

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“DISEÑO DE UN RECIPIENTE A PRESIÓN DE 5 m³ CON
SISTEMA DE ENCHAQUETADO Y AGITACIÓN PARA
AUMENTAR CAPACIDAD DEL PROCESO DE LATENCIA DE
LA CEPA BACTERIANA”**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO**

JOSÉ MANUEL CÁRDENAS PINEDA

JUAN JOSE MEJIA MORENO

Callao, noviembre de 2017

PERU

DEDICATORIA

Este presente logro se lo dedicamos a nuestros padres, por sus consejos, apoyo incondicional y paciencia. Gracias a su trabajo duro en criarnos y sacrificio por darnos una oportunidad para ser profesionales al servicio de nuestro país.

AGRADECIMIENTO

Agradecemos en primer lugar a Dios por darnos salud y protección durante todo este camino, por brindarnos la fuerza necesaria para vencer los obstáculos presentados.

A nuestras familias que nos brindan su apoyo día a día para lograr nuestro cometido y poder ser un orgullo para ellos.

A nuestro asesor Ing. Gustavo Ordoñez Cárdenas que nos asesoró a lo largo de este proyecto.

A nuestros profesores los cuales nos ayudaron a lo largo de este proyecto y nuestra carrera, sabemos que siempre podemos contar con ellos ante cualquier duda que tengamos en el porvenir.

Además, agradecemos a todas aquellas personas que hicieron este logro posible ya será de manera directa e indirecta.

INDICE

INDICE.....	1
INDICE DE FIGURAS	3
INDICE DE TABLAS.....	5
RESUMEN.....	6
ABSTRACT	7
PLANTEAMIENTO DE LA INVESTIGACION.....	8
1.1. Identificación del Problema.....	8
1.2. Formulación del Problema.....	9
1.2.1. Problema General	9
1.3. Objetivos de la investigación:.....	10
1.3.1. Objetivo General:.....	10
1.3.2. Objetivos Específicos:	10
1.4. Justificación.....	11
1.5. Importancia.....	11
MARCO TEÓRICO	12
2.1. Antecedentes del estudio.....	12
2.1.1. Antecedentes Nacionales:	12
2.1.2. Antecedentes Internacionales:	13
2.2. Marco teórico	16
2.2.1. Proceso de producción de Glutamato Monosódico	16
2.2.2. Cepa Bacteriana.....	20
2.2.3. Diseño de Recipiente.....	23
2.2.4. Diseño de Chaqueta	35
2.2.5. Sistema de Agitación	42
2.3 Definiciones de Términos Básicos.....	60
VARIABLES E HIPOTESIS	62
3.1. Variables de la investigación.....	62
3.1.1. Variable independiente.....	62
3.1.2. Variable dependiente.....	62
3.2. Operacionalización de variables.....	62
3.3. Hipótesis general e hipótesis específicas.....	63

3.3.1. Hipótesis General:.....	63
3.3.2. Hipótesis específicas	63
METODOLOGIA.....	64
Tipo y nivel de investigación.....	64
4.1 Tipo de investigación.....	64
4.2 Diseño de la investigación.....	64
4.2.1 Parámetros básicos de la investigación	65
4.2.2 Etapas de la Investigación.....	65
4.3. Población y Muestra	114
4.4 Técnicas e instrumentos e recolección de datos.....	115
RESULTADOS	116
DISCUSION DE RESULTADOS.....	119
6.1 Contrastación de la hipótesis con los resultados.....	119
6.2 Contrastación de resultados con otros estudios.....	121
CONCLUSIONES.....	124
RECOMENDACIONES	126
ANEXOS.....	129
ANEXO 1: Matriz de Consistencia.....	129
ANEXO 2: Tabla de valores de esfuerzo máximo permisible de materiales ferrosos.....	130
ANEXO 2: Tabla de valores de esfuerzo máximo permisible de materiales ferrosos (continuación).....	132
ANEXO 3: Gráfica para componentes bajo cargas externas.....	133
ANEXO 4: Gráfica para determinar espesor de recipiente sometido a presión externa para materiales de acero austenítico.....	135
ANEXO 5: Eficiencia de juntas de soldadura	136
ANEXO 6: Esquema de producción de glutamato monosódico	137
ANEXO 7: Clasificación de carga del motorreductor.....	138
ANEXO 8: Factores de servicio	139
ANEXO 9: Motorreductor sumitomo 6160.....	140
ANEXO 10: Plano.....	141

INDICE DE FIGURAS

Figura N°2.1	Proceso de Glutamato Monosódico	19
Figura N°2.2	Fases de crecimiento.....	21
Figura N°2.3	Diagrama representativo de variables para el diseño de cuerpos cilíndricos sometidos a presión externa	26
Figura N°2.4	Diagrama representativo de líneas de soporte para diseño de recipientes cilíndricos sometidos a presión interna.....	28
Figura N° 2.5	Algunos tipos aceptables de recipientes enchaquetados ..	40
Figura N° 2.6	Algunos tipos aceptables de cerramientos de chaquetas ..	41
Figura N°2.7	Agitador de hélice	44
Figura N°2.8	Agitador de placas planas inclinadas.....	45
Figura N° 2.9	Agitador de placas planas.....	46
Figura N° 2.10	Agitador de placas planas cruzadas	47
Figura N° 2.11	Agitador de turbina.....	48
Figura N°2.12	El gas pasa a través del eje hacia el fluido agitado	49
Figura N°2.13	La agitación permite temperaturas homogéneas en todo el estanque	50
Figura N°2.14	Microorganismos suspendidos a través de la agitación....	51
Figura N°2.15	Semejanzas geométricas impulsor de hélice.....	52
Figura N° 2.16	Semejanzas geométricas impulsor de palas inclinadas... ..	52
Figura N°2.17	Semejanzas geométricas impulsor de turbina	53
Figura N° 2.18	Numero de potencia contra el Número de Reynolds para diferentes agitadores	56
Figura N°2.19	Líquido agitado en recipiente con enchaquetado caliente	57
Figura N°2.20	Representación de eje y chaveta.....	57
Figura N° 4.1	Recipiente a presión”	72
Figura N° 4.2	Esquema tipo de chaqueta seleccionada”	78
Figura N° 4.3	Selección de agitador”	81
Figura N° 4.4	Tipos de agitadores”	82
Figura N° 4.5	Semejanza geométrica impulsor de turbina.....	83

Figura N° 4.6 Cálculo de número de potencia	86
Figura N° 4.7 Clasificación de carga.....	87
Figura N° 4.8 Factores de servicio.....	88
Figura N° 4.9 Selección del tamaño de la carcasa	88
Figura N° 4.11 Nomenclatura y fórmulas para refuerzo de aberturas.....	95
Figura N° 4.12 Cargas de la soldadura de las boquillas y resistencia de soldadura	104
Figura N° 4.13 Tanque con ménsula de soporte	109
Figura N° 4.14 Cargas de la soldadura de las boquillas y resistencia de soldadura	113

INDICE DE TABLAS

Tabla N°2.1 "Valores del factor de radios esféricos K_o para tapas elipsoidales con presión en lado convexo"	35
Tabla N°2.2 "Características de agitador de hélice"	43
Tabla N°2.3 "Características de agitador de palas planas inclinadas"	45
Tabla N° 2.4 "Características de agitador de palas planas"	46
Tabla N°2.5 "Características de agitador de palas cruzadas"	47
Tabla N°2.6 "Semejanzas geométricas impulsor de hélice"	52
Tabla N°2.7 "Semejanzas geométricas impulsor de palas inclinadas"	53
Tabla N°2.8 "Semejanzas geométricas impulsor de turbina"	53
Tabla N° 4.1 Valores de esfuerzo máximo permisible	69
Tabla N° 4.2 "Tabla para componentes bajo cargas externas o de compresión"	74
Tabla N° 4.3 "Tabla para determinar espesor del cuerpo de componentes bajo presión externa"	75
Tabla N° 4.4 Semejanzas geométricas impulsor de turbina	83
Tabla N° 4.5 Dimensiones en pulgadas de algunas aplicaciones de cuñas rectangulares estándar	91
Tabla N° 4.6 Valores del factor M	96

RESUMEN

En el presente trabajo de investigación se tiene como problema principal la baja capacidad del proceso de latencia de cepa bacteriana en la planta de producción de Ajinomoto del Perú S.A. - Callao siendo esta la etapa inicial del proceso de producción de glutamato monosódico, por lo cual el propósito del presente será realizar un diseño de un recipiente a presión con sistema de enchaquetado y agitación de mayor capacidad a los existentes en la planta. Este diseño tendrá como guía la norma ASME sección VIII para el diseño de sus componentes ya que siendo una norma internacional brinda los estándares requeridos para su óptimo funcionamiento y seguridad. El presente trabajo de investigación es de tipo tecnológica con un nivel aplicativo de acuerdo a Ciro Espinoza. Una vez realizado los análisis y cálculos respectivos se realizó el diseño mostrando espesores y condiciones de fabricación del recipiente y sistema enchaquetado, además de las características apropiadas para la selección del sistema de agitación y así poder trabajar con seguridad a las condiciones establecidas por el proceso. De esta manera se concluye que las dimensiones y características mencionadas en el diseño del recipiente permitirán el aumento de la capacidad según lo requerido. El diseño del sistema de enchaquetado y de agitación brindaran las condiciones adecuada a la mezcla.

Palabras Claves: Proceso, Glutamato monosódico, latencia, cepa bacteriana, estándar, diseño, recipiente a presión, chaqueta, agitación.

ABSTRACT

The main problem in the present research is the low capacity of the bacterial strain latency process, which is the initial stage of the production process in the production plant of Ajinomoto del Perú S.A. - Callao, so the purpose of the present one will be to design a pressure vessel with a jacket system and agitation of greater capacity to those existing in the plant. This design will be guided by the ASME Section VIII standard for the design of its components since being an international standard it provides the required standards for its optimal operation and safety. The present work of investigation is of technological type with an application level according to Ciro Espinoza. After the respective analyzes and calculations were carried out the design was realized showing thicknesses and conditions of manufacture of the vessel and jacket system, in addition to the characteristics appropriate for the selection of the stirring system and thus to be able to work safely to the conditions established by the process. In this way it is concluded that the dimensions and characteristics mentioned in the design of the vessel will allow the increase of the capacity as required. The design of the jacket system will provide the temperature conditions requested by the process. The stirring system will perform an appropriate homogenization of the mixture.

Key words: Process, monosodium glutamate, latency, bacterial strain, standard, design, pressure vessel, jacket, agitation.

CAPITULO I

PLANTEAMIENTO DE LA INVESTIGACION

1.1. Identificación del Problema.

La planta de producción de Ajinomoto del Perú, está ubicada en el distrito del Callao en la Provincia Constitucional del Callao. Esta empresa se dedica a la elaboración de sazonadores y productos alimenticios. Su corebusiness es la producción de Glutamato Monosódico (GMS), la planta tiene una capacidad de producción 11000 ton/año.

Se tiene proyectado la ampliación de la capacidad de producción de la planta por lo cual se comenzó por la etapa inicial del proceso, etapa de fermentación. En esta etapa tiene se tiene tres recipientes de 2m³ en los cuales se da la latencia de la cepa bacteriana. Estos recipientes brindan una capacidad de 4.05 kl de proceso. Estos recipientes a presión serán renovados de acuerdo con su antigüedad aumentando su volumen. El primer recipiente a renovar debe tener un volumen de 5m³ dando así una capacidad de 6.075 KL, aumentándolo en un 50%. Este nuevo volumen fue requerido debido a los estudios que realizó el área de Aplicaciones Industriales con respecto a la proyección de ventas y el tiempo de retorno de la inversión del equipo. Debido a que no se encontró la memoria de cálculo de los equipos, solamente los planos se procedió a realizar la investigación teniendo como base la norma ASME Sección VIII capítulo II además del sistema de agitación para cumplir con las condiciones que debe tener el proceso de latencia de la cepa bacteriana.

1.2. Formulación del Problema.

1.2.1. Problema General

- ¿Cómo diseñar un recipiente a presión de 5m³ para aumentar la capacidad del proceso de latencia de la Cepa Bacteriana?

1.2.2. Problema Específico

- ¿Qué especificaciones técnicas debe tener el recipiente a presión para soportar las condiciones de presión del proceso de latencia de la Cepa Bacteriana?
- ¿Qué especificaciones técnicas debe tener el sistema enchaquetado del recipiente a presión para soportar y brindar las condiciones térmicas del proceso de latencia de la Cepa Bacteriana?
- ¿Qué especificaciones técnicas debe tener el sistema de agitación del recipiente a presión para brindar las condiciones de homogenización del proceso de latencia de la Cepa Bacteriana?

1.3. Objetivos de la investigación:

1.3.1. Objetivo General:

- Diseñar un recipiente a presión de 5m³ para aumentar la capacidad del proceso de latencia de la de la Cepa Bacteriana.

1.3.2. Objetivos Específicos:

- Determinar las especificaciones técnicas que debe tener el recipiente a presión para soportar las condiciones de presión del proceso de latencia de la Cepa Bacteriana.
- Determinar las especificaciones técnicas que debe tener el sistema de enchaquetado del recipiente a presión a fin de soportar y brindar las condiciones térmicas del proceso de latencia de la Cepa Bacteriana.
- Determinar las especificaciones técnicas que debe tener el sistema de agitación del recipiente a presión para brindar las condiciones de homogenización del proceso de latencia de la Cepa Bacteriana.

1.4. Justificación

1.4.1. Justificación Económica:

El presente trabajo de investigación permitió diseñar un equipo con el cual se aumentó la capacidad de producción en nuestra planta.

1.4.2. Justificación Tecnológica:

Como justificación tecnológica del presente trabajo de investigación es el aumento a la capacidad del proceso de latencia de la cepa bacteriana.

1.5. Importancia

El presente tiene un gran aporte a nuestra sociedad debido a que se realizó el diseño de un recipiente a presión, un sistema de enchaquetado y un sistema de agitación siguiendo una norma muy importante y reconocida, la cual es el ASME, específicamente la sección VIII, por ende, sirve como documento de consulta para aquellos que tengan el propósito de aprender a hacer uso de ella en sus futuros proyectos. Otro aporte del presente trabajo de investigación es poder fabricarlo en nuestro país, generando trabajo para más compatriotas, por otro lado, el no depender de importaciones ya que los tiempos de fabricación, importación y desaduanaje influyen mucho en la puesta de marcha de una producción y a la vez evitar todos esos gastos adicionales que generan esas actividades. Como se puede observar la realización de este trabajo de investigación tiene bastantes beneficios tanto para el público como la empresa la cual va a disponer del equipo fabricado.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes del estudio.

2.1.1. Antecedentes Nacionales:

Manrique, (2011), realizo la investigación: "Diseño de un recipiente a presión con un sistema de agitación para el procesamiento de biodiesel de 3 m³ de capacidad", en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería. La investigación llego a las siguientes conclusiones:

1. En el cálculo estructural del tanque, los espesores de plancha en las zonas donde la presión exterior es la atmosférica están determinados básicamente por la influencia de la presión interna, las zonas expuestas a presiones exteriores el espesor de plancha la determina la presión externa.
2. En la parte inferior del tanque, es decir, en el fondo toriesférico, es la zona donde más presión ejercerá, por lo que los cálculos para hallar la presión de operación se realizaron con la presión hidrostática que ejerce el tanque adicionando un margen de seguridad (30 PSI), para asegurar la presión de trabajo y no tenga problemas en la operación del tanque.
3. En la parte del fondo toriesférico también es la zona crítica debido al cambio de radio de curvatura y en la junta entre este fondo y la parte cilíndrica; es allí donde se produce el máximo esfuerzo y con ello la

posibilidad de colapso de material por inestabilidad elástica, es por eso que se ha calculado una plancha de 8 mm de espesor.

Arrieta, (2012), realizó la investigación: "Metodología de optimización numérica multi-objetivo y de simulación numérica de la interacción fluido-estructura del desempeño de un agitador con impulsor PBT variando ángulo, altura y velocidad de rotación utilizando ANSYS CFX, MECHANICAL y DESIGN EXPLORER", en la Facultad de Ciencias e Ingenierías de la Pontífice Universidad Católica del Perú. La investigación llegó a las siguientes conclusiones:

1. Los parámetros más influyentes en este estudio son la velocidad de rotación y el ángulo del alabe. El primero es el más influyente en cuanto a los parámetros potencia, grado de mezcla, Re, Número de potencia, mientras que el segundo es la variable que más influye en el Número de caudal.
2. El grado de mezcla se ve seriamente afectado a velocidades bajas, con el ángulo de alabe muy bajo, y cuando el impulsor se aleja considerablemente con respecto a la base.

2.1.2. Antecedentes Internacionales:

Mejía y Reyes, (2008), realizaron la investigación: "Memoria de cálculo, selección y análisis numérico de un recipiente a presión de 600ft³ de capacidad" en la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica del Instituto Politécnico Nacional de México D.F. La investigación llegó a las siguientes conclusiones:

1. El uso de recipientes a presión permite el seguro almacenaje y operación del fluido. Para lograr desarrollar un recipiente que garantice lo anterior debe estar regulado por los códigos y normas ASME.
2. Al término de este proyecto se ha generado una memoria de cálculo que respalda todo el diseño que se ha elaborado, lo cual permite ofrecer calidad necesaria para desempeñar las funciones que exigen las actividades que el consumidor requieren.

Ricaurte, (2016), realizaron la investigación: "Diseño y simulación de un Tanque Mezclador de 10,000 gal para la elaboración de aceites lubricantes" en Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción de la Escuela Superior Politécnica del Litoral. La investigación llegó a las siguientes conclusiones:

1. El sistema de agitación fue basado en los modelos convencionales de tanques agitados dado que ya han sido estudiados y sus correlaciones han sido desarrolladas y publicadas para uso en general. Se debe destacar la importancia de mantener las proporciones geométricas para las cuales las correlaciones fueron desarrolladas porque de otra forma no se puede asegurar el resultado. El diseño parece sencillo a simple vista, pero hay varios factores que se deben tomar en cuenta para un diseño final adecuado, y el diseño tal vez tenga que ser modificado varias veces hasta encontrar una configuración que cumpla tanto con las

proporciones geométricas como con la información disponible en los textos y el resultado final de las variables calculadas.

2. En el presente trabajo se probaron con cinco correlaciones distintas para el número de Nusselt del lado de fluido de servicio, hasta que se determinó la correcta. Así mismo, existen decenas de correlaciones para el coeficiente de transferencia de calor del lado de fluido de proceso y hay que saber seleccionar correctamente según el tipo de agitación y método de calentamiento que se tenga de una fuente confiable.

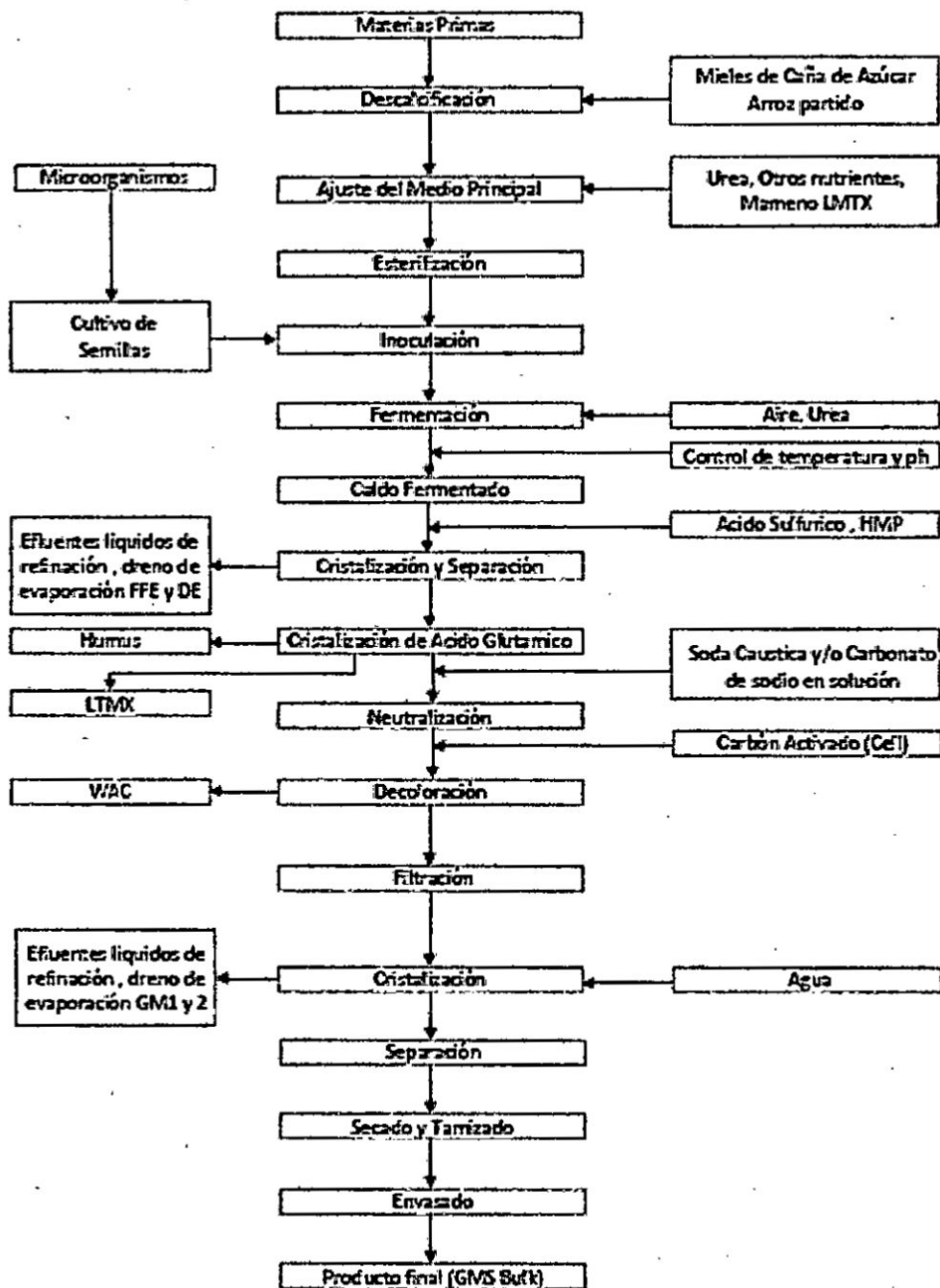
Castillo, (2013), realizaron la investigación: "Diseño y cálculo de un agitador de fluidos" en Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Bio-Bio. La investigación llegó a las siguientes conclusiones:

1. La elección del impulsor de turbina de 6 palas obedece principalmente a la menor complejidad en la construcción, a diferencia de un agitador de hélice, estos son usados con placas deflectoras las que logran evitar la generación de vórtices y flujos circulatorios, tan ineficientes en la agitación.
2. Por último se concluye que si bien el diseño de agitadores importados es superior a lo que existe hoy en día localmente, principalmente por el prestigio alcanzado debido a la experiencia, es posible lograr los objetivos propuestos con un diseño elaborado a un costo considerablemente menor.

por la parte baja y los cristales son lanzados hacia una corriente de aire caliente, obteniendo su secado. El producto se clasifica por tamaños mediante el uso de tamices, obteniendo cristales de regular tamaño, cristales muy finos y polvo de cristal, estos últimos son comercializados en las industrias alimenticias.

La etapa final de elaboración del GMS corresponde al Envasado en su presentación Retail (envases hasta 1 kg) y al Envasado Bulk (envases desde 10 kg).

**FIGURA N°2.1
PROCESO DE GLUTAMATO MONOSODICO**



Fuente: Elaboración Propia.

2.2.2. Cepa Bacteriana

La cepa bacteriana es un microorganismo el cual es alterado genéticamente y clonado a fin de mantener sus cualidades que la definen. La cepa como todo microorganismo tiene una curva de vida la cual describiremos a continuación.

Curva de crecimiento

Se refiere a crecimiento cuando hay aumento en la cantidad numérica o de estructura celular. Cuando hay aumento en ausencia de división celular es porque el microorganismo ha aumentado de tamaño y peso. Mientras cuando hay división celular aumenta el número de células. El crecimiento de una población se debe al aumento de número de células debido a un crecimiento individual y su posterior división. Esto se lleva a cabo de una forma exponencial. El crecimiento exponencial es una consecuencia de que cada celular se divide dando dos células (mitosis).

La velocidad de crecimiento exponencial se expresa como el tiempo de generación "G", y este se define como el tiempo que tarda una población en duplicarse, los tiempos de generación varían ampliamente entre los distintos microorganismos.

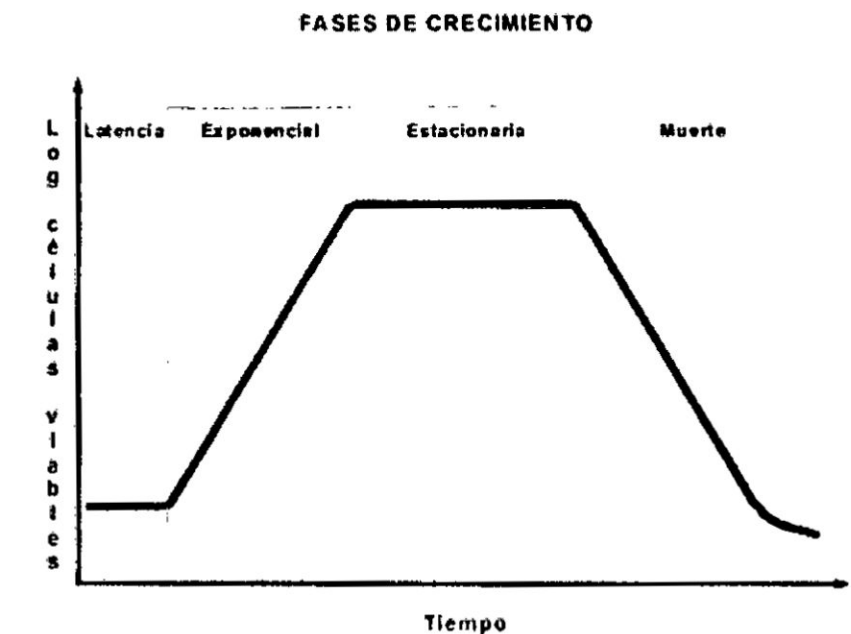
La curva del crecimiento de una población bacteriana se divide en 4 fases:

- Latencia

Cuando una población bacteriana es inoculada en un medio fresco el crecimiento no suele comenzar de inmediato, sino después de un tiempo llamado latencia.

La fase de latencia representa un periodo de transición para los microorganismos cuando son transferidos a una nueva condición. En esta fase se producen las enzimas necesarias para que ellos puedan crecer en un nuevo medio ambiente. En esta fase no hay incremento de células, pero hay gran actividad metabólica, aumento en el tamaño individual de las células, en el contenido proteico, ADN y peso seco de las células.

**FIGURA N°2.2:
FASES DE CRECIMIENTO**



Fuente: " <http://microbiologia3bequipo5.blogspot.pe>"

- Exponencial o logarítmica

Es el periodo de la curva del crecimiento en el cual el microorganismo crece exponencialmente, es decir que cada vez que pasa un cierto tiempo de generación la población se duplica. Bajo condiciones apropiadas la velocidad de crecimiento es máxima. Las condiciones ambientales afectan la velocidad de crecimiento exponencial.

- Fase estacionaria

En cultivos en recipientes cerrados una población no puede crecer indefinidamente de forma exponencial. Las limitaciones de crecimiento ocurren ya sea por agotamiento de algún nutriente esencial, por acumulación de productos tóxicos, porque se alcance un número de células elevado para el espacio disponible o por combinación de las causas anteriores.

- Fase de muerte

Si la incubación continua después de que una población microbiana alcanza la fase estacionaria, las células pueden continuar vivas y seguir metabolizando, pero va a comenzar una disminución progresiva en el número de células viables, y cuando esto ocurre se dice que la población ha entrado en fase de muerte

2.2.3. Diseño de Recipiente

UG-27 Espesor de cuerpo bajo presión interna

- a) El espesor mínimo requerido del cuerpo bajo presión interna no debe ser menor que la calculada por las fórmulas debajo, excepto las permitidas por el Apéndice mandatorio 1 o Apéndice mandatorio 32. A la vez se deberán prever las cargas mencionadas en UG-22, cuando algunas de estas cargas son previstas. El espesor previsto del cuerpo debe cumplir con los requisitos de UG-1, exceptos los permitidos en el Apéndice mandatorio 32.
- b) Los símbolos definidos debajo son usados en las fórmulas de este párrafo.

E = eficiencia de unión por, o eficiencia de unión de, apropiada en uniones en cuerpos cilíndricos o esféricos, o la eficiencia entre las uniones entre aberturas. Para recipientes soldados, se usa la eficiencia especificada en UW-12. Para uniones en aberturas, se usa la eficiencia calculada por las reglas dadas en UG-53.

P = Presión interna de diseño (ver UG-21)

R = Radio interno del cuerpo bajo consideración.

S = Máximo esfuerzo permisible (ver UG-23 y los esfuerzos límites especificados en UG-24).

t = Espesor mínimo requerido del cuerpo.

c) Cuerpos cilíndricos. El espesor mínimo requerido o máxima presión de trabajo permitida de un cuerpo cilíndrico debe ser más grande el espesor o menor la presión que la dada por (1) y (2).

1) Esfuerzo circunferencial (uniones longitudinales). Cuando el espesor no excede a la mitad del radio interno, o P no excede $0.385SE$, deben aplicar las siguientes formulas:

$$t = \frac{PR}{SE-0.6P} \text{ o } P = \frac{SEt}{R+0.6t} \dots (1)$$

2) Esfuerzos longitudinales (uniones circunferenciales). Cuando el espesor no excede la mitad del radio interno, o P no excede $1.25SE$, deben aplicar las siguientes formulas:

$$t = \frac{PR}{2SE+0.4P} \text{ o } P = \frac{2SEt}{R-0.4t} \dots (2)$$

UG-28 Espesor de cuerpo bajo presión externa

- a) Reglas para el diseño de cuerpos y tubos bajo presión externa dadas in esta división son limitadas a cuerpos cilíndricos, con o sin anillos de rigidez, tubos y cuerpos esféricos. Tres típicas formas de cuerpos cilíndricos son mostradas en la Figura N°2. Tablas usadas en determinación de espesor mínimo requerido de estos componentes son dados en la subparte 3 de la sección II, parte D.
- b) Los símbolos definidos debajo son usados en el procedimiento de este párrafo.

A = Factor determinado de la figura G en la Subparte 3 de la sección II, parte D. Para casos de cilindros teniendo el valor Do/t menos 10.

B = Factor determinado de la tabla del material aplicado o la tabla de la Subparte 3 de la sección II, parte D para temperatura máxima de diseño en el metal (ver UG-20)

D_o = Diámetro externo del cuerpo cilíndrico.

E = módulo de elasticidad del material a la temperatura de diseño.

Para presión externa de diseño en acorde con esta sección, el módulo de elasticidad para ser usado debe ser tomado de la tabla de la Subparte 3 de la sección II, parte D.

L = Longitud total, en (mm), de un tubo entre placas o longitud de diseño o un recipiente entre las líneas de soportes. (Ver Figura N°3). Una línea de soporte es:

- a) Una línea circunferencia en una cabeza (excluyendo cabezas cónicas) a un tercio del fondo de la cabeza desde la línea tangente como es mostrada en la Figura N°2;
- b) Un anillo de rigidez que cumple los requerimientos de UG-29;
- c) Una tapa de chaqueta o un recipiente enchaquetado que cumple los requerimientos de 9-5;
- d) Una unión de un cono con cilindro o una unión de nudillos y cilindro de una cabeza cónica o una sección que satisfaga el momento de inercia solicitado en 1-8

P = Presión externa de diseño

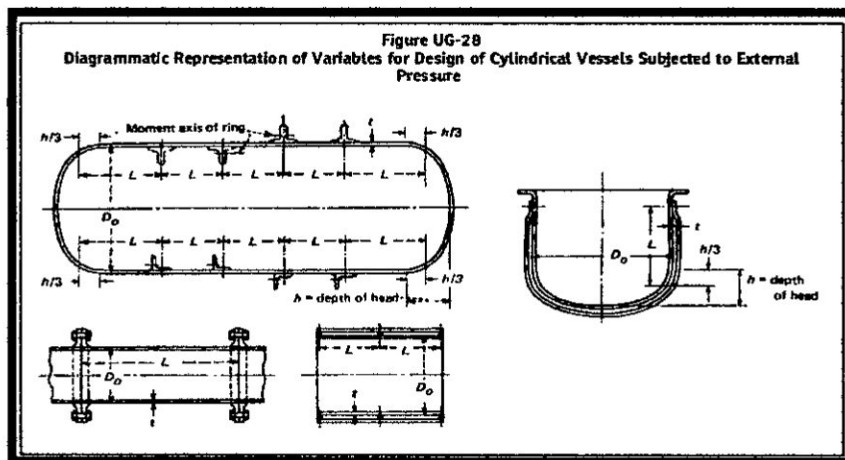
P_a = Valor calculado de la presión externa de trabajo máxima permitida por asumir el valor de t , (ver nota en (f))

R_o = Radio externo de cuerpo esférico

t = Espesor mínimo requerido de cuerpo cilíndrico o tubo o cuerpo esférico in (mm)

t_s = espesor mínimo del cuerpo cilíndrico o tubo en (mm)

Figura N°2.3
DIAGRAMA REPRESENTATIVO DE VARIABLES PARA EL DISEÑO DE CUERPOS CILÍNDRICOS SOMETIDOS A PRESIÓN EXTERNA



Fuente: Norma ASME Sección VIII Div. I página 20

c) sea por soldadura o con juntas longitudinales, deben ser determinadas siguiendo el siguiente procedimiento:

(1) Cilindros teniendo el valor $D_o/t \geq 10$:

Paso 1: Asumir el valor para t y determinar los ratios L/D_o y D_o/t

Paso 2: Entrar en la figura G en la Subparte 3 de la sección II, Parte

D con el $\frac{L}{D_o}$ determinado en el paso 1. Para valores de $\frac{L}{D}$ mayores

que 50, entrar a la tabla con el valor $L/D_o = 50$. Para valores L/D_o menores a 0.05, entrar a la tabla con el valor $L/D_o = 0.05$.

Paso 3: Mover horizontalmente hacia la línea para los valores de D_o/t determinado en el paso 1. Interpolación pueden ser permitidos para valores intermedio de D_o/t ; extrapolación no son permitidos. Desde este punto de intersección mover verticalmente hacia abajo para determinar el valor del factor A.

Paso 4. Usando el valor A calculado en el paso 3, entrar a la tabla aplicable al material en la subparte 3 de la sección II, Parte D para el material bajo consideración. Mover verticalmente hasta la intersección con la línea material temperatura para la temperatura de diseño (ver UG-20).

Paso 5: Desde la intersección obtenida en el paso 4, mover horizontalmente hacia la derecha y leer el valor del factor B.

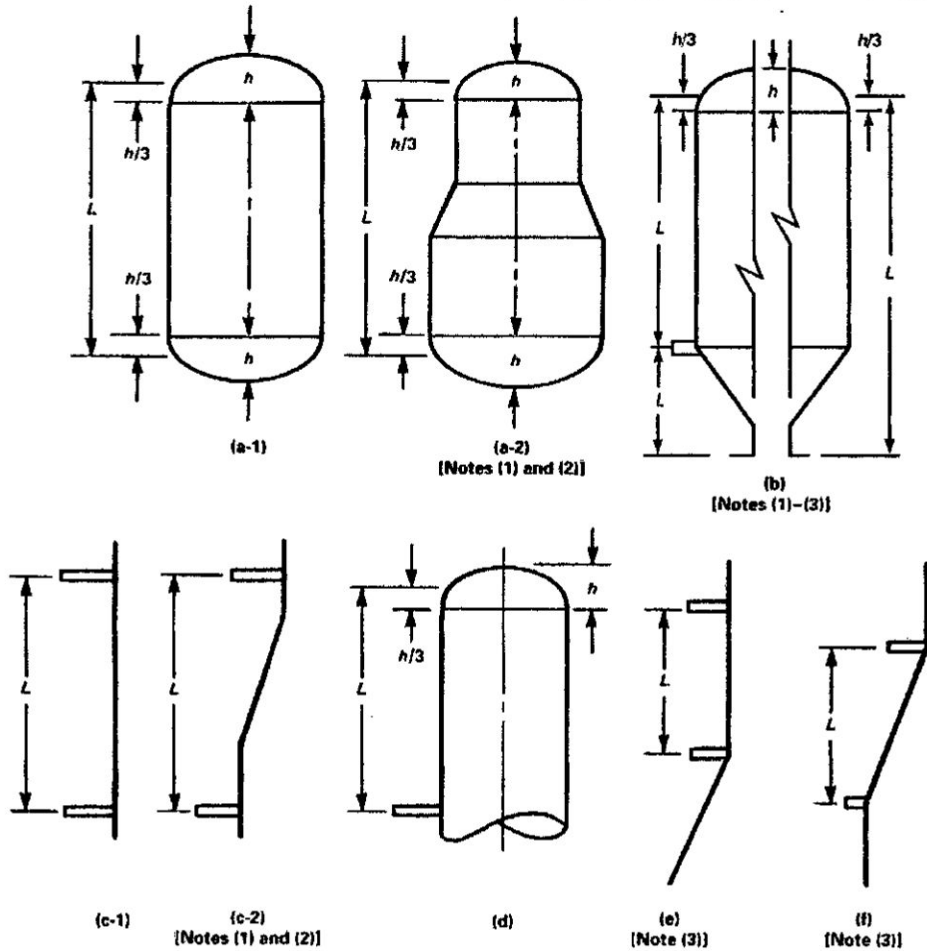
Pasó 6: Usando el valor de B, calcular el valor de la presión externa de trabajo máxima permisible P_a usando la siguiente ecuación:

$$P_a = \frac{4B}{3\left(\frac{D_o}{t}\right)}$$

Pasó 7: Para valores de A cayendo por la izquierda de la línea aplicable material / temperatura, el valor de P_a puede ser calculado usando la siguiente ecuación:

$$P_a = \frac{2AE}{3\left(\frac{D_o}{t}\right)}$$

Figura N°2.4
DIAGRAMA REPRESENTATIVO DE LÍNEAS DE SOPORTE PARA DISEÑO DE
RECIPIENTES CILÍNDRICOS SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA



Fuente: Norma ASME Sección VIII Div. I página 21

Si valores tabulados son usados, determinar B como en el paso 4 y aplicarlo en la ecuación del paso 6.

Paso 8: Comparando el valor calculado de P_a obtenido en el paso 6 o 7 con P , Si P_a es menor que P , seleccionar un valor más grande para t y repetir el procedimiento de diseño hasta que el valor de P_a obtenido sea igual o mayor a P .

(2) Cilindros teniendo valores $\frac{D_o}{t} < 10$:

Paso 1: Usando el mismo procedimiento dado en (1), obtener el valor de B. Para valores de D_o/t menores a 4, el valor del factor 4 puede ser calculado usando la siguiente ecuación:

$$A = \frac{1.1}{(D_o/t)^2}$$

Para valores de A mayores que 0.10, usar el valor de 0.10

Paso 2: Usando los valores de B obtenidos en el paso 1, calcular un valor P_{a1} usando la siguiente ecuación.

$$P_{a1} = \left[\frac{2.167}{(D_o/t)} - 0.0833 \right] B$$

Pasó 3: Calcular el valor P_{a2} usando a la siguiente ecuación:

$$P_{a2} = \frac{2S}{D_o/t} \left[1 - \frac{1}{(D_o/t)} \right]$$

Donde S es menor de dos veces el valor del esfuerzo máximo permitido en tensión para la temperatura de diseño del metal, desde la tabla aplicable referida en UG-23, o 0.9 veces el esfuerzo de fluencia del material a la temperatura de diseño. Valores del esfuerzo de fluencia son obtenidos de la tabla de presión externa aplicable como sigue:

- (a) Para una curva de temperatura dad, determinar el valor de B que corresponde al punto de terminación de la mano derecha de la curva.

- (b) El esfuerzo de fluencia es dos veces el valor de B obtenido en el Paso 2.
- (a) El esfuerzo de fluencia es dos veces el valor de B obtenido en el Paso 2. El espesor promedio de las tapas Paso 4: el menor valor de P_{a1} calculado en el Paso 2, o P_{a2} calculado en el Paso 3 debe ser usado para la máxima presión externa de trabajo permisible P_a . Comparar P_a con P . Si P_a es menor que P , seleccionar el mayor valor para t y repetir el procedimiento de diseño hasta que el valor de P_a obtenido sea igual o mayor que P .
- d) La presión externa de diseño o máxima presión externa de trabajo permisible no debe ser menor que la diferencia máxima esperada en la presión de operación que puede existir entre el exterior y el interior del recipiente en cualquier momento.
- e) Recipientes diseñados para servicios bajo presión externa de diseño de 15 psi (100 Kpa) o menor puede ser estampada con la marca de certificación y diseñador denotando cumplimiento con las normas para presión externa proporcionadas por todas las normas aplicables de esta división son satisfechas.
- UG-32 Cabezales conformados y secciones sometidos a presión sobre el lado cóncavo.
- (a) Es espesor mínimo requerido en el punto más delgado después de la formación de la tapa elipsoidal, toriesférico, hemisférica, cónica y cónica bajo presión en el lado cóncavo debe ser calculado por las fórmulas proporcionadas en este párrafo, excepto las permitidas por el Apéndice mandatorio 32. Tapas con bridas empernadas cumplir

S = Esfuerzo máximo permisible a tensión que es brindado en las tablas de referencia en UG-23, excepto las limitadas en UG-24 y en (d)

t = Espesor mínimo requerido de tapa después de formada

t_s = Espesor mínimo requerido de la tapa después de formada .in (mm). t_s debe ser mayor igual a t .

α = Un medio del ángulo incluido del cono a la línea central de la tapa.

- (c) Tapas Torisféricas con $t_s/L \geq 0.002$. El espesor requerido de una tapa torisferica para el caso en el cual el radio del nudillo: el radio de interno la corona y el radio interno de la corona es igual al 6% del diámetro externo de la falda (ver (i)) debe ser determinado por:

$$t = \frac{0.885PL}{2SE-0.1P} \quad \text{o} \quad P = \frac{SEt}{0.885L+0.1t}$$

Tapas Torisféricas hechas de materiales el cual tiene un esfuerzo mínimo de tensión excedido de 70000psi (485 Mpa) deben ser diseñados usando el valor de S igual a 20000psi (138 Mpa) a la temperatura del recinto y reducido en porción a la reducción en el valor del esfuerzo máximo permitido a la temperatura del material (ver UG-23)

UG-33 Cabezales conformados, con presión del lado convexo

- (a) General. El espesor requerido al punto más delgado después formado de la tapa elipsoidal, torisférica, semiesféricas, ticonica concas y secciones cónicas bajo presión en el lado convexo (tapa

menor) debe ser calculado por las fórmulas apropiadas brindadas en este párrafo (ver UG-16. Tapas con bridas empernadas deben cumplir con los requerimientos de UG-35.1. Además, se debe prever cualquier carga mencionada en UG-22. El espesor requerido para tapas debido a la presión en el lado convexo debe ser determinado como sigue:

(1) Para tapas elipsoidales y Torisféricas, el espesor requerido debe cumplir lo siguiente:

(-a) el espesor calculado por el procedimiento dado en UG-32 para tapas con presión en el lado cóncavo usando una presión de diseño 1.67 veces la presión de diseño en el lado convexo asumiendo una eficiencia de unión de $E = 1.00$ para todos los casos; o

(-b) El espesor es calculado por el procedimiento apropiado brindado en (d) o (e).

Para determinar la presión máxima de trabajo permisible en el lado convexo de una tapa elipsoidal o torisférica, se requiere revertir los procedimientos en (-a) y (-b), y usar el menor de las presiones obtenidas.

(b) Nomenclatura. La nomenclatura definida debajo es usada en este párrafo. Figura 1-4 Muestra las dimensiones de una tapa típica. A, B, E y P son definidas en UG-28 (b)

D_o = Diámetro externo determinado en la falda de la tapa.

$\frac{D_o}{2h_o}$ = Relación del mayor al menor eje de una tapa elipsoidal, cual es igual al diámetro externo de la falda de la tapa dividido por dos veces el ancho externo de la tapa (ver Tabla N°7)

D_L = Diámetro externo del lado mayor de la sección cónica bajo consideración.

D_S = Diámetro externo al lado menor de la sección cónica bajo consideración.

D_{SS} = Diámetro externo al lado menor de la sección cónica bajo consideración.

h_o = Un medio del largo del menor eje externo de la tapa elipsoidal, o el ancho externo de la tapa elipsoidal medido desde la línea tangente (línea de plegado de la cabeza).

K_o = Factor dependiente de proporción $\frac{D_o}{2h_o}$ en la tapa elipsoidal. (Ver Tabla N°7)

L_c = Largo axial del cono o sección cónica (ver Figura N°2.4, en la página 26)

L_e = Largo equivalente de la cabeza cónica o sección entre líneas de soporte (ver (g))

R_o = Para tapas hemisféricas, el radio externo.

= Para tapas elipsoidales, equivale al radio esférico tomado como $K_o D_o$

= Para tapas Torisféricas, el radio externo de la porción de la corona de la tapa.

t = Espesor mínimo requerido de la tapa después de formada, in.
(mm).

t_e = Espesor efectivo de la sección cónica. ($t \cos \alpha$)

α = Un medio del ángulo del vértice en la para cónica y la sección.

Tabla N°2.1
VALORES DEL FACTOR DE RADIOS ESFÉRICOS K_o
PARA TAPAS ELIPSOIDALES CON PRESIÓN EN LADO
CONVEXO

$D_o / 2h_o$...	3.0	2.8	2.6	2.4	2.2
K_o	...	1.36	1.27	1.18	1.08	0.99
$D_o / 2h_o$	2.0	1.8	1.6	1.4	1.2	1.0
K_o	0.90	0.81	0.73	0.65	0.57	0.50

GENERAL NOTE: Interpolation permitted for intermediate values.

Fuente: Norma ASME Sección VIII Div. I página 30

2.2.4. Diseño de Chaqueta

Apéndice mandatorio 9 – Recipientes enchaquetados

General

- (a) Las normas en el Apéndice mandatorio 9, cubre los requerimientos mínimos para el diseño, fabricación e inspección de la porción de chaqueta de un recipiente a presión. La porción de chaqueta de un recipiente es definida como la pared interna y externa, los accesorios de cerramiento y cualquier otra penetración o parte en la chaqueta

cual es sometida a esfuerzo por presión. Partes como el cerramiento del cuello o los anillos atizadores son incluidos

- (b) Cualquier otra parte de esta división debe aplicar a menos que este mencionado en este apéndice.
- (c) Donde la presión interna de diseño sea 15 psi (100Kpa) o menor y cualquier otra combinación de presiones y vacíos en el recipiente y la chaqueta puedan producir una presión externa total mayor a 15 psi (100Kpa) en la pared interior del recipiente. La chaqueta se interpretará dentro del alcance de esta parte.
- (d) para el propósito de este apéndice, las chaquetas son asumidas a ser una cámara integral de presión, unido al recipiente para una o más propósitos como son:
 - (1) para calentar el recipiente y su contenido
 - (2) para enfriar el recipiente y su contenido
 - (3) para proporcionar una cámara aislamiento cerrada para el recipiente.
- (e) Como se mencionó en U-2(g), esta división no contiene normas para cubrir todos los detalles de diseño y construcción. Esta norma es por lo tanto establecida para cubrir los tipos más comunes de chaqueta, pero no son propuestas para un límite de configuraciones para estas ilustraciones o descrito de otro modo en la presente norma.
- (f) Chaqueta de mitad de tubería no está dentro del alcance de este apéndice.

t_c = Espesor nominal de cerramiento de chaqueta

t_j = Espesor nominal de pared externa de la chaqueta

t_n = Espesor nominal de la pared de la tobera

t_{rc} = Espesor mínimo requerido de cerramiento como se determinó en el apéndice.

t_{rj} = Espesor mínimo requerido de la pared externa de la chaqueta.

t_s = Espesor nominal de pared interna del recipiente.

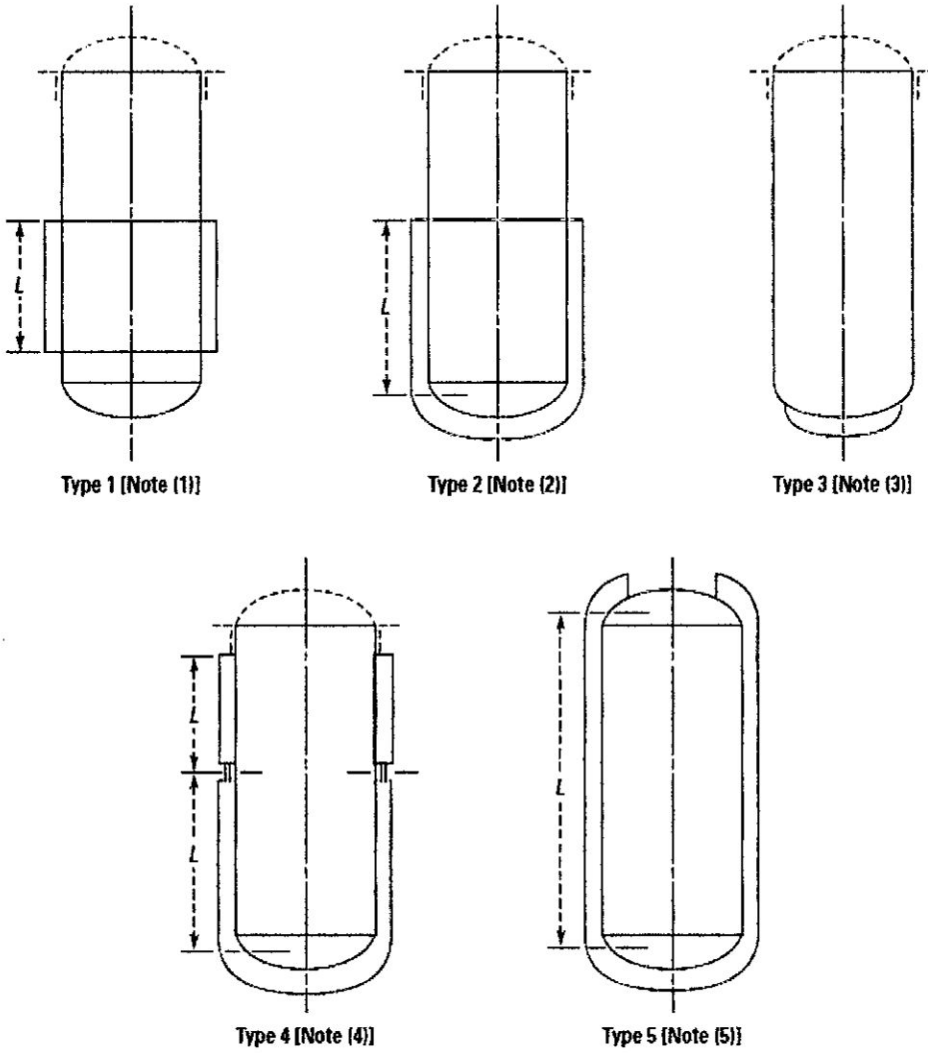
(b) Cerramiento de la chaqueta mostrada en la Figura N° 2.6 debe cumplir con los siguientes requerimientos.

(1) Cerramientos del tipo mostrado en la Figura N° 6 esquema (b-1), (b-2), y (b-3) debe tener t_{rc} al menos igual al t_{rj} . Además, para el esquema (b-3) debe tener t_{rc} no debe ser menor a lo siguiente:

$$t_{rc} = 0.707j\sqrt{P/S}$$

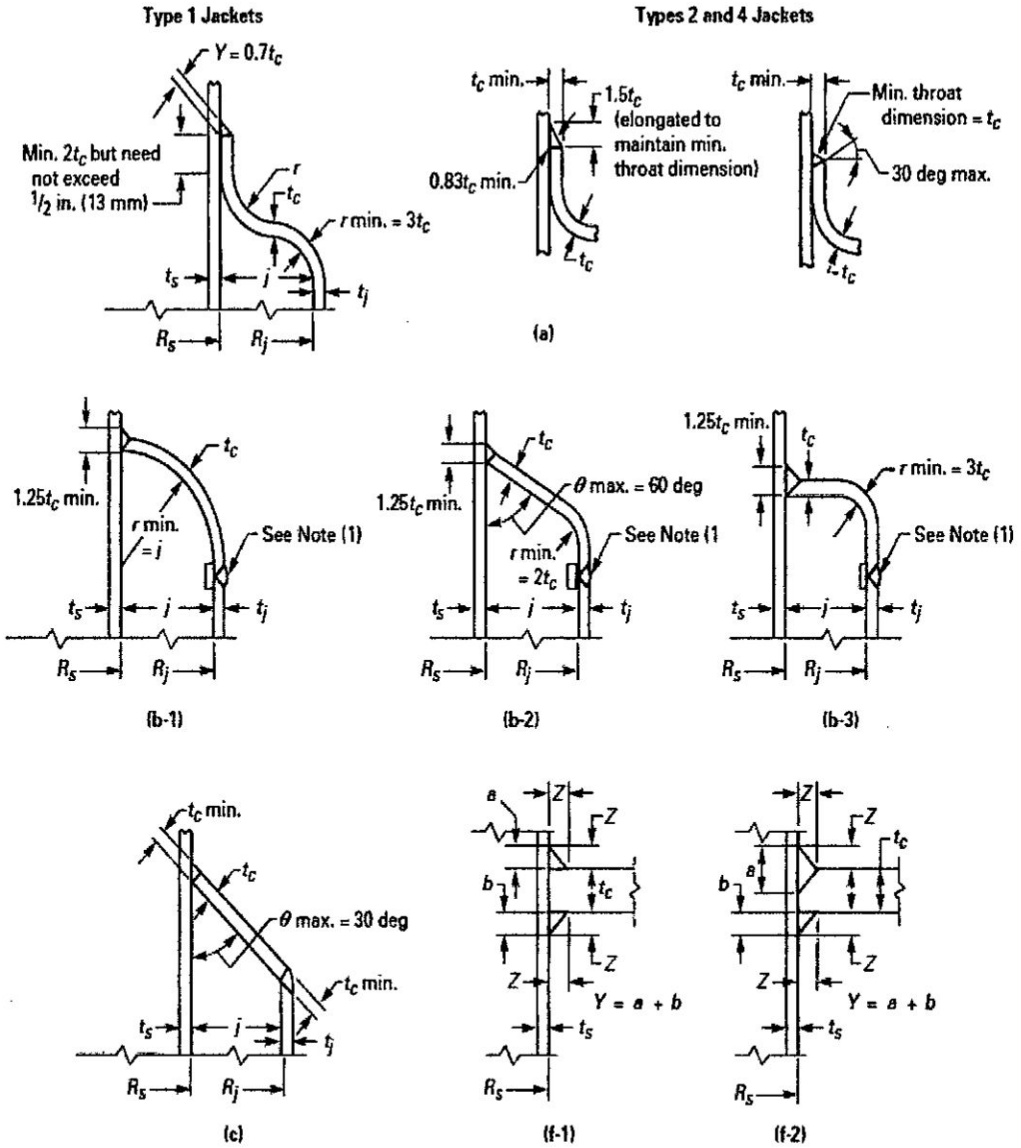
Una soldadura de ranura para unión entre el cerramiento y el recipiente interno y una de penetración completa del espesor del cerramiento t_c pueden ser usados con cualquier tipo de recipiente enchaquetado mostrados en la Figura N° 2.5. Sin embargo, una soldadura de filete teniendo una dimensión mínima de $0.7t_c$ puede ser utilizada para unir el cerramiento del recipiente interno en un recipiente enchaquetado tipo 1 de la Figura N° 2.5, en la página.

FIGURA N° 2.5
ALGUNOS TIPOS ACEPTABLES DE RECIPIENTES ENCHAQUETADOS



Fuente: Norma ASME Sección VIII Div. I Edición 2015 página 412

FIGURA N° 2.6
ALGUNOS TIPOS ACEPTABLES DE CERRAMIENTOS DE CHAQUETAS



Fuente: Norma ASME Sección VIII Div. I Edición 2015 página 414

2.2.5. Sistema de Agitación

Definición

La agitación se refiere a forzar un fluido por medios mecánicos para que adquiera un movimiento circulatorio en el interior de un recipiente.

Clasificación

Los agitadores se dividen en 2 clases:

1. Flujo Axial: los que generan corrientes paralelas al eje. Estos generan un campo de flujo de ida y vuelta, además presenta un número de Reynolds entre 200 a 600. Y cuando baja de este nivel se convierte en flujo radial. Existen dos rangos básicos de velocidades de giro: de 1150 a 1750 rpm con transmisión directa, y de 350 a 420 rpm con transmisión por engranajes. Las hélices y turbinas de palas o aspas inclinadas son las más representativas de este tipo de agitadores.
2. Flujo Radial: los que generan corrientes en dirección radial tangencial. Este tipo de agitadores incluyen palas (o aspas) paralelas al eje del motor. Los más pequeños y de aspas múltiples se denominan "turbinas"; los mayores, de velocidades más bajas, con dos o cuatro aspas, se denominan agitadores de palas o de paletas.

Tipos de agitadores

- a) Agitador de hélices

Es un agitador de flujo axial, se utiliza para altas velocidades y baja viscosidad del fluido. Las corrientes de flujo, que parten del agitador, se mueven a través del líquido en una dirección determinada hasta que son desviadas por el fondo o las paredes del tanque. La columna de remolinos de líquido de elevada turbulencia, que parte del agitador, arrastra en su movimiento al líquido estancado.

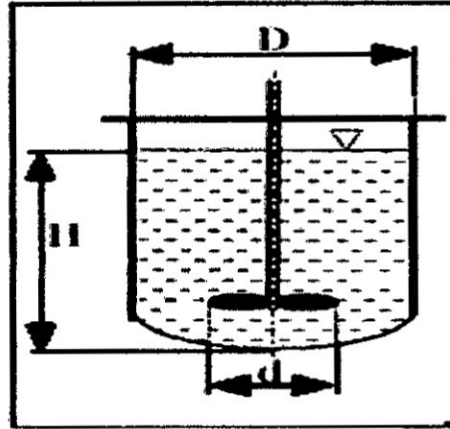
Son eficaces en tanques muy grandes, generalmente posee tres aspas y se usa para homogeneizar, suspender y favorecer el intercambio de calor.

**TABLA N°2.2
CARACTERÍSTICAS DE AGITADOR DE HÉLICE.**

Descripción	<ul style="list-style-type: none"> • 3 álabes (generalmente) • ángulo de inclinación del aspa constante
Campo de flujo generado	axial
Régimen alcanzado	turbulento
Velocidad tangencial	3 - 15 m/s
Viscosidad del medio	< 8 Pa*s
Posición del rodete (d_2 / d_1)	0,1 – 0,5 (alejado de la pared)
Aplicaciones	<ul style="list-style-type: none"> • Homogeneizar • Suspender • Favorecer el intercambio de calor

Fuente: Estudio experimental de la agitación

**FIGURA N°2.7
AGITADOR DE HÉLICE.**



Fuente. Estudio experimental de la agitación

b) Agitador de palas o paletas

Se utiliza para los casos más sencillos de agitación o mezcla. Consta de una o varias palas planas (frecuentemente de dos a cuatro palas), que giran sobre un eje vertical a bajas o moderadas velocidades en el centro del tanque, impulsando el líquido radial y tangencialmente, sin que exista movimiento vertical respecto del agitador, a menos que las paletas estén inclinadas. La anchura de la pala es de un sexto a un décimo de su longitud, la cual generalmente comprende entre el 50 y el 80% del diámetro del tanque.

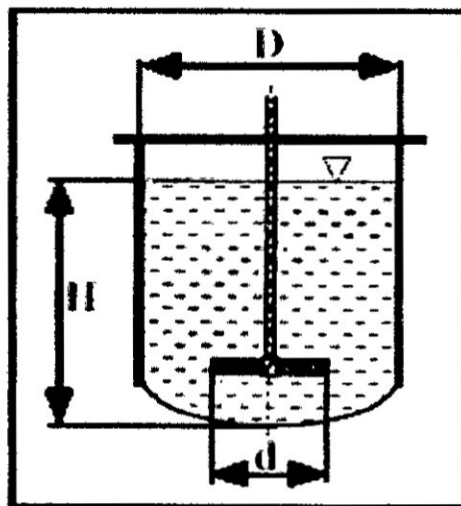
Agitador con palas planas inclinadas

TABLA N°2.3
CARACTERÍSTICAS DE AGITADOR DE PALAS PLANAS INCLINADAS

Descripción	<ul style="list-style-type: none"> • 4-6 palas rectas • ángulo de inclinación = 45°
Campo de flujo generado	axial / radial (componente radial mayor que con el mezclador de hélice)
Régimen alcanzado	Transición – Turbulento
Velocidad tangencial	3 - 15 m/s
Viscosidad del medio	hasta 20 Pa·s
Posición del rodete (d_2 / d_1)	0,2 – 0,5 (alejado de la pared)
Aplicaciones	<ul style="list-style-type: none"> • Homogeneiza • Suspender • Favorecer el intercambio de calor

Fuente: Estudio experimental de la agitación

FIGURA N°2.8
AGITADOR DE PLACAS PLANAS INCLINADAS.



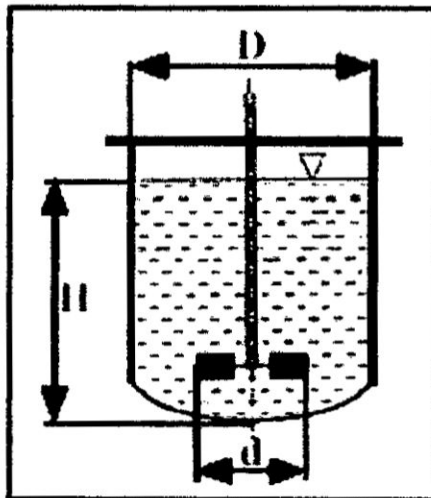
Fuente. Estudio experimental de la agitación)

**TABLA N° 2.4
CARACTERÍSTICAS DE AGITADOR DE PALAS PLANAS.**

Descripción	6 palas rectas
Campo de flujo generado	radial
Régimen alcanzado	Turbulento
Velocidad tangencial	3 -7 m/s
Viscosidad del medio	hasta 10 Pa·s
Posición del rodete (d_2 / d_1)	0,2 – 0,5 (alejado de la pared)
Aplicaciones	<ul style="list-style-type: none"> • Homogeneizar • Favorecer el intercambio de calor • Inyección de un gas en un fluido • Emulsionar

Fuente: Estudio experimental de la agitación

**FIGURA N° 2.9
AGITADOR DE PLACAS PLANAS.**



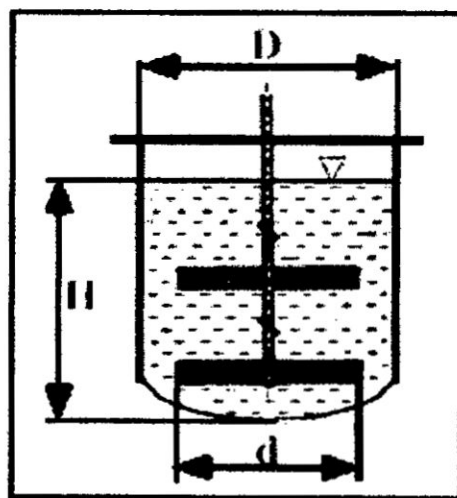
Fuente: Estudio experimental de la agitación

**TABLA N°2.5
CARACTERÍSTICAS DE AGITADOR DE PALAS CRUZADAS.**

Descripción	palas dispuestas perpendicularmente una respecto de otra
Campo de flujo generado	axial / tangencial
Régimen alcanzado	laminar
Velocidad tangencial	2 – 6 m/s
Viscosidad del medio	hasta 100 Pa·s

Fuente: Estudio experimental de la agitación

**FIGURA N° 2.10
AGITADOR DE PLACAS PLANAS CRUZADAS.**



Fuente: Estudio experimental de la agitación

c) **Agitador de turbinas:**

La mayor parte de ellas se asemejan a agitadores de múltiples y cortas paletas, que giran a altas velocidades sobre un eje montado centralmente en el tanque, generando corrientes principalmente radiales y tangenciales. Las paletas pueden ser rectas o curvas, inclinadas o verticales y su diámetro varía entre 30 y el 50% del diámetro del tanque. Las turbinas son eficaces para un amplio intervalo de viscosidades.

**FIGURA N° 2.11
AGITADOR DE TURBINA.**



Fuente. Diseño y Calculo de un agitador de fluidos

Aplicación

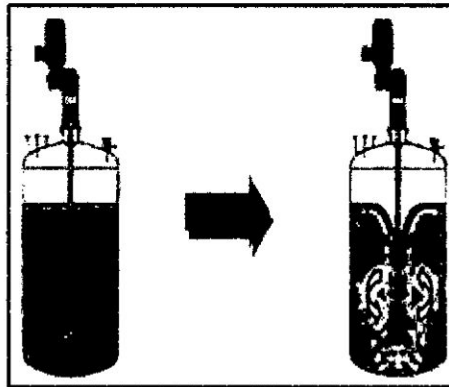
Los agitadores presentan diversas aplicaciones en industrias una de las principales es la industria alimentaria.

1. Inyección de gas en un fluido

Consiste en la dispersión de un gas en un fluido. Se utiliza para obtener reacciones entre un gas y un líquido, fermentaciones

aerobias, realizar aportes de oxígeno en estanques aireados. Las reacciones gas-líquido requieren normalmente la máxima área interfacial que se consigue con burbujas pequeñas que se logran fundamentalmente con un nivel de agitación intenso.

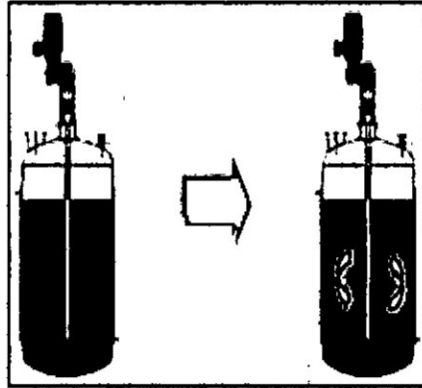
FIGURA N°2.12
EL GAS PASA A TRAVÉS DEL EJE HACIA EL FLUIDO AGITADO



Fuente: diseño y cálculo de un agitador de fluidos

2. Intercambio térmico entre un fluido y superficie de enfriamiento
Consiste en el intercambio de calor entre fluido y superficie de fluidos a distinta temperatura permite eliminar el calor de reacción y es posible lograr la disminución de la viscosidad de un fluido gracias al calentamiento. Permite a su vez lograr que la temperatura sea homogénea en todo el producto. Con la agitación se consiguen coeficientes de transmisión más elevados que solo con convección natural con lo que es posible el ahorro de superficie de intercambio térmico.

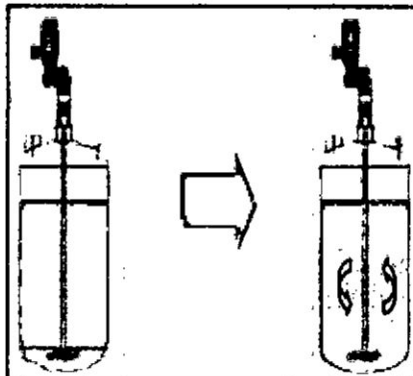
**FIGURA N°2.13
LA AGITACIÓN PERMITE TEMPERATURAS HOMOGÉNEAS EN
TODO EL ESTANQUE.**



Fuente: diseño y cálculo de un agitador de fluidos
3. Fermentación

Es un proceso biológico con presencia o ausencia de oxígeno (aerobias o anaerobias). La agitación en la fermentación consiste en asegurar la suspensión homogénea de los microorganismos en el medio que contiene los nutrientes. En dichos procesos también suele ser muy importante el control de la temperatura, pH, incorporación de oxígeno en fermentaciones aerobias y eliminación de los gases formados en las anaerobias.

**FIGURA N°2.14
MICROORGANISMOS SUSPENDIDOS A TRAVÉS DE LA AGITACIÓN.**



Fuente: diseño y cálculo de un agitador de fluidos

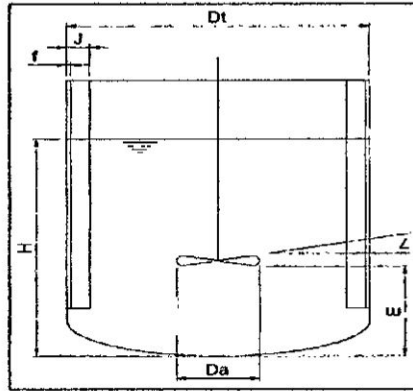
Semejanzas Geométricas

Para el diseño de un agitador existe un gran número de variables a considerar: Diámetro del estanque (D_t), Diámetro de las palas (D_a), altura del fluido (H), ancho y cantidad de las placas deflectoras (J), distancia desde el fondo del estanque hasta el impulsor (E). Estas variables afectarán y determinarán las necesidades y objetivos particulares de lo que se requiere. Como, por ejemplo: La velocidad de circulación del líquido, modelo de flujo, consumo de potencia, etc. Como punto de partida en el diseño de un agitador se pueden utilizar las semejanzas geométricas estandarizadas que relacionan las medidas generales del estanque con el tipo de impulsor.

Se indican a continuación las semejanzas geométricas de los tipos de impulsores más utilizados relacionados con las dimensiones del estanque, incluyendo las del tipo turbina que será utilizado en el diseño del agitado.

Sistema de agitación del tipo hélice

FIGURA N°2.15
SEMEJANZAS GEOMÉTRICAS IMPULSOR DE HÉLICE.



Fuente: Diseño y Cálculo de un agitador de fluidos

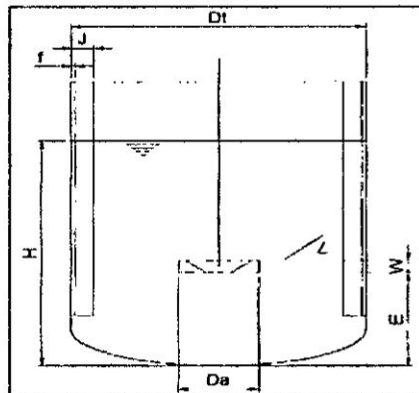
TABLA N°2.6
SEMEJANZAS GEOMÉTRICAS IMPULSOR DE HÉLICE.

$H/D_t=1$	$D_a/D_t=0.33$	$E/D_t=0.33$
$\leq 25^\circ$	$J/D_t=0.1$	$f/J=0.02$

Fuente: Estudio experimental de la agitación

Sistema de agitación del tipo palas inclinadas

FIGURA N° 2.16
SEMEJANZAS GEOMÉTRICAS IMPULSOR DE PALAS INCLINADAS.



Fuente: Diseño y Cálculo de un agitador de fluidos

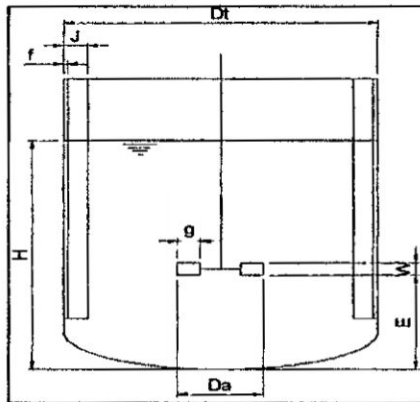
**TABLA N°2.7
SEMEJANZAS GEOMÉTRICAS IMPULSOR DE PALAS
INCLINADAS**

$H/Dt=1$	$Da/Dt=0.33$	$E/Dt=0.17/0.34$
$\leq 45^\circ$	$J/Dt=0.1$	$W/f=0.177$

Fuente: Estudio experimental de la agitación

Sistema de agitación del tipo turbina

**FIGURA N°2.17
SEMEJANZAS GEOMÉTRICAS IMPULSOR DE TURBINA.**



(Fuente: Diseño y Cálculo de un agitador de fluidos)

**TABLA N°2.8
SEMEJANZAS GEOMÉTRICAS IMPULSOR DE TURBINA.**

$H/Dt=1$	$Da/Dt=0.33$	$E/Dt=0.33$	$f/Dt=0.02$
$\leq 45^\circ$	$g/Da=0.25$	$W/Da=0.2$	

Fuente: Estudio experimental de la agitación

Cálculo de potencia en el agitador

Para que el proceso de agitación sea eficaz, el volumen del fluido agitado debe ser capaz de llegar hasta las partes más lejanas del estanque, donde la velocidad de circulación no es el único factor importante, sino que la turbulencia del fluido puede llegar a

determinar la eficacia de la operación. La turbulencia es una consecuencia de que las corrientes estén adecuadamente dirigidas y que logren generar grandes gradientes de velocidad en el líquido. Todos estos parámetros consumen energía y por lo tanto es de gran importancia conocer la potencia consumida con el fin de cumplir a cabalidad los objetivos deseados.

Se puede conocer la potencia consumida por el agitador a través de números adimensionales, relacionando por medio de gráficos el número de Reynolds y el número de potencia. Estos gráficos van a depender de las características geométricas del agitador y de la presencia o no de placas deflectoras.

Número de Reynolds (Re)

El número de Reynolds es una expresión adimensional que permite caracterizar el movimiento de un fluido. Relaciona densidad, viscosidad, velocidad y la dimensión típica de un flujo. La presencia o ausencia de turbulencia en un fluido que se agita se puede relacionar con un número de Reynolds. Su ecuación es:

$$Re = \frac{N * d^2 * \rho}{\mu}$$

Dónde:

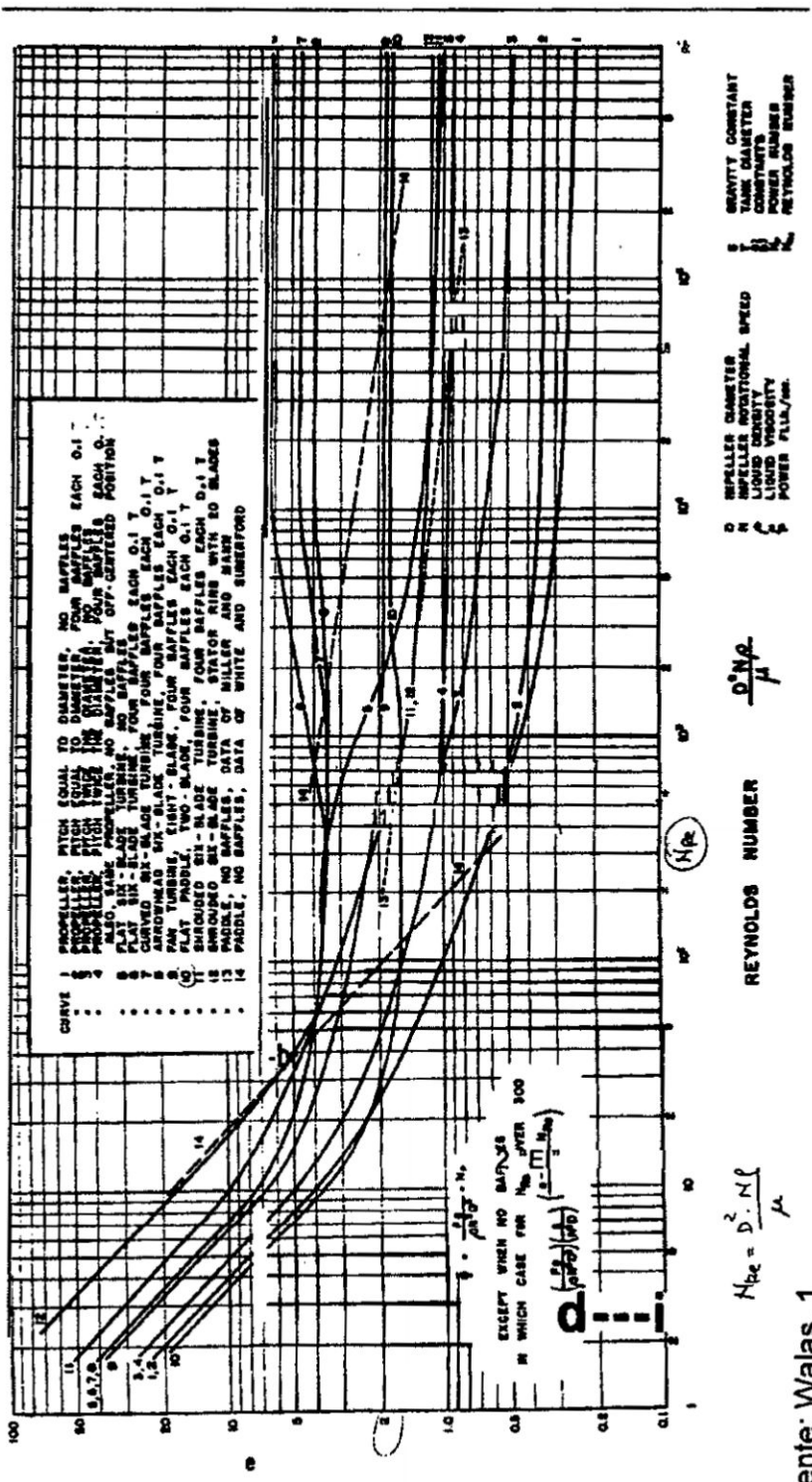
N = velocidad de rotación [rps]

d = diámetro del agitador [m]

ρ = densidad del fluido [kg/m³]

μ = viscosidad [Pa·s]


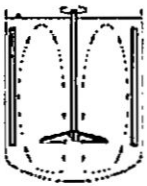
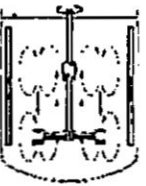

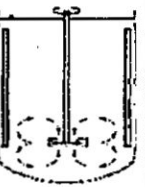
FIGURA N° 2.18
 NUMERO DE POTENCIA CONTRA EL NÚMERO DE REYNOLDS PARA DIFERENTES AGITADORES.



Fuente: Walas, 1

Tipos de Agitadores según su aplicación

FIGURA N° 2.19
Tipos de agitadores

Denominación Denomination	Hélice Propeller	Hidrofoil Hydrofoil	Versafoil Versafoil	Turbina axial Pitched blade turbine	Turbina radial Radial turbine	
Proporciones geométricas standard Standard Geometries						
Situación Situation	centrada <i>centred</i> descentrada sin baffles <i>off-centre</i> without baffles lateral side-entry	centrada <i>centred</i> descentrada sin baffles <i>off-centre</i> without baffles lateral side-entry	centrada con baffles <i>centred with baffles</i>	centrada con baffles <i>centred with baffles</i>	centrada con baffles <i>centred with baffles</i>	
Flujo primario Primary flow	axial <i>axial</i>	axial <i>axial</i>	axial <i>axial</i>	axial y radial <i>axial and radial</i>	radial <i>radial</i>	
Rango de utilización Range of use	d/D d/D	0'1 - 0'5	0'2 - 0'7	0'5 - 0'98	0'2 - 0'6	0'2 - 0'4
	Vel Tang (m/s) Tang Vel (m/s)	3 - 15	2 - 10	1 - 12	2 - 6	4 - 10
	Re Re	Re > 10 ³	Re > 10 ²	Re > 20	Re > 10 ²	Re > 10 ²
	Velocidad (Pa.s) Viscosity (Pa.s)	$\eta < 20$	$\eta < 50$	$\eta < 100$	$\eta < 20$	$\eta < 20$
Comentarios Comments	Tanques pequeños Baja agitación en tanques grandes Baja viscosidad <i>Small tanks</i> <i>Low agitation in</i> <i>large tanks</i> <i>Low viscosity</i>	Buen rendimiento Permite bajos consumos y accionamientos más económicos <i>Good performance</i> <i>Makes low consumption</i> <i>and allows use</i> <i>of more economic</i> <i>drives</i>	Muy versátil Apta para altas y bajas viscosidades Agitación uniforme en todo el tanque <i>Very versatile</i> <i>Suitable for high and</i> <i>low viscosities</i> <i>Uniform agitation</i> <i>throughout the tank</i>	Construcción económica Facilmente adaptable a tanques muy grandes <i>Economic construction</i> <i>Easily adaptable to</i> <i>very large tanks</i>	Indicada casi exclusivamente para dispersión de gases y transferencia térmica <i>Recommended almost</i> <i>exclusively for the</i> <i>dispersion of gases</i> <i>and heat transfer</i>	

Fuente: www.linkindustrial.es/web/en/products/agitators

Diseño de la chaveta

La chaveta puede sufrir falla por 2 modos, cortante y contacto. Por ello se pretende evaluar los esfuerzos sometidos en dichas fallas.

Falla por cortante

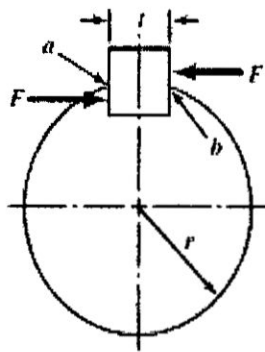
El esfuerzo promedio se define en la siguiente formula:

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A_{cortante}}$$

Donde F es la fuerza aplicada y $A_{cortante}$ es el área de corte. En este caso,

$A_{cortante}$ es el producto del ancho por la longitud de la cuña. La fuerza sobre la cuña se obtiene del cociente del torque del eje entre el radio.

FIGURA N 2.20
REPRESENTACIÓN DE EJE Y CHAVETA



Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, página 382

$$T = Fxr$$

$$F = \frac{T}{r}$$

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A_{cortante}} = \frac{T}{rxA} = \frac{T}{rxtxl}$$

Mediante la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al cortante es

$$S_{sy} = 0.577S_y$$

$$\tau_{xy} = \frac{S_{sy}}{n} = \frac{T}{rxA} = \frac{T}{rxtxl}$$

Falla por aplastamiento

El esfuerzo promedio por aplastamiento se define en la siguiente formula:

$$\sigma_x = \frac{F}{A_{contacto}}$$

Donde F es la fuerza aplicada y el área de aplastamiento es el área de contacto entre un lado de la cuña y el eje o la maza.

$$F = \frac{2M}{D}$$

$$T = Fxr$$

$$F = \frac{T}{r}$$

$$\sigma_x = \frac{F}{A_{\text{aplastamiento}}} = \frac{T}{rxA} = \frac{T}{rxlx \frac{h}{2}}$$

Mediante la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al aplastamiento es:

$$\sigma_x = \frac{S_y}{n} = \frac{T}{rxA} = \frac{T}{rxlx \frac{h}{2}}$$

2.3 Definiciones de Términos Básicos

Cepa Bacteriana: Una cepa es un conjunto de células homogéneas, o clones, que deriva de la reproducción de una célula inicial única, seleccionada y aislada. También suele referirse a las cepas como colonias puras de bacterias.

ASME: American Society of Mechanical Engineers (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos). Es una asociación de profesionales, que ha generado un código de diseño, construcción, inspección y pruebas para equipos, entre otros, calderas y recipientes sujetos a presión.

Recipiente a presión: Es un depósito diseñado para contener fluidos (gases o líquidos) a presiones mucho mayor que la presión atmosférica.

Esfuerzo Circunferencial: son aquellas tensiones que se dan de forma perpendicular al eje geométrico del cilindro.

Esfuerzo longitudinal: son aquellas tensiones que se dan en el eje geométrico del cilindro.

Enchaquetado: Es un revestimiento que se coloca a los recipientes para asegurar un eficiente intercambio de calor entre el contenido del recipiente y el fluido que se encuentra en la chaqueta.

Agitador: aparato mecánico que consta de un eje y paletas que se utiliza para la mezcla de diferentes productos (sólidos, líquidos y gases).

Anillo atiesado: son perfiles estructurales soldados al cuerpo del recipiente que evitan deformaciones en las placas de los anillos del tanque, originada por diversas cargas.

Intercambiador de calor: Es un dispositivo diseñado para transferir calor entre dos fluidos, o entre la superficie de un sólido y un fluido en movimiento.

Batch: lote o cantidad de producto producido durante un proceso.

Coefficiente total de transferencia: se define como la intensidad total de transferencia de calor a través de un material.

Número de Reynolds: número adimensional utilizado para caracterizar el movimiento de un fluido.

Número de Prandtl: número adimensional proporcional al cociente entre la viscosidad y la difusividad térmica.

Conductividad térmica: es la cantidad o velocidad de calor transmitida a través de un material.

Número de Nusselt: número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción.

CAPITULO III
VARIABLES E HIPOTESIS

3.1. Variables de la investigación

3.1.1. Variable independiente

- Diseño de un recipiente a presión de 5 m³ con sistema de enchaquetado y agitación.

Definición: Es un recipiente el cual está sometido a esfuerzos debido la presión que ejercen los fluidos contenidos en él.

3.1.2. Variable dependiente

- Capacidad de proceso de latencia de la Cepa Bacteriana.

Definición: Volumen total de proceso de adecuación de la Cepa Bacteriana.

3.2. Operacionalización de variables.

Variable	Dimensión	Indicadores
VI: Diseño de un recipiente a presión de 5 m ³ con sistema de enchaquetado y agitación.	Diseño de recipiente a presión de 5 m ³	<ul style="list-style-type: none"> • Espesor de plancha de cuerpo. • Espesor de plancha de tapa • Espesor de plancha de fondo
	Diseño de enchaquetado	<ul style="list-style-type: none"> • Espesor de plancha de cuerpo • Espesor de plancha de fondo • Espesor de plancha de miembro de cierre
	Diseño de agitador	<ul style="list-style-type: none"> • Tipo de agitador • Diámetro de eje de agitador • Potencia de agitador
VD: Capacidad de proceso de latencia de la Cepa Bacteriana.	Aumento de capacidad	<ul style="list-style-type: none"> • Volumen de producción • Tiempo de vaciado

3.3. Hipótesis general e hipótesis específicas.

3.3.1. Hipótesis General:

- Si se diseña un recipiente a presión de 5m³ con enchaquetado y agitador entonces se aumentará la capacidad del proceso de latencia de cepa bacteriana.

3.3.2. Hipótesis específicas

- Si se determina las especificaciones técnicas que debe cumplir el recipiente a presión de 5m³ se soportara las condiciones de proceso de latencia de cepa bacteriana.
- Si se determina las especificaciones técnicas del sistema enchaquetado se cumplirá con las condiciones térmicas necesarias del proceso de latencia de cepa bacteriana.
- Si se determina las especificaciones técnicas del agitador se realizará una correcta homogenización del proceso de latencia de cepa bacteriana.

CAPITULO IV METODOLOGIA

Tipo y nivel de investigación

4.1 Tipo de investigación.

El presente trabajo de investigación es de tipo tecnológica, debido a que se utilizara la información recopilada con respecto a diseño de tanques a presión, sistema de calefacción y mezcla (conocimiento científico) para solucionar el problema expuesto de diseñar un tanque con sistema de enchaquetado y agitación.

El nivel de investigación del presente trabajo es aplicado ya que se aplicarán los resultados obtenidos de los cálculos para el diseño del tanque a presión con sistema de enchaquetado y agitación.

4.2 Diseño de la investigación.

- El presente trabajo de investigación es de diseño descriptivo, debido a que se basa a recoger información sobre el objeto de estudio, describir el problema de investigación para luego con la información recogida se resolverá el problema.

Esta información del tipo, nivel y diseño de investigación se obtuvo del libro metodología de la investigación tecnológica del autor Ciro Espinoza Montes, de la Edición del 2010.

4.2.1 Parámetros básicos de la investigación

- Presión máxima de operación del Tanque, 2.2 bar (31.9 psi)
- Temperatura máxima de operación 130°C
- Material del tanque SA-240 (AISI 316)
- Capacidad máxima del tanque (5m³)

4.2.2 Etapas de la Investigación

1) Calculo del Tanque a presión

Para el desarrollo del cálculo se debe conocer primero la presión y temperatura de diseño, además del tipo de material a usar y la eficiencia de la soldadura, estos datos se obtendrán del proceso que se realizara en el recipiente y de la norma ASME sección VIII división 1

Datos:

- Presión de diseño
- Temperatura de diseño
- Material
- Eficiencia de la soldadura

- 1.1) Cálculo del espesor del cuerpo del tanque por presión interna
- 1.2) Cálculo del espesor del cuerpo por presión externa
- 1.3) Cálculo del espesor de la tapa por el lado cóncavo
- 1.4) Cálculo del espesor de la tapa por el lado convexo

2) Cálculo de la chaqueta

Para realizar el cálculo de la chaqueta se debe conocer qué tipo de fluidos (vapor, agua, etc.) se van a utilizar para la transferencia de calor, también la temperatura y la presión en la que trabajaran, además de las dimensiones del tanque y hasta qué proporción estará cubierto con la chaqueta.

Datos:

- vapor saturado
- Agua helada
- Agua blanda

2.1) Cálculo del espesor del cuerpo por presión interna

2.2) Cálculo del espesor del fondo por presión interna

2.3) cálculo del miembro de cerramiento

3) Cálculo del sistema de agitación

Lo primero a realizar para el cálculo del agitador es seleccionar que tipo de agitador se utilizará, esto será de acuerdo con las condiciones que presenta el equipo y el producto a mezclar.

Luego de eso se hará el cálculo del eje en base al número de Reynolds y número de potencia, que se determinará de acuerdo al tipo del agitador.

Luego de saber la potencia se seleccionará el motor y se realizará el cálculo del diámetro del eje del agitador.

3.1) Selección del tipo de agitador

3.2) Cálculo de la potencia del agitador

3.3) Cálculo del diámetro del eje

4) Elaboración de planos constructivos del Tanque

1) Calculo del Tanque a presión

1.1) Calculo del espesor del cuerpo del tanque por presión interna

Para el cálculo de espesor del tanque se van a necesitar los siguientes parámetros.

P = Presión de diseño (psi)

R= radio interior del recipiente (in)

S= valor del esfuerzo máximo permisible (lb/in²)

E= Eficiencia de la junta de soldadura

Los valores de presión y radio interno se obtienen del proceso y de las dimensiones del tanque.

Datos:

P= 31.9 psi <> 2.2 bar

R = 30.12 in <> 1.53 m

Para los valores de esfuerzo y eficiencia de la soldadura, recurriremos a la norma ASME sección II y sección VIII respectivamente.

Para la selección del esfuerzo, primero debemos saber el material a utilizar.

En nuestro caso utilizaremos el acero inoxidable 316 como material para la fabricación del tanque, debido a que es utilizado en industrias alimenticias y tienen un grado alto de resistencia a la corrosión.

Luego, recurriendo a la sección II del código ASME ubicamos el material en la tabla 1^a

TABLA N° 4.1
VALORES DE ESFUERZO MÁXIMO PERMISIBLE

TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASSES 2 AND 3; * SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR FERROUS MATERIALS
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec. No.	Type/Grade	Alloy	Class/	Size/Thickness, in.	P.No.	Group No.
					Designation/ UNS No.	Condition/ Temper			
1	16Cr-12Ni-2Mo	Wld. tube	SA-688	TP316L	S31603	8	1
2	16Cr-12Ni-2Mo	Wld. tube	SA-688	TP316L	S31603	8	1
3	16Cr-12Ni-2Mo	Wld. tube	SA-688	TP316L	S31603	8	1
4	16Cr-12Ni-2Mo	Wld. pipe	SA-813	TP316L	S31603	8	1
5	16Cr-12Ni-2Mo	Wld. pipe	SA-814	TP316L	S31603	8	1
6	16Cr-12Ni-2Mo	Bar	SA/JIS G4303	SUS316L	8	1
7	16Cr-12Ni-2Mo	Castings	SA-351	CF3M	J92800	8	1
8	16Cr-12Ni-2Mo	Castings	SA-351	CF3M	J92800	8	1
9	16Cr-12Ni-2Mo	Cast pipe	SA-451	CPF3M	J92800	8	1
10	16Cr-12Ni-2Mo	Castings	SA-351	CF8M	J92900	8	1
11	16Cr-12Ni-2Mo	Castings	SA-351	CF8M	J92900	8	1
12	16Cr-12Ni-2Mo	Cast pipe	SA-451	CPF8M	J92900	8	1
13	16Cr-12Ni-2Mo	Forgings	SA-182	F316	S31600	...	>5	8	1
14	16Cr-12Ni-2Mo	Forgings	SA-182	F316	S31600	...	>5	8	1
15	16Cr-12Ni-2Mo	Forgings	SA-965	F316	S31600	8	1
16	16Cr-12Ni-2Mo	Forgings	SA-965	F316	S31600	8	1
17	16Cr-12Ni-2Mo	Forgings	SA-182	F316	S31600	...	≤5	8	1
18	16Cr-12Ni-2Mo	Forgings	SA-182	F316	S31600	...	≤5	8	1
19	16Cr-12Ni-2Mo	Smis. tube	SA-213	TP316	S31600	8	1
20	16Cr-12Ni-2Mo	Smis. tube	SA-213	TP316	S31600	8	1
21	16Cr-12Ni-2Mo	Plate	SA-240	316	S31600	8	1
22	16Cr-12Ni-2Mo	Plate	SA-240	316	S31600	8	1

Nominal composition	Product form	Spec No.	Type/Grade	Alloy Designation/ UNS No
16Cr-12Ni-2Mo	Plate	SA-240	316	S31600

Fuente: Norma ASME sección II, página 106

TABLA N° 4.1
VALORES DE ESFUERZO MÁXIMO PERMISIBLE (CONTINUACION)

TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASSES 2 AND 3; * SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR FERROUS MATERIALS
(* See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Min. Tensile Strength, ksi	Min. Yield Strength, ksi	Applicability and Max. Temperature Limits (NP = Not Permitted) (SPT = Supports Only)				External Pressure Chart No.	Notes
			I	III	VIII-1	XII		
			1	70	25	NP		
2	70	25	NP	NP	850	650	HA-4	G5, G24
3	70	25	NP	NP	850	650	HA-4	G24
4	70	25	NP	800	NP	NP	HA-4	G5, W12
5	70	25	NP	800	NP	NP	HA-4	G5, W12
6	70	25	850	800	850	NP	HA-4	G5, G22, G34
7	70	30	NP	800	850	650	HA-4	G1, G5, G16, G17, G32
8	70	30	NP	NP	850	650	HA-4	G1, G32
9	70	30	NP	800	NP	NP	HA-4	G5, G16, G17, G32
10	70	30	1500	800	1500	650	HA-2	G1, G5, G12, G16, G17, G32, H1, T6
11	70	30	1500	NP	1500	650	HA-2	G1, G12, G32, H1, T6
12	70	30	NP	800	NP	NP	HA-2	G5, G16, G17, G32
13	70	30	1500	800	1500	650	HA-2	G5, G12, T8
14	70	30	1500	NP	1500	650	HA-2	G12, T9
15	70	30	1500	800	1500	650	HA-2	G5, G12, T8
16	70	30	1500	NP	1500	650	HA-2	G12, T9
17	75	30	1500	800	1500	NP	HA-2	G5, G12, T8
18	75	30	1500	NP	1500	NP	HA-2	G12, T9
19	75	30	1500	800	1500	NP	HA-2	G5, G12, T8
20	75	30	1500	NP	1500	NP	HA-2	G12, T9
21	75	30	1500	800	1500	650	HA-2	G5, G12, T8
22	75	30	1500	NP	1500	650	HA-2	G12, T9

Min Tensile Strength	Product form	Spec No.	Type/Grade	Alloy Designation/ UNS No
16Cr-12Ni-2Mo	Plate	SA-240	316	S31600

Fuente: Norma ASME sección II, página 107

TABLA N° 4.1
VALORES DE ESFUERZO MÁXIMO PERMISIBLE (CONTINUACION)

TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASSES 2 AND 3; * SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR FERROUS MATERIALS
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding													
	-20 to 100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
1	16.7	...	16.7	...	16.7	15.7	14.8	14.0	13.7	13.5	13.2	12.9
2	14.2	...	14.2	...	14.2	13.4	12.5	11.9	11.7	11.4	11.2	11.0	10.8	...
3	14.2	...	12.1	...	10.8	9.9	9.3	8.8	8.7	8.5	8.3	8.1	8.0	...
4	16.7	...	16.7	...	16.7	15.7	14.8	14.0	13.7	13.5	13.2	12.9
5	16.7	...	16.7	...	16.7	15.7	14.8	14.0	13.7	13.5	13.2	12.9
6	16.7	...	16.7	...	16.7	15.7	14.8	14.0	13.7	13.5	13.2	12.9	12.7	...
7	20.0	...	20.0	...	19.4	19.2	17.9	17.0	16.6	16.3	16.0	15.8	15.7	...
8	20.0	...	17.2	...	15.5	14.2	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.7	11.6	...
9	20.0	...	20.0	...	19.4	19.2	17.9	17.0	16.6	16.3	16.1	15.8
10	20.0	...	20.0	...	19.4	19.2	17.9	17.0	16.6	16.3	16.0	15.8	15.7	15.5
11	20.0	...	17.2	...	15.5	14.2	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.7	11.6	11.5
12	20.0	...	20.0	...	19.4	19.2	17.9	17.0	16.6	16.3	16.0	15.8
13	20.0	...	20.0	...	19.4	19.2	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9	15.7	15.6
14	20.0	...	17.3	...	15.6	14.3	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.8	11.6	11.5
15	20.0	...	20.0	...	19.4	19.2	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9	15.7	15.6
16	20.0	...	17.3	...	15.6	14.3	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.8	11.6	11.5
17	20.0	...	20.0	...	20.0	19.3	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9	15.7	15.6
18	20.0	...	17.3	...	15.6	14.3	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.8	11.6	11.5
19	20.0	...	20.0	...	20.0	19.3	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9	15.7	15.6
20	20.0	...	17.3	...	15.6	14.3	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.8	11.6	11.5
21	20.0	...	20.0	...	20.0	19.3	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9	15.7	15.6
22	20.0	...	17.3	...	15.6	14.3	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.8	11.6	11.5

Fuente: Norma ASME sección II, página 108

De la tabla se obtiene el máximo esfuerzo permisible.

$S = 15600 \text{ psi}$

Para hallar el valor de la eficiencia de la soldadura, recurrimos a la sección VIII, apartado UW 12.

$E = 0.85$

Una vez conocido los valores de presión, radio, esfuerzo y eficiencia de soldadura, ya se puede comenzar con los cálculos de espesor del tanque, para ello se iniciará con el cálculo por presión interna.

A) Esfuerzo circunferencial (uniones longitudinales)

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

$$t = \frac{31.9 \times 30.12}{15600 \times 0.85 - 0.6 \times 31.9}$$

$$t = 0.0725 \text{ in } \leftrightarrow 1.84 \text{ mm}$$

B) Esfuerzos longitudinales (uniones circunferenciales)

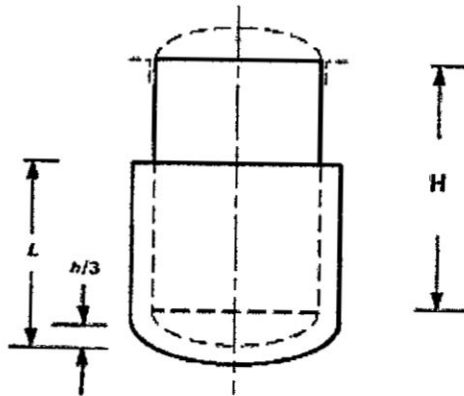
$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P}$$

$$t = \frac{31.9 \times 30.12}{2 \times 15600 \times 0.85 + 0.4 \times 31.9}$$

$$t = 0.0362 \text{ in } \leftrightarrow 0.92 \text{ mm}$$

1.2) Cálculo del espesor del cuerpo por presión externa

**FIGURA N° 4.1
RECIPIENTE A PRESIÓN**



Fuente: Elaboración propia

Para el cálculo del espesor del tanque por presión externa se tiene que conocer la longitud de diseño del recipiente, que es la longitud entre líneas de soporte. En este caso por tener enchaquetado se considera desde el inicio del enchaquetado y el centroide de la tapa.

Por lo tanto, se tiene el siguiente valor para L:

$$L = 88.19 \times 0.8 + \left(\frac{10.63}{3}\right) = 74.1 \text{ in } \leftrightarrow 1882 \text{ mm}$$

$$D_o = D + t$$

Paso 1: Asumir el valor para t y determinar las ratios L/D_o y D_o/t

$$T = 5/16 \text{ in } \leftrightarrow 7.94 \text{ mm}$$

$$L = 74.1 \text{ in } \leftrightarrow 1882 \text{ mm}$$

$$D_o = 60.86 \text{ in } \leftrightarrow 1545.88 \text{ mm}$$

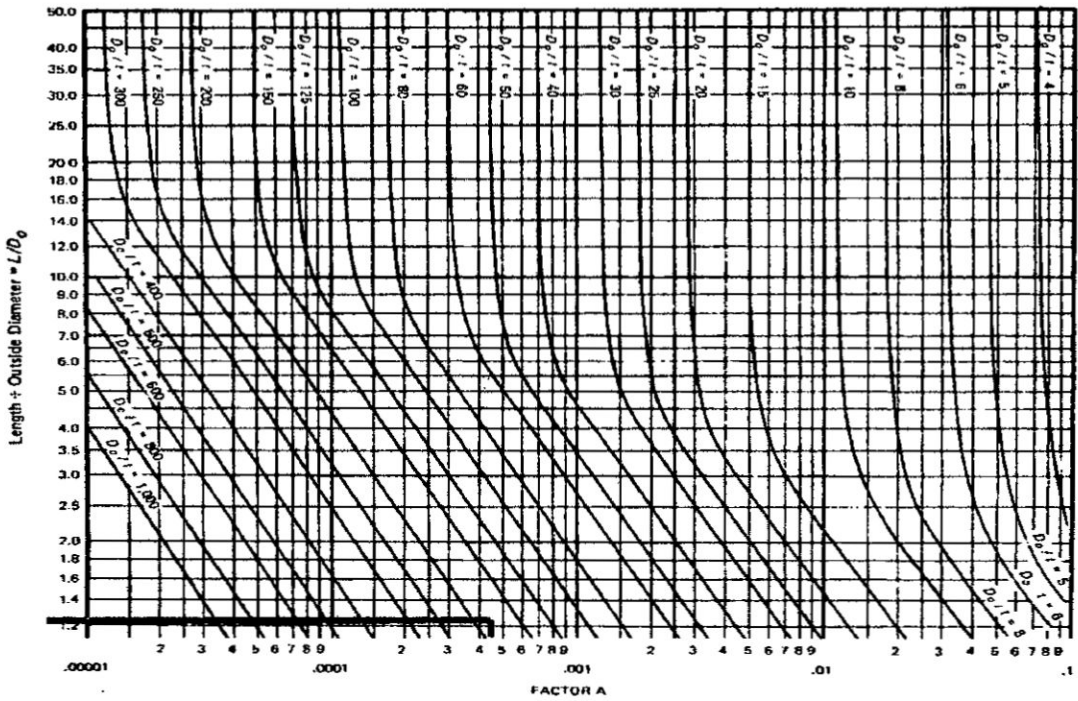
$$L/D_o = 1.217$$

$$D_o/t = 194.75$$

Paso 2: Entrar en la figura G en la Subparte 3 de la sección II, Parte D con el L/D_o determinado en el paso 1.

TABLA N°4.2

TABLA PARA COMPONENTES BAJO CARGAS EXTERNAS O DE COMPRESIÓN



Fuente: Norma ASME sección II, página 748

Paso 3: Determinar el valor del factor A.

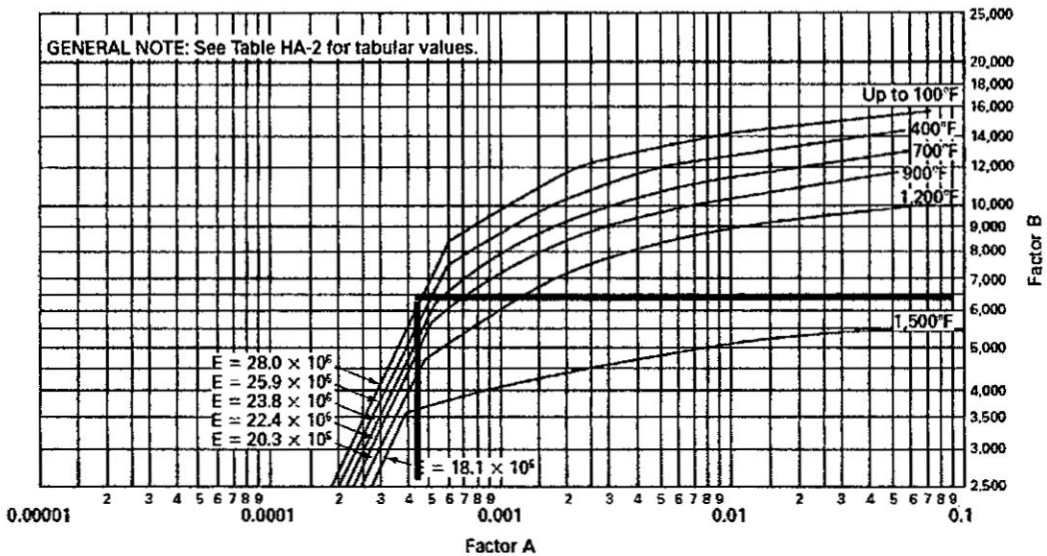
De la tabla se obtiene el siguiente valor: $A = 0.00045$

Paso 4. Usando el valor A calculado en el paso 3, entrar a la tabla aplicable al material en la subparte 3 de la sección II, Parte D.

TABLA N°4.3

TABLA PARA DETERMINAR ESPESOR DEL CUERPO DE COMPONENTES BAJO PRESION EXTERNA

FIG. HA-2 CHART FOR DETERMINING SHELL THICKNESS OF COMPONENTS UNDER EXTERNAL PRESSURE DEVELOPED FOR AUSTENITIC STEEL 16Cr-12Ni-2Mo, TYPE 316



Fuente: Norma ASME sección II, página 754

Paso 5: Determinar el valor del factor B.

De la tabla se obtiene el siguiente valor: B=6500

Paso 6: Usando el valor de B, calcular el valor de la presión externa de trabajo máxima permisible Pa.

$$P_a = \frac{4B}{3\left(\frac{D_o}{t}\right)}$$

$$P_a = \frac{4 \times 5000}{3\left(\frac{1545.88}{7.94}\right)}$$

$$P_a = 44,5 \text{ psi}$$

$$P_a = 44,5 \text{ psi} > P = 31.9 \text{ psi}$$

Por lo tanto, el espesor correspondiente a la presión externa será:

$$T = 5/16 \text{ } \langle \rangle \text{ } 7.95 \text{ mm.}$$

1.3) Cálculo del espesor de la tapa por el lado cóncavo.

Para tapas Torisféricas con $t_s/L \geq 0.002$

$$T_s = 3/16 \text{ } \langle \rangle \text{ } 4.76 \text{ mm}$$

$$L = D = 60.24 \text{ in } \langle \rangle \text{ } 1530 \text{ mm}$$

$$r = 0.06 \times L = 3.614 \text{ } \langle \rangle \text{ } 92 \text{ mm}$$

$$t_s/L = 0.0027 \geq 0.002$$

Según norma ASME para los valores de $L=D$ y $r = 0.06L$, se tiene la siguiente formula.

$$t = \frac{0.885PL}{SE - 0.1P}$$

$$t = \frac{0.885 \times 31.9 \times 60.24}{0.85 - 0.1 \times 31.9}$$

$$t = 0.1283.2 \text{ in } \langle \rangle \text{ } 3.26 \text{ mm}$$

Por lo tanto, el espesor correspondiente a la presión externa será:

$T = 3/16 \text{ } \langle \rangle \text{ } 4.76 \text{ mm}$. Por ser una medida comercial de la plancha de acero inoxidable

1.4) Cálculo del espesor de la tapa por el lado convexo

Para tapas Torisféricas

$$R_o = L = 1650 \text{ mm}$$

$$t = 1/6 \text{ } \langle \rangle \text{ } 4.23 \text{ mm}$$

$$A = \frac{0.125}{R_o/t}$$

$$A = \frac{0.125}{1537.9375/7.9375}$$

$$=0.000645142$$

De la tabla se obtiene el siguiente valor: $B=8500$

Usando el valor de B, se calcula el valor de la presión externa de trabajo máxima permisible P_a .

$$P_a = \frac{B}{\left(\frac{R_e}{t}\right)}$$
$$P_a = \frac{4250}{\left(\frac{1537.9375}{7.9375}\right)}$$
$$= 43.87 \text{ psi.}$$

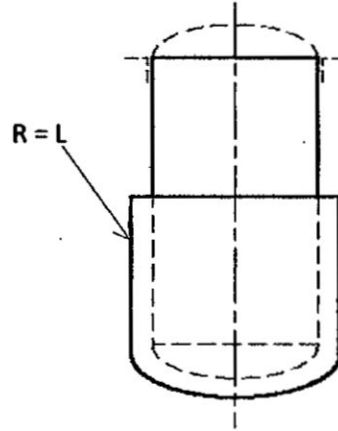
$$P_a = 43.87 \text{ psi} > P = 31.9 \text{ psi}$$

Por lo tanto, el espesor correspondiente será:

$T = 5/16 \text{ } \langle \rangle \text{ } 7.9375 \text{ mm}$. Por ser una medida comercial de la plancha de acero inoxidable.

De los valores encontrados para los espesores de acuerdo con la presión interna, externa, lado cóncavo y convexo se considerará como valor final el que presente mayor espesor, en nuestro caso será el calculado por presión externa, siendo el espesor de 7.95 mm.

**FIGURA N°4.2:
ESQUEMA DE TIPO DE CHAQUETA SELECCIONADA**



Type 2
Jacket covering a portion of
cylindrical shell and one head

Fuente: Elaboración Propia

2) Calculo del sistema de enchaquetado.

Para este tanque se eligió el tipo de enchaquetado que cubre una parte del cuerpo y la base del tanque.

En este caso la chaqueta solo está expuesto a presión interna mas no a presión externa. Por consiguiente, para calcular su espesor se procede a las siguientes formulas.

2.1) Calculo del espesor del cuerpo por presión interna

Datos:

$$R = 32$$

A) Esfuerzo circunferencial (uniones longitudinales)

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

$$= \frac{31.9 \times 32}{15600 \times 0.85 - 0.6 \times 31.9}$$

$$= 0.077 \text{ in } \langle \rangle 1.95 \text{ mm}$$

B) Esfuerzos longitudinales (uniones circunferenciales)

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P}$$

$$t = \frac{31.9 \times 32}{2 \times 15600 \times 0.85 + 0.4 \times 31.9}$$

$$t = 0.038 \text{ in } \langle \rangle 0.95 \text{ mm}$$

2.2) Cálculo del espesor del fondo por presión interna

$$L = 64.255 \text{ in}$$

$$t = \frac{0.885PL}{SE - 0.1P}$$

$$t = \frac{0.885 \times 32 \times 64.255}{15600 \times 0.85 - 0.1 \times 31.9}$$

$$= 0.137 \langle \rangle 3.5 \text{ mm}$$

2.3) Cálculo del miembro de cerramiento de la chaqueta

Dimensiones:

Ts= 0.3125 in (espesor de la pared del recipiente)

Tj= 0.3125 in (espesor de la pared de la chaqueta)

Tc= 0.5 in (espesor del miembro de cerramiento)

Rj= 32 in (radio interno de la chaqueta)

Rs= 30.43 in (radio externo del recipiente)

Corr= corrosión.

J = espacio entre chaqueta y pared externa del recipiente

Material y condiciones:

Material = Acero inoxidable 316 (SA-240)

S = 15600 psi (máximo valor de esfuerzo permisible)

E = 0.85 (valor de inspección de soldadura)

P = 31.9 psi (presión de diseño de la chaqueta)

T = 300°F (temperatura de diseño)

Variables:

$t = t_c - \text{corr} = 0.5 - 0 \text{ in}$

$J = r_j - r_s = 33.5 - 31.81 = 1.69 \text{ in}$

Calculo del espesor del miembro de cerramiento por presión interna

Trc = espesor mínimo del miembro de cerramiento

$$T_{rc} = 1.414x \sqrt{\frac{PxRsj}{S}} \leq t_c$$

$$T_{rc} = 1.414x \sqrt{\frac{31.9x32.79x1.69}{20000x0.85}} = 0.442 \leq 0.5$$

$$J_{max} = \frac{2xSxEtTs^2}{(PxRf)} - 0.5x(ts + tj) \geq j$$

$$J_{max} = \frac{2x20000x0.85x0.3125^2}{(31.9x34.48)} - 0.5x(0.3125 + 0.25) = 2.67 \geq 1.57$$

Por lo tanto, los valores de $T_c = 0.5 \text{ in}$ y $j = 1.57 \text{ in}$. Cumplen con las condiciones requeridas.

3) Calculo del sistema de Agitación

El objetivo del agitador es lograr una mezcla homogénea entre los productos que ingresan al tanque.

Datos:

Densidad del fluido: 1150 kg/m³

Viscosidad del fluido: 2 cP <> 0.002 Pa.s

Presión de operación: 2.2 bar

Temperatura de trabajo: 5 – 130 °C

Diámetro del Tanque: 1650 mm

Altura del Tanque: 2400 mm

Volumen = 5 m³

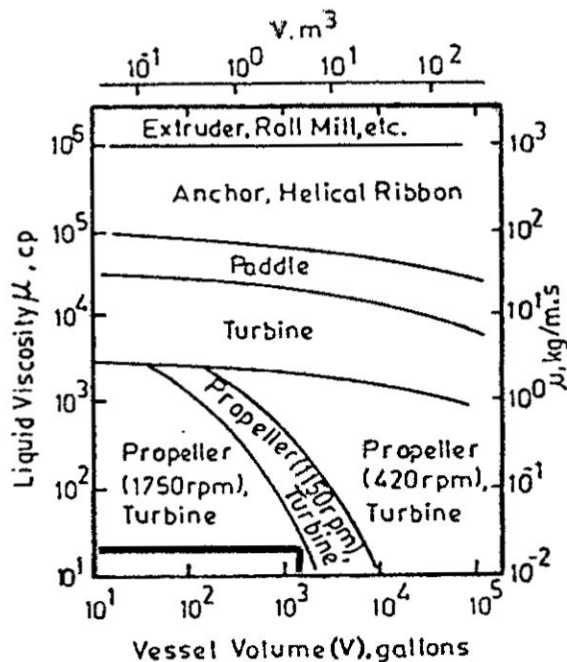
3.1) Selección del tipo de agitador

Para la selección del agitador se utilizarán los siguientes criterios:

- 1) Grafica de selección de agitador según su volumen y viscosidad del fluido

Con los datos obtenidos del Tanque y del fluido, interceptamos el volumen y la viscosidad.

**FIGURA N°4.3:
SELECCIÓN DE AGITADOR**



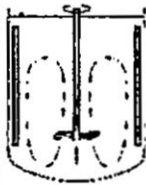
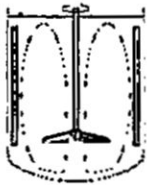
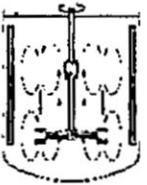
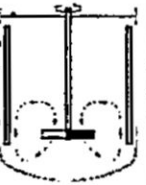

Fuente: Guía para mezcladores sin problema, Penny 1970

La intersección nos da como propuestas de selección al agitador tipo turbina y tipo hélice

2) De acuerdo con la aplicación del agitador

En el siguiente cuadro se muestran algunas descripciones de los tipos de agitadores, función y aplicación.

**FIGURA N°4.4:
TIPOS DE AGITADORES**

Denominación Denomination	Hélice Propeller	Hidrofoil Hydrofoil	Versafoil Versafoil	Turbina axial Pitched blade turbine	Turbina radial Radial turbine	
Proporciones geométricas standard Standard Geometries						
Situación Situation	centrada <i>centred</i> descentrada <i>off-centre</i> sin baffles <i>without baffles</i> lateral side-entry	centrada <i>centred</i> descentrada <i>off-centre</i> sin baffles <i>without baffles</i> lateral side-entry	centrada con baffles <i>centred with baffles</i>	centrada con baffles <i>centred with baffles</i>	centrada con baffles <i>centred with baffles</i>	
Flujo primario Primary flow	axial <i>axial</i>	axial <i>axial</i>	axial <i>axial</i>	axial y radial <i>axial and radial</i>	radial <i>radial</i>	
Rango de utilización Range of use	d/D <i>d/D</i>	0'1 - 0'5	0'2 - 0'7	0'5 - 0'98	0'2 - 0'6	0'2 - 0'4
	Vel Tang (v_{t}) Tang Vel (v_{t})	3 - 15	2 - 10	1 - 12	2 - 6	4 - 10
	Re <i>Re</i>	$Re > 10^3$	$Re > 10^2$	$Re > 20$	$Re > 10^2$	$Re > 10^2$
	Viscosidad (μ) Viscosity (μ)	$\eta < 20$	$\eta < 50$	$\eta < 100$	$\eta < 20$	$\eta < 20$
Comentarios Comments	Tanques pequeños Baja agitación en tanques grandes Baja viscosidad <i>Small tanks</i> <i>Low agitation in</i> <i>large tanks</i> <i>Low viscosity</i>	Buen rendimiento Permite bajos consumos y accionamientos más económicos <i>Good performance</i> <i>Makes low consumption</i> <i>and allows use</i> <i>of more economic</i> <i>drives</i>	Muy versátil Apta para altas y bajas viscosidades Agitación uniforme en todo el tanque <i>Very versatile</i> <i>Suitable for high and</i> <i>low viscosities</i> <i>Uniform agitation</i> <i>throughout the tank</i>	Construcción económica Facilmente adaptable a tanques muy grandes <i>Economic construction</i> <i>Easily adaptable to</i> <i>very large tanks</i>	Indicada casi exclusivamente para dispersión de gases y transferencia térmica <i>Recommended almost</i> <i>exclusively for the</i> <i>dispersion of gases</i> <i>and heat transfer</i>	

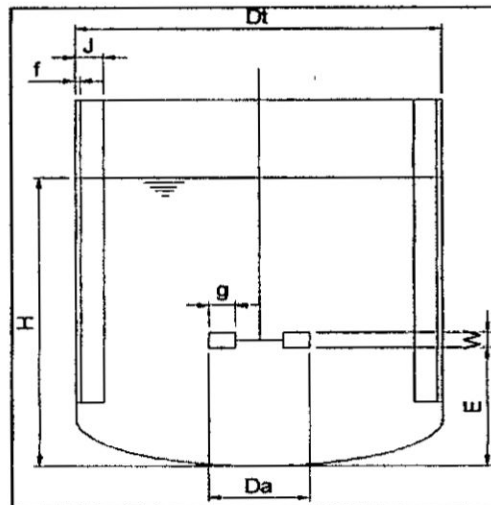
Fuente: www.linkindustrial.es/web/en/products/agitators

Dado que el agitador cumplirá la función de dispersión de burbujas de aire que se originan en el fondo y la mezcla de los productos que ingresan al tanque se elegirá como agitador el tipo turbina radial.

De los criterios mostrados se escoge el que mayor se adapte a las necesidades que requiere el producto para su mezcla, que en este caso es el agitador tipo turbina radial, ya que está dentro del parámetro del producto (volumen, viscosidad y funcionamiento)

Para un agitador tipo turbina radial, se tiene las siguientes consideraciones para su diseño:

**FIGURA N°4.5
SEMEJANZAS GEOMÉTRICAS IMPULSOR DE TURBINA.**



Fuente: Diseño y Calculo de un agitador de fluidos

**TABLA N°4.4
SEMEJANZAS GEOMÉTRICAS IMPULSOR DE TURBINA.**

$H/Dt=1$	$Da/Dt=0.33$	$E/Dt=0.33$	$f/Dt=0.02$
$\leq 45^\circ$	$g/Da=0.25$	$W/Da=0.2$	

Fuente: Estudio experimental de la agitación

Distancia del fondo a base del agitador (E)

$$E/Dt = 0.33$$

$$E = 0.33 \times 1545.8 = 504.174 \text{ mm} \langle \rangle 505 \text{ mm}$$

Diámetro del agitador (Da)

$$Da/Dt = 0.33$$

$$Da = 0.33 \times 1545.8 = 505 \text{ mm}$$

Largo de paleta (g)

$$g/Da = 0.25$$

$$g = 0.25 \times 505 = 126.25 \langle \rangle 130 \text{ mm}$$

Ancho de paleta (w)

$$W/Da = 0.2$$

$$W = 0.2 \times 505 = 101 \langle \rangle 105 \text{ mm}$$

Dimensiones de placa deflectoras

Ancho de placa (J)

$$J/Dt = 0.1$$

$$J = 0.1 \times 1530 = 155 \text{ mm}$$

Espacio entre placa y estanque (f)

$$f/Dt = 0.02$$

$$f = 0.02 \times 1530 = 31 \text{ mm}$$

3.2) Calculo de la potencia del agitador

Numero de Reynolds (Re)

$$Re = \frac{N * d^2 * \rho}{\mu}$$

Dónde:

N = velocidad de rotación (rps)

da = diámetro del impulsor (m)

ρ = densidad del fluido (kg/m³)

μ = viscosidad (Pa·s)

Datos:

N = 219 RPM <> 3.65 RPS

Da=0.505 m

P = 1150 kg/m³

μ = 0.002 Pa·s

$$Re = \frac{3.65 * 0.505^2 * 1150}{0.002}$$

$$Re = 623381.22$$

Número de potencia (Np)

$$Np = \frac{P}{N^3 * d^5 * \rho}$$

Dónde:

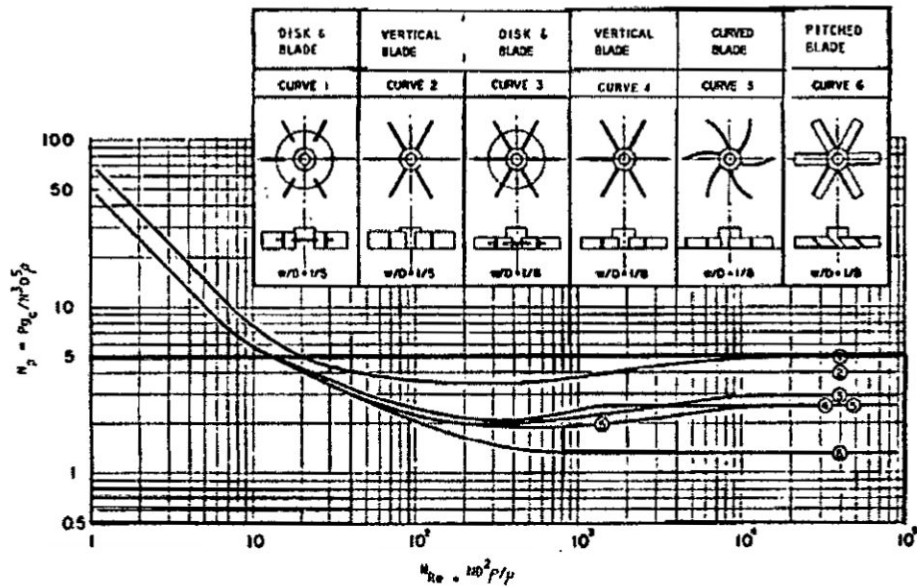
P = potencia de agitación del impulsor (watts)

N = velocidad de rotación (rps)

d = diámetro del agitador (m)

ρ = densidad del fluido (kg/m³)

FIGURA N°4.6
CÁLCULO DE NÚMERO DE POTENCIA



Fuente: Elaboración Propia

Conociendo el número de Reynolds y el grafico, se determina el valor del número de potencia (N_p) para un impulsor de turbina de 6 palas con cuatro placas deflectoras.

$$N_p = 5$$

Por consiguiente, la potencia estará determinada de la siguiente forma:

$$P = 5 \times N^3 \times d^5 \times \rho = 5 \times 3.65^3 \times 0.505^5 \times 1150 = 13444 \text{ } \langle \rangle \text{ } 13.5 \text{ Kw}$$

Selección del motorreductor

Para la selección del motorreductor se tiene los siguientes datos:

P = 13.5kw

N= 219 RPM

Eficiencia del motorreductor = 0.95

Duración del servicio = 24 horas

Clasificación de carga = Uniforme

Factor de servicio = 1.2

Posición de instalación = vertical

**FIGURA N°4.7
CLASIFICACION DE CARGA**

TIPO DE APLICACIÓN	TIPO DE CARGA	TIPO DE APLICACIÓN	TIPO DE CARGA
Agitadores		Grandes (industriales)	M
De líquidos puros	U	Livianos (diámetro pequeño)	U
De líquidos y sólidos	M	Alimentadores	
De líquidos de densidad variable	M	De láminas	M
Sopladores		De banda	M
Centrífugos	U	De disco	U
De tóbulos	M	Alternativos	H
De paletas	U	De tornillo	M
Elaboración de cerveza y destilación		Industria de la alimentación	
Maquinaria para embotellado	U	Rebanadora de remolachas	M
Horvadores de cerveza, servicio continuo	U	Tostadora de cereales	U
Cocinas, servicio continuo	U	Mozcladora de masa	M
Toneles de maceración, servicio continuo	U	Picadoras de carne	M
Tolva báscula, arranques frecuentes	M	Generadores (no para soldadura)	U
Máquinas de llenado de latas	U	Trituradoras de martillo	H

FUENTE: Catalogo Sumitomo

**FIGURA N° 4.8
FACTORES DE SERVICIO**

Factores de Servicio		Clasificaciones de Carga					
		Uniforme		Impacto moderado		Impacto fuerte	
		AGMA	Ciclo*	AGMA	Ciclo*	AGMA	Ciclo*
Motor eléctrico	1/2 hora al día (ocasional)	0.50	0.50	0.80	0.80	1.25	1.20
	3 horas al día (intermitente)	0.80	0.80	1.00	1.00	1.50	1.35
	Hasta 10 horas al día	1.00	1.00	1.25	1.20	1.75	1.50
	24 horas al día	1.25	1.20	1.50	1.35	2.00	1.60
Motor de combustión interna multicilindro	1/2 hora al día (ocasional)	0.80	0.80	1.00	1.00	1.50	1.35
	3 horas al día (intermitente)	1.00	1.00	1.25	1.20	1.75	1.50
	Hasta 10 horas al día	1.25	1.20	1.50	1.35	2.00	1.60
	24 horas al día	1.50	1.35	1.75	1.50	2.25	1.70
Motor de combustión interna monocilindro	1/2 hr. per day (ocasional)	1.00	1.00	1.25	1.20	1.75	1.50
	3 horas al día (intermitente)	1.25	1.20	1.50	1.35	2.00	1.60
	Hasta 10 horas al día	1.50	1.35	1.75	1.50	2.25	1.70
	24 horas al día	1.75	1.50	2.00	1.60	2.50	1.80

FUENTE: Catalogo Sumitomo

Selección de carcasa

$$P_{motorred} = \frac{P_{salida} \times F_{serv}}{n} = \frac{13.5 \times 1.2}{0.95} = 17.05 \text{Kw} <> 23 \text{ hp}$$

De los datos de potencia y posición de montaje se selecciona al motorreductor.

**Figura N° 4.9
Selección del tamaño de la carcasa
Tablas de selección de tamaño de carcasa 1750 RPM**

Simple reducción, relaciones de 3 a 21
Estilos de carcasa H, F y V



Dimensiones: Montaje en eje Ø4 Ø60 F Ø60 V
Página: 4.2-4.16 4.34-4.42 4.33-4.44

Velocidad de salida (rpm) Reducción	Ø43 3/1	Ø60 3/1	Ø60 5	Ø75 8	Ø90 11	Ø100 13	Ø110 15	Ø130 17	Ø150 21	TAMAÑO DE CARCASA
Potencia de entrada (HP) Torque de salida (kg-cm) Estrozo radial (g)	38.2 3801 1354	38.2 3405 1343	38.3 4178 1359	38.3 5508 1373	38.3 7654 1408	38.3 9830 1450	38.3 12080 1500	38.3 14700 1570	38.3 18100 1670	6146 614H
Potencia de entrada (HP) Torque de salida (kg-cm) Estrozo radial (g)	27.2 2798 1702	27.2 4084 1819	27.2 5389 1958	27.2 7238 2128	27.4 9500 2320	27.4 11980 2550	27.4 14700 2800	27.4 17700 3080	27.2 21000 3390	6160
Potencia de entrada (HP) Torque de salida (kg-cm) Estrozo radial (g)	22.3 2222 1285	22.3 5538 1398	22.3 6618 1520	22.3 8858 1700	22.3 11708 1900	22.3 15000 2130	22.3 18800 2390	22.3 23000 2680	22.3 27600 3000	6165 616F
Potencia de entrada (HP) Torque de salida (kg-cm) Estrozo radial (g)	17.8 1795 1141	17.8 5335 1294	17.8 7620 1489	17.8 10180 1789	17.8 13280 2190	17.8 16900 2600	17.8 21000 3030	17.8 25500 3490	17.8 30500 3990	6170
Potencia de entrada (HP) Torque de salida (kg-cm) Estrozo radial (g)	14.1 1411 1105	14.1 5294 1261	14.1 8298 1403	14.1 11089 1620	14.1 14708 1860	14.1 19200 2310	14.1 24500 2840	14.1 30500 3440	14.1 37200 4080	6175

Fuente: Catalogo Sumitomo

Tamaño de carcasa seleccionada será de 6160, de montaje vertical y de 26.4 hp de potencia.

Con esos datos se va al catálogo y se elige motorreductor.

Por lo tanto, se selecciona un motorreductor de 2.25" de eje con montaje vertical con brida en V, cara C con simple reducción. Modelo 6160/5.

Y del catálogo de motores Weg, se eligió el motor de 4 polos

3.3) Calculo del diámetro del eje

Para el cálculo del diámetro del eje del agitador, se considera la siguiente ecuación, obtenida del libro Norton (2013).

$$d = \left\{ \frac{32Nf}{\pi} \left[\left(Kf * \frac{Ma}{Sf} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{Tm}{Sy} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Nf= factor de seguridad

Kf= factor de concentración de esfuerzos por fatiga

Ma= momento flector

Sf= Resistencia a la fatiga

Tm= Torque medio

Sy= Resistencia a la fluencia del material

Debido a que las fuerzas transversales son casi nulas, se considera Ma = 0.

Entonces la ecuación se reduce a lo siguiente:

$$d = \left\{ \frac{16\sqrt{3}Nf}{\pi} \left(\frac{Tm}{Sy} \right) \right\}^{1/3}$$
$$Tm = \frac{P}{W}$$
$$= \frac{13500}{219 \times \frac{2 \times \pi}{60}}$$

$$= 588.7 \text{ N.m}$$

Para el diámetro del eje se considera el mismo material del tanque, acero inoxidable 316.

$$S_y = 207 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$d = \left\{ \frac{16\sqrt{3} \times 2.5}{\pi} \left(\frac{588.7}{207 \times 10^6} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.03978 \text{ m} \leftrightarrow 4 \text{ cm}$$

Por lo tanto, se selecciona un diámetro estándar, que en este caso es de 2". Pero debido a que el eje del motorreductor es de 2.25" se utilizara un eje de la misma medida. Entonces el diámetro del eje será de 2.25"

Calculo de la chaveta

Del cálculo del eje del agitador se tiene los siguientes valores:

$$\emptyset_{eje} = 2 \frac{1}{4}''$$

$$T = 588.7 \text{ N.m} \leftrightarrow 5.210 \text{ klf. pulg}$$

Una vez conocido el diámetro se elige de la tabla, las dimensiones de la chaveta.

TABLA N°4.5
DIMENSIONES EN PULGADAS DE ALGUNAS APLICACIONES DE
CUÑAS RECTANGULARES ESTÁNDAR

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, página 379

Longitud de la chaveta por esfuerzo cortante:

$$S_{sy} = 0.577S_y = 0.577 \times 30 = 17.31 \text{ kpsi}$$

$$\tau_{xy} = \frac{S_{sy}}{n} = \frac{T}{rxtxl}$$

$$\tau_{xy} = \frac{17.31}{3} = \frac{5.210}{1.125 \times \frac{1}{2} \times l}$$

$$l = \frac{5.210 \times 3}{1.125 \times \frac{1}{2} \times 17.3}$$

$$l = 1.6 \text{ in } \langle \rangle 40 \text{ mm}$$

Longitud de la chaveta por aplastamiento:

$$\sigma_x = \frac{S_y}{n} = \frac{T}{rxA} = \frac{T}{rxlx\frac{h}{2}}$$

$$\sigma_x = \frac{30}{3} = \frac{5.210}{1.125x\frac{3}{16}xl}$$

$$l = \frac{5.210x3}{1.125x3/16x30}$$

$$l = 1.8525 \text{ in } \langle \rangle 47 \text{ mm}$$

De los esfuerzos se elige la longitud más crítica que en este caso es el hallado por aplastamiento. Por lo tanto, las dimensiones de la chaveta serán:

$$t = 0.5''$$

$$h = 0.375''$$

$$l = 2''$$

Diseño de Aberturas en recipientes a presión

En el siguiente apartado se evaluará la necesidad de colocar refuerzos a las aberturas que tiene el recipiente a presión haciendo uso de la norma ASME sección VIII. División 1.

Para este sistema se está considerando 8 aberturas (06 und en el recipiente a presión y 02 en el sistema enchaquetado) que son las siguientes:

Aberturas para recipiente a presión.

- Abertura para ingreso acople de agitador. (500 mm)
- Abertura para Manhole. (500 mm)
- Abertura para ingreso de aire. (2" SCH 10)
- Abertura para ingreso de semilla. (1" SCH 10)
- Abertura para salida de aire. (2" SCH 10)
- Abertura para envío de producto. (1" SCH 10)

Aberturas para el sistema enchaquetado.

- Abertura para ingreso de fluido a chaqueta (2" SCH 10)
- Abertura para Salida de fluido a chaqueta (2" SCH 10)

Según la norma ASME Sección VIII Div. 1 en el apartado UG-36 (c) (3) indican lo siguiente "Para recipientes no sujetos a rápidas fluctuaciones en presión, no se requiere refuerzos otros que los inherentes en la construcción bajo las siguientes consideraciones:

(-a) conexiones soldadas que cumplen las siguientes y con aperturas terminadas no mayores a:

(-1) 3 ½ (89 mm) de diámetro en cuerpos, o cabezas de recipientes con un espesor mínimo requerido de 3/8 in o menor.”

Siendo este el caso de la mayoría de aperturas, teniendo el máximo de espesor del sistema en el cuerpo del recipiente con 5/16” (7.95 mm). Por lo tanto, no se requiere refuerzos en las aperturas para tuberías.

Para el caso de las aperturas del Manhole y del agitador se realizará el cálculo solo para uno ya que tienen el mismo dimensionamiento y están situados en la tapa superior del recipiente por lo cual poseen el mismo espesor de plancha.

Abertura para el sistema de agitación.

Se considerará una apertura de 500 mm de diámetro interior por ser dimensión estándar de fabricación con un espesor de ¼”

Teniendo los siguientes datos del tanque:

Tipo de material: SA-240-316

P = 2 bar = 2 Kgf/cm²

D = 1527.8 mm

S = 15600 psi

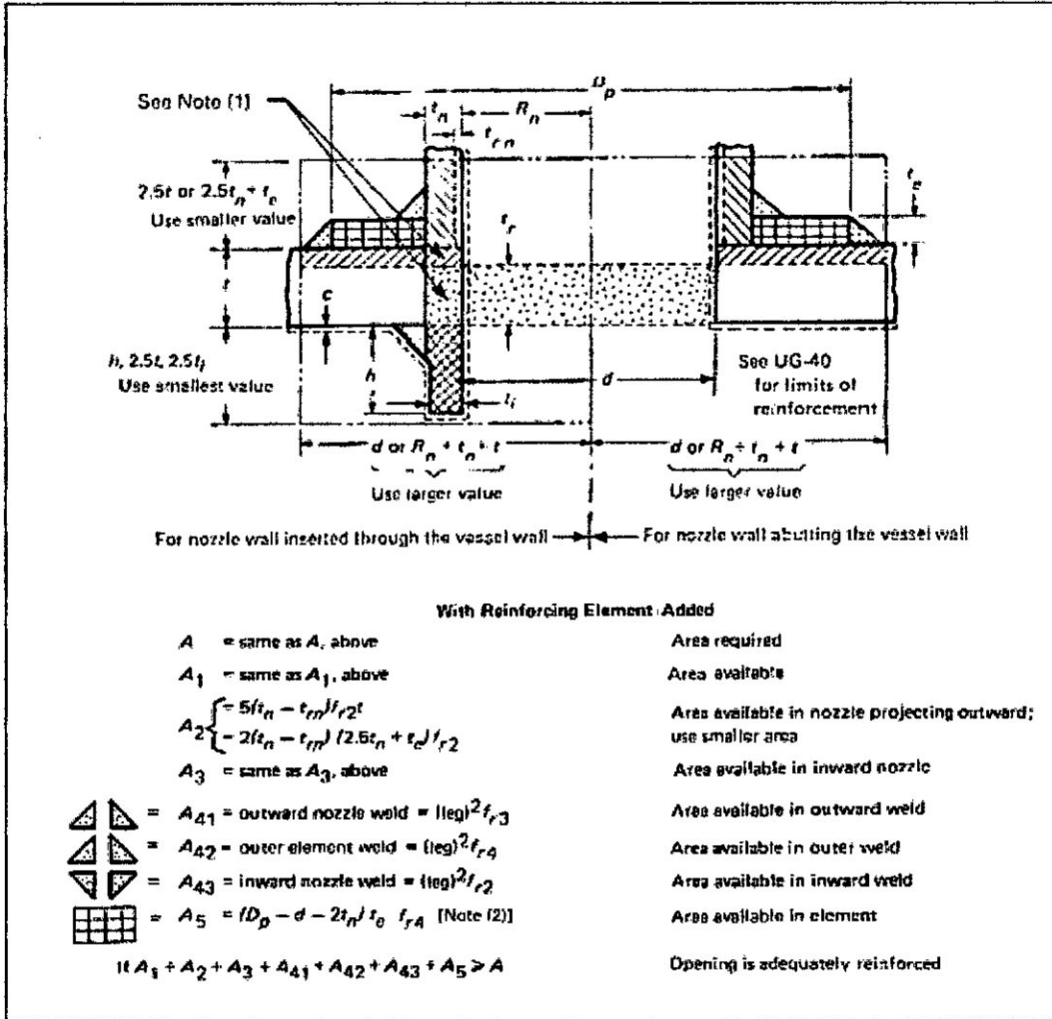
R = 763.9 mm

E = 1

t = 6 mm

/Figura N° 4.11

NOMENCLATURA Y FORMULAS PARA REFUERZO DE ABERTURAS



Fuente: Norma ASME Sección VIII Div. I página 42

Datos para la abertura del sistema de agitación:

Tipo de material: SA-240-316

P = 2 bar = 2 Kgf/cm²

d = 500 mm

S = 15600 psi

Rn = 250 mm

E = 1

tn = 6 mm

Otros datos relevantes

$F = 1$

$S = 15600 \text{ psi}$

$E1 = 1$

$r = 6\% L = 91.66 \text{ mm}$

$fr1 = fr2 = Sn/Sv = 1$

$L/r = 16.67 \text{ mm}$

$fr3 = fr4 = S/Sv = 1$

$M = 1.77$

$te = 3.18 \text{ mm}$

Tabla N°4.6

VALORES DEL FACTOR M

<i>L/r</i>	1.0	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50
<i>M</i>	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22
<i>L/r</i>	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0
<i>M</i>	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50
<i>L/r</i>	9.5	10.0	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	16 ² / ₃ [Note (1)]
<i>M</i>	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77

GENERAL NOTE: Use nearest value of *L/r*; interpolation unnecessary.

NOTE:
(1) Maximum ratio allowed by UG-32(f) when *L* equals the outside diameter of the skirt of the head.

Fuente: Norma ASME Sección VIII Div. I página 350

Teniendo los datos ya establecidos proseguimos con los cálculos:

Hallando el espesor del cuerpo:

$$t_r = \frac{PLM}{2SE - 0.2P}$$

$$t_r = \frac{4 \times 1527.5 \times 1.77}{2 \times 1075.86 \times 1 - 0.2 \times 2}$$

$$t_r = 5.027 \text{ mm}$$

Prosiguiendo con el cálculo de espesor del cuello:

$$t_{rn} = \frac{PR_n}{SE - 0.6P}$$

$$t_{rn} = \frac{4 \times 250}{1075.86 \times 1 - 0.6 \times 2}$$

$$t_r = 0.9305 \text{ mm}$$

Verificando los límites de reforzamiento según el apartado UG-40, se escoge el mayor valor:

$$d = 500 \text{ mm}$$

$$R_n + t_n + t = 250 + 6 + 6 = 262 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se elige $d = 500 \text{ mm}$

Hallar el valor de h_2 , por lo que se escogerá el menor valor:

$$h_2 = 2.5 \times t = 2.5 \times 6 = 15 \text{ mm}$$

$$h_2 = 2.5 \times t_i = 2.5 \times 6 = 15 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se elige $h_2 = 15 \text{ mm}$

Hallar el valor de h_1 , por lo que se escogerá el menor valor:

$$h_1 = 2.5 \times t = 2.5 \times 6 = 15 \text{ mm}$$

$$h_1 = 2.5 \times t_n + t_e = 2.5 \times 6 + 6 = 21 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se elige $h_1 = 15 \text{ mm}$

Calculo de área de refuerzo requerido

Según la figura N°4.12 la fórmula para hallar el área de refuerzo requerido es la siguiente:

$$A = dt_r F + 2t_n t_r F(1 - f_{r1})$$

$$A = 500 \times 5.027 \times 1 + 0$$

$$A = 2513.5 \text{ mm}^2$$

Calculo de área de refuerzo disponible

Calcularemos el área disponible en el cuerpo (A1) de las dos maneras como indica la figura N°4.12 optando por que nos arroje el mayor resultado.

$$A1 = d(E_1 t - t_r F) - 2t_n(E_1 t - t_r F)(1 - f_{r1})$$

$$A1 = 500 \times (1 \times 6 - 1 \times 5.027)$$

$$A1 = 486.5 \text{ mm}^2$$

$$A1 = 2(t + t_n)(E_1 t - t_r F) - 2t_n(E_1 t - t_r F)(1 - f_{r1})$$

$$A1 = 2(6 + 6)(1 \times 6 - 1 \times 5.027)$$

$$A1 = 23.352 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto, se elige $A1 = 486.5 \text{ mm}^2$

Calcularemos el área disponible en el cuello (A2) de las dos maneras como indica la figura N°4.12 optando por que nos arroje el menor resultado.

$$A2 = 5(t_n - t_{rn})(f_{r2}t)$$

$$A2 = 5x(6 - 0.9305)(1x6)$$

$$A2 = 152.085 \text{ mm}^2$$

$$A2 = 2(t_n - t_{rn})(2.5t_n - t_e)f_{r2}$$

$$A2 = 2(6 + 6)(2.5x6 - 5.027)x1$$

$$A2 = 239.352 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto, se elige $A2 = 152.085 \text{ mm}^2$

Calcularemos el área disponible en el cuello insertado en el tanque (A3) de las tres maneras como indica la figura N°4.12 optando por que nos arroje el menor resultado.

$$A3 = 5xtxt_i x f_{r2}$$

$$A3 = 5x6x6x1$$

$$A3 = 180 \text{ mm}^2$$

$$A3 = 5xt_i xt_i x f_{r2}$$

$$A3 = 5x6x6x1$$

$$A3 = 180 \text{ mm}^2$$

$$A3 = 2xhxt_i x f_{r2}$$

$$A3 = 2x15x6x1$$

$$A3 = 180 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto, se elige $A3 = 180 \text{ mm}^2$

Calcularemos el área disponible en la soldadura ($A41 + A43$) como indica la figura N°4.12, debido a que los espesores de los materiales son de 6 mm; entonces se optara por tomar el cateto o "leg" de 6 mm.

$$A41 + A43 = 4 \times 0.5 \times \text{leg}^2 \times f_{r2}$$

$$A41 + A43 = 4 \times 0.5 \times 6^2 \times 1$$

$$A41 + A43 = 72 \text{ mm}^2$$

Sumando todas las áreas disponibles tenemos:

$$A1 + A2 + A3 + A41 + A43 = 468 + 152.085 + 180 + 72$$

$$A1 + A2 + A3 + A41 + A43 = 872.085 \text{ mm}^2$$

Debido a que el área disponible es menor a la requerida se debe colocar una plancha de refuerzo, por lo que utilizaremos la siguiente formula:

$$A1 + A2 + A3 + A41 + A43 + A5 > A$$

Para poder calcular "Dp", se utilizará la formula anterior igualando la fórmula para obtener el mínimo valor del diámetro de refuerzo.

$$A1 + A2 + A3 + A41 + A43 + A42 + A5 = A$$

Calcularemos el área disponible en la soldadura (A42) como indica la figura N°4.12, debido a que los espesores de los materiales son de 6 mm; entonces se optara por tomar el cateto o "leg" de 6 mm.

$$A_{42} = 2 \times 0.5 \times \text{leg}^2 \times f_{r2}$$

$$A_{42} = 2 \times 0.5 \times 6^2 \times 1$$

$$A_{42} = 36 \text{ mm}^2$$

Para el área de refuerzo A5 se tiene la siguiente formula:

$$A_5 = (D_p - d - 2t_n) t_e \times f_{r4}$$

Como tenemos que:

$$A_5 = A - (A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} + A_{42})$$

$$A_5 = 2513.5 - (872.85 + 36)$$

$$A_5 = 1604.65 \text{ mm}^2$$

Entonces para hallar D_p se tiene la siguiente formula:

$$D_p = \frac{A_5}{t_e \times f_{r4}} + d + 2t_n$$

$$D_p = \frac{1604.65}{5.027} + 500 + 2 \times 6$$

$$D_p = \frac{1604.65}{5.027} + 500 + 2 \times 6$$

$$D_p = 831.2026 \text{ mm}$$

Como los costados del diámetro son refuerzos pequeños se puede aproximar a su valor de siguiente medida 850 mm

Reemplazando el valor de "Dp" en formula de A5 se tiene que:

$$A5 = (D_p - d - 2t_n)t_e x f_{r4}$$

$$A5 = (850 - 500 - 2x6)5.027x1$$

$$A5 = 1699.126 \text{ mm}^2$$

Entonces el área de conexión por:

$$A1 + A2 + A3 + A41 + A43 + A42 + A5$$

$$= 486.5 + 152.085 + 180 + 72 + 1699.126 + 36$$

$$A1 + A2 + A3 + A41 + A43 + A42 + A5 = 2626.476 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto

$$A1 + A2 + A3 + A41 + A43 + A42 + A5 > A\}$$

$$2626.476 \text{ mm}^2 > 2513.5 \text{ mm}^2 \text{ (cumple con lo requerido)}$$

Cálculo de resistencia de sujeción de la abertura para sistema de agitación.

Estos cálculos se realizan con la finalidad de conocer que tanto de carga soporta la fabricación del cuello para el sistema de agitación donde se instalara el motorreductor y accesorios.

Para realizar el cálculo de la resistencia de sujeción se utiliza el apartado UG-41 de la norma ASME Sección VIII Div. 1.

Carga que debe soportar las soldaduras W

Para este caso utilizaremos la fórmula que se dispone en la figura N° 4.25.

Para eso son necesario conocer ciertos datos.

$$f_{r1} = f_{r2} = 1$$

$$A_{41} = A_{43} = 36 \text{ mm}^2$$

$$S = 15600 \text{ psi}$$

$$A_{42} = 36 \text{ mm}^2$$

$$= 1075.86 \text{ kgf/cm}^2$$

$$t_r = 5.027 \text{ mm}$$

$$D_{ext} = 512 \text{ mm} = 51.20 \text{ cm}$$

$$t_n = 6 \text{ mm}$$

$$D_m = 506 \text{ mm} = 50.6 \text{ cm}$$

$$t = 6 \text{ mm}$$

$$D_p = 650 \text{ mm} = 65 \text{ cm}$$

$$F = 1$$

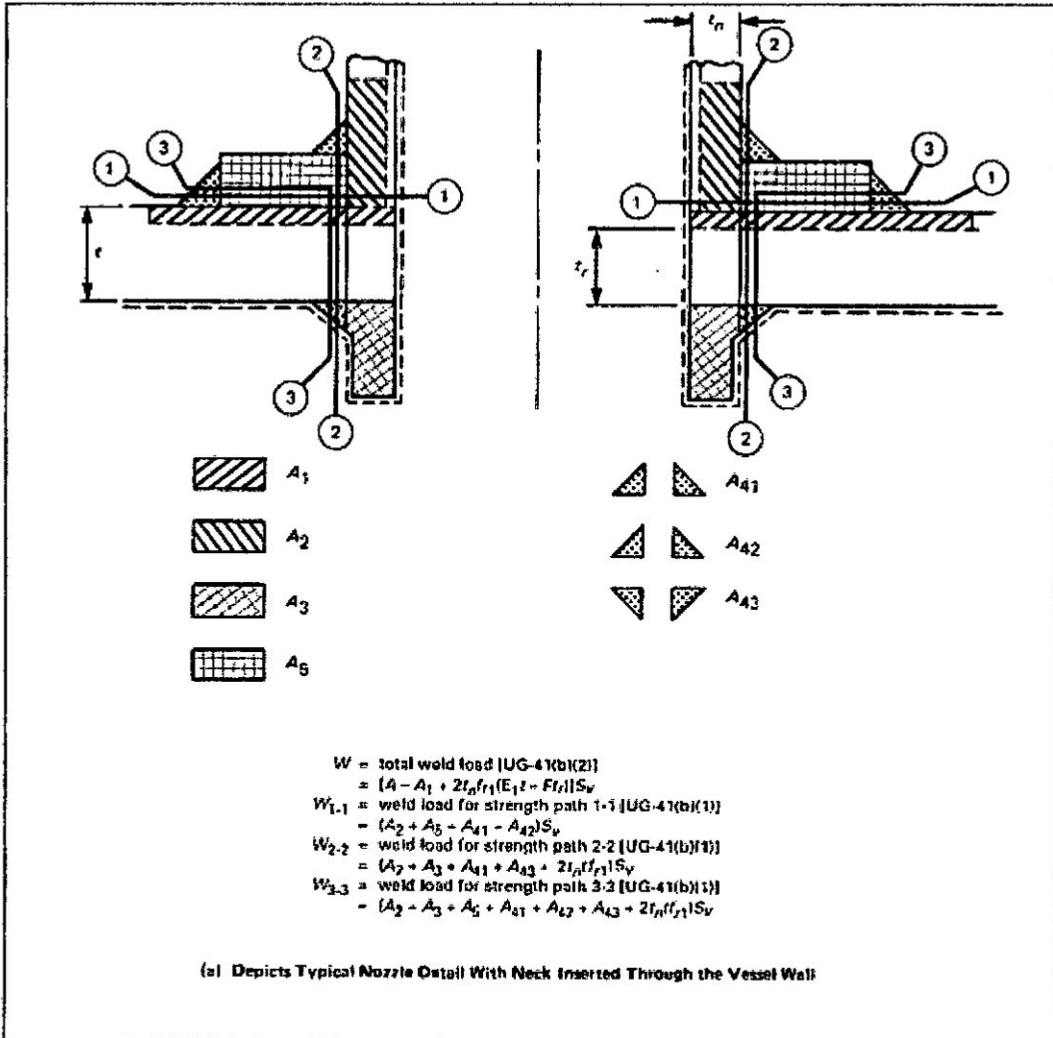
$$W = (A - A_1 + 2t_n f_{r1} (E_1 t - F t_r)) S$$

$$W = (2513.5 - 486.5 + 2 \times 6 \times 1 (1 \times 6 - 1 \times 5.027)) 10.75$$

$$W = 21915.7025 \text{ kg}$$

Figura N° 4.12

Cargas de la soldadura de las boquillas y resistencia de soldadura



Fuente: Norma ASME Sección VIII Div. I página 49

Carga que debe soportar soldaduras W_{1-1} ; W_{2-2} ; W_{3-3} ; como se muestran en la figura anterior. Se utilizarán dichas fórmulas para calcular las cargas que deben soportar.

$$W_{1-1} = (A_5 + A_2 + A_{41} + A_{42})S$$

$$W_{1-1} = (1699.126 + 152.085 + 36 + 36) \times 10.75$$

$$W_{1-1} = 20674.52 \text{ kg}$$

$$W_{2-2} = (A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} + 2t_n t f_{r1}) S$$

$$W_{2-2} = (152.085 + 180 + 36 + 36 + 2 \times 6 \times 6 \times 1) \times 10.75$$

$$W_{2-2} = 5117.86 \text{ kg}$$

$$W_{3-3} = (A_2 + A_3 + A_5 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + 2t_n t f_{r1}) S$$

$$W_{3-3} = (152.085 + 180 + 1699.126 + 36 + 36 + 36 + 2 \times 6 \times 6 \times 1) \times 10.75$$

$$W_{3-3} = 23770.51 \text{ kg}$$

Valores de esfuerzo de las soldaduras

- Soldadura de filete a corte = $0.49 \times 1075.86 = 527.1714 \text{ kg/cm}^2$
- Soldadura de ranura a tensión = $0.74 \times 1075.86 = 796.1364 \text{ kg/cm}^2$
- Soldadura de ranura a corte = $0.60 \times 1075.86 = 645.516 \text{ kg/cm}^2$
- Pared de boquilla a corte = $0.70 \times 1075.86 = 753.102 \text{ kg/cm}^2$

Resistencia de los elementos de conexión:

- Soldadura de filete a corte = $\frac{\pi D_{ext}}{2} \times \text{cateto de soldadura} \times 527.1414$

$$\frac{\pi \times 51.20}{2} \times 0.6 \times 527.1714 = 25438.58 \text{ kg}$$

- Soldadura de ranura a tensión =

$$\frac{\pi D_{ext}}{2} \times \text{cateto de soldadura} \times 796.1364$$

$$\frac{\pi \times 51.20}{2} \times 0.6 \times 796.1364 = 38417.54 \text{ kg}$$

- Soldadura de filete (ranura) a corte=

$$\frac{\pi D_p}{2} \times \text{cateto de soldadura} \times 527.1714$$

$$\frac{\pi \times 65}{2} \times 0.6 \times 527.1714 = 32295.15 \text{ kg}$$

- Pared de boquilla a corte = $\frac{\pi D_m}{2} \times t_n \times 753.102$

$$\frac{\pi \times 50.60}{2} \times 0.6 \times 753.102 = 35915.04 \text{ kg}$$

Ubicación de posibles trayectorias de falla:

- Por la soldadura de 1-1:

$$35915.04 + 32295.15 = 68210.19 \text{ kg} > W_{1-1} = 20674.52 \text{ kg}$$

- Por la soldadura de 2-2:

$$25438.58 + 38417.54 + 38417.54 = 102273.66 \text{ kg} > W_{2-2} = 5117.86$$

- Por la soldadura de 3-3:

$$32295.15 + 38417.54 = 70712.69 \text{ kg} > W_{3-3} = 23770.51 \text{ kg}$$

La resistencia de soldadura de las tres trayectorias posee mayor resistencia que la carga total requerida

$$W = 21915.7025 \text{ kg}$$

La trayectoria que tiene mayor resistencia es la 2-2

Por lo tanto, el refuerzo cumple con los cálculos requeridos.

Calculo de soporte del tanque.

El tanque contara con una ménsula que servirá de soporte para anclaje del tanque en el piso, para ello se calculara el peso completo del tanque, enchaquetado y agitador.

Peso del tanque

El tanque consta de las siguientes partes:

- Cuerpo cilíndrico: 2240x1530x7.95 mm = 687Kg.
- Tapa toriesférico: 270x1530x7.95 mm = 83 Kg
- Fondo toriesférico: 270x1530x7.95 mm = 83 kg

Peso del enchaquetado

El enchaquetado consta de las siguientes partes:

- Cuerpo cilíndrico: 1792x1626x4.76 mm = 350Kg.
- Fondo toriesférico: 270x1626x4.76 mm = 80 Kg

Peso del eje

Eje: $\varnothing 57$ x 1960 mm = 40 Kg

Peso del fluido

El fluido posee una densidad del 1.150 con respecto al agua. Considerando el volumen total del equipo 4.21m³.

- Peso del fluido = 4850 kg

Peso del motorreductor

Del catálogo de motorreductores Sumitomo para el modelo 6160/5, se obtiene el siguiente peso:

- Peso del motorreductor = 104 kg

Peso del motor

- Peso del motor = 85 kg

Peso de demás accesorios

Se considera pesos de rodamiento acoples bridas y otros elementos no contemplados. Se considerará un estimado.

- Peso de accesorios = 160 Kg

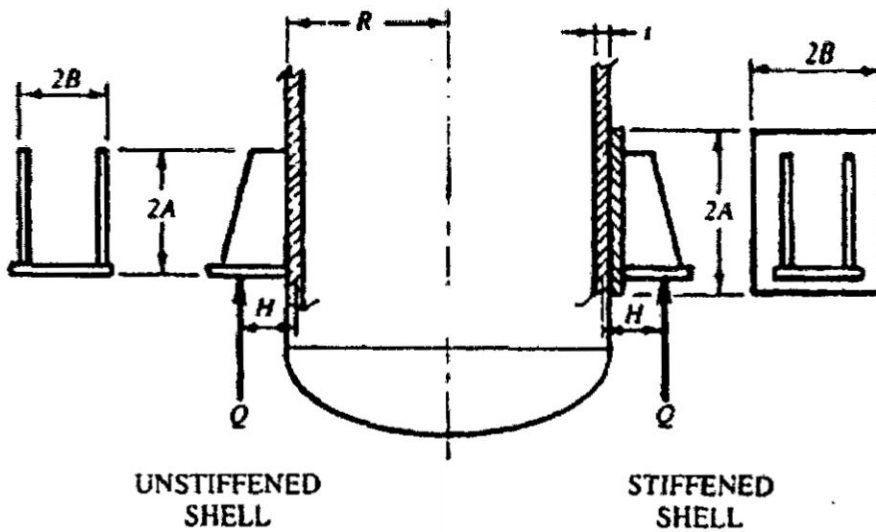
De los pesos calculado del tanque, chaqueta, agitador y demás accesorios se tiene:

Peso total del tanque es igual a 6600 kg.

Calculo de los soportes

Para el cálculo de los soportes se tendrá como referencia el siguiente diseño.

FIGURA N° 4.13
TANQUE CON MÉNSULA DE SOPORTE



Fuente: Diseño de un recipiente a presión con un sistema de agitación para el procesamiento de biodiesel de 3 m³ de capacidad

Para el cálculo del soporte se necesitarán los siguientes valores:

W = peso del tanque(kg)

N = número de ménsulas

$P = \frac{W}{n}$ = carga en cada ménsula(kg)

R = radio del enchaquetado(m)

H = brazo de palanca de la carga(m).

$2A, 2B$ = dimensiones de la placa(m).

S = esfuerzo (kg/cm²)

T= espesor del tanque(m)

C= factor de forma

K= factores

$$D = \frac{A}{R} \sqrt{\frac{B}{A}}$$

S_1 = Esfuerzo longitudinal (kg/cm²)

S_2 = Esfuerzo circunferencial (kg/cm²)

Entonces:

Esfuerzos longitudinales:

$$S_1 = \frac{PH}{DR^2T} \left(C_1K_1 + 6 \frac{K_2R}{C_2T} + \frac{D}{2 \left(1.17 + \frac{B}{A} \right)} \times \frac{R^2}{HA} \right)$$

En la tensión S_1 sumar el valor de presión interna de $\frac{PR}{2T}$

$$S_2 = \frac{PH}{DR^2T} \left(C_3K_3 + 6 \frac{K_4R}{C_4T} \right)$$

En la tensión S_1 sumar el valor de presión interna de $\frac{PR}{T}$

Datos:

W= 6600 kg

N= 4 número de ménsulas

$$P = \frac{w}{n} = \frac{6600}{4} = 1650 \text{ kg}$$

R= 818 mm

H= 50mm

2A= 300 mm

2B= 300 mm

T= 4.76 mm

P = 2.2 kg/cm²

Material = SA 240 – 316

Esfuerzo a la tracción = 52kg/ mm²

Esfuerzo a la fluencia = 21.09 kg/ mm²

E= 0.85

Hallando "C"

$$\frac{R}{t} = \frac{818}{4.76} = 171.9$$

$$\frac{B}{A} = \frac{150}{150} = 1$$

$$C_1 = C_2 = C_3 = C_4 = 1$$

Los factores de k

$$D = \frac{A}{R} \sqrt{\frac{B}{A}} = \frac{150}{818} \sqrt{\frac{150}{150}} = 0.2$$

$$K_1 = 3 \quad K_2 = 0.015$$

$$K_3 = 6.5 \quad K_4 = 0.01$$

Calculando los esfuerzos longitudinales:

$$S_1 = \frac{PH}{DR^2T} (C_1K_1 + 6 \frac{K_2R}{C_2T} + \frac{D}{2(1.17 + \frac{B}{A})} \times \frac{R^2}{HA})$$

Del cálculo sale:

$$S_1 = 2.925 \text{ kg/mm}^2$$

Esfuerzo debido a la presión interna:

$$\frac{PR}{2T} = \frac{2 * 818}{2 * 4.76} = 1,71 \text{ kg/mm}^2$$

Luego se suma los esfuerzos tensionales = $2.925 + 1.71 = 4.635 \text{ kg/mm}^2$

No debe de exceder del valor del esfuerzo de tracción = $52 * 0.85 = 44.2$

Calculando los esfuerzos circunferenciales:

$$S_2 = \frac{PH}{DR^2T} \left(C_3 K_3 + 6 \frac{K_4 R}{C_4 T} \right)$$

Reemplazando datos:

$$S_2 = 2.18 \text{ kg/mm}^2$$

Esfuerzo debido a la presión interna:

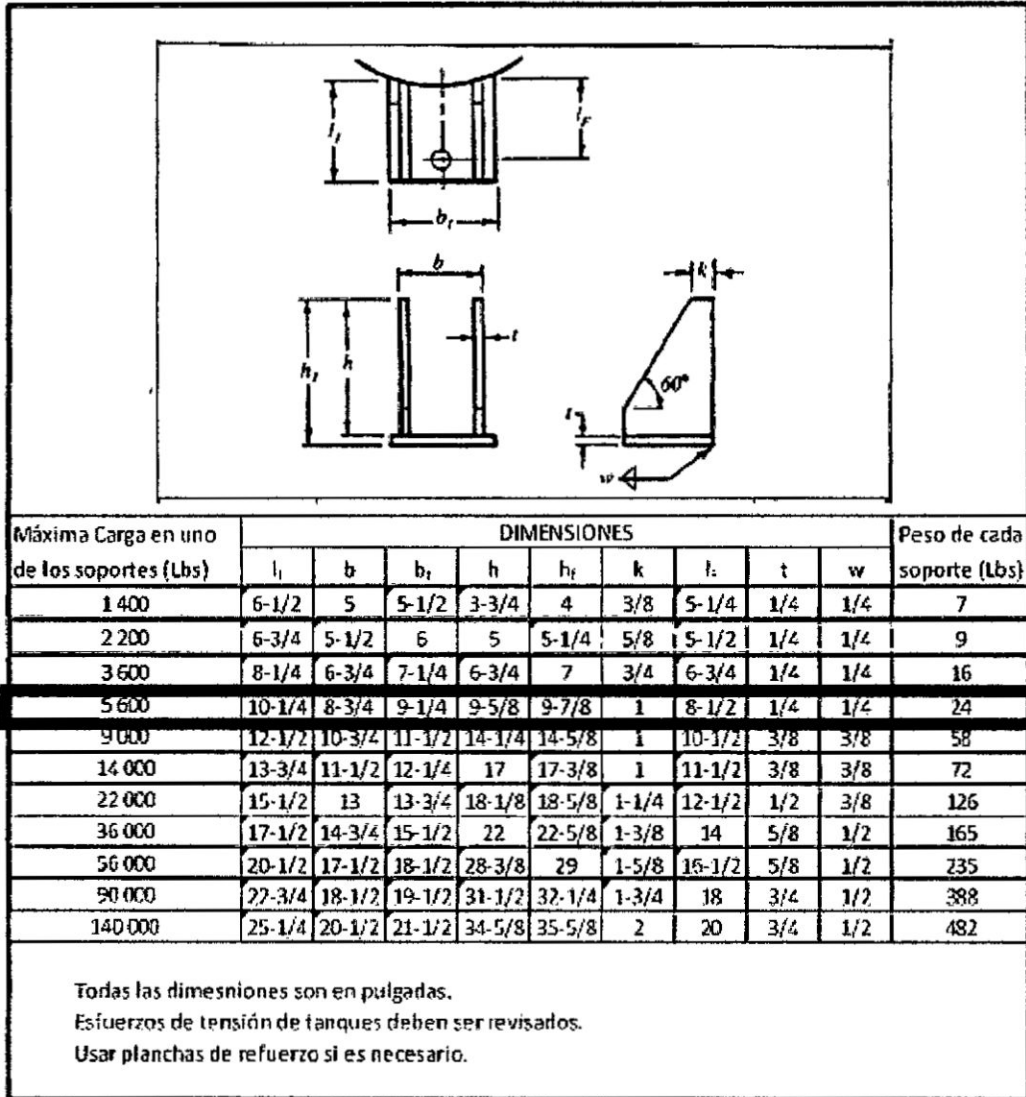
$$\frac{PR}{T} = \frac{2 * 818}{4.76} = 3.43 \text{ kg/mm}^2$$

La suma de esfuerzos = $2.18 + 3.43 = 5.61 \text{ kg/mm}^2$

No debe exceder del valor del esfuerzo de tracción = $52 * 1.5 = 78 \text{ kg/mm}^2$

Entonces de la tabla se selecciona las dimensiones de la ménsula.

FIGURA N°4.13
DIMENSIONES DE MENSULA



Fuente: Diseño de un recipiente a presión con un sistema de agitación para el procesamiento de biodiesel de 3 m³ de capacidad

La carga que recibirá cada ménsula será de 1650kg, pasándolo a libras, resiste una carga de 3650 lbs

Entonces las medidas de las ménsulas serán de:

$$L_1 = 10 \frac{1}{4}''$$

$$B = 8 \frac{3}{4}''$$

$$b_f = 9 \frac{1}{4}''$$

$$H = 9 \frac{5}{8}''$$

$$h_f = 9 \frac{7}{8}''$$

$$K = 1''$$

$$l_f = 8 \frac{1}{2}''$$

$$T = \frac{1}{4}''$$

$$W = \frac{1}{4}''$$

4.3. Población y Muestra

La población son todos los fenómenos por estudiar en donde las unidades de población poseen una característica común, la cual se analiza y dará origen a los datos de la investigación, que en nuestro caso serán los siguientes:

- Recipiente a presión
- Enchaquetado
- Agitador

La muestra es un subconjunto que se obtiene de la población, y el tamaño de la muestra dependerá de la exactitud del estudio llevado a cabo. En este trabajo el tamaño de muestra coincide con la población, por lo tanto, la muestra es igual a la población.

4.4 Técnicas e instrumentos e recolección de datos.

Técnicas	Instrumentos
Análisis documental	Análisis del contenido en la norma ASME sección VIII. Análisis térmico del sistema. Análisis de literatura con respecto a sistema de agitación.
Mediciones convencionales	Wincha, indicador de temperatura, cronometro, indicadores de presión.
Herramientas de calculo	Software de Ingeniería (Hoja de cálculo, AutoCAD, calculadora, block de notas, etc.)

CAPITULO V
RESULTADOS

A continuación, se detalla los resultados finales de los cálculos realizados:

DISEÑO DEL RECIPIENTE A PRESION DE 5m3

Descripción	Espesor
Presión interna (cuerpo tanque)	Esfuerz. Circ. = 5/64 in Esfuerz. Long= 1/20 in
Presión externa (cuerpo tanque)	5/16"
Presión interna (tapa)	3/16"
Presión externa (fondo)	5/16"

Se realizo el cálculo del recipiente a presión en base a la norma ASME sección VIII división I, para determinar el espesor que tendrá el recipiente. Para ello se hallaron los espesores por presión interna y externa en las partes del tanque como cuerpo y tapa. De los cálculos se elige el de mayor valor, dado que se presenta la condición más crítica. Por consiguiente, el valor designado para el recipiente a presión es el de $t = 5/16"$

DISEÑO DE SISTEMA DE ENCHAQUETADO

Descripción	Espesor
Presión interna (cuerpo tanque)	Esfuerz. Circ. = 5/64 in Esfuerz. Long= 1/20 in
Presión interna (fondo)	3/16"
Espesor de miembro de cierre	1/2 in
Espacio de enchaquetado	1.57 in

Para el cálculo del sistema de enchaquetado también se tomó como referencia la norma ASME sección VIII división I, para determinar el espesor que tendrá el recipiente. Para ello se hallaron los espesores por presión interna en las partes de la chaqueta (cuerpo y tapa). Además, se determinó el espacio libre de la chaqueta y el espesor de miembro de cierre. Por lo tanto se obtuvo 3 valores:

El espesor de la chaqueta, 3/16".

El espesor del miembro de cierre, 1/2"

Espacio libre entre tanque y chaqueta, 1.57" \approx 40mm

DISEÑO DEL SISTEMA DE AGITACION

Descripción	Valor
Tipo de agitador:	Turbina de 4 paletas planas
Longitud del eje:	2 metros
Potencia:	22.6 hp
Velocidad de giro:	219 RPM
Material:	Inoxidable 316
Diámetro del eje:	2"

CAPITULO VI

DISCUSION DE RESULTADOS

6.1 Contratación de la hipótesis con los resultados.

- Se diseñó un recipiente a presión, sistema de enchaquetado y agitación para el aumento de la capacidad del proceso de latencia, el cual se asegura su correcto funcionamiento debido a que esta de acorde a la norma ASME sección VIII división 1, desde el cálculo de espesores de las partes del tanque (cuerpo, fondo y tapa) hasta los espesores de las partes del sistema de enchaquetado (cuerpo y fondo)
- Para el diseño de la tapa y fondo del recipiente a presión y enchaquetado se seleccionó los de la forma torisférica, según las opciones encontradas en la norma ASME sección VIII división I, se eligió por ser una de las formas más utilizadas en el diseño de tanques por su resistencia.
- Para la selección del tipo de agitador se consideró uno de tipo turbina con palas planas, aunque en la teoría una mejor opción hubiera sido el de tipo hélice debido a que trabajan con fluidos de baja densidad. La selección se tomó, por la aplicación del agitador, que en nuestro caso es la de dispersión de oxígeno, es decir permite realizar una mezcla sin formación de burbujas en el fluido.
- Conociendo la presión y temperatura, se procedió a elaborar el diseño del tanque, en función de la norma ASME sección VIII división I.

CAPITULO VIII

RECOMENDACIONES

1. Para el aumento de capacidad del tanque, considerar que también habrá un aumento de cantidad de recursos, en nuestro caso, vapor saturado, agua helada y agua WII, por lo que se deberá considerar ampliar su capacidad para satisfacer las cantidades requeridas para el desarrollo de proceso de latencia.
2. Para el proceso constructivo se recomienda realizar ensayos no destructivos con la finalidad de verificar la calidad de la costura para evitar problemas por porosidad o fisura.
3. Para el diseño de estos tipos de tanques a presión con sistemas de enchaquetados y agitación hay que evaluar también el retorno de inversión debido a que el monto de diseño y fabricación son relativamente altos, dependiendo mucho de los materiales y mano de obra que se utilizará en su fabricación.
4. Para el caso de fabricación de estos tipos de equipo se deberá buscar personal capacitado y certificado para que realice su fabricación, por que deberá cumplir con todas las exigencias y procedimientos que manda las normas ASME sección VIII y porque debe asegurarse de que obtenga un producto de calidad por ser parte de un proceso en una planta de alimento.

CAPITULO IX

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Arrieta Valderrama, Gustavo. **Metodología de optimización numérica multi-objetivo y de simulación numérica de la interacción fluido-estructura del desempeño de un agitador con impulsor PBT variando ángulo, altura y velocidad de rotación utilizando ANSYS CFX, MECHANICAL y DESIGN EXPLORER.** Tesis de Grado. Lima. Pontificia Universidad Católica del Perú. 2012
- ASME. **Sección II, Parte D - Materiales.** New York. The American Society of Mechanical Engineers, Edición 2015.
- ASME. **Sección VIII - Reglas para la Fabricación de Recipientes a Presión.** New York. Pág. 18-22,28-32,411-419. The American Society of Mechanical Engineers, Edición 2015.
- Castillo Uribe, Vladimir. **Diseño y cálculo de un agitador de fluidos.** Seminario de titulación. Universidad del Bio-Bio 2013.
- Espinoza Montes, Ciro. **Metodología de la investigación Tecnológica.** Huancayo, Pág. 75-76, Imagen Gráfica. Edición 2010
- Manrique Rebaza, Jim Anthony. **Diseño de un recipiente a presión con un sistema de agitación para el procesamiento de biodiesel de 3 m³ de capacidad.** Tesis de Grado. Lima. Universidad Nacional de Ingeniería. 2011
- Mejía Rodríguez, Albert Gonzalo y Reyes Madrigal, Carlos Alberto. **Memoria de cálculo selección y análisis numérico de un recipiente a**

- presión de 600 ft³ de capacidad.** Tesis de Grado. México D.F. Instituto Politécnico Nacional. 2008.
- Norton, Robert. **Diseño de Máquinas.** Naucalpan de Juárez, Pág. 432-439, Pearson Educación de México. Edición 2011.
 - Quistián García, Hylary. (2014, 30 de octubre). **Curva de Crecimiento.** Consultado el 15 de octubre del 2017, de <http://microbiologia3bequipo5.blogspot.pe/2014/10/curva-del-crecimiento.html>
 - Ricaurte Freire, Luis Eduardo. **Diseño y simulación de un Tanque Mezclador de 10,000 gal para la elaboración de aceites lubricantes.** Trabajo Final de Graduación. Guayaquil. Escuela Superior Politécnica del Litoral.2016.
 - Stanley M. Walas **Chemical Process Equipment.** Kansas, Pág.287-297, Departamento de Ingeniería Química y Petróleo, Universidad de Kansas. Edición 1990

ANEXOS

ANEXO 1: Matriz de Consistencia

PROBLEMA	OBJETIVOS	HIPOTESIS	VARIABLES E INDICADORES	METODOLOGIA
<p>Plantamiento del problema Se tiene proyectado la ampliación de la capacidad de producción de la planta de glutamato monosódico por lo cual se desea comenzar por la etapa inicial del proceso que es la etapa de fermentación. En esta etapa tiene se tiene tres recipientes de 2m3 en los cuales se da el proceso de latencia de la cepa bacteriana. Estos recipientes brindan una capacidad de 4,05 kl de proceso. Estos recipientes a presión serán renovados de acuerdo con su antigüedad aumentando su volumen. El primer recipiente por renovar tendrá un volumen de 5m3 brindado al proceso una capacidad de 6,075 KL, aumentándolo en un 50%. Por lo tanto, se necesita realizar el diseño del tanque y el sistema enchaquetado bajo norma ASME además del sistema de agitación para cumplir con las condiciones que debe tener el proceso de latencia de la cepa bacteriana</p> <p>Formulación del problema ¿Qué características de diseño debe tener un recipiente a presión de 5m3 para aumentar la capacidad del proceso de latencia de la Cepa Bacteriana?</p>	<p>Objetivo General Diseñar un recipiente a presión de 5m3 para aumentar la capacidad del proceso de latencia de la de la Cepa Bacteriana.</p> <p>Objetivos Específicos O1: Determinar las especificaciones técnicas que debe tener el recipiente a presión para soportar las condiciones de presión del proceso de latencia de la Cepa Bacteriana O2: Determinar las especificaciones técnicas que debe tener el sistema de enchaquetado del recipiente a presión a fin de soportar y brindar las condiciones térmicas del proceso de latencia de la Cepa Bacteriana. O3: Determinar las especificaciones técnicas que debe tener el sistema de agitación del recipiente a presión para brindar las condiciones de homogenización del proceso de latencia de la Cepa Bacteriana.</p>	<p>Hipótesis General Si se diseña un recipiente a presión de 5m3 con enchaquetado y agitador entonces se aumentará la capacidad del proceso de latencia de cepa bacteriana.</p> <p>Hipótesis Específicas H1: Si se determina correctamente las especificaciones técnicas que debe cumplir el recipiente a presión de 5m3 se soportara las condiciones de proceso de latencia de cepa bacteriana. H2: Si se determina adecuadamente las especificaciones técnicas del sistema enchaquetado se cumplirá con las condiciones térmicas necesarias del proceso de latencia de cepa bacteriana. H3: Si se determina adecuadamente las especificaciones técnicas del agitador se realizará una correcta homogenización del proceso de latencia de cepa bacteriana.</p>	<p>Variables Independientes X: Diseño de un recipiente a presión de 5 m³ con sistema de enchaquetado y agitación.</p> <p>Indicadores Espesor de plancha de cuerpo Espesor de plancha de tapa Espesor de plancha de fondo Espesor de plancha de miembro de cierre Tipo de agitador Diámetro de eje de agitador Potencia de agitador</p> <p>Variable Dependiente Capacidad de proceso de latencia de la Cepa Bacteriana.</p> <p>Indicadores Volumen de producción Tiempo de vaciado</p>	<p>Tipo de Investigación. Aplicativo Nivel Descriptivo Diseño de la Investigación. No experimental Instrumentos Wincha Indicador de temperatura Cronometro Indicadores de presión. Software de Ingeniería (Hoja de cálculo, AutoCAD Calculadora. Block de notas, etc.</p>

ANEXO 2: Tabla de valores de esfuerzo maximo permisible de materiales ferrosos

TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASSES 2 AND 3; SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES FOR FERROUS MATERIALS
(* See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec. No.	Type/Grade	Alloy	Class/	Size/Thickness, In.	P.No.	Group No.
					Designation/ UNS No.	Condition/ Temper			
1	18Cr-12Ni-2Mo	Wld. tube	SA-688	TP316L	S31603	8	1
2	18Cr-12Ni-2Mo	Wld. tube	SA-688	TP316L	S31603	8	1
3	18Cr-12Ni-2Mo	Wld. tube	SA-688	TP316L	S31603	8	1
4	18Cr-12Ni-2Mo	Wld. pipe	SA-613	TP316L	S31603	8	1
5	18Cr-12Ni-2Mo	Wld. pipe	SA-614	TP316L	S31603	8	1
6	18Cr-12Ni-2Mo	Bar	SA/MS G4303	SUS316L	8	1
7	18Cr-12Ni-2Mo	Castings	SA-331	CF8M	J62800	8	1
8	18Cr-12Ni-2Mo	Castings	SA-331	CF8M	J62800	8	1
9	18Cr-12Ni-2Mo	Cast. pipe	SA-431	CF8M	J62800	8	1
10	18Cr-12Ni-2Mo	Castings	SA-331	CF8M	J62900	8	1
11	18Cr-12Ni-2Mo	Castings	SA-331	CF8M	J62900	8	1
12	18Cr-12Ni-2Mo	Cast. pipe	SA-431	CF8M	J62900	8	1
13	18Cr-12Ni-2Mo	Forgings	SA-182	F316	S31600	...	> 3	8	1
14	18Cr-12Ni-2Mo	Forgings	SA-182	F316	S31600	...	> 3	8	1
15	18Cr-12Ni-2Mo	Forgings	SA-688	F316	S31603	8	1
16	18Cr-12Ni-2Mo	Forgings	SA-688	F316	S31603	8	1
17	18Cr-12Ni-2Mo	Forgings	SA-182	F316	S31600	...	< 3	8	1
18	18Cr-12Ni-2Mo	Forgings	SA-182	F316	S31600	...	< 3	8	1
19	18Cr-12Ni-2Mo	Smk. tube	SA-213	TP316	S31600	8	1
20	18Cr-12Ni-2Mo	Smk. tube	SA-213	TP316	S31600	8	1
21	18Cr-12Ni-2Mo	Plate	SA-240	316	S31600	8	1
22	18Cr-12Ni-2Mo	Plate	SA-240	316	S31600	8	1
23	18Cr-12Ni-2Mo	Wld. tube	SA-249	TP316	S31600	8	1
24	18Cr-12Ni-2Mo	Wld. tube	SA-249	TP316	S31600	8	1
25	18Cr-12Ni-2Mo	Wld. tube	SA-249	TP316	S31600	8	1
26	18Cr-12Ni-2Mo	Wld. tube	SA-249	TP316	S31600	8	1
27	18Cr-12Ni-2Mo	Smk. & wld. pipe	SA-312	TP316	S31600	8	1
28	18Cr-12Ni-2Mo	Smk. & wld. pipe	SA-312	TP316	S31600	8	1
29	18Cr-12Ni-2Mo	Wld. pipe	SA-312	TP316	S31600	8	1
30	18Cr-12Ni-2Mo	Wld. pipe	SA-312	TP316	S31600	8	1
31	18Cr-12Ni-2Mo	Wld. pipe	SA-338	316	S31600	1	...	8	1
32	18Cr-12Ni-2Mo	Smk. pipe	SA-376	TP316	S31600	8	1
33	18Cr-12Ni-2Mo	Smk. pipe	SA-376	TP316	S31600	8	1
34	18Cr-12Ni-2Mo	Smk. & wld. fittings	SA-403	316	S31600	8	1
35	18Cr-12Ni-2Mo	Wld. pipe	SA-409	TP316	S31600	8	1
36	18Cr-12Ni-2Mo	Bar	SA-479	316	S31600	8	1
37	18Cr-12Ni-2Mo	Bar	SA-479	316	S31600	8	1
38	18Cr-12Ni-2Mo	Wld. tube	SA-688	TP316	S31600	8	1
39	18Cr-12Ni-2Mo	Wld. tube	SA-688	TP316	S31600	8	1
40	18Cr-12Ni-2Mo	Wld. tube	SA-688	TP316	S31600	8	1
41	18Cr-12Ni-2Mo	Wld. pipe	SA-613	TP316	S31600	8	1
42	18Cr-12Ni-2Mo	Wld. pipe	SA-614	TP316	S31600	8	1
43	18Cr-12Ni-2Mo	Bar	SA/MS G4303	SUS316	8	1

ANEXO 2: Tabla de valores de esfuerzo maximo permisible de materiales ferrosos (continuación)

TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASSES 2 AND 3; SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR FERROUS MATERIALS
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

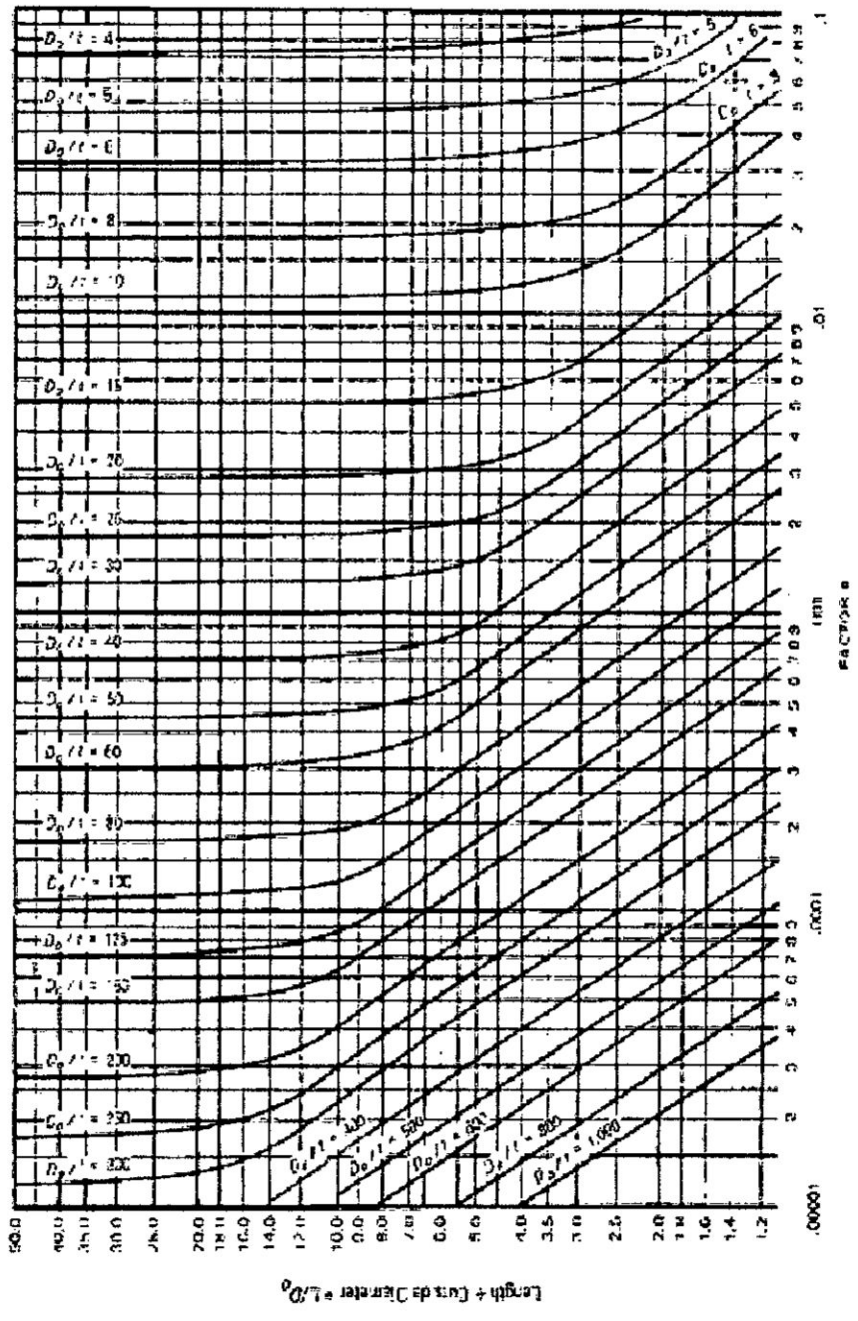
Line No.	Min. Tensile Strength, ksi	Min. Yield Strength, ksi	Applicability and Max. Temperature Limits (NP = Not Permitted) (SPT = Supports Only)				External Pressure Chart No.	Notes
			I	III	VIII-1	XII		
1	70	25	NP	800	NP	NP	HA-4	G5, W12
2	70	25	NP	NP	850	850	HA-4	G5, G24
3	70	25	NP	NP	850	850	HA-4	G24
4	70	25	NP	800	NP	NP	HA-4	G5, W12
5	70	25	NP	800	NP	NP	HA-4	G5, W12
6	70	25	850	800	850	NP	HA-4	G5, G22, G24
7	70	30	NP	800	850	850	HA-4	G1, G5, G16, G17, G32
8	70	30	NP	NP	850	850	HA-4	G1, G32
9	70	30	NP	800	NP	NP	HA-4	G5, G16, G17, G32
10	70	30	1500	800	1500	850	HA-2	G1, G5, G12, G16, G17, G32, H1, T6
11	70	30	1500	NP	1500	850	HA-2	G1, G12, G12, H1, T6
12	70	30	NP	800	NP	NP	HA-2	G5, G16, G17, G32
13	70	30	1500	800	1500	850	HA-2	G5, G12, T6
14	70	30	1500	NP	1500	850	HA-2	G12, T6
15	70	30	1500	800	1500	850	HA-2	G5, G12, T6
16	70	30	1500	NP	1500	850	HA-2	G12, T6
17	75	30	1500	800	1500	NP	HA-2	G5, G12, T6
18	75	30	1500	NP	1500	NP	HA-2	G12, T6
19	75	30	1500	800	1500	NP	HA-2	G5, G12, T6
20	75	30	1500	NP	1500	NP	HA-2	G12, T6
21	75	30	1500	800	1500	850	HA-2	G5, G12, T6
22	75	30	1500	NP	1500	850	HA-2	G12, T6
23	75	30	1500	NP	NP	NP	HA-2	G12, T6, W13
24	75	30	1500	800	NP	NP	HA-2	G5, G12, T6, W12, W13
25	75	30	1500	NP	1500	850	HA-2	G5, G5, G12, G24, T7
26	75	30	1500	NP	1500	850	HA-2	G5, G12, G24, T7
27	75	30	1500	800	1500	850	HA-2	G5, G12, T6, W12, W13, W14
28	75	30	1500	NP	1500	850	HA-2	G12, T6, W13, W14
29	75	30	1500	NP	1500	850	HA-2	G5, G5, G12, G24, T7
30	75	30	1500	NP	1500	850	HA-2	G1, G12, G24, T6
31	75	30	NP	800	NP	NP	HA-2	G5, W12
32	75	30	1500	800	1500	850	HA-2	G5, G12, H1, T6, W12
33	75	30	1500	NP	1500	850	HA-2	G12, H1, T6
34	75	30	NP	800	1500	850	HA-2	G5, G12, T6, W12, W14
35	75	30	NP	800	NP	NP	HA-2	G5, W12
36	75	30	1500	800	1500	850	HA-2	G5, G12, G22, H1, T6
37	75	30	1500	NP	1500	850	HA-2	G12, G22, H1, T6
38	75	30	NP	800	NP	NP	HA-2	G5, W12
39	75	30	NP	NP	1500	850	HA-2	G5, G12, G24, T7
40	75	30	NP	NP	1500	850	HA-2	G12, G24, T6
41	75	30	NP	800	NP	NP	HA-2	G5, W12
42	75	30	NP	800	NP	NP	HA-2	G5, W12
43	75	30	1500	800	1500	NP	HA-2	G5, G12, G22, H1, T6

**ANEXO 2: Tabla de valores de esfuerzo maximo permisible de materiales
ferrosos (continuación)**

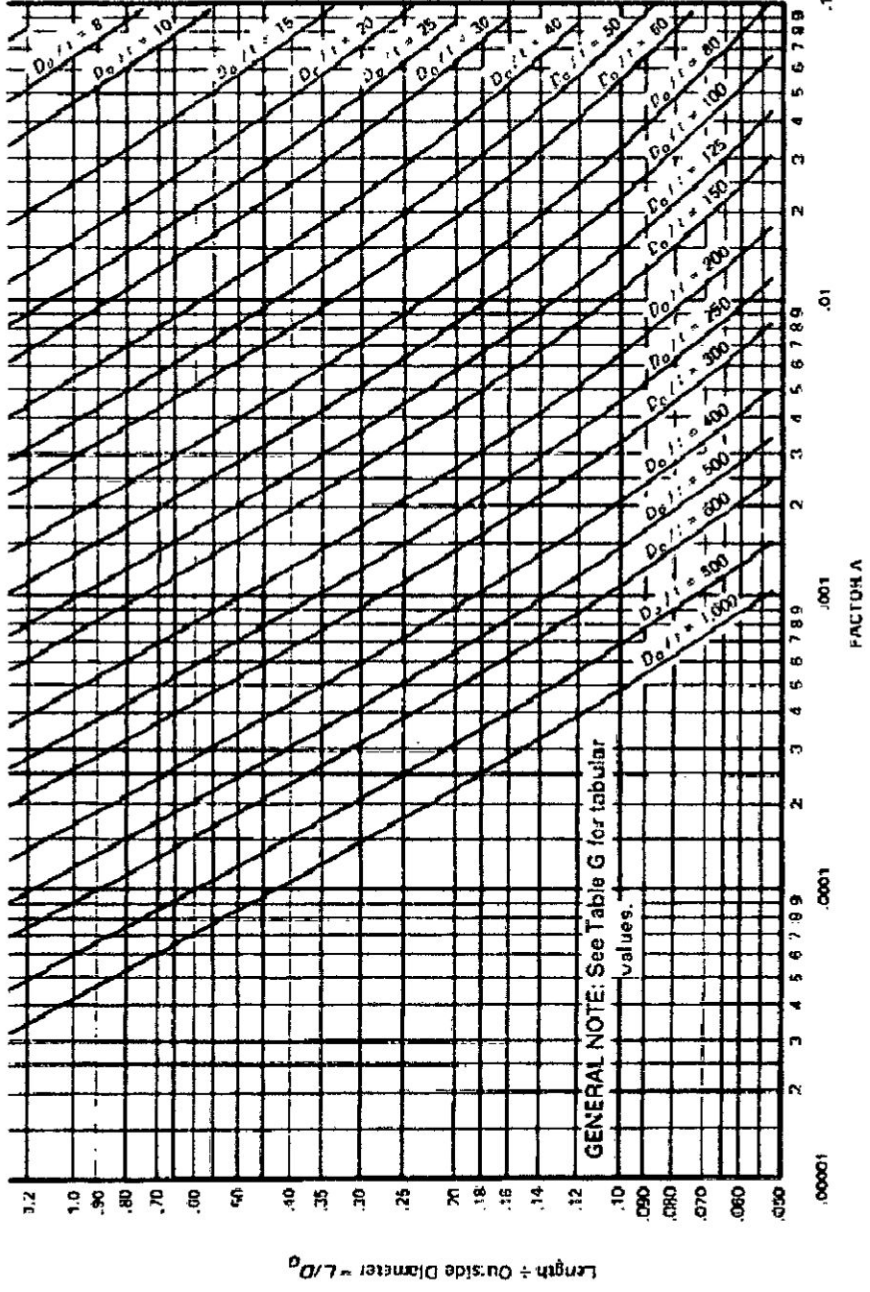
TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASSES 2 AND 3; * SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION X!!
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR FERROUS MATERIALS
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding													
	-20 to 100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
1	16.7	...	16.7	...	16.7	16.7	14.8	14.0	13.7	13.3	13.2	12.9
2	14.2	...	14.2	...	14.2	13.4	12.5	11.9	11.7	11.4	11.2	11.0	10.8	...
3	14.2	...	12.1	...	10.8	9.9	9.3	8.8	8.7	8.3	8.3	8.1	8.0	...
4	16.7	...	16.7	...	16.7	16.7	14.8	14.0	13.7	13.3	13.2	12.9
5	16.7	...	16.7	...	16.7	16.7	14.8	14.0	13.7	13.3	13.2	12.9
6	16.7	...	16.7	...	16.7	16.7	14.8	14.0	13.7	13.3	13.2	12.9	12.7	...
7	20.0	...	20.0	...	19.4	19.2	17.9	17.0	16.6	16.3	16.0	15.8	15.7	...
8	20.0	...	17.2	...	15.5	14.2	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.7	11.6	...
9	20.0	...	20.0	...	19.4	19.2	17.9	17.0	16.6	16.3	16.0	15.8
10	20.0	...	20.0	...	19.4	19.2	17.9	17.0	16.6	16.3	16.0	15.8	15.7	15.5
11	20.0	...	17.2	...	15.5	14.2	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.7	11.6	11.5
12	20.0	...	20.0	...	19.4	19.2	17.9	17.0	16.6	16.3	16.0	15.8
13	20.0	...	20.0	...	19.4	19.2	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9	15.7	15.6
14	20.0	...	17.2	...	15.5	14.3	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.8	11.6	11.5
15	20.0	...	20.0	...	19.4	19.2	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9	15.7	15.6
16	20.0	...	17.2	...	15.5	14.3	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.8	11.6	11.5
17	20.0	...	20.0	...	20.0	19.3	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9	15.7	15.6
18	20.0	...	17.2	...	15.5	14.3	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.8	11.6	11.5
19	20.0	...	20.0	...	20.0	19.3	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9	15.7	15.6
20	20.0	...	17.2	...	15.5	14.3	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.8	11.6	11.5
21	20.0	...	20.0	...	20.0	19.3	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9	15.7	15.6
22	20.0	...	17.2	...	15.5	14.3	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.8	11.6	11.5
23	20.0	...	17.2	...	15.5	14.3	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.8	11.6	11.5
24	20.0	...	20.0	...	20.0	19.3	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9	15.7	15.6
25	17.0	...	17.0	...	17.0	16.4	15.3	14.5	14.1	13.9	13.7	13.5	13.4	13.2
26	17.0	...	14.7	...	13.2	12.1	11.3	10.7	10.5	10.3	10.1	10.0	9.9	9.8
27	20.0	...	20.0	...	20.0	19.3	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9	15.7	15.6
28	20.0	...	17.2	...	15.5	14.3	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.8	11.6	11.5
29	17.0	...	17.0	...	17.0	16.4	15.3	14.5	14.1	13.9	13.7	13.5	13.4	13.2
30	17.0	...	14.7	...	13.2	12.1	11.3	10.7	10.5	10.3	10.1	10.0	9.9	9.8
31	20.0	...	20.0	...	20.0	19.3	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9
32	20.0	...	20.0	...	20.0	19.3	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9	15.7	15.6
33	20.0	...	17.2	...	15.5	14.3	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.8	11.6	11.5
34	20.0	...	20.0	...	20.0	19.3	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9	15.7	15.6
35	20.0	...	20.0	...	20.0	19.3	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9
36	20.0	...	20.0	...	20.0	19.3	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9	15.7	15.6
37	20.0	...	17.2	...	15.5	14.3	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.8	11.6	11.5
38	20.0	...	20.0	...	20.0	19.3	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9
39	17.0	...	17.0	...	17.0	16.4	15.3	14.5	14.1	13.9	13.7	13.5	13.4	13.2
40	17.0	...	14.7	...	13.2	12.1	11.3	10.7	10.5	10.3	10.1	10.0	9.9	9.8
41	20.0	...	20.0	...	20.0	19.3	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9
42	20.0	...	20.0	...	20.0	19.3	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9
43	20.0	...	20.0	...	20.0	19.3	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9	15.7	15.6

ANEXO 3: Gráfica para componentes bajo cargas externas
 FIG. C GEOMETRIC CHART FOR COMPONENTS UNDER EXTERNAL OR COMPRESSIVE LOADINGS (FOR ALL MATERIALS) (NOT E)

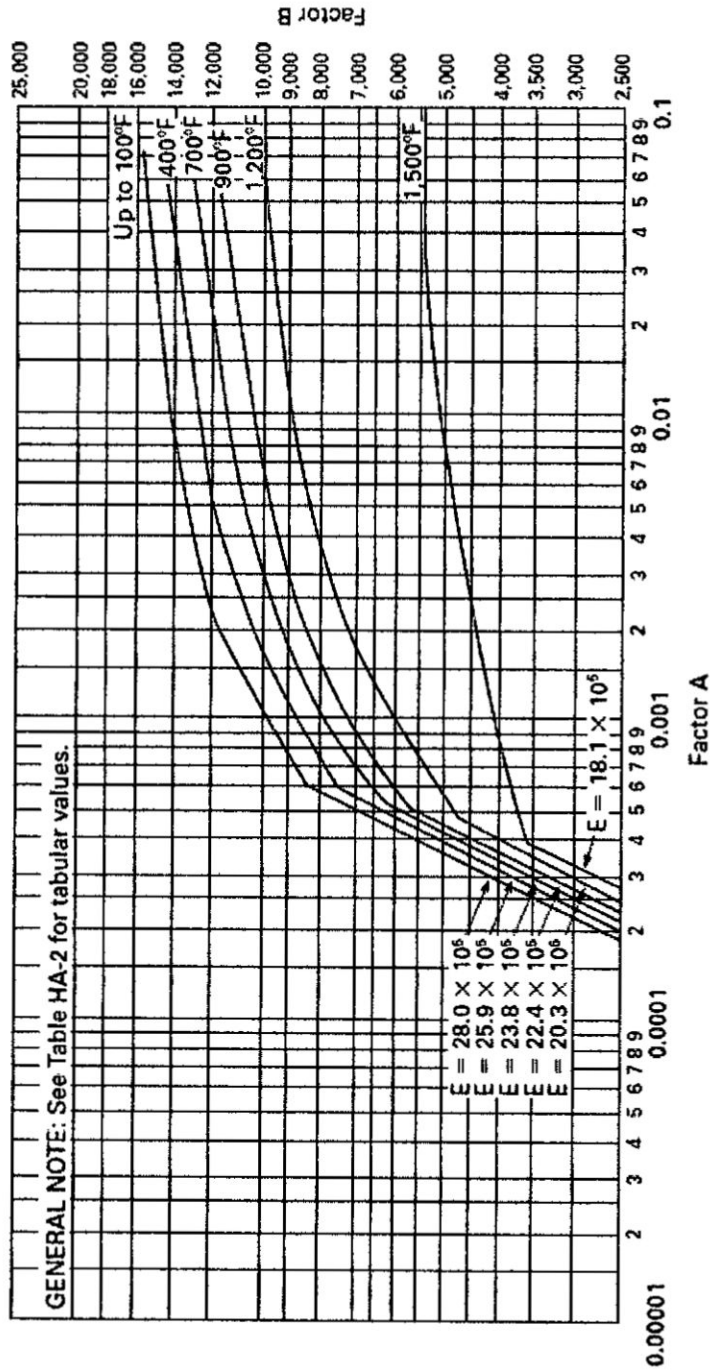


ANEXO 3: Gráfica para componentes bajo cargas externas (continuación)

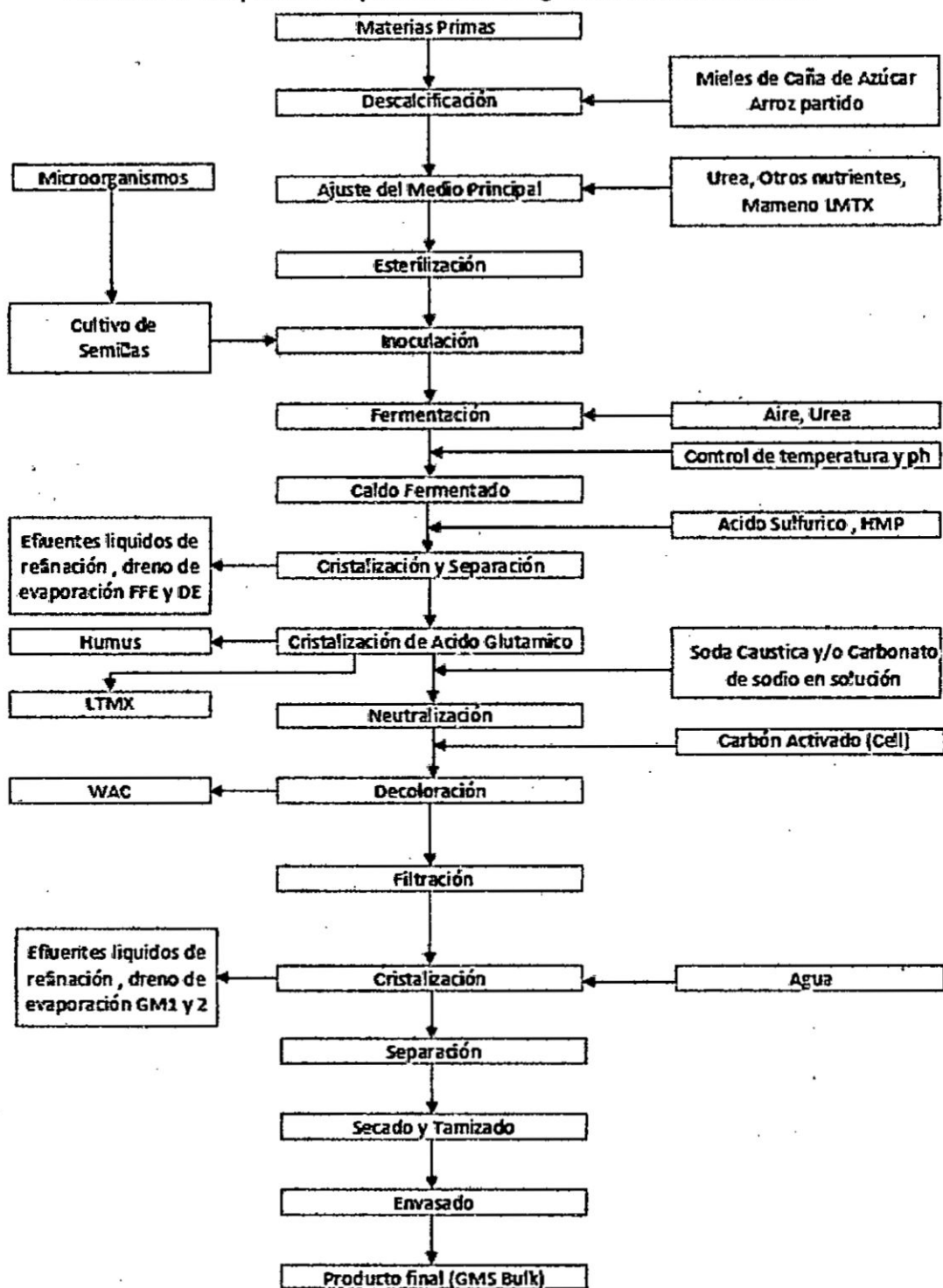


ANEXO 4: Gráfica para determinar espesor de recipiente sometido a presión externa para materiales de acero austenítico

FIG. HA-2 CHART FOR DETERMINING SHELL THICKNESS OF COMPONENTS UNDER EXTERNAL PRESSURE DEVELOPED FOR AUSTENITIC STEEL 16Cr-12Ni-2Mo, TYPE 316



ANEXO 6: Esquema de producción de glutamato monosódico



ANEXO 8: Factores de servicio

Factores de Servicio		Clasificaciones de Carga					
		Uniforme		Impacto moderado		Impacto fuerte	
Motor primario	Duración del servicio	AGMA	Cyclo*	AGMA	Cyclo*	AGMA	Cyclo*
Motor eléctrico	1/2 hora al día (ocasional)	0.50	0.50	0.80	0.80	1.25	1.20
	3 horas al día (Intermitente)	0.80	0.80	1.00	1.00	1.50	1.35
	Hasta 10 horas al día	1.00	1.00	1.25	1.20	1.75	1.50
	24 horas al día	1.25	1.20	1.50	1.35	2.00	1.60
Motor de combustión interna multicilindro	1/2 hora al día (ocasional)	0.80	0.80	1.00	1.00	1.50	1.35
	3 horas al día (Intermitente)	1.00	1.00	1.25	1.20	1.75	1.50
	Hasta 10 horas al día	1.25	1.20	1.50	1.35	2.00	1.60
	24 horas al día	1.50	1.35	1.75	1.50	2.25	1.70
Motor de combustión interna monocilindro	1/2 hr. per day (Occasional)	1.00	1.00	1.25	1.20	1.75	1.50
	3 horas al día (Intermitente)	1.25	1.20	1.50	1.35	2.00	1.60
	Hasta 10 horas al día	1.50	1.35	1.75	1.50	2.25	1.70
	24 horas al día	1.75	1.50	2.00	1.60	2.50	1.80

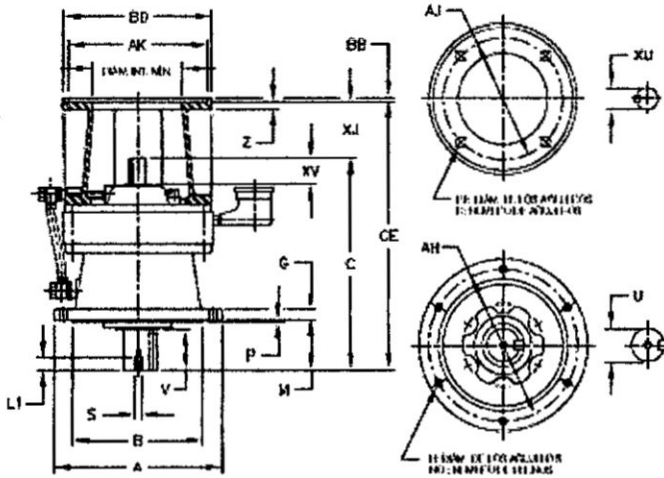
ANEXO 9: Motorreductor sumitomo 6160

Reductores de velocidad CYCLO® 6000



Dimensiones Montaje vertical con brida en V, cara C

Simple reducción
CVVJ-6130/5Y ▶ 6205Y



Tolerancias del eje

Diámetro nominal del eje [mm]	Tolerancia [μm]
0.50 a 1.25 a 0.625 a 0.50	+0.0010/-0.0010
0.75 a 1.50 a 1.25 a 1.00	+0.0010/-0.0010
1.75 a 1.875 a 1.875 a 1.75	+0.0010/-0.0010
2.00 a 2.5 a 1.25 a 1.00	+0.0010/-0.0010
3.25 a 3.5 a 4.0 a 3.5	+0.0010/-0.0010
4.75 a 5.0 a 7.00 a 6.0	+0.0010/-0.0010

Tabla de dimensiones en milímetros



Modelo CVVJ	A	B	C	G	H	NO.	M	P	AH
6130/5Y	10.94	7.8720 7.8923	12.04	0.80	0.43	0	2.90	0.10	9.06
6140/5Y	10.26	7.8720 7.8923	13.43	0.89	0.43	6	3.78	0.10	9.07
6160/5	13.90	10.6277 10.6265	16.20	0.79	0.43	6	3.50	0.10	12.20
6170/5	15.75	12.4365 12.4360	18.78	0.87	0.85	8	3.70	0.20	14.17
6180/5	16.90	13.6302 13.6267	20.75	0.87	0.71	8	4.30	0.20	16.08
6190/5	19.20	15.7456 15.7407	24.4	1.18	0.71	12	5.71	0.24	17.22
6205	17.9	13.9799 13.9704	20.08	1.18	0.87	8	5.00	0.20	16.94

Modelo CVVJ	Eje de baja velocidad					Eje de alta velocidad		
	D	Y	S	LI	Chaveta	XP	XY	Chaveta
6130/5Y	1.875	2.40	3.0-16UNC	0.71	1.2 x 1.2 x 2.16	0.875	1.87	3/16 x 3/16 x 1.91
6140/5Y	1.875	2.19	3.0-16UNC	0.71	1.2 x 1.2 x 2.95	0.875	1.87	3/16 x 3/16 x 1.91
6160/5	2.250	3.15	3.0-16UNC	0.71	1.2 x 1.2 x 2.95	1.125	1.77	1/4 x 1/4 x 1.77
6170/5	2.750	3.9	1.2-13UNC	0.84	5.9 x 5.9 x 3.16	1.375	2.17	5/8 x 5/8 x 2.16
6180/5	3.125	3.94	1.2-13UNC	0.84	3.4 x 3.4 x 2.74	1.500	2.56	3/8 x 3/8 x 2.56
6190/5	3.625	4.92	3/4-10UNC	1.34	7.9 x 7.9 x 4.92	1.750	2.76	3/8 x 3/8 x 2.76
6205	3.875	6.00	3/4-10UNC	1.34	1 x 1 x 6.00	1.750	3.23	3/8 x 3/8 x 3.22

4.58 Dimensiones

Las dimensiones de los componentes se refieren a los ejes de montaje y no a los ejes de salida. Para obtener más información consulte el manual de usuario.

Sumitomo Drive Technologies Cyclo® Serie 6000