per UG45(b)(2), trb2 = 3.4551 mm.  
 Wall Thickness per UG45(b)(3), trb3 = Max(trb1, trb2, tr16b) = 4.9048 mm.  
 Std. Wall Pipe per UG45(b)(4), trb4 = 9.4230 mm.  
 Wall Thickness per UG45(b), trb = Min(trb3, trb4) = 4.9048 mm.

Final Required Thickness, tr45 = Max(tra, trb) = 4.9048 mm.  
 Available Nozzle Neck Thickness = .875 \* 10.9728 = 9.6012 mm. --> OK

**Nozzle Junction Minimum Design Metal Temperature (MDMT) Calculations:**

**MDMT of the Nozzle Neck to Flange Weld,**

**Curve: B**

Govrn. thk, tg = 9.601 , tr = 0.448 , c = 3.2000 mm. , E\* = 1.00  
 Stress Ratio = tr \* (E\*) / (tg - c) = 0.070 , Temp. Reduction = 78 C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66 -29 C  
 Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1) -104 C

**MDMT of Nozzle-Shell/Head Weld for the Nozzle (UCS-66(a)1(b)),**

**Curve: B**

Govrn. thk, tg = 9.601 , tr = 0.448 , c = 3.2000 mm. , E\* = 1.00

Stress Ratio =  $tr * (E^*) / (tg - c) = 0.070$  , Temp. Reduction = 78 C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66 -29 C  
Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1) -104 C  
Governing MDMT of all the sub-joints of this Junction : -104 C

**ANSI Flange MDMT including Temperature reduction per UCS-66.1:**

Unadjusted MDMT of ANSI B16.5/47 flanges per UCS-66(c) -29 C  
Flange MDMT with Temp reduction per UCS-66(b)(1)(b) -48 C  
Flange MDMT with Temp reduction per UCS-66(b)(1)(c) -104 C

Where the Stress Reduction Ratio per UCS-66(b)(1)(b) is :

Design Pressure/Ambient Rating =  $689.00/1964.96 = 0.351$

*Note: Using the minimum value from (b)(1)(b) and (b)(1)(c) above as the calculated nozzle flange MDMT.*

Weld Size Calculations, Description: Noz N1 Fr30

Intermediate Calc. for nozzle/shell Welds Tmin 6.8000 mm.

**Results Per UW-16.1:**

	Required Thickness	Actual Thickness
Nozzle Weld	$4.7600 = 0.7 * tmin.$	$6.7342 = 0.7 * Wo$ mm.

**Weld Strength and Weld Loads per UG-41.1, Sketch (a) or (b)**

Weld Load [W]:

$= ( Ar - A1 ) * Sv$   
 $= ( 2.6038 - 7.7818 ) * 117$   
 $= 0.00$  Kgf

Note: F is always set to 1.0 throughout the calculation.

Weld Load [W1]:

$= (A2+A5+A4 - (Wi-Can/.707)^2 * fr2) * Sv$   
 $= ( 2.4905 + 0.0000 + 0.9073 - 0.0000 * 1.00 ) * 117$   
 $= 4085.00$  Kgf

**Strength of Connection Elements for Failure Path Analysis**

Shear, Outward Nozzle Weld [Sonw]:

$= (pi/2) * Dlo * Wo * 0.49 * Snw$   
 $= ( 3.1416 / 2.0 ) * 168.2750 * 9.5250 * 0.49 * 117$   
 $= 14832.$  Kgf

Shear, Nozzle Groove Weld [Sngw]:

$= (pi/2) * (Dlr+Wgnva) * (Wgnva-Can) * 0.60 * Sng$   
 $= (3.14 / 2) * (152.729 + 10.000) * (10.000 - 3.2000) * 0.6 * 117$   
 $= 12539.$  Kgf

**Strength of Failure Paths:**

PATH11 = ( SONW + SNGW ) = ( 14832 + 12538 ) = 27370 Kgf

**Summary of Failure Path Calculations:**

Path 1-1 = 27370 Kgf, must exceed W = 0 Kgf or W1 = 4084 Kgf

**Maximum Allowable Pressure for this Nozzle at this Location:**

Converged Max. Allow. Pressure in Operating case	1781.399	KPa.
Nozzle is O.K. for the External Pressure	103.419	KPa.

The Drop for this Nozzle is : 12.5870 mm.

The Cut Length for this Nozzle is, Drop + Ho + H + T : 249.6871 mm.

**PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]**

**INPUT VALUES, Nozzle Description: Noz N2 Fr30 From : 30**

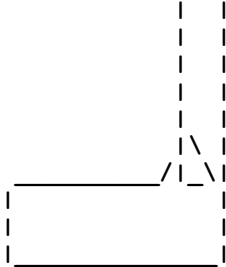
Pressure for Reinforcement Calculations	P	689.000	KPa.
Temperature for Internal Pressure	Temp	121	C
Design External Pressure	Pext	103.42	KPa.
Temperature for External Pressure	Tempex	20	C
Shell Material		SA-515	60
Shell Allowable Stress at Temperature	S	117.90	N./mm <sup>2</sup>
Shell Allowable Stress At Ambient	Sa	117.90	N./mm <sup>2</sup>
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	575.00	mm.
Design Length of Section	L	288.0000	mm.
Shell Finished (Minimum) Thickness	t	10.0000	mm.
Shell Internal Corrosion Allowance	c	3.2000	mm.
Shell External Corrosion Allowance	co	0.0000	mm.
Distance from Bottom/Left Tangent		265.0000	mm.
User Entered Minimum Design Metal Temperature		-28.89	C

**Type of Element Connected to the Shell : Nozzle**

Material		SA-106	B
Material UNS Number		K03006	
Material Specification/Type		Smls. pipe	
Allowable Stress at Temperature	Sn	117.90	N./mm <sup>2</sup>
Allowable Stress At Ambient	Sna	117.90	N./mm <sup>2</sup>
Diameter Basis (for tr calc only)		ID	
Layout Angle		270.00	deg
Diameter		6.0000	in.
Size and Thickness Basis		Nominal	
Nominal Thickness	tn	XS	
Flange Material		SA-105	
Flange Type		Weld Neck Flange	
Corrosion Allowance	can	3.2000	mm.
Joint Efficiency of Shell Seam at Nozzle	E1	1.00	
Joint Efficiency of Nozzle Neck	En	1.00	
Outside Projection	ho	227.1000	mm.
Weld leg size between Nozzle and Pad/Shell	Wo	9.5250	mm.
Groove weld depth between Nozzle and Vessel	Wgnv	10.0000	mm.
ASME Code Weld Type per UW-16		None	
Class of attached Flange		150	

The Pressure Design option was Design Pressure + static head.

**Nozzle Sketch (may not represent actual weld type/configuration)**



**Abutting Nozzle No Pad**

**Reinforcement CALCULATION, Description: Noz N2 Fr30**

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007, A-09 UG-37 to UG-45

Actual Inside Diameter Used in Calculation	5.761 in.
Actual Thickness Used in Calculation	0.432 in.

Nozzle input data check completed without errors.

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Int. Press]  
 =  $(P \cdot R) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P)$  per UG-27 (c) (1)  
 =  $(689.00 \cdot 290.7000) / (117 \cdot 1.00 - 0.6 \cdot 689.00)$   
 = 1.7048 mm.

Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Int. Press]  
 =  $(P \cdot R) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P)$  per UG-27 (c) (1)  
 =  $(689.00 \cdot 76.36) / (117 \cdot 1.00 - 0.6 \cdot 689.00)$   
 = 0.4478 mm.

Required Nozzle thickness under External Pressure per UG-28 : 0.6111 mm.

**UG-40, Limits of Reinforcement : [Int. Press]**

Parallel to Vessel Wall (Diameter Limit)	D1	305.4588 mm.
Parallel to Vessel Wall, opening length	d	152.7294 mm.
Normal to Vessel Wall (Thickness Limit), no pad	Tlnp	17.0000 mm.

Weld Strength Reduction Factor [fr1]:  
 = 1.000

Weld Strength Reduction Factor [fr2]:  
 =  $\min(1, S_n/S)$   
 =  $\min(1, 117.9 / 117.9)$   
 = 1.000

Weld Strength Reduction Factor [fr3]:  
 =  $\min(fr2, fr4)$   
 =  $\min(1.0, 1.0)$   
 = 1.000

**Results of Nozzle Reinforcement Area Calculations:**

AREA AVAILABLE, A1 to A5	Design	External	Mapnc
--------------------------	--------	----------	-------

Area Required	Ar	2.604	1.079	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Shell	A1	7.782	8.228	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Nozzle Wall	A2	2.490	2.435	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Inward Nozzle	A3	0.000	0.000	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Welds	A41+A42+A43	0.907	0.907	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Element	A5	0.000	0.000	NA	cm <sup>2</sup>
TOTAL AREA AVAILABLE	Atot	11.180	11.571	NA	cm <sup>2</sup>

**The Internal Pressure Case Governs the Analysis.**

Nozzle Angle Used in Area Calculations 90.00 Degs.

**The area available without a pad is Sufficient.**

**Area Required [A]:**

$$\begin{aligned}
 &= ( d * tr * F + 2 * tn * tr * F * (1 - fr1) ) \text{ UG-37(c)} \\
 &= (152.7294 * 1.7048 * 1.0 + 2 * 7.7728 * 1.7048 * 1.0 * (1 - 1.00)) \\
 &= 2.604 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

**Reinforcement Areas per Figure UG-37.1**

**Area Available in Shell [A1]:**

$$\begin{aligned}
 &= d ( E1 * t - F * tr ) - 2 * tn ( E1 * t - F * tr ) * ( 1 - fr1 ) \\
 &= 152.729 ( 1.00 * 6.8000 - 1.0 * 1.705 ) - 2 * 7.773 \\
 &\quad ( 1.00 * 6.8000 - 1.0 * 1.7048 ) * ( 1 - 1.000 ) \\
 &= 7.782 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

**Area Available in Nozzle Projecting Outward [A2]:**

$$\begin{aligned}
 &= ( 2 * tlnp ) * ( tn - trn ) * fr2 \\
 &= ( 2 * 17.00 ) * ( 7.77 - 0.45 ) * 1.0000 ) \\
 &= 2.490 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

**Area Available in Inward Weld + Outward Weld [A41 + A43]:**

$$\begin{aligned}
 &= Wo^2 * fr2 + ( Wi - can / 0.707 )^2 * fr2 \\
 &= 9.5250^2 * 1.0000 + ( 0.0000 )^2 * 1.0000 \\
 &= 0.907 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

**UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement: [Int. Press.]**

Wall Thickness per UG45(a), tra = 3.8111 mm.  
 Wall Thickness per UG16(b), tr16b = 4.7000 mm.  
 Wall Thickness per UG45(b)(1), trb1 = 4.9048 mm.  
 Wall Thickness per UG45(b)(2), trb2 = 3.4551 mm.  
 Wall Thickness per UG45(b)(3), trb3 = Max(trb1, trb2, tr16b) = 4.9048 mm.  
 Std. Wall Pipe per UG45(b)(4), trb4 = 9.4230 mm.  
 Wall Thickness per UG45(b), trb = Min(trb3, trb4) = 4.9048 mm.

Final Required Thickness, tr45 = Max(tra, trb) = 4.9048 mm.  
 Available Nozzle Neck Thickness = .875 \* 10.9728 = 9.6012 mm. --> OK

**Nozzle Junction Minimum Design Metal Temperature (MDMT) Calculations:**

**MDMT of the Nozzle Neck to Flange Weld,**

**Curve: B**

Govrn. thk, tg = 9.601 , tr = 0.448 , c = 3.2000 mm. , E\* = 1.00  
 Stress Ratio = tr \* (E\*) / (tg - c) = 0.070 , Temp. Reduction = 78 C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66 -29 C  
 Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1) -104 C

**MDMT of Nozzle-Shell/Head Weld for the Nozzle (UCS-66(a)1(b)),**

**Curve: B**

Govrn. thk,  $t_g = 9.601$  ,  $t_r = 0.448$  ,  $c = 3.2000$  mm. ,  $E^* = 1.00$   
 Stress Ratio =  $t_r * (E^*) / (t_g - c) = 0.070$  , Temp. Reduction = 78 C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66 -29 C  
 Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1) -104 C

Governing MDMT of all the sub-joints of this Junction : -104 C

**ANSI Flange MDMT including Temperature reduction per UCS-66.1:**

Unadjusted MDMT of ANSI B16.5/47 flanges per UCS-66(c) -29 C  
 Flange MDMT with Temp reduction per UCS-66(b)(1)(b) -48 C  
 Flange MDMT with Temp reduction per UCS-66(b)(1)(c) -104 C

Where the Stress Reduction Ratio per UCS-66(b)(1)(b) is :

$$\text{Design Pressure/Ambient Rating} = 689.00/1964.96 = 0.351$$

*Note: Using the minimum value from (b)(1)(b) and (b)(1)(c) above as the calculated nozzle flange MDMT.*

Weld Size Calculations, Description: Noz N2 Fr30

Intermediate Calc. for nozzle/shell Welds  $T_{min}$  6.8000 mm.

**Results Per UW-16.1:**

	Required Thickness	Actual Thickness
Nozzle Weld	$4.7600 = 0.7 * t_{min}$	$6.7342 = 0.7 * W_o$ mm.

**Weld Strength and Weld Loads per UG-41.1, Sketch (a) or (b)**

Weld Load [W]:

$$\begin{aligned} &= (A_r - A_l) * S_v \\ &= (2.6038 - 7.7818) * 117 \\ &= 0.00 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Note: F is always set to 1.0 throughout the calculation.

Weld Load [W1]:

$$\begin{aligned} &= (A_2 + A_5 + A_4 - (W_i - Can / .707)^2 * fr_2) * S_v \\ &= (2.4905 + 0.0000 + 0.9073 - 0.0000 * 1.00) * 117 \\ &= 4085.00 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

**Strength of Connection Elements for Failure Path Analysis**

Shear, Outward Nozzle Weld [Sonw]:

$$\begin{aligned} &= (\pi/2) * D_{lo} * W_o * 0.49 * S_{nw} \\ &= (3.1416 / 2.0) * 168.2750 * 9.5250 * 0.49 * 117 \\ &= 14832. \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Shear, Nozzle Groove Weld [Sngw]:

$$\begin{aligned} &= (\pi/2) * (D_{lr} + W_{gnva}) * (W_{gnva} - Can) * 0.60 * S_{ng} \\ &= (3.14 / 2) * (152.729 + 10.000) * (10.000 - 3.2000) * 0.6 * 117 \\ &= 12539. \text{ Kgf} \end{aligned}$$

**Strength of Failure Paths:**

$$PATH_{11} = (SONW + SNGW) = (14832 + 12538) = 27370 \text{ Kgf}$$

**Summary of Failure Path Calculations:**

Path 1-1 = 27370 Kgf, must exceed W = 0 Kgf or W1 = 4084 Kgf

**Maximum Allowable Pressure for this Nozzle at this Location:**

Converged Max. Allow. Pressure in Operating case 1781.399 KPa.  
 Nozzle is O.K. for the External Pressure 103.419 KPa.

The Drop for this Nozzle is : 12.5870 mm.

The Cut Length for this Nozzle is, Drop + Ho + H + T : 249.6871 mm.

**PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]**

**INPUT VALUES, Nozzle Description: Noz N1 Fr60 From : 60**

Pressure for Reinforcement Calculations	P	1446.000	KPa.
Temperature for Internal Pressure	Temp	121	C
Design External Pressure	Pext	103.42	KPa.
Temperature for External Pressure	Tempex	20	C
Shell Material		SA-516 70	
Shell Allowable Stress at Temperature	S	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Shell Allowable Stress At Ambient	Sa	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	575.00	mm.
Design Length of Section	L	4505.0000	mm.
Shell Finished (Minimum) Thickness	t	10.0000	mm.
Shell Internal Corrosion Allowance	c	3.2000	mm.
Shell External Corrosion Allowance	co	0.0000	mm.
Distance from Bottom/Left Tangent		4905.0000	mm.
User Entered Minimum Design Metal Temperature		-28.89	C

**Type of Element Connected to the Shell : Nozzle**

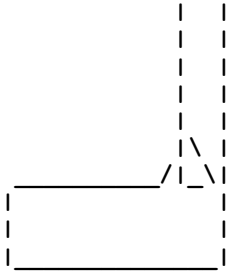
Material		SA-106 B	
Material UNS Number		K03006	
Material Specification/Type		Smls. pipe	
Allowable Stress at Temperature	Sn	117.90	N./mm <sup>2</sup>
Allowable Stress At Ambient	Sna	117.90	N./mm <sup>2</sup>
Diameter Basis (for tr calc only)		ID	
Layout Angle		90.00	deg
Diameter		6.0000	in.
Size and Thickness Basis		Nominal	
Nominal Thickness	tn	120	
Flange Material		SA-105	
Flange Type		Weld Neck Flange	
Corrosion Allowance	can	3.2000	mm.
Joint Efficiency of Shell Seam at Nozzle	E1	1.00	
Joint Efficiency of Nozzle Neck	En	1.00	
Outside Projection	ho	227.1000	mm.
Weld leg size between Nozzle and Pad/Shell	Wo	9.5250	mm.
Groove weld depth between Nozzle and Vessel	Wgnv	10.0000	mm.
ASME Code Weld Type per UW-16		None	

Class of attached Flange  
Grade of attached Flange

300  
GR 1.1

The Pressure Design option was Design Pressure + static head.

**Nozzle Sketch (may not represent actual weld type/configuration)**



**Abutting Nozzle No Pad**

**Reinforcement CALCULATION, Description: Noz N1 Fr60**

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007, A-09 UG-37 to UG-45

Actual Inside Diameter Used in Calculation 5.501 in.  
Actual Thickness Used in Calculation 0.562 in.

Nozzle input data check completed without errors.

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Int. Press]  
=  $(P \cdot R) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P)$  per UG-27 (c) (1)  
=  $(1446.00 \cdot 290.7000) / (137 \cdot 1.00 - 0.6 \cdot 1446.00)$   
= 3.0677 mm.

Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Int. Press]  
=  $(P \cdot R) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P)$  per UG-27 (c) (1)  
=  $(1446.00 \cdot 73.06) / (117 \cdot 1.00 - 0.6 \cdot 1446.00)$   
= 0.9027 mm.

Required Nozzle thickness under External Pressure per UG-28 : 0.6111 mm.

**UG-40, Limits of Reinforcement : [Int. Press]**

Parallel to Vessel Wall (Diameter Limit)	D1	292.2508	mm.
Parallel to Vessel Wall, opening length	d	146.1254	mm.
Normal to Vessel Wall (Thickness Limit), no pad	Tlnp	17.0000	mm.

Weld Strength Reduction Factor [fr1]:  
= 1.000

Weld Strength Reduction Factor [fr2]:  
=  $\min(1, S_n/S)$   
=  $\min(1, 117.9/137.9)$   
= 0.855

Weld Strength Reduction Factor [fr3]:  
=  $\min(fr2, fr4)$   
=  $\min(0.9, 1.0)$   
= 0.855

**Results of Nozzle Reinforcement Area Calculations:**

AREA AVAILABLE, A1 to A5		Design	External	Mapnc	
Area Required	Ar	4.483	3.306	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Shell	A1	5.454	3.324	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Nozzle Wall	A2	2.957	3.042	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Inward Nozzle	A3	0.000	0.000	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Welds	A41+A42+A43	0.776	0.776	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Element	A5	0.000	0.000	NA	cm <sup>2</sup>
TOTAL AREA AVAILABLE	Atot	9.187	7.142	NA	cm <sup>2</sup>

**The External Pressure Case Governs the Analysis.**

Nozzle Angle Used in Area Calculations 90.00 Degs.

**The area available without a pad is Sufficient.**

**Area Required [A]:**

$$\begin{aligned}
 &= 0.5( d * tr * F + 2 * tn * tr * F * (1 - fr1) ) \text{ per UG-37(d) or UG-39} \\
 &= 0.5(146.1254 * 4.5251 * 1 + 2 * 11.0748 * 4.5251 * 1 * (1 - 1.00)) \\
 &= 3.306 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

**Reinforcement Areas per Figure UG-37.1**

**Area Available in Shell [A1]:**

$$\begin{aligned}
 &= d( E1 * t - F * tr ) - 2 * tn( E1 * t - F * tr ) * ( 1 - fr1 ) \\
 &= 146.125 ( 1.00 * 6.8000 - 1.0 * 4.525 ) - 2 * 11.075 \\
 &\quad ( 1.00 * 6.8000 - 1.0 * 4.5251 ) * ( 1 - 1.000 ) \\
 &= 3.324 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

**Area Available in Nozzle Projecting Outward [A2]:**

$$\begin{aligned}
 &= ( 2 * tlnp ) * ( tn - trn ) * fr2 \\
 &= ( 2 * 17.00 ) * ( 11.07 - 0.61 ) * 0.8550 ) \\
 &= 3.042 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

**Area Available in Inward Weld + Outward Weld [A41 + A43]:**

$$\begin{aligned}
 &= Wo^2 * fr2 + ( Wi - can / 0.707 )^2 * fr2 \\
 &= 9.5250^2 * 0.8550 + ( 0.0000 )^2 * 0.8550 \\
 &= 0.776 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

**UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement: [Int. Press.]**

Wall Thickness per UG45(a), tra = 4.1027 mm.  
 Wall Thickness per UG16(b), tr16b = 4.7000 mm.  
 Wall Thickness per UG45(b)(1), trb1 = 6.2677 mm.  
 Wall Thickness per UG45(b)(3), trb3 = Max(trb1, trb2, tr16b) = 6.2677 mm.  
 Std. Wall Pipe per UG45(b)(4), trb4 = 9.4230 mm.  
 Wall Thickness per UG45(b), trb = Min(trb3, trb4) = 6.2677 mm.

Final Required Thickness, tr45 = Max(tra, trb) = 6.2677 mm.  
 Available Nozzle Neck Thickness = .875 \* 14.2748 = 12.4904 mm. --> OK

**Nozzle Junction Minimum Design Metal Temperature (MDMT) Calculations:**

**MDMT of the Nozzle Neck to Flange Weld,**

**Curve: B**

Govrn. thk, tg = 12.490, tr = 0.903, c = 3.2000 mm., E\* = 1.00  
 Stress Ratio = tr \* (E\*) / (tg - c) = 0.097, Temp. Reduction = 78 C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66 -22 C  
 Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1) -100 C  
 Min Metal Temp. w/o impact per UG-20(f) -29 C

**MDMT of Nozzle-Shell/Head Weld for the Nozzle (UCS-66(a)1(b)),**

**Curve: B**

-----  
 Govern. thk,  $t_g = 10.000$  ,  $t_r = 3.068$  ,  $c = 3.2000$  mm. ,  $E^* = 1.00$   
 Stress Ratio =  $t_r * (E^*) / (t_g - c) = 0.451$  , Temp. Reduction = 42 C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66 -29 C  
 Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1) -48 C

Governing MDMT of all the sub-joints of this Junction : -48 C

**ANSI Flange MDMT including Temperature reduction per UCS-66.1:**

Unadjusted MDMT of ANSI B16.5/47 flanges per UCS-66(c) -29 C  
 Flange MDMT with Temp reduction per UCS-66(b)(1)(b) -104 C  
 Flange MDMT with Temp reduction per UCS-66(b)(1)(c) -104 C

Where the Stress Reduction Ratio per UCS-66(b)(1)(b) is :

$$\text{Design Pressure/Ambient Rating} = 1446.00/5102.00 = 0.283$$

*Note: Using the minimum value from (b)(1)(b) and (b)(1)(c) above as the calculated nozzle flange MDMT.*

Weld Size Calculations, Description: Noz N1 Fr60

Intermediate Calc. for nozzle/shell Welds  $T_{min} = 6.8000$  mm.

**Results Per UW-16.1:**

	Required Thickness	Actual Thickness
Nozzle Weld	$4.7600 = 0.7 * t_{min}$	$6.7342 = 0.7 * W_o$ mm.

**Weld Strength and Weld Loads per UG-41.1, Sketch (a) or (b)**

Weld Load [W]:

$$\begin{aligned} &= (A_r - A_l) * S_v \\ &= (3.3061 - 3.3243) * 137 \\ &= 0.00 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

*Note: F is always set to 1.0 throughout the calculation.*

Weld Load [W1]:

$$\begin{aligned} &= (A_2 + A_5 + A_4 - (W_i - Can / .707)^2 * fr_2) * S_v \\ &= (3.0418 + 0.0000 + 0.7757 - 0.0000 * 0.86) * 137 \\ &= 5368.04 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

**Strength of Connection Elements for Failure Path Analysis**

Shear, Outward Nozzle Weld [Sonw]:

$$\begin{aligned} &= (\pi/2) * D_{lo} * W_o * 0.49 * S_{nw} \\ &= (3.1416 / 2.0) * 168.2750 * 9.5250 * 0.49 * 117 \\ &= 14832. \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Shear, Nozzle Groove Weld [Sngw]:

$$\begin{aligned} &= (\pi/2) * (D_{lr} + W_{gnva}) * (W_{gnva} - Can) * 0.60 * S_{ng} \\ &= (3.14 / 2) * (146.125 + 10.000) * (10.000 - 3.2000) * 0.6 * 137 \\ &= 14070. \text{ Kgf} \end{aligned}$$

**Strength of Failure Paths:**

$$PATH_{11} = (SONW + SNGW) = (14832 + 14069) = 28901 \text{ Kgf}$$

**Summary of Failure Path Calculations:**

Path 1-1 = 28901 Kgf, must exceed W = 0 Kgf or W1 = 5368 Kgf

**Maximum Allowable Pressure for this Nozzle at this Location:**

Converged Max. Allow. Pressure in Operating case 2175.998 KPa.  
 Nozzle is O.K. for the External Pressure 103.419 KPa.

The Drop for this Nozzle is : 12.5870 mm.

The Cut Length for this Nozzle is, Drop + Ho + H + T : 249.6871 mm.

**PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]**

**INPUT VALUES, Nozzle Description: Noz N2 Fr60 From : 60**

Pressure for Reinforcement Calculations	P	1451.638	KPa.
Temperature for Internal Pressure	Temp	121	C
Design External Pressure	Pext	103.42	KPa.
Temperature for External Pressure	Tempex	20	C
Shell Material		SA-516 70	
Shell Allowable Stress at Temperature	S	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Shell Allowable Stress At Ambient	Sa	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	575.00	mm.
Design Length of Section	L	4505.0000	mm.
Shell Finished (Minimum) Thickness	t	10.0000	mm.
Shell Internal Corrosion Allowance	c	3.2000	mm.
Shell External Corrosion Allowance	co	0.0000	mm.
Distance from Bottom/Left Tangent		734.9999	mm.
User Entered Minimum Design Metal Temperature		-28.89	C

**Type of Element Connected to the Shell : Nozzle**

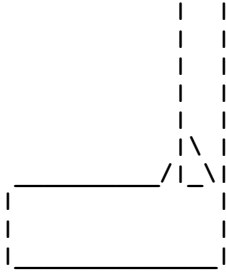
Material		SA-106 B	
Material UNS Number		K03006	
Material Specification/Type		Smls. pipe	
Allowable Stress at Temperature	Sn	117.90	N./mm <sup>2</sup>
Allowable Stress At Ambient	Sna	117.90	N./mm <sup>2</sup>
Diameter Basis (for tr calc only)		ID	
Layout Angle		270.00	deg
Diameter		6.0000	in.
Size and Thickness Basis		Nominal	
Nominal Thickness	tn	120	
Flange Material		SA-105	
Flange Type		Weld Neck Flange	
Corrosion Allowance	can	3.2000	mm.
Joint Efficiency of Shell Seam at Nozzle	E1	1.00	
Joint Efficiency of Nozzle Neck	En	1.00	
Outside Projection	ho	227.1000	mm.
Weld leg size between Nozzle and Pad/Shell	Wo	9.5250	mm.
Groove weld depth between Nozzle and Vessel	Wgnv	10.0000	mm.
ASME Code Weld Type per UW-16		None	

Class of attached Flange  
Grade of attached Flange

300  
GR 1.1

The Pressure Design option was Design Pressure + static head.

**Nozzle Sketch (may not represent actual weld type/configuration)**



**Abutting Nozzle No Pad**

**Reinforcement CALCULATION, Description: Noz N2 Fr60**

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007, A-09 UG-37 to UG-45

Actual Inside Diameter Used in Calculation 5.501 in.  
Actual Thickness Used in Calculation 0.562 in.

Nozzle input data check completed without errors.

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Int. Press]  
=  $(P \cdot R) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P)$  per UG-27 (c) (1)  
=  $(1451.64 \cdot 290.7000) / (137 \cdot 1.00 - 0.6 \cdot 1451.64)$   
= 3.0798 mm.

Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Int. Press]  
=  $(P \cdot R) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P)$  per UG-27 (c) (1)  
=  $(1451.64 \cdot 73.06) / (117 \cdot 1.00 - 0.6 \cdot 1451.64)$   
= 0.9063 mm.

Required Nozzle thickness under External Pressure per UG-28 : 0.6111 mm.

**UG-40, Limits of Reinforcement : [Int. Press]**

Parallel to Vessel Wall (Diameter Limit)	D1	292.2508	mm.
Parallel to Vessel Wall, opening length	d	146.1254	mm.
Normal to Vessel Wall (Thickness Limit), no pad	Tlnp	17.0000	mm.

Weld Strength Reduction Factor [fr1]:  
= 1.000

Weld Strength Reduction Factor [fr2]:  
=  $\min(1, S_n/S)$   
=  $\min(1, 117.9/137.9)$   
= 0.855

Weld Strength Reduction Factor [fr3]:  
=  $\min(fr2, fr4)$   
=  $\min(0.9, 1.0)$   
= 0.855

**Results of Nozzle Reinforcement Area Calculations:**

AREA AVAILABLE, A1 to A5		Design	External	Mapnc	
Area Required	Ar	4.500	3.306	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Shell	A1	5.436	3.324	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Nozzle Wall	A2	2.956	3.042	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Inward Nozzle	A3	0.000	0.000	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Welds	A41+A42+A43	0.776	0.776	NA	cm <sup>2</sup>
Area in Element	A5	0.000	0.000	NA	cm <sup>2</sup>
TOTAL AREA AVAILABLE	Atot	9.168	7.142	NA	cm <sup>2</sup>

**The External Pressure Case Governs the Analysis.**

Nozzle Angle Used in Area Calculations 90.00 Degs.

**The area available without a pad is Sufficient.****Area Required [A]:**

$$= 0.5( d * tr * F + 2 * tn * tr * F * (1 - fr1) ) \text{ per UG-37(d) or UG-39}$$

$$= 0.5(146.1254 * 4.5251 * 1 + 2 * 11.0748 * 4.5251 * 1 * (1 - 1.00))$$

$$= 3.306 \text{ cm}^2$$

**Reinforcement Areas per Figure UG-37.1****Area Available in Shell [A1]:**

$$= d( E1 * t - F * tr ) - 2 * tn( E1 * t - F * tr ) * ( 1 - fr1 )$$

$$= 146.125 ( 1.00 * 6.8000 - 1.0 * 4.525 ) - 2 * 11.075$$

$$( 1.00 * 6.8000 - 1.0 * 4.5251 ) * ( 1 - 1.000 )$$

$$= 3.324 \text{ cm}^2$$

**Area Available in Nozzle Projecting Outward [A2]:**

$$= ( 2 * tlnp ) * ( tn - trn ) * fr2$$

$$= ( 2 * 17.00 ) * ( 11.07 - 0.61 ) * 0.8550 )$$

$$= 3.042 \text{ cm}^2$$

**Area Available in Inward Weld + Outward Weld [A41 + A43]:**

$$= Wo^2 * fr2 + ( Wi - can / 0.707 )^2 * fr2$$

$$= 9.5250^2 * 0.8550 + ( 0.0000 )^2 * 0.8550$$

$$= 0.776 \text{ cm}^2$$

**UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement: [Int. Press.]**

Wall Thickness per UG45(a), tra = 4.1063 mm.  
 Wall Thickness per UG16(b), tr16b = 4.7000 mm.  
 Wall Thickness per UG45(b)(1), trb1 = 6.2798 mm.  
 Wall Thickness per UG45(b)(3), trb3 = Max(trb1, trb2, tr16b) = 6.2798 mm.  
 Std. Wall Pipe per UG45(b)(4), trb4 = 9.4230 mm.  
 Wall Thickness per UG45(b), trb = Min(trb3, trb4) = 6.2798 mm.

Final Required Thickness, tr45 = Max(tra, trb) = 6.2798 mm.  
 Available Nozzle Neck Thickness = .875 \* 14.2748 = 12.4904 mm. --> OK

**Nozzle Junction Minimum Design Metal Temperature (MDMT) Calculations:****MDMT of the Nozzle Neck to Flange Weld,****Curve: B**

Govrn. thk, tg = 12.490, tr = 0.906, c = 3.2000 mm., E\* = 1.00  
 Stress Ratio = tr \* (E\*) / (tg - c) = 0.098, Temp. Reduction = 78 C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66	-22 C
Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1)	-100 C
Min Metal Temp. w/o impact per UG-20(f)	-29 C

**MDMT of Nozzle-Shell/Head Weld for the Nozzle (UCS-66(a)1(b)),**

**Curve: B**

Govrn. thk, tg = 10.000 , tr = 3.080 , c = 3.2000 mm. , E\* = 1.00  
Stress Ratio = tr \* (E\*) / (tg - c) = 0.453 , Temp. Reduction = 42 C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66 -29 C

Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1) -48 C

Governing MDMT of all the sub-joints of this Junction : -48 C

**ANSI Flange MDMT including Temperature reduction per UCS-66.1:**

Unadjusted MDMT of ANSI B16.5/47 flanges per UCS-66(c) -29 C

Flange MDMT with Temp reduction per UCS-66(b) (1) (b) -104 C

Flange MDMT with Temp reduction per UCS-66(b) (1) (c) -104 C

Where the Stress Reduction Ratio per UCS-66(b)(1)(b) is :

Design Pressure/Ambient Rating = 1451.64/5102.00 = 0.285

*Note: Using the minimum value from (b)(1)(b) and (b)(1)(c) above  
as the calculated nozzle flange MDMT.*

**Weld Size Calculations, Description: Noz N2 Fr60**

Intermediate Calc. for nozzle/shell Welds Tmin 6.8000 mm.

**Results Per UW-16.1:**

	Required Thickness	Actual Thickness
Nozzle Weld	4.7600 = 0.7 * tmin.	6.7342 = 0.7 * Wo mm.

**Weld Strength and Weld Loads per UG-41.1, Sketch (a) or (b)**

Weld Load [W]:

$$\begin{aligned} &= ( Ar - A1 ) * Sv \\ &= ( 3.3061 - 3.3243 ) * 137 \\ &= 0.00 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

**Note: F is always set to 1.0 throughout the calculation.**

Weld Load [W1]:

$$\begin{aligned} &= (A2+A5+A4- (Wi-Can/.707)^2*fr2) * Sv \\ &= ( 3.0418 + 0.0000 + 0.7757 - 0.0000 * 0.86 ) * 137 \\ &= 5368.04 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

**Strength of Connection Elements for Failure Path Analysis**

Shear, Outward Nozzle Weld [Sonw]:

$$\begin{aligned} &= (pi/2) * Dlo * Wo * 0.49 * Snw \\ &= ( 3.1416 / 2.0 ) * 168.2750 * 9.5250 * 0.49 * 117 \\ &= 14832. \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Shear, Nozzle Groove Weld [Sngw]:

$$\begin{aligned} &= (pi/2) * (Dlr+Wgnva) * (Wgnva-Can) * 0.60 * Sng \\ &= (3.14 /2) * (146.125 +10.000) * (10.000 -3.2000) * 0.6 * 137 \\ &= 14070. \text{ Kgf} \end{aligned}$$

**Strength of Failure Paths:**

$$\text{PATH11} = ( \text{SONW} + \text{SNGW} ) = ( 14832 + 14069 ) = 28901 \text{ Kgf}$$

**Summary of Failure Path Calculations:**

Path 1-1 = 28901 Kgf, must exceed W = 0 Kgf or W1 = 5368 Kgf

**Maximum Allowable Pressure for this Nozzle at this Location:**

Converged Max. Allow. Pressure in Operating case 2175.999 KPa.  
 Nozzle is O.K. for the External Pressure 103.419 KPa.

The Drop for this Nozzle is : 12.5870 mm.

The Cut Length for this Nozzle is, Drop + Ho + H + T : 249.6871 mm.

**PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]**

**Nozzle Schedule:**

Description	Nominal Flange			Noz. O/Dia in.	Wall Thk mm.	Re-Pad		Cut Length mm.
	Size in.	Sch/Type Cls				ODia mm.	Thick mm.	
Noz N1 Fr30	6.000	XS	WNF	6.625	10.973	-	-	249.69
Noz N2 Fr30	6.000	XS	WNF	6.625	10.973	-	-	249.69
Noz N1 Fr60	6.000	120	WNF	6.625	14.275	-	-	249.69
Noz N2 Fr60	6.000	120	WNF	6.625	14.275	-	-	249.69

*Note on the Cut Length Calculation:*

The Cut Length is the Outside Projection + Inside Projection + Drop + In Plane Shell Thickness. This value does not include weld gaps, nor does it account for shrinkage.

Please Note: In the case of Oblique Nozzles, the Outside Diameter must be increased. The Re-Pad WIDTH around the nozzle is calculated as follows:  
 Width of Pad = (Pad Outside Dia. (per above) - Nozzle Outside Dia.)/2

**Nozzle Material and Weld Fillet Leg Size Details:**

Nozzle	Material	Shl Grve Weld mm.	Noz Shl/Pad Weld mm.	Pad OD Weld mm.	Pad Grve Weld mm.	Inside Weld mm.
Noz N1	SA-106 B	10.000	9.525	-	-	-
Noz N2	SA-106 B	10.000	9.525	-	-	-
Noz N1	SA-106 B	10.000	9.525	-	-	-
Noz N2	SA-106 B	10.000	9.525	-	-	-

Note: The Outside projections below do not include the flange thickness.

**Nozzle Miscellaneous Data:**

Nozzle	Elevation/Distance		Layout Angle deg.	Projection		Installed In Component
	From Datum mm.			Outside mm.	Inside mm.	
Noz N1 Fr30	265.000		90.00	227.10	0.00	channel
Noz N2 Fr30	265.000		270.00	227.10	0.00	channel
Noz N1 Fr60	4905.000		90.00	227.10	0.00	casco
Noz N2 Fr60	735.000		270.00	227.10	0.00	casco

**PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]**

### Nozzle Calculation Summary

Description	MAWP KPa.	Ext	MAPNC KPa.	UG45 [tr]	Weld Path	Areas
Noz N1 Fr30	1781.40	OK	...	OK 4.90	OK	Passed
Noz N2 Fr30	1781.40	OK	...	OK 4.90	OK	Passed
Noz N1 Fr60	2176.00	OK	...	OK 6.27	OK	Passed
Noz N2 Fr60	2170.36	OK	...	OK 6.28	OK	Passed
Min. - Nozzles	1781.40	Noz N2 Fr3				

Note: MAWPs (Internal Case) shown above are at the High Point.

### Check the Spatial Relationship between the Nozzles

From Node	Nozzle Description	X Coordinate,	Layout Angle,	Dia. Limit
30	Noz N1 Fr30	265.000	90.000	305.459
30	Noz N2 Fr30	265.000	270.000	305.459
60	Noz N1 Fr60	4905.000	90.000	292.251
60	Noz N2 Fr60	735.000	270.000	292.251

### The nozzle spacing is computed by the following:

= Sqrt(  $l^2 + l_c^2$  ) where

l - Arc length along the inside vessel surface in the long. direction.

l<sub>c</sub> - Arc length along the inside vessel surface in the circ. direction

If any interferences/violations are found, they will be noted below.

No interference violations have been detected !

PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]

### Minimum Design Metal Temperature Results Summary :

Description	Curve	Basic MDMT C	Reduced MDMT C	UG-20 (f) MDMT C	Thickness ratio	Gov Thk mm.	E*
tapa channel [11]	B	-21	-34	-29	0.767	12.750	1.000
brida 5 [11]	B	-29	-29	-29	1.000	10.000	1.000 !
brida 4 [11]	B	-29	-33	-29	0.926	10.000	1.000
brida 3 [11]	B	-29	-38	-29	0.842	10.000	1.000
brida 2 [11]	B	-29	-39	-29	0.817	10.000	1.000
brida 1 [11]	B	-29	-29	-29	1.000	10.000	1.000 !
channel [8]	B	-29	-48	-29	0.582	10.000	0.850
casco [8]	B	-29	-48	-29	0.478	10.000	0.850
cil tapa casco[8]	B	-29	-48	-29	0.655	10.000	0.850
tapa casco [10]	B	-29	-48	-29	0.642	10.000	0.850
tapa casco [7]	B	-29	-48	-29	0.655	10.000	0.850
Noz N1 Fr30 [1]	B	-29	-104		0.070	9.601	1.000
Nozzle Flg [4]		-29	-104		0.070		
Noz N2 Fr30 [1]	B	-29	-104		0.070	9.601	1.000
Nozzle Flg [4]		-29	-104		0.070		
Noz N1 Fr60 [1]	B	-29	-48	-29	0.451	10.000	1.000
Nozzle Flg [4]		-29	-104		0.097		
Noz N2 Fr60 [1]	B	-29	-48	-29	0.453	10.000	1.000
Nozzle Flg [4]		-29	-104		0.098		

Required Minimum Design Metal Temperature -29 C  
 Warmest Computed Minimum Design Metal Temperature -29 C

**Notes:**

- [ ! ] - This was an impact tested material.
- [ 1 ] - Governing Nozzle Weld.
- [ 4 ] - ANSI Flange MDMT Calcs; Thickness ratio per UCS-66(b)(1)(c).
- [ 5 ] - ANSI Flange MDMT Calcs; Thickness ratio per UCS-66(b)(1)(b).
- [ 6 ] - MDMT Calculations at the Shell/Head Joint.
- [ 7 ] - MDMT Calculations for the Straight Flange.
- [ 8 ] - Cylinder/Cone/Flange Junction MDMT.
- [ 9 ] - Calculations in the Spherical Portion of the Head.
- [10] - Calculations in the Knuckle Portion of the Head.
- [11] - Calculated (Body Flange) Flange MDMT.
- [12] - Calculated Flat Head MDMT per UCS-66.3

UG-84(b)(2) was not considered.  
 UCS-66(g) was not considered.  
 UCS-66(i) was not considered.

**Notes:**

Impact test temps were not entered in and not considered in the analysis.  
 UCS-66(i) applies to impact tested materials not by specification and  
 UCS-66(g) applies to materials impact tested per UG-84.1 General Note (c).  
 The Basic MDMT includes the (30F) PWHT credit if applicable.

**PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]**

**Input Echo, Tubesheet Number 1, Description: placa tubular**

**Main Shell Description: casco**

Shell Design Pressure	Ps	1446.00	KPa.
Shell Thickness	ts	10.0000	mm.
Shell Corrosion Allowance	cas	3.2000	mm.
Inside Diameter of Shell	Ds	575.000	mm.
Shell Temperature for Internal Pressure	Ts	160.00	C
Shell Material		SA-516 70	
Shell Material UNS Number		K02700	
Shell Allowable Stress at Temperature	Ss	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Shell Allowable Stress at Ambient		137.90	N./mm <sup>2</sup>

**Channel Description: canal**

Channel Type:		Cylinder	
Channel Design Pressure	Pt	689.00	KPa.
Channel Thickness	tc	10.0000	mm.
Channel Corrosion Allowance	cac	3.2000	mm.
Inside Diameter of Channel	Dc	575.000	mm.
Channel Design Temperature	TEMPC	121.00	C
Channel Material		SA-515 60	
Channel Material UNS Number		K02401	
Channel Allowable Stress at Temperature	Sc	117.90	N./mm <sup>2</sup>
Channel Allowable Stress at Ambient		117.90	N./mm <sup>2</sup>
Number of Tubes Holes	Nt	358	

Tube Wall Thickness	et	1.6510	mm.
Tube Corrosion Allowance	Catt	0.3175	mm.
Tube Outside Diameter	D	19.0500	mm.
Total Straight Tube Length	Lt	4877.00	mm.
Straight Tube Length (bet. inner tubsht faces) L		4807.00	mm.
Design Temperature of the Tubes		121.00	C
Tube Material		SA-789	
Tube Material UNS Number		S31803	
Is this a Welded Tube		No	
Tube Material Specification used	Smls. tube		
Tube Allowable Stress at Temperature		174.11	N./mm <sup>2</sup>
Tube Allowable Stress At Ambient		177.20	N./mm <sup>2</sup>
Tube Yield Stress At Operating Temperature	Syt	382.74	N./mm <sup>2</sup>
Tube Pitch (Center to Center Spacing)	P	23.8000	mm.
Tube Layout Pattern		Triangular	
Fillet Weld Leg	af	0.0000	mm.
Groove Weld Leg	ag	0.0000	mm.
Tube-Tubesheet Joint Weld Type		Seal/No Weld	
Method for Tube-Tubesheet Jt. Allow.		App. A	
Tube-Tubesheet Joint Classification		i	
Is Tube-Tubesheet Joint Tested		No	
ASME Tube Joint Reliability Factor	fr	0.70	
Interface Pressure, after tube expansion	Po	0.00	KPa.
Interface Pressure, due to diff. thermal exp.	PT	0.00	KPa.
Radius to Outermost Tube Hole Center	ro	257.975	mm.
Largest Center-to-Center Tube Distance	U1	41.0000	mm.
Length of Expanded Portion of Tube	ltx	32.0000	mm.
Tube-side pass partition groove depth	hg	5.0000	mm.

**Tubesheet TYPE: Stationary, Gasketed both Sides, Conf. d**

Exchanger TYPE: With an Immersed Floating Head, Conf. a

Tubesheet Design Metal Temperature	T	121.00	C
Tubesheet Material Specification		SA-516 70	
Tubesheet Material UNS Number		K02700	
Tubesheet Allowable Stress at Temperature	S	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Tubesheet Allowable Stress at Ambient	Tt	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Thickness of Tubesheet	h	35.0000	mm.
Tubesheet Corr. Allowance (Shell side)	Cats	3.1700	mm.
Tubesheet Corr. Allowance (Channel side)	Catc	3.1700	mm.
Tubesheet Outside Diameter	A	630.000	mm.
Dimension G for the Channel Side	Gc	620.000	mm.
Area of the Untubed Lanes	AL	425.6	cm <sup>2</sup>
Is Exchanger in Creep range (skip EP, Use 3S for Sps)		NO	

**Additional Data for Fixed/Floating Tubesheet Exchangers:**

Unsupported Tube Span under consideration	l	333.000	mm.
Tube End condition corresponding to Span (l)	k	0.80	

Ignore Radial Thermal Exp. effects (UHX-13.8/14.6) YES

Note: The Metal temperatures at the Rim are set to ambient (21 C)

Tubesheet Metal Temp. at Rim	T'	21.11	C
Shell Metal Temp. at Tubesheet	T'S	21.11	C
Channel Metal Temp. at Tubesheet	T'C	21.11	C
Perform Differential Pressure Design		N	
Run Multiple Load Cases		YES	

**Additional Data for Gasketed Tubesheets:**

Tubesheet Gasket on which Side		Both	
Flange Outside Diameter	A	630.000	mm.
Flange Inside Diameter	B	575.000	mm.
Flange Face Outside Diameter	Fod	633.000	mm.
Flange Face Inside Diameter	Fid	575.000	mm.
Gasket Outside Diameter	Go	630.000	mm.
Gasket Inside Diameter	Gi	610.000	mm.
Small end Hub thk.	g0	10.0000	mm.
Large end Hub thk.	g1	16.0000	mm.
Gasket Factor,	m	3.50	
Gasket Design Seating Stress	y	44.82	N./mm <sup>2</sup>
Flange Facing Sketch		Code Sketch 1a	
Column for Gasket Seating		Code Column II	
Gasket Thickness	tg	3.1750	mm.
Full face Gasket Flange Option		Program Selects	

**Bolting Information:**

Diameter of Bolt Circle	C	665.000	mm.
Nominal Bolt Diameter	dB	19.0500	mm.
Type of Thread Series	TEMA	Thread Series	
Number of Bolts	n	20	
Bolt Material		SA-193 B7	
Bolt Material UNS Number		G41400	
Bolt Allowable Stress At Temperature	Sb	172.38	N./mm <sup>2</sup>
Bolt Allowable Stress At Ambient	Sa	172.38	N./mm <sup>2</sup>
Weld between Flange and Shell/Channel		0.0000	mm.
Alternate Flange Operating Bolt Load, Wm1		54570.77	Kgf
Alternate Flange Seating Bolt Load, Wm2		58445.80	Kgf
Alternate Flange Design Bolt Load, W		63469.70	Kgf
Tubesheet Integral with		None	
Tubesheet Extended as Flange		Yes	
Thickness of Extended Portion of Tubesheet	Tf	25.0000	mm.
Is Bolt Load Transferred to the Tubesheet		Yes	

Note - Tube-Tubesheet Joint Interface pressures are 0, its effect will be ignored [App. A(2)].

**ASME TubeSheet Results per Part UHX, 2007 A-09**

**Elasticity/Expansion Material Properties:**

Shell - TE-1 Carbon & Low Alloy Steels, Group 1  
 Shell - TM-1 Carbon Steels with C<= 0.3%

Th. Exp. Coeff. Metal Temp. along Len	160.0	C	0.0000124909	/C
Elastic Mod. at Design Temperature	160.0	C	0.19457E+09	KPa.
Th. Exp. Coeff. Metal Temp. at Tubsht	21.1	C	0.0000115190	/C
Elastic Mod. at Metal Temp. along Len	160.0	C	0.19457E+09	KPa.
Elastic Mod. at Ambient Temperature	21.1	C	0.20270E+09	KPa.

Channel - TE-1 Carbon & Low Alloy Steels, Group 1  
 Channel - TM-1 Carbon Steels with C<= 0.3%

Th. Exp. Coeff. Metal Temp. at Tubsht	21.1	C	0.0000115190	/C
Elastic Mod. at Design Temperature	121.0	C	0.19685E+09	KPa.



$$= \sqrt{104.029 / (2 * 19.050 + 6 * 25.000 / (3.500 + 0.5))}$$

$$= 1.1730$$

where the actual circumferential spacing is [Deltab]:

$$= C * \sin( \text{Pi} / n )$$

$$= 665.000 * \sin( 3.142 / 20 )$$

$$= 104.0289 \text{ mm.}$$

**Bolting Information for TEMA Imperial Thread Series (Non Mandatory):**

Distance Across Corners for Nuts		35.128	mm.
Circular Wrench End Diameter	a	52.388	mm.
-----			
		Minimum	Actual
			Maximum
-----			
Bolt Area, cm <sup>2</sup>		33.251	38.968
Radial distance bet. bolts and the edge		20.637	-17.500
Circumferential spacing between bolts		44.450	104.029
			75.600
-----			

Flange Design Bolt Load W = 63469.70 Kgf (Mating Flange Load Governs)

Required Tubesheet Flanged Extension thk. per UHX-9 (operating) [hr\_opr]:

$$= \sqrt{1.9 * W M1 * hg / ( S * G )}$$

$$= \sqrt{1.9 * 54570.77 * 22.500 / ( 137.90 * 620.000 )}$$

$$= 16.358 \text{ mm.}$$

Required Tubesheet Flanged Extension thk. per UHX-9 (seating) [hr\_seat]:

$$= \sqrt{1.9 * W * hg / ( Sa * G )}$$

$$= \sqrt{1.9 * 63469.70 * 22.500 / ( 137.90 * 620.000 )}$$

$$= 17.642 \text{ mm.}$$

Gasket Reaction Diameter, G = 620.000 mm.

**Detailed Tubesheet Results for load Case 3 un-corr. (Ps + Pt - Th)**

**Results for ASME Stationary Tubesheet Calculations for Configuration d,**

**Results for Tubesheet Calculations Original Thickness :**

**UHX-14.5.1 Step 1:**

Compute the Tube Expansion Depth Ratio [rho]:

$$= ltx / h \text{ ( modified for corrosion if present )}$$

$$= 32.0000 / 35.0000 = 0.9143 \text{ ( must be } 0 \leq \rho \leq 1 \text{ )}$$

Compute the Effective Tube Hole Diameter [d\*]:

$$= \text{Max}( dt - 2tt * ( Et/E ) ( St/S ) ( rho ), dt - 2tt )$$

$$= \text{Max}( 19.0500 - 2 * 1.6510 * (.19237E+09 / .19685E+09) * ( 174 / 137 ) * (0.914 ), 19.0500 - 2 * 1.6510 )$$

$$= 15.7480 \text{ mm.}$$

Compute the Equivalent Outer Tube Limit Circle Diameter [Do]:

$$= 2 * ro + dt = 2 * 257.975 + 19.050 = 535.000 \text{ mm.}$$

Determine the Basic Ligament Efficiency for Shear [mu]:

$$= (p - dt) / p = (23.8000 - 19.0500) / 23.8000 = 0.1996$$

Compute the Equivalent Outer Tube Limit Radius [ao]:

$$= Do / 2 = 535.0000 / 2 = 267.5000 \text{ mm.}$$

Compute the Effective Tube Pitch [p\*]:

$$\begin{aligned} &= p / \sqrt{1 - 4 * \min( AL * CNV\_factor, 4*Do*p) / (Pi * Do^2) } \\ &= 23.8000 / \sqrt{1 - 4 * \min( 425.64 * 100.000 , 4*535.000 * 23.800 )} \\ &\quad / ( 3.141 * 535.000^2 ) \\ &= 26.4337 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Compute the Effective Ligament Efficiency for Bending [ $\mu^*$ ]:

$$= (p^* - d^*) / p^* = (26.4337 - 15.7480) / 26.4337 = 0.4042$$

Compute the Ratio [Rhos]:

$$= as / ao = 310.0000 / 267.5000 = 1.158879$$

Compute the Ratio [Rhoc]:

$$= ac / ao = 310.0000 / 267.5000 = 1.158879$$

Compute Parameter [xt]:

$$\begin{aligned} &= 1 - Nt * (( dt - 2 * tt ) / ( 2 * ao ))^2 \\ &= 1 - 358 * ((19.0500 - 2 * 1.6510) / (2 * 267.5000))^2 = 0.6898 \end{aligned}$$

Determine Parameter [xs]:

$$\begin{aligned} &= 1 - Nt * ( dt / (2*ao) )^2 \\ &= 1 - 358 * ( 19.0500 / (2*267.5000) )^2 = 0.5461 \end{aligned}$$

Determine the Value [h'g]:

$$\begin{aligned} &= \text{Max}(( hg - CATC ), 0) \quad (\text{For pressure only cases}) \\ &= \text{Max}(( 5.000 - 0.000 ), 0) = 5.000 \text{ mm.} \end{aligned}$$

### UHX-14.5.2 Step 2:

Intermediate parameters for Tubesheet Gasketed on the Shell Side:  
 $\beta_{tS}$ ,  $k_s$ ,  $\lambda_{tS}$ ,  $\delta_{tS} = 0$

Intermediate parameters for Tubesheet Gasketed on the Channel Side:  
 $\beta_{tC}$ ,  $k_c$ ,  $\delta_{tC}$ ,  $\lambda_{tC} = 0$

### UHX-14.5.3 Step 3:

$E^*/E$  and  $\nu^*$  for Triangular pattern from Fig. UHX-11.3.

$$\begin{aligned} h/p &= 1.470588 ; \quad \mu^* = 0.404246 \\ E^*/E &= 0.440554 ; \quad \nu^* = 0.298300 ; \quad E^* = 86722288. \text{ KPa.} \end{aligned}$$

Compute the Tube Bundle Stiffness Factor [Xa]:

$$\begin{aligned} &= ((24 * (1 - \nu^{*2}) * Nt * Et * tt * (dt - tt) * ao^2) / \\ &\quad ( E^* * L * H^3 ))^{0.25} \\ &= ((24 * (1 - 0.298^2) * 358 * .19237E+09 * 1.6510 * \\ &\quad (19.0500 - 1.6510) * 267.5000^2) / ( .86722E+08 * \\ &\quad 4807.00 * 35.000^3 ))^{0.25} \\ &= 3.6276 \end{aligned}$$

Values from Table UHX-13.1

$$\begin{aligned} Z_d &= 0.032366 ; \quad Z_v = 0.078362 ; \quad Z_m = 0.420828 \\ Z_a &= 0.427775E+01 ; \quad Z_w = 0.078362 \end{aligned}$$

#### UHX-14.5.4 Step 4:

Compute the Diameter Ratio [K]:

$$= A / D_o = 630.0000 / 535.0000 = 1.1776$$

Compute Coefficient [F]:

$$\begin{aligned} &= (1 - \nu^*) / (E^*) * ( \text{Lambdas} + \text{Lambdac} + E * \ln(K) ) \\ &= (1 - 0.30) / (.86722\text{E}+08) * ( 0.00 + 0.00 + \\ &\quad .19685\text{E}+09 * \ln(1.18) ) \\ &= 0.2603 \end{aligned}$$

Compute Parameter [Phi]:

$$= (1 + \nu^*) * F = (1 + 0.2983) * 0.2603 = 0.3380$$

Compute Parameter [Q1]:

$$\begin{aligned} &= (\text{Rhos} - 1 - \text{Phi} * Z_v) / (1 + \text{Phi} * Z_m) \\ &= (1.1589 - 1 - 0.3380 * 0.0784) / (1 + 0.3380 * 0.4208) \\ &= 0.115905464 \end{aligned}$$

#### UHX-14.5.5 Step 5:

Determine factor [gamab]:

$$\begin{aligned} &= (G_c - G_s) / D_o \text{ (config d)} \\ &= (620.0001 - 620.0001) / 535.0000 = 0.00000 \end{aligned}$$

Calculate Parameter [OmegaS]:

$$\begin{aligned} &= \text{rhos} * k_s * \text{Betas} * \text{deltaS} ( 1 + h * \text{Betas} ) \\ &= 1.1589 * 0.00 * 0.0000 * 0.000000 ( 1 + 35.0000 * 0.0000 ) \\ &= 0.0000 \text{ mm.}^2 \end{aligned}$$

Calculate Parameter [Omega\*S]:

$$\begin{aligned} &= A_o^2 * ( \text{Rhos}^2 - 1 ) * ( \text{Rhos} - 1 ) / 4 - \text{OmegaS} \\ &= 267.5000^2 * ( 1.159^2 - 1 ) * ( 1.159 - 1 ) / 4 - 0.000 \\ &= 974.8693 \text{ mm.}^2 \end{aligned}$$

Calculate Parameter [OmegaC]:

$$\begin{aligned} &= \text{rhoc} * k_c * \text{Betac} * \text{deltaC} ( 1 + h * \text{Betac} ) \\ &= 1.1589 * 0.00 * 0.0000 * 0.000000 ( 1 + 35.0000 * 0.0000 ) \\ &= 0.0000 \text{ mm.}^2 \end{aligned}$$

Calculate Parameter [Omega\*C]:

$$\begin{aligned} &= a_o^2 [ ( \text{Rhoc}^2 + 1 ) * ( \text{Rhoc} - 1 ) / 4 - ( \text{Rhos} - 1 ) / 2 ] - \text{OmegaC} \\ &= 267.50000^2 [ ( 1.15888^2 + 1 ) * ( 1.15888 - 1 ) / 4 - ( 1.15888 - 1 ) / 2 ] - 0.00000 \\ &= 974.8693 \text{ mm.}^2 \end{aligned}$$

Compute the Pressure [P\*S]:

$$\begin{aligned} &= 0.000 \text{ KPa.} \\ &= 0 \text{ For Pressure only cases or Configurations d,e,f,A,B,C,D} \end{aligned}$$

Compute the Pressure [P\*C]:

$$\begin{aligned} &= 0.000 \text{ KPa.} \\ &= 0 \text{ For Pressure only cases or Configurations b,c,d,B,C,D} \end{aligned}$$

#### UHX-14.5.6 Step 6:

$$\begin{aligned} P_e &= P_s - P_t \\ &= 1446.000 - 689.000 = 757.000 \text{ KPa.} \end{aligned}$$

### UHX-14.5.7 Step 7:

Determine Factor [Q2]:

$$\begin{aligned} &= [ ( (\Omega * S * P_s - \Omega * C * P_t) - (\Omega_{gas} * P_s - \Omega_{gas} * P_c) ) * CNV\_FAC + \\ &W * \gamma / (2 * \pi) ] / (1 + \Phi * Z_m) \\ &= [ ( ( 974.869 * 1446.000 - 974.869 * 689.000 ) - \\ &( 0.000 * 0.000 - 0.000 * 0.000 ) ) * 0.000 + \\ &63469.7 * 0.000 / (2 * 3.14159) ] / (1 + 0.33800 * 0.42083 ) \\ &= 65.884162903 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Calculate Factor [Q3]:

$$\begin{aligned} &= Q_1 + 2 * Q_2 / ( P_e * a_o^2 ) \\ &= 0.116 + 2 * 65.884 / ( 757.000 * 267.500^2 ) = 0.139760 \end{aligned}$$

Fm Value from Table UHX-13.1 = 0.119707

The Tubesheet Bending Stress - Original Thickness [Sigma]:

$$\begin{aligned} &= (1.5 * F_m / \mu) * (2 * a_o / (h - h'g))^2 * P_e \\ &= (1.5 * 0.1197 / 0.4042) * (2 * 267.5000 / (35.000 - 5.000))^2 * 757.00 \\ &= 106.9432 \text{ N./mm}^2 \end{aligned}$$

The Allowable Tubesheet Bending Stress [Sigma allowed]:

$$= 1.5 * S = 1.5 * 137.90 = 206.85 \text{ N./mm}^2$$

The Tubesheet Bending Stress - Final Thickness [Sigma\_f]:

$$\begin{aligned} &= (1.5 * F_m / \mu) * (2 * a_o / (h - h'g))^2 * P_e \\ &= (1.5 * 0.1137 / 0.4042) * (2 * 267.5000 / (26.022 - 5.000))^2 * 757.00 \\ &= 206.8487 \text{ N./mm}^2 \end{aligned}$$

Reqd Tubesheet Thickness, for Bending Stress (Including CA) [HReqB]:

$$= h + C_{ats} + C_{atc} = 26.0220 + 0.0000 + 0.0000 = 26.0220 \text{ mm.}$$

### UHX-14.5.8 Step 8:

Shear Stress check [Tau\_limit]:

$$\begin{aligned} &= 3.2 * S * \mu * h / D_o \\ &= 3.2 * 20000.00 * 0.200 * 35.000 / 535.00 = 5761.29 \text{ KPa.} \end{aligned}$$

The Tubesheet Average Shear Stress - Original Thickness [Tau]:

$$\begin{aligned} &= ( 1 / (2 * \mu) ) * ( a_o / h ) * P_e \\ &= ( 1 / (2 * 0.200) ) * ( 267.5000 / 35.000 ) * 757.000 \\ &= 14.4954 \text{ N./mm}^2 \end{aligned}$$

The Allowable Tubesheet Shear Stress [Tau allowed]:

$$= 0.8 * S = 0.8 * 137.90 = 110.32 \text{ N./mm}^2$$

The Tubesheet Shear Stress - Final Thickness [Tau\_f]:

$$\begin{aligned} &= ( 1 / (2 * \mu) ) * ( a_o / h ) * P_e \\ &= ( 1 / (2 * 0.200) ) * ( 267.5000 / 4.599 ) * 757.000 = 110.32 \text{ N./mm}^2 \end{aligned}$$

Reqd Tubesheet Thickness, for Shear Stress (Including CA) [HreqS]:

$$= H + C_{ats} + C_{atc} = 4.5988 + 0.0000 + 0.0000 = 4.5988 \text{ mm.}$$

Reqd Tubesheet Thickness for Given Loadings (Including CA) [Hreqd]:

$$= \text{Max}( H_{reqB}, H_{reqS} ) = \text{Max}( 26.0220, 4.5988 ) = 26.0220 \text{ mm.}$$

### UHX-14.5.9 Step 9:

The Ftmin and Ftmax Coefficients from Table UHX-13.2:

$$F_{tmin} = -1.2053, F_{tmax} = 3.7506$$

First Extreme Tube Axial Stress from among all the tubes [Sigmat1]:

$$\begin{aligned}
 &= ( (Ps * xs - Pt * xt) - Pe * Ftmin ) / ( Xt - Xs ) \\
 &= ( (1446.00 * 0.5461 - 689.00 * 0.6898 ) - (757.000 ) * -1.205 ) / \\
 &\quad (0.6898 - 0.5461 ) ) \\
 &= 8.5366 \text{ N./mm}^2
 \end{aligned}$$

Second Extreme value of Tube Axial Stress from among all the tubes [Sigmat2]:

$$\begin{aligned}
 &= ( (Ps * xs - Pt * xt) - Pe * Ftmax ) / ( Xt - Xs ) \\
 &= ( (1446.00 * 0.5461 - 689.00 * 0.6898 ) - (757.000 ) * 3.751 ) / \\
 &\quad (0.6898 - 0.5461 ) ) \\
 &= -17.5693 \text{ N./mm}^2
 \end{aligned}$$

Maximum Tube Axial Stress [Sigmat]:

$$= \text{MAX}( |\text{Sigmat1}|, |\text{Sigmat2}| ) = 17.569 \text{ N./mm}^2$$

The Allowable Tube Stress, [SigmatA]

$$= \text{Sot} = 174.1124 \text{ N./mm}^2$$

Check for Buckling as some of the Tubes are in Compression

Determine the Factor of Safety [Fs]:

$$\begin{aligned}
 &= \text{Max}( (3.25 - 0.25*(Zd + Q3*Zw)*Xa^4 ), 1.25 ) \\
 &= \text{Max}( (3.25 - 0.25*(0.032 + 0.140 *0.078 )^3 *3.628 ^4), 1.25 ) \\
 &= 1.3747 \text{ (Should be } \leq 2 \text{ )}
 \end{aligned}$$

Determine the Factor [rt]:

$$\begin{aligned}
 &= ( ( dt^2 + (dt - 2*tt)^2 )^{.5} ) / 4 \\
 &= ( (19.0500^2 + (19.0500 - 2*1.6510)^2)^{.5} ) / 4 = 6.1791 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Determine the Factor [Ct]:

$$\begin{aligned}
 &= ( 2 * \text{PI}^2 * Et / \text{Syt} )^{0.5} \\
 &= ( 2 * 3.14^2 * .19237\text{E}+09 / 382 )^{0.5} = 99.6073
 \end{aligned}$$

Determine the Factor [Ft]:

$$= k * L/r = 0.8 * 333.00 / 6.179 = 43.1130$$

The Buckling Allowable Stress [Stb]:

$$\begin{aligned}
 &= \text{Sy,t} / \text{Fs} * ( 1 - \text{Ft} / (2 * \text{Ct}) ) \\
 &= 382 / 1.37 * ( 1 - 43.113 / (2 * 99.607 ) ) \\
 &= 174.112 \text{ N./mm}^2 \quad \text{(Never greater than Sot)}
 \end{aligned}$$

Note: The Axial Compressive stress in Tubes is within limits.

The Maximum Force on any one Tube [TubeForce]:

$$= \text{Sigmat} * \text{Tube Area} = 17.57 * 0.9024 = 161.68 \text{ Kgf}$$

Allowable Tube-To-Tubesheet Load per ASME App. A [Lmax]:

$$\begin{aligned}
 &= (\text{PI}/4) * (\text{DT}^2 - (\text{DT} - 2 * \text{TT})^2) * \text{SOT} * \text{fr} * \text{fe} * \text{fy} * \text{ft} \\
 &= .785 * (19.050^2 - (19.050 - 2 * 1.6510)^2) * 174 * 0.70 * 1.00 * 0.62 * 1.00 \\
 &= 691.05 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

Note: Computations completed for ASME Tubesheet Configuration d.

**Stress/Force summary for loadcase 3 un-corr. (Ps + Pt - Th):**

Stress Description	Actual		Allowable	Pass/Fail
Tubesheet Bend. Stress	106.9	<=	206.9 N./mm <sup>2</sup>	Ok
Tubesheet Shear Stress	14.5	<=	110.3 N./mm <sup>2</sup>	Ok
Maximum Stress in the Tubes	17.6	<=	174.1 N./mm <sup>2</sup>	Ok
Minimum Tube Stress (Buckling)	-17.6	<=	-174.1 N./mm <sup>2</sup>	Ok
Maximum Force on any one Tube	161.7	<=	691.0 Kgf	Ok

**Thickness results for loadcase 3 un-corr. (Ps + Pt - Th):**

Thickness (mm.)	Required	Actual	P/F
Tubesheet Thickness :	26.022	35.000	Ok

**Stationary Tubesheet results per ASME UHX-14 2007 A-09  
Results for 6 Load Cases:**

Case#	--Reqd. Tbsht	Thk. + CA Extnsn	----- Bend	Tubesheet Allwd	Stresses Shear	Allwd	Case Type	Pass/ Fail
1uc	25.003	17.642	97	207	13	110	Fvs+Pt-Th	Ok
2uc	34.795	17.642	204	207	28	110	Ps+Fvt-Th	Ok
3uc	26.022	17.642	107	207	14	110	Ps+Pt-Th	Ok
1c	28.587	17.642	125	207	16	110	Fvs+Pt-Th-Ca	Ok
2c	38.639	17.642	261	207	34	110	Ps+Fvt-Th-Ca	Fail
3c	29.658	17.642	137	207	18	110	Ps+Pt-Th-Ca	Ok
<b>Max:</b>		<b>38.6390</b>	<b>17.642 mm.</b>	<b>1.264</b>	<b>0.307</b>	<b>(Str. Ratio)</b>		

**Load Case Definitions:**

- Fvs,Fvt - User-defined Shell-side and Tube-side vacuum pressures or 0.0.
- Ps, Pt - Shell-side and Tube-side Design Pressures.
- (+/-)Th - With or Without Thermal Expansion.
- Ca - With or Without Corrosion Allowance.

**Tube, Shell and Channel Stress Summary:**

Case#	----- Tube Stresses				Tube Loads		Shell Stress	Channel Stress	Stress Pass	
	Ten	Allwd	Cmp	Allwd	Ld	Allwd	Stress	Allwd	Stress Allwd Fail	
1uc	15	174	-9	-174	135	691	...	...	...	Ok
2uc	32	174	-32	-174	297	691	...	...	...	Ok
3uc	18	174	-18	-174	162	691	...	...	...	Ok
1c	22	174	-11	-174	164	568	...	...	...	Ok
2c	47	174	-47	-174	355	568	...	...	...	Ok
3c	25	174	-25	-174	191	568	...	...	...	Ok
Max RATIO	0.270		0.270		0.625		...		...	

**Summary of Thickness Comparisons for 6 Load Cases:**

Thickness (mm.)	Required	Actual	P/F
<b>Tubesheet Thickness :</b>	<b>38.639</b>	<b>35.000</b>	<b>Fail</b>
Tubesheet Thickness Flanged Extension :	17.642	25.000	Ok
Tube Thickness :	0.734	1.651	Ok

**Tubesheet MAWP used to Compute Hydrotest Pressure:**

Stress / Force Condition	Tubeside (0 shellside)		Shellside (0 tubeside)	
	MAWP	Stress Rat.	MAWP	Stress Rat.
Tubesheet Bending Stress	1144.09	1.000	1144.09	1.000
Tubesheet Shear Stress	4717.67	1.000	4717.67	1.000
Tube Tensile Stress	5531.30	1.000	5360.98	1.000
Tube Compressive Stress	10567.46	1.000	5360.98	1.000
Tube-Tubesheet Joint load	2385.68	1.000	2312.22	1.000
Tube Pressure Stress	25820.25	1.000	15153.95	1.000
Tubesheet Extension Stress	1814.91	0.000	----	----
Minimum MAWP	1144.09		1144.09	

**Tubesheet MAPnc used to Compute Hydrotest Pressure:**

Stress / Force Condition	Tubeside (0 shellside)		Shellside (0 tubeside)	
	MAPnc	Stress Rat.	MAPnc	Stress Rat.
Tubesheet Bending Stress	1465.26	1.000	1465.26	1.000
Tubesheet Shear Stress	5761.28	1.000	5761.28	1.000
Tube Tensile Stress	8285.69	1.000	7915.55	1.000
Tube Compressive Stress	13412.46	1.000	7915.55	1.000
Tube-Tubesheet Joint load	3390.75	1.000	3239.28	1.000
Tube Pressure Stress	33001.22	1.000	23431.15	1.000
Tubesheet Extension Stress	1814.91	0.000	----	----
Minimum MAPnc	1465.26		1465.26	

**PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]**

**Input Echo, Tubesheet Number 1, Description: placa tubular f**

**Main Shell Description: casco**

Shell Design Pressure	Ps	1446.00	KPa.
Shell Thickness	ts	10.0000	mm.
Shell Corrosion Allowance	cas	3.2000	mm.
Inside Diameter of Shell	Ds	575.000	mm.
Shell Temperature for Internal Pressure	Ts	160.00	C
Shell Material		SA-516 70	
Shell Material UNS Number		K02700	
Shell Allowable Stress at Temperature	Ss	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Shell Allowable Stress at Ambient		137.90	N./mm <sup>2</sup>

**Channel Description: canal**

Channel Type:		Cylinder	
Channel Design Pressure	Pt	689.00	KPa.
Channel Thickness	tc	10.0000	mm.
Channel Corrosion Allowance	cac	3.2000	mm.
Inside Diameter of Channel	Dc	575.000	mm.
Channel Design Temperature	TEMPC	121.00	C
Channel Material		SA-515 60	
Channel Material UNS Number		K02401	
Channel Allowable Stress at Temperature	Sc	117.90	N./mm <sup>2</sup>
Channel Allowable Stress at Ambient		117.90	N./mm <sup>2</sup>
Number of Tubes Holes	Nt	358	
Tube Wall Thickness	et	1.6510	mm.

Tube Corrosion Allowance	Catt	0.3175	mm.
Tube Outside Diameter	D	19.0500	mm.
Total Straight Tube Length	Lt	4877.00	mm.
Straight Tube Length (bet. inner tubsht faces) L		4807.00	mm.
Design Temperature of the Tubes		121.00	C
Tube Material		SA-789	
Tube Material UNS Number		S31803	
Is this a Welded Tube		No	
Tube Material Specification used	Smls. tube		
Tube Allowable Stress at Temperature		174.11	N./mm <sup>2</sup>
Tube Allowable Stress At Ambient		177.20	N./mm <sup>2</sup>
Tube Yield Stress At Operating Temperature	Syt	382.74	N./mm <sup>2</sup>
Tube Pitch (Center to Center Spacing)	P	23.8000	mm.
Tube Layout Pattern		Triangular	
Fillet Weld Leg	af	0.0000	mm.
Groove Weld Leg	ag	0.0000	mm.
Tube-Tubesheet Joint Weld Type		Seal/No Weld	
Method for Tube-Tubesheet Jt. Allow.		App. A	
Tube-Tubesheet Joint Classification		i	
Is Tube-Tubesheet Joint Tested		No	
ASME Tube Joint Reliability Factor	fr	0.70	
Interface Pressure, after tube expansion	Po	0.00	KPa.
Interface Pressure, due to diff. thermal exp.	PT	0.00	KPa.
Radius to Outermost Tube Hole Center	ro	257.975	mm.
Largest Center-to-Center Tube Distance	Ul	41.0000	mm.
Length of Expanded Portion of Tube	ltx	32.0000	mm.
Tube-side pass partition groove depth	hg	0.0000	mm.

**Tubesheet TYPE: Floating, Tubesheet Gasketed, Conf. B**

Exchanger TYPE: With an Immersed Floating Head, Conf. a

Tubesheet Design Metal Temperature	T	121.00	C
Tubesheet Material Specification		SA-516 70	
Tubesheet Material UNS Number		K02700	
Tubesheet Allowable Stress at Temperature	S	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Tubesheet Allowable Stress at Ambient	Tt	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Thickness of Tubesheet	h	35.0000	mm.
Tubesheet Corr. Allowance (Shell side)	Cats	3.1700	mm.
Tubesheet Corr. Allowance (Channel side)	Catc	3.1700	mm.
Tubesheet Outside Diameter	A	546.000	mm.
Area of the Untubed Lanes	AL	425.6	cm <sup>2</sup>
Is Exchanger in Creep range (skip EP, Use 3S for Sps)		NO	

**Additional Data for Fixed/Floating Tubesheet Exchangers:**

Unsupported Tube Span under consideration	l	333.000	mm.
Tube End condition corresponding to Span (l)	k	0.80	

Ignore Radial Thermal Exp. effects (UHX-13.8/14.6) YES

Note: The Metal temperatures at the Rim are set to ambient (21 C)

Tubesheet Metal Temp. at Rim	T'	21.11	C
Shell Metal Temp. at Tubesheet	T'S	21.11	C
Channel Metal Temp. at Tubesheet	T'C	21.11	C
Perform Differential Pressure Design		N	
Run Multiple Load Cases		YES	

**Additional Data for Gasketed Tubesheets:**

Tubesheet Gasket on which Side		Channel	
--------------------------------	--	---------	--

Flange Outside Diameter	A	648.000	mm.
Flange Inside Diameter	B	546.000	mm.
Flange Face Outside Diameter	Fod	569.000	mm.
Flange Face Inside Diameter	Fid	546.000	mm.
Gasket Outside Diameter	Go	566.000	mm.
Gasket Inside Diameter	Gi	546.000	mm.
Gasket Factor,	m	3.50	
Gasket Design Seating Stress	y	44.82	N./mm <sup>2</sup>
Flange Facing Sketch	Code	Sketch 1a	
Column for Gasket Seating	Code	Column I	
Gasket Thickness	tg	3.0000	mm.
Full face Gasket Flange Option	Program	Selects	
Length of Partition Gasket	lp	546.000	mm.
Width of Partition Gasket	wp	10.0000	mm.
Partition Gasket Factor,	mPart	3.5000	
Partition Gasket Design Seating Stress	yPart	44.82	N./mm <sup>2</sup>
Partition Gasket Facing Sketch	Code	Sketch 1a	
Partition Gasket Column for Gasket Seating	Code	Column II	

**Bolting Information:**

Diameter of Bolt Circle	C	594.000	mm.
Nominal Bolt Diameter	dB	19.0500	mm.
Type of Thread Series	TEMA	Thread Series	
Number of Bolts	n	20	
Bolt Material		SA-193 B8	
Bolt Material UNS Number		S30400	
Bolt Allowable Stress At Temperature	Sb	113.74	N./mm <sup>2</sup>
Bolt Allowable Stress At Ambient	Sa	129.63	N./mm <sup>2</sup>
Weld between Flange and Shell/Channel		0.0000	mm.
Tubesheet Extended as Flange		Yes	
Thickness of Extended Portion of Tubesheet	Tf	30.0000	mm.
Is Bolt Load Transferred to the Tubesheet		No	

Note - Tube-Tubesheet Joint Interface pressures are 0, its effect will be ignored [App. A(2)].

**ASME TubeSheet Results per Part UHX, 2007 A-09**

Elasticity/Expansion Material Properties:

Shell - TE-1 Carbon & Low Alloy Steels, Group 1

Shell - TEMA 2205 (S31803)

Th. Exp. Coeff. Metal Temp. along Len	160.0	C	0.0000124909	/C
Elastic Mod. at Design Temperature	160.0	C	0.18946E+09	KPa.
Th. Exp. Coeff. Metal Temp. at Tubsht	21.1	C	0.0000115190	/C
Elastic Mod. at Metal Temp. along Len	160.0	C	0.18946E+09	KPa.
Elastic Mod. at Ambient Temperature	21.1	C	0.19994E+09	KPa.

Channel - TE-1 Carbon & Low Alloy Steels, Group 1

Channel - TM-1 Carbon Steels with C<= 0.3%

Th. Exp. Coeff. Metal Temp. at Tubsht	21.1	C	0.0000115190	/C
Elastic Mod. at Design Temperature	121.0	C	0.19685E+09	KPa.
Elastic Mod. at Ambient Temperature	21.1	C	0.20270E+09	KPa.

Tubes - TE-1 Low Alloy Steels, Group 2

**Tubes - TEMA 2205 (S31803)**

Th. Exp. Coeff. Metal Temp. along Len	160.0 C	0.0000133908 /C
Elastic Mod. at Design Temperature	121.0 C	0.19237E+09 KPa.
Elastic Mod. at Metal Temp. along Len	160.0 C	0.18946E+09 KPa.
Elastic Mod. at Tubsht. Design Temp.	121.0 C	0.19237E+09 KPa.
Elastic Mod. at Ambient Temperature	21.1 C	0.19994E+09 KPa.

**TubeSheet - TE-1 Carbon & Low Alloy Steels, Group 1**

**TubeSheet - TM-1 Carbon Steels with C<= 0.3%**

Th. Exp. Coeff. Metal Temp. at Rim	21.1 C	0.0000115190 /C
Elastic Mod. at Design Temperature	121.0 C	0.19685E+09 KPa.
Elastic Mod. at Metal Temp. at Rim	21.1 C	0.20270E+09 KPa.
Elastic Mod. at Ambient Temperature	21.1 C	0.20270E+09 KPa.

**Tube Required Thickness under Internal Pressure (Tubeside pressure) :**

**Thickness Due to Internal Pressure:**

$$= (P*(D/2-CAE)) / (S*E+0.4*P) \text{ per Appendix 1-1 (a) (1)}$$

$$= (689.00*(19.0500/2-0.000))/(174.11*1.00+0.4*689.00)$$

$$= 0.0376 + 0.3175 = 0.3551 \text{ mm.}$$

**Tube Required Thickness under External Pressure (Shellside pressure) :**

External Pressure Chart	HA-5	at	121.00 C
Elastic Modulus for Material			188356208.00 KPa.

**Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):**

TCA	ODCA	SLEN	D/T	L/D	Factor A	B
1.3335	19.05	4807.00	14.29	50.0000	0.0053900	162.37
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = ( 4 *162.3733 )/( 3 *14.2857 ) = 15153.9619 KPa.						

**Results for Req'd Thickness for Ext. Pressure (Tca):**

TCA	ODCA	SLEN	D/T	L/D	Factor A	B
0.4167	19.05	4807.00	45.71	50.0000	0.0005264	49.58
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = ( 4 *49.5795 )/( 3 *45.7123 ) = 1446.0475 KPa.						

**Summary of Tube Required Thickness Results:**

Total Required Thickness including Corrosion all.	0.7342 mm.
Allowable Internal Pressure at Corroded thickness	25820.26 KPa.
Required Internal Design Pressure	689.00 KPa.
Allowable External Pressure at Corroded thickness	15153.96 KPa.
Required External Design Pressure	1446.00 KPa.

**Intermediate Calculations For Gasketed Tubesheets:**

**ASME Code, Section VIII, Div. 1, 2007 A-09**

Gasket Contact Width,	N = (Goc-Gic) / 2	10.000 mm.
Basic Gasket Width,	b0 = N / 2.0	5.000 mm.
Effective Gasket Width,	b = b0	5.000 mm.
Gasket Reaction Diameter,	G = (Go+Gi) / 2.0	556.000 mm.

**Bolt Spacing Correction Factor per TEMA, PD:5500 or EN-13445 [cF]:**

$$= \text{sqrt}( \text{Deltab} / (2 * \text{dB} + 6 * \text{e} / ( \text{m} + 0.5 ) ) )$$

$$= \text{sqrt}( 92.922 / (2 * 19.050 + 6 * 30.000 / (3.500 + 0.5)) )$$

$$= 1.0574$$

where the actual circumferential spacing is [Deltab]:

$$= C * \sin( \text{Pi} / n )$$

$$= 594.000 * \sin( 3.142 / 20 )$$

$$= 92.9221 \text{ mm.}$$

**Bolting Information for TEMA Imperial Thread Series (Non Mandatory):**

Distance Across Corners for Nuts 35.128 mm.  
 Circular Wrench End Diameter a 52.388 mm.

**\*\* WARNING \*\* Clearance Problems Detected (Nut/Weld)**

	Minimum	Actual	Maximum
<i>Bolt Area, cm<sup>2</sup></i>	<i>39.635</i>	<i>38.968</i>	<i>Failed</i>
Radial distance bet. bolts and the edge	20.637	27.000	
Circumferential spacing between bolts	44.450	92.922	83.100

*Warning: Avail. Bolt Area (38.968 ) for Shell Flange is < req. 39.635 cm<sup>2</sup>*  
 Flange Design Bolt Load W 51948.14 Kgf

**Detailed Tubesheet Results for load Case 3 un-corr. (Ps + Pt - Th)**

**Results for ASME Floating Tubesheet Calculations for Configuration B,**

**Results for Tubesheet Calculations Original Thickness :**

**UHX-14.5.1 Step 1:**

Compute the Tube Expansion Depth Ratio [rho]:

$$= ltx / h \text{ ( modified for corrosion if present )}$$

$$= 32.0000 / 35.0000 = 0.9143 \text{ ( must be } 0 \leq \rho \leq 1 \text{ )}$$

Compute the Effective Tube Hole Diameter [d\*]:

$$= \text{Max}( dt - 2tt * ( Et/E ) ( St/S ) ( rho ), dt - 2tt )$$

$$= \text{Max}( 19.0500 - 2 * 1.6510 * (.19237E+09 / .19685E+09) * ( 174 / 137 ) * (0.914 ), 19.0500 - 2 * 1.6510 )$$

$$= 15.7480 \text{ mm.}$$

Compute the Equivalent Outer Tube Limit Circle Diameter [Do]:

$$= 2 * ro + dt = 2 * 257.975 + 19.050 = 535.000 \text{ mm.}$$

Determine the Basic Ligament Efficiency for Shear [mu]:

$$= (p - dt) / p = (23.8000 - 19.0500 ) / 23.8000 = 0.1996$$

Compute the Equivalent Outer Tube Limit Radius [ao]:

$$= Do / 2 = 535.0000 / 2 = 267.5000 \text{ mm.}$$

Compute the Effective Tube Pitch [p\*]:

$$= p / \text{sqrt}( 1 - 4 * \text{min}( AL * CNV\_factor, 4 * Do * p ) / ( \text{Pi} * Do^2 ) )$$

$$= 23.8000 / \text{sqrt}( 1 - 4 * \text{min}( 425.64 * 100.000 , 4 * 535.000 * 23.800 ) / ( 3.141 * 535.000^2 ) )$$

$$= 26.4337 \text{ mm.}$$

Compute the Effective Ligament Efficiency for Bending [mu\*]:

$$= (p* - d*) / p* = (26.4337 - 15.7480 ) / 26.4337 = 0.4042$$

Compute the Ratio [Rhos]:

$$= a_s / a_o = 278.0000 / 267.5000 = 1.039252$$

Compute the Ratio [Rhoc]:

$$= a_c / a_o = 278.0000 / 267.5000 = 1.039252$$

Compute Parameter [xt]:

$$= 1 - N_t * (( dt - 2 * t_t ) / ( 2 * a_o ))^2$$
$$= 1 - 358 * ((19.0500 - 2 * 1.6510) / (2 * 267.5000))^2 = 0.6898$$

Determine Parameter [xs]:

$$= 1 - N_t * ( dt / (2 * a_o) )^2$$
$$= 1 - 358 * ( 19.0500 / (2 * 267.5000) )^2 = 0.5461$$

Determine the Value [h'g]:

$$= \text{Max}(( h_g - \text{CATC} ), 0) \quad (\text{For pressure only cases})$$
$$= \text{Max}(( 0.000 - 0.000 ), 0) = 0.000 \text{ mm.}$$

#### UHX-14.5.2 Step 2:

Intermediate parameters for Tubesheet Gasketed on the Shell Side:  
 $\beta_{sS}$ ,  $k_s$ ,  $\lambda_{sS}$ ,  $\delta_{sS} = 0$

Intermediate parameters for Tubesheet Gasketed on the Channel Side:  
 $\beta_{cC}$ ,  $k_c$ ,  $\delta_{cC}$ ,  $\lambda_{cC} = 0$

#### UHX-14.5.3 Step 3:

$E^*/E$  and  $\nu^*$  for Triangular pattern from Fig. UHX-11.3.

$$h/p = 1.470588 ; \nu^* = 0.404246$$
$$E^*/E = 0.440554 ; \nu^* = 0.298300 ; E^* = 86722288. \text{ KPa.}$$

Compute the Tube Bundle Stiffness Factor [Xa]:

$$= ((24 * (1 - \nu^{*2}) * N_t * E_t * t_t * (dt - t_t) * a_o^2) /$$
$$( E^* * L * H^3 ))^{0.25}$$
$$= ((24 * (1 - 0.298^2) * 358 * .19237E+09 * 1.6510 *$$
$$(19.0500 - 1.6510) * 267.5000^2) / (.86722E+08 * 4807.00 * 35.000^3))^{0.25}$$
$$= 3.6276$$

Values from Table UHX-13.1

$$Z_d = 0.032366 ; Z_v = 0.078362 ; Z_m = 0.420828$$
$$Z_a = 0.427775E+01 ; Z_w = 0.078362$$

#### UHX-14.5.4 Step 4:

Compute the Diameter Ratio [K]:

$$= A / D_o = 546.0000 / 535.0000 = 1.0206$$

Compute Coefficient [F]:

$$= (1 - \nu^*) / (E^*) * ( \lambda_{sS} + \lambda_{cC} + E * \ln(K) )$$
$$= (1 - 0.30) / (.86722E+08) * ( 0.00 + 0.00 +$$
$$.19685E+09 * \ln(1.02) )$$
$$= 0.0324$$

Compute Parameter [Phi]:

$$= (1 + \nu^*) * F = (1 + 0.2983) * 0.0324 = 0.0421$$

Compute Parameter [Q1]:

$$= (Rhos - 1 - Phi * Z_v) / (1 + Phi * Z_m)$$
$$= (1.0393 - 1 - 0.0421 * 0.0784) / (1 + 0.0421 * 0.4208)$$

$$= 0.035328623$$

#### UHX-14.5.5 Step 5:

Determine factor [gamab]:

$$= (G_c - C) / D_o \text{ (config b)}$$

$$= (555.9999 - 594.0000) / 535.0000 = -0.07103$$

Calculate Parameter [OmegaS]:

$$= \rho_h * k_s * \beta_s * \delta_s (1 + h * \beta_s)$$

$$= 1.0393 * 0.00 * 0.0000 * 0.000000 (1 + 35.0000 * 0.0000)$$

$$= 0.0000 \text{ mm.}^2$$

Calculate Parameter [Omega\*S]:

$$= a_o^2 * (\rho_h^2 - 1) * (\rho_h - 1) / 4 - \Omega_s$$

$$= 267.5000^2 * (1.039^2 - 1) * (1.039 - 1) / 4 - 0.000$$

$$= 56.2067 \text{ mm.}^2$$

Calculate Parameter [OmegaC]:

$$= \rho_c * k_c * \beta_c * \delta_c (1 + h * \beta_c)$$

$$= 1.0393 * 0.00 * 0.0000 * 0.000000 (1 + 35.0000 * 0.0000)$$

$$= 0.0000 \text{ mm.}^2$$

Calculate Parameter [Omega\*C]:

$$= a_o^2 [(\rho_c^2 + 1) * (\rho_c - 1) / 4 - (\rho_c - 1) / 2] - \Omega_c$$

$$= 267.50000^2 [(1.03925^2 + 1) * (1.03925 - 1) / 4 - (1.03925 - 1) / 2] - 0.00000$$

$$= 56.2067 \text{ mm.}^2$$

Compute the Pressure [P\*S]:

$$= 0.000 \text{ KPa.}$$

= 0 For Pressure only cases or Configurations d,e,f,A,B,C,D

Compute the Pressure [P\*C]:

$$= 0.000 \text{ KPa.}$$

= 0 For Pressure only cases or Configurations b,c,d,B,C,D

#### UHX-14.5.6 Step 6:

$$P_e = P_s - P_t$$

$$= 1446.000 - 689.000 = 757.000 \text{ KPa.}$$

#### UHX-14.5.7 Step 7:

Determine Factor [Q2]:

$$= [(\Omega_s * P_s - \Omega_c * P_t) - (\Omega_s * P_s - \Omega_c * P_c)] * CNV\_FAC + W * \gamma_b / (2 * \pi)] / (1 + \Phi * Z_m)$$

$$= [ (56.207 * 1446.000 - 56.207 * 689.000) - (0.000 * 0.000 - 0.000 * 0.000) ] * 0.000 + 51948.1 * -0.071 / (2 * 3.14159) ] / (1 + 0.04209 * 0.42083)$$

$$= -572.763488770 \text{ Kgf}$$

Calculate Factor [Q3]:

$$= Q_1 + 2 * Q_2 / (P_e * a_o^2)$$

$$= 0.035 + 2 * -572.763 / (757.000 * 267.500^2) = -0.172051$$

Fm Value from Table UHX-13.1 = 0.086025

The Tubesheet Bending Stress - Original Thickness [Sigma]:

$$= (1.5 * F_m / \mu * ) * (2 * a_o / (H - h'g))^2 * P_e$$

$$= (1.5 * 0.0860 / 0.4042) * (2 * 267.5000 / (35.000 - 0.000))^2 * 757.00$$

$$= 56.4631 \text{ N./mm}^2$$

The Allowable Tubesheet Bending Stress [Sigma allowed]:

$$= 1.5 * S = 1.5 * 137.90 = 206.85 \text{ N./mm}^2$$

The Tubesheet Bending Stress - Final Thickness [Sigma<sub>f</sub>]:

$$= (1.5 * F_m/\mu^*) * (2 * a_o / (h - h'g)^2 * P_e)$$

$$= (1.5 * 0.0856 / 0.4042) * (2 * 267.5000 / (18.245 - 0.000)^2) * 757.00$$

$$= 206.8487 \text{ N./mm}^2$$

Reqd Tubesheet Thickness, for Bending Stress (Including CA ) [HReqB]:

$$= h + C_{ats} + C_{atc} = 18.2447 + 0.0000 + 0.0000 = 18.2447 \text{ mm.}$$

$$H \text{ reqd.} = H_{ReqB} = 18.2447 \text{ mm.}$$

### Computations Completed for ASME Tubesheet Configuration B

#### Stress/Force summary for loadcase 3 un-corr. (Ps + Pt - Th):

Stress Description	Actual	Allowable	Pass/Fail
Tubesheet bend. stress	56.5 <=	206.9 N./mm <sup>2</sup>	Ok

#### Floating Tubesheet results per ASME UHX-14 2007 A-09

##### Results for 6 Load Cases:

Case#	--Reqd. Thk. + CA Tbsht Extnsn	----- Tubesheet Bend Allwd	Stresses Shear Allwd	Case Type	Pass/ Fail
1uc	24.064	104	207	Fvs+Pt-Th	Ok
2uc	16.218	60	207	Ps+Fvt-Th	Ok
3uc	18.245	56	207	Ps+Pt-Th	Ok
1c	31.286	160	207	Fvs+Pt-Th-Ca	Ok
2c	23.076	77	207	Ps+Fvt-Th-Ca	Ok
3c	25.152	89	207	Ps+Pt-Th-Ca	Ok
Max:	31.2864	... mm.	0.775	... (Str. Ratio)	

#### Load Case Definitions:

Fvs,Fvt - User-defined Shell-side and Tube-side vacuum pressures or 0.0.

Ps, Pt - Shell-side and Tube-side Design Pressures.

(+)-Th - With or Without Thermal Expansion.

Ca - With or Without Corrosion Allowance.

#### Summary of Thickness Comparisons for 6 Load Cases:

Thickness (mm.)	Required	Actual	P/F
Tubesheet Thickness :	31.286	35.000	Ok
Tubesheet Thickness Flanged Extension :	0.000	30.000	Ok
Tube Thickness :	0.734	1.651	Ok

**Tubesheet MAWP used to Compute Hydrotest Pressure:**

Stress / Force Condition	Tubeside (0 shellside)		Shellside (0 tubeside)	
	MAWP	Stress Rat.	MAWP	Stress Rat.
Tubesheet Bending Stress	1194.03	1.000	2816.39	1.000
Tube Pressure Stress	25820.25	1.000	15153.95	1.000
Minimum MAWP	1194.03		2816.39	

**Tubesheet MAPnc used to Compute Hydrotest Pressure:**

Stress / Force Condition	Tubeside (0 shellside)		Shellside (0 tubeside)	
	MAPnc	Stress Rat.	MAPnc	Stress Rat.
Tubesheet Bending Stress	2047.92	1.000	3653.44	1.000
Tube Pressure Stress	33001.22	1.000	23431.15	1.000
Minimum MAPnc	2047.92		3653.44	

**PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]**

**Input Echo, Floating Head Item 1, Description: TAPAFLOTANTE**

```

Floating Head Type                Appendix 1-6 type (d)
Tube Side ( Internal ) Design Pressure   Pts    689.00  KPa.
Shell Side ( External ) Design Pressure  Pss    1446.00 KPa.
Design Temperature for Spherical Head   Temp    160.00  C

Head Material                      SA-240
Head Material UNS Number            S32750
Head Allowable Stress at Temperature    Sho    213.61  N./mm2
Head Allowable Stress at Ambient        Sha    228.22  N./mm2

Crown Radius for Spherical Head        L      437.000  mm.
Head Thickness                          Th      15.000  mm.
Tube Side ( Internal ) Corrosion Allowance Cats    3.2000  mm.
Shell Side ( External ) Corrosion Allowance Cass   3.2000  mm.

Flange Material                      SA-182 F51
Flange Material UNS Number            S31803
Flange Allowable Stress at Temperature    Sfo    169.76  N./mm2
Flange Allowable Stress at Ambient        Sfa    177.20  N./mm2

Flange Outside Diameter                Fod    648.000  mm.
Flange Inside Diameter                  Fid    546.000  mm.
Flange Thickness                         Tf     55.0000  mm.

Bolt Material                          SA-193 B8
Bolt Material UNS Number                S30400
Bolt Allowable Stress At Temperature     Sb     113.74  N./mm2
Bolt Allowable Stress At Ambient         Sa     129.63  N./mm2

Diameter of Bolt Circle                 C      594.000  mm.
Nominal Bolt Diameter                    dB     19.0500  mm.
Type of Threads                          TEMA Thread Series
Number of Bolts                           20

Full face Gasket Flange Option          Program Selects

```

Flange Face Outside Diameter	Ffod	569.000	mm.
Flange Face Inside Diameter	Ffid	546.000	mm.
Gasket Outside Diameter	Go	566.000	mm.
Gasket Inside Diameter	Gi	546.000	mm.
Gasket Factor,	m	3.5000	
Gasket Design Seating Stress	y	44.82	N./mm <sup>2</sup>
Flange Facing Sketch	Code	Sketch 1a	
Column for Gasket Seating	Code	Column I	
Gasket Thickness		3.0000	mm.
Flange Face Nubbin Width		0.0000	mm.
Length of Partition Gasket		546.000	mm.
Width of Partition Gasket		10.0000	mm.
Partition Gasket Factor,	mPart	3.5000	
Partition Gasket Design Seating Stress	yPart	44.82	N./mm <sup>2</sup>
Partition Gasket Facing Sketch	Code	Sketch 1a	
Partition Gasket Column for Gasket Seating	Code	Column II	
Dist. from Head Centerline to Flange Centroid	hr	15.5296	mm.

The Flange is not Slotted.

Backing Ring Material Specification		SA-516 70	
Backing Ring Material UNS Number		K02700	
Backing Ring Allowable Stress, Temperature	Sots	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Backing Ring Allowable Stress, Ambient	Sats	137.90	N./mm <sup>2</sup>
Backing Ring Inside Diameter	Dr	546.000	mm.
Backing Ring Thickness	Tr	50.0000	mm.
Number of Splits in Backing Ring	nsp	1	

**Internal Pressure results for Spherical heads**  
**ASME Code, Section VIII, Div. 1, 2007 A-09 Appendix 1-6**

Thickness Due to Internal Pressure[thr]:

$$= 5PL / 6Sho$$

$$= ( 5 * 689.00 * 440.2000 ) / ( 6 * 213 )$$

$$= 1.1833 \text{ mm.}$$

Maximum Allowable Working Pressure at Given Thickness[Pa]:

$$= 6Sho * (Th-Cass-Cats) / 5L$$

$$= ( 6 * 213 * 8.6000 ) / ( 5 * 440.2000 )$$

$$= 5007.54 \text{ KPa.}$$

Maximum Allowable Pressure, New and Cold[Pnc]:

$$= 6Sha / 5L$$

$$= ( 6 * 228 * 15.0000 ) / ( 5 * 437.0000 )$$

$$= 9400.01 \text{ KPa.}$$

Actual Stress at given Pressure and Thickness[Sact]:

$$= 5PL / 6(Th-Cass-Cats)$$

$$= ( 5 * 689.00 * 440.2000 ) / ( 6 * 8.6000 )$$

$$= 29. \text{ N./mm}^2$$

**External Pressure results, Spherical head**  
**ASME Code, Section VIII, Division 1, 2007 A-09**

External Pressure Chart	HA-5	at	160.00	C
Elastic Modulus for Material			185716400.00	KPa.

**Results for Maximum Allowable External Pressure:**

Corroded Thickness of Shell	TCA	8.6000	mm.
Outside Crown Radius of Shell	OD/2	448.8000	mm.
Crown Radius / Thickness Ratio	(OD/2)/T	52.1860	
Geometry Factor, A f(D/T,LD)	A	0.0023953	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	129.8600	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		2488.26	KPa.
EMAWP = B/( (OD/T)/ 2 ) = 129.8600 / (104.3721 / 2.0) = 2488.2593			

**Results for Reqd Thickness for Ext. Pressure (Tca):**

Corroded Thickness of Head	TCA	5.5796	mm.
Outside Diameter of Shell	ODCA	897.600	mm.
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	160.8704	
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0015540	
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	116.3287	N./mm <sup>2</sup>
Maximum Allowable Working Pressure		1446.16	KPa.
EMAWP = B/( (D/T)/ 2 ) = 116.3287 / (160.8704 / 2 ) = 1446.1570			

**Intermediate Calculations for Flanged portion:**  
**ASME Code, Section VIII, Div. 1, 2007 A-09 Appendix 2**

Gasket Contact Width,	N = (Goc-Gic) / 2	10.000	mm.
Basic Gasket Width,	b0 = N / 2.0	5.000	mm.
Effective Gasket Width,	b = b0	5.000	mm.
Gasket Reaction Diameter,	G = (Go+Gi) / 2.0	556.000	mm.

**Bolting Information for TEMA Imperial Thread Series (Non Mandatory):**

Total Area of Bolts	38.968	cm <sup>2</sup>
---------------------	--------	-----------------

	Minimum	Actual	Maximum
Radial distance bet. bolts and the edge	20.637	27.000	
Circumferential spacing between bolts	44.450	92.922	120.600

**Results for the Internal Pressure case:**

**Basic Flange and Bolt loads:**

Hydrostatic End Load due to Pressure	H	17059.1	Kgf
Contact Load on Gasket Surfaces	Hp	5638.1	Kgf
Hydrostatic End Load at Flange ID	Hd	16838.9	Kgf
Pressure Force on Flange Face	Ht	220.2	Kgf
Radial Component of Head Membrane Force	Hr	21115.2	Kgf
Operating Bolt Load:	Wm1	22697.2	Kgf
Gasket Seating Bolt Load	Wm2	52389.1	Kgf
Required Bolt Area	Am	39.635	cm <sup>2</sup>

**\*\* WARNING \*\* Reqd. Bolt Area (39.635) > Actual (38.968)**

**Min. Gasket Contact Width (Brownell Young) [Not an ASME Calculation]:**

$$\begin{aligned}
 &= Ab * Sb / (y * PI * (Go+Gi) ) \\
 &= 38.968 * 129.63 / (44.82 * 3.14 * (566.00 + 546.00) ) \\
 &= 3.226 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Flange Design Bolt Load (Seating)	W	51948.1	Kgf
Gasket Seating Force (Operating)	Hg	5638.1	Kgf
Distance to Gasket Load Reaction	hg	19.0000	mm.

Distance to Face Pressure Reaction	ht	19.9000	mm.
Distance to End Pressure Reaction	hd	20.8000	mm.

**Summary of Moments for Internal Pressure:**

Loading		Force	Distance	Bolt Corr	Moment
End Pressure,	Md	16839.	20.8000	1.0000	350. Kg-m.
Face Pressure,	Mt	220.	19.9000	1.0000	4. Kg-m.
Gasket Load,	Mg	5638.	19.0000	1.0000	107. Kg-m.
Floating Hd. Load,	Mh	21115.	15.5296	1.0000	-328. Kg-m.
Gasket Seating,	Ma	51948.	19.0000	1.0000	987. Kg-m.

Total Moment for Operation ( Internal Pressure )	133.847 Kg-m.
Total Moment for Gasket Seating ( Int. Pressure )	987.036 Kg-m.

**Results for the External Pressure case:**

**Basic Flange and Bolt loads:**

Hydrostatic End Load due to Pressure	H	35801.8	Kgf
Hydrostatic End Load at Flange ID	Hd	35339.6	Kgf
Pressure Force on Flange Face	Ht	462.1	Kgf
Radial Component of Head Membrane Force	Hr	44314.4	Kgf
Gasket Seating Bolt Load	Wm2	52389.1	Kgf
Required Bolt Area	Am	39.635	cm <sup>2</sup>

**\*\* WARNING \*\*** Reqd. Bolt Area (39.635) > Actual (38.968)

Flange Design Bolt Load (Seating)	W	51948.1	Kgf
Distance to Gasket Load Reaction	hg	19.0000	mm.
Distance to Face Pressure Reaction	ht	19.9000	mm.
Distance to End Pressure Reaction	hd	20.8000	mm.

**Summary of Moments for External Pressure:**

Loading		Force	Distance	Bolt Corr	Moment
End Pressure,	Md	35340.	1.8000	1.0000	64. Kg-m.
Face Pressure,	Mt	462.	0.9000	1.0000	0. Kg-m.
Floating Hd. Load,	Mh	44314.	15.5296	1.0000	-688. Kg-m.
Gasket Seating,	Ma	51948.	19.0000	1.0000	987. Kg-m.

Total Moment for Operation ( External Pressure )	624.171 Kg-m.
Total Moment for Gasket Seating ( Ext. Pressure )	987.036 Kg-m.

**Required thickness for Main Flange, internal operating conditions: [T]**

$$\begin{aligned}
 &= F + \text{SQRT}( F * F + J ) \text{ per 1-6(g)} \\
 &= 2.154 + \text{SQRT}( 2.154 * 2.154 + 187.365 ) \\
 &= 16.0106 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

**Required thickness for Main Flange, internal bolt-up conditions: [T]**

$$\begin{aligned}
 &= F + \text{SQRT}( F * F + J ) \text{ per 1-6(g)} \\
 &= 0.000 + \text{SQRT}( 0.000 * 0.000 + 1323.644 ) \\
 &= 36.3819 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

**Required thickness for Main Flange, external operating conditions: [T]**

$$\begin{aligned}
 &= F + \text{SQRT}( F * F + J ) \text{ per 1-6(g)} \\
 &= 4.521 + \text{SQRT}( 4.521 * 4.521 + 873.741 ) \\
 &= 34.4234 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

**Required thickness for Main Flange, external bolt-up conditions: [T]**

$$= F + \text{SQRT}( F * F + J ) \text{ per 1-6(g)}$$

$$= 0.000 + \text{SQRT}( 0.000 * 0.000 + 1323.644 )$$

$$= 36.3819 \text{ mm.}$$

**Required thickness for Backing Ring, internal operating conditions: [T]**

$$= \text{SQRT}( \text{WM1} * h * \text{Split\_fac} * Y / S B ) \text{ Per TEMA 8th ed. RCB-5.141}$$

$$= \text{SQRT}( 22697.2 * 24.00 * 2.00 * 11.426 / (137.9 * 546.000) )$$

$$= 40.2667 \text{ mm.}$$

**Required thickness for Backing Ring, internal bolt-up conditions: [T]**

$$= \text{SQRT}( W * h * \text{Split\_fac} * Y / S B ) \text{ Per TEMA 8th ed. RCB-5.141}$$

$$= \text{SQRT}( 51948.1 * 24.00 * 2.00 * 11.426 / (137.9 * 546.000) )$$

$$= 60.9179 \text{ mm.}$$

**Summary of Required Thicknesses:**

	Head	Flange	Backing Ring
Tubeside (Internal) Pressure	1.1833	16.0106	40.2667 mm.
Shellside (External) Pressure	5.5796	34.4234	mm.
<i>Tubeside Gasket Seating Load</i>		<i>36.3819</i>	<i>60.9179 mm.</i>
Shellside Gasket Seating Load		36.3819	mm.
<i>Maximum + Corrosion Allowance</i>	<i>11.9796</i>	<i>42.7819</i>	<i>60.9179 mm.</i>
Actual Thickness as Given	15.0000	55.0000	50.0000 mm.

**Floating Head MAWP and MAPnc (KPa.):**

Stress Condition	Tubeside		Shellside	
	MAWP	MAPnc	MAWP	MAPnc
Flange Stress	1062.19	1062.19	2589.43	4315.27
Floating head Stress	5007.44	9399.91	2488.16	5936.50
Bolt Stress	1371.87	1563.46	----	----
Minimum MAWP & MAPnc	1062.19	1062.19	2488.16	4315.27

**PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]**

**Design Code: ASME Code Section VIII Division 1, 2007 A-09**

Diameter Spec : 575.000 x 675.000 mm. ID	
Vessel Design Length, Tangent to Tangent	5505.00 mm.
Specified Datum Line Distance	0.00 mm.
Shell Material Specification	SA-515 60
Shell Material Specification	SA-516 70
Nozzle Material Specification	SA-106 B
Shell Side Design Temperature	121 C
Channel Side Design Temperature	121 C
Shell Side Design Pressure	1446.00 KPa.
Channel Side Design Pressure	689.00 KPa.
Shell Side Hydrostatic Test Pressure	1636.04 KPa.
Channel Side Hydrostatic Test Pressure	1236.55 KPa.
Required Minimum Design Metal Temperature	-29 C
Warmest Computed Minimum Design Metal Temperature	-29 C
Wind Design Code	ASCE-93

**Element Pressures and MAWP: KPa.**

Element Desc	Design Pres.   + Stat. head	External   Pressure	M.A.W.P	Corrosion   Allowance
tapa channel	689.000	103.419	2070.931	3.2000
brida 5	689.000	103.419	1589.412	3.2000
channel	689.000	103.419	2311.729	3.2000
brida 4	689.000	103.419	864.721	3.2000
brida 3	1446.000	103.419	1814.865	3.2000
casco	1451.670	103.419	2698.095	3.2000
brida 2	1446.000	103.419	1870.436	3.2000
brida 1	1446.000	103.419	1528.257	3.2000
cil tapa casco	1446.000	103.419	1976.473	3.2000
tapa casco	1446.000	103.419	1976.473	3.2000

Liquid Level: 575.00 mm. Dens.: 0.001 kg./cm<sup>3</sup> Sp. Gr.: 1.000

Element Type	"To" Elev mm.	Length mm.	Element Thk mm.	R e q d Int.	T h k Ext.	Joint Eff Long	Circ
Body Flg	51.0	51.0	51.0	29.8	23.0	1.00	1.00
Body Flg	121.0	70.0	40.0	32.1	32.1	1.00	1.00
Cylinder	409.0	288.0	10.0	5.2	4.6	0.85	1.00
Body Flg	490.0	81.0	50.0	35.9	34.0	1.00	1.00
Body Flg	571.0	81.0	47.0	39.6	30.0	1.00	1.00
Cylinder	5076.0	4505.0	10.0	6.8	7.7	0.85	0.85
Body Flg	5181.0	105.0	64.0	55.5	29.3	1.00	1.00
Body Flg	5269.0	88.0	51.0	49.3	40.7	1.00	1.00
Cylinder	5469.0	200.0	10.0	8.2	4.8	0.85	1.00
Ellipse	5505.0	36.0	10.0	8.1	5.0	0.85	1.00

Element thicknesses are shown as Nominal if specified, otherwise are Minimum

**Weights:**

Fabricated - Bare W/O Removable Internals	2746.1 kg.
Shop Test - Fabricated + Water ( Full )	4235.1 kg.
Shipping - Fab. + Rem. Intls.+ Shipping App.	2746.1 kg.
Erected - Fab. + Rem. Intls.+ Insul. (etc)	2746.1 kg.
Empty - Fab. + Intls. + Details + Wghts.	2746.1 kg.
Operating - Empty + Operating Liquid (No CA)	3915.9 kg.
Field Test - Empty Weight + Water (Full)	4235.1 kg.

PVElite is a registered trademark of COADE, Inc. [2010]

PV Elite 2010 Licensee: ECOPETROL - REFINERIA DE BARRANCABERMEJA

FileName : E\_2754A\_B-----

Warnings and Errors : Step: 0 7:08a Nov 5,2011