



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE
INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

“Diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubos para mejorar la capacidad de producción de emulsión en planta Famesa Explosivos, Salaverry – La Libertad”

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE :
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

AUTOR:

Cholán Rodríguez Mario Enrique (ORCID: 0000-0002-2003-2152)

ASESOR:

MSc. Sifuentes Inostroza Martín (ORCID: 0000-0001-8621-236X)

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Generación, Transmisión y Distribución

TRUJILLO – PERÚ

2020

DEDICATORIA

A DIOS:

Por estar presente en nuestra familia
y por brindarnos salud, sabiduría y
abundancia.

A MIS HIJOS: DIEGO Y AMY

Por ser la fuerza que me impulsa
y me motiva a superar todos mis
desafíos en el día a día.

A MIS PADRES:

Por su apoyo incondicional y por
ser guías de mi educación.

A MIS ABUELITOS:

Por sus virtudes en acción
difundidas en mí desarrollo.

A MIS HERMANOS:

Por su amistad y por su apoyo
absoluto en mis decisiones.

AGRADECIMIENTO

A la Universidad César Vallejo, por mi formación integral como Ingeniero, por los conocimientos transmitidos a través de sus docentes y por hacerme partícipe de este gran número de estudiantes que buscan la superación personal.

A mis asesores, por su experiencia y por haberme guiado en mi trabajo de investigación de tesis.

A la empresa FAMESA Explosivos S.A.C., por brindarme la oportunidad de realizar y desarrollar el presente trabajo de investigación de tesis.

A todos mis amigos con quienes compartí mi etapa de formación universitaria; particularmente a mis amigos Marcos, Alex, Esdgardo y Luis.

ÍNDICE

DEDICATORIA.....	ii
AGRADECIMIENTO.....	iii
ÍNDICE	iv
RESUMEN	xii
ABSTRACT	xiii
I. INTRODUCCIÓN.....	1
II. MARCO TEÓRICO	4
Energía.....	7
Calor.....	7
Transferencia de calor.....	7
Intercambiador de calor.....	8
Componentes de un intercambiador de calor de carcasa y tubos.....	13
Métodos para el análisis térmico e hidráulico en intercambiadores de carcasa y tubos.	20
Cálculos mecánicos para intercambiadores de carcasa y tubos.....	36
Selección de accesorios de control para intercambiadores de carcasa y tubos.	46
III. MÉTODO.....	49
3.1. Tipo y diseño de investigación.	49
3.2. Operacionalización de variables.	50
3.3. Población, muestra y muestreo.....	50
3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad.	51
3.5. Procedimiento.	51
3.6. Método de análisis de datos.....	54
3.7. Aspectos éticos.....	54

IV. RESULTADOS	55
4.1. Evaluación de las condiciones iniciales, estableciendo las	56
exigencias para el diseño (Comprensión de la solicitud).	56
4.2. Determinación de las soluciones para el diseño, mediante matrices morfológicas (Concepción de la solución.).....	58
4.2.3. Matrices morfológicas.....	60
4.2.4. Conceptualización de las soluciones.....	64
4.3. Evaluación técnica y económica de las soluciones para el	67
diseño (Elaboración del proyecto).	67
4.3.2. Evaluación económica de los conceptos de solución.....	68
4.3.3. Diagrama de evaluación técnico - económico según VDI 2225. ...	69
4.3.4. Proyecto preliminar.....	70
4.3.5. Proyecto definitivo.	70
4.4. Dimensionamiento del equipo, procesando los cálculos.....	72
correspondientes (Elaboración de detalles).....	72
4.4.6. Elaboración de planos de diseño.	138
V. DISCUSIÓN	139
VI. CONCLUSIONES.....	141
VII. RECOMENDACIONES	143
VIII. REFERENCIAS	144

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1:Transferencia de calor por conducción y convección.....	8
Figura 2: Fluidos en flujo paralelo.	9
Figura 3: Fluidos en contra flujo.	9
Figura 4: Fluidos en flujo cruzado.	10
Figura 5: son Intercambiador de paso simple.....	10
Figura 6: Intercambiador de paso múltiple.	11
Figura 7: Intercambiador de placas.	12
Figura 8: Intercambiador de doble tubo.....	12
Figura 9: Intercambiador de carcasa y tubos.	13
Figura 10: Carcasa.....	14
Figura 11: Tubos con arreglo triangular.	14
Figura 12: Cabezal.	15
Figura 13: Espejo seccionado en ocho pasos.....	15
Figura 14: Boquilla.	16
Figura 15: Disposición de mamparas dentro de la carcasa.....	16
Figura 16: Separadores de flujo dentro del cabezal.	17
Figura 17: Tirantes fijando posición de mamparas.....	17
Figura 18: Brida.....	18
Figura 19: Perno.....	18
Figura 20: Junta.	19
Figura 21: Silleta de soporte.....	19
Figura 22: Oreja de izaje.	20
Figura 23: Algoritmo metodológico del diseño de investigación.	49
Figura 24: Métodos para el desarrollo y diseño de sistemas técnicos y productos.	53
Figura 25: Algoritmo metodológico para el diseño de intercambiadores de carcasa y tubos.....	55
Figura 26: Caja negra.....	58
Figura 27: Estructura de funciones.....	59
Figura 28: Matriz morfológica para intercambiador de carcasa y tubos.	61
Figura 29: Matriz morfológica para intercambiador de placas.	62

Figura 30: Matriz morfológica para intercambiador de doble tubería.	63
Figura 31: Concepto de solución para Intercambiador de calor de carcasa y tubos.	64
Figura 32: Concepto de solución para intercambiador de calor de placas.	65
Figura 33: Concepto de solución para intercambiador de calor de doble tubo.....	66
Figura 34: Diagrama de evaluación técnico-económica.....	69
Figura 35: Proyecto definitivo del intercambiador de calor de carcasa y tubos.	71
Figura 36: Algoritmo metodológico para el cálculo térmico e hidráulico en intercambiadores de carcasa y tubos.....	73
Figura 37:Diagrama MLTD.....	76
Figura 38:Factor de corrección de la temperatura “F”.....	78
Figura 39:Holgura diametral entre carcasa y haz de tubos.	81
Figura 40:Factor de transferencia de calor “Jh” para el lado de los tubos.....	83
Figura 41:Factor de transferencia de calor “JH” para el lado de la carcasa.	87
Figura 42:Factor de fricción “Jf” para el lado de los tubos.....	90
Figura 43:Factor de fricción “JF” para el lado de la carcasa.	91
Figura 44:Algoritmo metodológico para el cálculo mecánico en intercambiadores de carcasa y tubos.	94
Figura 45:Referencias para el diseño de bridas de 1.5, 2 y 24 pulgadas.....	109
Figura 46:Referencias para el diseño de juntas en bridas de 1.5 y 2 pulgadas. .	111
Figura 47:: Referencias para el diseño de juntas en bridas de 24 pulgadas.	112
Figura 48:Referencias para el diseño de silletas de soporte.....	114
Figura 49:Referencias para el dimensionamiento de silletas de soporte.	119
Figura 50:Referencia para el dimensionamiento de orejas de izaje.....	122
Figura 51:Control automático en bucle cerrado en feedback con modo de control PID.	124
Figura 52:Trasmisor de temperatura Pt 100.....	125
Figura 53:Controlador.	126
Figura 54:Traductor electro neumático.....	127
Figura 55: Válvula reguladora tipo 3241 – 1, DN 50 mm.....	129

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1:Operacionalización de variables.....	50
Tabla 2:Técnicas e instrumentos de estudio.....	51
Tabla 3:Lista de exigencias.....	57
Tabla 4:Evaluación técnica de los conceptos de solución.....	67
Tabla 5:Evaluación económica de los conceptos de solución.....	68
Tabla 6:Datos de proceso del emulsificante.....	74
Tabla 7:Datos de proceso del agua.....	74
Tabla 8:Propiedades físico químicas del emulsificante a 65 °C.....	75
Tabla 9:Tabla 9: Propiedades físico químicas del agua a 30 °C.....	75
Tabla 10:Coeficientes globales de transferencia de calor.....	78
Tabla 11:Características técnicas de tubería de cobre.....	79
Tabla 12:Valores de los coeficientes K_1 y n_1	80
Tabla 13:Viscosidad del emulsificante a temperatura de la pared de los tubos.....	84
Tabla 14:Viscosidad del agua a temperatura de la pared de los tubos.....	87
Tabla 15:Datos de proceso del agua y del emulsificante.....	95
Tabla 16:Datos para el diseño de la carcasa.....	97
Tabla 17:Datos para el diseño de tuberías.....	98
Tabla 18:Datos para el diseño del cuerpo del cabezal.....	100
Tabla 19:Datos para el diseño de la tapa plana del cabezal.....	101
Tabla 20:Datos para el diseño de los espejos.....	103
Tabla 21:Datos para el diseño de boquillas del cabezal superior.....	105
Tabla 22:Datos para el diseño de boquillas de la carcasa.....	106
Tabla 23:Datos para el diseño de mamparas.....	107
Tabla 24:Datos para el diseño de separadores de flujo.....	108
Tabla 25:Datos para el diseño de tirantes.....	109
Tabla 26:Datos para el diseño de bridas slip-on de 1.5", 2" y 24".....	109
Tabla 27:Datos para el diseño de pernos en bridas de 1.5", 2" y 24".....	110
Tabla 28:Datos para el diseño de juntas en bridas de 1.5" y 2".....	112
Tabla 29:Datos para el diseño de juntas en bridas de 24".....	113
Tabla 30:Datos para el cálculo de esfuerzos en silletas de soporte.....	115
Tabla 31:Datos para el dimensionamiento de silletas de soporte.....	120

Tabla 32:Datos para el cálculo de espesor en orejas de izaje.	120
Tabla 33:Datos para el dimensionamiento de orejas de izaje.	123
Tabla 34:Costo de los materiales.	131
Tabla 35:Costo de mano de obra.	133
Tabla 36:Costo de fabricación del proyecto.	133
Tabla 37:Costo de operación en 1 año.	134
Tabla 38:Costo de operación en 8 años.....	134
Tabla 39:Inversión total de proyecto	134
Tabla 40:Beneficio anual del proyecto.	135
Tabla 41:Financiamiento del proyecto.....	135
Tabla 42:Condiciones del financiamiento.	136
Tabla 43:Plan de pagos mensuales.	136
Tabla 44:Tablas de financiamiento.....	137

ANEXOS

Anexo 1: Declaratoria de Autenticidad del Autor.....	146
Anexo 2: Declaratoria de Autenticidad del Asesor	147
Anexo 3: Validación de los Instrumentos	148
Anexo 4: Matriz de consistencia.....	149
Anexo 5: Propiedades físico – químicas del agua.....	151
Anexo 6: Especificaciones técnicas de tuberías de cobre.....	152
Anexo 7: Normativa B.W.G. para tubos del haz tubular.	153
Anexo 8: Prototipos de arreglo entre tuberías.....	154
Anexo 9: Tipos de mamparas segmentadas.	154
Anexo 10: Conductividad térmica de los metales.....	155
Anexo 11: Resistencia térmica por incrustaciones.....	156
Anexo 12: Tipos de cabezales y carcasa según norma TEMA.....	157
Anexo 13: Referencia de aceros al carbón y de baja aleación.....	158
Anexo 14: Esfuerzos de acero al carbono según norma de fabricación.....	159
Anexo 15: Especificaciones técnicas de tubería ASTM A106 grado B.....	160
Anexo 16: Espesores mínimos de carcasa para intercambiadores tipo C y B. ...	161
Anexo 17: Modulo de elasticidad del cobre.....	161
Anexo 18: Valores del factor A para recipientes o tuberías sujetas a cargas externas.....	162
Anexo 19: Especificaciones técnicas de placa ASTM A - 285 grado C.....	163
Anexo 20: Valores del factor "C" para tapa plana.....	164
Anexo 21: Valores del factor F.	165
Anexo 22: Holgura entre carcasa y mamparas para intercambiadores tipo R, C y B.	165
Anexo 23: Espesor de las mamparas para intercambiadores tipo C y B.....	166
Anexo 24: Espesor de separadores de flujo para intercambiadores tipo R, C y B.	166
Anexo 25: Espesor y número de tirantes para intercambiadores tipo C y B.	167
Anexo 26: Especificaciones técnicas de tirante ASTM A-193 grado B7.....	167
Anexo 27: Presión estimada para bridas.....	168
Anexo 28: Recomendaciones para el diseño y selección de bridas clase 150. ..	169

Anexo 29: Especificaciones técnicas de brida ASTM A105 clase 150.	170
Anexo 30: Sugerencias para el diseño y selección de pernos en bridas clase 150.	171
Anexo 31: Especificaciones técnicas de perno ASTM A- 449 tipo 1 grado 5.	172
Anexo 32: Especificación técnica de tuerca hexagonal ASTM A-153 clase C grado 5.	173
Anexo 33: Especificaciones técnicas de arandela plana ASTM A-153 clase C...	174
Anexo 34: Especificaciones técnicas de arandela de presión ASTM A-153 clase C.	175
Anexo 35: Diseño de juntas para bridas de 1.5" y 2".	176
Anexo 36: Diseño de juntas para bridas de 24" en intercambiadores de calor. ..	177
Anexo 37: Especificaciones técnicas de novapress flexible 815.	178
Anexo 38: Valores de la constante K_1 , K_2 y K_7	179
Anexo 39: Valores de la constante K_6	180
Anexo 40: Especificaciones técnicas para el diseño de silletas de soporte.	181
Anexo 41: Dimensionamiento para el diseño de silletas de soporte.	182
Anexo 42: Especificaciones técnicas y dimensionamiento para orejas de izaje..	183
Anexo 43: Especificaciones técnicas de válvula reguladora SAMSON tipo 3241-1.	184
Anexo 44: Especificaciones técnicas de válvula reguladora SAMSON tipo 3241-1.	185
Anexo 45: Diámetro de boquillas de corte con oxiacetileno.	185
Anexo 46: Especificaciones técnicas de soldadura supercito.	186
Anexo 47: Ficha técnica del aceite mineral.	187
Anexo 48: Ficha técnica del aditivo PIBSA.	188
Anexo 49: Planos de diseño.	189

RESUMEN

La presente tesis busca Diseñar un intercambiador de calor de carcasa y tubos, para mejorar la capacidad de producción de emulsión en la planta de FAMESA Explosivos S.A.C., en Salaverry – La Libertad.

El estudio se aplicó a los tres tipos de intercambiadores más usados en la industria de procesos; empleando los “métodos para el desarrollo y diseño de sistemas técnicos y productos”. Lo cual nos induce a elegir el proyecto definitivo.

Luego se procedió a realizar los cálculos térmicos e hidráulicos; mediante el método Kern, tomando como base el calor perdido por el emulsificante; el cual es equivalente a catorce Kw. Así mismo se realizaron los cálculos mecánicos según la norma TEMA y el código ASME, justificando de esta manera los espesores y sus componentes; luego de ello se elaboraron los planos, para la construcción del intercambiador de carcasa y tubos.

Por consiguiente, se seleccionaron los componentes, para el control automático del equipo en mención; así mismo se desarrolló el plan de mantenimiento preventivo; luego se realizó la evaluación económica, obteniendo un periodo de retorno de la inversión equivalente a diez meses.

La sostenibilidad de este proyecto se apoya en el desarrollo de ingeniería que han alcanzado los procesos de transferencia de calor, así como en la existencia de un mercado comercial donde se pueden adquirir accesorios y componentes de calidad, los cuales se ajustan a las normativas técnicas ya establecidas.

Palabras Clave: intercambiador, emulsión, procesos.

ABSTRACT

This thesis seeks to design a shell and tube heat exchanger, to improve the emulsion production capacity in the FAMESA Explosivos S.A.C. plant, in Salaverry - La Libertad.

The study was applied to the three types of exchangers most used in the process industry; using the "methods for the development and design of technical systems and products". Which leads us to choose the final project.

Then proceeded to perform the thermal and hydraulic calculations; by the Kern method, as the heat lost by the emulsifier; which is equivalent to fourteen kw. Likewise, the mechanical calculations were carried out according to the TEMA standard and the ASME code, thus justifying the thicknesses and their components; then the plans were drawn up, for the construction of the tubular exchanger.

Therefore, the components were selected, for the automatic control of the equipment in the mention; likewise, the preventive maintenance plan has been followed; then the economic evaluation was carried out, obtaining a return period of the investment equivalent to ten months.

The sustainability of this project is based on the development of engineering processes that have improved calorie transfer, as well as the existence of a commercial market where you can buy accessories and quality components, which conform to regulations already, established techniques

Keywords: exchanger, emulsion, processes.

I. INTRODUCCIÓN.

FAMESA Explosivos SAC, se fundó el 30 de agosto de 1953; es una empresa especializada en la fabricación de explosivos y accesorios de voladura, sus productos son comercializados en el mercado nacional e internacional, siendo sus principales clientes el sector minero y la construcción civil.

En FAMESA explosivos, un proceso importante es la fabricación de emulsión; este producto se utiliza en la minería a tajo abierto, como carga de fondo; el cual es muy resistente al agua, tiene una alta velocidad de detonación y su generación de gases es nula. La emulsión está compuesta por dos soluciones (oxidante y combustible), generalmente estos compuestos son inmiscibles entre sí; por lo cual se utilizan los agentes emulsificantes o emulsionantes.

Los emulsificantes o emulsionantes son productos químicos que estabilizan y hacen miscibles, a una molécula de agua y aceite. FAMESA explosivos fabrica su propio emulsificante, con aceite de proceso de base mineral parafinica y poliisobutileno anhídrido succínico; estos productos se mezclan a 80°C y se deben enfriar hasta los 50°C, que es la temperatura correspondiente, para que ingrese al proceso de emulsión.

Anteriormente el proceso de enfriamiento, se realizaba en un intercambiador de tres tubos concéntricos; sin embargo, este sistema ya colapsó, motivo por el cual ya no está en funcionamiento y ello ocasiona que no se alcance los 50°C de temperatura requeridos, para el proceso de emulsión.

Lo referido con antelación, origina que el emulsificante a 80°C, tenga más tiempo de almacenamiento en tanques que juegan el rol de enfriadores por convección natural; todo esto, ocasiona reducción en la capacidad de

producción y pérdidas económicas, del orden de los 165,000.00 Nuevos Soles por año; en función del tiempo de operación anual.

Ahora bien, habiendo definido la problemática de la empresa, hemos procedido a formular el enunciado del problema, de la siguiente manera: ¿En qué medida, mediante la aplicación del diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubos, se mejora la capacidad de producción de emulsión en la planta Famesa Explosivos – Salaverry-La Libertad?

A continuación de haber presentado la formulación del problema de los conceptos que necesitamos en el desarrollo de la presente investigación, planteamos la siguiente hipótesis: Mediante la aplicación del diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubos, se mejora la capacidad de producción de emulsión en la planta Famesa Explosivos Salaverry - La Libertad.

En virtud de la hipótesis enunciada, se plantearán los objetivos de la investigación: El objetivo general para la presente tesis es Diseñar un intercambiador de calor de carcasa y tubos, para mejorar la capacidad de producción de emulsión en la planta Famesa Explosivos Salaverry - La Libertad; y, para arribar a este objetivo, hemos tenido en cuenta los siguientes objetivos específicos: (1) Evaluar las condiciones iniciales, a fin de establecer las exigencias de diseño, elaborando al detalle una lista de requerimientos; (2) Determinar mediante una matriz morfológica, las posibles soluciones de diseño para cada proyecto; (3) Elaborar el proyecto definitivo, realizando una evaluación técnica y económica de las posibles soluciones del diseño; y, (4) Dimensionar el equipo mediante la ingeniería de detalle, procesando los cálculos correspondientes y elaborando los planos para el diseño final.

Habida cuenta que nuestra investigación es de carácter creativo, se justifica técnicamente porque permitirá aplicar conocimientos técnicos y tecnológicos, para diseñar un intercambiador de calor de carcasa y tubos, con el propósito de mejorar un proceso; se justifica económicamente porque

la instalación y puesta en servicio del intercambiador tubular, reflejará un aumento en los ingresos por venta de producto final (emulsión); pues habrá una mayor capacidad de producción; y, también tiene una justificación institucional, porque la universidad Cesar Vallejo se verá representada, pues los conocimientos adquiridos en dicha institución, serán aplicados para el mejor desarrollo del proyecto.

II. MARCO TEÓRICO

De acuerdo a las pautas enumeradas en el capítulo precedente, se cree conveniente establecer el respaldo de la investigación, con algunos trabajos previos como antecedentes y referentes de su desarrollo. Así, por ejemplo, (Paguay, 2006) ha realizado una investigación referente al “Diseño de un intercambiador de calor para el sistema de calentamiento de agua de los tanques de lavado de Petro-producción”, en la facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional (Quito-Ecuador); en ella, se concluye que una característica del diseño de intercambiadores de calor es el procedimiento de especificar las dimensiones para luego calcular la transferencia de calor y pérdida de presión para posterior a ello verificar lo asumido. De ser así se aceptan los datos iniciales; si no fuera así, se los cambia hasta obtener una solución satisfactoria.

Asimismo, (Pillajo y Salazar, 2009), en su estudio de “Diseño y construcción de un precalentador de combustible para motores diésel”, presentado en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional (Quito-Ecuador), especifican en sus conclusiones que con los datos recolectados del intercambiador de tubos concéntricos se observa que los parámetros de diseño establecidos han sido los correctos y además se cumple con las expectativas planteadas. El sistema de control cumplió la función de mantener el aceite de *Jatropha* a una temperatura constante de 90°C, es decir el precalentador de combustible funciona correctamente.

También, (Arcentales, 2015), en su tesis denominada “Diseño de intercambiadores de calor utilizando el lenguaje de programación Java”, sustentada en la Facultad de Ingeniería Química de la Universidad Central del Ecuador, especifica que con base en las evaluaciones y los resultados proporcionados por el programa ICRAM 1.0, se concluye que la metodología implementada, así como los criterios ingenieriles utilizados en sus 3 módulos de cálculo para el diseño y evaluación de intercambiadores de calor, son adecuados, ya que se obtuvieron resultados dentro del margen de error establecido para este trabajo. Los porcentajes de error obtenidos pueden

atribuirse al uso de cifras significativas en los cálculos, a la sensibilidad de los resultados debido a cifras de bajo rango numérico, a criterios ingenieriles utilizados, al uso de diferentes correlaciones para el mismo cálculo y a la estimación de las propiedades fisicoquímicas de los fluidos.

En forma similar, (Delgado, 2014) en su investigación denominada “Diseño de un intercambiador de calor de tubos y coraza para fluidos líquido-líquido”, presentada en la Universidad Nacional del Callao – Perú, realiza determinaciones y cálculos de las variables en el intercambiador de calor de tubos y coraza tales como: cálculo de "la cantidad de calor, determinación de la diferencia media logarítmica de temperatura, la eficiencia, el factor de obstrucción y la caída de presión del lado de los tubos y de la coraza, en una instalación de Petróleo cuyo flujo másico de aceite crudo es de 149 000 lb/h el cual es precalentado en condiciones de 34 °API y se tiene una diferencia de temperatura de 115 °F. Para el diseño del intercambiador de calor se obtuvieron los siguientes resultados: Calor transferido: $Q = 9252900$ Btu/h; Eficiencia = 63,88%; Factor de ensuciamiento $R_o = 0,00557$ h.pie².°F/Btu; Caída de presión de lado de los tubos: $\Delta P_t = 10.9261$ Lbf/pulg²; Caída de presión de lado de la coraza: $\Delta P_s = 1.0214$ Lbf/pulg²; resultados concordantes dentro del límite permisible, para el diseño de intercambiadores de calor de tubos y coraza.

Igualmente, (Huanca, 2015), presenta una investigación titulada “Diseño de intercambiador de calor de tubo y coraza para ampliación de capacidad de producción de cal hidratada – cal & Cemento Sur S.A.” en la Universidad Nacional del Altiplano, Puno-Perú, la cual tiene por objetivo la aplicación de procesos de transferencia de calor en la producción de cal hidratada, con el fin de incrementar en la capacidad de producción en un 25%, debido a la gran demanda existente en el mercado minero. Inició con un análisis para mejorar el proceso de producción de cal hidratada y ello conllevó al planteamiento de calentar agua con el vapor de agua del proceso exotérmico saliente al exterior por la chimenea del pugmill (amasadora): calentando agua y probando el proceso exotérmico a un gradiente de temperaturas de 5°C superiores en cada prueba hasta llegar a los 30°C e iniciando a los 13°C,

dando como resultado positivo las pruebas en cuestión. Para los cálculos matemáticos para el proceso de transferencia de calor de tubo y coraza se llevaron a cabo según el texto de DONALD KERN procesos de transferencia de calor, y el cálculo estructural para el soporte del tanque de 5m³ se llevó a cabo usando el software CYPECAD, así mismo la simulación de paso de vapor por el intercambiador, se llevó a cabo usando el software SOLIDWORKS. Las instalaciones de planta Cal y Cemento Sur SA, fueron ideales para la presentación del trabajo de tesis.

Finalmente, (Purizaca, 2016), en su tesis titulada “Diseño Técnico-Económico De Un Sistema De Recuperación De Vapor Flash De Purgas Continúas Para Calentar El Agua De Alimentación De Las Calderas De La Empresa Pesquera Ribaud S.A., presentada en la Escuela de Ingeniería Mecánica-Eléctrica de la Universidad César Vallejo de Trujillo, dimensionó el intercambiador de calor con 144 tubos de ¼ in de diámetro nominal ASTM A-53 cédula 40, con longitud de 2.075m y diámetro de carcasa de 408.85mm obteniendo un beneficio económico de 1152572 (NS)/año con un retorno de inversión de 2 meses, para las calderas donde se seleccionó un tanque de re vaporizado modelo FV18, con vapor flash recuperado para calentar el agua de alimentación, incrementado la temperatura de 60 °C a 80°C, ahorrando 35.1 gal. De combustible/h.

Teniendo en consideración los temas desarrollados en los trabajos previos presentados, es necesario establecer para concretizar nuestro desarrollo, algunos conceptos básicos y de profundidad en relación a la presente investigación. El concepto inicial y referente es el de Diseño, pues el análisis de un diseño mecánico, nos induce a la aplicación de una serie de metodologías, con el único fin de estar a la altura de una necesidad específica y real. Diseñar implica un proceso iterativo e innovador donde se desarrolla una gama de estrategias, actividades y disciplinas.

En la actualidad, existen muchos métodos para analizar un diseño mecánico; pero, en conclusión, todos nos conducen a un mismo camino; el cual es, dar solución a una necesidad. (G. BUDYNAS, 2012);

Consecuentemente, existe una Recomendación VDI 2221 denominada “Métodos para el desarrollo y diseño de sistemas técnicos y productos”. Este método es el primer intento plasmado, para uniformizar los procedimientos de diseño; teniendo en cuenta su lenguaje, definiciones, y su estructura. Dicho método se utilizará, para optimizar el desarrollo de la presente tesis, el cual está compuesto por cuatro pasos: comprensión de la solicitud, concepción de la solución, elaboración del proyecto y elaboración de detalles. (BARRIGA GAMARRA, 2009).

Por consiguiente, es preciso incluir conceptos valiosos que ayudarán con el desarrollo de esta investigación; los cuales se mencionan a continuación:

Energía.

La energía es una propiedad inherente que posee una molécula, para generar un cambio; dichos cambios son representados en la naturaleza de diferentes formas y magnitudes. (VAN, 2002).

Calor.

Es una forma de energía, la cual se transfiere entre dos cuerpos que se encuentran a diferentes temperaturas; perteneciendo estos a un mismo entorno. (VAN, 2002).

Transferencia de calor.

Es el proceso que analiza la rapidez de intercambio de energía térmica (llamada también energía calórica o calorífica); a través de dos medios a diferentes temperaturas, perteneciendo estos a un mismo sistema. Teóricamente podemos decir que dicho proceso se detiene, cuando los dos medios se estabilizan alcanzando la misma temperatura (Q. KERN, 1999). En relación con este ítem, haremos énfasis en el estudio de la transferencia de calor por conducción y por convección; por ser las más relevantes en este trabajo.

A. Transferencia de calor por Conducción.

Es la transmisión de calor que se produce, por medio de un componente fijo y sólido; como una pared o una tubería. (Q. KERN, 1999).

B. Transferencia de calor por Convección.

Está directamente relacionada con el movimiento del fluido y se manifiesta de forma natural o forzada. La convección natural se presenta, si el desplazamiento del fluido no se da por intervención mecánica. Sin embargo; si el fluido se desplaza por medios mecánicos, el calor se transferirá por convección forzada. (Q. KERN, 1999).

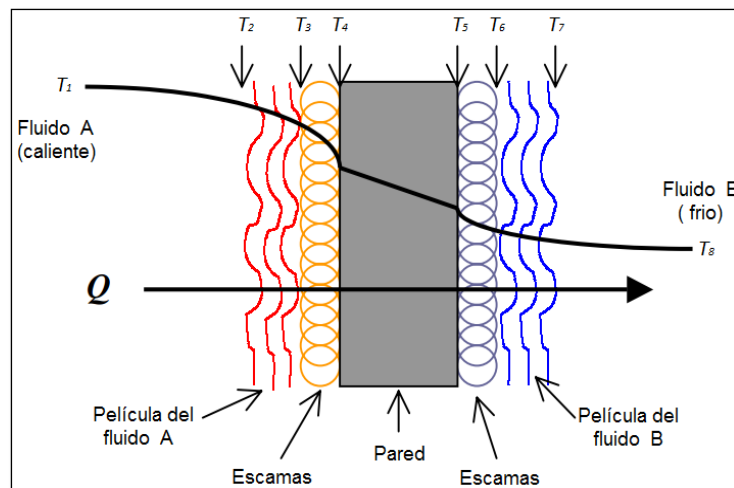


Figura 1: Transferencia de calor por conducción y convección.

Fuente: <https://es.scribd.com/document/80010186/EVAPORADORES>.

Intercambiador de calor.

Un intercambiador de calor, es un dispositivo diseñado para transferir calor entre dos fluidos que se encuentran a diferentes grados de temperatura. Estos fluidos pueden estar separados por una pared sólida o pueden estar interactuando entre ellos sin la presencia de alguna barrera. (GALVIS DÍAZ, 2014). En referencia; podemos citar las siguientes clasificaciones, para estos equipos:

A. Intercambiadores según la trayectoria de los fluidos.

- **Flujo Paralelo:** Existe un flujo paralelo; cuando el fluido principal y de servicio, fluyen en la misma dirección y sentido dentro de un intercambiador. (GALVIS DÍAZ, 2014).

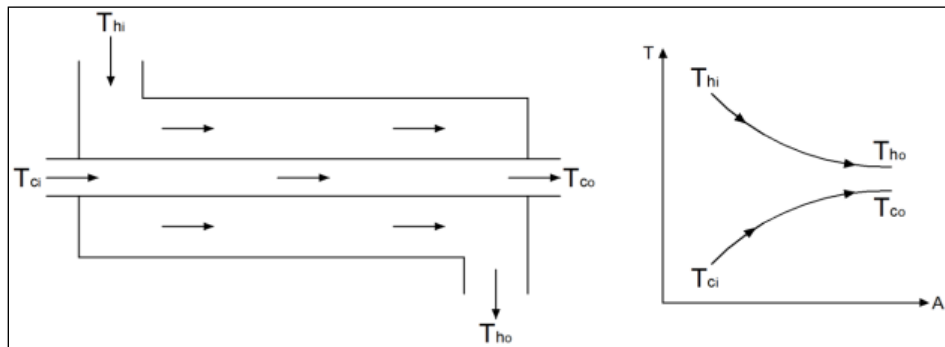


Figura 2: Fluidos en flujo paralelo.

Fuente: (GALVIS y PACHECO, 2014).

- **Contra Flujo:** Se considera una trayectoria en contra flujo; cuando el fluido principal y de servicio tienen la misma dirección, pero diferente sentido dentro del intercambiador. (GALVIS DÍAZ, 2014).

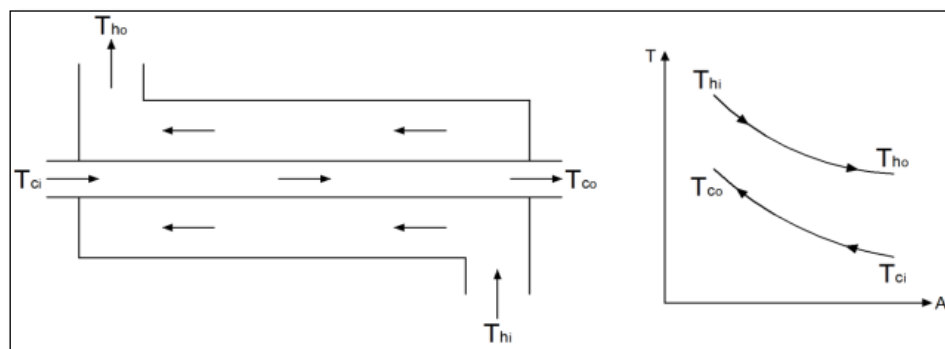


Figura 3: Fluidos en contra flujo.

Fuente: (GALVIS y PACHECO, 2014).

- **Flujo cruzado:** Se presenta un flujo cruzado; cuando el fluido principal y de servicio se interceptan dentro del intercambiador, formando un ángulo de 90° (GALVIS DÍAZ, 2014).

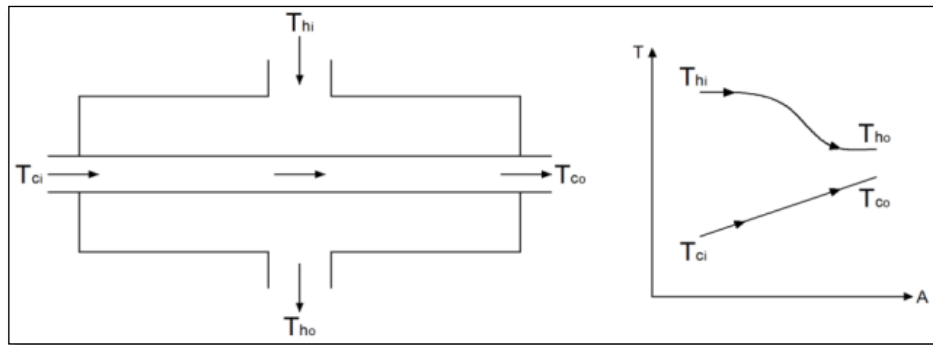


Figura 4: Fluidos en flujo cruzado.

Fuente: (GALVIS y PACHECO, 2014).

B. Intercambiadores según los pasos de intercambio de calor.

- **Paso simple:** Se define como paso simple; cuando el haz de tuberías tiene una sola trayectoria, para el fluido que cruzara dentro de él; permitiendo que el fluido se enfríe o caliente en un solo recorrido. (AYALA GÁLVEZ, 2013).

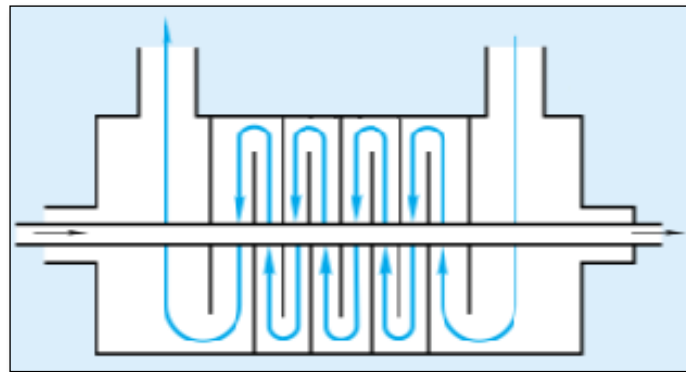


Figura 5: son Intercambiador de paso simple.

Fuente: <https://www.google.com/search?q=pasos+intercambiador+de+calor&rlz>.

- **Paso múltiple:** Se determina como paso múltiple; cuando el haz de tuberías tiene más de una trayectoria, para el fluido que cruzara dentro de él; permitiendo que el fluido se enfríe o caliente varias veces. (AYALA GÁLVEZ, 2013).

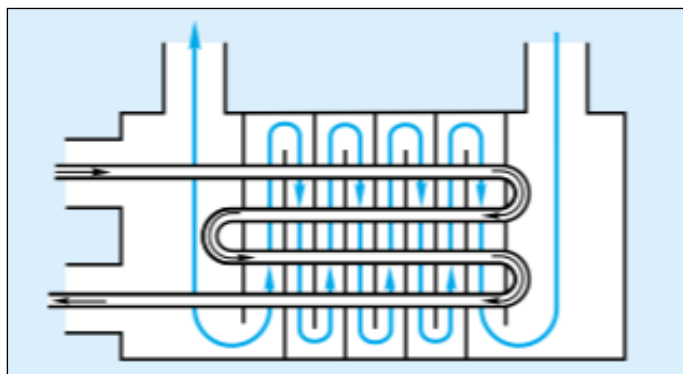


Figura 6: Intercambiador de paso múltiple.

Fuente: <https://www.google.com/search?q=pasos+intercambiador+de+calor&rlz>.

C. Intercambiadores según la función a realizar.

- **Contacto Indirecto:**
 - Precalentadores de agua / aire
 - Enfriadores de aceite.
 - Destiladores.
 - Vaporizadores.
 - Condensadores.
 - Radiadores.
 - Regeneradores.

- **Contacto directo:** Sin pared separadora (mezcla, intercambia masa y calor)
 - Torres de enfriamiento.
 - Scrubbers.
 - Cámaras de pulverización. (PAREDES ROSARIO, 2013).

D. Intercambiadores según la forma de construcción.

- **Intercambiadores de placas:** Están constituidos por un soporte y una serie de placas de metal, de superficies lisas o acanaladas; dichas placas forman espacios entre sí, por donde discurrirán los fluidos intervinientes. (GALVIS DÍAZ, 2014).

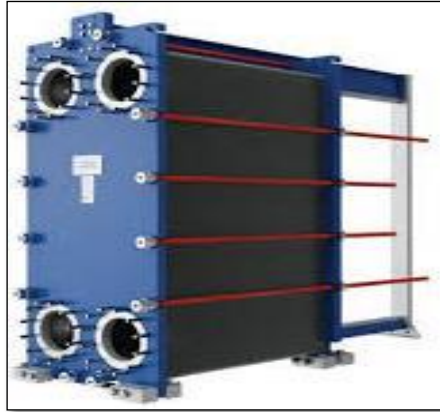


Figura 7: Intercambiador de placas.

Fuente: <https://www.google.com/search?q=alfa+laval+intercambiadores+de+placas&rlz>.

- **Intercambiadores de doble tubo:** Estos intercambiadores, están diseñados por dos tubos de diferentes diámetros con superficies lisas o corrugadas; ubicados uno dentro de otro, formando así dos cavidades de circulación, para los fluidos que operaran en el sistema (GALVIS DÍAZ, 2014).



Figura 8: Intercambiador de doble tubo.

Fuente: <https://www.directindustry.es/prod/hrs-heat-exchangers/product-90471-1637330.html>:

- **Intercambiadores de carcasa y tubos:** Está considerado entre los equipos de mayor uso en la industria; su arquitectura se compone de una serie de tuberías, contenidas dentro de carcasa; generando de este modo dos áreas de acceso, para los fluidos que interactuaran. (GALVIS DÍAZ, 2014).

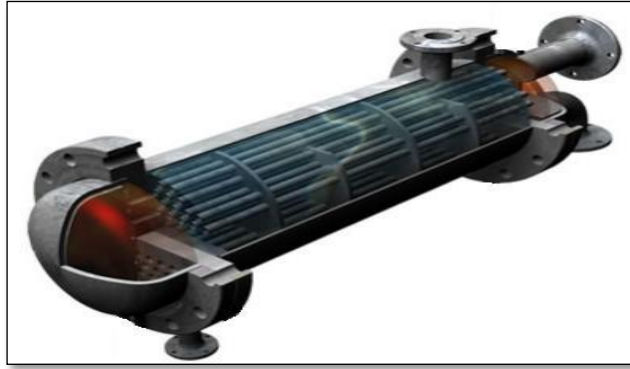


Figura 9: Intercambiador de carcasa y tubos.

Fuente: <http://lopezgnos.es/products/intercambiadores-de-calor/>

Luego de haber descrito algunos conceptos, es imprescindible tratar de los elementos protagonistas de nuestro proyecto de tesis; denominado intercambiador de calor de carcasa y tubos. Por esta razón, se realizará el estudio de los componentes, requerimientos y recomendaciones; según los métodos y normas para el diseño.

Componentes de un intercambiador de calor de carcasa y tubos.

1. Carcasa.

La carcasa tiene forma cilíndrica, dispuesta con bridas en ambos extremos y es la que contiene en su interior al haz tubular, espejos y mamparas; se construyen de tuberías o de planchas roladas, que pueden ser de acero inoxidable, materiales no ferrosos o acero al carbono (FLORES GONZALES, 2007).



Figura 10: Carcasa

Fuente: https://www.ebay.com/itm/3-4-inch-19MM-Tri-Clover-Sanitary-SpoolTube505MMFerrule-Flange-24-Long-/272813867257?_ul=BO.

2. Tubos.

Un conjunto de tuberías forma el haz tubular dentro de una carcasa, dependiendo de su distribución llevan un arreglo que puede ser triangular, cuadrado o rombo y a su vez se origina una distancia central entre tuberías; conocida como pitch (PT). Los materiales a usar pueden ser de acero al carbono, cobre, aluminio o acero inoxidable; su longitud máxima no debe exceder los seis metros y los diámetros utilizados van desde $\frac{1}{4}$ hasta $1\frac{1}{2}$ pulgadas, acordes a la norma WBG (Birmingham Wire Gage). (FLORES GONZALES, 2007).



Figura 11: Tubos con arreglo triangular.

Fuente: (BLANCO, 2014).

3. Cabezales.

Los cabezales están conformados por una brida, una cubierta y una tapa; la tapa puede tener una forma plana, cónica, semiesférica, toriesférica o semielíptica. Estos elementos receptionan y dirigen el fluido que pasara por el haz tubular. (FLORES GONZALES, 2007).

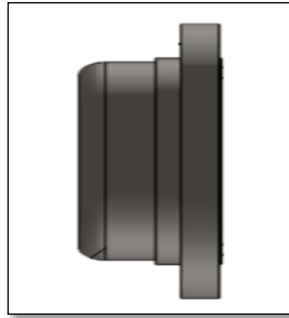


Figura 12: Cabezal.

Fuente: Elaboración propia.

4. Espejos.

Son mecanismos fabricados de planchas metálicas, perforadas según los pasos de intercambio de calor y teniendo en cuenta el diámetro y arreglo entre tuberías; se encuentran ubicados en ambos extremos de la carcasa y pueden ser fijos (sin bridas) o flotantes (con bridas) (FLORES GONZALES, 2007).

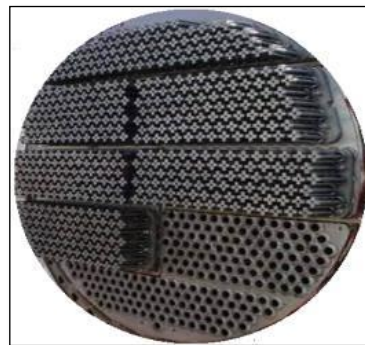


Figura 13: Espejo seccionado en ocho pasos.

Fuente: <https://www.ovivowater.com/improving-and-maintaining-the-performance-of-your-heat-exchanger-or-condenser/>

5. Boquillas.

Son pequeñas tuberías acopladas con una brida en uno de sus extremos; la cuáles serán instaladas en la carcasa y en los cabezales. Estos dispositivos permiten el ingreso y salida de los fluidos intervinientes (AYALA LUNA, 2013).



Figura 14: Boquilla.

Fuente: <http://www.guiadelaindustria.com/producto/bridas-long-welding-neck/13536>

6. Mamparas.

Dichos mecanismos, van ubicados en forma horizontal o vertical a lo largo de la carcasa; su posición genera retención del fluido, con el fin de aumentar el coeficiente global de transferencia de calor. Las mamparas de uso están segmentadas en un 25% con respecto al diámetro interno de la coraza (FLORES GONZALES, 2007).

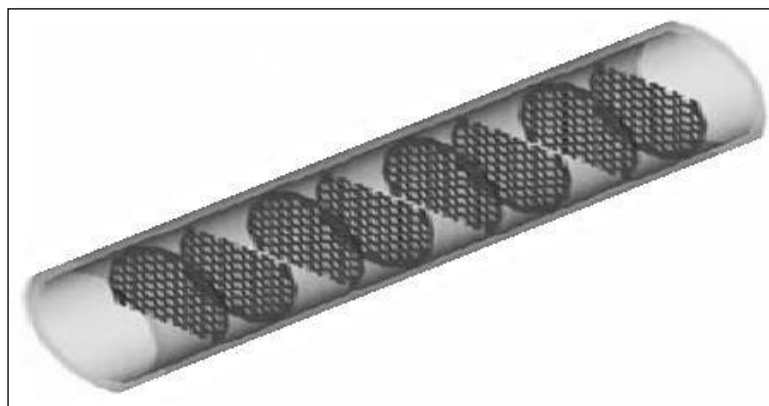


Figura 15: Disposición de mamparas dentro de la carcasa.

Fuente: (GALVIS y PACHECO, 2014).

7. Separadores de flujo.

Los separadores de flujo, se ubican dentro de los cabezales y sirven para canalizar y distribuir el fluido, de acuerdo al número de pasos de intercambio de calor (AYALA LUNA, 2013).

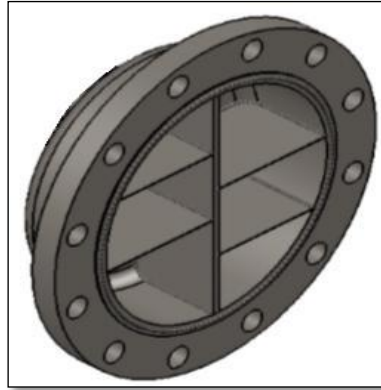


Figura 16: Separadores de flujo dentro del cabezal.

Fuente: Elaboración propia.

8. Tirantes.

Los tirantes son varillas roscadas que sirven, para fijar la posición y la distancia, entre las mamparas (AYALA LUNA, 2013).

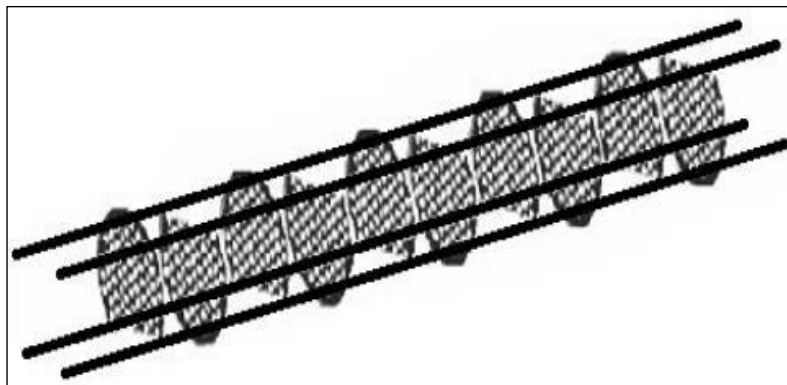


Figura 17: Tirantes fijando posición de mamparas.

Fuente: (GALVIS y PACHECO, 2014).

9. Bridas.

Las bridas son elementos de metal, que unen dos componentes, lo cual facilita el montaje y desmontaje del intercambiador de calor. (AYALA LUNA, 2013)

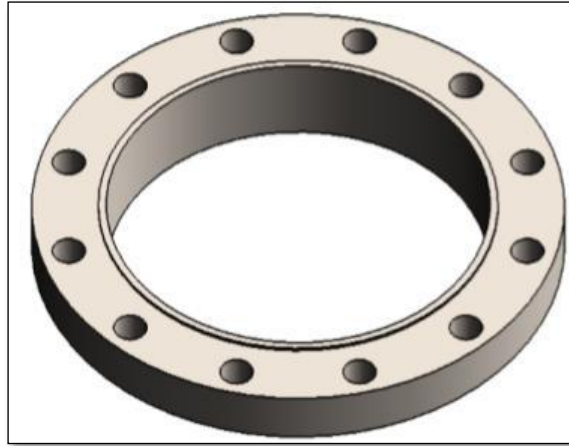


Figura 18: Brida

Fuente: Elaboración propia.

10. Pernos.

Los pernos son elementos de sujeción, los cuales pueden vincular una serie de piezas y accesorios. (FONSECA PICÓN, 2009).



Figura 19: Perno.

Fuente: <https://top10calidadprecio.com/mejores-pernos-con-reborde-baratos/>

11. Juntas.

Las juntas o empaquetaduras, son componentes de material adaptable y proporcionan la estanqueidad en los equipos e instalaciones. (AYALA LUNA, 2013).

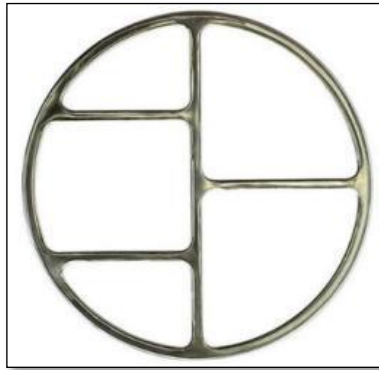


Figura 20: Junta.

Fuente: <https://www.indiamart.com/proddetail/double-jacketed-gaskets-8023128162.html>.

12. Silletas de soporte.

Son mecanismos de metal, que sostendrán el peso de todo el intercambiador de calor y estarán ubicadas a una distancia, donde las cargas sean aproximadamente iguales. (CHIAVASSA JOSE, 2016).

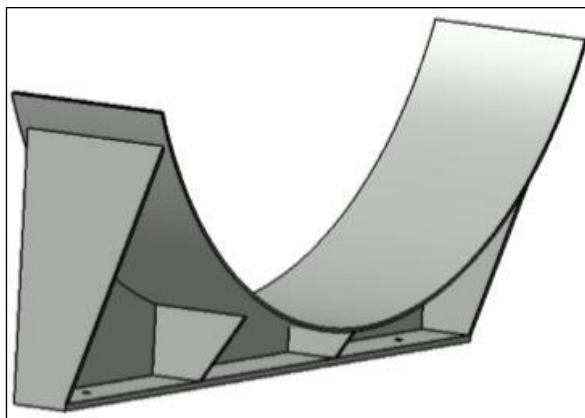


Figura 21: Silleta de soporte.

Fuente: (CHIAVASSA y FERNANDEZ, 2016).

13. Orejas de izaje.

Las orejas de izaje son componentes que sirven, para que el intercambiador de calor, pueda ser elevado y transportado hacia el lugar donde será instalado. (ORTEGA DELGADO, 2015).



Figura 22: Oreja de izaje.

Fuente: (ZAMORA, 2015).

Métodos para el análisis térmico e hidráulico en intercambiadores de carcasa y tubos.

El conglomerado de cálculos establecidos por Donald P. Kern, es el siguiente:

A. Datos de proceso de ambos fluidos.

Para iniciar el cálculo térmico e hidráulico, se tendrá en cuenta los datos de proceso de ambos fluidos; como, flujo másico y temperaturas. Así mismo; se definirá la ubicación de cada fluido, en el intercambiador

B. Propiedades físico químicas de los fluidos.

La densidad, el calor específico, la conductividad térmica y la viscosidad dinámica; son propiedades físico químicas de los fluidos, los cuáles serán evaluados a temperatura promedio.

- **Temperatura promedio del fluido principal y de servicio.**

El fluido principal es aquel que se desee enfriar o calentar y el fluido de servicio será, el que intervendrá para realizar dicho proceso de enfriamiento o calentamiento; la temperatura promedio se obtendrá con la siguiente formula.

$$TP_p = \frac{t_{p1} + t_{p2}}{2} \quad ; \quad TP_s = \frac{t_{s1} + t_{s2}}{2} \quad (1)$$

Dónde:

TP_p = Temperatura promedio del fluido principal (°C).

t_{p1} ; t_{p2} = Temperatura del fluido principal al ingresar y salir del intercambiador (°C).

TP_s = Temperatura promedio del fluido de servicio (°C).

t_{s1} ; t_{s2} = Temperatura del fluido de servicio al ingresar y salir del intercambiador (°C).

C. Balance de energía.

Mediante el balance de energía; podemos calcular la cantidad de energía que ingresa, sale y se acumula en un determinado proceso de transferencia de calor.

- **Calor útil.**

El calor útil, es la energía efectiva que será aprovechada en un proceso de intercambio de calor.

$$Q_u = m_p * C_{p_p} * (t_{p1} - t_{p2}) \quad (2)$$

Dónde:

Q_u = Calor útil (w).

m_p = Flujo másico del fluido principal (kg/s).

C_{p_p} = Calor específico fluido principal (J/kg °C).

t_{p1} ; t_{p2} = Temperatura del fluido principal al ingresar y al salir del intercambiador (°C).

- **Flujo másico del fluido de servicio.**

Es la cantidad de masa que fluye en una sección transversal, por unidad de tiempo.

$$m_s = \frac{Q_u}{C_{p_s} * (t_{s2} - t_{s1})} \quad (3)$$

Dónde:

m_s = Flujo másico del fluido de servicio (kg/s).

Q_u = Calor útil (w).

C_{p_s} = Calor específico del fluido de servicio (J/kg °C).

t_{s1} ; t_{s2} = Temperatura del fluido de servicio al ingresar y al salir del intercambiador (°C).

D. Variación de temperaturas en intercambiadores de carcasa y tubos.

Encontraremos la variación de temperaturas en intercambiadores de carcasa y tubos, teniendo en cuenta los siguientes pasos.

- **Diferencia media logarítmica de temperatura.**

La diferencia media logarítmica de temperatura, se obtiene correlacionando los valores reales de temperaturas, de los fluidos a lo largo del intercambiador; es así como se refleja el cambio exponencial entre los fluidos caliente y frío.

Para el cálculo en fluidos a contra flujo; usaremos la siguiente ecuación.

$$MLDT = \frac{(t_{p1} - t_{s2}) - (t_{p2} - t_{s1})}{\ln \frac{(t_{p1} - t_{s2})}{(t_{p2} - t_{s1})}} \quad (4)$$

Dónde:

MLDT = Diferencia media logarítmica de temperatura (°C).

t_{p1} , t_{p2} = Temperatura del fluido principal al ingresar y salir del intercambiador (°C).

t_{s1} , t_{s2} = Temperatura del fluido de servicio al ingresar y salir del intercambiador (°C).

- **Factor de corrección de la eficiencia térmica.**

Dicho factor, mide la eficiencia de las temperaturas, dentro de un proceso de intercambio de calor.

$$P = \frac{t_{s2} - t_{s1}}{t_{p1} - t_{s2}} \quad (5)$$

Dónde:

P = Factor de corrección de la eficiencia térmica (adimensional).

t_{s1} ; t_{s2} = Temperatura del fluido de servicio al ingresar y salir del intercambiador (°C).

t_{p1} = Temperatura del fluido principal al ingresar al intercambiador (°C).

- **Factor de corrección de la capacidad calorífica.**

Este factor mide la cantidad de calor, que permite variar en un grado la temperatura de un cuerpo.

$$R = \frac{t_{p1} - t_{p2}}{t_{s2} - t_{s1}} \quad (6)$$

Dónde:

R = Factor de corrección de la capacidad calorífica (adimensional).

t_{p1} ; t_{p2} = Temperatura del fluido principal al ingresar y salir del intercambiador (°C).

t_{s1} ; t_{s2} = Temperatura del fluido de servicio al ingresar y salir del intercambiador (°C).

- **Factor de corrección de temperatura.**

El factor de corrección de temperatura (F), esta correlacionado; como una función de dos razones adimensionales de temperatura, en la que interviene la eficiencia térmica y la capacidad calorífica (P y R).

E. Coeficiente de transferencia de calor en las tuberías.

Obtendremos el coeficiente de transferencia de calor en las tuberías, siguiendo los ítems que se muestran a continuación.

- **Asumir el valor del coeficiente global de transferencia de calor.**
Se le define como el coeficiente “U” y es la intensidad total de transferencia de calor, que se produce en un sistema. Su valor se asumirá en relación a los fluidos intervinientes.
- **Área de transferencia requerida.**
Es el área que se necesita, para que se produzca la transferencia de calor entre dos fluidos a diferentes temperaturas.

$$A_T = \frac{Q_u}{U * F * MLTD} \quad (7)$$

Dónde:

A_T = Área de transferencia requerida (m²).

Q_u = Calor útil (w).

F = Factor de corrección de la temperatura (adimensional).

U = Coeficiente global de transferencia de calor (w/m² °C).

MLTD = Diferencia media logarítmica de temperatura (°C).

- **Selección de tuberías.**
Se realizará la elección de tuberías, tomando en cuenta el tipo de material y sus dimensiones respectivas; las cuales deberán estar acordes a la norma Birmingham Wire Gauge.
- **Área lateral de una tubería.**
Es la medida imaginaria, que se realiza haciendo un corte transversal a la tubería; para luego desdoblarla y formar así una superficie plana que será medida en dos dimensiones.

$$A_L = \pi * d_i * L \quad (8)$$

Dónde:

A_L = Área lateral de una tubería (m²).

d_i = Diámetro interno de la tubería (m).

L = Longitud de la tubería (m).

- **Número total de tuberías.**

Es la cantidad de tuberías, relacionadas con el área de transferencia requerida y el área lateral de una tubería.

$$N_T = \frac{A_T}{A_L} \quad (9)$$

Dónde:

N_T = Número total de tuberías (adimensional).

A_T = Área de transferencia requerida (m²).

A_L = Área lateral de una tubería (m²).

- **Elección del número de pasos de intercambio de calor.**

La selección del número de pasos de intercambio de calor (N_p) será valorado, en función de la cantidad de veces que el fluido cruce el haz de tuberías.

- **Número de tubos por paso de intercambio de calor.**

Es la cantidad de tuberías, que tendrá cada paso de intercambio de calor en relación con el número total de tuberías.

$$N_{t_p} = \frac{N_T}{N_p} \quad (10)$$

Dónde:

N_{t_p} = Numero de tubos por paso de intercambio de calor (adimensional).

N_T = Número total de tuberías (adimensional).

N_p = Número de pasos de intercambio de calor (adimensional).

- **Diámetro del haz de tubos.**

Es el diámetro que ocupara un conjunto o paquete de tuberías, en función del tipo de arreglo entre tubos. Para un arreglo triangular utilizaremos la siguiente formula.

$$D_b = d_e \left(\frac{N_T}{K_1} \right)^{1/n_1} \quad (11)$$

Dónde:

D_b = Diámetro del haz de tubos (m).

d_e = Diámetro externo de un tubo (m).

N_T = Número total de tuberías (adimensional).

K_1 = Coeficiente (adimensional).

n_1 = Coeficiente (adimensional).

- **Holgura entre la carcasa y haz de tubos**

La holgura (H), es el espacio o luz que debe existir entre la carcasa y el haz de tuberías. Su valor dependerá del diámetro del haz y de la forma de fijación las tuberías.

- **Diámetro interno de la carcasa.**

Es la medida interna que deberá tener la carcasa, considerando el diámetro del haz tubular y la holgura entre ambos.

$$D_S = D_b + H \quad (12)$$

Dónde:

D_S = Diámetro interno de la carcasa (m).

D_b = Diámetro del haz de tubos (m).

H = Holgura entre carcasa y haz de tubos (m).

- **Selección de la velocidad del fluido en el lado de los tubos.**

Las recomendaciones, para las velocidades (v) típicas de diseño en el lado de los tubos; oscilan entre 1 a 2 m/s. Este valor estará relacionado con la viscosidad dinámica del fluido interviniente.

Numero de Reynolds para el fluido en el lado de los tubos.

Representa la relación que existe, entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas que actúan sobre un fluido dentro de una tubería.

$$Re = \frac{\rho * v * d_i}{\mu} \quad (13)$$

Dónde:

Re = Numero de Reynolds (adimensional).

ρ = Densidad del fluido (kg/m³).

v = Velocidad del fluido (m/s).

d_i = Diámetro interno de la tubería (m).

μ = Viscosidad del fluido (kg/ms).

- **Numero de Prandtl para el fluido en el lado de los tubos.**

Es la correlación proporcional al cociente, que existe entre la viscosidad y la conductividad térmica de un fluido.

$$Pr = \frac{C_p * \mu}{k} \quad (14)$$

Dónde:

Pr = Numero de Prandtl (adimensional).

C_p = Calor específico del fluido (kJ/kg °C).

μ = Viscosidad del fluido (kg/ms).

k = Conductividad térmica del fluido (w/m °C).

- **Relación (L/di)**

Es la relación que existe entre la longitud de la tubería y su diámetro interno.

- **Factor de transferencia de calor para el lado de los tubos.**

El factor de transferencia de calor (Jh), es el resultado adimensional de la intersección del número de Reynolds y de la relación que existe entre la longitud y el diámetro interno de la tubería.

- **Viscosidad del fluido en relación a la temperatura de las tuberías.**

El valor de temperatura de la pared de las tuberías, se hallará con la siguiente formula.

$$w = \frac{1}{2}(TP_p + TP_s) \quad (15)$$

Dónde:

w = Temperatura de la pared de los tubos ($^{\circ}\text{C}$).

TP_p = Temperatura promedio del fluido principal ($^{\circ}\text{C}$).

TP_s = Temperatura promedio del fluido de servicio ($^{\circ}\text{C}$).

Por consiguiente, se definirá la viscosidad del fluido en relación a la temperatura de la pared de las tuberías.

- **Coeficiente de convección interno del fluido en las tuberías.**

Mide la influencia de las propiedades del fluido, de la superficie y del flujo; cuando se genera una transmisión de calor dentro de una tubería.

$$h_i = \left[Jh * Re * (Pr)^{1/3} * \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.25} \right] * \frac{k}{d_e} \quad (16)$$

Dónde:

h_i = Coeficiente de convección interno ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$).

Jh = Factor de transferencia de calor para el lado de los tubos (adimensional).

Re = Numero de Reynolds (adimensional).

Pr = Numero de Prandtl (adimensional).

μ = Viscosidad del fluido a temperatura promedio (kg/ms).

μ_w = Viscosidad del fluido a temperatura de la pared de los tubos (kg/ms).

k = Conductividad térmica del fluido ($\text{W}/\text{m } ^{\circ}\text{C}$).

d_e = Diámetro externo de la tubería (m).

F. Coeficiente de transferencia de calor en la carcasa.

Hallaremos el coeficiente de transferencia de calor en la carcasa, en función de los siguientes pasos.

- **Selección del espacio entre mamparas.**

El espacio entre mamparas (l_B), es la distancia que se debe mantener entre dos mamparas contiguas. Los valores recomendados oscilan entre 0.05 a 0.5 m.

- **Pitch.**

Pitch, es la distancia mínima recomendada entre centros de tubos; su cálculo se realizará con la siguiente formula.

$$PT = 1.25 * d_e \quad (17)$$

Dónde:

PT = Pitch (m).

d_e = Diámetro externo de la tubería (m).

- **Área perpendicular al flujo del fluido en la carcasa.**

Es el área efectiva que estará en contacto, con el flujo del fluido que ingrese por la carcasa.

$$A_S = \frac{D_s * l_B * (PT - d_e)}{PT} \quad (18)$$

Dónde:

A_S = Área perpendicular al flujo (m²).

D_s = Diámetro interno de la carcasa (m).

l_B = Distancia entre mamparas (m).

PT = Pitch (m).

d_e = Diámetro externo de la tubería (m).

- **Gasto másico del fluido dentro de la carcasa.**

Es la variación de la masa con respecto al tiempo en un área determinada o específica.

$$G_S = \frac{G}{A_S} \quad (19)$$

Dónde:

G_S = Velocidad másica del fluido (kg/sm²).

G = Flujo másico del fluido (kg/s).

A_S = Area perpendicular al flujo (m²).

- **Velocidad lineal del fluido dentro de la carcasa.**

Es la velocidad de un fluido que se desplaza; a través de un trayecto rectilíneo dentro de la carcasa. Las velocidades recomendadas oscilan entre 0.3 a 1 m/s.

$$v_s = \frac{G_s}{\rho} \quad (20)$$

Dónde:

v_s = Velocidad lineal del fluido (m/s).

G_s = Velocidad másica del fluido (kg/sm²).

ρ = Densidad del fluido (kg/m³).

- **Diámetro hidráulico de la carcasa.**

Caracteriza al diámetro interno equivalente, que deberá tener la carcasa de un intercambiador de calor.

$$D_h = \frac{1.10}{d_e} (PT^2 - 0.917 \cdot D_e^2) \quad (21)$$

Dónde:

D_h = Diámetro hidráulico de la carcasa (m).

d_e = Diámetro externo de la tubería (m).

PT = Pitch (m).

- **Numero de Reynolds para el fluido dentro de la carcasa.**

Es la correlación existente, entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas; aplicables a un fluido que discurre dentro de un conducto.

$$Re = \frac{\rho * v_s * D_h}{\mu} \quad (22)$$

Dónde:

Re = Numero de Reynolds (adimensional).

ρ = Densidad del fluido (kg/m³).

v_s = Velocidad del fluido en la carcasa (m/s).

D_h = Diámetro hidráulico de la carcasa (m).

μ = Viscosidad del fluido (kg/ms).

- **Numero de Prandtl para el fluido dentro de la carcasa.**

Es la relación de proporción al cociente, que existe entre la viscosidad y la conductividad térmica de un fluido.

Se utilizará la misma correlación y los mismos criterios que en la formula número (14).

- **Elección del porcentaje de corte de las mamparas.**

La selección se realiza en función del porcentaje de área, que se le restara a una mampara en relación al diámetro interno de la carcasa; los porcentajes de corte oscilan entre 15, 25, 35 y 45%.

- **Factor de transferencia de calor para el lado de la carcasa.**

El factor de transferencia de calor (JH), es el resultado adimensional de la intersección del número de Reynolds y de la relación que existe con el porcentaje de corte de las mamparas.

- **Viscosidad del fluido en relación a la temperatura de las tuberías.**

En este caso la valoración de la viscosidad del fluido, se obtendrá en función a la temperatura de la pared de las tuberías.

- **Coeficiente de convección externo del fluido en la carcasa.**

Cuantifica la influencia de las propiedades del fluido, de la superficie y del flujo; cuando se produce una transmisión de calor fuera de una tubería.

$$h_e = \left[JH * Re * (Pr)^{1/3} * \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \right] * \frac{k}{D_h} \quad (23)$$

Dónde:

h_e = Coeficiente de convección externo (w/m² °C).

JH = Factor de transferencia de calor para el lado de la carcasa (adimensional).

Re = Numero de Reynolds (adimensional).

Pr = Numero de Prandlt (adimensional).

μ = Viscosidad del fluido a temperatura promedio (kg/ms).

μ_w = Viscosidad del fluido a temperatura de la pared de los tubos (kg/ms).

k = Conductividad térmica del fluido (w/m °C).

D_h = Diámetro hidráulico de la carcasa (m).

G. Coeficientes globales para intercambiadores de carcasa y tubos.

Obtendremos el valor de los coeficientes globales para intercambiadores de carcasa y tubos, siguiendo los ítems que se muestran a continuación.

- **Coeficiente global de transferencia de calor limpio.**

Es el coeficiente, que se encuentra libre de incrustaciones o sedimentos y es la resultante al considerar los diámetros de la tubería, la conductividad térmica y los coeficientes de convección interno y externo.

$$\frac{1}{UL} = \left[\frac{d_e}{h_i * D_i} + \frac{d_e * L_n \left(\frac{d_e}{d_i} \right)}{2 * K} + \frac{1}{h_e} \right] \quad (24)$$

Dónde:

UL = Coeficiente global de transferencia de calor limpio (w/m² °C).

d_e, d_i = Diámetro externo e interno de la tubería (m).

L_n = Logaritmo natural (adimensional).

h_i, h_e = Coeficiente de convección interno y externo (w/m² °C).

K = Conductividad térmica del material de los tubos (w/m °C).

- **Factor de resistencia por incrustaciones.**

Este factor toma en cuenta, la declinación o disminución de la conductividad térmica de un material; debido a la resistencia por incrustaciones, producida por los fluidos intervinientes.

$$RI = \frac{R_P * d_e}{d_i} + R_S \quad (25)$$

Dónde:

RI = Resistencia por incrustaciones ($m^2 \text{ }^\circ\text{C/w}$).

R_P = Resistencia del fluido principal ($m^2 \text{ }^\circ\text{C/w}$).

d_i, d_e = Diámetro interno y externo de la tubería (m).

R_S = Resistencia del fluido de servicio ($m^2 \text{ }^\circ\text{C/w}$).

- **Coefficiente global de transferencia de calor de diseño.**

Es el coeficiente, que toma en cuenta las incrustaciones o sedimentos; con la finalidad de asegurar la performance del intercambiador de calor, durante su operación y puesta en servicio.

$$\frac{1}{UD} = \left[\frac{d_e}{h_i * d_i} + \frac{d_e * L_n \left(\frac{d_e}{d_i} \right)}{2 * K} + \frac{1}{h_e} + \frac{R_P * d_e}{d_i} + R_S \right] \quad (26)$$

Dónde:

UD = Coeficiente global de transferencia de calor de diseño ($w/m^2 \text{ }^\circ\text{C}$).

d_e, d_i = Diámetro externo e interno de la tubería (m).

L_n = Logaritmo natural (adimensional).

h_i, h_e = Coeficiente de convección interno y externo ($w/m^2 \text{ }^\circ\text{C}$).

K = Conductividad térmica del material de los tubos ($w/m \text{ }^\circ\text{C}$).

R_P, R_S = Resistencia del fluido principal y de servicio ($m^2 \text{ }^\circ\text{C/w}$).

H. Diferencia de presión en intercambiadores de carcasa y tubos.

Para hallar la diferencia de presión en intercambiadores de carcasa y tubos, tendremos en cuenta los siguientes pasos.

- **Factor de fricción en las tuberías.**

El valor de este factor (f), se obtendrá en función de la estimación del número de Reynolds.

- **Caída de presión en las tuberías.**

Es la diferencia de presión que es propia de un fluido; cuando fluye dentro del haz tubular. La caída de presión permisible en el haz es de 1.034 bar.

$$\Delta p_t = N_p \left[8 * J_f \left(\frac{L}{d_i} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-m} + 2.5 \right] \frac{\rho (v)^2}{2} \quad (27)$$

Dónde:

Δp_t = Caída de presión en las tuberías (Bar).

N_p = Numero de pasos de intercambio de calor (adimensional).

J_f = Factor de fricción (adimensional).

L = Longitud de las tuberías (m).

d_i = Diámetro interno de la tubería (m).

μ = Viscosidad del fluido a temperatura promedio (kg/ms).

μ_w = Viscosidad del fluido a temperatura de la pared de los tubos (kg/ms).

$m = 0.25$ Para flujo laminar [$Re < 2100$] y 0.14 para flujo turbulento [$Re > 2100$] (adimensional).

ρ = Densidad del fluido (kg/m^3).

v = Velocidad del fluido en el haz tubular (m/s).

- **Factor de fricción en la carcasa.**

La valoración de dicho factor (JF), se hallará tomando en cuenta el cálculo del número de Reynolds y el porcentaje de corte de las mamparas.

- **Caída de presión en la carcasa.**

Es la perdida de presión, que es característico de un fluido que discurre dentro de la carcasa. La caída de presión permisible en la carcasa es de 0.689 bar.

$$\Delta p_c = 8 * JF \left(\frac{D_s}{D_h} \right) \left(\frac{L}{l_B} \right) * \frac{\rho (v_s)^2}{2} * \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-m} \quad (28)$$

Dónde:

Δp_C = Caída de presión en la carcasa (Bar).

JF = Factor de fricción (adimensional).

D_s = Diámetro interno de la carcasa (m).

D_h = Diámetro hidráulico de la carcasa (m).

L = Longitud de la carcasa (m).

l_B = Distancia entre mamparas (m).

ρ = Densidad del fluido (kg/m^3).

v_s = Velocidad del fluido en la carcasa (m/s).

μ = Viscosidad del fluido a temperatura promedio (kg/ms).

μ_w = Viscosidad del fluido a temperatura de la pared de los tubos (kg/ms).

$m = 0.25$ Para flujo laminar [$Re < 2100$] y 0.14 para flujo turbulento [$Re > 2100$] (adimensional).

I. Validación de los coeficientes globales de transferencia de calor.

La comprobación de los coeficientes globales, estarán referidos al exceso de área superficial y al sobredimensionamiento del equipo en mención. (GALVIS DÍAZ, 2014)

- **Cálculo del porcentaje de Over – Surface.**

Over–Surface; es el exceso de área superficial, para compensar la resistencia por incrustaciones. Generalmente se aceptan valores que oscilan entre 10% - 40%.

$$OS = \left(\frac{UL}{U} - 1 \right) * 100 \quad (29)$$

Dónde:

OS = Exceso de área superficial (%)

UL = Coeficiente global de transferencia de calor limpio ($\text{w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$).

U = Coeficiente global de transferencia de calor ($\text{w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$).

- **Cálculo del porcentaje de Over – Desing.**

Over–Desing; compete al sobredimensionamiento, para el diseño del intercambiador de calor. Generalmente se aceptan valores menores al 10%.

$$OD = \left(\frac{UD}{U} - 1 \right) * 100 \quad (30)$$

Dónde:

OD = Sobredimensionamiento (%)

UD = Coeficiente global de transferencia de calor de diseño (w/m² °C).

U = Coeficiente global de transferencia de calor (w/m² °C).

Cálculos mecánicos para intercambiadores de carcasa y tubos.

Según la norma TEMA en la parte RCB-1.1, define los estándares mecánicos para intercambiadores de calor de carcasas y tubos; a su vez especifica que deberán definirse y complementarse con la sección VIII, división 1 del código ASME. (tubos, 2007)

A. Datos de operación del proceso.

Para iniciar el cálculo mecánico, se tomarán los datos correspondientes a temperaturas y presiones de los fluidos intervinientes. Así mismo se identificará la clase de intercambiador (R, C o B) según especificaciones de la norma TEMA.

B. Temperatura de diseño.

Es la temperatura que se tomara como referente, para diseñar el equipo de transferencia de calor.

$$T = T_0 * 1.1 \quad (31)$$

Dónde:

T = Temperatura de diseño (°C).

T₀ = Temperatura de operación (°C).

C. Presión de diseño.

Es la presión que será utilizada, para el diseño del intercambiador de calor; al utilizar la siguiente formula, se tendrá en cuenta que: ($P_o \leq 300$ psi).

$$P = P_o + 30 \text{ psi} \quad (32)$$

Dónde:

P = Presión de diseño (psi).

P_o = Presión de operación (psi).

D. Presión de prueba.

Es la presión a la que se someterá a prueba, al equipo de intercambio de calor.

$$P_p = 1.5 * P(\text{Sta}/\text{Std}) \quad (33)$$

Dónde:

P_p = Presión de prueba (psi).

P = Presión de diseño (psi).

St_a = Esfuerzo del material a temperatura de ambiente (psi).

St_d = Esfuerzo del material a temperatura de diseño (psi).

E. Espesor de la carcasa.

El código ASME en la parte (UG-31), prescribe el cálculo del espesor de carcasas hechas a partir de tuberías; mediante la fórmula indicada en la parte (UG-27).

- **Calculo por presión interna.**
- ✓ **Espesor mínimo por esfuerzo circunferencial.**

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0.6 * P} \quad (34)$$

Dónde:

t = Espesor mínimo de la pared (plg).

P = Presión de diseño (psi).

R = Radio interno de la carcasa (plg).

S = Esfuerzo máximo permisible del material (psi).

E = Eficiencia de la junta para tubos sin costura, $E = 1$ (adimensional).

Luego de deducir el espesor de la carcasa por el código ASME; definiremos dicho espesor siguiendo las indicaciones de la norma TEMA, referidos en la parte RCB-3.13.

F. Espesor de las tuberías.

El código ASME en la parte (UG-31), indica el cálculo del espesor de las tuberías, que formaran el haz tubular; mediante las fórmulas indicadas en la parte (UG-27 y UG-28).

- **Calculo por presión interna.**

- ✓ **Espesor mínimo por esfuerzo circunferencial.**

Para el cálculo del espesor mínimo de la pared de la tubería, se utilizará la fórmula número (34).

- **Calculo por presión externa.**

Para tuberías con $Do/t \geq 10$; se procederá de la siguiente manera:

- 1) Determinar los valores de (L/Do) y (Do/t)
- 2) Hallar la estimación del factor A en función del valor de (L/Do)
- 3) Calcular la presión máxima permisible.

$$P_a = \frac{2 * A * E}{3 * \left(\frac{Do}{t}\right)} \quad (35)$$

- 4) Comparar el valor de la presión máxima permisible, con la presión externa de diseño.

Si $P_a \geq P$ el espesor t es correcto.

Si $P_a < P$ el espesor t es incorrecto.

Dónde:

P_a = Presión máxima permisible (psi).

L = Longitud de la tubería (plg).

Do = Diámetro externo de la tubería (plg).

t = Espesor mínimo de la pared (plg).
A = Factor (adimensional).
E =Módulo de elasticidad del material (psi).

G. Espesor de los cabezales.

Los cabezales están compuestos por dos elementos, un cuerpo y una tapa y su procedimiento está contenido en el código ASME; deducidos en los ítems (UG-27 y UG-34).

- **Calculo por presión interna del cuerpo del cabezal.**
- ✓ **Espesor mínimo por esfuerzo circunferencial.**

Para el cálculo del espesor mínimo del cuerpo del cabezal, se utilizará la fórmula número (34).

- **Calculo por presión interna de la tapa plana del cabezal.**
- ✓ **Espesor mínimo requerido.**

El procedimiento a seguir será el siguiente:

- 1) Calcular el valor del factor *m*.

$$m = \frac{t_r}{t_s} \quad (36)$$

- 2) Establecer la valoración del factor "C".

$$C = 0.33 * m \quad (37)$$

- 3) Calcular el espesor mínimo de las tapas planas.

$$t = d \sqrt{\frac{C * P}{S * E}} \quad (38)$$

Dónde:

t = Espesor mínimo de la pared (plg).
d = Diámetro de la tapa (plg).
C = Factor (adimensional),
P = Presión de diseño (psi).
S = Esfuerzo máximo permisible del material (psi).

E = Eficiencia de la junta (adimensional).

m = Factor (adimensional).

t_r = Mín. espesor requerido del cuerpo donde se adosará la tapa (plg).

t_s = Espesor real del cuerpo donde se adosará la tapa (plg).

H. Espesor de los espejos.

El diseño de estos elementos está considerado por la norma TEMA en el apéndice A.131 y A.132.

- **Cálculo del espesor por flexión.**

Este cálculo se deducirá, teniendo en cuenta los siguientes pasos.

1) Calcular el valor del factor (n), para un arreglo triangular entre tubos.

$$n = 1 - \frac{0.907}{\left(\frac{P_T}{d_o}\right)^2} \quad (39)$$

2) Determinar la relación entre (t_s/G).

3) Hallar el valor de la constante F , en función de la relación entre (t_s/G) y teniendo en cuenta el modo de fijación de los espejos.

4) Evaluar el espesor efectivo del espejo.

$$T = \frac{F * G}{3} \sqrt{\frac{P}{n * S}} \quad (40)$$

- **Cálculo del espesor por cortante.**

$$T = \frac{0.31 D_L}{\left(1 - \frac{d_o}{P_T}\right)} * \left(\frac{P}{S}\right) \quad (41)$$

Se exceptuará el cálculo del espesor por cortante; cuando se cumpla la siguiente condición.

$$\frac{P}{S} < 16 \left(1 - \frac{d_o}{P_T}\right)^2$$

Luego se calculará del espesor de los espejos; definiremos dicho espesor siguiendo las recomendaciones de la norma TEMA en el ítem C-7.11.

Dónde:

T = Espesor efectivo del espejo (mm).

F = Factor (adimensional).

G = Diámetro interno de la carcasa (mm); solo para espejos son fijos.

P = Presión de diseño (psi).

n = Factor (adimensional).

S = Esfuerzo máximo permisible del material (psi).

D_L = Diámetro equivalente del perímetro límite del centro del tubo (mm).

d_o = Diámetro exterior de la tubería, que configura el haz de tubos (mm).

PT = Pitch (mm).

I. Espesor de boquillas.

Las boquillas son accesorios que se ubican en los cabezales y en el cuerpo de la carcasa; el espesor de estos elementos está determinado por el código ASME en la parte (UG-27).

- **Cálculo por presión interna.**

- ✓ **Espesor mínimo por esfuerzo circunferencial.**

Para el cálculo del espesor mínimo de las boquillas, se utilizará la fórmula número (34).

J. Elección de mamparas.

El espesor de estos componentes, será seleccionado teniendo como referencia el diámetro nominal de la carcasa y la longitud generada por la tubería sin soporte, entre mamparas centrales; indicadas en la parte RCB- 4.41 de la norma TEMA.

K. Elección de separadores de flujo.

El espesor de estos elementos, se seleccionará tomando en cuenta la medida nominal de la carcasa y el tipo de material a usar; referenciados en la parte RCB-9.131 de la norma TEMA.

L. Elección de tirantes

El diámetro y número de tirantes o varillas tensoras, serán seleccionados teniendo como referencia el diámetro nominal de la carcasa; indicados en la parte RCB- 4.71 de la norma TEMA.

M. Dimensionamiento de bridas.

El dimensionamiento de las bridas, se realizará tomando en cuenta la presión de prueba o presión hidrostática y el diámetro externo de las Tuberías donde será acoplada cada brida; siguiendo lo indicado por el código ASME B16.5.

N. Dimensionamiento de pernos.

El dimensionamiento de los pernos será especificado para cada brida, en función del diámetro (h) y de la altura (Y); referenciados en el código ASME B16.5.

O. Dimensionamiento de juntas.

El dimensionamiento de las juntas o empaquetaduras, se realizará tomando en cuenta los diámetros internos y externos de cada brida; considerando lo especificado por el código ASME B16.21.

Adicionalmente para el diseño de las juntas de los cabezales se tendrá en cuenta la distribución de pasos y el ancho de la costilla (A) especificado por la norma TEMA en la parte RCB-6.3.

P. Dimensionamiento de las silletas de soporte.

En este ítem, optaremos por el método de análisis presentado por L.P. Zick, publicado en 1951; el cual recomienda el código ASME.

Para dimensionar las silletas de soporte, se analizarán tres tipos de esfuerzos; longitudinal, tangencial y circunferencial; considerando los

valores de la constante K, los cuales estarán en función del Angulo de contacto θ . Luego de deducir los esfuerzos y teniendo en cuenta el diámetro externo de la carcasa y el peso del intercambiador de calor puesto en marcha; seleccionaremos el dimensionamiento de las silletas de soporte.

- **Esfuerzo flexionante longitudinal.**

- ✓ **Esfuerzo sobre una silleta.**

$$S_1 = \frac{QA \left(1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{(R)^2 - (H)^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{K_1(R)^2 t_s} \quad (42)$$

- ✓ **Esfuerzo en el centro de la carcasa.**

$$S_c = \frac{\frac{QL}{4} \left(\frac{1 + 2 * \frac{(R)^2 - (H)^2}{(L)^2}}{1 + \frac{4H}{3L}} - \frac{4A}{L} \right)}{\pi(R)^2 t_s} \quad (43)$$

- ✓ **Esfuerzo por presión interna.**

$$S_{p.i} = \frac{PR}{2t_s} \quad (44)$$

En este caso; (S_1) y (S_c) en tensión más el esfuerzo debido a la presión interna ($S_{p.i}$) no deberá exceder el valor del esfuerzo permisible del material del cuerpo, considerando la eficiencia de la soldadura perimetral o junta.

$$S_1 + S_c + S_{p.i} < S_{p.m} * E$$

- **Esfuerzo cortante tangencial.**

- ✓ **Esfuerzo máximo en la carcasa (S_2).**

Como ($A > R/2$) aplicaremos la siguiente formula.

$$S_2 = \frac{K_2 Q}{R t_s} \left(\frac{L - 2A}{L + \frac{4}{3} H} \right) \quad (45)$$

En este cálculo, (S_2) no deberá exceder en 0.8 veces el esfuerzo permisible del material del recipiente.

$$S_2 < S_{p.m} * 0.8$$

- **Esfuerzo circunferencial.**
- ✓ **Esfuerzo máximo en el cuerno de la silleta (S_4).**

$$S_4 = \frac{Q}{4 t_s (b + 1.56 \sqrt{R t_s})} - \frac{3 K_6 Q}{2 (t_s)^2} \quad (46)$$

En este ítem, (S_4) no deberá exceder en 1.5 veces el esfuerzo permisible del material del cuerpo.

$$S_4 < S_{p.m} * 1.5$$

- ✓ **Esfuerzo máximo en la parte inferior de la silleta (S_5).**

$$S_5 = \frac{K_7 Q}{t_s (b + 1.56 \sqrt{R t_s})} \quad (47)$$

En este punto, (S_5) no deberá exceder en 0.5 veces el esfuerzo del límite de cedencia o fluencia del material del cuerpo.

$$S_5 < S_{c.m} * 0.5$$

Dónde:

S_1 = Esfuerzo en la silleta (lb/plg²).

S_c = Esfuerzo en el centro de la carcasa (lb/plg²).

S_2 = Esfuerzo máximo en la carcasa (lb/plg²).

S_4 = Esfuerzo máximo en el cuerno de la silleta (lb/plg²).

S_5 = Esfuerzo máximo en la parte inferior de la silleta (lb/plg²).

$S_{p.m}$ = Esfuerzo permisible del material de la carcasa (lb/plg²).

$S_{p,i}$ = Esfuerzo por presión interna en la carcasa (lb/plg²).

$S_{c,m}$ = Esfuerzo de cedencia o fluencia del material de la carcasa (lb/plg²).

Q = Carga sobre una silleta (lb).

A = Distancia entre la silleta y borde de la carcasa (plg).

L = Longitud de la carcasa (plg).

R = Radio externo de la carcasa (plg).

H = Longitud del cabezal de la carcasa (plg).

K_1, K_2, K_6 y K_7 = Constantes (adimensionales).

t_s = Espesor de la pared de la carcasa (plg).

P = Presión de diseño en la carcasa (lb/plg²).

b = Ancho del cuerpo de la silleta (plg).

Q. Dimensionamiento de orejas de izaje (ASME).

Para el dimensionamiento de las orejas de izaje, se analizará el espesor mínimo de la oreja y del cuerpo de la carcasa; así mismo se calculará el área de soldadura, para fijar la oreja. Seguidamente, considerando el peso total del intercambiador de calor vacío, seleccionaremos las dimensiones de estos elementos.

- **Espesor mínimo en la oreja de izaje.**

$$t_o = \frac{W}{SD} \quad (48)$$

- **Espesor mínimo en el cuerpo de la carcasa.**

$$t_c = \frac{W}{S(C + t_o)2} \quad (49)$$

- **Área de soldadura para fijar la oreja de izaje.**

$$A_s = 1.4142(t_o) * C \quad (50)$$

$$A_r = \frac{W}{S} \quad (51)$$

Dónde:

t_o = Espesor mínimo en la oreja de izaje (plg).

W = Peso total del intercambiador de calor vacío (Lb).

S = Esfuerzo a la tensión del material de la oreja de izaje y de la carcasa (Lb/Plg²).

D = Radio de curvatura de la oreja (plg).

t_c = Espesor mínimo en el cuerpo de la carcasa (plg).

C = Longitud de la parte inferior de la oreja (plg).

A_s = Área de soldadura aplicada (plg²).

A_r = Área mínima de soldadura requerida (plg²).

Para la verificación, del área aplicada de soldadura en la oreja de izaje; siempre se deberá cumplir con la siguiente condición:

$$A_s \geq A_r$$

Selección de accesorios de control para intercambiadores de carcasa y tubos.

La elección de los accesorios de control, estará en función del modo de control PID (Proporcional, Integral y Derivativo); esto es una herramienta de control por retroalimentación, que mide el error o desviación entre un valor determinado y el valor que se desea obtener; adjudicando así una acción correctiva que regule el proceso.

Por ende, tendremos en cuenta cuatro componentes básicos para el sistema de control; los cuales son: Sensor-transmisor, controlador, actuador y elemento final de control. (HERNÁNDEZ OLVEDA, 2012)

A. Sensor – transmisor (Termocupla).

Es un transductor de temperatura conformado por dos metales diferentes, que se hallan a temperaturas distintas; una de referencia y otra desconocida.

B. Controlador.

Es el mecanismo encargado de procesar la señal de corrección, que continuamente es enviada al instrumento final de regulación del proceso;

con el fin último de alcanzar, restablecer o mantener las condiciones de regulación deseadas.

C. Actuador.

Es un instrumento que tiene la capacidad de convertir la energía eléctrica, neumática o hidráulica en la puesta en marcha de un proceso; con el fin de originar un resultado sobre un sistema de automatización.

D. Elemento final de control.

Generalmente se utiliza una válvula de control y es el responsable de variar la energía o el flujo de material a un proceso; regulando una abertura a través de la cual fluye el material.

En este ítem, la elección del diámetro nominal de la válvula de control; será en función del coeficiente (K_{VS}).

- **Flujo volumétrico máximo.**

$$V = \frac{m_f}{\rho_f} \quad (52)$$

Dónde:

V = Flujo volumétrico máximo (m^3/h).

m_f = Flujo másico del fluido (kg/h).

ρ_f = Densidad del fluido (kg/m^3).

- **Coficiente de caudal volumétrico.**

$$K_V = V * \sqrt{\frac{\rho_f}{1000 * \Delta p}} \quad (53)$$

Dónde:

K_V = Coficiente de caudal volumétrico (m^3/h).

V = Flujo volumétrico máximo (m^3/h).

ρ_f = Densidad del fluido (kg/m^3).

Δp = Variación de presión (Bar).

- **Coeficiente de selección del diámetro nominal de válvula.**

$$K_{VS} = 1.3 *$$

$$K_V \quad (54)$$

Dónde:

K_{VS} = Coeficiente de selección del diámetro nominal de válvula (m³/h).

K_V = Coeficiente de caudal volumétrico (m³/h).

III. MÉTODO.

3.1. Tipo y diseño de investigación.

El tipo de esta investigación es aplicada, porque se utilizarán y analizarán conocimientos establecidos y definidos anteriormente, con el fin de dar respuesta a la realidad problemática planteada para la empresa en estudio. De esta manera se analizará y cuantificará la obtención de los resultados, para brindar la solución más óptima.

El diseño de investigación es descriptiva, pre-experimental; dado que se trata de un estudio, donde se administra un estímulo y después se aplica una medición para observar el efecto en la variable dependiente, con evaluaciones de un antes y un después.

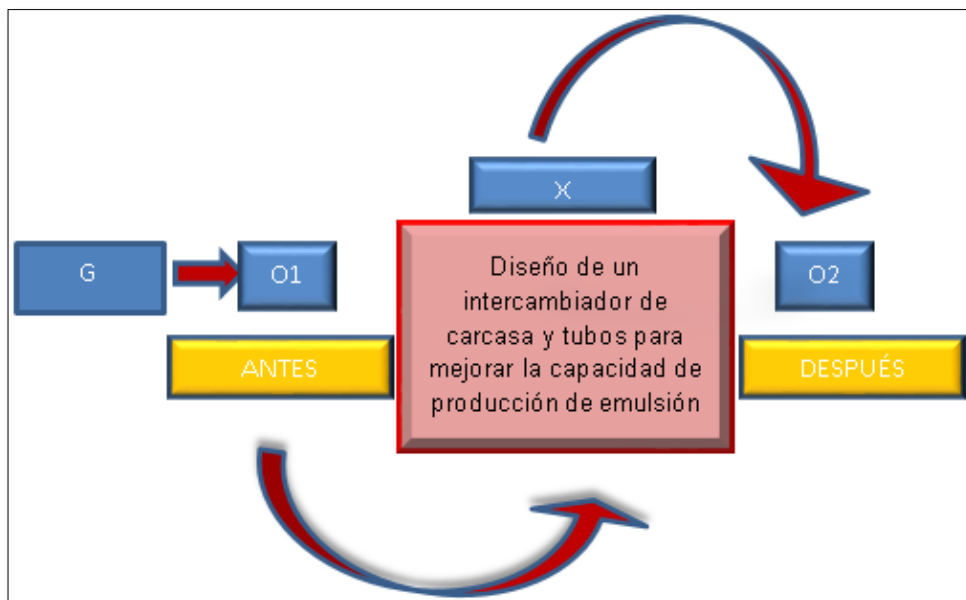


Figura 23: Algoritmo metodológico del diseño de investigación.

Fuente: Elaboración propia.

Dónde:

G: Muestra (Famesa Explosivos)

O1: Capacidad de producción de emulsión de la empresa antes de X.

X: Diseño de un intercambiador de carcasa y tubos para mejorar la capacidad de producción de emulsión

O2: Capacidad de producción de emulsión de la empresa después de X.

3.2. Operacionalización de variables.

Tabla 1: Operacionalización de variables

	Variable (s)	Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
Independiente	Temperatura de ingreso del emulsificante y del gua.	Grado o nivel térmico de un cuerpo.	Medida de la energía térmica de un cuerpo.	°C	Razón
	Flujo másico del emulsificante y del agua.	Variación de la masa con respecto al tiempo en un área específica.	Medición de la masa dentro de una tubería en función del tiempo.	Kg/s	Razón
Dependiente	Diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubos.	Diseño de un dispositivo para transferir calor entre dos fluidos.	Es la relación de una serie de métodos, actividades y disciplinas para optimizar un diseño.	Métodos para el desarrollo y diseño de sistemas técnicos y productos.	Nominal

Fuente: Elaboración propia.

3.3. Población, muestra y muestreo.

La población está comprendida por el grupo de elementos, de los cuales se puede extraer información relevante para la investigación; todos ellos guardando relación entre sí, respecto al fenómeno estudiado (Quezada, 2010).

En la presente tesis, la población y muestra es la misma; ya que ha sido escogida intencionalmente por el investigador.

3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad.

Las técnicas e instrumentos necesarios, para la recolección de datos de la presente investigación fueron los siguientes:

Tabla 2: Técnicas e instrumentos de estudio.

Técnicas	Instrumentos	Validación
Análisis bibliográfico.	Método de cálculos.	Por expertos.
Análisis documental.	Registro de documentos.	Por expertos.
Observación.	Guía de observación.	Por expertos.

Fuente: Elaboración propia.

3.5. Procedimiento.

La presente tesis ha empleado como método de análisis de datos, la recomendación VDI 2221 “Métodos para el desarrollo y diseño de sistemas técnicos y productos”; dicho método está normalizado por la Asociación Alemana de Ingenieros y plantea cuatro etapas para el proceso de diseño.

En la primera etapa (comprensión de la solicitud), se aclara y detalla el problema existente, para luego estudiar y clasificar la información de tecnologías similares; generando de esta manera una lista de exigencias para el diseño.

En la segunda etapa (concepción de la solución), se realiza la abstracción del diseño, llegando a plasmar una estructura de funciones; para luego indicar sus portadores de aplicación, su matriz morfológica. Así mismo se evalúa las posibles soluciones, obteniéndose de esta manera los conceptos de solución para el diseño.

En la tercera etapa (elaboración del proyecto), se realiza una evaluación técnica y económica de los conceptos de solución; luego se crea un diagrama comparativo de la evaluación realizada, obteniendo de esta manera el proyecto preliminar; para luego precisar el proyecto definitivo.

En la cuarta etapa (elaboración de detalles), se realiza los cálculos térmicos, hidráulicos y mecánicos, para dimensionar el intercambiador de calor. Así mismo se selecciona la ingeniería de control automático y se desarrolla el plan de mantenimiento; luego de ello se realizará la evaluación económica del proyecto y se elaborara los planos del diseño.

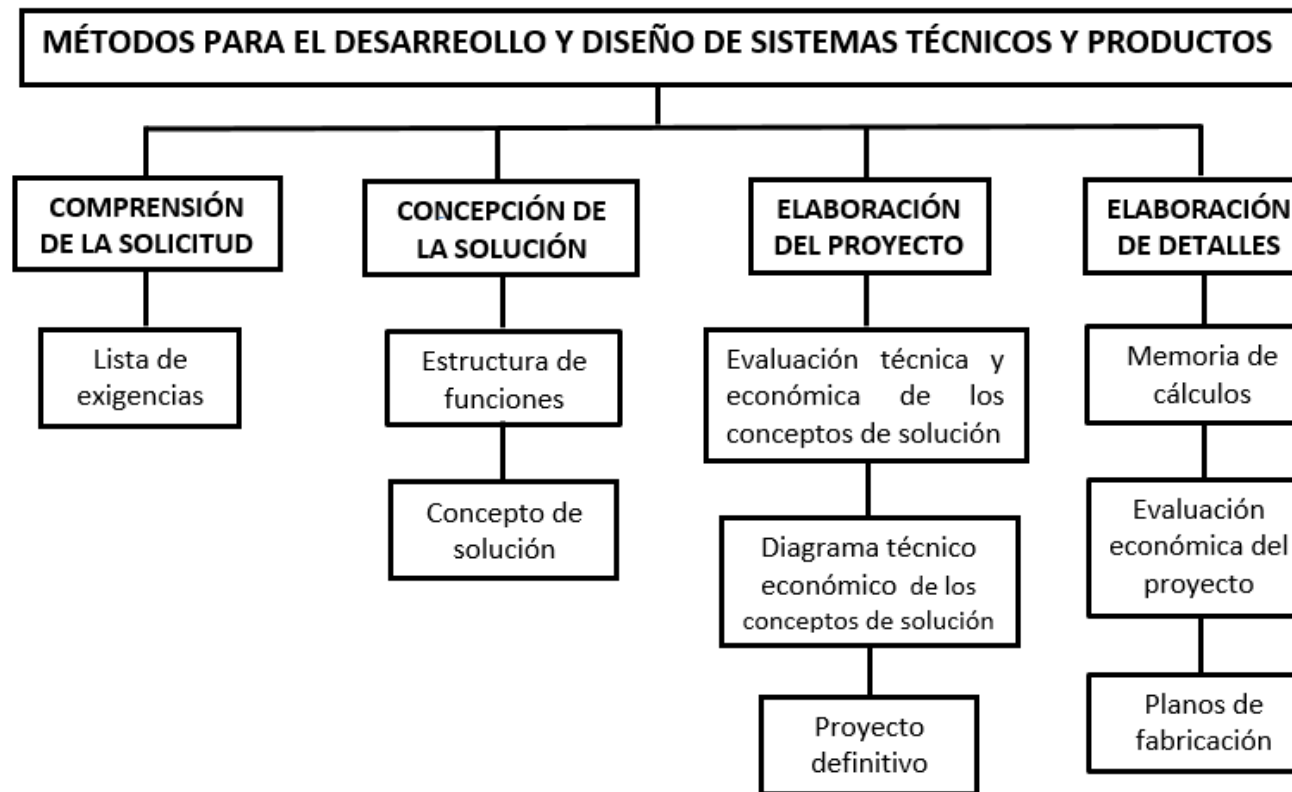


Figura 24: Métodos para el desarrollo y diseño de sistemas técnicos y productos.

Fuente: Elaboración propia.

3.6. Método de análisis de datos.

El análisis de datos que se realizó en la presente investigación fue de tipo cuantitativo, para lo cual se desarrolló una serie de cálculos térmicos e hidráulicos y mecánicos a través de instrumentos prácticos, herramientas como diagramas, gráficos y tablas que fueron interpretadas, para obtener un diseño óptimo; lo cual permitió determinar los objetivos específicos.

3.7. Aspectos éticos.

La presente tesis está basada en la normativa establecida en nuestro país y normas internacionales, el investigador se compromete a respetar la propiedad intelectual, la veracidad de los resultados y la confiabilidad de los datos suministrados por la empresa; como también a proteger la identidad de las personas de la empresa Famesa Explosivos SAC.

Así mismo, esta investigación está en base a las normas y parámetros establecidos por la Universidad Cesar Vallejo.

IV. RESULTADOS

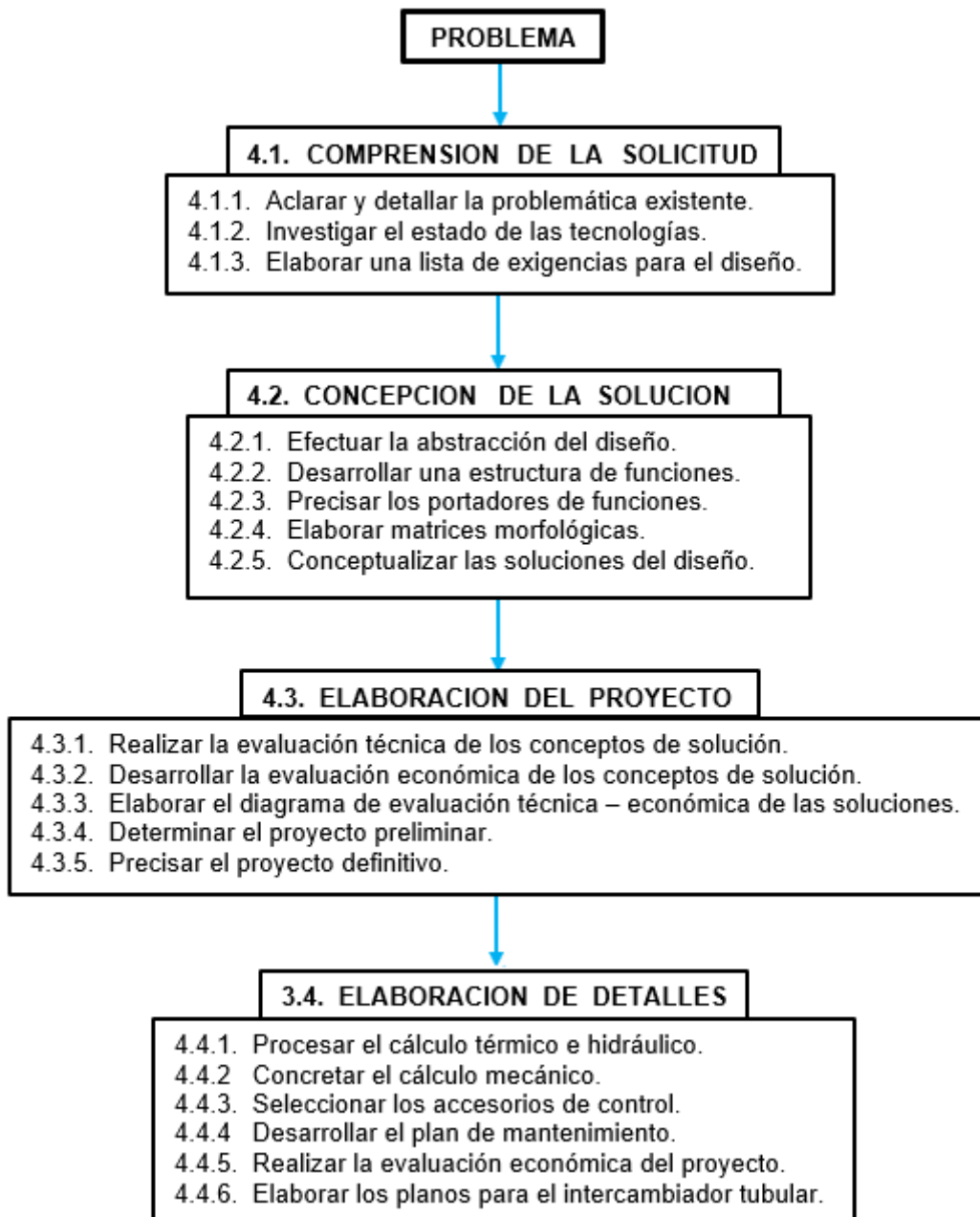


Figura 25: Algoritmo metodológico para el diseño de intercambiadores de carcasa y tubos.

Fuente: Elaboración propia.

4.1. Evaluación de las condiciones iniciales, estableciendo las exigencias para el diseño (Comprensión de la solicitud).

4.1.1. Problemática.

Con la finalidad, de recuperar la capacidad de producción de emulsión en la planta de Famesa Explosivos; se diseñará un intercambiador de calor de carcasa y tubos, para enfriar el emulsificante; el cual es un insumo importante en la elaboración de dicho producto.

Los datos de proceso, para este proyecto son los siguientes:

- Flujo másico del emulsificante: 5400 Kg/h.
- Temperatura de mezcla del emulsificante: 80°C.
- Temperatura optima del emulsificante, para el proceso de emulsión 50°C.
- Cuenta con agua a 25°C, para utilizarlo como fluido enfriador.

4.1.2. Estado de la tecnología.

En la gran mayoría de países se ha diseñado intercambiadores de calor, para enfriar o calentar diferentes tipos de fluidos; obteniendo de esta manera resultados satisfactorios en los procesos industriales. Para esta tesis se realizó el estudio y la clasificación de información de las siguientes tecnologías:

- ✓ Suicalsa serie IP 5600, es un intercambiador enfriador de placas desmontables; fijadas a un armazón de metal con dos planchas gruesas de acero al carbono.
- ✓ HRS serie DTI, es un intercambiador enfriador de doble tubo con diferentes diámetros; acoplados uno dentro del otro.
- ✓ FUNKE serie C 200, es un intercambiador enfriador que consta de una carcasa; la cual envuelve a un conjunto de tuberías fijadas en dos espejos o placas de soporte, ubicadas en cada extremo de la carcasa.

4.1.3. Lista de exigencias.

Tabla 3: Lista de exigencias.

Lista de exigencias		Pág. 1/1
Proyecto	Diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubos	Fecha 23/10/2018
Cliente	Famesa Explosivos	Elaborado M.C.R.
Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
	Función principal:	
Exigencia	Enfriar por convección forzada el emulsificante de 80°C a 50°C, utilizando como medio enfriador agua a 25°C.	M.C.R.
	Producción:	
Exigencia	La efectividad del equipo, debe garantizar su capacidad de diseño; para recuperar de esta manera la capacidad de producción de emulsión.	M.C.R.
	Calidad:	
Exigencia	La calidad del emulsificante, no se verá afectada durante la puesta en marcha y operación del equipo.	M.C.R.
	Se controla la temperatura, así como la concentración; pues se asegurará una adecuada estanqueidad.	
	Materiales:	
Exigencia	En la elaboración de detalle, se buscará materiales industriales con buenas propiedades físicas, térmicas y mecánicas; disponibles en el mercado.	M.C.R.
	Operación:	
Deseo	La operación del equipo será sencilla, requiriendo una capacitación básica para los operarios.	M.C.R.
	Seguridad:	
Exigencia	El diseño del equipo, garantizara la integridad física del operador; así mismo de las instalaciones y del medio ambiente.	M.C.R.
	Se dimensionará, para resistir la presión y temperatura de operación con un adecuado factor de seguridad, según la normativa correspondiente.	
	Control:	
Exigencia	El diseño del equipo, incluye un sistema de medición y control automático; Para asegurar la calidad y eficiencia de operación.	M.C.R.
	Costos:	
Exigencia	Los costos del diseño del equipo serán evaluados, obteniendo un costo racional de fabricación, utilizando adecuados materiales y tecnologías de fabricación, montaje y pruebas que aseguren la confiabilidad operacional.	M.C.R.

Fuente: Elaboración propia.

4.2. Determinación de las soluciones para el diseño, mediante matrices morfológicas (Concepción de la solución.)

4.2.1. Abstracción.

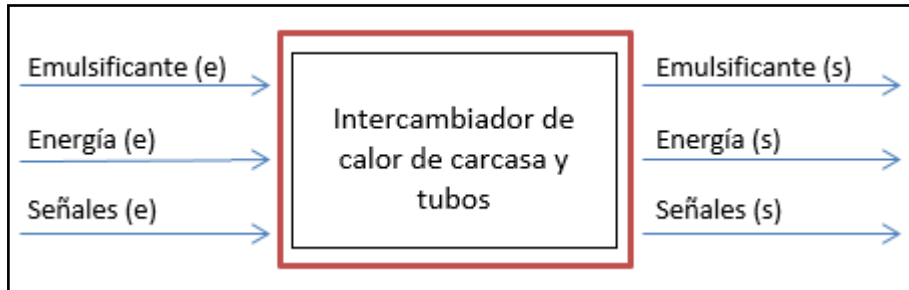


Figura 26: Caja negra.

Fuente: Elaboración propia.

- **Entradas.**

- ✓ Materia: Emulsificante a 80°C.
- ✓ Energías: Eléctrica y calorífica.
- ✓ Señales: De tipo visual al iniciar el proceso.

- **Salidas.**

- ✓ Materia: Emulsificante a 50°C.
- ✓ Energía: Calor, ruido y vibración.
- ✓ Señales: De tipo visual al finalizar el proceso.

4.2.2. Estructura de funciones.

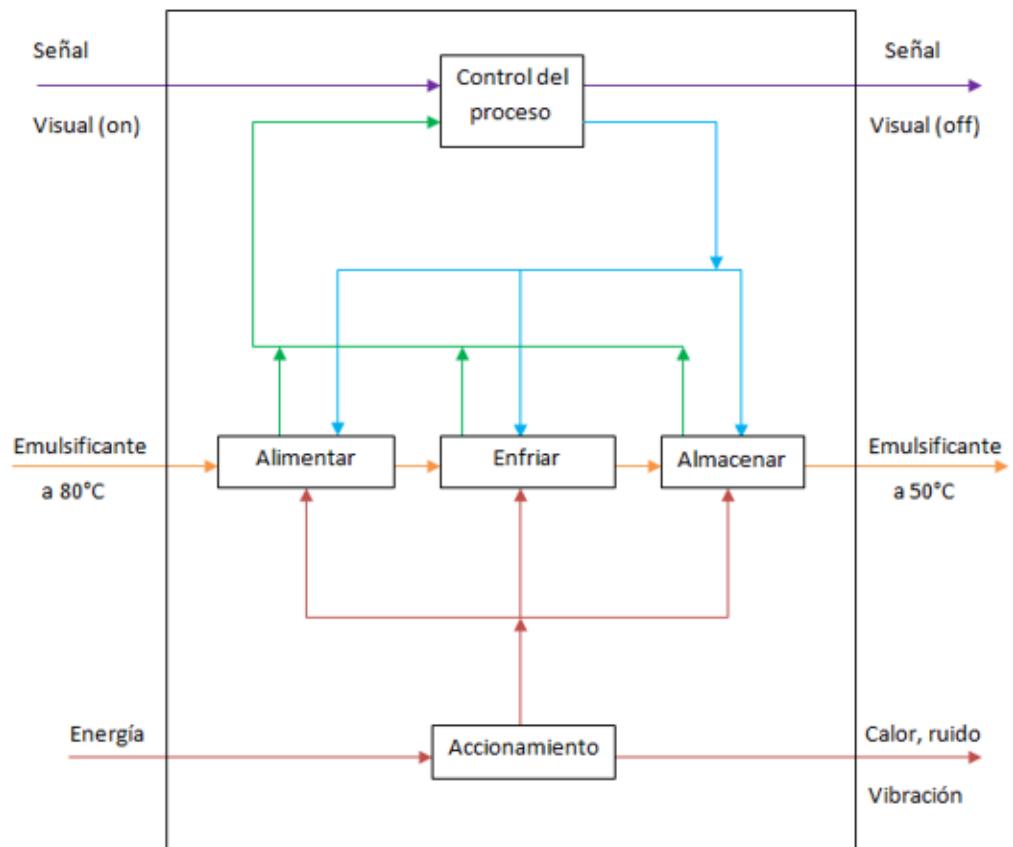


Figura 27: Estructura de funciones.

Fuente: Elaboración propia.

4.2.3. Portadores de funciones.

a) Alimentar.

Se bombeará el emulsificante, para que ingrese al intercambiador de calor.

b) Enfriar.



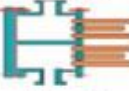


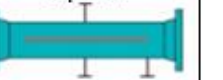
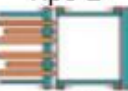

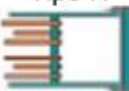
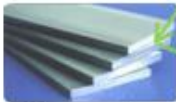



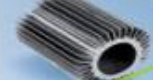







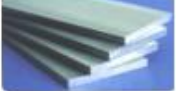








Siendo esta la función principal, se enfriará el emulsificante de 80°C a 50°C; teniendo en cuenta las propiedades de los materiales a emplear.

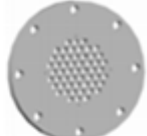

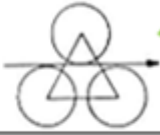
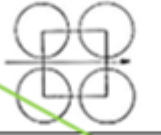
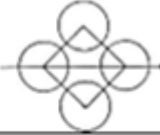




c) Almacenar.

Se almacenará el emulsificante a 50°C, para que luego acceda al proceso de emulsión.

4.2.4. Matrices morfológicas.

a) Alternativa 1: Intercambiador de calor de carcasa y tubos.

Característica Principal.	Portadores de funciones.		
Cabezal de distribución.	Tipo A 	Tipo B 	Tipo C 
Carcasa.	Tipo E 	Tipo F 	Tipo G 
Cabezal inferior.	Tipo L 	Tipo M 	Tipo N 
Materiales de la carcasa, cabezales y componentes.	Acero carbono 	Cobre 	Aluminio 
Superficie de la carcasa.	Corrugada 	Aleteada 	Lisa 
Accesorios de acoplamiento.	Bridas 	Unión universal 	Unión ranurada 
Jutas o empaquetaduras.	Hilo sintético 	Graflex 	Teflón 
Materiales para de el haz tuberías.	Acero carbono 	Cobre 	Aluminio 
Superficie de las tuberías que formaran el haz tubular.	Corrugada 	Aleteada 	Lisa 
Dirección de flujo de los fluidos.	Flujo paralelo 	Contra flujo 	Flujo cruzado 

Característica Principal.	Portadores de funciones.		
	Con brida	Sin brida	
Espejos o soporte de tuberías			
Disposición o arreglo entre tuberías.	Triangular 	Cuadrado 	Rombo 
Numero de pasos de intercambio de calor en el haz de tuberías.	4 pasos	6 pasos	8 pasos
Orientación de las mamparas dentro de la carcasa.	Horizontal 	Vertical 	
Distancia entre mamparas.	0.05 metros	0.10 metros	0.15 metros
Fluido que fluirá por los tubos.	EMULSIFICANTE	AGUA	
Fluido que fluirá por la carcasa.	EMULSIFICANTE	AGUA	
Elementos de sujeci3n para el intercambiador de calor.	Perno hexagonal 	Perno esparrago 	

$S_1 = \text{Soluci3n 1}$

Figura 28: Matriz morfol3gica para intercambiador de carcasa y tubos.

Fuente: Elaboraci3n propia.

b) Alternativa 2: Intercambiador de calor de placas.

Característica principal.	Portadores de funciones.		
Material de las placas.	Acero carbono 	Cobre 	Aluminio 
Superficie de las placas.	Corrugada 	Aleteada 	Lisa 
Accesorios de acoplamiento.	Bridas 	Unión universal 	Unión ranurada 
Juntas o empaquetaduras.	Hilo sintético 	Graflex 	Teflón 
Material para la estructura de soporte.	Acero carbono 	Cobre 	Aluminio 
Dirección de flujo de los fluidos.	Flujo paralelo 	Contra flujo 	Flujo cruzado 
Fluido que fluirá entre la primera y segunda placa.	EMULSIFICANTE	AGUA	
Fluido que fluirá entre la segunda y tercera placa.	EMULSIFICANTE	AGUA	
Accesorios para sujetar placas a estructura de soporte.	Perno hexagonal 	Perno esparrago 	

S₂ = Solución 2

Figura 29: Matriz morfológica para intercambiador de placas.

Fuente: Elaboración propia.

c) Alternativa 3: Intercambiador de calor de doble tubería.

Característica principal.	Portadores de funciones.		
Material de las tuberías.	Acero carbono 	Cobre 	Aluminio 
Superficie de la tubería externa.	Corrugada 	Aleteada 	Lisa 
Accesorios de acoplamiento.	Bridas 	Unión universal 	Unión ranurada 
Juntas o empaquetaduras.	Hilo sintético 	Neopreno 	Teflón 
Superficie de la tubería interna.	Corrugada 	Aleteada 	Lisa 
Dirección de flujos de los fluidos.	Flujo paralelo 	Contra flujo 	Flujo cruzado 
Fluido que fluirá en la tubería externa.	EMULSIFICANTE	AGUA	
Fluido que fluirá en la tubería interna.	EMULSIFICANTE	AGUA	
Accesorios para sujetar bridas.	Perno hexagonal 	Perno esparrago 	

S₃ = Solución 3

Figura 30: Matriz morfológica para intercambiador de doble tubería.

Fuente: Elaboración propia.

4.2.5. Conceptualización de las soluciones.

Solución 1.

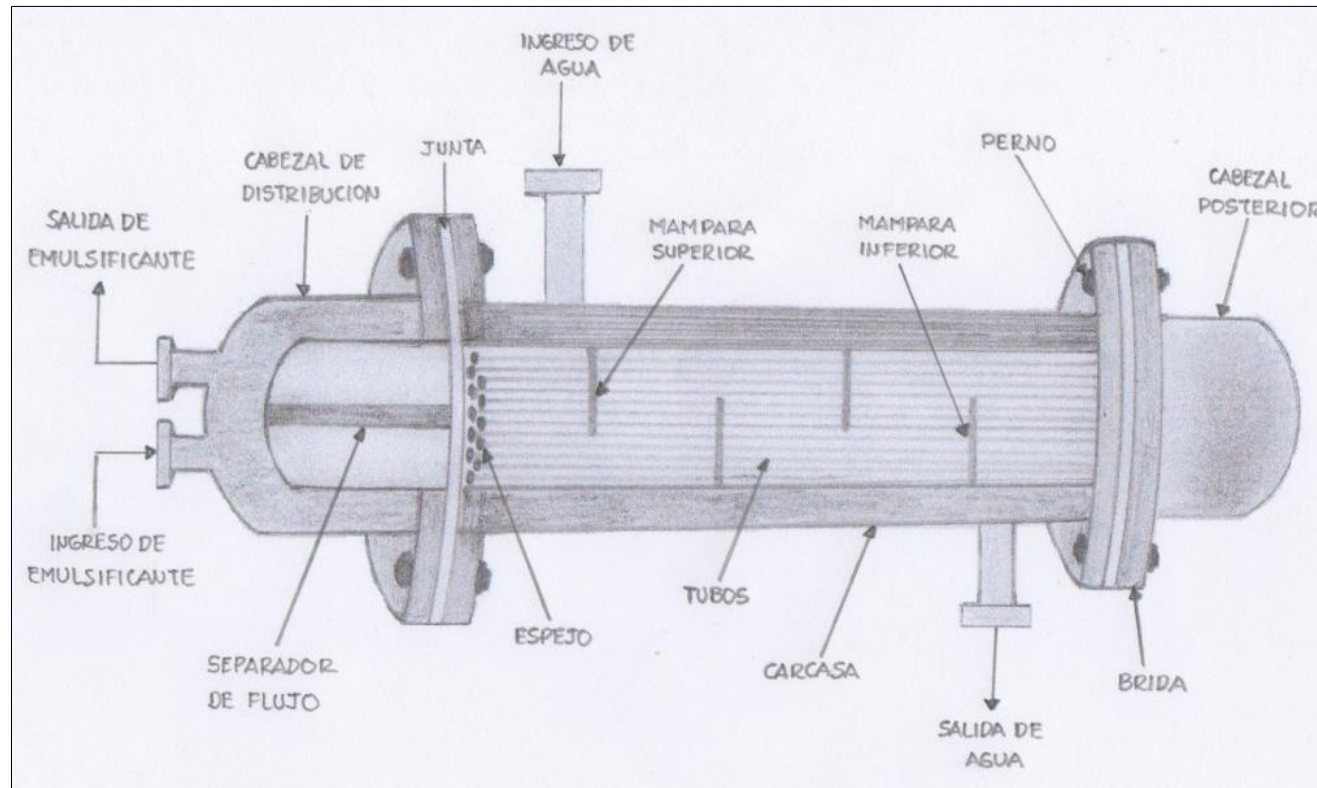


Figura 31: Concepto de solución para Intercambiador de calor de carcasa y tubos.

Fuente: Elaboración propia.

Solución 2.

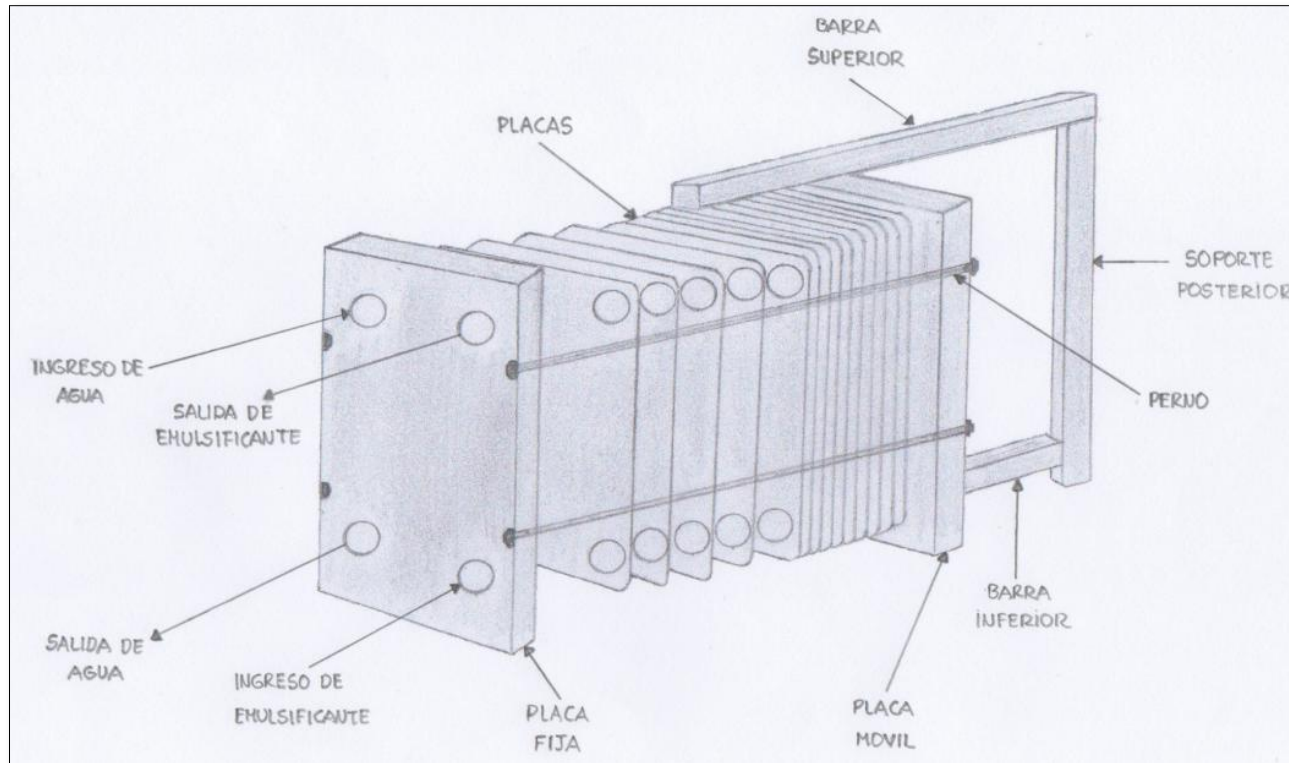


Figura 32: Concepto de solución para intercambiador de calor de placas.

Fuente: Elaboración propia.

Solución 3.

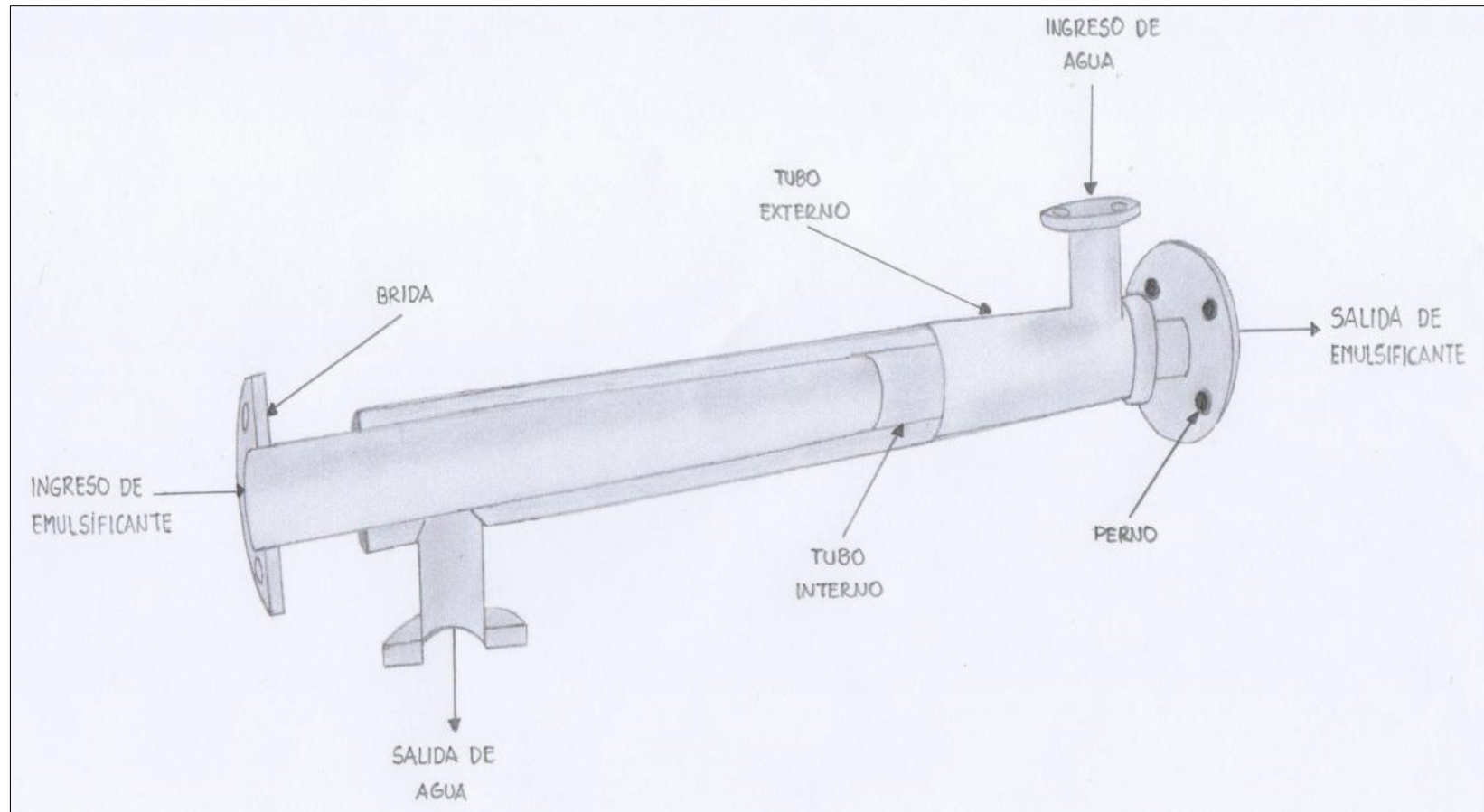


Figura 33: Concepto de solución para intercambiador de calor de doble tubo.

Fuente: Elaboración propia.

4.3. Evaluación técnica y económica de las soluciones para el diseño (Elaboración del proyecto).

4.3.1. Evaluación técnica de los conceptos de solución.

Tabla 4: Evaluación técnica de los conceptos de solución.

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS											Área de diseño
Proyecto: Diseño de un Intercambiador de calor de carcasa y tubos											
Escala de valores según VDI 2225 con puntaje p de 0 a 4: 0 = No Satisface, 1 = Regular, 2 = Aceptable, 3 = Bien, 4 = Muy Bien (óptimo) g: peso ponderado en función de los criterios de evaluación (pesos de 1 a 4)											
Criterios técnicos de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos											
Variantes de Concepto/Proyectos		S ₁		S ₂		S ₃		S _{ideal}			
Nº	CRITERIO DE EVALUACIÓN	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	
1	Función	4	3	12	3	12	0	0	4	16	
2	Forma	2	3	6	3	6	2	4	4	8	
3	Diseño	3	4	12	4	12	2	6	4	12	
4	Seguridad	2	3	6	3	6	3	6	4	8	
5	Ergonomía	3	3	9	3	9	4	12	4	12	
6	Fabricación	4	3	12	2	8	2	8	4	16	
7	Montaje	3	4	12	1	3	1	3	4	12	
8	Transporte	1	3	3	3	3	3	3	4	4	
9	Uso	2	3	6	1	2	4	8	4	8	
10	Mantenimiento	1	3	3	2	2	2	2	4	4	
PUNTAJE MAXIMO: Σ gp				81		63		52		104	
Valor Técnico				0.78		0.61		0.5		1	
Orden				1		2		3			

S = Soluciones / g = Peso Ponderado / p = Puntaje / x_i = Valor técnico / y_i = Valor económico

$$x_i = \frac{\sum gp_{(SOLUCIÓN)}}{\sum gp_{(IDEAL)}} \leq 1$$

Fuente: Elaboración propia.

4.3.2. Evaluación económica de los conceptos de solución.

Tabla 5: Evaluación económica de los conceptos de solución.

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS											Área de diseño
Proyecto: Diseño de un Intercambiador de calor de carcasa y tubos											
Escala de valores según VDI 2225 con puntaje p de 0 a 4: 0 = No Satisface, 1 = Regular, 2 = Aceptable, 3 = Bien, 4 = Muy Bien (óptimo) g: peso ponderado en función de los criterios de evaluación (pesos de 1 a 4)											
Criterios económicos de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos											
Variantes de Concepto/Proyectos		S ₁		S ₂		S ₃		S _{ideal}			
N°	CRITERIO DE EVALUACIÓN	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	
1	Diseño	2	3	6	2	4	2	4	4	8	
2	Fabricación	4	3	12	1	4	2	8	4	16	
3	Transporte	2	2	4	2	4	2	4	4	8	
4	Mantenimiento	3	4	12	2	6	3	9	4	12	
5	Costos	4	4	16	2	8	2	8	4	16	
6	Plazos	1	3	3	1	1	2	2	4	4	
	PUNTAJE MAXIMO: Σgp			53		27		35		64	
	Valor Económico			0.83		0.42		0.55		1	
	Orden			1		2		3			

S = Soluciones / g = Peso Ponderado / p = Puntaje / x_i = Valor técnico / y_i = Valor económico

$$y_i = \frac{\Sigma gp_{(SOLUCIÓN)}}{\Sigma gp_{(IDEAL)}} \leq 1$$

Fuente: Elaboración propia.

4.3.3. Diagrama de evaluación técnico - económico según VDI 2225.

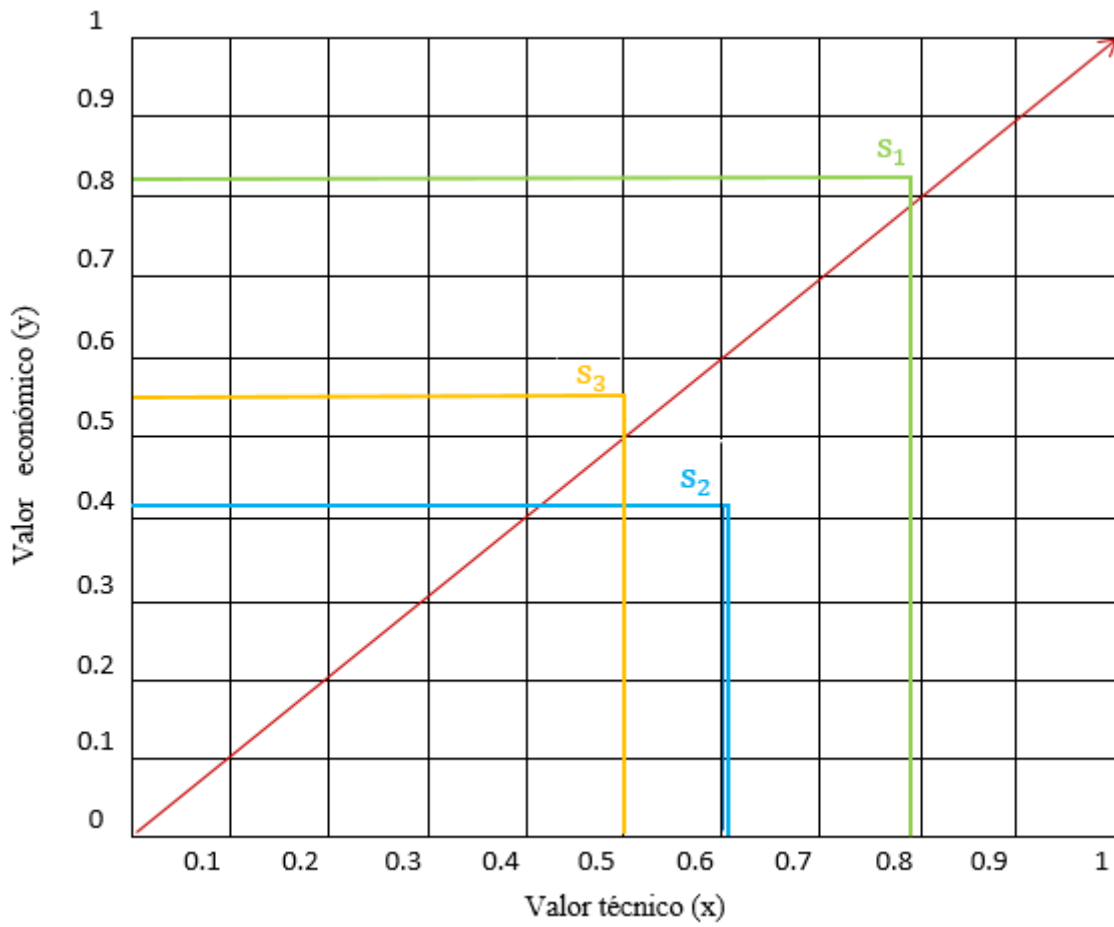


Figura 34: Diagrama de evaluación técnico-económica.

Fuente: Elaboración propia.

4.3.4. Proyecto preliminar.

De acuerdo, con los criterios de evaluación realizados a las tres alternativas del presente proyecto; se concluye que el concepto de solución 1, es el que cumple con los criterios técnicos – económicos con mayor factibilidad y optimización. Por consiguiente, cabe resaltar que la elaboración del proyecto, se enfocara fundamentalmente en la función principal del equipo; el cual es un proceso de enfriamiento.

4.3.5. Proyecto definitivo.

Elaborando el uso adecuado de los conocimientos técnicos y tecnológicos, diseñaremos un intercambiador tubular de carcasa y tubos; el cual precisara un diseño y montaje simple, poco peso, bajos costos de mantenimiento y funcionamiento; teniendo en cuenta las normas de construcción, la seguridad de las personas, la preservación del medio ambiente y el cuidado de sus instalaciones.

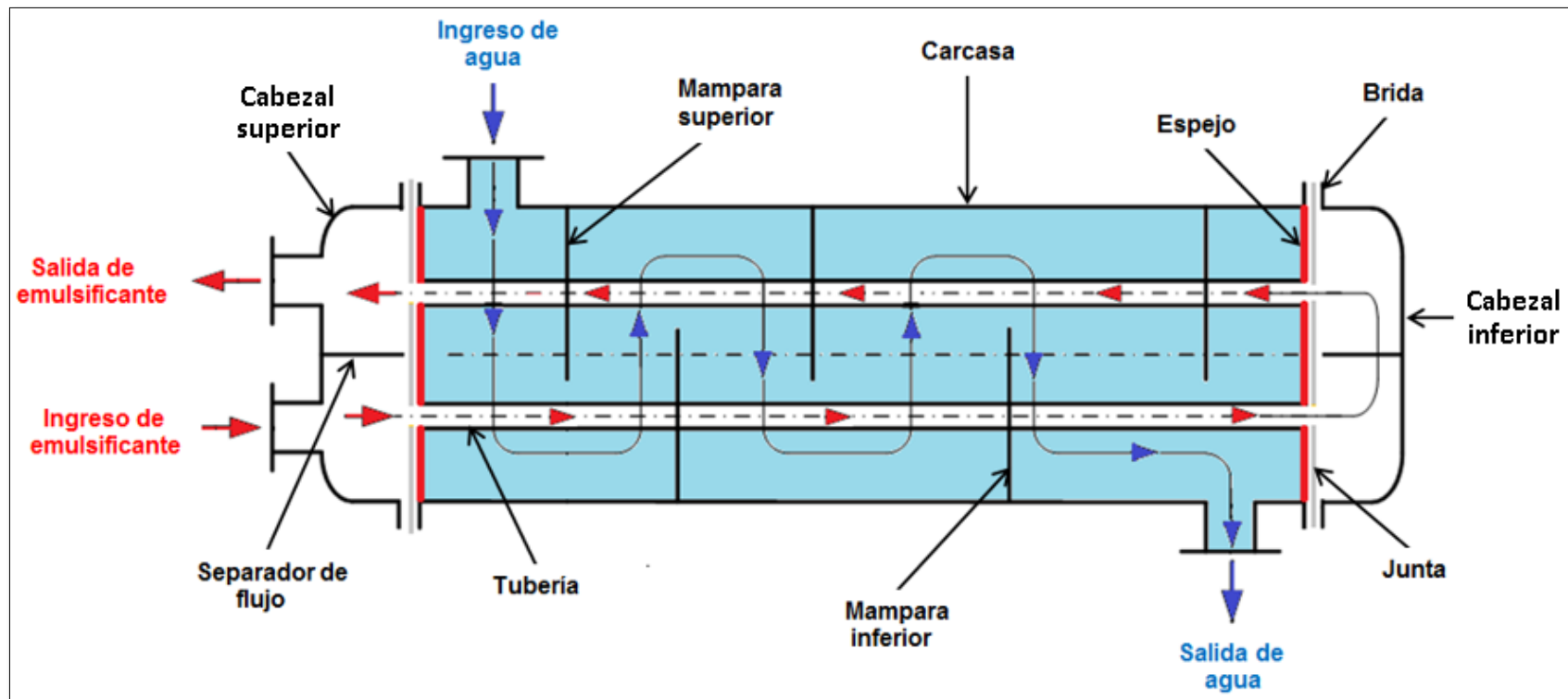
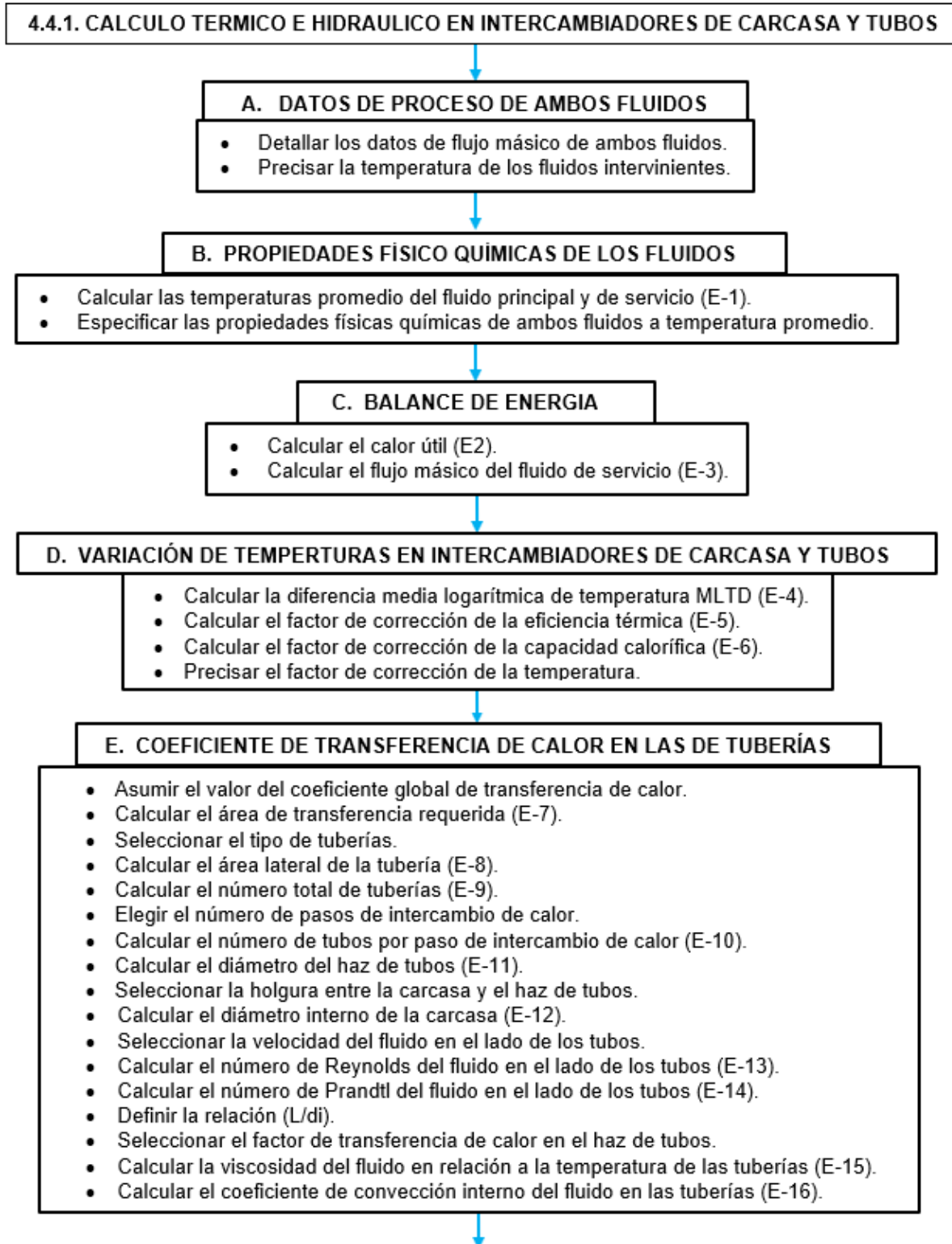


Figura 35: Proyecto definitivo del intercambiador de calor de carcasa y tubos.

Fuente: Elaboración propia.

4.4. Dimensionamiento del equipo, procesando los cálculos correspondientes (Elaboración de detalles).



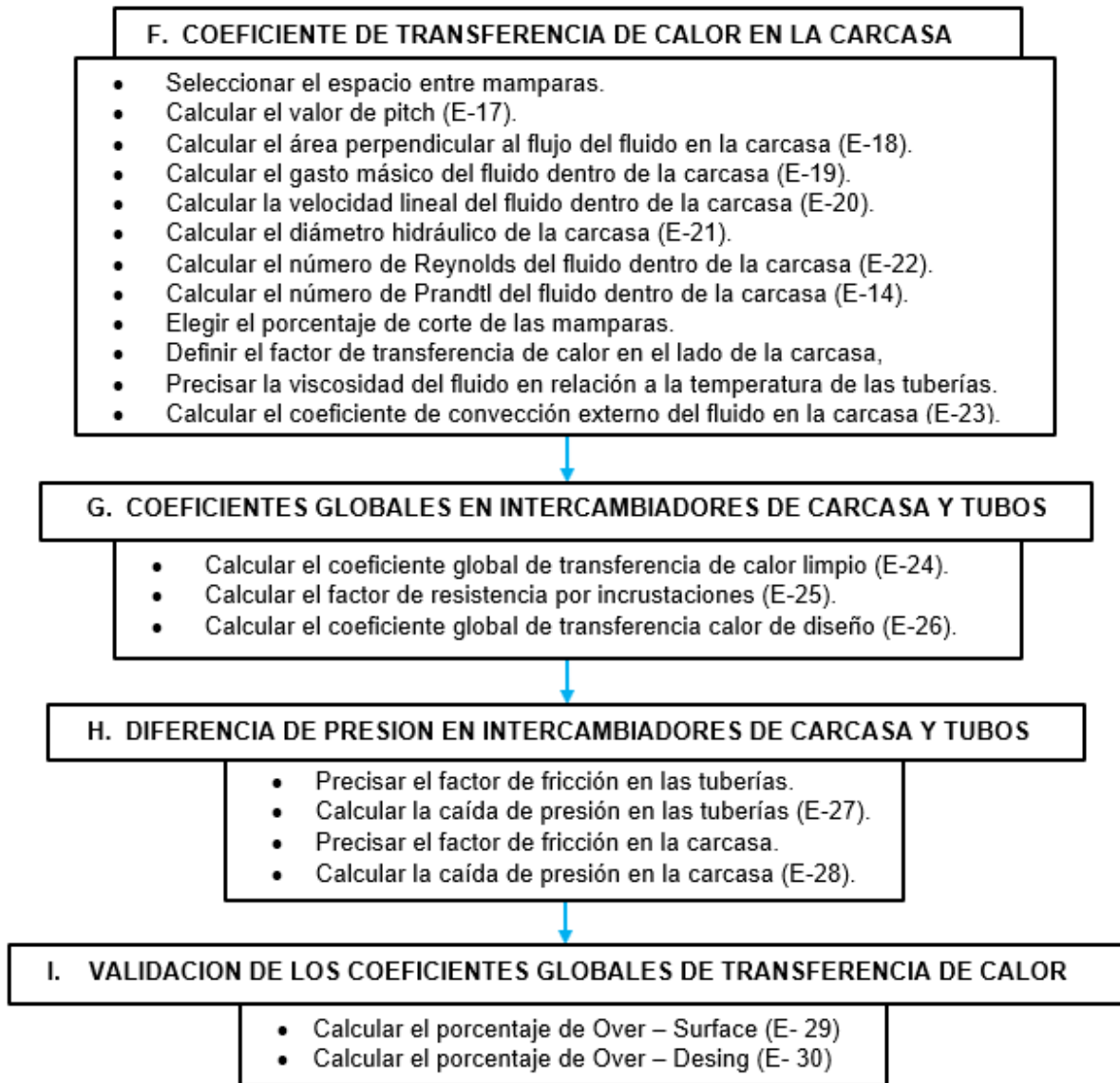


Figura 36: Algoritmo metodológico para el cálculo térmico e hidráulico en intercambiadores de carcasa y tubos.

Fuente: Elaboración propia

4.4.1. Cálculo térmico e hidráulico del intercambiador de carcasa y tubos.

A. Datos de proceso de los fluidos intervinientes.

Para este trabajo de tesis, ubicaremos al emulsificante en el lado de los tubos y al agua en el lado de la carcasa.

Tabla 6: Datos de proceso del emulsificante.

FLUIDO DENTRO DE LAS TUBERIAS	
Fluido caliente	Emulsificante
Flujo másico ($m_{emulsificante}$)	1.5 kg/s
Temperatura de ingreso ($t_{emulsificante 1}$)	80°C
Temperatura de salida ($t_{emulsificante 2}$)	50°C

Fuente: Departamento de producción – Famesa Explosivos.

Tabla 7: Datos de proceso del agua.

FLUIDO DENTRO DE LA CARCASA	
Fluido frio	Agua
Flujo másico (m_{agua})	?
Temperatura de ingreso ($t_{agua 1}$)	25°C
Temperatura de salida ($t_{agua 2}$)	35°C

Fuente: Departamento de producción – Famesa Explosivos.

B. Propiedades físico químicas del emulsificante y del agua.

En esta tesis, evaluaremos al emulsificante; como el fluido principal y al agua; como el fluido de servicio.

- **Temperatura promedio del emulsificante.**

$$TP_{emulsificante} = \frac{t_{emulsificante 1} + t_{emulsificante 2}}{2}$$

Procesando:

$$TP_{\text{emulsificante}} = \frac{80^{\circ}\text{C} + 50^{\circ}\text{C}}{2}$$

$$TP_{\text{emulsificante}} = 65^{\circ}\text{C}$$

Tabla 8: Propiedades físico químicas del emulsificante a 65 °C

EMULSIFICANTE A 65°C	
Densidad ($\rho_{\text{emulsificante}}$)	754 kg/m ³
Calor específico ($Cp_{\text{emulsificante}}$)	3097 J/kg. °C
Conductividad térmica ($K_{\text{emulsificante}}$)	0.1390 w/m.°C
Viscosidad dinámica ($\mu_{\text{emulsificante}}$)	0.012 kg/m. s

Fuente: Departamento de producción – Famesa Explosivos.

- **Temperatura promedio del agua.**

$$TP_{\text{agua}} = \frac{t_{\text{agua 1}} + t_{\text{agua 2}}}{2}$$

Procesando:

$$TP_{\text{agua}} = \frac{25^{\circ}\text{C} + 35^{\circ}\text{C}}{2}$$

$$TP_{\text{agua}} = 30^{\circ}\text{C}$$

Tabla 9: Propiedades físico químicas del agua a 30 °C.

AGUA A 30°C	
Densidad (ρ_{agua})	996 kg/m ³
Calor específico (Cp_{agua})	4178 J/kg. °C
Conductividad térmica (K_{agua})	0.615 w/m.°C
Viscosidad dinámica (μ_{agua})	0.798 x 10 ⁻³ kg/m. s

Fuente: Yunus A. Cengel 2007.

C. Balance de energía.

- **Calor útil.**

$$Q_u = m_{\text{emulsificante}} * C_{p_{\text{emulsificante}}} * (t_{\text{emulsificante } 1} - t_{\text{emulsificante } 2})$$

Procesando:

$$Q_u = 1.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 3097 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} * (80^\circ\text{C} - 50^\circ\text{C})$$

$$Q_u = 139365 \text{ W}$$

- **Flujo másico del agua.**

$$m_{\text{agua}} = \frac{Q_u}{C_{p_{\text{agua}}} * (t_{\text{agua } 2} - t_{\text{agua } 1})}$$

Procesando:

$$m_{\text{agua}} = \frac{139365 \text{ w}}{4178 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} * (35^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C})}$$

$$m_{\text{agua}} = 3.34 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

D. Variación de las temperaturas dentro del intercambiador.

- **Diferencia media logarítmica de temperatura (MLTD).**

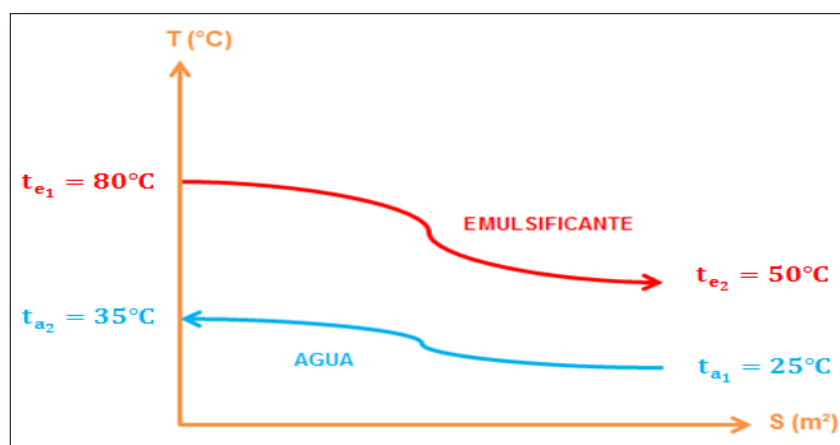


Figura 37: Diagrama MLTD.

Fuente: Elaboración propia.

$$MLDT = \frac{(t_{\text{emulsificante 1}} - t_{\text{agua 2}}) - (t_{\text{emulsificante 2}} - t_{\text{agua 1}})}{\ln \frac{(t_{\text{emulsificante 1}} - t_{\text{agua 2}})}{(t_{\text{emulsificante 2}} - t_{\text{agua 1}})}}$$

Procesando:

$$MLDT = \frac{(80^{\circ}\text{C} - 35^{\circ}\text{C}) - (50^{\circ}\text{C} - 25^{\circ}\text{C})}{\ln \frac{(80^{\circ}\text{C} - 35^{\circ}\text{C})}{(50^{\circ}\text{C} - 25^{\circ}\text{C})}}$$

$$MLDT = 34^{\circ}\text{C}$$

- **Factor de corrección de la eficiencia térmica.**

$$P = \frac{t_{\text{agua 2}} - t_{\text{agua 1}}}{t_{\text{emulsificante 1}} - t_{\text{agua 2}}}$$

Procesando:

$$P = \frac{35 - 25}{80 - 35} = \mathbf{0.22}$$

- **Factor de corrección de la capacidad calorífica.**

$$R = \frac{t_{\text{emulsificante 1}} - t_{\text{emulsificante 2}}}{t_{\text{agua 2}} - t_{\text{agua 1}}}$$

Procesando:

$$R = \frac{80 - 50}{35 - 25} = \mathbf{3}$$

- **Factor de corrección de la temperatura.**

Obtendremos el factor de corrección de temperatura “F”, interceptando los valores de “P” y “R” en la figura 38. Considerando un paso por la coraza y dos o más pasos por el lado de los tubos.

Por lo tanto:

$$F = 0.90$$

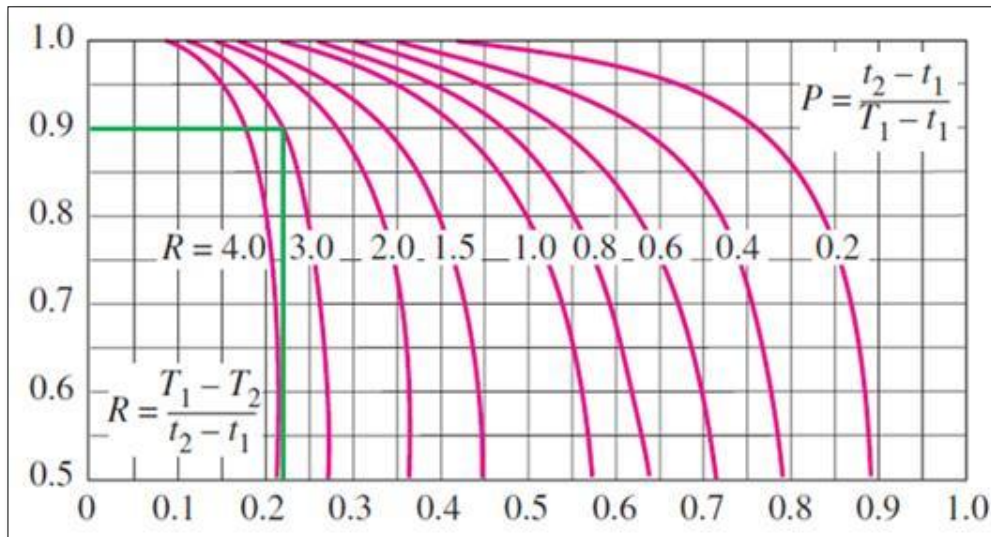


Figura 38: Factor de corrección de la temperatura “F”.

Fuente: Yunus A. Cengel 2007.

E. Coeficiente de transferencia de calor en el haz tubos.

- **Valor asumido del coeficiente global de transferencia de calor.**

El emulsificante que fabrica Famesa Explosivos, es a base de aceite mineral y aditivos; por consiguiente, en este ítem se evaluará al emulsificante, como un aceite y su valor de transferencia de calor se obtendrá teniendo en cuenta la tabla 10.

$$U_{\text{Asumido}} = 170 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tabla 10: Coeficientes globales de transferencia de calor.

TIPO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR	U, W/m ² °C
Agua hacia agua	850 - 1700
Agua hacia aceite	100 - 350
Agua hacia gasolina o querosene	300 - 1000
Calentadores de agua de alimentación	1000 - 8500

Fuente: Yunus A. Cengel 2007.

- **Área de transferencia requerida.**

$$A_T = \frac{Q_u}{U_A * F * MLTD}$$

Procesando:

$$A_T = \frac{139365 \text{ w}}{170 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}} * 0.90 * 34^\circ\text{C}}$$

$$A_T = 26.80 \text{ m}^2.$$

- **Selección de tuberías.**

Tabla 11: Características técnicas de tubería de cobre.

TUBERIA DE COBRE ASTM B-88	
Tipo	K
Diámetro nominal	1 plg.
Diámetro exterior	28.60 mm.
Espesor de la pared del tubo	1.65 mm.
Diámetro interno	25.30 mm.

Fuente: Elaboración propia.

- **Área lateral de una tubería de 1''.**

$$A_L = \pi * D_i * L$$

Procesando:

$$A_L = \pi * 0.0253 \text{ m} * 3.00 \text{ m}$$

$$A_L = 0.24 \text{ m}^2$$

- **Número total de tuberías de 1''.**

$$N_T = \frac{A_T}{A_L}$$

Procesando:

$$N_T = \frac{26.80 \text{ m}^2}{0.24 \text{ m}^2}$$

$$N_T = 112 \text{ tubos.}$$

- **Elección del número de pasos de intercambio de calor.**
Se optó por ocho pasos de intercambio de calor, para el haz de tuberías.
- **Número de tubos por cada paso de intercambio de calor.**

$$N_{t_p} = \frac{N_T}{N_p}$$

Procesando:

$$N_{t_p} = \frac{112 \text{ tubos}}{8 \text{ pasos}}$$

$$N_{t_p} = 14 \frac{\text{tubos}}{\text{paso}}$$

- **Diámetro del haz de tubos.**

Para realizar dicho cálculo usaremos la tabla 12 y optaremos por un arreglo triangular entre los tubos, que conforman el haz tubular.

$$D_b = D_e \left(\frac{N_T}{K_1} \right)^{1/n_1}$$

Procesando:

$$D_b = 28.6 \text{ mm} \left(\frac{112 \text{ tubos}}{0.0365} \right)^{1/2.675}$$

$$D_b = 575 \text{ mm}$$

Tabla 12: Valores de los coeficientes K_1 y n_1 .

Número de pasos de intercambio de calor	Arreglo triangular		Arreglo cuadrado	
	K_1	n_1	K_1	n_1
1	0.139	2.142	0.215	2.207
2	0.249	2.207	0.156	2.291
4	0.175	2.285	0.158	2.263
6	0.0743	2.499	0.0402	2.617
8	0.0365	2.675	0.0331	2.643

Fuente: <https://es.scribd.com/doc/100000000/Metodo-de-Kern>.

- **Holgura entre la carcasa y haz de tubos.**

Obtendremos la holgura diametral entre carcasa y haz de tubos “H”, con el uso de la figura 39.

Por lo tanto:

$$H = 14.0 \text{ mm.}$$

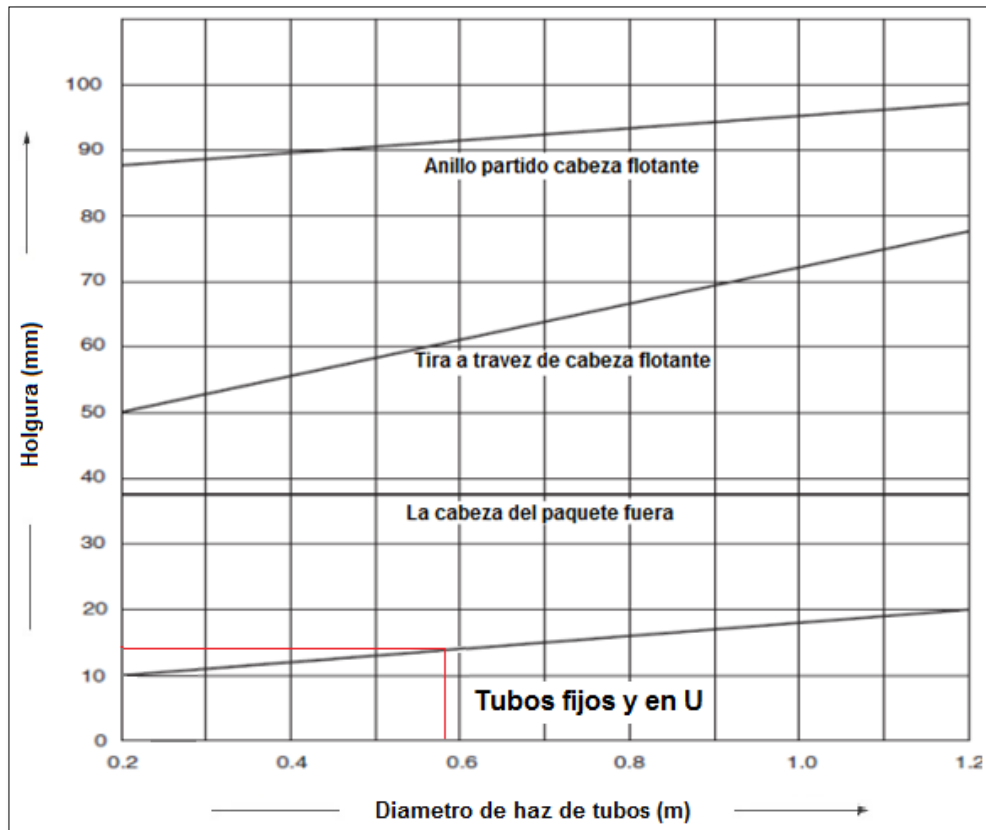


Figura 39: Holgura diametral entre carcasa y haz de tubos.

Fuente: <https://es.scribd.com> › doc. › Método-de-Kern.

- **Diámetro interno de la carcasa.**

$$D_s = D_b + H$$

Procesando:

$$D_s = 575 \text{ mm} + 14 \text{ mm}$$

$$D_s = 589 \text{ mm}$$

- **Selección de la velocidad del emulsificante.**

Teniendo en cuenta las velocidades recomendadas, para fluidos en el lado de los tubos (1 a 2 m/s); asumiremos la velocidad máxima del emulsificante, dentro de la tubería de cobre de 1 pulgada.

Por lo tanto:

$$v_{\text{emuls.}} = 1.50 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- **Numero de Reynolds del emulsificante.**

$$\text{Re}_{\text{emuls.}} = \frac{\rho_{\text{emuls.}} * v_{\text{emuls.}} * D_i}{\mu_{\text{emuls.}}}$$

Procesando:

$$\text{Re}_{\text{emuls.}} = \frac{754 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1.50 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.0253\text{m}}{0.012 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}}$$

$$\text{Re}_{\text{emuls.}} = 2385$$

- **Numero de Prandtl del emulsificante.**

$$\text{Pr}_{\text{emuls.}} = \frac{C_{p_{\text{emuls.}}} * \mu_{\text{emuls.}}}{k_{\text{emuls.}}}$$

Procesando:

$$\text{Pr}_{\text{emuls.}} = \frac{3097 \frac{\text{J}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} * 0.012 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}}{0.1390 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}}$$

$$\text{Pr}_{\text{emuls.}} = 267$$

- **Relación entre la longitud y el diámetro interno de los tubos.**

$$\frac{L}{D_i} = \frac{3.00 \text{ m}}{0.0253 \text{ m}}$$

Procesando:

$$\frac{L}{D_i} = 119$$

- **Factor de transferencia de calor para el lado de los tubos.**

Obtendremos el factor de transferencia de calor en las tuberías, usando la figura 40.

Por lo tanto:

$$J_h = 3.3 \cdot 10^{-3} = 0.0033$$

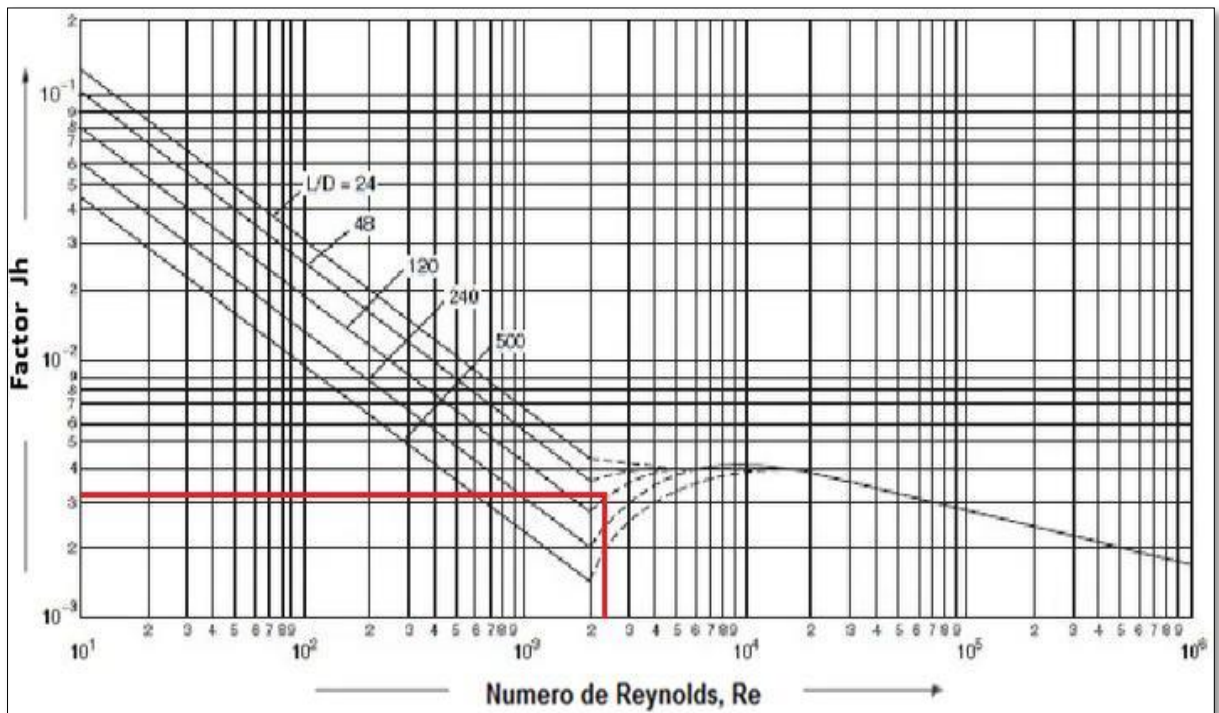


Figura 40:Factor de transferencia de calor "Jh" para el lado de los tubos.

Fuente: <https://es.scribd.com> › doc › Metodo-de-Kern.

- **Viscosidad del emulsificante a temperatura de la pared de los tubos.**

$$w = \frac{1}{2} (t_{p_{emuls.}} + t_{p_{agua}})$$

Procesando:

$$w = \frac{1}{2} (65^{\circ}\text{C} + 30^{\circ}\text{C})$$

$$w = 48 \text{ }^\circ\text{C}$$

Tabla 13: Viscosidad del emulsificante a temperatura de la pared de los tubos.

EMULSIFICANTE A 48°C	
Viscosidad dinámica ($\mu_{w_{emuls.}}$)	0.014 kg/m. s

Fuente: Departamento de producción – Famesa Explosivos.

- **Coefficiente de convección interno del emulsificante.**

$$h_{emuls.} = \left[J_h * Re_{emuls.} * (Pr_{emuls.})^{1/3} * \left(\frac{\mu_{emuls.}}{\mu_{w_{emuls.}}} \right)^{0.25} \right] * \frac{K_{emuls.}}{D_e}$$

Procesando:

$$h_{emuls.} = \left[0.0033 * 2385 * (267)^{1/3} * \left(\frac{0.012 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}}{0.014 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}} \right)^{0.25} \right] * \frac{0.1390 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}}{0.0286 \text{ m}}$$

$$h_{emuls.} = 237 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$$

F. Coeficiente de transferencia de calor para el lado de la carcasa.

- **Selección del espacio entre mamparas.**

Los valores recomendados, para el espacio entre mamparas (l_B) oscilan entre (0.05 m. á 0.5 m); por lo tanto, tomaremos el valor de:

$$l_B = 0.10 \text{ m}$$

- **Pitch.**

De acuerdo a la disposición triangular entre tubos, se procederá a calcular la distancia central entre ellos.

$$PT = 1.25 * D_e$$

Procesando:

$$PT = 1.25 * 0.0286 \text{ m}$$

$$PT = 0.036 \text{ m.}$$

- **Área perpendicular al flujo del agua.**

$$A_S = \frac{D_s * l_B * (PT - D_e)}{PT}$$

Procesando:

$$A_S = \frac{0.589 \text{ m} * 0.10 \text{ m} * (0.036 \text{ m} - 0.02857 \text{ m})}{0.036 \text{ m}}$$

$$A_S = 0.012 \text{ m}^2$$

- **Gasto másico del agua.**

$$G_S = \frac{G}{A_S}$$

$$\therefore G = m_{\text{agua}} = 3.34 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Procesando:

$$G_S = \frac{3.34 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.012 \text{ m}^2}$$

$$G_S = 278 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

- **Velocidad lineal del agua.**

$$v_S = \frac{G_S}{\rho_{\text{agua}}}$$

Procesando:

$$v_S = \frac{278 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}}{996 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$v_S = 0.30 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- **Diámetro hidráulico de la carcasa.**

$$D_h = \frac{1.10}{D_e} (PT^2 - 0.917 * D_e^2)$$

Procesando:

$$D_h = \frac{1.10}{0.0286} (0.036^2 - 0.917 * 0.0286^2)$$

$$D_h = 0.021 \text{ m}$$

- **Numero de Reynolds del agua.**

$$Re_{\text{agua}} = \frac{\rho_{\text{agua}} * v_s * D_h}{\mu_{\text{agua}}}$$

Procesando:

$$Re_{\text{agua}} = \frac{996 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.30 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.021 \text{ m}}{0.798 * 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}}$$

$$Re_{\text{agua}} = 7863$$

- **Numero de Prandtl del agua.**

$$Pr_{\text{agua}} = \frac{Cp_{\text{agua}} * \mu_{\text{agua}}}{k_{\text{agua}}}$$

Procesando:

$$Pr_{\text{agua}} = \frac{4178 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{°C}} * 0.798 * 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}}{0.615 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{°C}}}$$

$$Pr_{\text{agua}} = 5.4$$

- **Elección del porcentaje de corte de las mamparas.**

Se elige un porcentaje de corte para las mamparas; equivalente al 25% en relación al diámetro interno de la carcasa.

- **Factor de transferencia de calor para el lado de la carcasa.**

Obtendremos el factor de transferencia de calor en las tuberías, usando la figura 41.

Por lo tanto:

$$JH = 6.5 * 10^{-3} = 0.0065$$

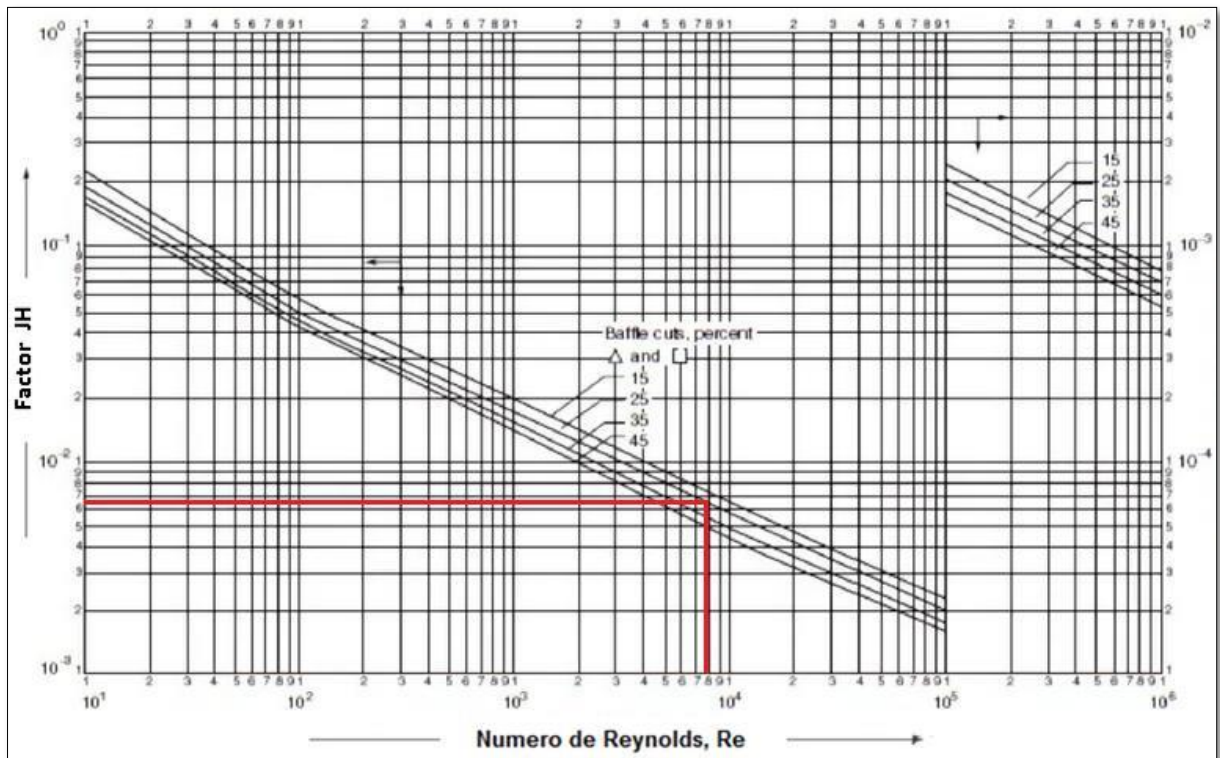


Figura 41: Factor de transferencia de calor "JH" para el lado de la carcasa.

Fuente: <https://es.scribd.com> > doc > Metodo-de-Kern.

- **Viscosidad del agua a temperatura de la pared de los tubos.**

Tabla 14: Viscosidad del agua a temperatura de la pared de los tubos.

AGUA A 48°C	
Viscosidad dinámica ($\mu_{w_{\text{agua}}}$)	0.566x10 ⁻³ kg/m. s

Fuente: Yunus A. Cengel 2007.

- **Coficiente de convección externo del agua**

$$h_{\text{agua}} = \left[JH * Re_{\text{agua}} * (Pr_{\text{agua}})^{1/3} * \left(\frac{\mu_{\text{agua}}}{\mu_{w_{\text{agua}}}} \right)^{0.14} \right] * \frac{K_{\text{agua}}}{D_h}$$

Procesando:

$$h_{\text{agua}} = \left[0.0065 * 7863 * (5.4)^{1/3} * \left(\frac{0.798 * 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}}{0.566 * 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}} \right)^{0.14} \right] * \frac{0.615 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{°C}}}{0.021 \text{ m}}$$

$$h_{\text{agua}} = 2755 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{°C}}$$

G. Coeficientes globales para el diseño del intercambiador de calor.

- **Coeficiente global de transferencia de calor limpio.**

$$\frac{1}{UL} = \left[\frac{D_e}{h_{\text{emuls.}} * D_i} + \frac{D_e * L_n \left(\frac{D_e}{D_i} \right)}{2 * K_{\text{tubo}}} + \frac{1}{h_{\text{agua}}} \right]$$

Procesando:

$$\frac{1}{UL} = \left[\frac{0.0286 \text{ m}}{237 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{°C}} * 0.0253 \text{ m}} + \frac{0.0286 \text{ m} * L_n \left(\frac{0.0286 \text{ m}}{0.0253 \text{ m}} \right)}{2 * 388} + \frac{1}{2755 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{°C}}} \right]$$

$$\frac{1}{UL} = 5.14 * 10^{-3} \frac{\text{m}^2 * \text{°C}}{\text{W}}$$

$$UL = \frac{1}{5.14 * 10^{-3} \frac{\text{m}^2 * \text{°C}}{\text{W}}} UL = 195 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{°C}}$$

- **Factor de resistencia por incrustaciones.**

$$RI = \frac{R_{\text{emuls.}} * D_e}{D_i} + R_{\text{agua.}}$$

Procesando:

$$RI = \frac{0.00018 \frac{\text{m}^2 * \text{°C}}{\text{W}} * 0.0127 \text{ m}}{0.01022 \text{ m}} + 0.00036 \frac{\text{m}^2 * \text{°C}}{\text{W}}$$

$$RI = 5.8 * 10^{-4} \frac{\text{m}^2 * \text{°C}}{\text{W}}$$

- **Coefficiente global de transferencia de calor para el diseño.**

$$\frac{1}{UD} = \left[\frac{D_e}{h_{emuls.} * D_i} + \frac{D_e * L_n \left(\frac{D_e}{D_i} \right)}{2 * K_{tubo}} + \frac{1}{h_{agua}} + \frac{R_{emuls.} * D_e}{D_i} + R_{agua} \right]$$

Por lo tanto:

$$\frac{1}{UD} = \left(\frac{1}{UL} + RI \right)$$

Procesando:

$$\frac{1}{UD} = \left(5.14 * 10^{-3} \frac{m^2 * ^\circ C}{w} + 5.8 * 10^{-4} \frac{m^2 * ^\circ C}{w} \right)$$

$$\frac{1}{UD} = 5.72 * 10^{-3} \frac{m^2 * ^\circ C}{w}$$

$$UD = \frac{1}{5.72 * 10^{-3} \frac{m^2 * ^\circ C}{w}}$$

$$UD = 175 \frac{w}{m^2 * ^\circ C}$$

H. Diferencia de presiones en el intercambiador de calor

- **Factor de fricción en los tubos de cobre.**

Obtendremos el factor de fricción en las tuberías de cobre, usando la figura 42.

Por lo tanto:

$$Jf = 4.0 * 10^{-3} = 0.004$$

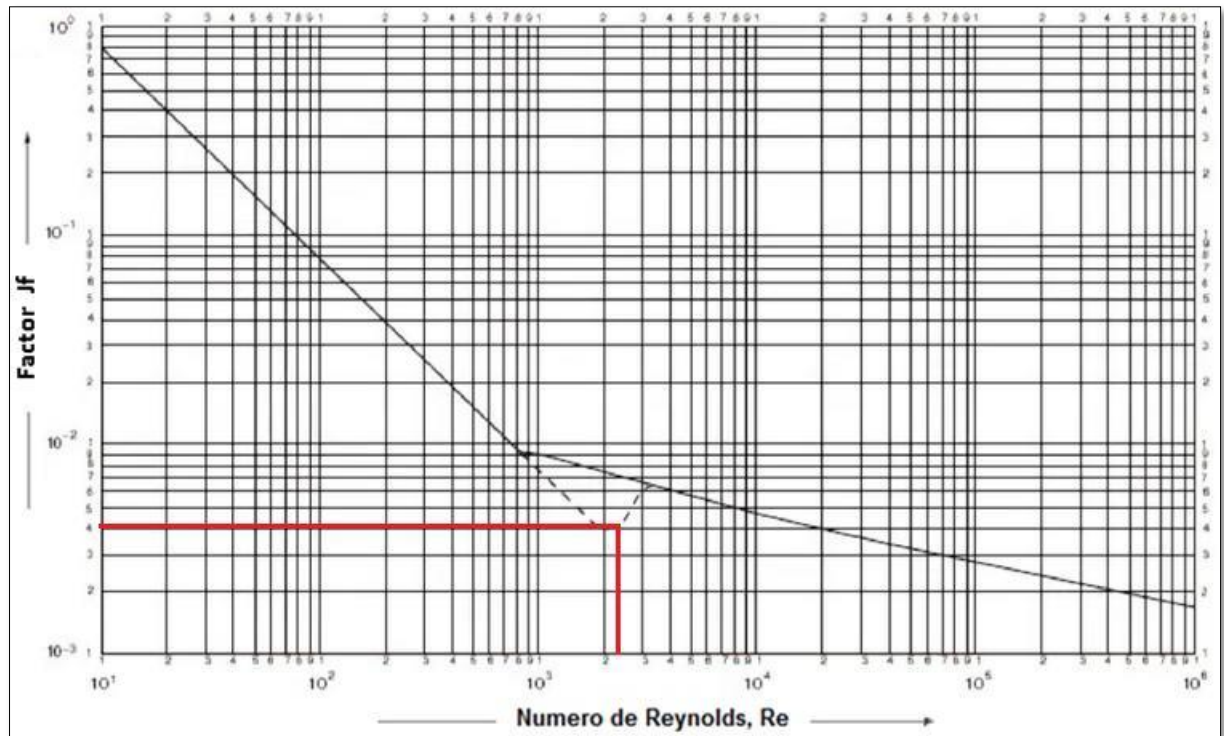


Figura 42: Factor de fricción "Jf" para el lado de los tubos.

Fuente: <https://es.scribd.com> › doc › Metodo-de-Kern.

- **Caída de presión en las tuberías de cobre.**

$$\Delta p_t = N_p \left[8 * Jf \left(\frac{L}{D_i} \right) \left(\frac{\mu_{emuls.}}{\mu_{w_{emuls.}}} \right)^{-m} + 2.5 \right] \frac{\rho_{emuls.} (v_{emuls.})^2}{2}$$

Procesando:

$$\Delta p_t = 8 \left[8 * 0.004 \left(\frac{3.0 \text{ m}}{0.0253 \text{ m}} \right) \left(\frac{0.012 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}}{0.014 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}} \right)^{-0.25} + 2.5 \right] \frac{754 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left(1.50 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2}{2}$$

$$\Delta p_t = 43726 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_t = 0.437 \text{ Bar}$$

$$\Delta p_t = 6.34 \text{ psi}$$

- **Factor de fricción en la carcasa.**

Obtendremos el factor de fricción en la carcasa, usando la figura 43.

Por lo tanto:

$$JF = 5 * 10^{-2} = 0.05$$

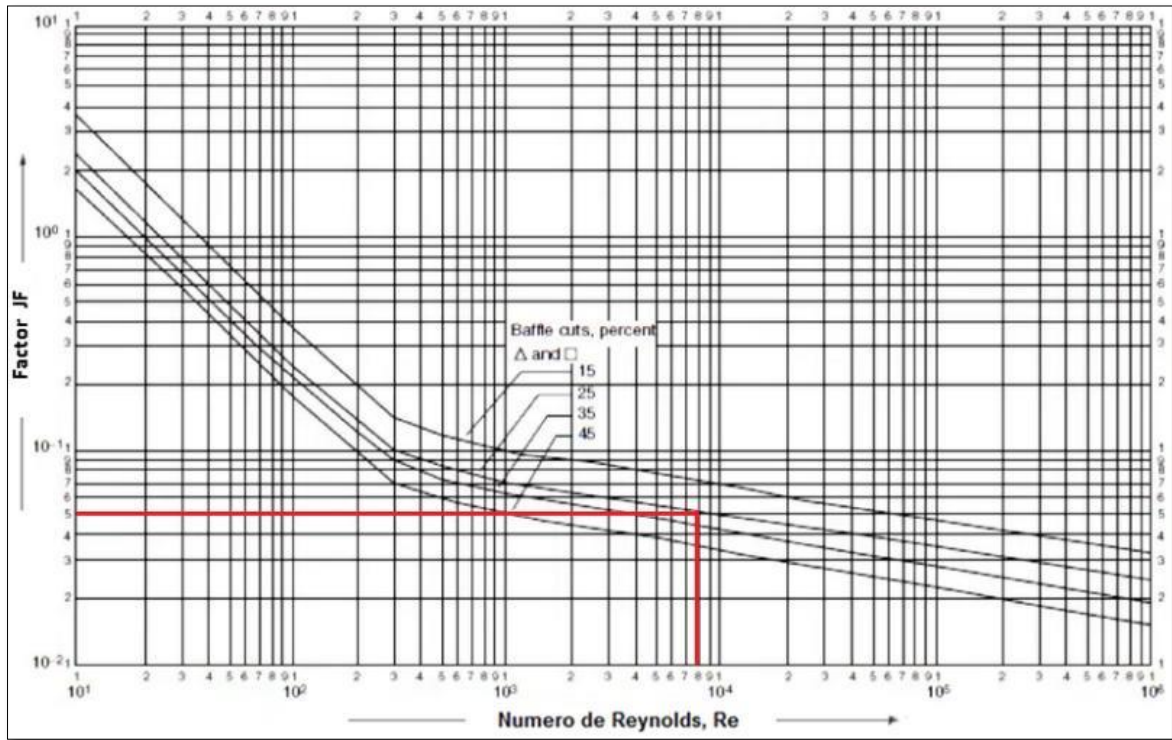


Figura 43:Factor de fricción "JF" para el lado de la carcasa.

Fuente: <https://es.scribd.com> › doc. › Método-de-Kern.

- **Caída de presión en la carcasa.**

$$\Delta p_C = 8 * JF \left(\frac{D_S}{D_h} \right) \left(\frac{L}{L_B} \right) * \frac{\rho_{\text{agua}} (v_{\text{agua}})^2}{2} * \left(\frac{\mu_{\text{agua}}}{\mu_{w_{\text{agua}}}} \right)^{-m}$$

Procesando:

$$\Delta p_C = 8 * 0.05 \left(\frac{0.589\text{m}}{0.021\text{m}} \right) \left(\frac{3.0\text{m}}{0.10\text{m}} \right) \frac{996 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} (0.30 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2} \left(\frac{0.798 * 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}}{0.566 * 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}} \right)^{-0.14}$$

$$\Delta p_C = 14377 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_C = 0.144 \text{ Bar}$$

$$\Delta p_C = 2.1 \text{ psi}$$

I. Validación de los coeficientes globales de transferencia de calor.

- **Cálculo del porcentaje de Over – Surface.**

Over – Surface es el exceso de área superficial, para compensar la resistencia por incrustaciones; generalmente se aceptan valores que oscilan entre 10% - 40%.

$$OS = \left(\frac{UL}{U_{Asumido}} - 1 \right) * 100$$

Procesando:

$$OS = \left(\frac{195 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}}{170 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}} - 1 \right) * 100$$

$$OS = 15 \%$$

- **Cálculo del porcentaje de Over – Desing.**

Over – Desing compete al sobredimensionamiento, para el diseño del intercambiador de calor; generalmente se aceptan valores menores al 10%.

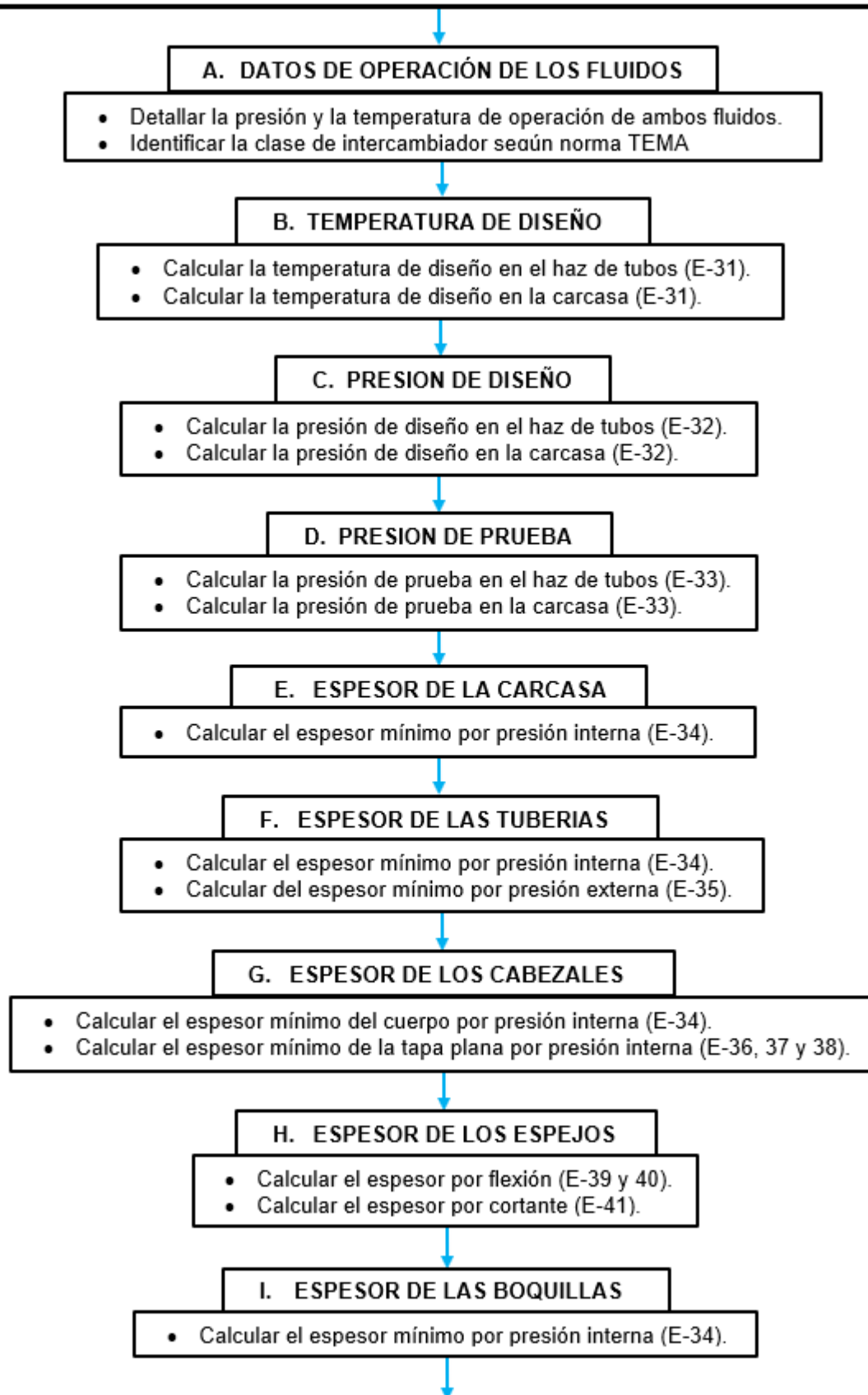
$$OD = \left(\frac{UD}{U_{Asumido}} - 1 \right) * 100$$

Procesando:

$$OD = \left(\frac{175 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}}{170 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}} - 1 \right) * 100$$

$$OD = 3 \%$$

4.4.2. CALCULOS MECANICOS EN INTERCAMBIADORES DE CARCASA Y TUBOS



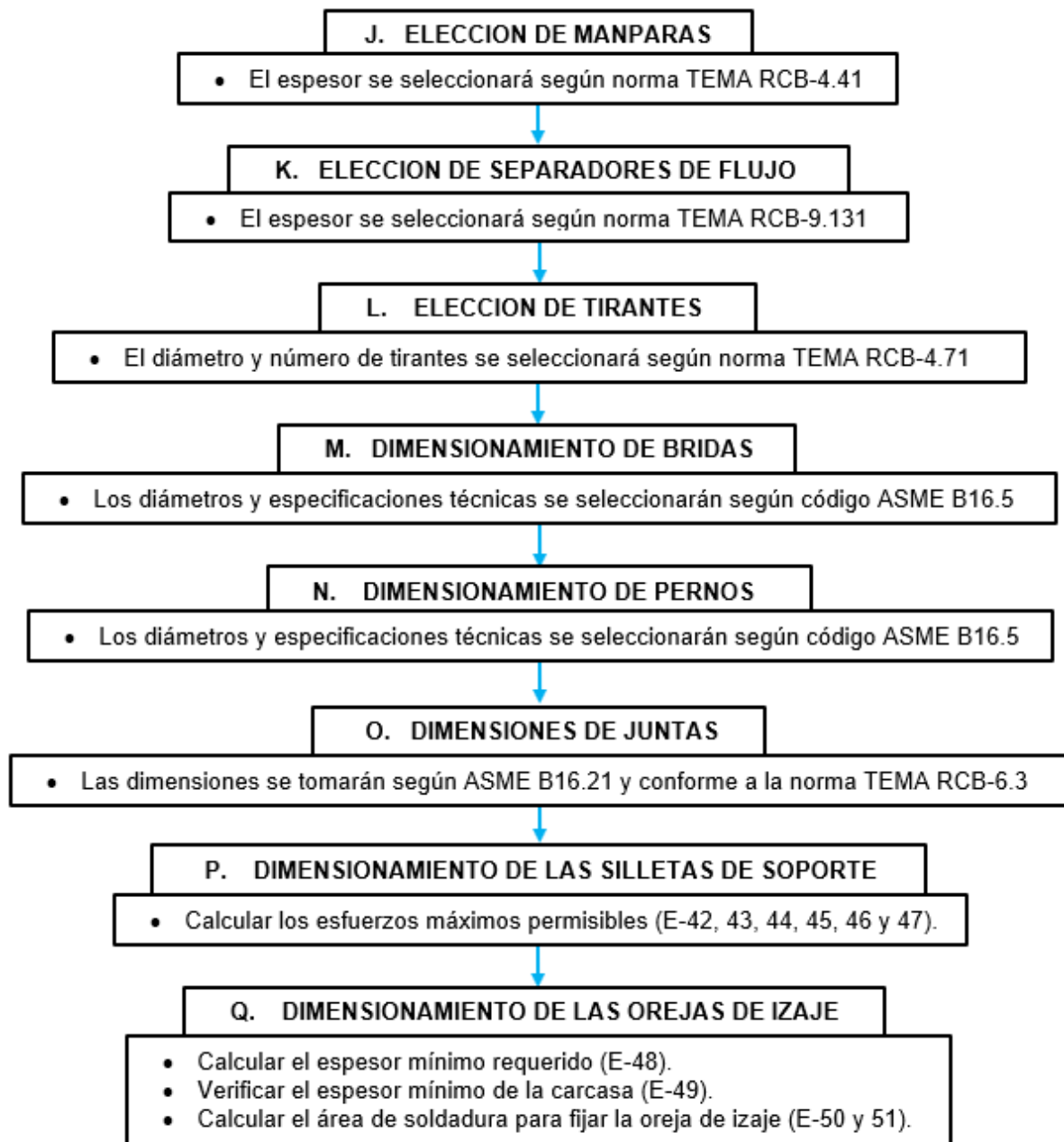


Figura 44: Algoritmo metodológico para el cálculo mecánico en intercambiadores de carcasa y tubos.

Fuente: Elaboración propia.

4.4.2. Cálculos mecánicos para intercambiadores de calor de carcaza tubos.

A. Datos de operación del proceso.

Los siguientes datos serán considerados, para iniciar los cálculos mecánicos de los componentes; que formarán parte del intercambiador de calor

Tabla 15: Datos de proceso del agua y del emulsificante.

	AGUA	EMULSIFICANTE
Presión de operación	40 psi	60 psi
Temperatura de operación	25 °C	80 °C

Fuente: Departamento de Producción – Famesa Explosivos.

Según especificaciones TEMA RCB-1.1, el intercambiador que diseñaremos pertenece a la clase “C”; porque será utilizado en procesos que operan a presiones y temperaturas moderadas, y en la cual intervienen fluidos con un bajo índice de corrosión.

Por ende, se respetará las condiciones para el diseño mecánico, relacionados con la normativa TEMA y el código ASME.

B. Temperatura de diseño.

- **Temperatura de diseño en la carcasa.**

$$T = T_0 * 1.1$$

Procesando:

$$T = 25 \text{ °C} * 1.1$$

$$T = 27.5 \text{ °C}$$

- **Temperatura de diseño en el haz de tubos.**

$$T = T_0 * 1.1$$

Procesando:

$$T = 80 \text{ °C} * 1.1$$

$$T = 88 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

C. Presión de diseño.

Teniendo en cuenta que ($P_o \leq 300 \text{ psi}$).

- **Presión de diseño en la carcasa.**

$$P = P_o + 30 \text{ psi}$$

Procesando:

$$P = 40 \text{ psi} + 30 \text{ psi}$$

$$P = 70 \text{ psi}$$

- **Presión de diseño en el haz de tubos.**

$$P = P_o + 30 \text{ psi}$$

Procesando:

$$P = 60 \text{ psi} + 30 \text{ psi}$$

$$P = 90 \text{ psi}$$

D. Presión de prueba.

- **Presión de diseño en la carcasa.**

$$P_p = 1.5 * P \text{ (Sta/Std)}$$

Procesando:

$$P_p = 1.5 * 70 \text{ psi (15000 psi/15000 psi)}$$

$$P_p = 105 \text{ psi.}$$

- **Presión de diseño en el haz de tubos.**

$$P_p = 1.5 * P \text{ (Sta/Std)}$$

Procesando:

$$P_p = 1.5 * 90 \text{ psi (1089.22 psi/1089.22 psi)}$$

$$P_p = 135 \text{ psi.}$$

E. Espesor de la carcasa.

Para este caso, tendremos en cuenta el valor del diámetro interno de la carcasa ($D_s = 589 \text{ mm}$); el cual fue calculado en el proceso térmico hidráulico.

Por consiguiente, seleccionaremos una tubería, sin costura de acero al carbono ASTM A-106 grado B; obteniendo la siguiente información.

Tabla 16: Datos para el diseño de la carcasa.

CARCASA	
Norma de fabricación de la tubería	ASTM A-106 grado B
Material	Acero al carbono
Cédula	20 (estándar)
Diámetro nominal	24 plg.
Diámetro exterior	609.60 mm.
Espesor de la pared del tubo	9.52 mm.
Diámetro interno	590.56 mm.
Radio interno	295.28 mm.
Esfuerzo máx. permisible de diseño (-29°C a 343°C)	15000 psi
Presión interna de diseño	70 psi
Eficiencia de la junta para tubos sin costura	1
Longitud de la tubería	3000 mm.
Tolerancia por corrosión TEMA CB-1.511	1.60 mm.
Peso	140.88 Kg/m.

Fuente: Elaboración propia.

- **Cálculo por presión interna (ASME UG-27).**
- ✓ **Espesor mínimo por esfuerzo circunferencial.**

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0.6 * P}$$

Procesando:

$$t = \frac{70 \text{ psi} * 295.28 \text{ mm.}}{15000 \text{ psi} * 1 - 0.6 * 70 \text{ psi}}$$

$$t = 1.40 \text{ mm.}$$

Incluyendo tolerancia por corrosión.

$$t = 1.40 \text{ mm} + (1.6 \text{ mm.} * 2)$$

$\therefore t = 4.60 \text{ mm.}$

Considerando el anexo 16, el espesor mínimo para una carcasa de 24 pulgadas clase "C", deberá ser de ($t = 7.90 \text{ mm}$).

Por lo tanto; la tubería seleccionada de acero al carbono de 24 pulgadas y con un espesor de ($t = 9.52 \text{ mm}$), es correcto.

F. Espesor de las tuberías.

En este ítem, los cálculos estarán referidos a la tubería de cobre ASTM B-88 tipo K; la cual forma parte del haz tubular y fue seleccionada en el proceso térmico hidráulico.

En el siguiente cuadro; se presenta los datos que se tomara en cuenta, para este diseño.

Tabla 17: Datos para el diseño de tuberías.

TUBERIAS	
Norma de fabricación de la tubería	ASTM B-88 tipo K
Material	Cobre
Calibre BWG	16
Diámetro nominal	1 plg.
Diámetro exterior	28.57 mm.
Espesor de la pared del tubo	1.65 mm.
Diámetro interno	25.27 mm.
Radio interno	12.64 mm.
Esfuerzo máximo permisible de diseño (93.4°C)	10300 psi
Presión interna de diseño	90 psi
Presión externa de diseño	70 psi
Eficiencia de la junta para tuberías sin costura	1
Longitud de la tubería	3000 mm.
Módulo de elasticidad (93.3°C)	16600000 psi
Tolerancia por corrosión TEMA CB-1.511	Ninguna
Peso	1.25 Kg/m.

Fuente: Elaboración propia.

- **Cálculo por presión interna (ASME UG-27).**
- ✓ **Espesor mínimo por esfuerzo circunferencial.**

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0.6 * P}$$

Procesando:

$$t = \frac{90 \text{ psi} * 12.64 \text{ mm}}{10300 \text{ psi} * 1 - 0.6 * 90 \text{ psi}}$$

$$t = 0.11 \text{ mm.}$$

- **Cálculo por presión externa (ASME UG-28).**

- ✓ **Para tuberías con ($D_o/t \geq 10$)**

1) Hallando el valor de (D_o/t) y (L/D_o).

$$\frac{D_o}{t} = \frac{28.57 \text{ mm.}}{1.65 \text{ mm.}} = 17.3$$

$$\frac{L}{D_o} = \frac{3000 \text{ mm.}}{28.57 \text{ mm.}} = 105.0$$

Como ($L/D_o > 50$), tomaremos el valor según lo especificado en el código ASME de ($L/D_o = 50$).

- 2) Tasamos el valor del factor A, ingresando los valores de ($L/D_o = 50$) y ($D_o/t = 17.3$) en el anexo 18.

$$A = 0.0013$$

- 3) calculamos la presión externa máxima permisible, de la tubería de cobre.

$$P_a = \frac{2 * A * E}{3 * \left(\frac{D_o}{t}\right)}$$

Procesando:

$$P_a = \frac{2 * 0.0013 * 16600000 \text{ psi}}{3 * 17.3}$$

$$P_a = 831.6 \text{ psi}$$

- 4) Comparamos el valor obtenido, de la presión externa máxima permisible (P_a) de la tubería de cobre y la presión externa de diseño (P); ejercida en la misma tubería. Si ($P_a \geq P$) el espesor es correcto.

$$\therefore 831.6 \text{ psi} > 70 \text{ psi}$$

Por consiguiente, la tubería de cobre de 1 pulgada y con un espesor de ($t = 1.65 \text{ mm}$), es correcto.

G. Espesor de los cabezales.

- **Cuerpo del cabezal.**

En esta parte del diseño, haremos referencia a la tubería sin costura de acero al carbono, ASTM A-106 grado B; según la siguiente información.

Tabla 18: Datos para el diseño del cuerpo del cabezal.

CUERPO DEL CABEZAL	
Norma de fabricación de la tubería	ASTM A-106 grado B
Material	Acero al carbono
Cédula	20 (estándar)
Diámetro nominal	24 plg.
Diámetro exterior	609.60 mm.
Espesor de la pared del tubo	9.52 mm.
Diámetro interno	590.56 mm.
Radio interno	295.28 mm.
Esfuerzo máx. permisible de diseño (-29°C a 343°C)	15000 psi
Presión interna de diseño	90 psi
Eficiencia de la junta para tubos sin costura	1
Longitud de la tubería	200 mm.
Tolerancia por corrosión TEMA CB-1.511	Ninguna.
Peso	141.12 Kg/m.

Fuente: Elaboración propia.

✓ **Cálculo por presión interna (ASME UG-27).**

- **Espesor mínimo requerido por esfuerzo circunferencial.**

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0.6 * P}$$

Procesando:

$$t = \frac{90 \text{ psi} * 295.28 \text{ mm.}}{15000 \text{ psi} * 1 - 0.6 * 90 \text{ psi}}$$

$$t = 1.80 \text{ mm.}$$

Referenciándonos en el anexo 16; el espesor estipulado en función del diámetro nominal del cuerpo de ($t = 9.52 \text{ mm}$), es correcto.

- **Tapa plana del cabezal.**

Para el esbozo de estos componentes, elegiremos la placa de acero al carbono ASTM A-285 grado C; tomando los siguientes datos.

Tabla 19: Datos para el diseño de la tapa plana del cabezal.

TAPA PLANA DEL CABEZAL	
Norma de fabricación de la placa	ASTM A-285 grado C
Material	Acero al carbono
Diámetro interno de la tapa	590.56 mm.
Diámetro medio de la tapa (radio)	295.28 mm
Espesor de la placa	12.7 mm.
Esfuerzo máx. permisible de diseño (-29°C a 343°C)	13800 psi
Presión interna de diseño	90 psi
Eficiencia de la junta radiografiada al 100%	1
Mínimo espesor del cuerpo del cabezal ASME UG-27	1.80 mm.
Espesor real del cuerpo del cabezal	9.52 mm.
Tolerancia por corrosión TEMA CB-1.511	Ninguna.
Peso	99.59 kg/m ²

Fuente: Elaboración propia.

✓ **Cálculo por presión interna (ASME UG-34).**

- **Espesor mínimo requerido.**

El procedimiento a seguir será el siguiente:

1) Calculamos el valor del factor m .

$$m = \frac{t_r}{t_s}$$

Procesando:

$$m = \frac{1.80 \text{ mm.}}{9.52 \text{ mm.}}$$

$$m = 0.20$$

2) Establecemos la valoración del factor "c", mostrada en el anexo 20; específicamente referenciado en la figura (e).

$$C = 0.20 * m$$

Procesando:

$$C = 0.20 * 0.36$$

$$C = 0.07$$

Como ($C < 0.20$), asumiremos el valor según lo especificado en el código ASME de ($C = 0.20$).

3) Calcular el espesor mínimo de las tapas planas.

$$t = d \sqrt{\frac{C * P}{S * E}}$$

Procesando:

$$t = 295.28 \text{ mm.} \sqrt{\frac{0.20 * 90 \text{ psi}}{13800 \text{ psi} * 1}}$$

$$t = 10.7 \text{ mm.}$$

En consecuencia; el espesor elegido líneas arriba, de la placa de acero al carbono de (**$t = 12.7 \text{ mm}$**), es correcto.

H. Espesor de espejos.

En este ítem, seleccionaremos la placa de acero al carbono ASTM A-285 grado C; obteniendo los siguientes datos.

Tabla 20: Datos para el diseño de los espejos

ESPEJOS	
Norma de fabricación de la placa	ASTM A-285 grado C
Material	Acero al carbono
Holgura entre carcasa y espejos (Diseñador)	8.0 mm.
Diámetro del espejo	582.56 mm.
Diámetro interno de la carcasa	590.56 mm.
Espesor de la placa	25.4 mm.
Esfuerzo máx. permisible de diseño (-29°C a 343°C)	13800 psi
Presión interna de diseño	90 psi
Eficiencia de la junta radiografiada al 100%	1
Pitch (P_T)	36 mm.
Diámetro externo de los tubos	28.57 mm.
Espesor real de la carcasa	9.52 mm.
Tolerancia por corrosión TEMA CB-1.511	1.6 mm.
Peso	199.18 kg/m ²

Fuente: Elaboración propia.

- **Cálculo por flexión (TEMA RCB-7.132).**

- ✓ **Espesor mínimo requerido.**

Su procedimiento es el siguiente:

1) Cálculo del factor n , para un arreglo triangular entre tubos.

$$n = 1 - \frac{0.907}{\left(\frac{P_T}{d_o}\right)^2}$$

Procesando:

$$n = 1 - \frac{0.907}{\left(\frac{36 \text{ mm.}}{28.57 \text{ mm.}}\right)^2}$$

$$n = 0.43$$

2) Relación entre (ts/G).

$$\frac{ts}{G} = \frac{9.52 \text{ mm.}}{590.56 \text{ mm.}} = 0.016$$

3) Obteniendo el valor de la constante F, relacionando el valor de (ts/G) en el anexo 21.

$$\therefore F = 1.00$$

4) Evaluando el espesor efectivo del espejo.

$$T = \frac{F * G}{3} \sqrt{\frac{P}{n * S}}$$

Procesando:

$$T = \frac{1.00 * 590.56 \text{ mm}}{3} \sqrt{\frac{90 \text{ psi}}{0.43 * 13800 \text{ psi}}}$$

$$T = 24.24 \text{ mm.}$$

Incluyendo tolerancia por corrosión.

$$T = 24.24 \text{ mm.} + 1.6 \text{ mm.}$$

$$T = 25.84 \text{ mm.}$$

La norma TEMA en el ítem C-7.11, recomienda que el espesor mínimo de los espejos, para intercambiadores tipo C; no será menor a las tres cuartas partes del diámetro exterior de la tubería que forman el haz tubular.

En efecto; el espesor elegido de la placa de acero al carbono de (**t = 25.4 mm**), es correcto.

Como $\frac{P}{S} < 16 \left(1 - \frac{d_o}{P_T}\right)^2 = 6.52 * 10^{-3} < 0.043$; en consecuencia, no se considera el cálculo por esfuerzo cortante.

I. Espesor de boquillas.

- **Espesor de boquillas del cabezal superior.**

Seleccionaremos, la tubería de acero al carbono sin costura ASTM A-106 grado B; obteniendo la siguiente información.

Tabla 21: Datos para el diseño de boquillas del cabezal superior.

BOQUILLAS DEL CABEZAL SUPERIOR	
Norma de fabricación de la tubería	ASTM A-106 grado B
Material	Acero al carbono
Cédula	40 (estándar)
Diámetro nominal	1.5 plg.
Diámetro exterior	48.3 mm.
Espesor de la pared del tubo	3.68 mm.
Diámetro interno	40.94 mm.
Radio interno	20.47 mm.
Esfuerzo máx. permisible de diseño (-29°C a 343°C)	15000 psi
Presión interna de diseño	90 psi
Eficiencia de la junta para tubos sin costura	1
Longitud de la tubería	200 mm.
Refuerzo en abertura de cabezal ASME UG-36 (c)	Ninguna
Tolerancia por corrosión TEMA CB-1.511	Ninguna
Peso	4.05 Kg/m.

Fuente: Elaboración propia.

- ✓ **Cálculo por presión interna (ASME UG-27).**

- **Espesor mínimo por esfuerzo circunferencial.**

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0.6 * P}$$

Procesando:

$$t = \frac{90 \text{ psi} * 20.47 \text{ mm.}}{15000 \text{ psi} * 1 - 0.6 * 90 \text{ psi}}$$

$$t = 0.12 \text{ mm.}$$

Por consiguiente, la tubería seleccionada de acero al carbono sin costura de 1.5 pulgadas; la cual tiene un espesor de (**t = 3.68 mm**), es correcto.

- **Espesor de boquillas de la carcasa.**

Optaremos, por la tubería de acero al carbono sin costura ASTM A-106 grado B; considerando los siguientes datos.

Tabla 22: Datos para el diseño de boquillas de la carcasa.

BOQUILLAS DE LA CARCASA	
Norma de fabricación de la tubería	ASTM A-106 grado B
Material	Acero al carbono
Cédula	40 (estándar)
Diámetro nominal	2 plg.
Diámetro exterior	60.3 mm.
Espesor de la pared del tubo	3.91 mm.
Diámetro interno	52.48 mm.
Radio interno	26.24 mm.
Esfuerzo máx. permisible de diseño (-29°C a 343°C)	15000 psi
Presión interna de diseño	70 psi
Eficiencia de la junta para tubos sin costura	1
Longitud de la tubería	200 mm.
Refuerzo en abertura de carcasa ASME UG-36 (c)	Ninguna
Tolerancia por corrosión TEMA CB-1.511	1.6 mm.
Peso	5.44 Kg/m.

Fuente: Elaboración propia.

- ✓ **Cálculo por presión interna (ASME UG-27).**
- **Espesor mínimo por esfuerzo circunferencial.**

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0.6 * P}$$

Procesando:

$$t = \frac{70 \text{ psi} * 26.24 \text{ mm.}}{15000 \text{ psi} * 1 - 0.6 * 70 \text{ psi}}$$

$$t = 0.12 \text{ mm.}$$

Incluyendo tolerancia por corrosión.

$$t = 0.12 \text{ mm} + (1.6 \text{ mm.} * 2)$$

$$t = 3.32 \text{ mm.}$$

Por ende, la tubería elegida de acero al carbono sin costura de 2 pulgadas; la cual tiene un espesor de (**t = 3.91 mm**), es correcto.

J. Elección de mamparas.

El espesor de estos componentes, está indicado en el anexo 23; la cual será seleccionada en función del diámetro interno de la carcasa y de la longitud de la tubería sin soporte entre mamparas centrales. Así mismo, se tendrá en cuenta los siguientes datos.

Tabla 23: Datos para el diseño de mamparas.

MAMPARAS	
Norma de fabricación de la placa	ASTM A-285 grado C
Material	Acero al carbono
Diámetro interior de la carcasa	590.94 mm.
Longitud de la tubería sin soporte entre mamparas centrales	976 mm.
Espesor de la placa	9.5 mm.
Holgura entre carcasa y mamparas	4.8 mm.
Diámetro de la mampara	586.14 mm.

Radio de la mampara	293.07 mm.
Esfuerzo máx. permisible de diseño (-29°C a 343°C)	13800 psi
Presión interna de diseño	70 psi
Porcentaje de corte de las mamparas	25 %
Peso	74.69 kg/m ²

Fuente: Elaboración propia.

K. Elección de separadores de flujo.

Para obtener el espesor de los separadores de flujo o separadores de paso, se tomará en cuenta el anexo 24; el valor del espesor se seleccionará tomando en cuenta el diámetro interno de la carcasa y el tipo de material a usar. Obteniendo de este modo los siguientes datos.

Tabla 24: Datos para el diseño de separadores de flujo.

SEPARADORES DE FLUJO	
Norma de fabricación de la placa	ASTM A-285 grado C
Material	Acero al carbono
Diámetro externo de la carcasa	610 mm.
Espesor de la placa separadora de flujo	9.5mm.
Altura	200 mm.
Esfuerzo máx. permisible de diseño (-29°C a 343°C)	13800 psi
Presión interna de diseño	90 psi
Peso	74.68 kg/m ²

Fuente: Elaboración propia.

L. Elección de tirantes.

El diámetro y número de tirantes o varillas tensoras, están indicados en el anexo 25; dichos datos se dan en función del diámetro nominal de la carcasa, los cuales están contenidos en el siguiente cuadro.

Tabla 25: Datos para el diseño de tirantes.

TIRANTES	
Norma de fabricación del tirante	ASTM A-193 grado B7
Material	Acero al carbono
Diámetro externo de la carcasa	610 mm.
Diámetro del tirante	9.5mm.
Numero de tirantes	6
Longitud del tirante	3000 mm.
Esfuerzo máx. permisible de diseño (-29°C a 343°C)	25000 psi
Presión interna de diseño	90 psi
Peso	0.57 kg/m

Fuente: Elaboración propia.

M. Dimensionamiento de bridas.

Se realizará tomando en cuenta el anexo 29 y la siguiente figura.

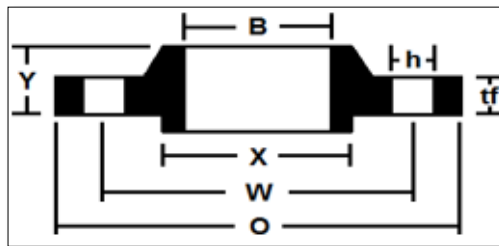


Figura 45: Referencias para el diseño de bridas de 1.5, 2 y 24 pulgadas.

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 26: Datos para el diseño de bridas slip-on de 1.5", 2" y 24".

BRIDA SLIP-ON DE 1.5", 2" y 24"			
Tubería D.N.	1.5"	2"	24"
Denominación			
Norma de fabricación de la brida	ASTM A-105	ASTM A-105	ASTM A-105
Material de la brida	Acero al carbono	Acero al carbono	Acero al carbono

Clase 150 (Presión máxima de trabajo a 88°C)	262 psi	262 psi	262 psi
Diámetro (O)	127.0 mm.	152.4 mm.	812.8 mm.
Altura (tf)	15.8 mm.	17.5 mm.	46.0 mm.
Diámetro (X)	65.0 mm.	77.7 mm.	663.5 mm.
Altura (Y)	20.6 mm.	23.9 mm.	81.0 mm.
Diámetro (B)	49.5 mm.	62.0 mm.	616.0 mm.
Diámetro (W)	98.6 mm.	120.7 mm.	749.3 mm.
Diámetro (h)	15.9 mm.	19.1 mm.	35.0 mm.
Numero de agujeros para pernos	4	4	20
Peso	1.4 kg.	2.2 kg.	89.0 kg.

Fuente: Elaboración propia.

N. Dimensionamiento de pernos.

En la siguiente tabla se especifican las dimensiones de los pernos, en función del diámetro de la brida; de acuerdo al anexo 31.

Así mismo se detalla las tuercas y arandelas para los pernos seleccionados.

Tabla 27: Datos para el diseño de pernos en bridas de 1.5", 2" y 24".

PERNOS PARA BRIDAS DE 1.5", 2" y 24"			
Brida D.N	1.5"	2"	24"
Denominación			
Diámetro nominal del perno	12.7 mm.	15.875 mm.	31.75 mm.
Longitud del perno	82.55 mm.	95.25 mm.	184.15 mm.
Norma de fabricación del perno	ASTM A-449 tipo 1	ASTM A-449 tipo 1	ASTM A-449 tipo 1
Material del perno	Acero al carbono	Acero al carbono	Acero al carbono

Prueba de carga del perno (grado 5)	85000 psi	85000 psi	85000 psi
Norma de fabricación de la tuerca	ASTM A-153 clase C	ASTM A-153 clase C	ASTM A-153 clase C
Material de la tuerca	Acero al carbono	Acero al carbono	Acero al carbono
Prueba de carga de la tuerca (grado 5)	120000 psi	120000 psi	120000 psi
Norma de fabricación de la arandela plana y de presión	ASTM A-153 clase C	ASTM A-153 clase C	ASTM A-153 clase C
Material de la arandela plana y de presión	Acero al carbono	Acero al carbono	Acero al carbono

Fuente: Elaboración propia.

O. Dimensionamiento de juntas.

- **Juntas para bridas de 1.5 y 2 pulgadas.**

Tomando en cuenta el anexo 35, obtenemos las siguientes dimensiones.

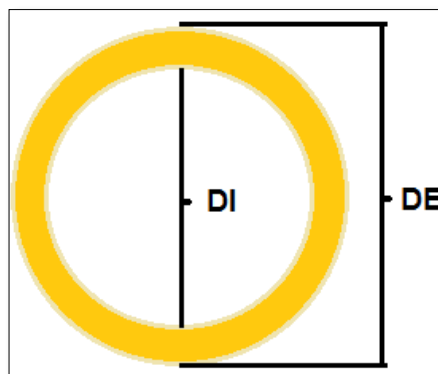


Figura 46: Referencias para el diseño de juntas en bridas de 1.5 y 2 pulgadas.

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 28: Datos para el diseño de juntas en bridas de 1.5" y 2".

DIMENSIONES DE JUNTAS PARA BRIDAS DE 1.5" y 2"			
Denominación	Brida D.N.		
	1.5"	2"	
Material de la junta	Novapress	Novapress	
Temperatura máxima	120°C	120°C	
Presión máxima	150 psi	150 psi	
Espesor de la junta	4.0 mm.	4.0 mm.	
Diámetro interno de la junta (DI)	48.0 mm.	60.0 mm.	
Diámetro externo de la junta (DE)	86.0 mm.	105.0 mm.	

Fuente: Elaboración propia.

- **Juntas para bridas de 24 pulgadas.**

Referenciándonos en el anexo 36, obtenemos las dimensiones:

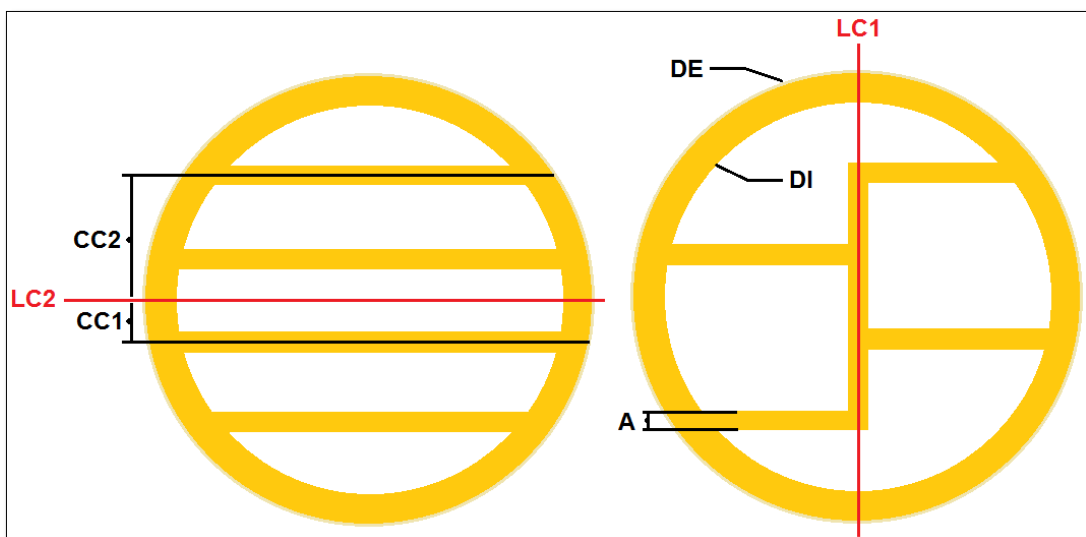


Figura 47: Referencias para el diseño de juntas en bridas de 24 pulgadas.

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 29: Datos para el diseño de juntas en bridas de 24".

DIMENSIONES DE JUNTAS PARA BRIDAS DE 24"	
Material de la junta	Novapress
Temperatura máxima	120 °C
Presión máxima	150 psi
Espesor de la junta	4.0 mm.
Diámetro externo de la junta (DE)	663.5 mm.
Diámetro interno de la junta (DI)	589.64 mm.
Ancho de la costilla de la junta (A)	12.7 mm.
Centro de la junta (LC1, LC2)	331.75 mm.
Centro de la junta al centro de la costilla (CC1)	65.46 mm.
Centro de la junta al centro de la costilla (CC2)	166.37 mm.

Fuente: Elaboración propia.

P. Dimensionamiento de las silletas de soporte.

En este ítem se analizarán los esfuerzos producidos, en las silletas y en la carcasa; luego ingresaremos al anexo 41, para seleccionar las dimensiones de las silletas de soporte.

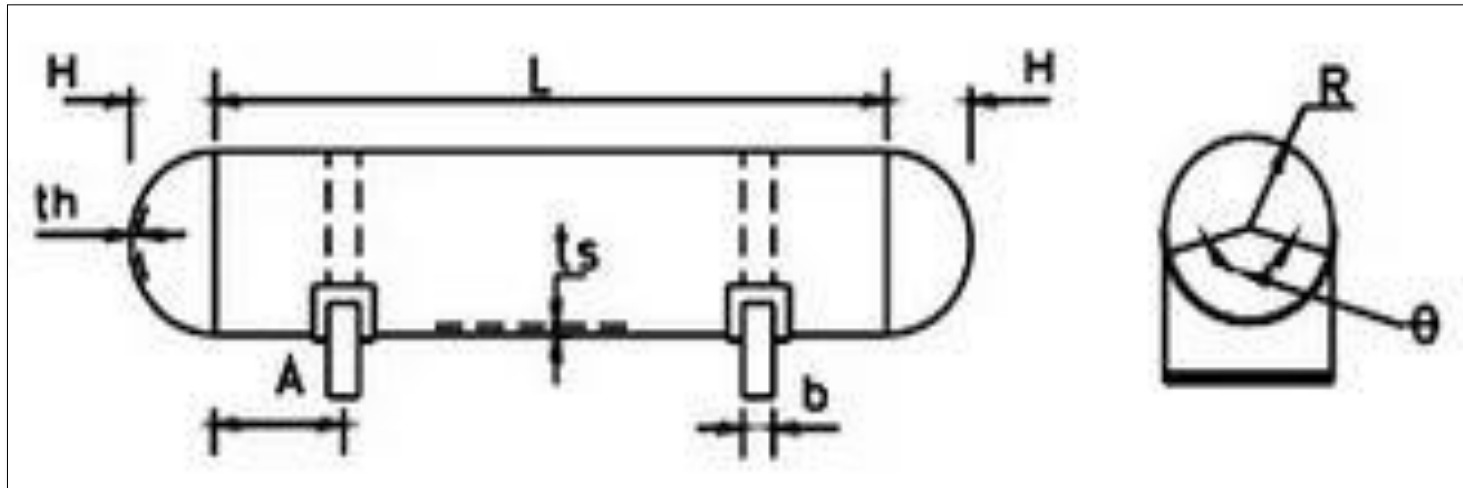


Figura 48:Referencias para el diseño de silletas de soporte.

Fuente:https://www.academia.edu/7116276/Dise%C3%B1o_y_C%C3%A1lculo_de_Recipientes_aPresi%C3%B3n

Tabla 30: Datos para el cálculo de esfuerzos en silletas de soporte.

DATOS PARA EL CÁLCULO DE ESFUERZOS EN SILLETAS DE SOPORTE	
Peso del intercambiador de calor vacío	1892 kg. ≅ 4171 lb.
Peso del agua que cubrirá el intercambiador de calor	870 kg. ≅ 1918 lb.
Peso total del intercambiador puesto en marcha	2762 kg. ≅ 6089 lb.
Peso o carga sobre una silleta de soporte	1381 kg. ≅ 3045 lb.
Norma de fabricación de la carcasa	ASTM A-106 grado B
Material de la carcasa	Acero al carbono
Esfuerzo permisible del material de la carcasa	15000 lb/plg ²
Esfuerzo de cedencia de la materia de la carcasa	30000 lb/plg ²
Espesor de la pared de la carcasa	0.375 plg
Presión de diseño de la carcasa	70 lb/plg ²
Eficiencia de la junta de la carcasa	1
Dist. del centro de la silleta al borde de la carcasa (A)	22.44 plg.
Longitud de la carcasa (L)	118.11 plg.
Radio externo de la carcasa (R)	12 plg.
Longitud del cabezal de la carcasa (H)	7.87 plg.
Ancho del cuerpo de la silleta (B)	6 plg.
Angulo de contacto entre la silleta y la carcasa (θ)	120°
Constantes K_1 y K_2	0.335 y 1.171
Constantes K_6 y K_7	0.053 y 1.760

Fuente: Elaboración propia.

- **Esfuerzo flexionante longitudinal (ASME).**
- ✓ **Esfuerzo sobre una silleta.**

$$S_1 = \frac{QA \left(1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{(R)^2 - (H)^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{K_1(R)^2 t_s}$$

Procesando

$$S_1 = \frac{3045 \text{ lb} * 22.44 \text{ plg} \left(1 - \frac{1 - \frac{22,44 \text{ plg}}{118.11 \text{ plg}} + \frac{(12 \text{ plg})^2 - (7.87 \text{ plg})^2}{2 * 22.44 \text{ plg} * 118.11 \text{ plg}}}{1 + \frac{4 * 7.87 \text{ plg}}{3 * 118.11 \text{ plg}}} \right)}{0.035 * (12 \text{ plg})^2 * 0.375 \text{ plg}}$$

$$S_1 = 8676.8 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

✓ Esfuerzo en el centro de la carcasa.

$$S_c = \frac{\frac{QL}{4} \left(\frac{1 + 2 * \frac{(R)^2 - (H)^2}{(L)^2}}{1 + \frac{4H}{3L}} - \frac{4A}{L} \right)}{\pi(R)^2 t_s}$$

Procesando:

$$S_c = \frac{\frac{3045 \text{ lb} * 118.11 \text{ plg}}{4} \left(\frac{1 + 2 * \frac{(12 \text{ plg})^2 - (7.87 \text{ plg})^2}{(118.11 \text{ plg})^2}}{1 + \frac{4 * 7.87 \text{ plg}}{3 * 118.11 \text{ plg}}} - \frac{4 * 22.44 \text{ plg}}{118.11 \text{ plg}} \right)}{\pi(12 \text{ plg})^2 * 0.375 \text{ plg}}$$

$$S_c = 360.4 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

✓ Esfuerzo debido a la presión interna de la carcasa.

$$S_{p,i} = \frac{PR}{2t_s}$$

Procesando:

$$S_{p,i} = \frac{70 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} * 12 \text{ plg}}{2 * 0.375 \text{ plg}}$$

$$S_{p,i} = 1120 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

La sumatoria de los tres esfuerzos; no deberá ser mayor que el esfuerzo permitido del material de la carcasa, multiplicado por la eficiencia de la junta.

$$S_1 + S_1 + S_{p,i} < S_{p,m} * E$$

Comprobando:

$$8676.8 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} + 360.4 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} + 1120 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} < 15000 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} * 1$$

$$10157.2 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} < 15000 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

Por consiguiente, el material y el espesor de la carcasa, cumple con las expectativas satisfactoriamente.

- **Esfuerzo cortante tangencial (ASME).**

- ✓ **Esfuerzo máximo en la carcasa (S_2).**

Como ($A > R/2$) aplicaremos la siguiente formula.

$$S_2 = \frac{K_2 Q}{R t_s} \left(\frac{L - 2A}{L + \frac{4}{3} H} \right)$$

Procesando:

$$S_2 = \frac{1.71 * 3045 \text{ lb}}{12 \text{ plg} * 0.375 \text{ plg}} \left(\frac{118.11 \text{ plg} - 2 * 22.44 \text{ plg}}{118.11 \text{ plg} + \frac{4}{3} * 7.87 \text{ plg}} \right)$$

$$S_2 = 659 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

El esfuerzo máximo en la carcasa; no será mayor que el esfuerzo permitido del material de la carcasa, multiplicado por (0.8).

$$S_2 < S_{p,m} * 0.8$$

Comprobando:

$$659 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} < 15000 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} * 0.8$$

$$659 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} < 12000 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

Por ende, el material de la carcasa, cubre lo requerido en este ítem.

- **Esfuerzo circunferencial (ASME).**
- ✓ **Esfuerzo máximo en el cuerno de la silleta (S_4).**

$$S_4 = \frac{Q}{4t_s(B + 1.56\sqrt{Rt_s})} - \frac{3K_6Q}{2t_s^2}$$

Procesando:

$$S_4 = \frac{3045 \text{ lb}}{4 * 0.375 \text{ plg}(6 \text{ plg} + 1.56\sqrt{12 \text{ plg} * 0.375 \text{ plg}})} - \frac{3(0.053)(3045 \text{ lb})}{2(0.375 \text{ plg})^2}$$

$$S_4 = -1503.4 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

El esfuerzo máximo en el cuerno de la silleta; no deberá ser mayor que el esfuerzo permitido del material de la carcasa, multiplicado por (1.5).

$$S_4 < S_{p,m} * 1.5$$

Comprobando:

$$-1503.4 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} < 15000 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} * 1.5$$

$$-1503.4 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} < 22500 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

- ✓ **Esfuerzo máximo en la parte inferior de la silleta (S_5).**

$$S_5 = \frac{K_7Q}{t_s(B + 1.56\sqrt{Rt_s})}$$

Procesando:

$$S_5 = \frac{1.760 * 3045 \text{ lb}}{0.375 \text{ plg}(6 \text{ plg} + 1.56\sqrt{12 \text{ plg} * 0.375 \text{ plg}})}$$

$$S_5 = 1535.2 \frac{lb}{plg^2}$$

El esfuerzo máximo en la parte inferior de la silleta; no deberá ser mayor que el esfuerzo de cedencia del material de la carcasa, multiplicado por (0.5).

$$S_5 < S_{c.m} * 0.5$$

Comprobando:

$$1535.2 \frac{lb}{plg^2} < 30000 \frac{lb}{plg^2} * 0.5$$

$$1535.2 \frac{lb}{plg^2} < 15000 \frac{lb}{plg^2}$$

En este caso el material de las silletas, cumplen con el análisis de esfuerzos.

Luego referenciándonos en el anexo 41; obtenemos el siguiente dimensionamiento, para las silletas de soporte.

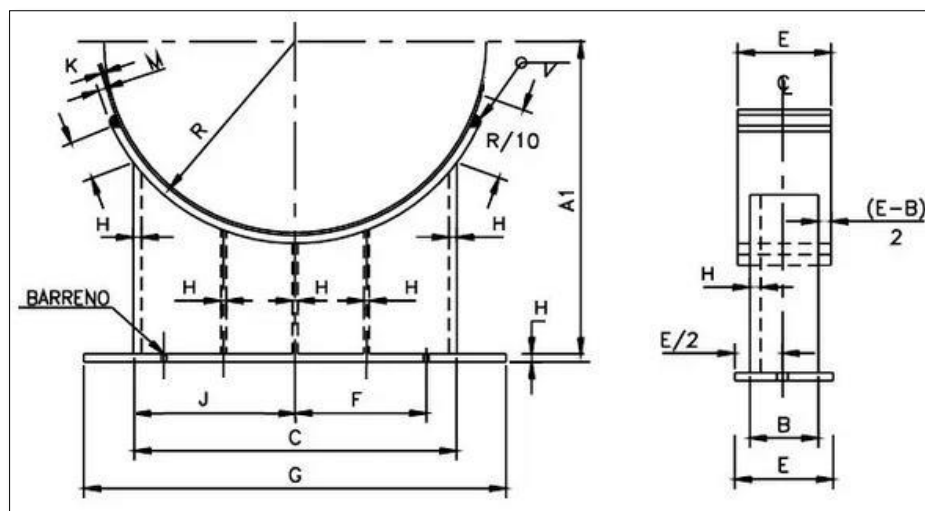


Figura 49: Referencias para el dimensionamiento de silletas de soporte.

Fuente: https://www.academia.edu/7116276/Dise%C3%B1o_y_C%C3%A1lculo_de_Recipientes_aPresi%C3%B3n

Tabla 31: Datos para el dimensionamiento de silletas de soporte.

DATOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE SILLETAS DE SOPORTE	
Diámetro externo de la carcasa	24 plg.
Norma de fabricación de la placa	ASTM A-36
Material de la silleta de soporte	Acero al carbono
Esfuerzo permisible del material de las silletas	12700 lb/plg ²
Carga máxima para dos silletas de soporte	3410 Kg. \equiv 7518 lb.
A1	19 plg.
B	6 plg.
C	22 plg.
D	3/8 plg.
E	7 plg.
F	8 plg.
G	23 plg.
H	5/16 plg.
J	11 plg.
Diámetro de perno de anclaje	3/4 plg.
Diámetro de barreno para perno de anclaje	1 plg.
Barrenado para el anclaje	1 plg.x1½ plg.
Filete de soldadura	1/4 plg.
Peso de una silleta de soporte	23 kg.

Fuente: Elaboración propia.

Q. Dimensionamiento de las orejas de izaje (ASME).

Para este diseño, tomaremos en cuenta los siguientes datos:

Tabla 32: Datos para el cálculo de espesor en orejas de izaje.

DATOS PARA EL CÁLCULO DE ESPESOR EN OREJAS DE IZAJE	
Peso del intercambiador de calor vacío	1892 kg. \equiv 4171 lb.
Peso de las dos silletas de soporte	46 kg. \equiv 101 lb.
Peso total del intercambiador de calor vacío	1938 kg. \equiv 4273 lb.
Norma de fabricación de la placa	ASTM A-285 grado C

Material de la oreja de izaje	Acero al carbono
Esfuerzo a la tensión del material de la oreja de izaje	13800 lb/plg ²
Esfuerzo a la tensión de la materia de la carcasa	15000 lb/plg ²
Radio de curvatura de la oreja (D)	1.5 plg.
Longitud de la parte inferior de la oreja (C)	4.5 plg

Fuente: Elaboración propia.

- **Espesor mínimo requerido en la oreja de izaje.**

$$t_o = \frac{W}{SD}$$

Procesando:

$$t_o = \frac{4273 \text{ lb}}{13800 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} * 1.5 \text{ plg}}$$

$$t_o = 0.21 \text{ plg.}$$

- **Espesor mínimo requerido en el cuerpo de la carcasa.**

$$t_c = \frac{W}{S(C + t_o)^2}$$

Procesando:

$$t_c = \frac{4273 \text{ lb}}{15000 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} (4.5 \text{ plg} + 0.21 \text{ plg})^2}$$

$$t_c = 0.15 \text{ plg.}$$

- **Área de soldadura para fijar la oreja de izaje.**

$$A_s = 1.4142(t_o) * C$$

Procesando:

$$A_s = 1.4142(0.21 \text{ plg}) * 4.5 \text{ plg}$$

$$A_s = 1.34 \text{ plg}^2$$

$$Ar = \frac{W}{S}$$

Procesando:

$$Ar = \frac{4273 \text{ lb}}{13800 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}}$$

$$Ar = 0.31 \text{ plg}^2$$

Condición recomendada.

$$As \geq Ar$$

Comprobando:

$$1.34 \text{ plg}^2 > 0.31 \text{ plg}^2$$

En este ítem los cálculos correspondientes, cumplen con los parámetros de diseño.

Tomando como referencia el anexo 42; obtenemos las siguientes dimensiones, para las orejas de izaje.

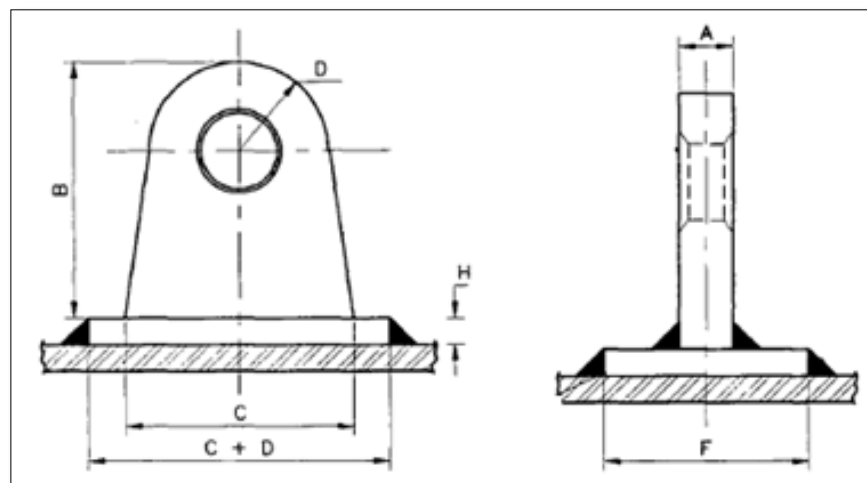


Figura 50: Referencia para el dimensionamiento de orejas de izaje.

Fuente: https://www.academia.edu/7116276/Dise%C3%B1o_y_C%C3%A1lculo_de_Recipientes_aPresi%C3%B3n

Tabla 33: Datos para el dimensionamiento de orejas de izaje.

DIMENSIONAMIENTO DE OREJAS DE IZAJE	
Capacidad máxima para dos orejas de izaje	2000 kg. \equiv 4409 lb.
A	3/4 plg.
B	4½ plg.
C	4½ plg.
D	1½ plg.
F	2¼ plg.
Diámetro de barreno	1½ plg.
H	3/8 plg.

Fuente: Elaboración propia.

4.4.3. Elección de los accesorios de control para el intercambiador.

Para este trabajo el intercambiador de calor de carcasa y tubos, realizará un proceso de enfriamiento; por lo cual, se tendrá en cuenta los siguientes componentes, para el control automático del sistema (sensor-transmisor, controlador, traductor y actuador).

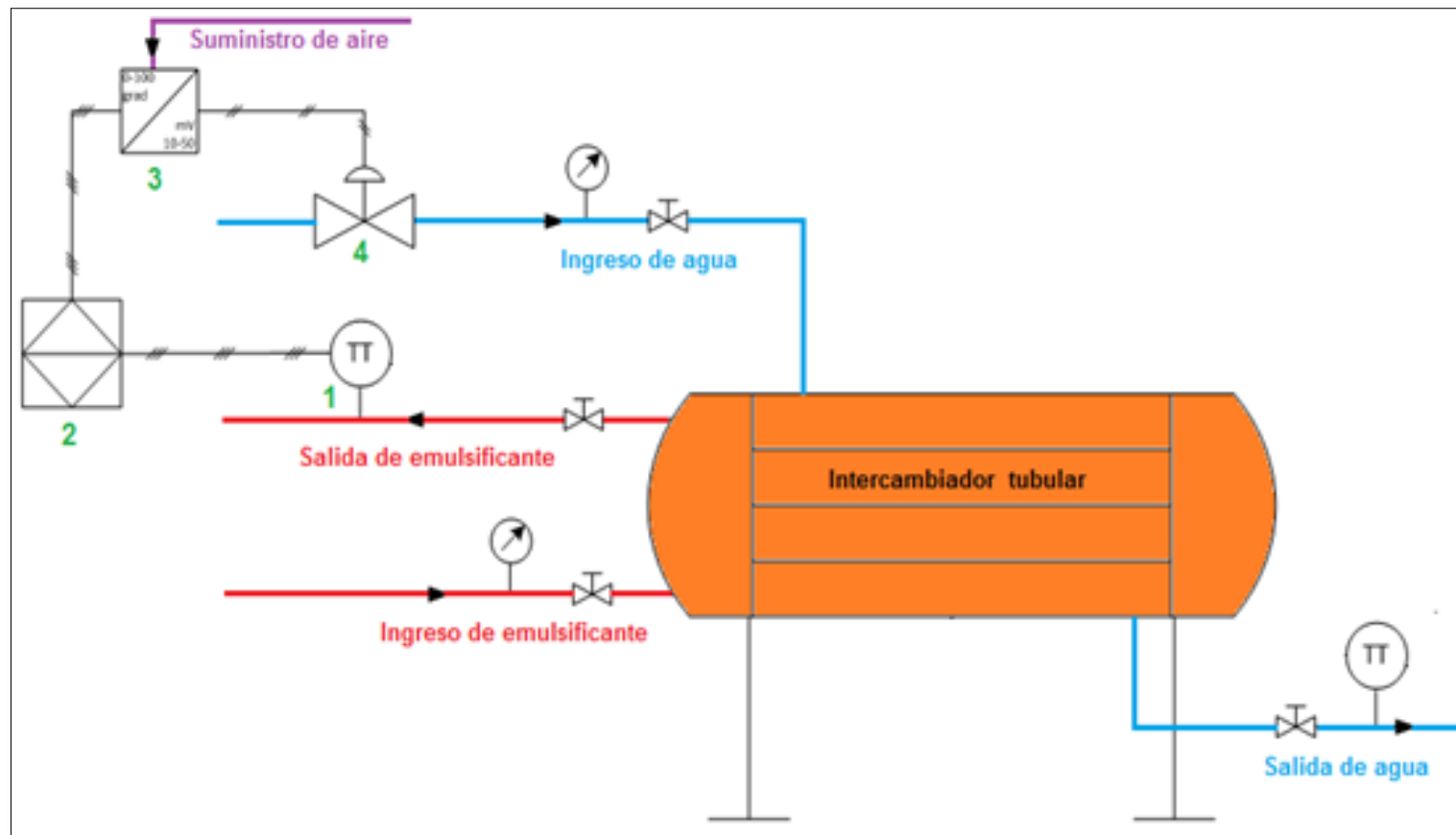


Figura 51: Control automático en bucle cerrado en feedback con modo de control PID.

Fuente: Elaboración propia.

A. Sensor - transmisor (Termocupla PT100).

- **Función.**

PT100, es un sensor que mide la temperatura en función de la resistencia eléctrica; a 0°C tiene una resistencia eléctrica de 100 ohmios y al aumentar la temperatura, incrementara directamente su resistencia eléctrica (Ω).

- **Características:**

- ✓ Material: Acero inoxidable 304.
- ✓ Rango de temperatura: 0°C a 100°C.
- ✓ Tipo de sensor: Termopar K
- ✓ Resistencia eléctrica: 100 Ω a 0°C.
- ✓ Conexión a proceso: 1" x 1/2" NPT
- ✓ Número de elementos: Sencillo 3 hilos



Figura 52: Trasmisor de temperatura Pt 100.

Fuente:http://www.csrimport.com/catalog/product_info.php?cPath=21_28&products_id

B. Controlador.

- **Función.**

El controlador de temperatura, procesara la señal de entrada en (Ω) que es recibida del trasmisor de temperatura Pt 100; determinado así la magnitud de la temperatura, en función del modo de control PID.

- **Características.**

- ✓ Alimentación: 220 V, 60 Hz
- ✓ Entrada: 100...500 Ω
- ✓ Salida: 4...20 Ma.

- **Rango PID:**

- ✓ Banda proporcional: 0...999
- ✓ Integral: 0...3999 s
- ✓ Derivativo: 0...3999s
- ✓ Precisión: 0.1% Full escala



Figura 53:Controlador.

Fuente:http://www.csimport.com/catalog/product_info.php?cPath=21_28&products_id.

C. Actuador.

- **Función.**

Convertir la señal eléctrica, proveniente del controlador de temperatura (mA), en señal neumática (psig); seguidamente esta señal será enviada a la válvula reguladora, para accionarla.

- **Características:**

- ✓ Alimentación: aire, 20 psig
- ✓ Entrada: 4 - 20 mA,
- ✓ Salida: 6 - 30 psi



Figura 54: Traductor electro neumático.

Fuente: www.masoneila.com.

D. Elemento final de control (Válvula).

- **Función.**

Regular el ingreso de flujo de agua; en función de la temperatura de salida del emulsificante (50 °C). Este dispositivo se accionará, al recibir la señal del convertidor electro neumático.

- **Selección de la válvula.**

- ✓ **Datos de proceso.**

$$m_{\text{agua}} = 11988 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$t_{\text{agua}} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\rho_{\text{agua}} = 995 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Presión de servicio de agua = 2.76 Bar

Pérdida de presión dentro de la carcasa = 0.32 Bar.

✓ **Flujo volumétrico máximo de agua.**

$$V_{\text{agua}} = \frac{m_{\text{agua}}}{\rho_{\text{agua}}}$$

Procesando:

$$V_{\text{agua}} = \frac{11988 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{995 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$V_{\text{agua}} = 12 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

✓ **Coefficiente de caudal volumétrico.**

$$K_V = V_{\text{agua}} * \sqrt{\frac{\rho_{\text{agua}}}{1000 * \Delta p}}$$

Procesando:

$$K_V = 12 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * \sqrt{\frac{995 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{1000 * (2.76 \text{ bar} - 0.32 \text{ bar})}}$$

$$K_V = 7.66 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

✓ **Coefficiente de selección del diámetro nominal de válvula.**

$$K_{VS} = 1.3 * K_V$$

Procesando:

$$K_{VS} = 1.3 * 7.66$$

$$K_{vs} = 10 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Por consiguiente; seleccionamos una válvula tipo 3241-1, con un diámetro nominal de 50 mm; referenciado en los anexos 39 y 41.



Figura 55: Válvula reguladora tipo 3241 – 1, DN 50 mm.

Fuente: <https://www.samsongroup.com/document/t80150es.pdf>

4.4.4. Plan de mantenimiento.

La vida útil del intercambiador tubular, es de 8 años; entonces es importante un plan de mantenimiento para asegurar el buen funcionamiento del equipo, reducir número de fallas y prolongar su vida útil. Para lograr este objetivo, se programa mantenimiento una vez al año como se especifica:

- A) Antes de abrir el intercambiador, se habrá desenergizado los equipos eléctricos; así mismo se deberá realizar el vaciado de los fluidos.
- B) La apertura del intercambiador, se realizará una vez que se encuentre despresurizado y frío (temperatura inferior a los 35°C).
- C) Se removerá las incrustaciones en las tuberías, con productos químicos que no dañen su superficie; evitando el uso de espátulas y objetos punzo cortantes.
- D) Después de la limpieza química, se eliminará cualquier resto de solución de limpieza, con abundante agua limpia.
- E) Al reemplazar las tuberías en mal estado, se tendrá en cuenta las especificaciones técnicas del fabricante.
- F) Cada vez que se realice el mantenimiento del equipo, se reemplazarán todas las juntas usadas, por unas nuevas.
- G) Se deberá eliminar cualquier resto de suciedad, alrededor de las zonas, que se encuentren en contacto con las juntas.
- H) El apriete de los pernos, se realizará de forma uniforme, asegurando el acoplamiento adecuado de los cabezales a la carcasa.
- I) Al finalizar el mantenimiento, se realizará las pruebas hidrostáticas en la carcasa y tuberías.
- J) Se realizará la calibración de los componentes del control automático, por una empresa certificada, que asegure su buen funcionamiento.
- K) El personal que opere el equipo, tendrá la capacitación correspondiente; que asegure su seguridad e integridad y el buen funcionamiento del equipo.

4.4.5. Evaluación económica del proyecto.

A. Costo de fabricación.

Tabla 34: Costo de los materiales.

Materiales y accesorios para la fabricación de un intercambiador de calor de carcasa y tubos				
Ítem	Denominación	Cantidad	P. Unitario S/.	Sub total S/.
1	Tubo acero carbono 1½", cédula 40, ASTM A-106 grado B, L=1m, s/c.	1	75	75
2	Tubo acero carbono 2", cédula 40, ASTM A-106 grado B, L=1m, s/c.	1	101	101
3	Tubo acero carbono 24", cédula 20, ASTM A-106 grado B, L=4m, s/c.	1	2400	2400
4	Tubo cobre 1", calibre BWG 16, ASTM B-88 tipo K, L=6.1m.	56	360	20160
5	Plancha acero carbono ASTM A-285 grado C, 25.4mmx914mmx1830mm.	1	3660	3660
6	Plancha acero carbono ASTM A-285 grado C, 19.1mmx914mmx1830mm.	1	2740	2740
7	Plancha acero carbono ASTM A-285 grado C, 12.7mmx914mmx1830mm.	1	1830	1830
8	Plancha acero carbono ASTM A-285 grado C, 9.5mmx1220mmx2440mm.	3	2050	6150
9	Plancha acero carbono ASTM A-106 grado B, 7.9mmx914mmx1830mm.	1	1160	1160
10	Tirante acero carbono 9.5mm, ASTM A-193 grado B7, L=3000mm, c/acc.	6	35	210
11	Perno acero carbono 12.7mm, ASTM A-153 clase C, L=82.55 m°C/acc.	8	3	24

12	Perno acero carbono 15.9mm, ASTM A-153 clase C, L=95.25 mm, c/acc.	12	4	48
13	Perno acero carbono 31.8mm, ASTM A-153 clase C, L=184.15 mm, c/acc.	40	8	320
14	Brida slip-on, tipo RF 1½", ASTM A-105, clase 150.	4	56	224
15	Brida slip-on, tipo RF 2", ASTM A-105, clase 150.	6	75	450
16	Brida slip-on, tipo RF 24", ASTM A-105, clase 150.	4	1936	7744
17	Plancha novapress flexible 815, T=150°C, 4mmx1500mmx1500mm.	1	760	760
18	Termocupla PT100, vástago=25.4mm, NPT =12.7mm, rango 0-100°C.	1	670	670
19	Termómetro bimetálico, vástago=25.4mm, NPT =6.4mm, rango 0-100°C.	1	250	250
20	Controlador (Rango PID), alimentación 220v,60Hz.	1	1700	1700
21	Traductor electro neumático, alimentación de aire 20 psig.	1	350	350
22	Manómetro de presión, rango: 0...10 bar, conexión NPT = ¼".	2	280	560
23	Válvula reguladora tp.3241-7, acci.tp.3277, dn=2", pn = 16 bar, bridada.	1	1400	1400
24	Válvula de bola de zinc, dn = 1½", pn = 16 bar.	2	300	600
25	Válvula de bola de zinc, dn = 2", pn = 16 bar.	2	370	740
26	Soldadura supecito 5/32".	10 kg.	180	180
27	Soldadura supecito 1/4".	2 kg.	25	50
28	Pintura epóxica, color gris oscuro.	1 juego	260	260
29	Cable Thw-90, calibre 14 Awg, indeco.	1 rollo	100	100
TOTAL			54916	

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 35: Costo de mano de obra.

Mano de obra para la fabricación del intercambiador de calor de carcasa y tubos		
Ítem	Denominación	Precio S/.
1	Ingeniería de detalle y planos de fabricación (7 % total de materiales).	3844
2	Mano de obra de la fabricación del intercambiador de carcasa y tubos.	12000
3	Ensayos no destructivos (líquidos penetrantes y radiografía).	2400
4	Pruebas de presión (prueba hidrostática y neumática).	1100
5	Mano de obra de la calibración e instalación de instrumentación.	1400
6	Mano de obra de la puesta en servicio del intercambiador.	3000
7	Trasporte	1600
8	Otros gastos	1000
TOTAL		26344

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 36: Costo de fabricación del proyecto.

Costos de fabricación del proyecto		
Ítem	Denominación	Precio S/.
1	Costo de materiales y accesorios.	54916
2	Costo de mano de obra	26344
TOTAL		81260

Fuente: Elaboración propia.

B. Costo de operación.

Los costos de operación serán estimados, por el mantenimiento que se realizara anualmente al equipo y por los ocho años de su vida útil.

Tabla 37: Costo de operación en 1 año.

Mantenimiento del intercambiador de calor de carcasa y tubos para 1 año		
Ítem	Denominación	Precio S/.
1	Limpieza de carcasa y tuberías.	4000
2	Cambio de tubos deteriorados.	2000
3	Cambio de empaquetaduras.	900
4	Cambio de pernos y accesorios.	600
TOTAL		7500

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 38: Costo de operación en 8 años.

Mantenimiento del intercambiador de calor de carcasa y tubos para 8 años		
Ítem	Denominación	Precio S/.
1	Limpieza de carcasa y tuberías.	32000
2	Cambio de tubos deteriorados.	16000
3	Cambio de empaquetaduras.	7200
4	Cambio de pernos y accesorios.	4800
TOTAL		60000

Fuente: Elaboración propia.

C. Cálculo del periodo de retorno de la inversión del proyecto.

Para realizar dicho calculo, analizaremos la inversion total del proyecto y el beneficio anual del proyecto.

Tabla 39: Inversión total de proyecto

Inversión total del proyecto		
Ítem	Denominación	Precio S/.
1	Costo de fabricación del proyecto	81260
2	Costo de operación para 8 años	60000
TOTAL		141260

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 40: Beneficio anual del proyecto.

Beneficio anual del proyecto		
Ítem	Denominación	NS/año
1	Recuperación de la capacidad de producción de emulsión	165000
TOTAL		165000

Fuente: Elaboración propia.

Calcularemos el periodo del retorno de la inversión del proyecto, con la siguiente formula.

$$PRI = \frac{\text{Inversión total del proyecto}}{\text{Beneficio anual del proyecto}}$$

Procesando:

$$PRI = \frac{141,260.00 \text{ NS}}{165,000.00 \frac{\text{NS}}{\text{año}}}$$

$$PRI = 0.86 \text{ años}$$

$$PRI = 10 \text{ meses}$$

D. Financiamiento del banco y plan de cuotas.

Tabla 41: Financiamiento del proyecto.

Financiamiento del proyecto		
Ítem	Descripción	Monto (S/.)
1	Costo de fabricación	81260.00
2	Aporte propio del 15% del proyecto	12189.00
TOTAL		69071.00

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 42: Condiciones del financiamiento.

Condiciones del financiamiento	
Descripción	Monto (S/.)
Préstamo	69071.00
Tasa efectiva anual	12%
Tasa efectiva mensual	0.95%
Plazo, mes	12
Cuota mensual, Soles / mes.	6117.00

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 43: Plan de pagos mensuales.

Plan de pagos mensuales					
Mes	Préstamo	Interés	Amortización	Cuota	Saldo
1	69071.00	656.17	5461.33	6117.50	63609.67
2	63609.67	604.29	5513.21	6117.50	58096.47
3	58096.47	551.92	5565.58	6117.50	52530.88
4	52530.88	499.04	5618.46	6117.50	46912.43
5	46912.43	445.67	5671.83	6117.50	41240.59
6	41240.59	391.79	5725.71	6117.50	35514.88
7	35514.88	337.39	5780.11	6117.50	29734.77
8	29734.77	282.48	5835.02	6117.50	23899.75
9	23899.75	227.05	5890.45	6117.50	18009.30
10	18009.30	171.09	5946.41	6117.50	12062.89
11	12062.89	114.60	6002.90	6117.50	6059.99
12	6059.99	57.57	6059.93	6117.50	0

Fuente: Elaboración propia.

E. VAN y TIR con financiamiento del préstamo del banco.

Tabla 44: Tablas de financiamiento.

Pago de servicio de deuda	Años								
	0	1	2	3	4	5	6	7	8
Préstamo	-69071								
Interés		4339							
Amortización, S/. año		69071							
Mantenimiento, S./año		7500	7500	7500	7500	7500	7500	7500	7500
Total de egresos, S./año		80910	7500	7500	7500	7500	7500	7500	7500

FLUJO DE CAJA FINANCIERO								
0	1	2	3	4	5	6	7	8
138142	-	76590	150000	150000	150000	150000	150000	150000

COK	12%
VAN	487876
TIR	125%
Duración del equipo	8 años

Fuente: Elaboración propia.

4.4.6. Elaboración de planos de diseño.

En la elaboración de los planos para el diseño del intercambiador de calor de carcasa y tubos, tendremos en cuenta la siguiente lista de referencia.

- A. Cuerpo de cabezales.
- B. Tapa plana del cabezal superior.
- C. Tapa plana del cabezal inferior.
- D. Boquillas de cabezal superior.
- E. Boquillas de la carcasa.
- F. Separador de flujo de cabezal superior.
- G. Separador de flujo del cabezal inferior.
- H. Brida slip-on tipo RF para tubería de 1.5".
- I. Brida slip-on tipo RF para tubería de 2".
- J. Brida slip-on tipo RF para tubería de 24".
- K. Perno y tuerca para brida de 1.5".
- L. Perno y tuerca para brida de 2".
- M. Perno y tuerca para brida de 24".
- N. Junta para brida de 1.5" y 2".
- O. Oreja de izaje.
- P. Carcasa.
- Q. Tubería de cobre.
- R. Espejo.
- S. Mampara.
- T. Junta para cabezal superior e inferior.
- U. Esparrago.
- V. Silleta de soporte.
- W. Vista explosiva del intercambiador.

Los planos anteriormente mencionados se podrán visualizar a partir del anexo 49 hacia adelante.

V. DISCUSIÓN

Esta investigación tiene como propósito identificar y describir aquellas actividades; para realizar el diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubos. A continuación, se realizará una comparación con los estudios previos y teorías relacionadas al tema.

- ❖ Existe una relación con la tesis de (Paguay, 2006); donde se concluye que, para diseñar intercambiadores, debemos especificar las dimensiones del equipo; para luego calcular la transferencia de calor y las pérdidas de presión.
- ❖ Guarda relación con la tesis de (Pillajo y Salazar 2009); donde se observa que los parámetros de diseño establecidos y el control de ingeniería han sido los correctos, para poder dimensionar el intercambiador de calor.
- ❖ Se observa una relación con la tesis (Arcentales 2015); en referencia a las ecuaciones de balance de energía, mecánica de fluidos y transferencia de calor.
- ❖ Respecto a la tesis de (Delgado, 2014), la cual trata de un diseño de intercambiador de calor de tubos y coraza para fluidos líquido-líquido, que trata del enfriamiento directo de aceite crudo (Petróleo), con agua; existe diferencia, contratándola con nuestra investigación ya que los fluidos nuestros representan un medio emulsificante y agua, los cuales deben ser tratados como vínculos para la llegar a tener la temperatura ideal del emulsificante (50°C), caídas de presión, etc., de acuerdo a lo permisible en la norma respectiva.

- ❖ Con la tesis de (Huanca, 2015), que trata Diseño de intercambiador de calor de tubo y coraza para ampliación de capacidad de producción de cal hidratada – cal & Cemento Sur S.A., existe relación con nuestra investigación, en el sentido de la finalidad, pues ambas tienen por objetivo mejorar la capacidad de producción del producto (cal hidratada, para la cementera; emulsificante para Famesa), utilizando cálculos para procesos de transferencia de calor, según los mismos textos: Donald Kern y softwares de SolidWorks.

- ❖ En contrastación con el tema de la tesis de (Purizaca, 2016), titulada Diseño Técnico-Económico De Un Sistema De Recuperación De Vapor Flash De Purgas Continúas Para Calentar El Agua De Alimentación De Las Calderas De La Empresa Pesquera Ribaud S.A., existe la similitud en determinación de beneficios económicos para los procesos de energía térmica en calderas de éste, lo mismo que los beneficios económicos en producción de emulsificante para utilizarlos en la producción de explosivos de Famesa, Es de resaltar el dimensionamiento de intercambiadores de calor de tubos y coraza, como los más eficientes y económicos, para ambos estudios.

- ❖ En lo que no concuerda el estudio de los referidos autores, con el presente trabajo; es en cuanto al uso de un método generalizado que defina ciertas actividades a desarrollar en una tesis de diseño mecánico; el cual es indispensable para ordenar la actividad creadora del diseñador.

VI. CONCLUSIONES

- ❖ Se han evaluado las condiciones iniciales del proceso de enfriamiento del emulsificante, en virtud del uso de tres tubos concéntricos, primero y el almacenamiento en tanques para enfriamiento natural por convección actual, lo cual ocasiona reducción en la capacidad de producción de emulsión y pérdidas económicas del orden de los 165,000.00 S/. / año.
- ❖ En esta tesis se diseñó un intercambiador de calor de carcasa y tubos, para el emulsificante enfriado por agua; el cual cumple con el objetivo principal de este trabajo.
- ❖ En la presente tesis se establecieron las exigencias de diseño; realizando el estudio del estado actual de la tecnología, haciendo un análisis comparativo entre los principales tipos de intercambiadores de calor que se utilizan en la industria y elaborando al detalle una lista ordenada y clasificada; para que el diseñador cumpla con las expectativas del proyecto.
- ❖ En esta investigación se plasmaron las posibles soluciones para el diseño; elaborando matrices morfológicas para cada solución, consiguiendo relacionar las características principales del equipo, con los diferentes portadores de funciones.
- ❖ Se ha precisado el proyecto definitivo; realizando una evaluación técnica y económica de las posibles soluciones del diseño, utilizando una escala de valores y un diagrama de evaluación según VDI 2225; llegando a determinar mediante el diseño de un intercambiador tubular de carcasa y tubos, la conveniencia de su aplicación para mejorar la capacidad de producción de emulsión en la Planta Famesa Explosivos Salaverry-La Libertad.

- ❖ Se ha dimensionado el equipo, mediante la ingeniería de detalle, procesando los cálculos térmicos e hidráulicos utilizando el método Kern; Asimismo, se detalló el cálculo mecánico, según la norma TEMA y el código ASME; se seleccionó la ingeniería de control automático, teniendo en cuenta los parámetros de proceso ya establecidos.

- ❖ Finalmente, en la presente tesis se desarrolló un plan de mantenimiento, en función de la vida útil del equipo y se realizó la evaluación económica del proyecto, siendo factible la inversión. Se elaboraron los planos respectivos del diseño, para la construcción del intercambiador tubular de carcasa y tubos.

VII. RECOMENDACIONES

- ❖ Se recomienda la implementación del presente diseño, utilizando el método apropiado que permita elaborar una serie de actividades iterativas; con el único fin de encontrar la solución más óptima, al requerimiento específico de nuestro diseño.
- ❖ Se sugiere establecer una buena comunicación con el cliente; para poder definir los detalles de la implementación del diseño, basándose en los parámetros de proceso establecidos por el interesado y de esta manera se elaborará el trabajo de acuerdo a las exigencias que deberán cumplir el diseñador y el Ingeniero de fabricación y montaje del Proyecto.
- ❖ Se recomienda precisar una buena combinación, de los posibles caminos de solución para la concordancia del diseño y la implementación; esto nos permitirá tener un enfoque real de los principios apropiados, para cada una de las funciones que pueda tener el proyecto a montar.
- ❖ Se sugiere realizar una proyección adecuada, teniendo claro el uso apropiado de la tecnología, la economía y la seguridad; ya que esto nos permitirá obtener una estructura de construcción óptima para el montaje definitivo.
- ❖ En la complementación de la ingeniería de detalle se recomienda verificar la precisión de los cálculos de dimensionamiento, mediante un software especializado. Esto fundamentalmente, es para optimizar la mejora que se ha diseñado, mediante la aplicación de sistemas de informática, como temas innovadores de última generación.
- ❖ Una vez puesto en servicio el intercambiador se recomienda evaluar los resultados obtenidos y determinar la factibilidad de tener un equipo en standby.

VIII. REFERENCIAS

- ARCENTALES RAMIRO, F. (2015). *DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR UTILIZANDO EL LENGUAJE DE PROGRAMACIÓN JAVA 2015*. QUITO.
- AYALA GÁLVEZ, J. J. (2013). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DIDACTICO PARA DESARROLLAR PRACTICAS DE INTERCAMBIO DE CALOR*. EL SALVADOR.
- AYALA LUNA, Y. L. (2013). *DISEÑO TÉRMICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS*. MÉXICO.
- BARRIGA GAMARRA, B. (2009). *MÉTODOS DE DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA*. LIMA PONTIFICA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERÚ.
- CHIAVASSA JOSE, L. y. (2016). *RECIPIENTE A PRESIÓN PARA ALMACENAMIENTO INDUSTRIAL DE GAS PROPANO*. CÓRDOBA.
- FLORES GONZALES, R. (2007). *FABRICACIÓN Y VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DE UN INTERCAMBIADOR DE TUBO Y CORAZA*. MÉXICO.
- FONSECA PICÓN, L. A. (2009). *DISEÑO TÉRMICO Y MECÁNICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALR DE CASCO Y TUBO*. BUCARAMANGA.
- G. BUDYNAS, R. y. (2012). *DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY*. MÉXICO Mc GRAW-Hill.
- GALVIS DÍAZ, A. y. (2014). *DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR CORAZA Y TUBOS PARA OPTIMIZAR EL MARGEN DE REFINACIÓN EN LA UNIDAD DE DESTILACION COMBINADA DE LA REFINERIA DE CARTAGENA*. CARTAGENA.
- HERNÁNDEZ OLVEDA, L. F. (2012). *PROPUESTA PARA EL CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN DE UN PROCESO DE CALENTAMIENTO DE AGUA EN UNA BAÑERA DE HIDROMASAJE POR MEDIO DE UN CONTROL AUTOREGULABLE EN UN CLIB DEPORTIVO*. MÉXICO.
- ORTEGA DELGADO, L. M. (2015). *ANÁLISIS Y DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESIÓN PARA EL ALMACENAMIENTO DE GLP*. PERU.
- PAREDES ROSARIO, R. R. (2013). *TERMODINAMICA PARA INGENIERÍA INDUSTRIAL: TEORIA Y PROBLEMAS*. PERU LA LIBERTAD - UNIVERSIDAD PRIVADA DEL NORTE.

Q. KERN, D. (1999). *PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR*. MÉXICO CONTINENTAL.

tubos, A. c. (2007). *STANDARDS OF THE TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURES ASSOCIATION*. united states of america.

VAN, W. (2002). *FUNDAMENTOS DE TERMODINAMICA*. MEXICO LIMUSA.

ZUÑIGA VILLA, S. (2013). *DISEÑO MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN EL INSTITUTO MEXICANO DEL PETRÓLEO*. MÉXICO.

Paguay Guamán, Ángel. 2006. Tesis. Diseño de un intercambiador de calor para el sistema de calentamiento de agua de los tanques de lavado de Petro-producción. Facultad de ingeniería mecánica de la escuela politécnica nacional (Quito-Ecuador).

Pillajo Tinitana, Telmo y Salazar Iza, Diego. 2009. Tesis. Diseño y construcción de un precalentador de combustible para motores diésel. Facultad de ingeniería mecánica de la escuela politécnica nacional (Quito-Ecuador).

Arcentales Arcentales, Ramiro. 2015. Tesis. Diseño de intercambiadores de calor utilizando el lenguaje de programación java. Facultad de ingeniería química de la universidad central del Ecuador.

Delgado Aranda, Carlos Eduardo. 2014. Tesis. “Diseño de un intercambiador de calor de tubos y coraza para fluidos líquido-líquido”. Universidad Nacional del Callao – Perú.

Huanca Butrón, Freddy. 2015. Tesis. “Diseño de intercambiador de calor de tubo y coraza para ampliación de capacidad de producción de cal hidratada – cal & Cemento Sur S.A.”. Universidad Nacional del Altiplano, Puno-Perú.

Purizaca Felipa, Rafael Alfonso. 2016. Tesis. “Diseño técnico-económico de un sistema de recuperación de vapor flash de purgas continuas para calentar el agua de alimentación de las calderas de la empresa pesquera Ribaud S.A., presentada en la Escuela de Ingeniería Mecánica-Eléctrica de la Universidad César Vallejo de Trujillo.

ANEXOS

Anexo : Validación de los Instrumentos

Salaverry 15 de diciembre del 2020

CONSTANCIA DE VALIDACIÓN

Quien suscribe, Ing. Juan Carlos Sánchez Carrasco supervisor de producción de la empresa Famesa explosivos; mediante la presente hago constar que el instrumento utilizado para la recolección de datos del trabajo de tesis titulado: **DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS PARA MEJORAR LA CAPACIDAD DE PRODUCCIÓN DE EMULSIÓN EN LA PLANTA FAMESA EXPLOSIVOS SALAVERRY LA LIBERTAD**, elaborado por el señor Mario Enrique Cholán Rodríguez, aspirante al Título de Ingeniero Mecánico Eléctrico, reúne los requisitos suficientes y necesarios para ser considerado válidos y confiables; y por tanto, aptos para ser aplicados en el logro de los objetivos que se plantean en la investigación.

Atentamente.



Juan C. Sánchez Carrasco
ING. QUÍMICO
R. CIP 124131

Anexo 4: Matriz de consistencia

MATRIZ DE CONSISTENCIA

Problema	Objetivos	Hipótesis	Variables e (indicadores)	Metodología	Población y muestra
Problema general	Objetivo general	Hipótesis general	Variables independientes	Tipo de investigación	Población
¿En qué medida, mediante la aplicación del diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubos, se mejora la capacidad de producción de emulsión en la planta Famesa	Diseñar un intercambiador de calor de carcasa y tubos para mejorar la capacidad de producción de emulsión en la planta Famesa Explosivos Salaverry - la Libertad.	Mediante la aplicación del diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubos, si se mejorara la capacidad de producción de emulsión en la planta Famesa Explosivos	Temperatura de ingreso del emulsificante y del agua (°C).	Aplicada.	La población de estudio se realiza en función a los tres tipos de intercambiadores más utilizados en la industria nacional e internacional.
	Objetivos específicos		Variable dependiente	Metodo de investigación	Muestra
	Evaluar las condiciones iniciales, a fin de establecer las exigencias de diseño, elaborando al detalle una lista de requerimientos.		Flujo másico del emulsificante y del agua (Kg/s).	Cuantitativa.	
	Determinar mediante una matriz morfológica, las posibles soluciones de diseño para cada proyecto.		Diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubos	Descriptiva pre experimental. G= Muestra. O1= Capacidad de producción de emulsión antes de X.	La muestra estará basada en las tres clases de intercambiadores

Explosivos Salaverry - La Libertad?	Elaborar el proyecto definitivo, realizando una evaluación técnica y económica de las posibles soluciones de diseño. Dimensionar el equipo mediante la ingeniería de detalle, procesando los cálculos correspondientes y elaborando los planos para el diseño final.	Salaverry - La Libertad.	(métodos para el desarrollo y diseño de sistemas técnicos y productos).	X= Diseño de intercambiador de calor de carcasa y tubos. O2= Capacidad de producción de emulsión después de X.	de calor de mayor uso industrial.
---	---	-----------------------------	---	---	-----------------------------------

Fuente: Elaboración propia.

Anexo 5: Propiedades físico – químicas del agua.

TABLA A-9													
Propiedades del agua saturada													
Temp., T °C	Presión de saturación, P _{sat} , kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpia de vaporización, h _{fg} , kJ/kg	Calor específico, c _p , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4217	1854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4205	1857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³
10	1.2276	999.7	0.0094	2478	4194	1862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³
15	1.7051	999.1	0.0128	2466	4186	1863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4182	1867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³
25	3.169	997.0	0.0231	2442	4180	1870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁵	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³
30	4.246	996.0	0.0304	2431	4178	1875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁵	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³
35	5.628	994.0	0.0397	2419	4178	1880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁵	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³
40	7.384	992.1	0.0512	2407	4179	1885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁵	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³
45	9.593	990.1	0.0655	2395	4180	1892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁵	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³
50	12.35	988.1	0.0831	2383	4181	1900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁵	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³
55	15.76	985.2	0.1045	2371	4183	1908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁵	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³
60	19.94	983.3	0.1304	2359	4185	1916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁵	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³
65	25.03	980.4	0.1614	2346	4187	1926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁵	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³
70	31.19	977.5	0.1983	2334	4190	1936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁵	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³
75	38.58	974.7	0.2421	2321	4193	1948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁵	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³
80	47.39	971.8	0.2935	2309	4197	1962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁵	2.22	1.00	0.653 × 10 ⁻³
85	57.83	968.1	0.3536	2296	4201	1977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁵	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³
90	70.14	965.3	0.4235	2283	4206	1993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁵	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³
95	84.55	961.5	0.5045	2270	4212	2010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁵	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³
100	101.33	957.9	0.5978	2257	4217	2029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁵	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³
110	143.27	950.6	0.8263	2230	4229	2071	0.682	0.0262	0.255 × 10 ⁻³	1.261 × 10 ⁻⁵	1.58	1.00	0.798 × 10 ⁻³
120	198.53	943.4	1.121	2203	4244	2120	0.683	0.0275	0.232 × 10 ⁻³	1.296 × 10 ⁻⁵	1.44	1.00	0.858 × 10 ⁻³
130	270.1	934.6	1.496	2174	4263	2177	0.684	0.0288	0.213 × 10 ⁻³	1.330 × 10 ⁻⁵	1.33	1.01	0.913 × 10 ⁻³
140	361.3	921.7	1.965	2145	4286	2244	0.683	0.0301	0.197 × 10 ⁻³	1.365 × 10 ⁻⁵	1.24	1.02	0.970 × 10 ⁻³
150	475.8	916.6	2.546	2114	4311	2314	0.682	0.0316	0.183 × 10 ⁻³	1.399 × 10 ⁻⁵	1.16	1.02	1.025 × 10 ⁻³
160	617.8	907.4	3.256	2083	4340	2420	0.680	0.0331	0.170 × 10 ⁻³	1.434 × 10 ⁻⁵	1.09	1.05	1.145 × 10 ⁻³
170	791.7	897.7	4.119	2050	4370	2490	0.677	0.0347	0.160 × 10 ⁻³	1.468 × 10 ⁻⁵	1.03	1.05	1.178 × 10 ⁻³
180	1002.1	887.3	5.153	2015	4410	2590	0.673	0.0364	0.150 × 10 ⁻³	1.502 × 10 ⁻⁵	0.983	1.07	1.210 × 10 ⁻³
190	1254.4	876.4	6.388	1979	4460	2710	0.669	0.0382	0.142 × 10 ⁻³	1.537 × 10 ⁻⁵	0.947	1.09	1.280 × 10 ⁻³
200	1553.8	864.3	7.852	1941	4500	2840	0.663	0.0401	0.134 × 10 ⁻³	1.571 × 10 ⁻⁵	0.910	1.11	1.350 × 10 ⁻³
220	2318	840.3	11.60	1859	4610	3110	0.650	0.0442	0.122 × 10 ⁻³	1.641 × 10 ⁻⁵	0.865	1.15	1.520 × 10 ⁻³
240	3344	813.7	16.73	1767	4760	3520	0.632	0.0487	0.111 × 10 ⁻³	1.712 × 10 ⁻⁵	0.836	1.24	1.720 × 10 ⁻³
260	4688	783.7	23.69	1663	4970	4070	0.609	0.0540	0.102 × 10 ⁻³	1.788 × 10 ⁻⁵	0.832	1.35	2.000 × 10 ⁻³
280	6412	750.8	33.15	1544	5280	4835	0.581	0.0605	0.094 × 10 ⁻³	1.870 × 10 ⁻⁵	0.854	1.49	2.380 × 10 ⁻³
300	8581	713.8	46.15	1405	5750	5980	0.548	0.0695	0.086 × 10 ⁻³	1.965 × 10 ⁻⁵	0.902	1.69	2.950 × 10 ⁻³
320	11274	667.1	64.57	1239	6540	7900	0.509	0.0836	0.078 × 10 ⁻³	2.084 × 10 ⁻⁵	1.00	1.97	—
340	14586	610.5	92.62	1028	8240	11870	0.469	0.110	0.070 × 10 ⁻³	2.255 × 10 ⁻⁵	1.23	2.43	—
360	18651	528.3	144.0	720	14690	25800	0.427	0.178	0.060 × 10 ⁻³	2.571 × 10 ⁻⁵	2.06	3.73	—
374.14	22090	317.0	317.0	0	∞	∞	∞	∞	0.043 × 10 ⁻³	4.313 × 10 ⁻⁵	—	—	—

Fuente: Yunus A. Cengel 2007.

Anexo 6: Especificaciones técnicas de tuberías de cobre.

Tubería de Cobre

% composición química
UNS C12200 - Cobre DHP - Cobre Fosforado

Elemento	Cu	P
%	MIN 99.9	0.015 - 0.040

Cu = Cobre + Plata




TABLA DE PESOS Y ESPESORES

Diámetro nominal pulgada	Diámetro exterior mm	Rígida						Flexible				Diámetro exterior nominal pulgada	Flexible Refrigeración 15.24 mts	
		K		L		M		K 18.29 mts		L 18.29 mts			Peso rollo (kg)	Espesor de pared (mm)
		Peso tramo 6.0m (kg)	Espesor de pared (mm)	Peso tramo 6.0m (kg)	Espesor de pared (mm)	Peso tramo 6.0m (kg)	Espesor de pared (mm)	Peso rollo (kg)	Espesor de pared (mm)	Peso rollo (kg)	Espesor de pared (mm)			
1/4	9.52	1.311	0.88	1.144	0.76	-	-	2.940	0.890	3.430	0.76	1/8	0.786	0.762
3/8	12.70	2.440	1.24	1.799	0.88	1.312	0.63	6.99	1.240	5.390	0.88	3/16	1.304	0.762
1/2	15.87	3.123	1.24	2.586	1.01	1.848	0.71	9.350	1.240	7.750	1.01	1/4	1.828	0.762
5/8	19.05	3.749	1.24	3.288	1.06	-	-	-	-	-	-	5/16	2.469	0.813
3/4	22.22	5.819	1.65	4.130	1.14	2.982	0.81	17.450	1.650	12.380	1.14	3/8	3.032	0.813
1	28.57	7.612	1.65	5.948	1.27	4.216	0.89	22.830	1.650	17.814	1.27	1/2	4.130	0.813
1 1/4	34.92	9.442	1.65	8.021	1.39	6.185	1.06	-	-	-	-	5/8	5.684	0.889
1 1/2	41.27	12.346	1.82	10.345	1.52	8.534	1.24	-	-	-	-	3/4	6.919	0.889
2	53.97	18.696	2.10	15.884	1.77	13.250	1.47	-	-	-	-	7/8	10.317	1.140
2 1/2	66.67	26.568	2.41	22.515	2.03	18.39	1.65	-	-	-	-	1 1/8	14.859	1.270
3	79.37	36.339	2.76	30.224	2.28	24.320	1.83	-	-	-	-	-	-	-
4	104.80	57.96	3.404	47.87	2.794	-	-	-	-	-	-	-	-	-

El diámetro exterior de la TUBERÍA RÍGIDA K, L, M, FLEXIBLE K y L equivale al diámetro nominal más 1/8" (3.18 mm). / El diámetro interior equivale al diámetro exterior menos dos veces el espesor de la pared.

Tipo	Estado de entrega	Dureza Rockwell		Resistencia a la tracción		Elongación en 2 Pul, mínima
		30T	F	Ksi	Mpa	%
Tubería Rígida	Barras	30 Min	-	36	250	-
Tubería Flexible tipo K y L	Rollos de 18.3 mts	-	50 Max	30	205	-
Tubería de Refrigeración	Rollos de 15.24 mts	-	-	30	205	40



Basados en la Norma ASIM B200 y B743 para la Tubería de Refrigeración y la ASIM B80 para la Tubería Rígida y Flexible tipo K y L.

PRESIONES PERMISIBLES DE TRABAJO PARA TUBERÍA RÍGIDA

Designación	S= 10300 psi			S= 10300 psi			S= 9400 psi		
	T= 100°F (37.8°C)			T= 200°F (93.4°C)			T= 400°F (204.5°C)		
	Presión (Kg / cm²)								
Diámetro (pulg)	K	L	M	K	L	M	K	L	M
1/4	1.85	1.569	1.324	1.85	1.569	1.324	1.688	1.432	1.209
3/8	1.946	1.341	982	1.946	1.341	982	1.776	1.224	896
1/2	1.534	1.242	850	1.534	1.242	850	1.4	1.133	776
5/8	1.266	1.086	762	1.266	1.086	762	1.156	991	695
3/4	1.466	1.002	701	1.466	1.002	701	1.338	914	639
1	1.126	850	580	1.126	850	580	1.028	776	529
1 1/4	914	755	582	914	755	582	834	689	531
1 1/2	850	702	569	850	702	569	776	641	520
2	747	625	514	747	625	514	682	570	469
2 1/2	684	577	471	684	577	471	624	527	430
3	662	545	435	662	545	435	604	497	397
4	-	504	431	-	504	431	-	460	394

S = esfuerzo permisible en Kg/cm² a la temperatura de trabajo.
Nota: si se desea obtener el valor de la presión de trabajo en Psi/pulg² se debe multiplicar por 14.22.

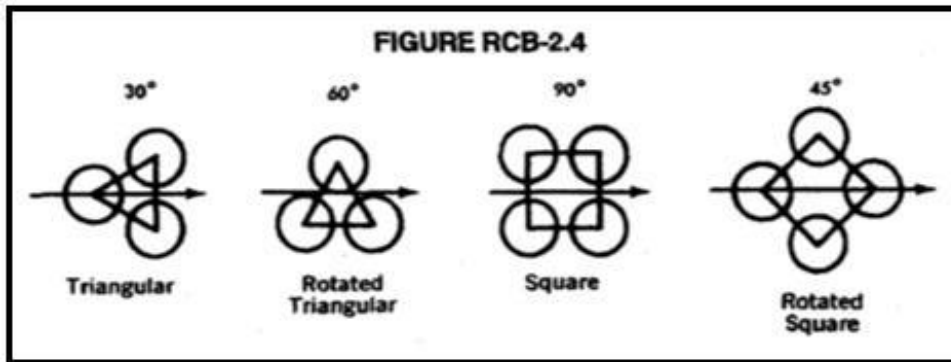
Fuente: http://www.acerosindustriales.com.co/sitio/images/stories/pdfs/Tablas/3_TUBERIA_DE_COBRE_C12200.pdf

Anexo 7: Normativa B.W.G. para tubos del haz tubular.

TEMA tabla RCB-2.21			
DIAMETROS DE TUBOS DESNUDOS Y MEDIDORES			
DIAMETRO EXTERNO Pulgadas (mm)	Cobre y aleaciones de cobre	Acero al carbono, aluminio y aleaciones de aluminio	Otras aleaciones
	B.W.G.	B.W.G.	B.W.G.
1/4 (6.4)	27	-	27
	24	-	24
	22	-	22
3/8 (9.5)	22	-	22
	20	-	20
	18	-	18
1/2 (12.7)	20	-	20
	18	-	18
5/8 (15.9)	20	18	20
	18	16	18
	16	14	16
3/4 (19.1)	20	16	18
	18	14	16
	16	12	14
7/8 (22.2)	18	14	16
	16	12	14
	14	10	12
	12	-	-
1 (25.4)	18	14	16
	16	12	14
	14	-	12
1-1/4 (31.8)	16	14	14
	14	12	12
1-1/2 (38.1)	16	14	14
	14	12	12
2 (50.8)	14	14	14
	12	12	12

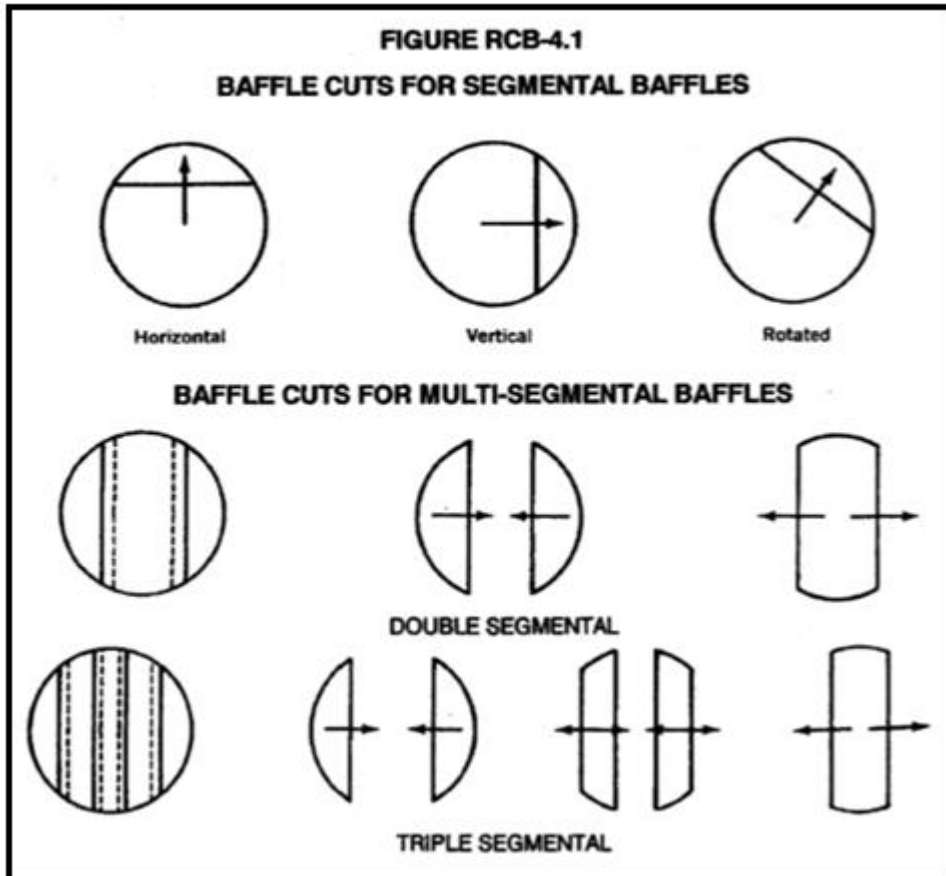
Fuente: Norma TEMA 2007.

Anexo 8: Prototipos de arreglo entre tuberías.



Fuente: Norma TEMA 2007.

Anexo 9: Tipos de mamparas segmentadas.



Fuente: Norma TEMA 2007.

Anexo 10: Conductividad térmica de los metales.

Metal	Temperatura (°C)	k_w (W/m °C)
Aluminio	0	202
	100	206
Bronce (70 Cu, 30 Zn)	0	97
	100	104
	400	116
Cobre	0	388
	100	378
Níquel	0	62
	121	59
Cobre – Níquel (10 % Ni)	0 – 100	45
Monel	0 – 100	30
Acero inoxidable (18/8)	0 – 100	16
Acero	0	45
	100	45
	600	36
Titania	0 – 100	16

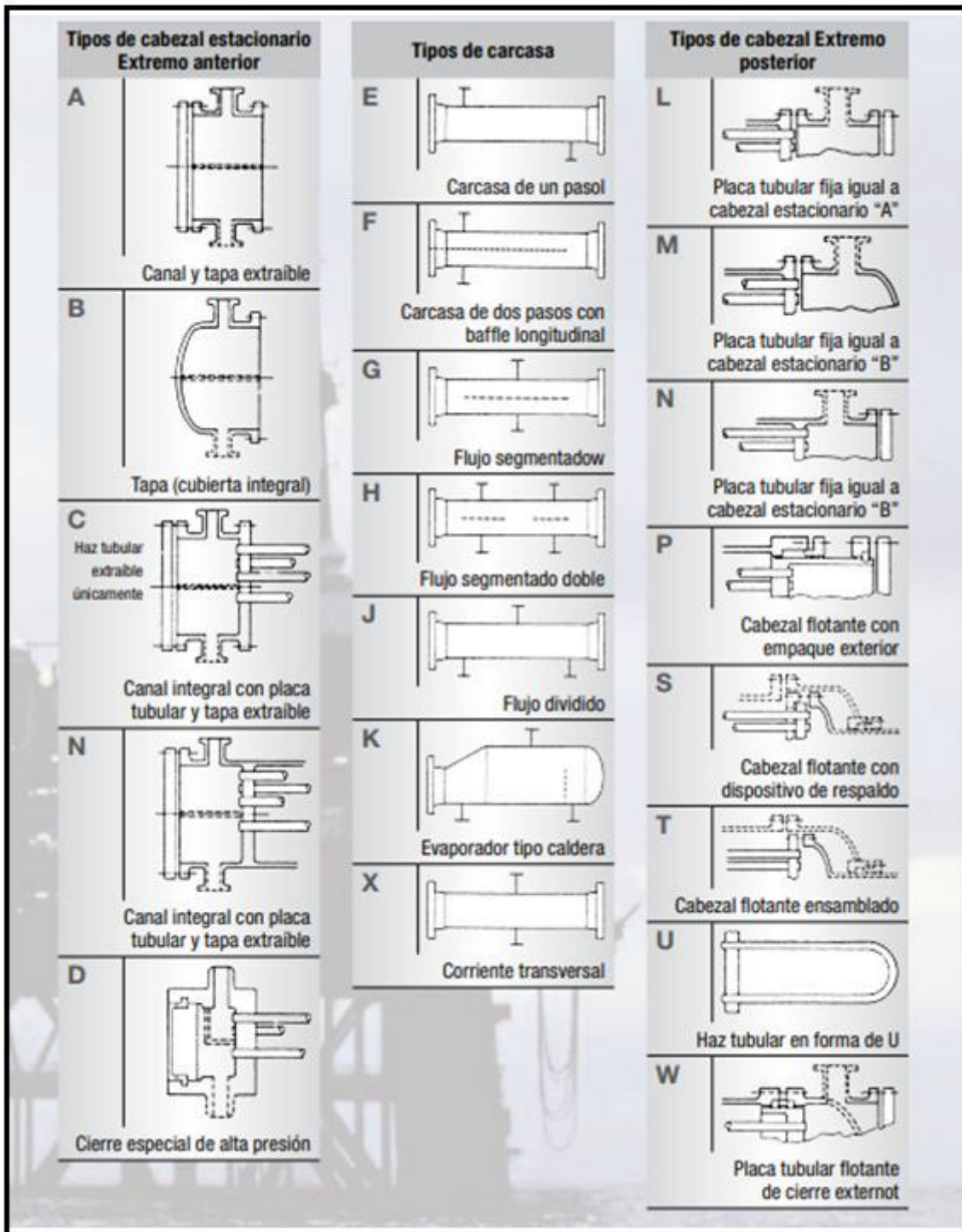
Fuente: https://www.academia.edu/22320409/DISE%C3%91O_DE_PLANTAS_DE_PROCESOS_QUIMICOS_UNIVERSIDAD_NACIONAL_DE_TRUJILLO_TRUJILLO-PERU

Anexo 11: Resistencia térmica por incrustaciones.

Tipos de agua	Temperatura del agua 125°F (51.7°C) o menor			
	Velocidad del agua 3 pies/s (1 m/s) o menor		Velocidad del agua mayor de 3 pies/s (1 m/s)	
	h·pie ² ·°F/Btu	m ² ·°C/W	h·pie ² ·°F/Btu	m ² ·°C/W
Agua marina	0.0005	0.000088	0.0005	0.000088
Destilada	0.0005	0.000088	0.0005	0.000088
Agua tratada para alimentación de calderas	0.001	0.00018	0.0005	0.000088
Camisa de motor	0.001	0.00018	0.001	0.00018
Grandes lagos	0.001	0.00018	0.001	0.00018
Torres de enfriamiento y tanques de dispersión:				
Agua de remplazo tratada	0.001	0.00018	0.001	0.00018
Sin tratar	0.003	0.00053	0.003	0.00053
Agua de purga de calderas	0.002	0.00035	0.002	0.00035
Agua salada	0.002	0.00035	0.001	0.00018
Agua de río:				
Mínimo	0.002	0.00036	0.001	0.00018
Mississippi	0.003	0.00053	0.002	0.00035
Delaware, Schuylkill	0.003	0.00053	0.002	0.00035
East River y Bahía de Nueva York	0.003	0.00053	0.002	0.00035
Canal sanitario de Chicago	0.008	0.00141	0.006	0.00106
Fangosa o con sedimentos	0.003	0.00053	0.002	0.00035
Dura (más de 15 granos/gal)	0.003	0.00053	0.003	0.00053
Aceites industriales:				
Aceite de recirculación limpio	0.001	0.00018		
Aceites para maquinaria y transformadores	0.001	0.00018		
Aceites vegetales	0.003	0.00053		
Aceites para templado	0.004	0.00070		
Fuel Oil	0.005	0.00088		
Gases y vapores industriales:				
Vapores orgánicos	0.0005	0.000088		
Vapor (libre de aceite)	0.0005	0.000088		
Vapores de alcohol	0.0005	0.000088		
Vapor de escape	0.001	0.00018		
Vapores refrigerantes	0.002	0.00035		
Aire	0.002	0.00035		
Líquidos industriales:				
Orgánicos	0.001	0.00018		
Líquidos refrigerantes	0.001	0.00018		
Salmuera (de enfriamiento)	0.001	0.00018		

Fuente: https://www.researchgate.net/publication/296844996_intercambiadores_de_calor

Anexo 12: Tipos de cabezales y carcasa según norma TEMA.



Fuente: https://www.funke.de/pdf/es/funke_rbwt_es.pdf

Anexo 13: Referencia de aceros al carbón y de baja aleación.

TABLE UCS-23 CARBON AND LOW ALLOY STEEL					
Spec. No.	Type/Grade	Spec. No.	Type/Grade	Spec. No.	Type/Grade
SA-36	...	SA-302	A, B, C, D	SA-516	55, 60, 65, 70
SA-53	E/A, E/B, S/A, S/B	SA-307	B	SA-524	I, II
SA-105	...	SA-320	L7, L7A, L7M, L43	SA-533	A Cl. 1 & 2, B Cl. 1 & 2, C Cl. 1 & 2, D Cl. 2
SA-106	A, B, C	SA-325	1	SA-537	Cl. 1, 2, & 3
SA-135	A, B	SA-333	1, 3, 4, 6, 7, 9	SA-540	B21, B22, B23, B24, B24V
SA-178	A, C	SA-334	1, 3, 6, 7, 9	SA-541	1, 1A, 2 Cl. 1, 2 Cl. 2, 3 Cl. 1, 3 Cl. 2, 3V, 22 Cl. 3, 22V
SA-179	...	SA-335	P1, P2, P5, P5b, P5c, P9, P11, P12, P15, P21, P22, P91	SA-542	B Cl. 4, C Cl. 4a, D Cl. 4a
SA-181	...	SA-336	F1, F3V, F5, F5A, F9, F11 Cl. 2 & 3, F12, F21 Cl. 1 & 3, F22 Cl. 1 & 3, F22V, F91	SA-556	A2, B2, C2
SA-182	FR, F1, F2, F3V, F5, F5a, F9, F11 Cl. 1 & 2, F12 Cl. 1 & 2, F21, F22 Cl. 1 & 3, F22V, F91	SA-350	LF1, LF2, LF3, LF5, LF9	SA-557	A2, B2, C2
SA-192	...	SA-352	LCB, LC1, LC2, LC3	SA-562	...
SA-193	B5, B7, B7M, B16	SA-354	BC, BD	SA-574	...
SA-199	T5, T9, T11, T21, T22	SA-369	FP1, FP2, FP5, FP9, FP11, FP12, FP21, FP22	SA-587	...
SA-202	A, B	SA-372	A, B, C, D, E Cl. 65 & 70, F Cl. 70, G Cl. 70, H Cl. 70, J Cl. 65, 70, & 110, L, M Cl. A & B	SA-612	...
SA-203	A, B, D, E, F	SA-387	2, 5, 11, 12, 21, 22, 91	SA-620	...
SA-204	A, B, C	SA-414	A, B, C, D, E, F, G	SA-662	A, B, C
SA-209	T1, T1a, T1b	SA-420	WPL 3, WPL 6, WPL 9	SA-675	45, 50, 55, 60, 65, 70
SA-210	A-1, C	SA-423	1, 2	SA-695	B/35, B/40
SA-213	T2, T5, T5b, T5c, T9, T11, T12, T17, T21, T22, T91	SA-437	B4B, B4C	SA-727	...
SA-214	...	SA-449	...	SA-737	B, C
SA-216	WCA, WCB, WCC	SA-455	...	SA-738	A, B, C
SA-217	C12, C5, WC1, WC4, WC5, WC6, WC9	SA-487	1 Cl. A & B, 2 Cl. A & B, 4 Cl. A, 8 Cl. A	SA-739	B11, B22
SA-225	C	SA-508	1, 1A, 2 Cl. 1, 2 Cl. 2, 3 Cl. 1, 3 Cl. 2, 3V, 4N Cl. 3, 22 Cl. 3	SA-765	I, II, III
SA-226	...	SA-515	60, 65, 70	SA-812	65, 80
SA-234	WPB, WPC, WPR, WP1, WP5, WP9, WP11 Cl. 1, WP12 Cl. 1, WP22 Cl. 1			SA-832	21V, 22V
SA-250	T1, T1a, T1b			SA-836	...
SA-266	1, 2, 3, 4			SA/CSA-G40.21	38W
SA-283	A, B, C, D			SA/EN 10028-2	P295GH
SA-285	A, B, C				
SA-299	...				


Fuente: Código ASME 2001 sección VIII división 1 .

Anexo 14: Esfuerzos de acero al carbono según norma de fabricación.


TUBOS DE CÉDULA			
Especificación	SA-106-B	SA-53	SA-333-1
Composición nominal	C-Si	C-Si	C-Si
Esfuerzo de cedencia en KPSI	30	30	30
Esfuerzo último en KPSI	48	48	55
Esfuerzo de diseño en KPSI (de - 20 a 650°F)	15	15	13.7
PLACA			
Especificación	SA-515-70	SA-285-C	SA-36
Composición Nominal	C-Si	C-Si	C-Si
Esfuerzo de cedencia KPSI	38	30	36
Esfuerzo último en KPSI	70	55	58
Esfuerzo de diseño en KPSI (de - 20 a 650 °F)	17.5	13.8	12.7
FORJA (Bridas)			
Especificación	SA-105	SA-181	SA-266-II
Composición nominal	C-Si	C-Si	C-Si
Esfuerzo de cedencia en KPSI	36	36	35
Esfuerzo último en KPSI	70	70	70
Esfuerzo de diseño en KPSI (de - 20 a 650°F)	17.5	17.5	17.5

Fuente:https://www.academia.edu/7116276/Dise%C3%B1o_y_C%C3%A1lculo_de_Recipientes_a_Presi%C3%B3n

Anexo 15: Especificaciones técnicas de tubería ASTM A106 grado B.



TUBERIA DE ACERO AL CARBONO
API 5L / ASTM A53 / A106



Diámetro Nominal NPS		Diámetro Exterior Real		Espesor de Pared		Identificación		Peso del Tubo		ASTM A53 PRESION DE PRUEBA			
Pulgadas in.	Milímetros mm.	(in.)	mm.	Pulgadas (in.)	Milímetros (mm.)	Weight Class	Schedule	lb/pie	kg/m	Grado A		Grado B	
										psi	Kg/cm ²	psi	Kg/cm ²
1/2	15	0.840	21.3	0.109	2.77	STD	40	0.85	1.27	700	49	700	49
				0.147	3.73	XS	80	1.09	1.62	850	60	850	60
3/4	20	1.050	26.7	0.113	2.87	STD	40	1.13	1.69	700	49	700	49
				0.154	3.91	XS	80	1.47	2.20	850	60	850	60
1	25	1.315	33.4	0.133	3.38	STD	40	1.68	2.50	700	49	700	49
				0.179	4.55	XS	80	2.17	3.24	850	60	850	60
1-1/4	32	1.660	42.2	0.140	3.56	STD	40	2.27	3.39	1200	84	1300	91
				0.191	4.85	XS	80	3.00	4.47	1800	127	1900	134
1-1/2	40	1.900	48.3	0.145	3.68	STD	40	2.72	4.05	1200	84	1300	91
				0.200	5.08	XS	80	3.63	5.41	1800	127	1900	134
2	50	2.375	60.3	0.154	3.91	STD	40	3.65	5.44	2300	162	2500	176
				0.218	5.54	XS	80	5.02	7.48	2500	176	2500	176
2-1/2	65	2.875	73	0.203	5.16	STD	40	5.79	8.63	2500	176	2500	176
				0.276	7.01	XS	80	7.66	11.41	2500	176	2500	176
				0.375	9.52	-	160	-	-	2500	176	2500	176
				0.552	14.02	XXS	-	-	-	2500	176	2500	176
3	80	3.500	88.9	0.125	3.18	-	-	4.51	6.72	1290	91	1500	105
				0.156	3.96	-	-	5.57	8.29	1600	112	1870	131
				0.188	4.78	-	-	6.65	9.92	1930	136	2260	159
				0.216	5.49	STD	40	7.38	11.29	2220	158	2500	176
				0.250	6.35	-	-	8.68	12.93	2500	176	2500	176
				0.281	7.14	-	-	9.66	14.40	2500	176	2500	176
				0.300	7.62	XS	80	10.25	15.27	2500	176	2500	176
24	600	24.000	609.6	0.250	6.35	-	10	63.41	94.46	380	27	440	31
				0.281	7.14	-	-	71.18	106.08	420	30	490	34
				0.312	7.92	-	-	78.93	117.51	470	33	550	39
				0.344	8.74	-	-	86.91	129.50	520	37	600	42
				0.375	9.52	STD	20	94.62	140.88	560	39	660	46
				0.406	10.31	-	-	102.31	152.37	610	43	710	50
				0.438	11.13	-	-	110.22	164.26	660	46	770	54
				0.469	11.91	-	-	117.86	175.54	700	49	820	58
				0.500	12.70	XS	-	125.49	186.94	750	53	880	62
				0.562	14.27	-	30	140.68	209.50	840	59	980	69

Tolerancias dimensionales:
 Espesor: ±12,5% de espesor nominal en cualquier punto del tubo.
 Peso: ±10% del paquete de tubos con diámetro menor o igual a 4" (114,3mm) o tubos individuales con diámetro nominal mayor a 4" (114,3mm)
 Diámetro externo: Para diámetro menores o iguales a 1-1/2" (48,3mm) +0,016 pulg (+0,40mm)
 Para diámetro mayores o iguales a 2" (60,3mm): ± 1%

Propiedades Mecánicas

Norma de Fabricación	Grado del Acero	Limite de Fluencia		Resistencia a la Tracción			
		Mpa	psi	Mínimo		Máximo	
				Mpa	psi	Mpa	psi
ASTM A53 Tipo E (ERW)	A	205	30,000	330	48,000	--	--
	B	240	35,000	415	60,000	--	--

Requerimientos Químicos

Norma de Fabricación	Grado del Acero	Porcentaje Máximo de los Elementos			
		C Carbono	Mn Manganeso	P Fósforo	S Azufre
ASTM A53 Tipo E (ERW)	A	0,25	0,95	0,05	0,045
	B	0,30	1,20	0,05	0,045

Fuente: <https://www.vemacero.com/Tablas/A53MP.pdf>

Anexo 16: Espesores mínimos de carcasa para intercambiadores tipo C y B.

Nominal Shell Diameter	Minimum Thickness				
	Carbon Steel				Alloy *
	Pipe	Plate			
6 (152)	SCH. 40	-			1/8 (3.2)
8-12 (203-205)	SCH. 30	-			1/8 (3.2)
13-23 (330-584)	SCH. 20	5/16 (7.9)			1/8 (3.2)
24-29 (610-737)	-	5/16 (7.9)			3/16 (4.8)
30-39 (762-991)	-	3/8 (9.5)			1/4 (6.4)
40-60 (1016-1524)	-	7/16 (11.1)			1/4 (6.4)
61-80 (1549-2032)	-	1/2 (12.7)			5/16 (7.9)
81-100 (2057-2540)	-	1/2 (12.7)			3/8 (9.5)

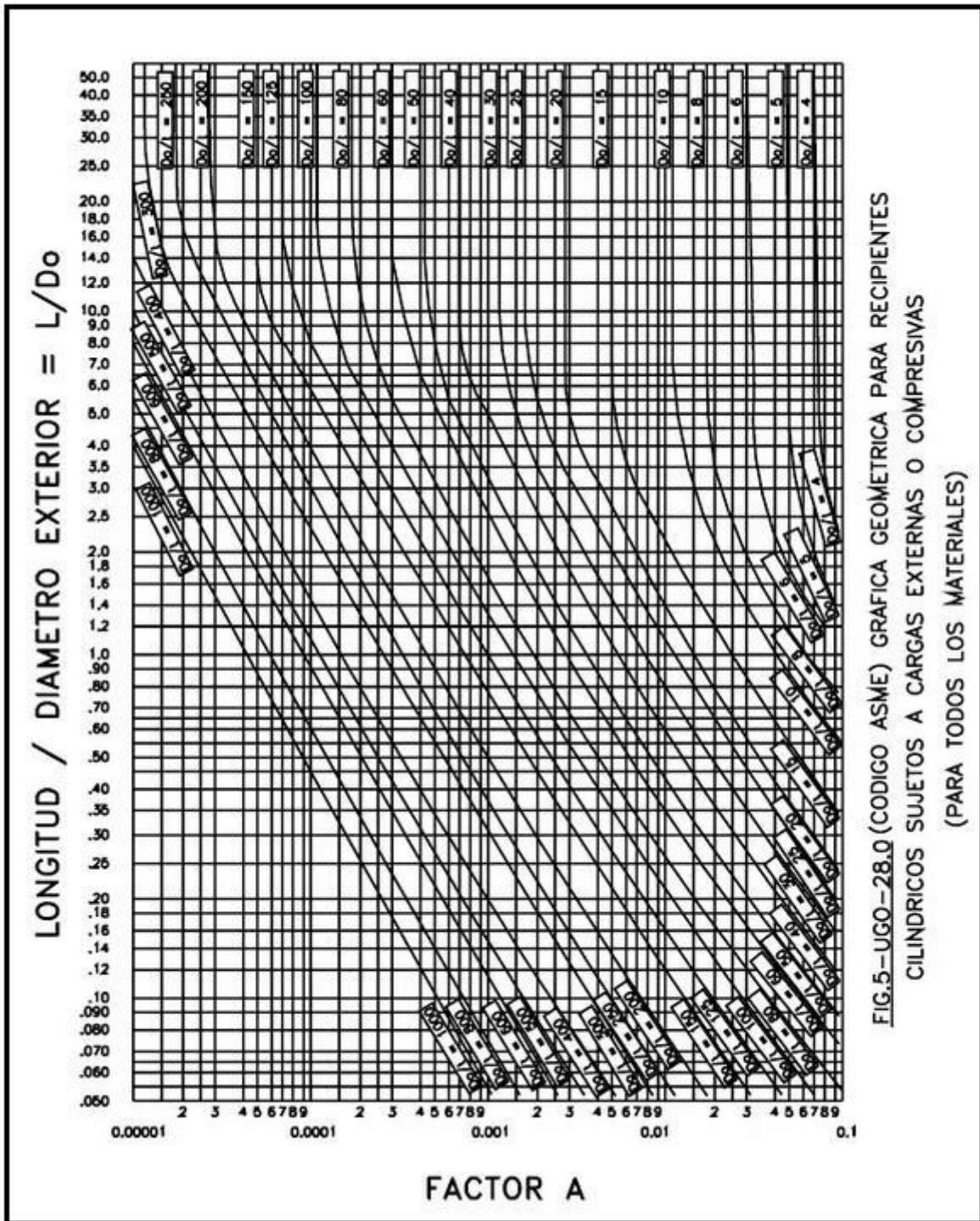
Fuente: Norma TEMA 2007.

Anexo 17: Modulo de elasticidad del cobre.

MATERIAL	TEMPERATURE (OF)	MODULI OF ELASTICITY (E) FOR GIVEN TEMPERATURE (PSI X 10 ⁵)													
		-325	-200	-100	70	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100
C93700 (High Lead Tin Bronze)		11.6	11.4	11.3	11.0	10.7	10.5	10.3	10.1	9.8	9.4				
C83600 (Leaded Red Brass) C92200 (Navy "M", Bronze)		14.8	14.6	14.4	14.0	13.7	13.4	13.2	12.9	12.5	12.0				
C28000, C36500 (Muntz) C46400 (Naval Brass)		15.9	15.6	15.4	15.0	14.6	14.4	14.1	13.8	13.4	12.8				
C95200, C95400 (Al Bronze)															
C65500 (Si Bronze) C66100															
C44300, C44400, C44500 (Admiralty Brass)		16.9	16.7	16.4	16.0	15.6	15.3	15.0	14.7	14.2	13.7				
C64200, C68700 (Al Bronze)															
Copper: C10200, C10400, C10500, C10700, C11000		18.0	17.7	17.5	17.0	16.6	16.3	16.0	15.6	15.1	14.5				
Copper: C12000, C12200, C12300, C12500, C14200															
C23000 (Red Brass) C61000 (Bronze)															
C61400 (Al-Bronze) C65100 (Si Bronze)															
C70400 (95-5 Cu-Ni)															
C19400		18.5	18.2	18.0	17.5	17.1	16.8	16.5	16.1	15.6	15.0				
C60800, C63000 (Al-Bronze)															
C70600 (90-10 Cu-Ni)		19.0	18.7	18.5	18.0	17.6	17.3	16.9	16.5	16.0	15.4				
C97600		20.1	19.8	19.6	19.0	18.5	18.2	17.9	17.5	16.9	16.2				
C71000 (80-20 Cu-Ni)		21.2	20.8	20.6	20.0	19.5	19.2	18.8	18.4	17.8	17.1				
C71500 (70-30 Cu-Ni)		23.3	22.9	22.6	22.0	21.5	21.1	20.7	20.2	19.6	18.8				
Aluminum: A03560, A95083, A95086, A95456		11.4	11.1	10.8	10.3	9.8	9.5	9.0	8.1						
Aluminum: A24430, A91060, A91100, A93003, A93004		11.1	10.8	10.5	10.0	9.6	9.2	8.7	8.1						
Aluminum: A96061, A96063															
Aluminum: A92014, A92024		11.7	11.4	11.1	10.6	10.2	9.7	9.2	8.6						
Aluminum: A95052, A95154, A95254, A95454, A95652		11.3	11.0	10.7	10.2	9.7	9.4	8.9	8.3						


Fuente: Norma TEMA 2007.

Anexo 18: Valores del factor A para recipientes o tuberías sujetas a cargas externas.



Fuente: https://www.academia.edu/7116276/Dise%C3%B1o_y_C%C3%A1lculo_de_Recipientes_a_Presi%C3%B3n

Anexo 19: Especificaciones técnicas de placa ASTM A - 285 grado C.



ACEROS PLANOS

ACERO AL CARBÓN • ACEROS ALEADOS

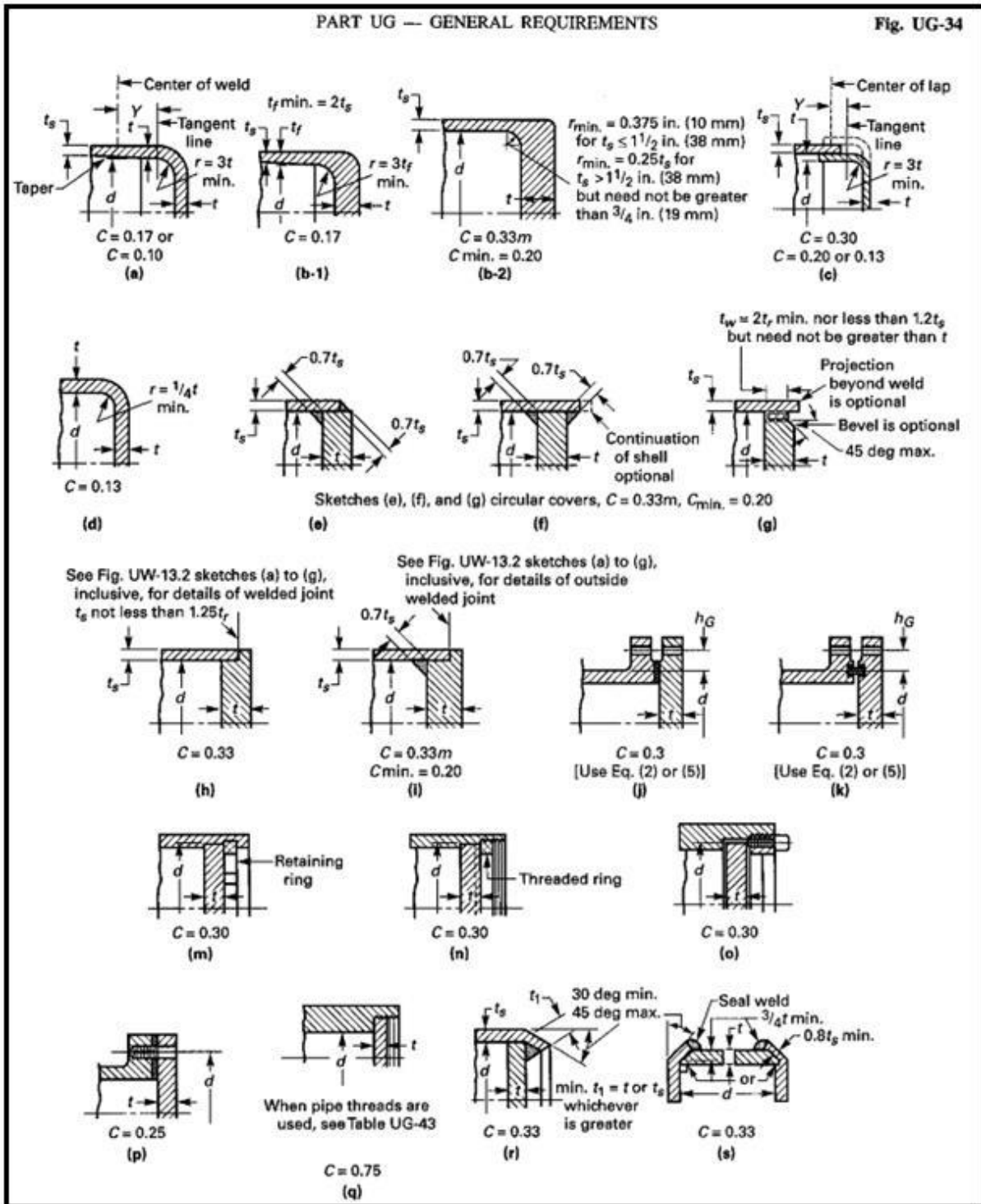
PLACA NIVELADA ACERO AL CARBON / Pesos por placa en Kilogramos*

MEDIDAS		1"	7/8"	3/4"	5/8"	1/2"	3/8"	5/16"	1/4"	3/16"
PIES (FT)	METROS	25.4 MM	22.2 MM	19.1 MM	15.9 MM	12.7 MM	9.5 MM	7.9 MM	6.4 MM	4.8 MM
3' x 6'	(.914 x 1.83)	333	291	250	208	167	125	104	83	62
3' x 8'	(.914 x 2.44)	444	389	333	278	222	167	139	111	83
3' x 10'	(.914 x 3.05)	555	486	416	347	278	208	173	136	104
4' x 8'	(1.22 x 2.44)	592	518	444	370	296	222	185	148	111
4' x 10'	(1.22 x 3.05)	740	648	555	463	370	278	231	185	139
4' x 20'	(1.22 x 6.10)	1480	1296	1110	926	740	556	462	370	278
5' x 10'	(1.52 x 3.05)	925	810	694	578	463	347	289	231	174
5' x 15'	(1.52 x 4.57)	1388	1214	1041	867	694	520	434	347	260
5' x 20'	(1.52 x 6.10)	1850	1619	1388	1157	925	694	578	463	347
6' x 10'	(1.83 x 3.05)	1110	972	833	694	555	417	347	278	208
6' x 20'	(1.83 x 6.10)	2220	1943	1665	1388	1110	833	694	555	416
8' x 20'	(2.44 x 6.10)	2960	2592	2220	1852	1480	1112	924	740	556
8' x 40'	(2.44 x 12.20)	5991	5242	4493	3744	2995	2246	1870	1497	1120
10' x 40'	(3.05 x 12.20)	7488	6552	5616	4680	3744	2808	2336	1872	1400
Kilos por M2		199.18	174.38	149.38	124.49	99.59	74.69	62.24	49.79	37.35
Kilos por Pie2		18.504	16.191	13.878	11.565	9.252	6.939	5.783	4.626	3.470

ESPECIFICACIÓN ASTM.	PUNTO MÍNIMO DE CEDENCIA PSL	RESISTENCIA A LA TENSIÓN PSL	MÁXIMO DE CARBÓN.
A3	36,000	De 58 a 80,000	.25 / .29*
A285 Gr C	3,000	De 55 a 65,000	.28
A387 Gr 11	35,000	De 60 a 85,000	.17
A387 Gr 22	45,000	De 75 a 100,000	.15
A387 Gr 12	38,000	De 70 a 85,000	.31 / .35
A515 Gr 60	32,000	De 60 a 80,000	.21 / .27
A516 Gr 65	35,000	De 65 a 80,000	.24 / .29
A 516 Gr 70	38,000	De 70 a 90,000	.27 / .31
A572 (50)	50,000	65,000	.18
A588	50,000	70,000	.19
A656 (80)	80,000	95,000	.18

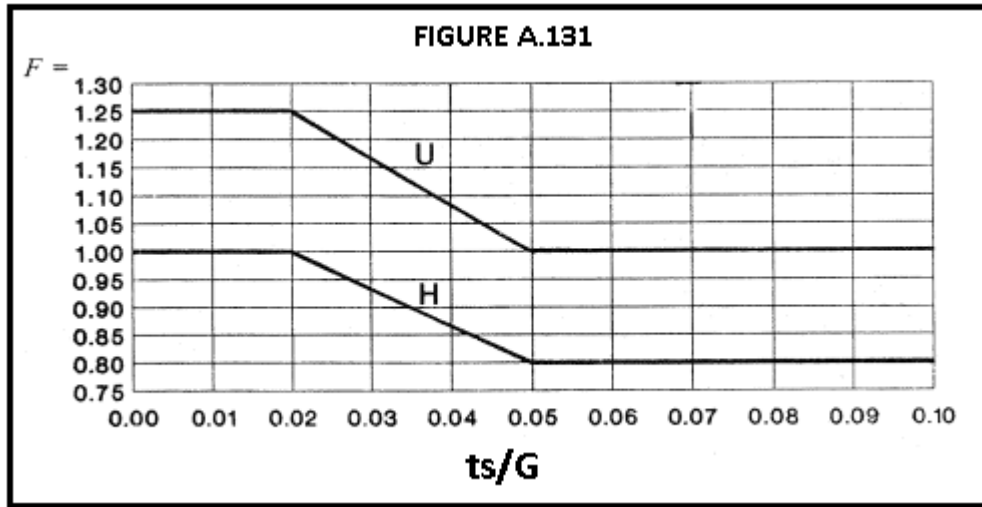
Fuente: <http://www.ankle.com.mx/Catalogos/AcerosPlanos.pdf>

Anexo 20: Valores del factor "C" para tapa plana.



Fuente: Código ASME 2001 sección VIII división 1.

Anexo 21: Valores del factor F.



Fuente: Norma TEMA 2007.

Anexo 22: Holgura entre carcasa y mamparas para intercambiadores tipo R, C y B.

TABLE RCB-4.3
Standard Cross Baffle and Support Plate Clearances
Dimensions In Inches (mm)

Nominal Shell ID	Design ID of Shell Minus Baffle OD
6-17 (152-432)	1/8 (3.2)
18-39 (457-991)	3/16 (4.8)
40-54 (1016-1372)	1/4 (6.4)
55-69 (1397-1753)	5/16 (7.9)
70-84 (1778-2134)	3/8 (9.5)
85-100 (2159-2540)	7/16 (11.1)

Fuente: Norma TEMA 2007.

Anexo 23: Espesor de las mamparas para intercambiadores tipo C y B.

Nominal Shell ID	Plate Thickness					
	Unsupported tube length between central baffles. End spaces between tubesheets and baffles are not a consideration.					
	12 (305) and Under	Over 12 (305) to 24 (610) Inclusive	Over 24 (610) to 36 (914) Inclusive	Over 36 (914) to 48 (1219) Inclusive	Over 48 (1219) to 60 (1524) Inclusive	Over 60 (1524)
6-14 (152-356)	1/16 (1.6)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)
15-28 (381-711)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)
29-38 (737-965)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)
39-60 (991-1524)	1/4 (6.4)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)
61-100 (1549-2540)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (12.7)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)

Fuente: Norma TEMA 2007.

Anexo 24: Espesor de separadores de flujo para intercambiadores tipo R, C y B.

Nominal Size	Carbon Steel	Alloy Material
Less than 24 (610)	3/8 (9.5)	1/4 (6.4)
24 to 60 (610-1524)	1/2 (12.7)	3/8 (9.5)
61 to 100 (1549-2540)	5/8 (15.9)	1/2 (12.7)

Fuente: Norma TEMA 2007.


Anexo 25: Espesor y número de tirantes para intercambiadores tipo C y B.

Nominal Shell Diameter		Tie Rod Diameter	Minimum Number of Tie Rods
6 – 15	(152-381)	1/4 (6.4)	4
16 – 27	(406-686)	3/8 (9.5)	6
28 – 33	(711-838)	1/2 (12.7)	6
34 – 48	(864-1219)	1/2 (12.7)	8
49 – 60	(1245-1524)	1/2 (12.7)	10
61 – 100	(1549-2540)	5/8 (15.9)	12

Fuente: Norma TEMA 2007.

Anexo 26: Especificaciones técnicas de tirante ASTM A-193 grado B7.

Especificación de varillas roscadas		Unidad	min. f_{ua}	min. f_{yb}	f_u/f_y	Elongación Min. % *	Reducción de área Min. %	Especificación de tuercas y arandelas
ACERO AL CARBÓN	HAS-E ISO 888-1 clase 5.8 **	psi MPa	72,500 500	58,000 400	1.25	10 **	-	Tuerca: SAE J959 Grado 5 Arandela: ASTM F304, HV y ANSI B18.22.1 Tipo A Plana
	HAS Super ASTM A 193, (grado B7) ***	psi MPa	125,000 ** (862) **	105,000 (724)	1.19	16	50	Tuerca: ASTM A 194, Grado B7, Heavy Arandela: ASTM F304, HV y ANSI B18.22.1 Tipo A Plana
	HIT-Z 3/8-in. o 5/8-in. - ANSI 1038 3/4-in. - ANSI 1038 o 10MnVS **	psi MPa	94,200 650	75,300 (519)	1.25	8	20	Tuerca: ASTM A 563 Grado A Arandela: ASTM F304, HV y ANSI B18.22.1 Tipo A Plana



Diámetro de Anclaje in. (mm)	HAS-E ISO 888 Clase 5.8 *			HAS-Super ASTM A193 B7 **			HIT-Z ANSI 1038 o 10MnVS *		
	Tensión ¹ ΦN_{ax} lb (kN)	Corte ² ΦV_{ax} lb (kN)	Corte por Brazo ³ $\Phi V_{ax,br}$ lb (kN)	Tensión ¹ ΦN_{ax} lb (kN)	Corte ² ΦV_{ax} lb (kN)	Corte por Brazo ³ $\Phi V_{ax,br}$ lb (kN)	Tensión ¹ ΦN_{ax} lb (kN)	Corte ² ΦV_{ax} lb (kN)	Corte por Brazo ³ $\Phi V_{ax,br}$ lb (kN)
3/8 (9.5)	3,655 (16.3)	1,085 (7.5)	1,160 (5.2)	7,205 (32.3)	3,150 (14.0)	2,205 (9.8)	4,750 (21.1)	1,930 (8.6)	1,930 (8.6)
1/2 (12.7)	6,600 (29.8)	3,705 (16.5)	2,595 (11.5)	13,300 (59.2)	6,915 (30.8)	4,840 (21.5)	8,685 (38.6)	3,530 (15.7)	2,295 (10.2)
5/8 (15.9)	10,650 (47.4)	5,900 (26.2)	4,130 (18.4)	21,190 (94.3)	11,020 (49.0)	7,715 (34.3)	13,840 (61.6)	5,625 (25.0)	3,655 (16.3)

Fuente: <https://docplayer.es/22174804-Varillas-roscadas-has-hit-z-y-hit-c-hilti.html>.

Anexo 27: Presión estimada para bridas.

PIPE FLANGES AND FLANGED FITTINGS							
Table 2-1.1 Pressure-Temperature Ratings for Group 1.1 Materials							
Nominal Designation	Forgings		Castings		Plates		
C-Si	A 105 (1)		A 216 Gr. WCB (1)		A 515 Gr. 70 (1)		
C-Mn-Si	A 350 Gr. LF2 (1)				A 516 Gr. 70 (1), (2)		
C-Mn-Si-V	A 350 Gr. LF6 Cl. (4)						
3 ¹ / ₂ Ni	A 350 Gr. LF3				A 537 Cl. 1 (3)		
Working Pressure by Classes, bar							
Class Temp., °C	150	300	400	600	900	1500	2500
-29 to 38	19.6	51.1	68.1	102.1	153.2	255.3	425.5
50	19.2	50.1	66.8	100.2	150.4	250.6	417.7
100	17.7	46.6	62.1	93.2	139.8	233.0	388.3
150	15.8	45.1	60.1	90.2	135.2	225.4	375.6
200	13.8	43.8	58.4	87.6	131.4	219.0	365.0
250	12.1	41.9	55.9	83.9	125.8	209.7	349.5
300	10.2	39.8	53.1	79.6	119.5	199.1	331.8
325	9.3	38.7	51.6	77.4	116.1	193.6	322.6
350	8.4	37.6	50.1	75.1	112.7	187.8	313.0
375	7.4	36.4	48.5	72.7	109.1	181.8	303.1
400	6.5	34.7	46.3	69.4	104.2	173.6	289.3
425	5.5	28.8	38.4	57.5	86.3	143.8	239.7
450	4.6	23.0	30.7	46.0	69.0	115.0	191.7
475	3.7	17.4	23.2	34.9	52.3	87.2	145.3
500	2.8	11.8	15.7	23.5	35.3	58.8	97.9
538	1.4	5.9	7.9	11.8	17.7	29.5	49.2

Fuente: Código ASME B16.5 - 2003.

Anexo 28: Recomendaciones para el diseño y selección de bridas clase 150.

PIPE FLANGES AND FLANGED FITTINGS

Table F8 Dimensions of Class 150 Flanges

1	2	3	4	5	Length Through Hub				Bore			14	15	
					6	7	8	9	10	11	12			13
Nominal Pipe Size NPS	Outside Diameter of Flange, O	Thickness of Flange, Min., t _f [Notes (2)-(4)]	Thickness Lap joint Min., t _l	Diameter of Hub, X	Hub Diameter Beginning of Chamfer Welding Neck, A [Note (5)]	Threaded/ Slip-on/ Socket Welding, Y	Lapped, Y	Welding Neck, Y	Thread Length Threaded Min., T [Note (6)]	Slip-on/ Socket Welding, Min., B	Lapped Min., B	Welding Neck/ Socket Welding, B [Note (7)]	Corner Radius of Bore of Lapped Flange and Pipe, r	Depth of Socket, D
1/2	90	9.6	11.2	30	21.3	14	16	46	16	22.2	22.9	15.8	3	10
3/4	100	11.2	12.7	38	26.7	14	16	51	16	27.7	28.2	20.9	3	11
1	110	12.7	14.3	49	33.4	16	17	54	17	34.5	34.9	26.6	3	13
1 1/4	115	14.3	15.9	59	42.2	19	21	56	21	43.2	43.7	35.1	5	14
1 1/2	125	15.9	17.5	65	48.3	21	22	60	22	49.5	50.0	40.9	6	16
2	150	17.5	19.1	78	60.3	24	25	62	25	61.9	62.3	52.5	8	17
2 1/2	180	20.7	22.3	90	73.0	27	29	68	29	74.6	75.4	62.7	8	19
3	190	22.3	23.9	108	88.9	29	30	68	30	90.7	91.4	77.9	10	21
3 1/2	215	22.3	23.9	122	101.6	30	32	70	32	103.4	104.1	90.1	10	...
4	230	22.3	23.9	135	114.3	32	33	75	33	116.1	116.8	102.3	11	...
5	255	22.3	23.9	164	141.3	35	36	87	36	143.8	144.4	128.2	11	...
6	280	23.9	25.4	192	168.3	38	40	87	40	170.7	171.4	154.1	13	...
8	345	27.0	28.6	246	219.1	43	44	100	44	221.5	222.2	202.7	13	...
10	405	28.6	30.2	305	273.0	48	49	100	49	276.2	277.4	254.6	13	...
12	485	30.2	31.8	365	323.8	54	56	113	56	327.0	328.2	304.8	13	...
14	535	33.4	35.0	400	355.6	56	79	125	57	359.2	360.2	To be Specified by purchaser	13	...
16	595	35.0	36.6	457	406.4	62	87	125	64	410.5	411.2		13	...
18	635	38.1	39.7	505	457.0	67	97	138	68	461.8	462.3		13	...
20	700	41.3	42.9	559	508.0	71	103	143	73	513.1	514.4		13	...
24	815	46.1	47.7	663	610.0	81	111	151	83	616.0	616.0		13	...

Fuente: Código ASME B16.5 - 2003.

Anexo 29: Especificaciones técnicas de brida ASTM A105 clase 150.

SLIP ON





BRIDA SO Rating: 150LBS

Especificaciones

Material: Acero carbono ASTM A105
 Normativa: NACE MR 0175

Notas

Consultar acabados RTJ u otras especialidades.
 Bridas 600 a 2500LBS, consultar Normas API 605, BS 3293 o MS SP-44, consultar





BRIDAS SLIP ON 150 LBS

Código	DN	D	b	g	M	J	h	k	Nº tal.	l	Peso (kg)
020519123130095	1/2"	88,9	11,1	34,9	30,2	22,3	15,9	60,3	4	15,9	0,400
020519123130091	3/4"	98,4	12,7	42,9	38,1	27,7	15,9	69,8	4	15,9	0,700
020519123130086	1"	107,9	14,3	50,8	49,2	34,5	17,5	79,4	4	15,9	0,800
-	1.1/4"	117,5	15,9	63,5	58,8	43,2	20,6	88,9	4	15,9	1,100
020519123130093	1.1/2"	127,0	17,5	73,0	68,1	49,5	22,2	98,4	4	15,9	1,400
020519123130150	2"	152,4	19,0	92,1	77,8	62,0	25,4	120,6	4	19,0	2,200
020519123130142	2.1/2"	177,8	22,2	104,8	90,5	74,7	28,6	139,7	4	19,0	3,600
020519123130146	3"	190,5	23,8	127,0	107,9	90,7	30,2	152,4	4	19,0	4,100
-	3.1/2"	215,9	23,8	139,7	122,2	103,4	31,7	177,8	8	19,0	5,200
020519123130147	4"	228,6	23,8	157,2	134,9	116,1	33,3	190,5	8	19,0	5,600
-	5"	254,0	23,8	185,7	163,5	143,8	36,5	215,9	8	22,2	6,300
020519123130148	6"	279,4	25,4	215,9	192,1	170,7	39,7	241,3	8	22,2	7,500
020519123130119	8"	342,9	28,6	269,9	246,1	221,5	44,4	296,4	8	22,2	12,600
020519309230008	10"	406,4	30,2	323,8	304,8	276,3	49,2	361,9	12	25,4	18,500
020519309230009	12"	482,6	31,7	381,0	365,1	327,1	55,6	431,8	12	25,5	28,000
020519309230010	14"	533,4	34,9	412,7	400,0	359,1	57,1	476,2	12	28,6	36,000
020519309230011	16"	596,9	36,5	469,9	457,2	410,5	63,5	539,7	16	28,6	46,000
020519309230012	18"	635,0	39,7	533,4	504,8	461,8	68,3	577,8	16	31,7	50,000
020519309230013	20"	698,5	42,9	584,2	558,8	513,1	73,0	635,0	20	31,7	64,000
-	22"	749,3	46,0	641,2	609,6	564,4	79,4	692,1	20	34,9	72,000
020519309230014	24"	812,8	47,6	692,1	663,6	615,9	82,5	749,3	20	34,9	89,000

Fuente: https://www.saidi.es/PDF/Corporate/SAIDI_PRODUCTS_CATALOGUE/SAIDI_Pipes_Fittings_Flanges_esp.pdf

Anexo 30: Sugerencias para el diseño y selección de pernos en bridas clase 150.

PIPE FLANGES AND FLANGED FITTINGS
CLASS 150 PIPE FLANGES AND FLANGED FITTINGS

Table 7 Templates for Drilling Class 150 Flanges


Nominal Pipe Size, NPS	Outside Diameter of flange, O	Drilling [Notes (2), (3)]				Length of Bolts, L [Notes (1), (4)]		
		Diameter of Bolt Circle, W	Diameter of Bolt Holes, in.	Number of Bolts	Diameter of Bolts, in.	Stud Bolts [Note (1)]		Machine Bolts 2 mm Raised Face
						2 mm Raised Face	Ring Joint	
1/2	90	60.3	3/8	4	1/2	55	...	50
3/4	100	69.9	3/8	4	1/2	65	...	50
1	110	79.4	3/8	4	1/2	65	75	55
1 1/4	115	88.9	3/8	4	1/2	70	85	55
1 1/2	125	98.4	3/8	4	1/2	70	85	65
2	150	120.7	3/4	4	3/4	85	95	70
2 1/2	180	139.7	3/4	4	3/4	90	100	75
3	190	152.4	3/4	4	3/4	90	100	75
3 1/2	215	177.8	3/4	8	3/4	90	100	75
4	230	190.5	3/4	8	3/4	90	100	75
5	255	215.9	7/8	8	3/4	95	110	85
6	280	241.3	7/8	8	3/4	100	115	85
8	345	298.5	7/8	8	3/4	110	120	90
10	405	362.0	1	12	1/2	115	125	100
12	485	431.8	1	12	1/2	120	135	100
14	535	476.3	1 1/8	12	1	135	145	115
16	595	539.8	1 1/8	16	1	135	145	115
18	635	577.9	1 1/4	16	1 1/4	145	160	125
20	700	635.0	1 1/4	20	1 1/4	160	170	140
24	815	749.3	1 1/4	20	1 1/4	170	185	150






Fuente: Codigo ASME B16.5 - 2003.

Anexo 31: Especificaciones técnicas de perno ASTM A- 449 tipo 1 grado 5.

FICHAS TÉCNICAS SODIPER

MARCAS DE GRADOS PARA PERNOS DE ACERO (EN PULGADAS)



GRADOS Y MARCAS SODIPER	ESPECIFICACIÓN	MATERIAL	DIÁMETRO NOMINAL DEL PERNO	CARGA DE PRUEBA	RESISTENCIA MIN. A LA TRACCIÓN	CARGA DE PRUEBA	RESISTENCIA MIN. A LA TRACCIÓN	CARGA DE PRUEBA	RESISTENCIA MIN. A LA TRACCIÓN	DUREZAS	
				PSI	MPa	KG/mm ²	MPa	MIN	MÁX		
 GRADO 2	ASTM A307 GRADO A	ACERO DE BAO CARBONO	1/4" HASTA 3"		60.000		42		414	B89	B100
 GRADO 5	ASTM A449 TIPO 1	ACERO DE MEDIO CARBONO TEMPLADO Y REVENIDO	1/4" HASTA 1" SOBRE 1" HASTA 1.1/2" SOBRE 1.1/2" HASTA 3"	85.000 74.000 95.000	120.000 105.000 90.000	60 52 63	84 74 63	586 510 379	827 724 620	C25 C19 HB183	C34 C30 HB235
 GRADO 8	ASTM A354 GRADO 8B	ACERO ALEADO TEMPLADO Y REVENIDO	1/4" HASTA 2.1/2" SOBRE 2.1/2" HASTA 4"	120.000 105.000	150.000 140.000	84 74	105 90	827 724	1034 965	C33 C31	C39 C39
 A 325	ASTM A325 TIPO 1	ACERO DE MEDIO CARBONO TEMPLADO Y REVENIDO	1/2" HASTA 1" SOBRE 1" HASTA 1.1/2"	85.000 74.000	120.000 105.000	60 52	84 74	586 510	827 724	C25 C19	C34 C30
 A 490	ASTM A490 TIPO 1	ACERO ALEADO TEMPLADO Y REVENIDO	1/2" HASTA 1.1/2"	120.000	150.000	84	105	827	1034	C33	C39

PSI : LIBRAS/PULGADAS CUADRADA MPa : 1 MILLÓN DE PASCALES
 KG/mm² : KILOS POR MILIMETRO CUADRADO

PERNO HEXAGONAL (PULGADAS)

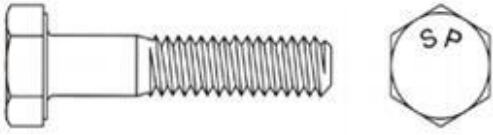
CARACTERÍSTICAS

Diámetros : 1/4" hasta 1.1/2"

Largos : 1/2" hasta 18"


Material : Acero según grados G1, G2, G5, G8 A 325, A 490
 acero inoxidable (AISI 304, 316)


Terminación : Negra (Pavonado)
 Cincado Electrolítico
 Galvanizado en caliente

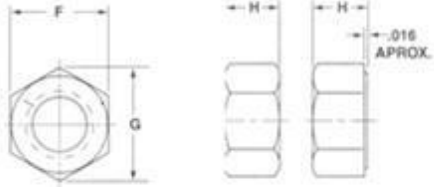


Fuente: <http://www.sodiper.cl/wp-content/themes/sodiper/catalogo.pdf>

Anexo 32: Especificación técnica de tuerca hexagonal ASTM A-153 clase C grado 5.







Tuerca Hexagonal Grado 5

Dimensiones: ASME/ANSI B18.2.2											
Especificación: SAE J-995C				Material: Acero Medio Carbono							
Dureza Rockwell B: 32 máxima				Cuerda: UNC y UNF, ajuste 2B							
Marca: Punto y arco de circunferencia separado				Prueba de carga ¼" A 1 ½" 120,000 (PSI)							
Acabados:											
<ul style="list-style-type: none"> Negro. Galvanizado electrolítico (ASTM B-633). Tropicalizado. Galvanizado por inmersión en caliente. (ASTM A-153 Clase C). 											

Diámetro Nominal	Hilos Por pulgada		F			G		H			
			Distancia entre caras			Distancia entre esquinas		Altura			
Pulg	mm	Std	Fina	Nom	Max	Min	Max	Min	Nom	Max	Min
¼"	6.35	20	28	7/16	0.438	0.428	0.505	0.488	7/32	0.226	0.212
5/16"	7.93	18	24	1/2	0.500	0.489	0.577	0.557	17/64	0.273	0.258
3/8"	9.52	16	24	9/16	0.562	0.551	0.650	0.628	21/64	0.337	0.320
7/16"	11.11	14	20	11/16	0.688	0.675	0.794	0.768	3/8	0.385	0.365
½"	12.70	13	20	3/4	0.750	0.736	0.866	0.840	7/16	0.448	0.427
9/16"	14.28	12	18	7/8	0.875	0.861	1.010	0.982	31/64	0.496	0.473
5/8"	15.87	11	18	1 5/16	0.938	0.922	1.083	1.051	35/64	0.559	0.535
¾"	19.05	10	16	1 1/8	1.125	1.088	1.299	1.299	1.240	41/64	0.665
7/8"	22.22	9	14	1 5/16	1.312	1.269	1.516	1.447	3/4	0.776	0.724
1"	25.40	8	12	1 1/2	1.500	1.450	1.732	1.653	55/64	0.887	0.831
1 1/8"	28.57	7	12	1	1.688	1.631	1.949	1.859	31/32	0.999	0.939
				11/16							
1 ¼"	31.75	7	12	1 7/8	1.875	1.812	2.165	2.066	1 1/16	1.094	1.030
1 3/8"	34.92	6	12	2 1/16	2.062	1.994	2.382	2.273	1	1.206	1.138
									11/64		
1 ½"	38.10	6	12	2 1/4	2.250	2.175	2.598	2.480	19/32	1.317	1.245

Fuente: <http://www.pernos-de-anclaje.com/tuerca-hexagonal-grado5/>

Anexo 33: Especificaciones técnicas de arandela plana ASTM A-153 clase C.

Rondana Plana

Dimensiones: ASME B18.22.1

Material: Acero Bajo Carbono


Acabados:

- Pulido.
- Galvanizado electrolítico.
- (ASTM B 633).
- Galvanizado por inmersión en caliente (ASTM 153, Clase C).
- Tropicalizado.


Diámetro Nominal	A Diámetro Interior			B Diámetro Exterior			C Altura		
	Tolerancia		Tolerancia	Tolerancia		Tolerancia	Tolerancia		
	Básico	Max	Min	Básico	Max	Min	Básico	Max	Min
1/8 #5 (1.125)	0.141	0.008	0.005	0.406	0.008	0.005	0.040	0.045	0.036
5/32 #8(0.164)	0.188	0.008	0.005	0.500	0.008	0.005	0.040	0.045	0.036
3/16 #10(0.190)	0.203	0.008	0.005	0.562	0.008	0.005	0.040	0.045	0.036
¼ (0.250)	0.281	0.015	0.005	0.734	0.015	0.007	0.063	0.071	0.056
5/16 (0.312)	0.344	0.015	0.005	0.875	0.015	0.007	0.063	0.071	0.056
3/8 (0.375)	0.406	0.015	0.005	1.000	0.015	0.007	0.063	0.071	0.056
7/16 (0.438)	0.469	0.015	0.005	1.125	0.015	0.007	0.063	0.071	0.056
½ (0.500)	0.531	0.015	0.005	1.250	0.030	0.007	0.100	0.112	0.090
9/16 (0.562)	0.594	0.015	0.005	1.469	0.030	0.007	0.100	0.112	0.090
5/8 (0.625)	0.656	0.030	0.007	1.750	0.030	0.007	0.100	0.112	0.090
¾ (0.750)	0.812	0.030	0.007	2.000	0.030	0.007	0.100	0.112	0.090
7/8 (0.875)	0.938	0.030	0.007	2.250	0.030	0.007	0.160	0.174	0.146
1 (1.000)	1.062	0.030	0.007	2.500	0.030	0.007	0.160	0.174	0.146
1 1/8 (1.125)	1.188	0.030	0.007	2.750	0.030	0.007	0.160	0.174	0.146
1 ¼ (1.250)	1.312	0.030	0.007	3.000	0.030	0.007	0.160	0.174	0.146
1 ½ (1.500)	1.562	0.045	0.010	3.500	0.045	0.010	0.250	0.266	0.234
1 ¾ (1.750)	1.875	0.045	0.010	4.000	0.045	0.010	0.250	0.266	0.234
2 (2.000)	2.125	0.045	0.010	4.500	0.045	0.010	0.250	0.266	0.234

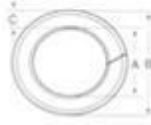
Fuente: <http://www.pernos-de-anclaje.com/tuerca-hexagonal-grado5/>


Anexo 34: Especificaciones técnicas de arandela de presión ASTM A-153 clase C.



TRA E
T E C N O L O G Í A Y R E C U R S O S A S I E R T I C O S E S P E C I A L I Z A D O S








Rondana de Presión

Dimensiones: ANSI/ASME B18.21.1-1999						
Especificación: SAE J-403/ASTM B99				Material: Acero Medio Carbono		
Dureza: 36 mínima – 46 máxima						
Acabado:						
<ul style="list-style-type: none"> Sin acabado negro. Galvanizado por inmersión en caliente (ASTM 153, Clase C) Galvanizado electrolítico (ASTM B 633) Tropicalizado. 						

Diámetro Nomina	A Diámetro Interior		B Diámetro Exterior	C Altura	D Ancho	Tolerancia GIC
1/8 #5 (0.125)	0.133	0.127	0.236	0.031	0.047	
5/32 #8 (0.164)	0.174	0.167	0.293	0.040	0.055	
3/16 #10 (0.190)	0.200	0.193	0.334	0.047	0.062	
¼ (0.250)	0.260	0.252	0.487	0.062	0.109	+0.020
5/16 (0.3125)	0.322	0.314	0.583	0.078	0.125	+0.020
3/8 (0.3125)	0.385	0.377	0.680	0.094	0.141	+0.020
7/16 (0.4375)	0.450	0.440	0.776	0.109	0.156	+0.020
½ (0.500)	0.512	0.502	0.869	0.125	0.171	+0.020
9/16 (0.5625)	0.574	0.564	0.965	0.141	0.188	+0.020
5/8 <0.625	0.641	0.628	1.073	0.156	0.203	+0.020
¾ (0.750)	0.766	0.753	1.265	0.188	0.234	+0.020
7/8 (0.875)	0.894	0.878	1.459	0.219	0.266	+0.022
1" (1.000)	1.003	1.003	1.656	0.250	0.297	+0.024
1 1/8 (1.125)	1.153	1.129	1.847	0.281	0.328	+0.024
1 ¼ (1.250)	1.280	1.254	2.036	0.312	0.359	+0.024
1 3/8 (1.375)	1.408	1.379	2.219	0.344	0.391	
1 ½ (1.500)	1.534	1.504	2.419	0.375	0.422	+0.027
1 ¾ (1.750)	1.789	1.758	2.679	0.389	0.424	+0.027
2" (2.0000)	2.039	2.008	2.936	0.422	0.427	+0.027

Fuente: <http://www.pernos-de-anclaje.com/tuerca-hexagonal-grado5/>

Anexo 35: Diseño de juntas para bridas de 1.5" y 2".



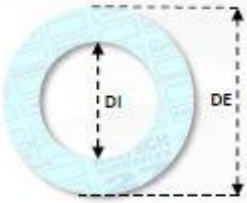
ASME B16.21

Juntas suajadas y cortadas de fibras comprimidas.

Dimensiones de juntas
Para bridas ASME B16.5 clase 150# - 300#

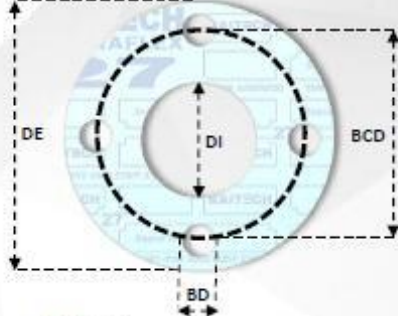
NPS	TODAS	Clase	TIPO RF	TIPO FF			
	Dia. interno		ANILLO	CARA LLENA			
			Dia. Externo	Dia Externo	No. Barrenos	Dia. Barrenos	Dia. Circulo de barrenos
1/2"	0.84	150	1.88	3.50	4	0.62	2.38
		300	2.12	3.75	4	0.62	2.88
3/4"	1.06	150	2.25	3.88	4	0.62	2.75
		300	2.62	4.62	4	0.75	3.25
1"	1.31	150	2.62	4.25	4	0.62	3.12
		300	2.88	4.88	4	0.75	3.5
1-1/4"	1.66	150	3.00	4.63	4	0.62	3.50
		300	3.25	5.25	4	0.75	3.88
1-1/2"	1.91	150	3.38	5.00	4	0.62	3.88
		300	3.75	6.12	4	0.88	4.25
2"	2.38	150	4.12	6.00	4	0.75	4.75
		300	4.38	6.5	8	0.75	5
2-1/2"	2.88	150	4.88	7.00	4	0.75	5.50
		300	5.12	7.5	8	0.88	5.88
3"	3.50	150	5.38	7.50	4	0.75	6.00
		300	5.88	8.25	8	0.88	6.62

Juntas (RF)



Espesor:
Diámetro Interno (DI):
Diámetro Externo (DE):

Juntas (FF)



Espesor:
Diámetro Interno (DI):
Diámetro Externo (DE):
Diá. Circulo de Barrenos (BCD):
Diá. Barrenos (BD):
No. de Barrenos:

Fuente: <https://www.raitech.mx/>

Anexo 36: Diseño de juntas para bridas de 24" en intercambiadores de calor.

RAITECH.mx **ASME B16.21**

Juntas para intercambiadores

Datos necesarios:

- Tipo de forma según la siguiente tabla.
- Material de la junta.
- Espesor.

Dimensiones necesarias:

- Diámetro interior (DI)
- Diámetro exterior (DE)
- Ancho de las costillas (A)
- Centros al centro de las costillas. (CC)
- Centro de la junta (LC1, LC2)

HOJA PARA EMPAQUE →

90°


60" x 60" SUPRAFLEX®

48" x 48" TETRA-SOL®


40" x 40" RAITECH® XPG SERIES

Fuente: <https://www.raitech.mx/>

Anexo 37: Especificaciones técnicas de novapress flexible 815.




Juntas de Brida



Novapress Flexible 815

Caucho Acrilnitrilo - butadieno combinado con fibras de Aramida.



■ **Aplicaciones Típicas**

Por su elasticidad y resistencia al aceite es ideal para construcción de maquinaria, pudiendo usarse también en conducciones de gas y agua.

Información Técnica

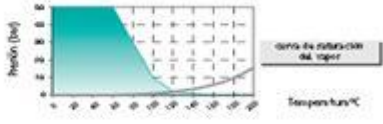
[Valores obtenidos sobre un material de 2 mm. de espesor]

■ **Características del material**

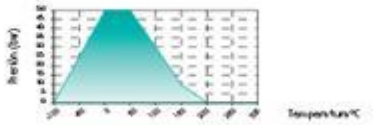
	Ensayo	Normas	Unidades	Valor
Datos generales relativos a la composición	Aglomerante			NER
	Fibras			Aramida
Aplicación recomendada	Designación	DIN E 26 QP1 T2		FA- A 1-O
	Temp. máxima operativa		(°C)	150
Parámetros físicos	Temperatura pico		(°C)	250
	Densidad	DIN E 26 QP0 T2	(g/cm ³)	1,5 +/-0,15
Espesor de la muestra 2,0 mm.	Resistencia a la tracción transversal	DIN 52 910	(N/mm ²)	>8
	Resistencia a la compresión (300°C)	DIN 52 913	(N/mm ²)	>25
Frenos	Compresibilidad	ASTM F 36 J	(%)	6-14
	Recuperación	ASTM F 36 J	(%)	>55
Frenos	Frenos máxima superficial Sigma 10		(N/mm ²)	20
	Frenos máxima superficial Sigma 10		(N/mm ²)	130
Permeabilidad a los gases	Permeabilidad a los gases	DIN 52 95 T4	(cm ³ /m/s)	<0,5
	Hinchamiento ASTM es A146 (5h/23°C)	ASTM F 146	(%)	<15
Hinchamiento	Incremento en peso		(%)	<10
	Incremento en volumen		(%)	<30
Hinchamiento	Hinchamiento ASTM es F146 (5h/23°C)	ASTM F 146	(%)	<15
	Incremento en peso		(%)	<10
Hinchamiento	Incremento en volumen		(%)	<30
	Holografías			DGM, HTB, BAM
Color				verde/beige

■ **Límites de aplicación recomendados**

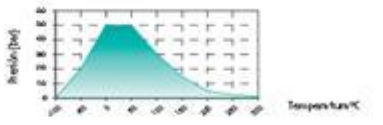
Agua/Vapor



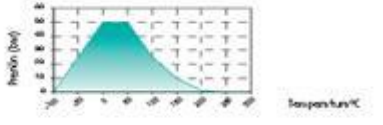
Soluciones a ceras



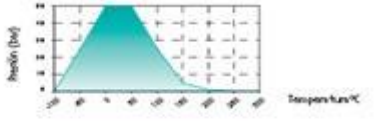
Aerosoles/Refrigerantes



Disolventes



Gases



■ **Dimensiones de fabricación**

Espesor plancha (mm.)	Códigos		
	1000 x 1500 mm.	1500 x 1500 mm.	3000 x 1500 mm.
0,3	*	365.809	*
0,5	*	346.929	*
0,75	*	346.930	*
1	*	404.523	*
1,5	*	567.657	*
2	*	608.955	*
3	*	347.036	*
4	*	347.037	*

* Las medidas sin código están disponibles bajo pedido

Fuente: https://webcatalog.epidor.com/FilesWebCatalog/PDF_NIVELES/Nivel1_ES.pdf

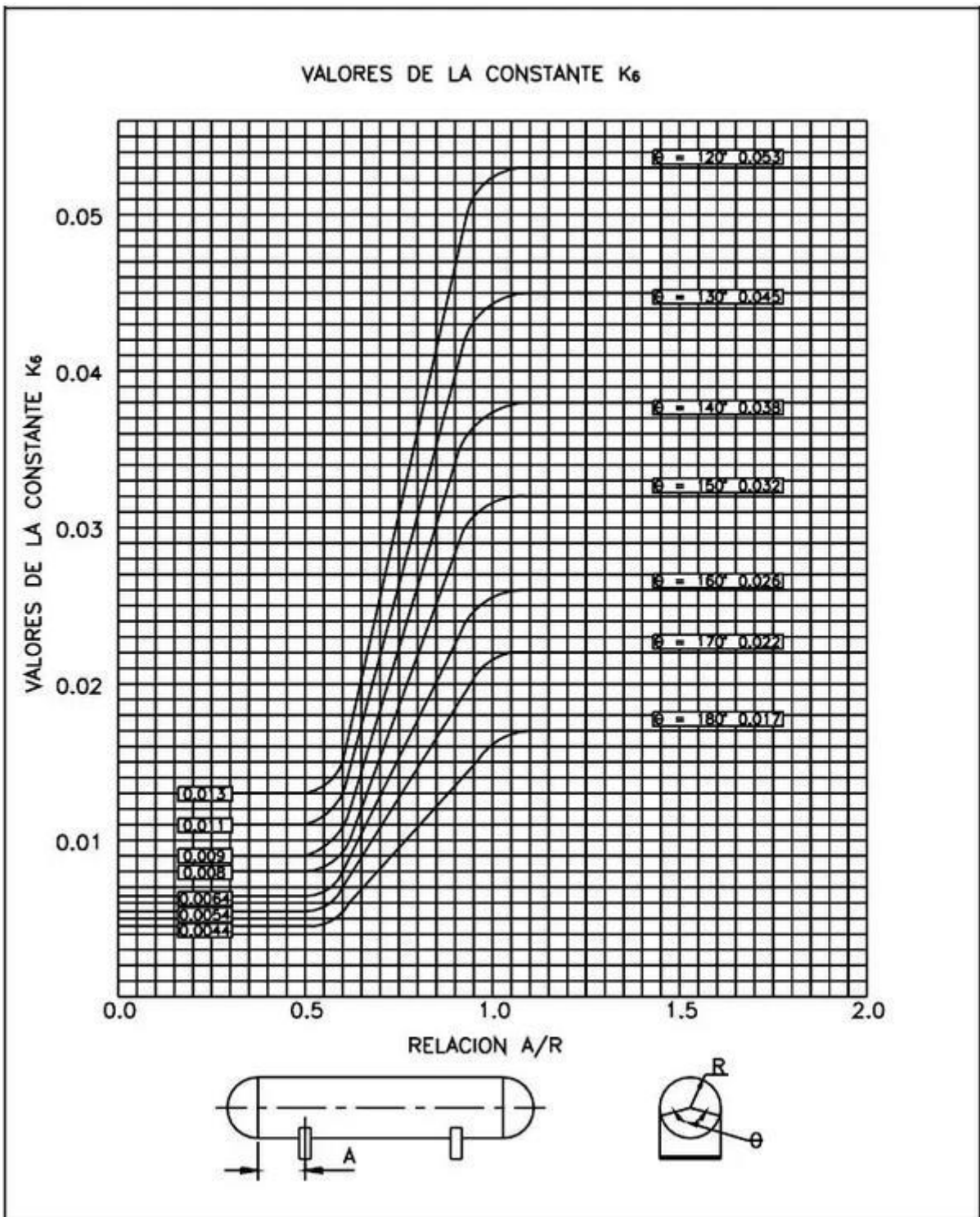
Anexo 38: Valores de la constante K_1 , K_2 y K_7 .

VALORES DE LA CONSTANTE "K" (INTERPOLAR PARA VALORES INTERMEDIOS)											
ANGULO DE CONTACTO θ	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6	K_7	K_8	K_9	K_{10}	K_{11}
120	0.335	1.171		0.880	0.401		0.760	0.603	0.34	0.053	0.204
122	0.345	1.139		0.846	0.393		0.753	0.618			
124	0.355	1.108		0.813	0.385		0.746	0.634			
126	0.366	1.078		0.781	0.377		0.739	0.651			
128	0.376	1.050		0.751	0.369		0.732	0.669			
130	0.387	1.022		0.722	0.362		0.726	0.680	0.33	0.045	0.222
132	0.398	0.996		0.694	0.355		0.720	0.705			
134	0.409	0.971		0.667	0.347		0.714	0.722			
136	0.420	0.946	0.319 PARA CUALQUIER ANGULO DE CONTACTO θ	0.641	0.340		0.708	0.740			
138	0.432	0.923		0.616	0.344		0.702	0.759			
140	0.443	0.900		0.592	0.327		0.697	0.780	0.32	0.037	0.241
142	0.455	0.879		0.569	0.320		0.692	0.796			
144	0.467	0.858		0.547	0.314	VER FIGURA No. 60	0.687	0.813			
146	0.480	0.837		0.526	0.308		0.682	0.831			
148	0.492	0.818		0.505	0.301		0.678	0.853			
150	0.505	0.799		0.485	0.295		0.673	0.876	0.30	0.032	0.259
152	0.518	0.781		0.466	0.289		0.669	0.894			
154	0.531	0.763		0.418	0.283		0.665	0.913			
156	0.544	0.746	0.430	0.278	0.661		0.933				
158	0.557	0.729	0.413	0.272	0.657		0.954				
160	0.571	0.713	0.396	0.266	0.654		0.976	0.29	0.026	0.279	
162	0.585	0.698	0.380	0.261	0.650		0.994				
164	0.599	0.683	0.365	0.256	0.647	1.013					
166	0.613	0.668	0.350	0.250	0.643	1.033					
168	0.627	0.654	0.336	0.245	0.640	1.054					
170	0.642	0.640	0.322	0.240	0.637	1.079	0.27	0.022	0.298		
172	0.657	0.627	0.309	0.235	0.635	1.097					
174	0.672	0.614	0.296	0.230	0.632	1.116					
176	0.687	0.601	0.283	0.225	0.629	1.137					
178	0.702	0.589	0.271	0.220	0.627	1.158					
180	0.718	0.577	0.260	0.216	0.624	1.183	0.25	0.017	0.318		

* $K_1 = 3.14$ SI EL RECIPIENTE TIENE ANILLO DE REFUERZO O CABEZA ($A < R/2$)

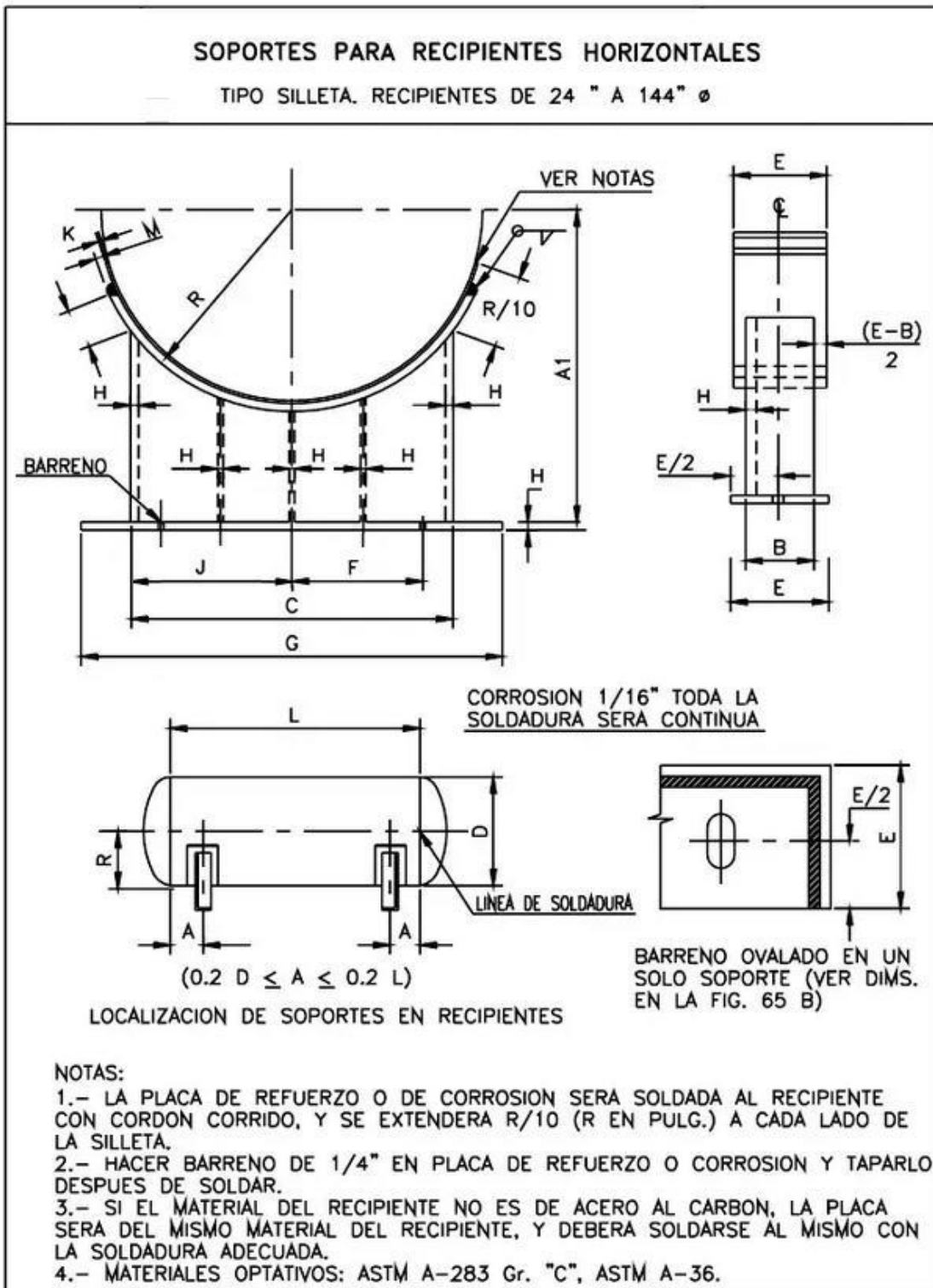
Fuente: https://www.academia.edu/7116276/Dise%C3%B1o_y_C%C3%A1lculo_de_Recipientes_a_Presi%C3%B3n

Anexo 39: Valores de la constante K_6 .



Fuente: https://www.academia.edu/7116276/Dise%C3%B1o_y_C%C3%A1lculo_de_Recipientes_a_Presi%C3%B3n

Anexo 40: Especificaciones técnicas para el diseño de siletas de soporte.



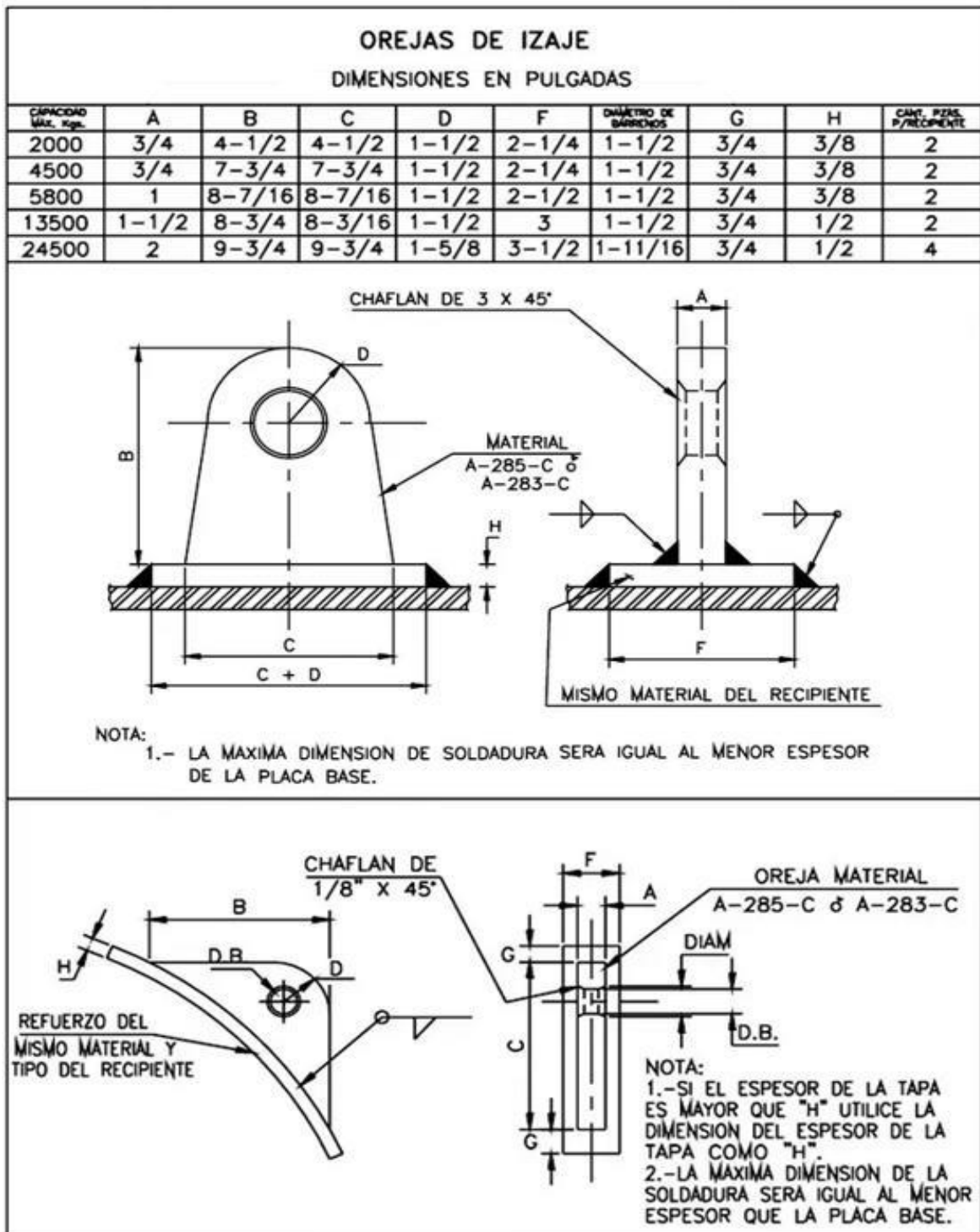
Fuente: https://www.academia.edu/7116276/Dise%C3%B1o_y_C%C3%A1lculo_de_Receptores_a_Presi%C3%B3n

Anexo 41: Dimensionamiento para el diseño de silletas de soporte.

SOPORTE PARA RECIPIENTES HORIZONTALES																	
CARACTERÍSTICAS																	
DIAM. RECIPIENTE D	CARGA MÁXIMA PARA SOPORTES Kg	TODAS LAS DIMENSIONES EN PULGADAS										DIÁMETRO ANCLA	DIÁMETRO BARRERO	BARRERO OVALADO	FLETE DE SOLDADURA	PESO DE UN SOPORTE #g	CARGAS MÁXIMAS APLICADAS
		A1	B	C	D	E	F	G	H	J	K						
24	3410	19	6	22	3/8	7	8	23	5/16	11	3/16	3/4	1	1x1-1/2	1/4	23	1
30	4545	22	6	27	7/16	7	10-1/2	29	5/16	13-1/2	3/16	3/4	1	1x1-1/2	1/4	30	1
36	6818	25	6	32	1/2	7	12-1/2	34	3/8	16	1/4	3/4	1	1x1-1/2	1/4	41	1
42	9090	28	6	38	9/16	7	16	40	1/2	19	5/16	3/4	1	1x1-1/2	5/16	50	1
48	18180	31	8	43	5/8	9	18	45	1/2	21-1/2	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	91	1
54	22727	34	8	48	5/8	9	20	50	1/2	12	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	110	2
60	27270	37	8	53	5/8	9	23	55	1/2	13	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	123	2
66	34090	40	8	58	5/8	9	25	60	1/2	14	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	136	2
72	38636	43	8	63	5/8	9	28	65	1/2	16	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	148	2
78	45455	46	8	69	5/8	9	31	71	1/2	17	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	160	2
84	68180	49	9	74	3/4	10	33	76	5/8	19	1/2	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	1/2	225	2
90	79540	52	9	79	3/4	10	35	81	5/8	20	1/2	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	1/2	250	2
96	90900	55	9	84	3/4	10	37	86	5/8	21	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	270	2
102	104540	58	9	90	3/4	10	40	92	5/8	23	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	295	2
108	125000	61	10	95	3/4	11	42	97	5/8	24	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	320	2
114	159100	64	10	100	3/4	11	44	102	5/8	25	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	345	2
120	177270	67	10	105	3/4	11	46	107	5/8	26	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	365	2

Fuente: https://www.academia.edu/7116276/Dise%C3%B1o_y_C%C3%A1lculo_de_Recipientes_a_Presi%C3%B3n


Anexo 42: Especificaciones técnicas y dimensionamiento para orejas de izaje.



Fuente: https://www.academia.edu/7116276/Dise%C3%B1o_y_C%C3%A1lculo_de_Recipientes_a_Presi%C3%B3n


Anexo 43: Especificaciones técnicas de válvula reguladora SAMSON tipo 3241-1.

HOJA TÉCNICA



Serie 240 · Válvulas de accionamiento neumático Tipo 3241-1 y Tipo 3241-7
Válvula de paso recto Tipo 3241 · Ejecución DIN

CE



Aplicación
 Válvula de control para la técnica de procesos e instalaciones industriales

Paso nominal	DN 15 a 300
Presión nominal	PN 10 a 40
Temperaturas	-196 a +450 °C

Válvula de paso recto Tipo 3241 con

- Accionamiento neumático Tipo 3271 (válvula de control Tipo 3241-1)
- Accionamiento neumático Tipo 3277 (válvula de control Tipo 3241-7)

Cuerpo de la válvula de

- Fundición gris
- Fundición esférica
- Acero fundido, acero inoxidable o acero para bajas temperaturas
- Acero forjado o acero inoxidable forjado
- Materiales especiales

Parte superior de la válvula de una sola pieza hasta DN 150

Obturador de la válvula

- Cierre metálico
- Junta blanda
- Cierre metálico para altas prestaciones

El sistema de construcción modular de las válvulas permite su equipamiento con diferentes accesorios: Posicionadores, finales de carrera, electroválvulas y otros equipos según DIN EN 60534-6-1 y recomendaciones NAMUR. Consultar la hoja sinóptica ▶ T 8350 para mayores detalles.

Ejecuciones

Ejecución estándar para temperaturas de -10 a +220 °C

- Tipo 3241-1 (fig. 1 y fig. 3) - DN 15 a 300 con accionamiento neumático Tipo 3271 (ver hoja técnica ▶ T 8310-1, ▶ T 8310-2, ▶ T 8310-3)
- Tipo 3241-7 (fig. 2) - DN 15 a 150 con accionamiento neumático Tipo 3277 para el montaje integrado de un posicionador (ver hoja técnica ▶ T 8310-1)

Otras ejecuciones

- Extremos para soldar
- Empaquetadura reajutable - Ver hoja sinóptica ▶ T 8000-1




Fig. 1: Tipo 3241-1, DN 15 a 150




Fig. 2: Tipo 3241-7, DN 15 a 80, acero forjado




Fig. 3: Tipo 3241-1, ≥DN 200

- Divisor de flujo o internos AC-1/AC-2 para la reducción del nivel de ruido - Ver hojas técnicas ▶ T 8081 y ▶ T 8082
- Obturador perforado - Ver hoja técnica ▶ T 8086
- Obturador de la válvula compensado - Ver datos técnicos
- Pieza de aislamiento o fuelle - Ver datos técnicos
- Accionamiento en acero inoxidable - Ver hoja técnica ▶ T 8310-1

Fuente: <https://www.samsongroup.com/document/t80150es.pdf>

Anexo 44: Especificaciones técnicas de válvula reguladora SAMSON tipo 3241-1.

K _{VS}	0,1 0,16 0,25	0,4	0,63	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	10	16	25	40	60	80	63	100
DN																
15	•	•	•	•	•	•	•									
20	•	•	•	•	•	•	•	•								
25	•	•	•	•	•	•	•	•								
32		•	•	•	•	•	•	•		•						
40		•	•	•	•	•	•	•		•	•					
50		•	•	•	•	•	•	•		•	•	•				
65											•	•	•			
80											•	•	•	•		• ¹⁾
100															•	•
125															•	•
150															•	•
200																•
250																•
300																

Fuente: <https://www.samsongroup.com/document/t80150es.pdf>

Anexo 45: Diámetro de boquillas de corte con oxiacetileno.


Diámetro de boquilla (mm)	Espesor de placa (mm)	Presión del O ₂ en el soplete (bar)	Velocidad de corte (m/h)
0,6	5	1,5	20
0,8	8	1,5	17
1	10	1,5	16
1	15	2	12
1	20	2,5	11,5
1,5	25	2,5	10
1,5	30	2,5	9,5

Fuente: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn44.html>

Anexo 46: Especificaciones técnicas de soldadura supercito.

SMAW

Aceros al Carbono y Baja Aleación



SUPERCITO

Electrodo revestido de tipo básico, de bajo hidrógeno con extraordinarias características mecánicas y de soldabilidad. Presenta un arco muy suave, bajo nivel de salpicaduras y la escoria es de muy fácil remoción. El contenido de hierro en polvo mejora su tasa de depósito. Dentro de su categoría es el producto que presenta los mejores niveles de resistencia a la tracción.

Clasificación	
AWS A5.1 / ASME-SFA 5.1	E7018

Aprobaciones	Grados
ABS	3H15,3Y
LR	3m,3ym
GL	3Y

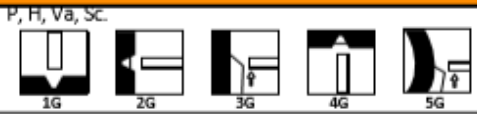
Análisis Químico de Metal Depositado (valores típicos) [%]

C	Mn	Si	P	S	Mo	Ni	Cr	Cu	Otros
0,05	1,00	0,60	máx. 0,020	máx. 0,020	-	-	-	-	-

Propiedades Mecánicas del Metal Depositado

Tratamiento Térmico	Resistencia a la Tracción [MPa (psi)]	Límite de Fluencia [MPa (psi)]	Elongación en 2" [%]	Energía Absorbida ISO-V [°C (°F)] [J (Ft-Lbf)]
Sin tratamiento	520 - 610 (75 400 - 88 450)	mín. 400 (58 000)	mín. 23	[-30 °C (-22 °F)] min. 70 (57)

Conservación del Producto
<ul style="list-style-type: none"> Mantener en un lugar seco y evitar humedad. Almacenamiento en horno: 125 - 150°C. Resecado de 300°C a 350 °C por 2 horas.

Posiciones de Soldadura
P, H, Va, Sc.


Parámetros de Soldeo Recomendados

Para corriente alterna (AC) o continua (DC): Electrodo al polo positivo DCEP							
Diámetro	[mm]	1,60	2,50	3,25	4,00	5,00	6,30
	[pulgadas]	1/16	3/32	1/8	5/32	3/16	1/4
Amperaje mínimo	-	60	90	120	170	210	
Amperaje máximo	-	90	140	190	240	280	

Aplicaciones

- Para aceros de mediano a alto contenido de carbono, alta resistencia y baja aleación.
- Para aceros de alto contenido de azufre y fácil fresado.
- Para aceros laminados al frío.
- Por sus características de resistencia y su fácil manejo, especialmente adecuado para: Soldaduras de tuberías de vapor, calderas de alta presión, piezas de maquinaria pesada, instalaciones de la industria petrolera, petroquímica y minera.


Nota: El precalentamiento está en función al tipo y espesor del material a soldar.

Fuente: https://www.soldexa.com.pe/soldexa/sp/products/oerlikon/electrodos/upload/supercito_pro.pdf

186


Anexo 47: Ficha técnica del aceite mineral.

TORILIS



Ficha de características técnicas

Aceites de proceso



APLICACIONES

- **TORILIS** es un aceite mineral puro utilizado como aceite de proceso en varias industrias:
 - Caucho
 - Plástico
 - Textil
 - Tratamiento del cuero
 - Producción de tintas de impresión
- También pueden ser utilizados como agentes antimanchas o antipolvo

VENTAJAS

- Alto índice de viscosidad natural.
- Perfectamente adaptado para mezclas.
- Estrecho intervalo de destilación.
- Productos muy refinados con sus ventajas asociadas

CARACTERÍSTICAS TÍPICAS	MÉTODOS	UNIDADES	TORILIS			
			2500	3300	6200	7200
Apariencia	Víslual	-	Claro y brillante			
Color	ISO 2049		0,5	0,5	2,0	4,0
Densidad a 15°C	ISO 12185	kg/m ³	873	884	888	905
Viscosidad a 40°C	ISO 3104	mm ² /s	31	64	114	494
Viscosidad a 100°C	ISO 3104	mm ² /s	5,3	8,2	12	32
Índice de viscosidad	ISO 2909	-	101	96	96	95
Punto de inflamación	ISO 2592	°C	225	250	275	305
Punto de congelación	ISO 3016	°C	- 12	- 9	- 9	- 6

Las características mencionadas representan valores típicos.

Fuente: http://www4.total.fr/Europe/Spain/PDF/FichTec_Total_Torilis.pdf

Anexo 48: Ficha técnica del aditivo PIBSA.



Especificaciones Generales.

Marca: Goodway.
Estado Físico: Forma Líquido.
Número de CAS: 67762-77-0.
Tamaño de empaque: 190 Kgs, 180 Kgs.
Tipo de embalaje: Cilindros.
Uso/Aplicación: Aditivos Lubricantes y Emulsionante Explosivo.
Grado: Grado técnico estándar.
Uso: industrial.

Descripción del producto.

PIBSA es un aditivo tensioactivo de alta viscosidad, no graso y sin cenizas. Pibsa es un anhídrido poliisobutenil succínico (PIBSA) derivado de polibuteno. Se usa comúnmente como intermediario en la fabricación de dispersantes solubles en aceite para aplicaciones de aceites lubricantes y en la fabricación de emulsionantes.

Formulaciones.

Se recomienda el uso de Pibsa al 3 a 14% en peso en aceites base.

Beneficios.

- Buenas propiedades de humectabilidad.
- Características de recocido limpias.
- Buenas propiedades de emulsibilidad.
- No mancha hacia aluminio.
- Aditivos lubricantes.
- Fluidos de perforación.

Manejo y Almacenamiento.

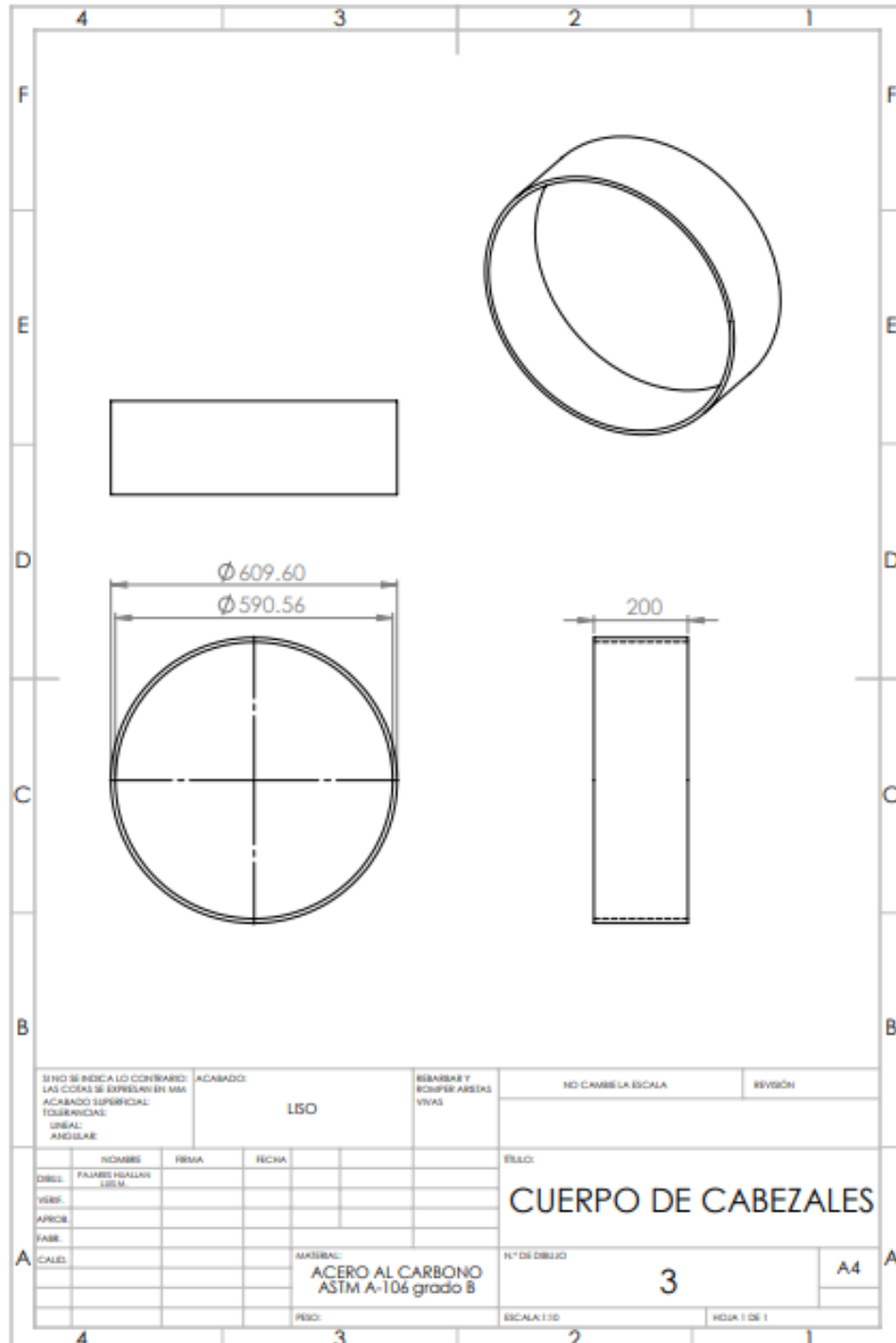
Se recomiendan temperaturas máximas de 82 ° C (180 ° F) para el manejo y 49 ° C (120 ° F) para el almacenamiento a largo plazo. Se deben observar las precauciones ordinarias para manipular productos químicos concentrados y mezclar aditivos en aceites base.

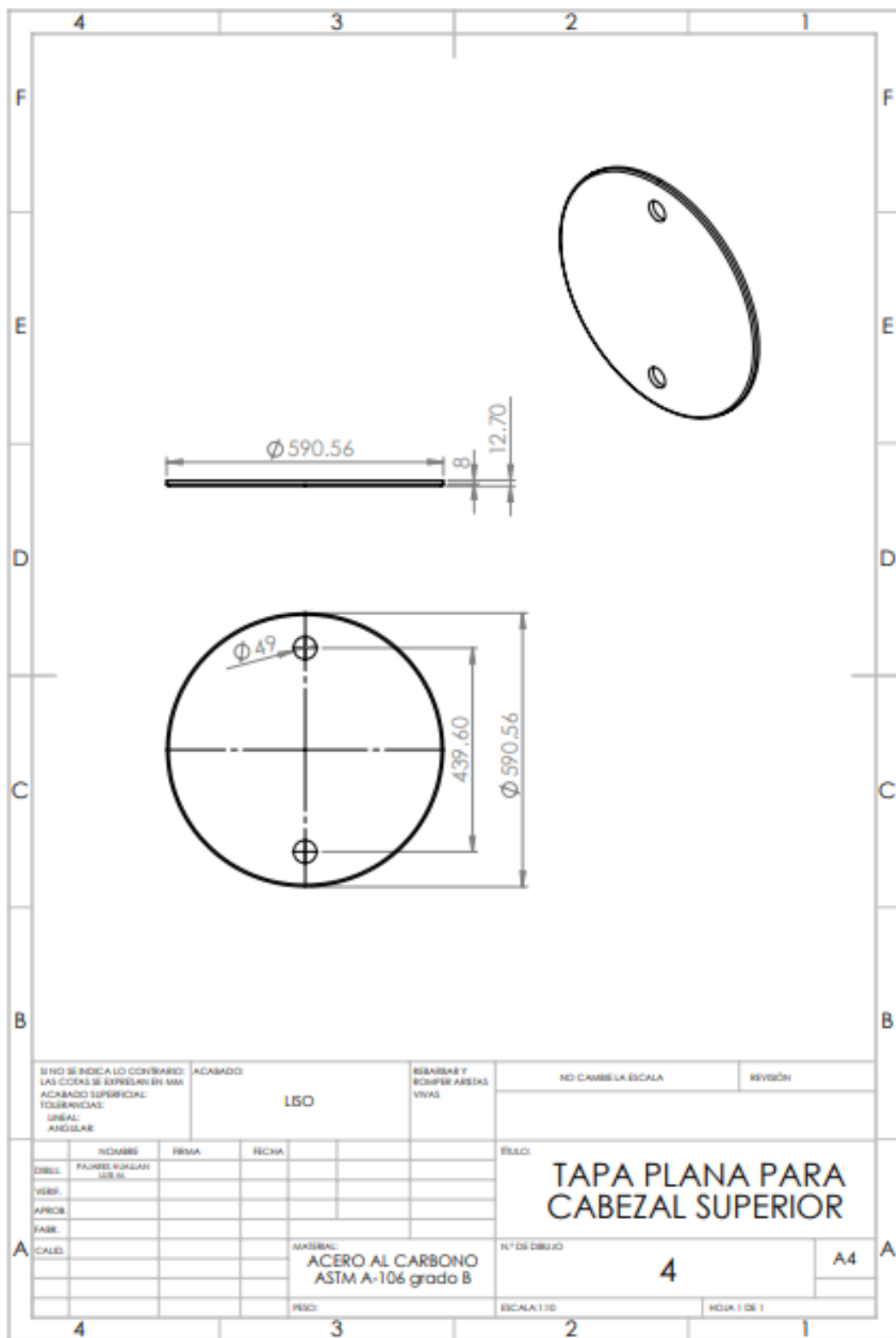
Especificaciones físicas.

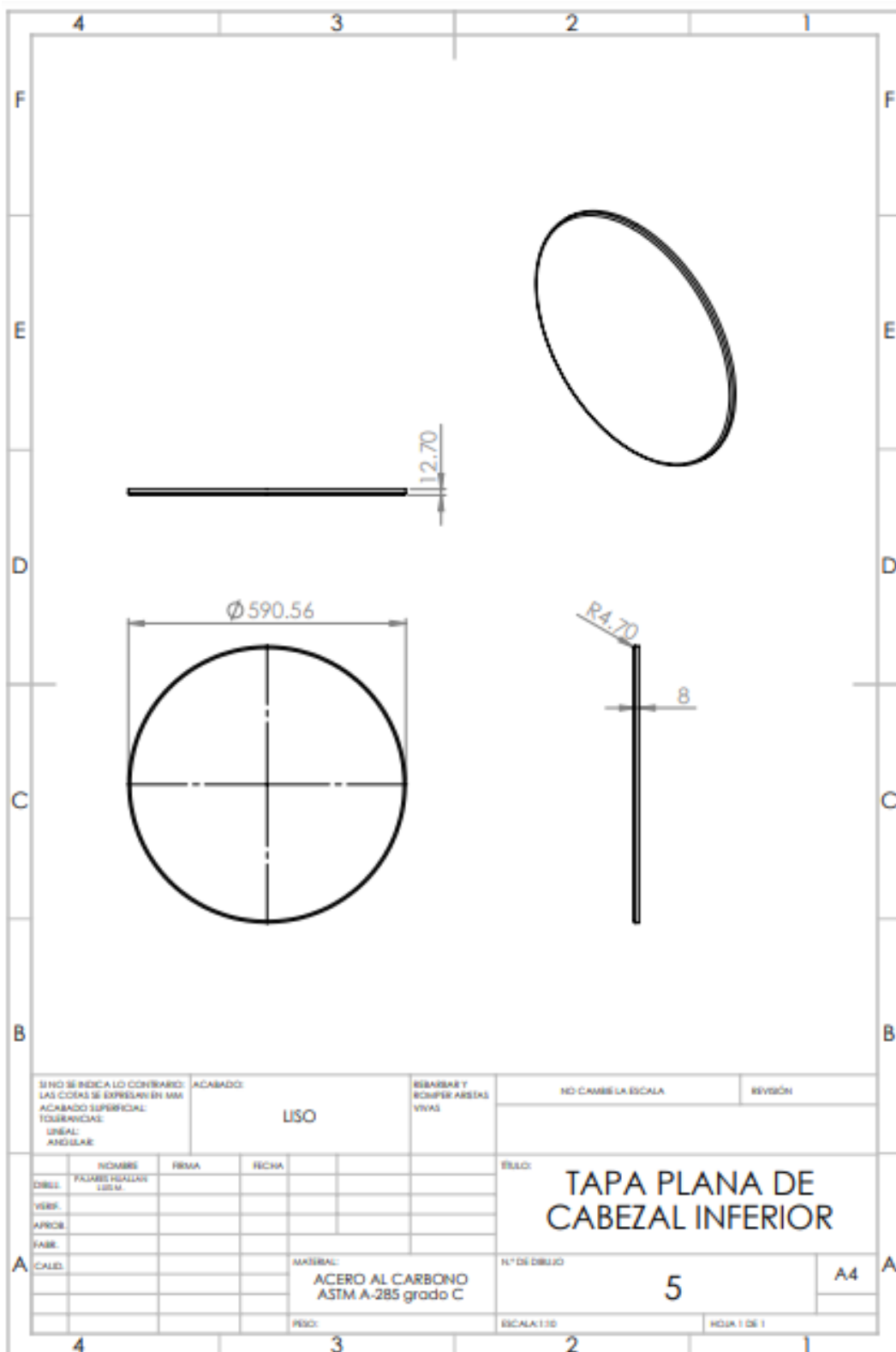
Gravedad específica, a 15.6 °C	ASTM D4052	0.954
Densidad, lb / gal a 60 °F	ASTM D4052	7.72
Flash Coc, °C	ASTM D92	175
Viscosidad, cSt a 100 °C cSt	ASTM D445	500 – 900
Color, Diluir	ASTM D1500	3.0

Fuente: <https://www.indiamart.com/proddetail/poly-isobutylene-succinic-anhydride-pibsa-9400114591.html>

Anexo 49: Planos de diseño.







SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAL:
LINEAL:
ANGULAR:

ACABADO:
LISO

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

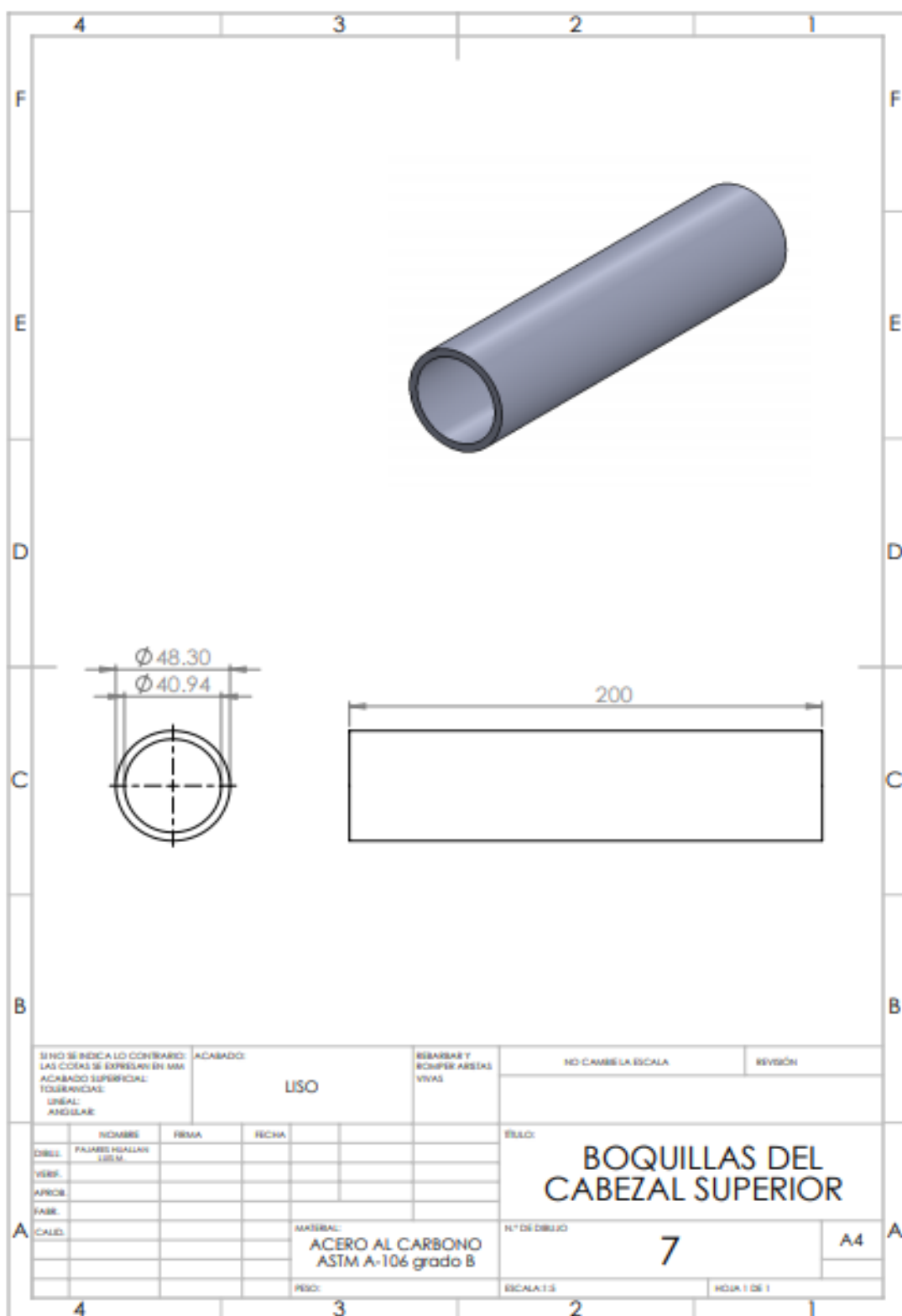
NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

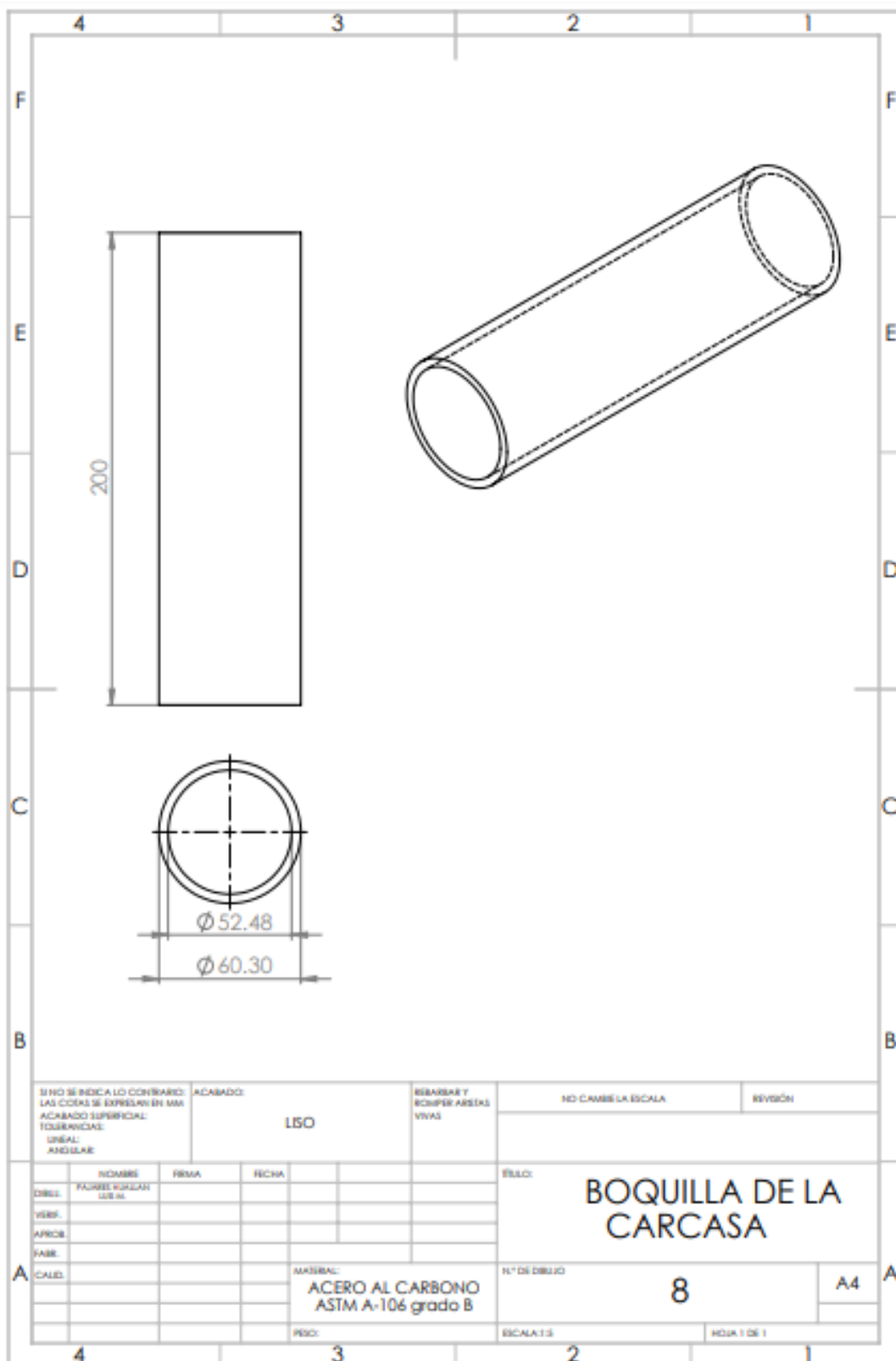
NOMBRE	PRIMA	FECHA
DISEÑO		
VERIF.		
APROB.		
FABR.		
CAUD.		

TÍTULO: TAPA PLANA DE CABEZAL INFERIOR	
MATERIAL: ACERO AL CARBONO ASTM A-285 grado C	N° DE DIBUJO: 5
ESCALA: 1:10	HOJA 1 DE 1

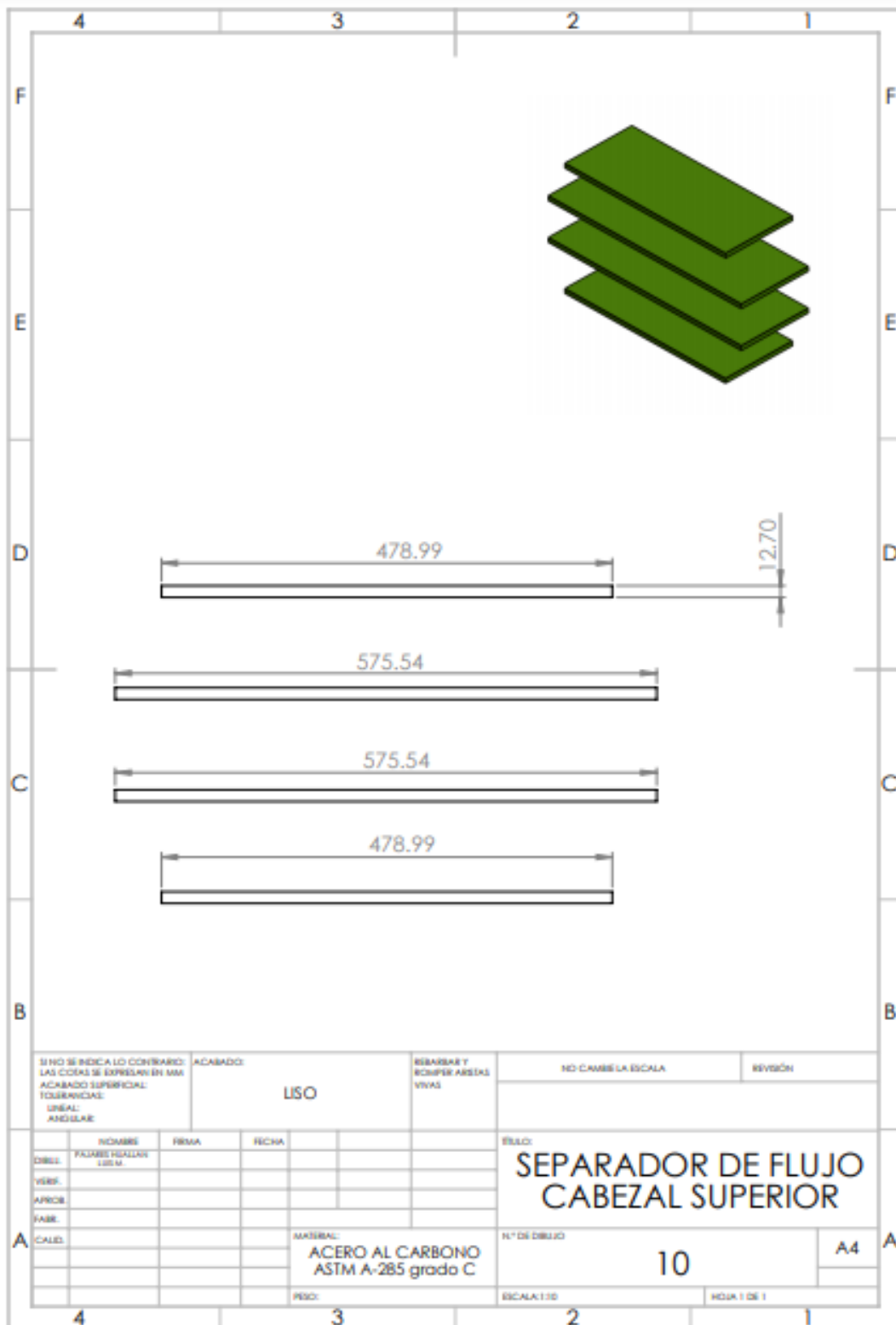
A4

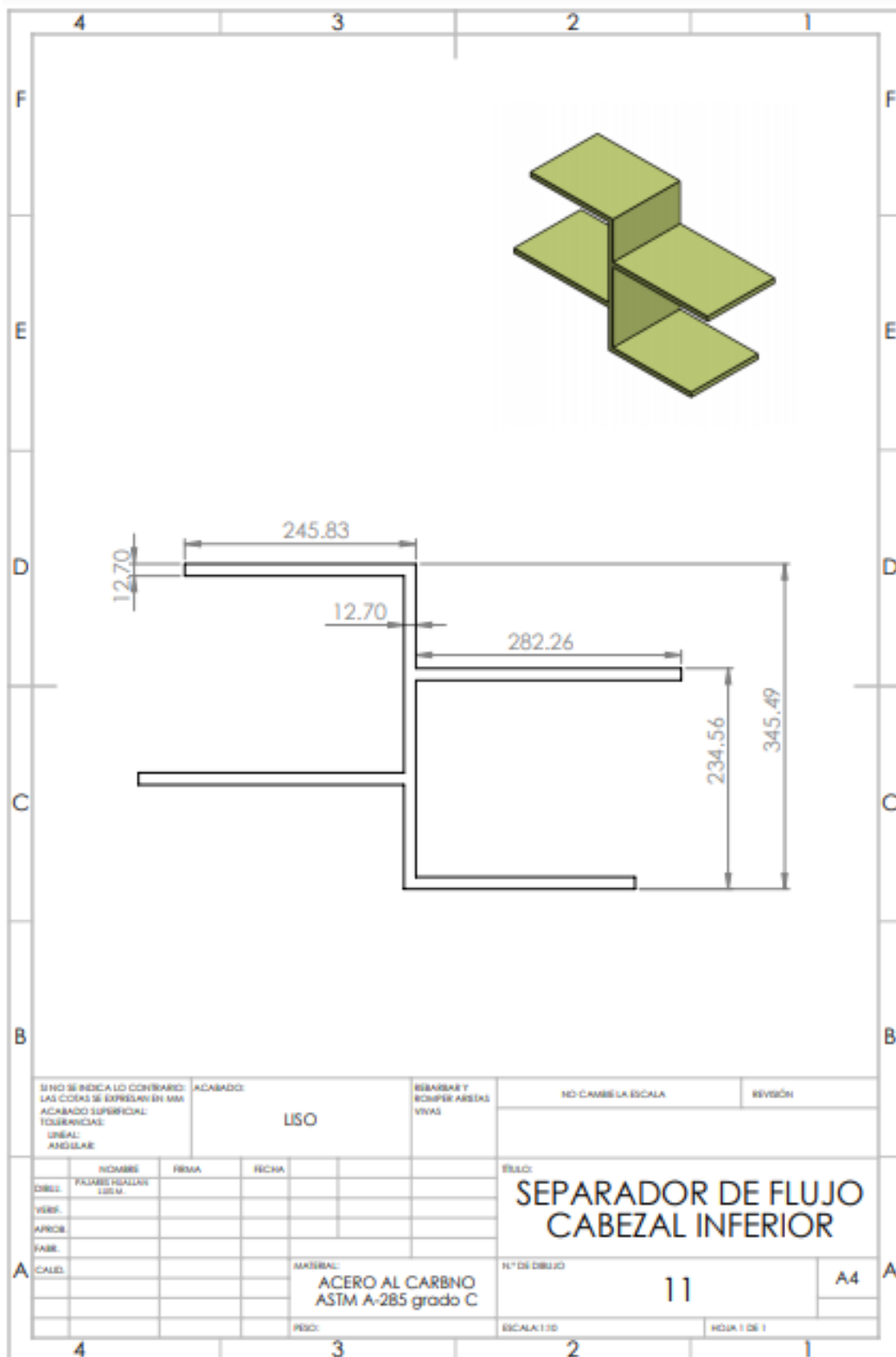


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAL: UNIDAD: ANGULAR:		ACABADO: LISO	REBARBAE Y RECHUPARSEAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE		FIRMA	FECHA	TÍTULO: BOQUILLAS DEL CABEZAL SUPERIOR	
DISEÑ.	PAJARES HALLAN LUBM			MATERIAL: ACERO AL CARBONO ASTM A-106 grado B	
VERIF.				Nº DE DIBUJO 7	A4
APROB.				ESCALA 1:1	HOJA 1 DE 1
FABR.					
CALED.					

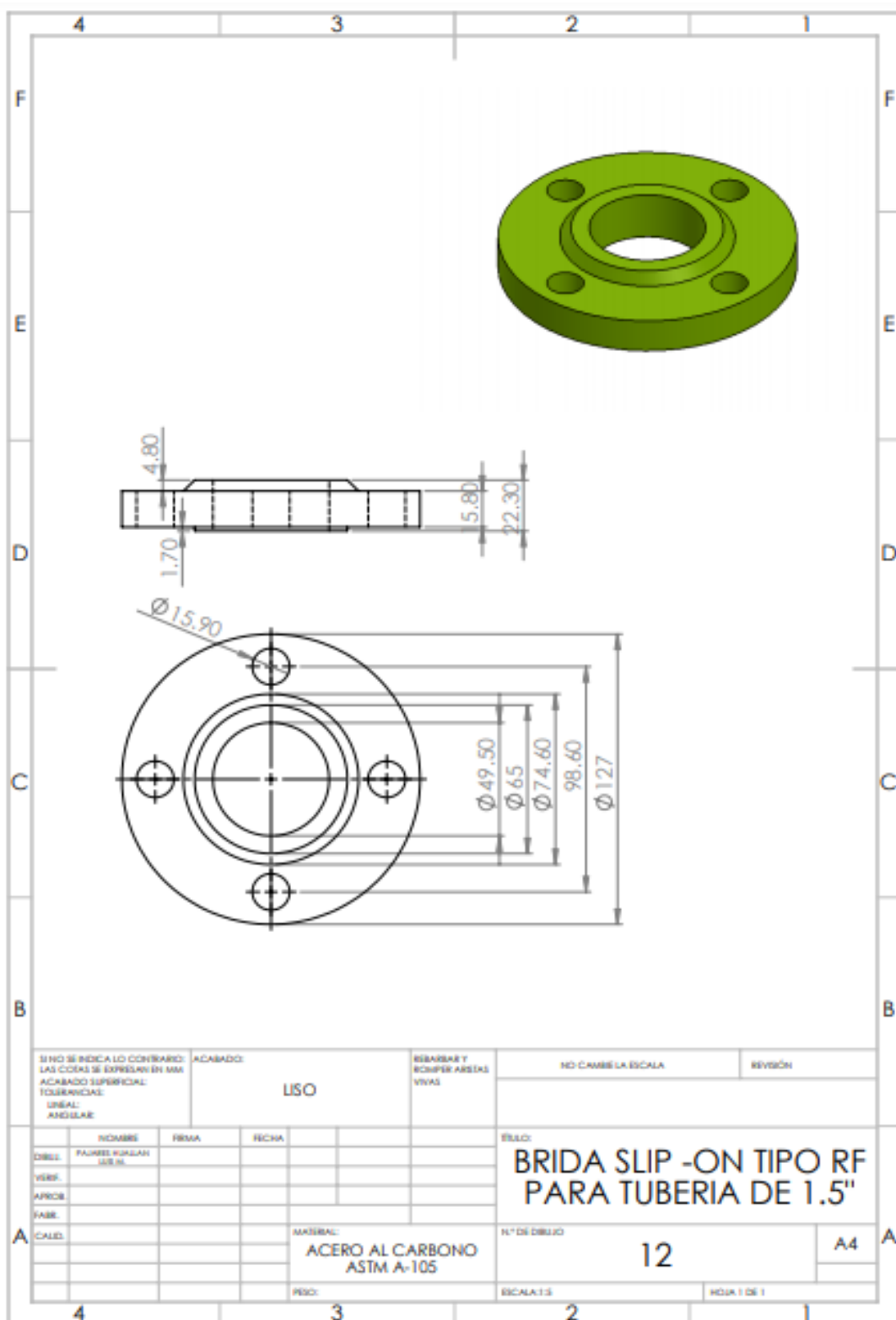


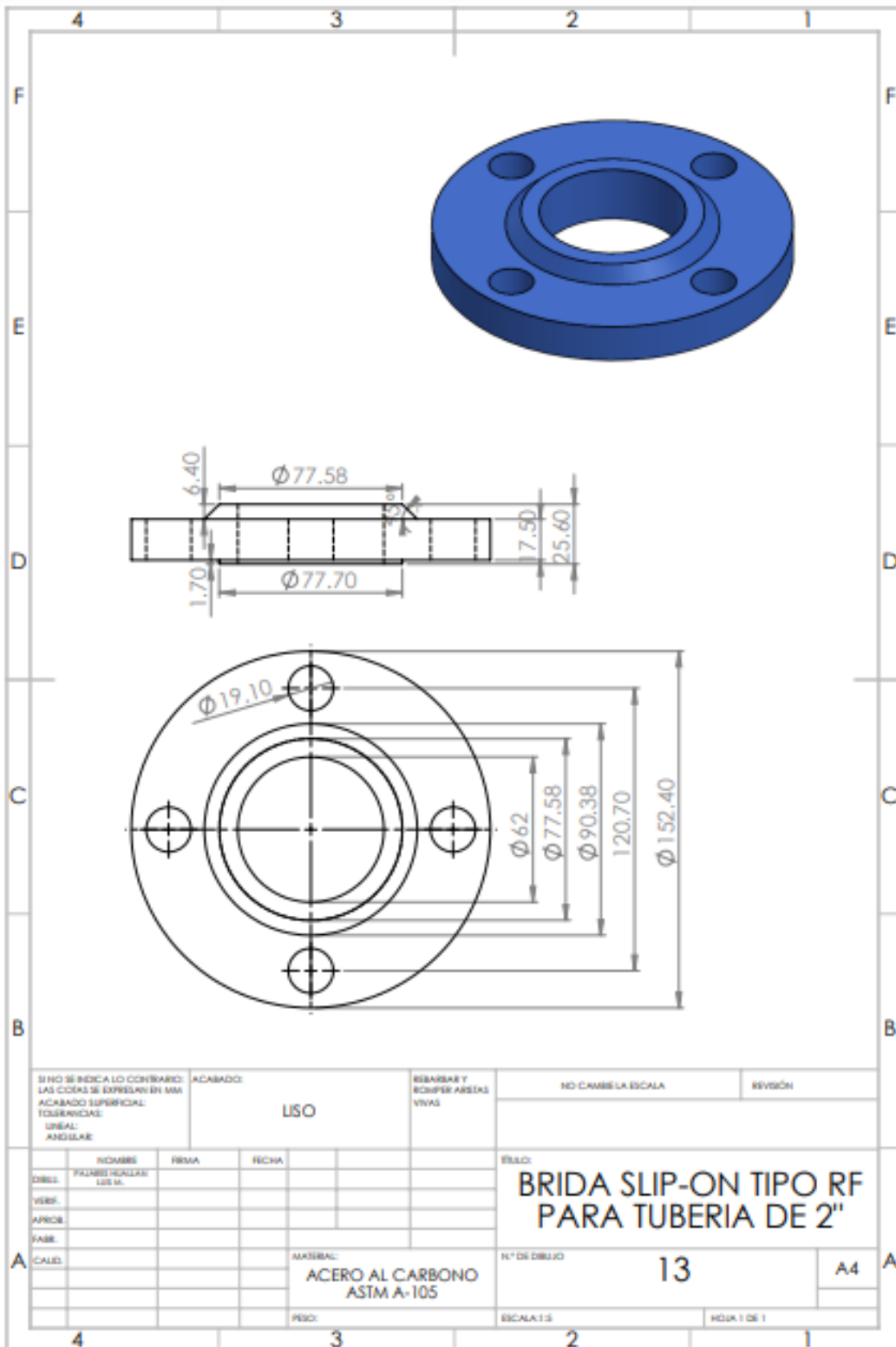
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO: L50		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
DISEÑ.		NOMBRE		FIRMA		FECHA		TÍTULO:	
VERIF.								BOQUILLA DE LA CARCASA	
APROB.									
FABR.								MATERIAL:	
CALD.								ACERO AL CARBONO ASTM A-106 grado B	
								N° DE DIBUJO	
								8	
								A4	
								ESCALA 1:1	
								HOJA 1 DE 1	

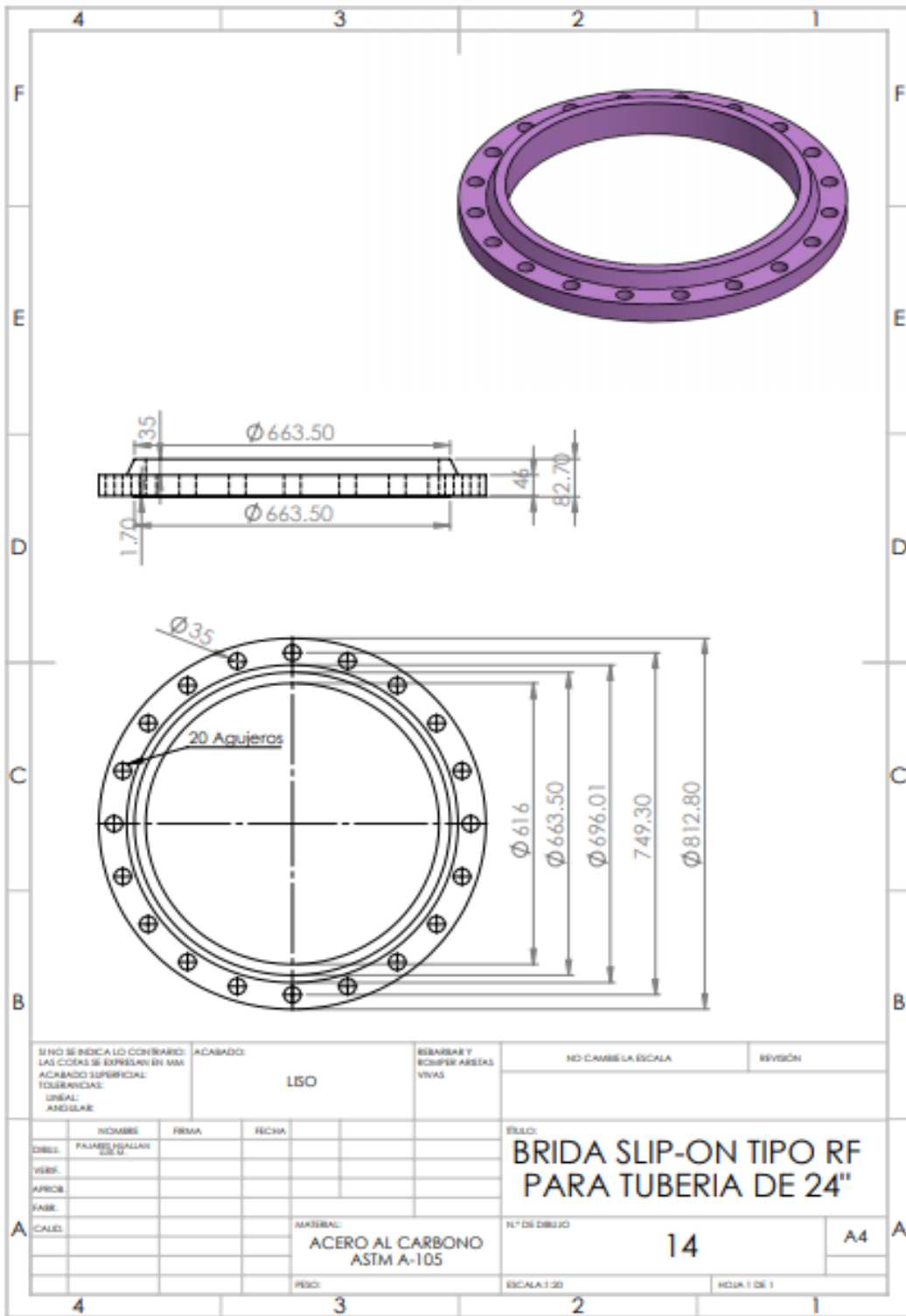




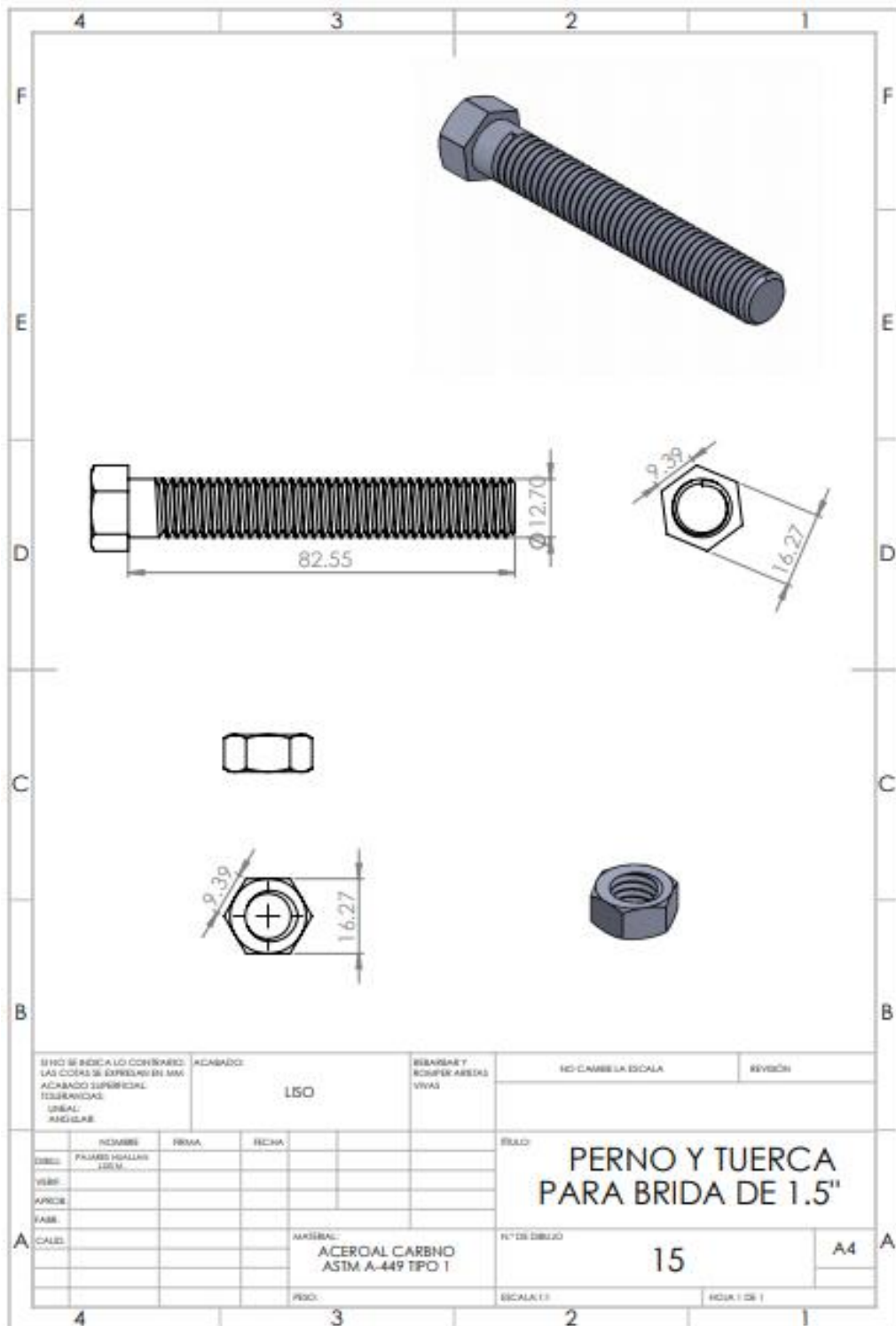
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIA: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO: USO		REBARBAS Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
DISEÑ.		NOMBRE		FECHA		EJEC.		FECHA	
VERIF.		FIRMA		FECHA		DIBUJ.		FECHA	
APROB.						TÍTULO:			
FABR.						SEPARADOR DE FLUJO			
CALIF.						CABEZAL INFERIOR			
						MATERIAL:		N° DE DIBUJO	
						ACERO AL CARBONO		11	
						ASTM A-285 grado C		A4	
						ESCALA: 1:10		HOJA 1 DE 1	

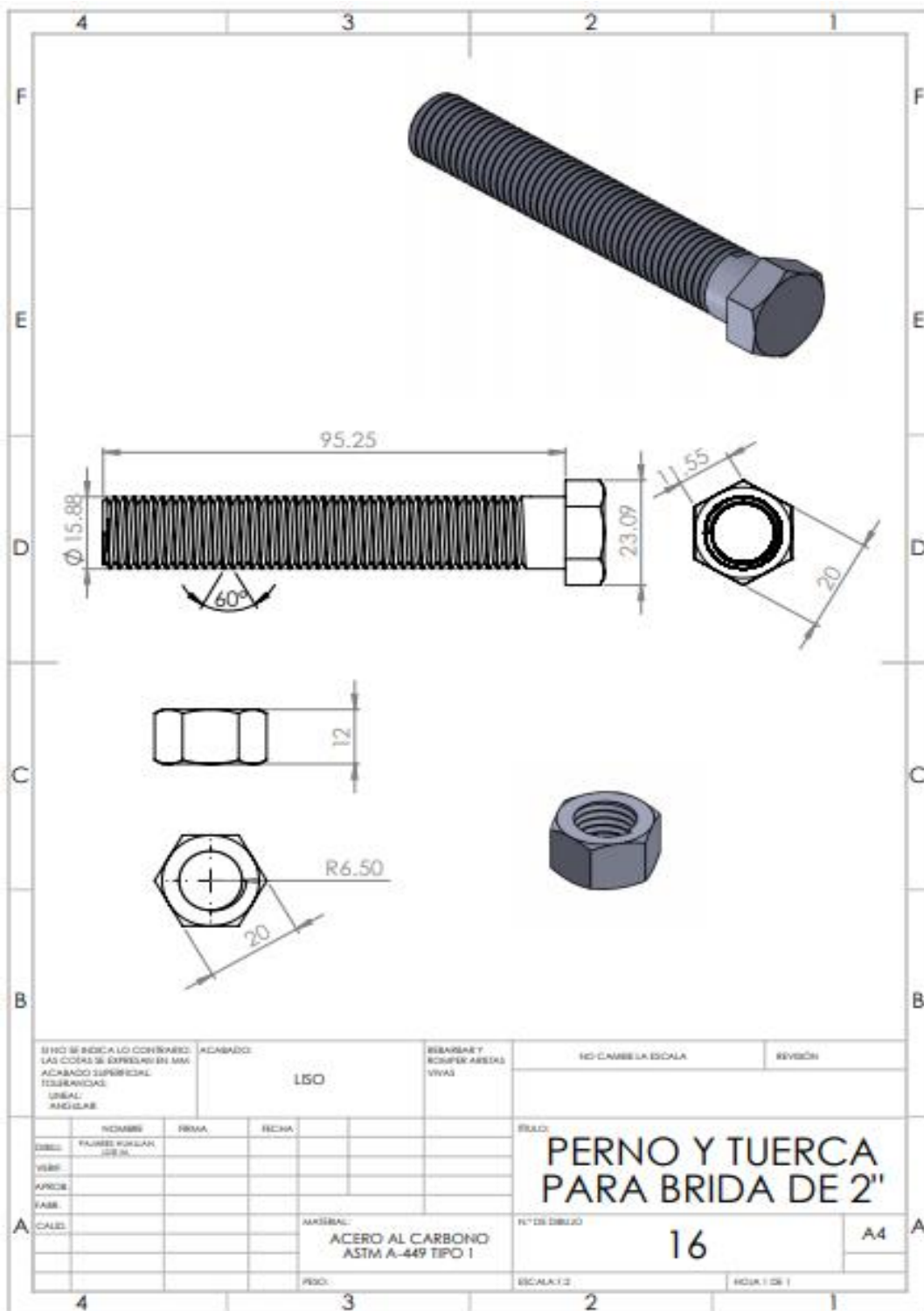




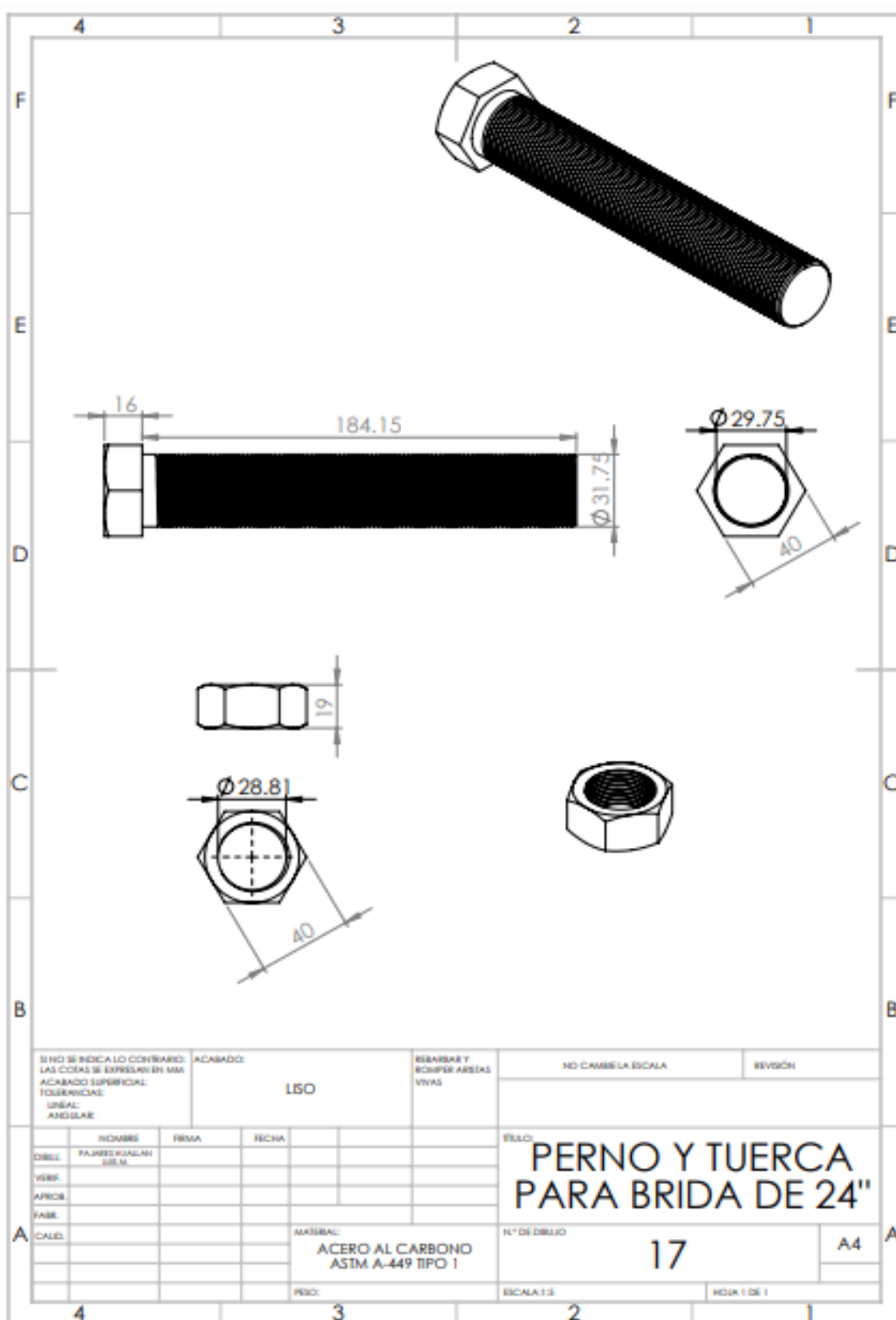


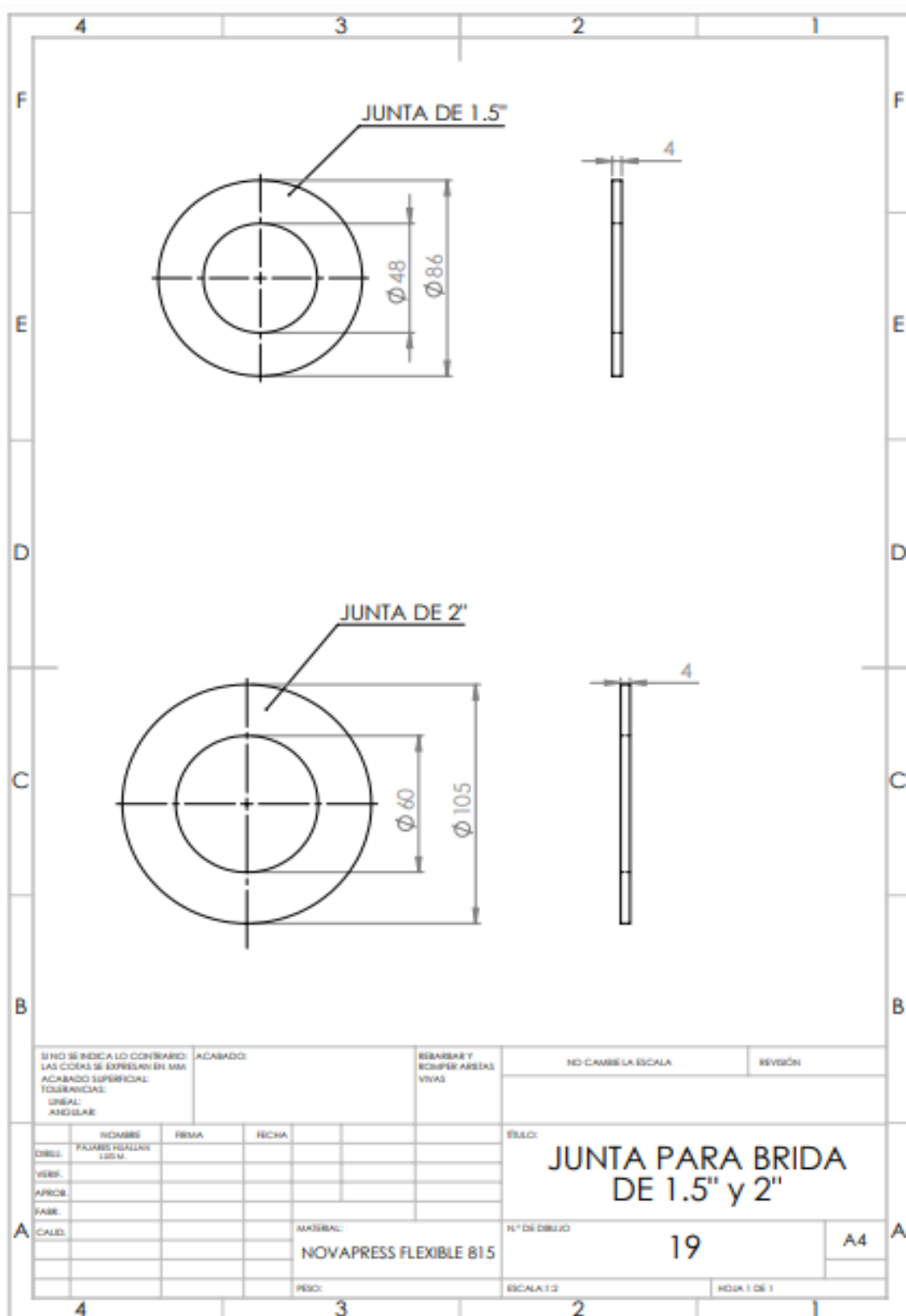
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAL UNIDAL: ANGULAR		ACABADO: LSO		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIA LA ESCALA		REVISIÓN	
DISEÑ. VERIF. APROB. FABR. CALIF.		NOMBRE FIRMA FECHA		MATERIAL: ACERO AL CARBONO ASTM A-105		TÍTULO: BRIDA SLIP-ON TIPO RF PARA TUBERIA DE 24"		N° DE DIBUJO 14	
				ESCALA: 1:20		HOJA 1 DE 1		A4	

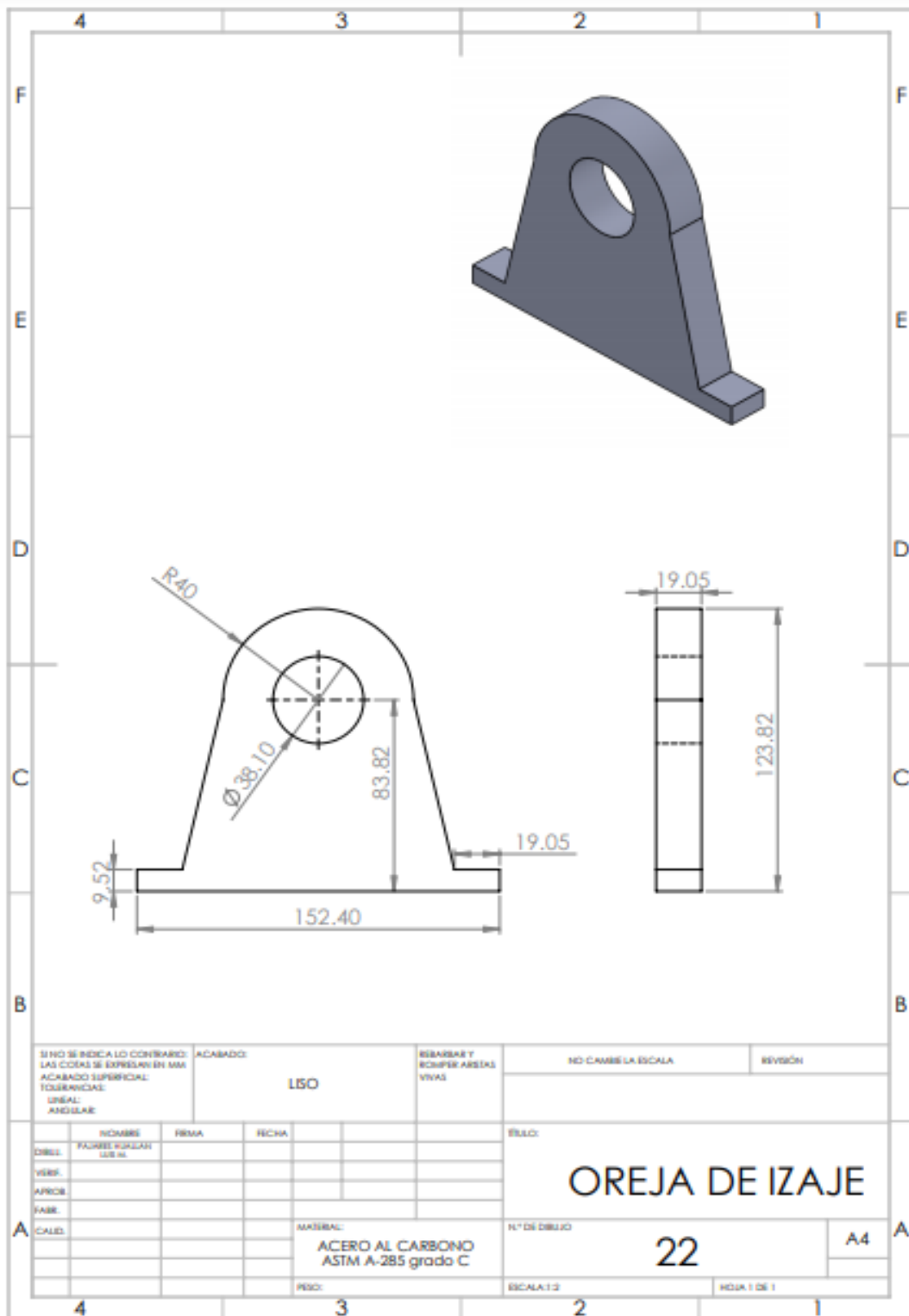


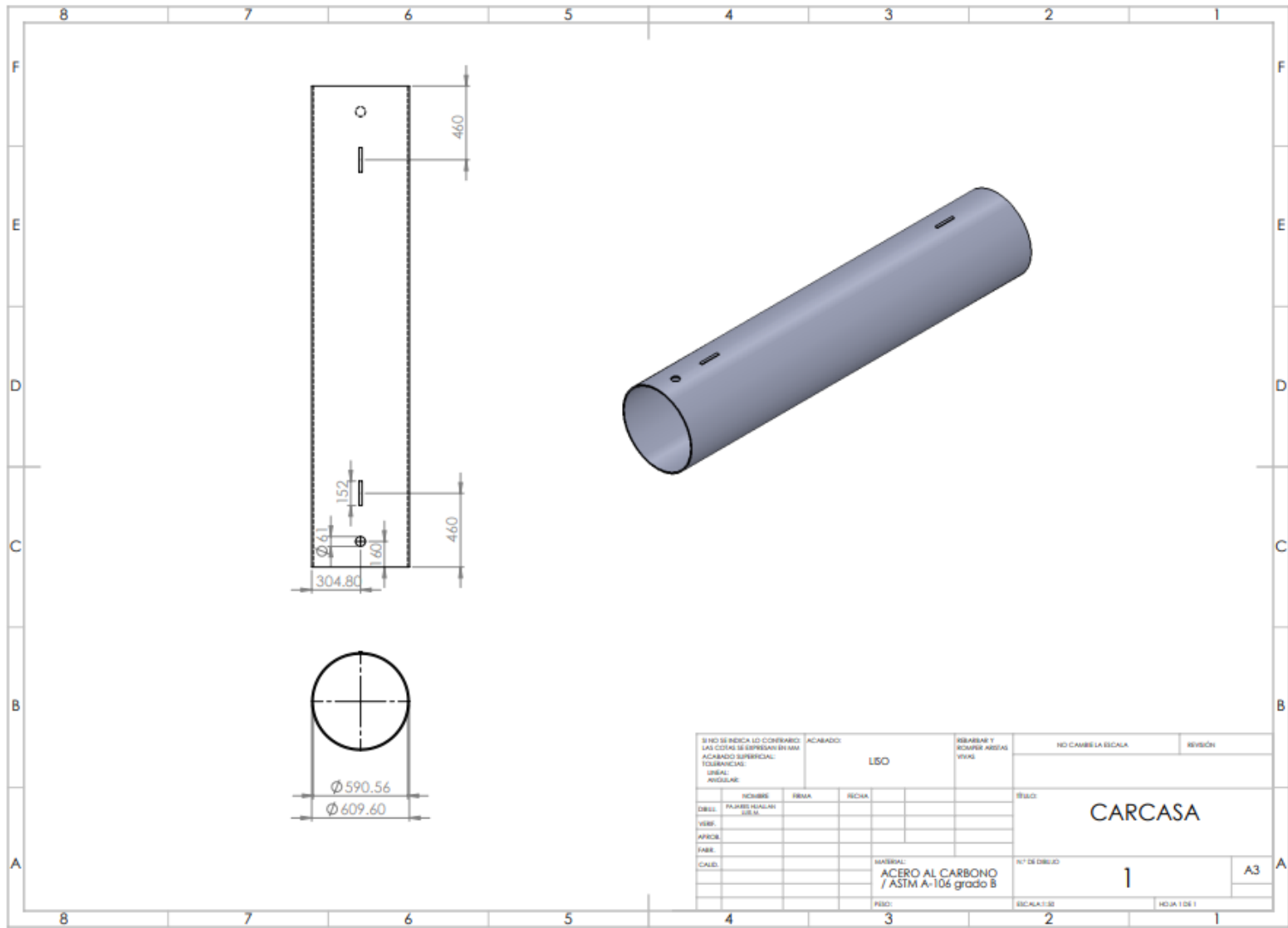


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: UNBAL. ANGULAR		ACABADO: L50	REBARBAR Y SUPERFICIES VIVAS	NO CAMBIA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE: PAJONES KIKUYAN JEBEN	FIRMA:	FECHA:	MATERIAL: ACERO AL CARBONO ASTM A-449 TIPO 1	TÍTULO: PERNO Y TUERCA PARA BRIDA DE 2"	
DISEÑO: VERIFICADO: APROBADO: FABRICA: CALIDAD:	MATERIAL: ACERO AL CARBONO ASTM A-449 TIPO 1	N° DE DISEÑO: 16	ESCALA: 1:2	HOJA 1 DE 1	A4

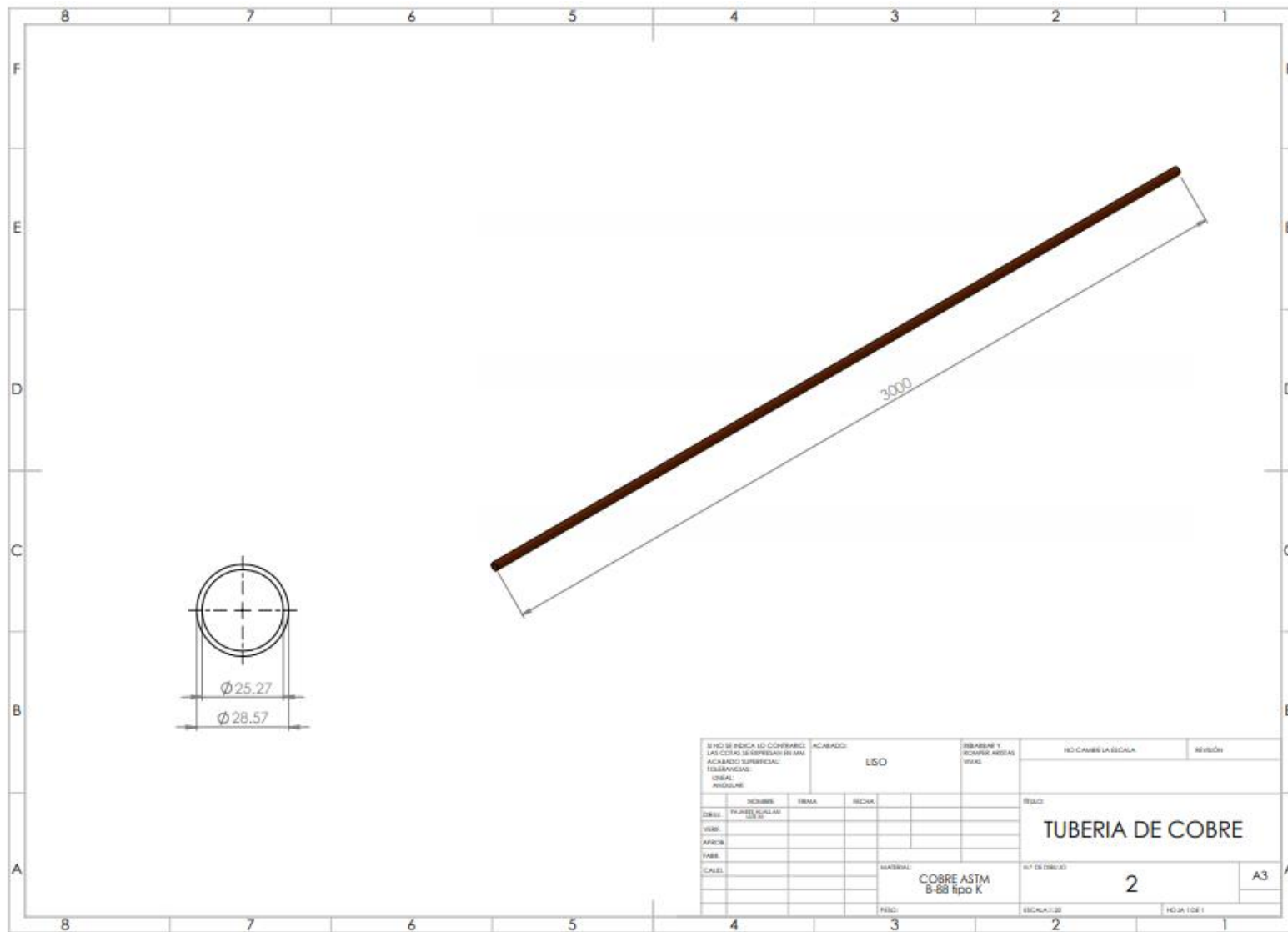




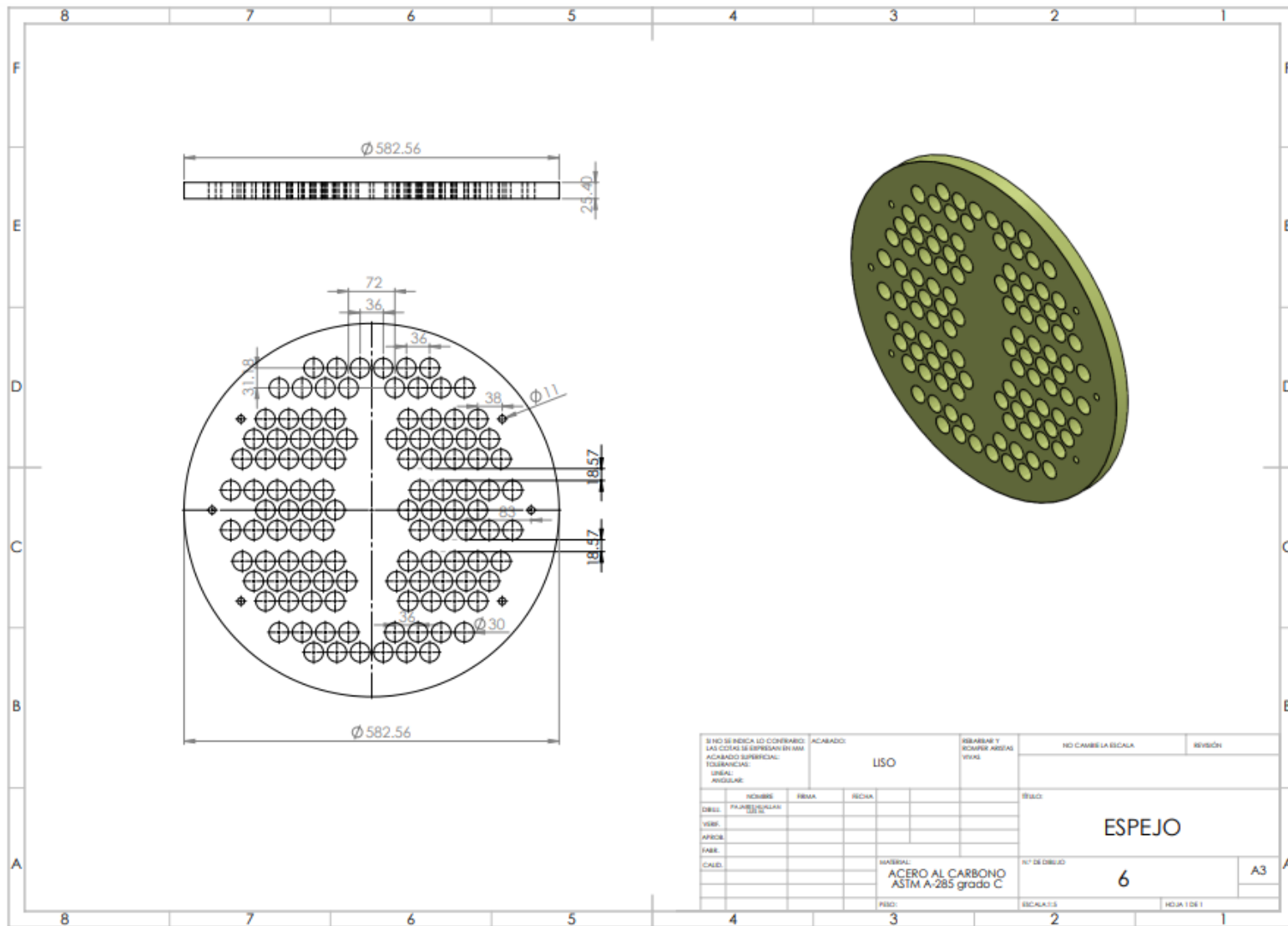




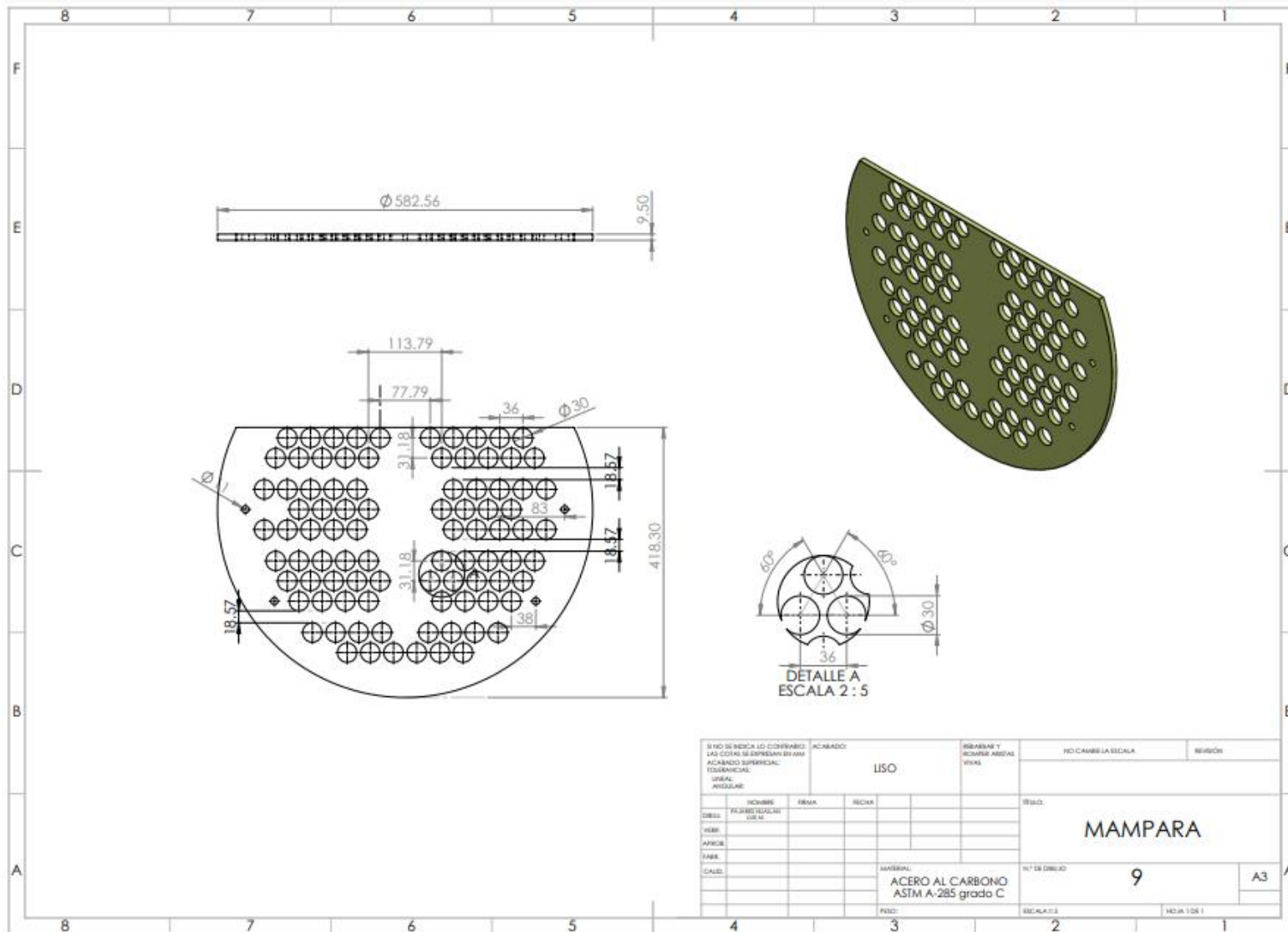
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE ESPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAS: ANGULARES:				ACABADO: LSO	REBARBAR Y ESCORRE ARISTAS VERSE	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISION
DISEÑ: VERSE APICOR FABR: CALD:	NOMBRE PAJARES HUALARI GEM	FIRMA	ESCALA	MATERIAL: ACERO AL CARBONO / ASTM A-106 grado B	TITULO: CARCASA	N° DE DISEÑO: 1	A3
				FECH:	ESCALA: 1:30	HOJA 1 DE 1	



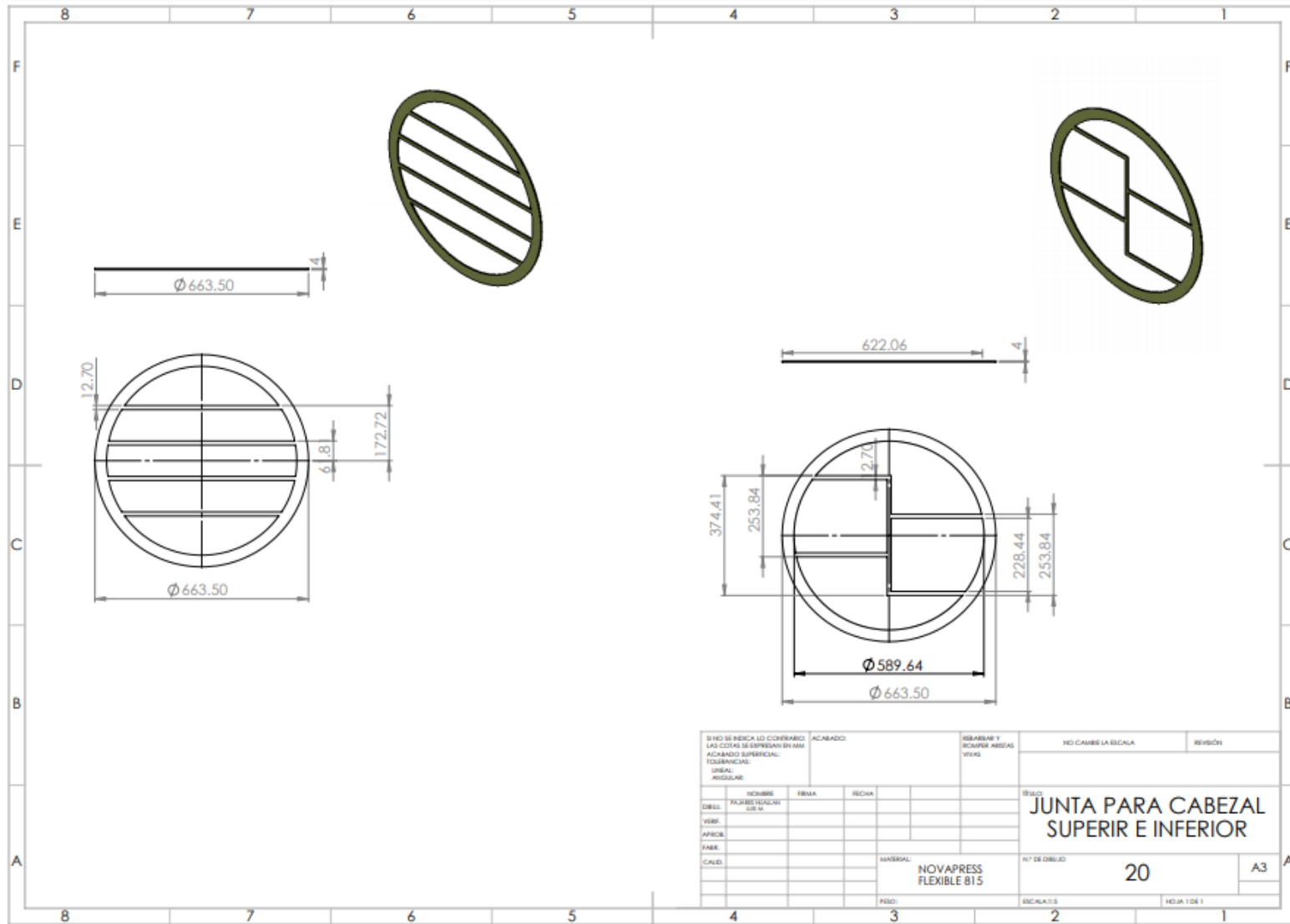
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE ENTENDEN EN MM		ACABADO:	LISO		REBARBAR Y RECORTE BORDOS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISION
ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: UNIDAD: ANGULARES							
DESCRIPCION		TITULO	FECHA			FECHA:	
DISEÑO	TRABAJOS REALIZADOS					TUBERIA DE COBRE	
VERIF.						MATERIAL:	
APROB.						COBRE ASTM	
ELAB.						B-88 tipo K	
CALEF.						NO DE DIBUJO	
						2	
						A3	
						FECHA: 11/03	
						HOJA 1 DE 1	

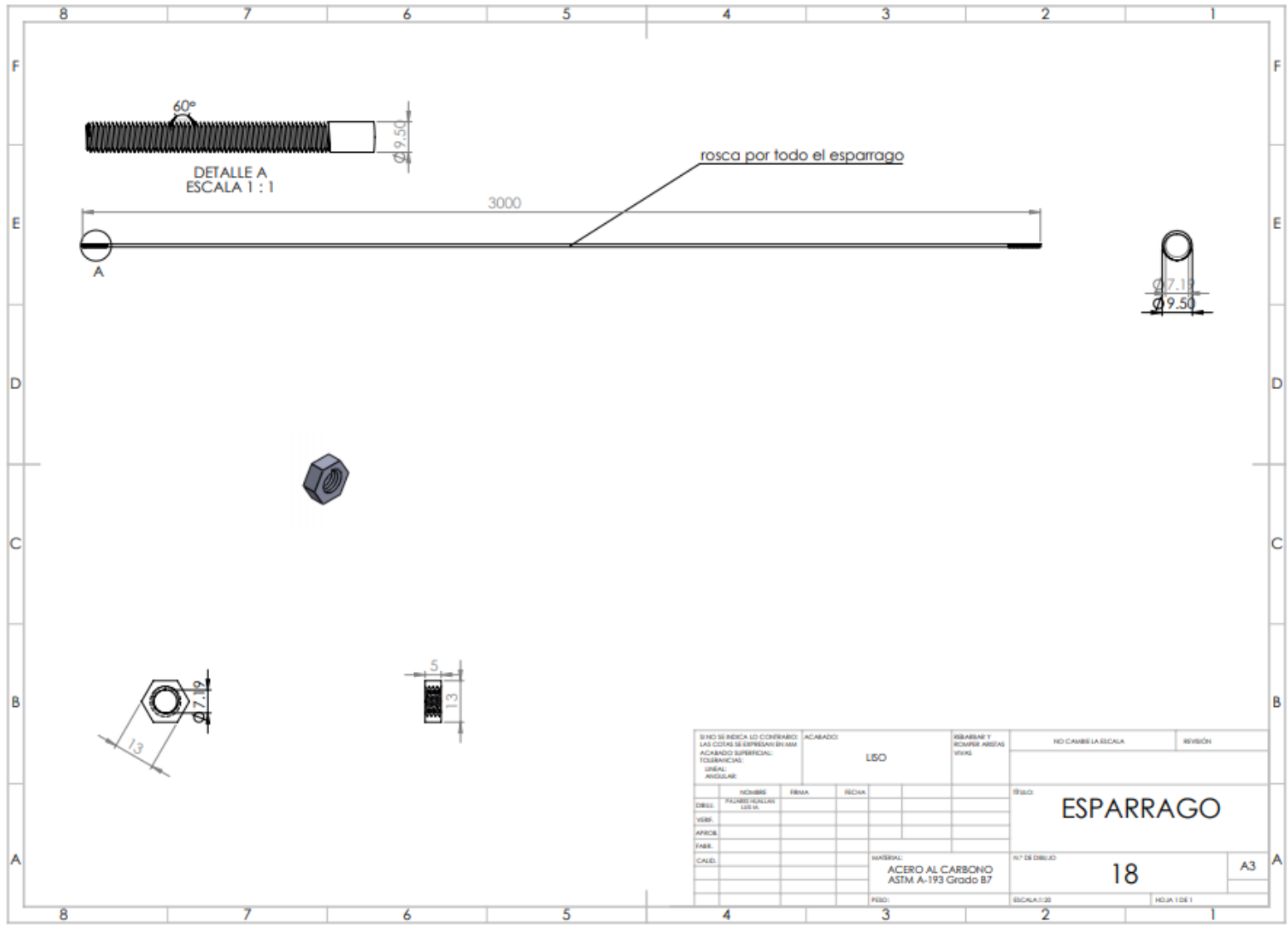


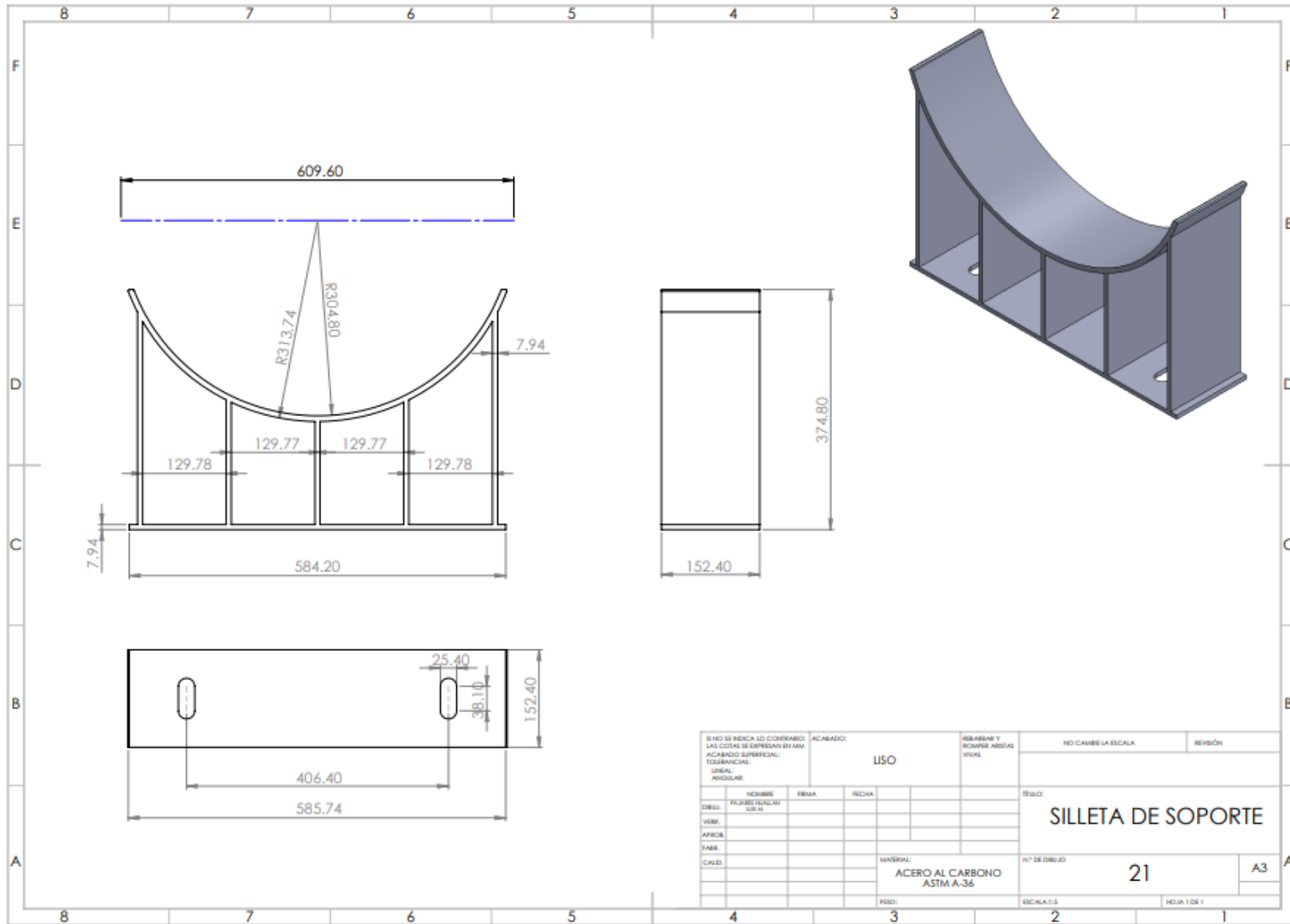
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE ESPESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARENAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
ACABADO SUPERFICIAL: TOBERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		LISO							
DISEÑO:		NOMBRE:		FECHA:		ESTADO:		TÍTULO:	
VERSIÓN:		FIRMA:						ESPEJO	
APROBADO:								MATERIAL:	
FABRICA:								ACERO AL CARBONO	
CALIDAD:								ASTM A-285 grado C	
								Nº DE DIBUJO	
								6	
								ESCALA: 1:1	
								HOJA 1 DE 1	

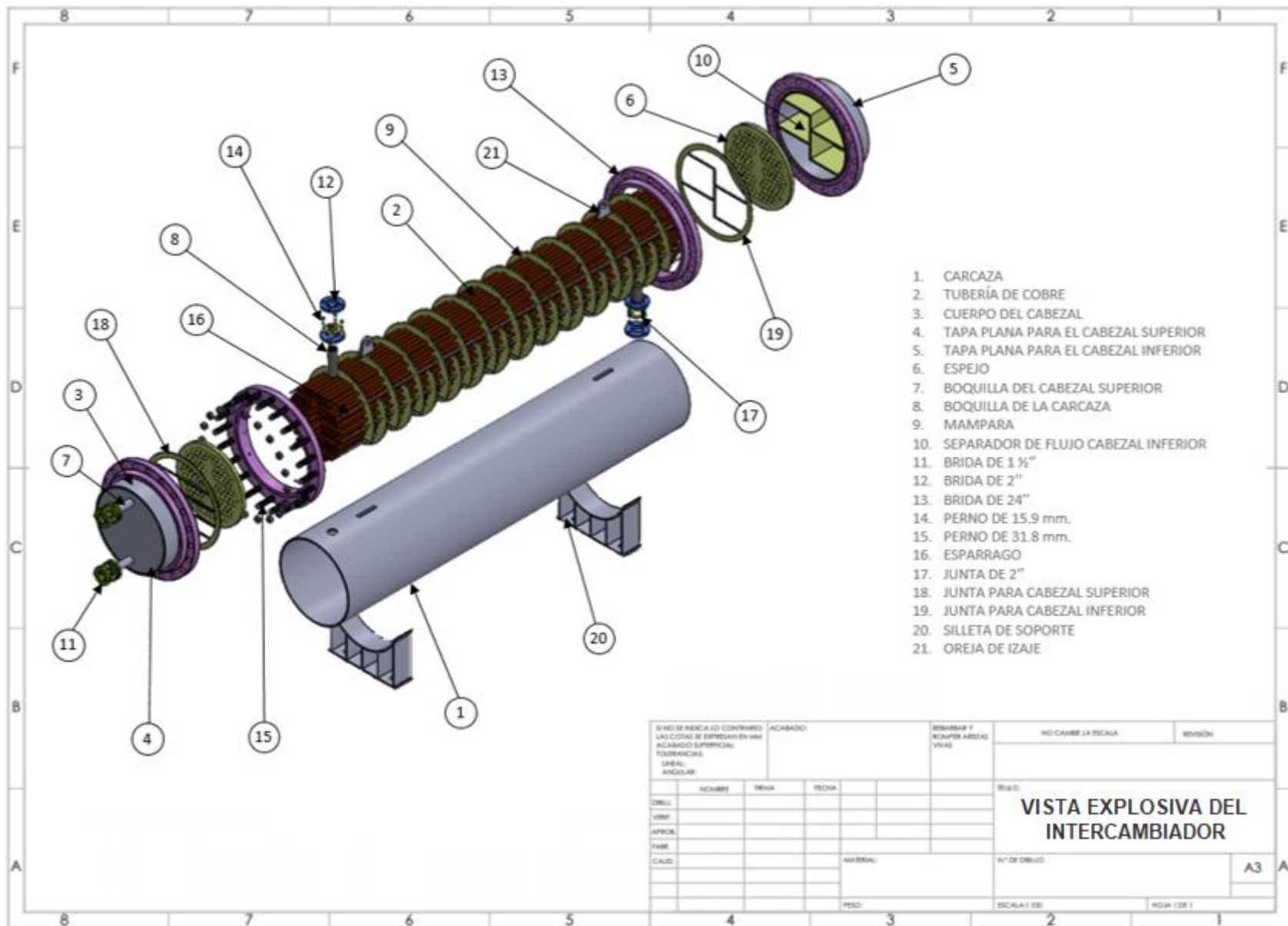


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE ENTENDEN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL: EDURANCIAS UNIDAD: ANGULARES		ACABADO: LISO	BORDOS Y ESCALAS: BORDOS: 60° ESCALAS: 60°	NO CAMBIA LA ESCALA	REGION
DISEÑO: VERIFICADO: APROBADO: ELABORADO: CALIFICADO:	NOMBRE: FECHA:	FIRMA: FECHA:	TÍTULO: MAMPARA		
		MATERIAL: ACERO AL CARBONO ASTM A-285 grado C.	N° DE DISEÑO: 9	A3	
		PREC:	ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 1	









1. CARCAZA
2. TUBERÍA DE COBRE
3. CUERPO DEL CABEZAL
4. TAPA PLANA PARA EL CABEZAL SUPERIOR
5. TAPA PLANA PARA EL CABEZAL INFERIOR
6. ESPEJO
7. BOQUILLA DEL CABEZAL SUPERIOR
8. BOQUILLA DE LA CARCAZA
9. MAMPARA
10. SEPARADOR DE FLUJO CABEZAL INFERIOR
11. BRIDA DE 1 1/2"
12. BRIDA DE 2"
13. BRIDA DE 24"
14. PERNO DE 15.9 mm.
15. PERNO DE 31.8 mm.
16. ESPARRAGO
17. JUNTA DE 2"
18. JUNTA PARA CABEZAL SUPERIOR
19. JUNTA PARA CABEZAL INFERIOR
20. SILLETA DE SOPORTE
21. OREJA DE IZAJE

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE ENTENDEN EN MM		ACABADO:		REVISAR Y PONER A BORDO VÍAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
ACERADO SUPERFICIAL									
TOLERANCIAS LINEAL ANGULAR									
	ACERADO	FINA	PEDIA			Escala:			
DIAM.						Vista:			
VISO						VISTA EXPLOSIVA DEL INTERCAMBIADOR			
APROB.						Nº DE DIBUJO			
FABR.									
CALE.					MATERIAL:			A3	
					PESO:				