



UNIVERSIDAD  
TECNOLÓGICA  
NACIONAL  
FACULTAD  
REGIONAL  
DELTA

## PROCESO PRODUCTIVO DE FOSFATO DIAMÓNICO

# DISEÑO DE EQUIPOS

Antúñez Rosell, Candela  
Guerra, Maya  
Magalú, Iara Belén  
Pelloli, María del Pilar

## Índice

|  |           |
|--|-----------|
| 7.1 Desarrollo del diseño del preneutralizador RX-01 ..... | 2         |
| 7.1.1 Procedimiento de cálculo .....                       | 2         |
| 7.1.2 Resultados.....                                      | 6         |
| 7.1.3 Diseño mecánico .....                                | 7         |
| 7.1.3.1 Selección del material de construcción .....       | 7         |
| 7.1.3.2 Cálculo de espesor del casco cilíndrico .....      | 8         |
| 7.1.3.3 Cálculo de diámetro de conexiones.....             | 11        |
| 7.1.4 Diseño de sistema de enfriamiento del reactor .....  | 12        |
| 7.1.4.1 Verificación de camisa anular .....                | 12        |
| 7.1.4.2 Diseño de la camisa de media caña .....            | 18        |
| 7.1.5 Definición de sistema de enfriamiento.....           | 20        |
| 7.1.6 Aislamiento térmico.....                             | 21        |
| 7.2 Desarrollo del diseño del secador DR-01 .....          | 21        |
| 7.2.1 Procedimiento de cálculo .....                       | 22        |
| 7.2.2 Resultados.....                                      | 24        |
| 7.2.3 Diseño mecánico .....                                | 24        |
| 7.2.3.1 Selección del material de construcción .....       | 24        |
| 7.2.3.2 Selección del motor del cilindro rotatorio .....   | 24        |
| 7.3 Desarrollo del diseño del ciclón CY-01.....            | 25        |
| 7.3.1 Procedimiento de cálculo .....                       | 26        |
| 7.3.2 Resultados.....                                      | 27        |
| 7.3.3 Selección del material de construcción .....         | 27        |
| <b>Referencias .....</b>                                   | <b>27</b> |

# Diseño de equipos

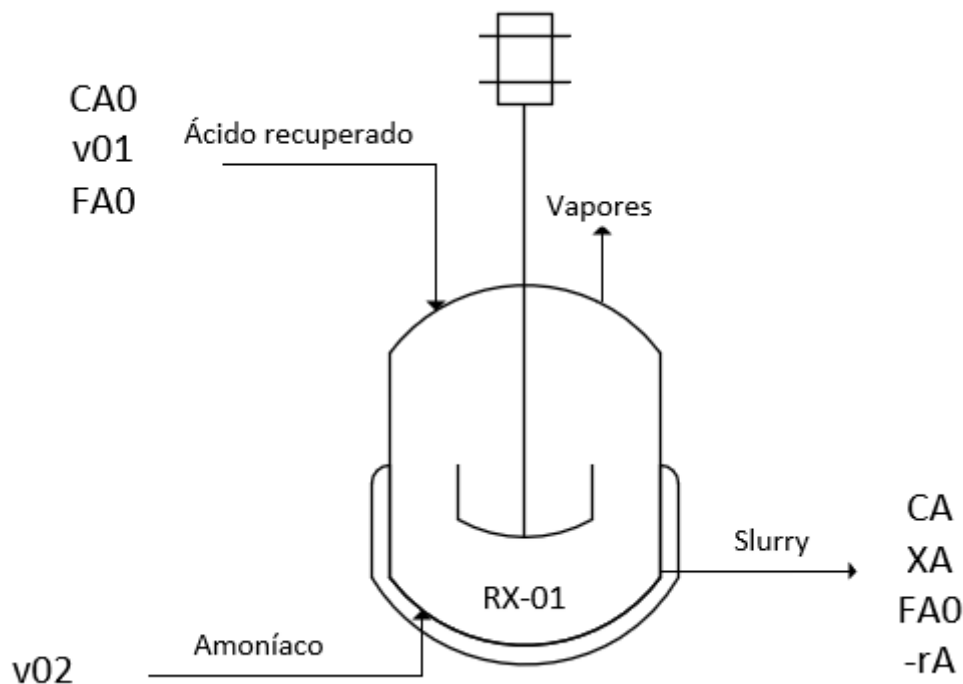
En este capítulo se describirán las premisas y ecuaciones utilizadas para el diseño de los tres equipos seleccionados de la planta de producción de fosfato diamónico: el preneutralizador RX-01, correspondiente al área 100 (preneutralización del ácido), y el secador DR-01 en conjunto con el ciclón CI-01, ambos correspondientes al área 300 (secado de producto).

Para más detalles sobre los cálculos realizados en este capítulo refiérase al **Anexo D.01 – Diseño de Equipos**.

## 7.1 Desarrollo del diseño del preneutralizador RX-01

Se requieren las dimensiones de un reactor que sea capaz de preneutralizar el 100% del ácido fosfórico con amoníaco para dar el producto intermedio MAP.

Se trata de un tanque agitado continuo que opera a 240°F (115,55°C) y a presión atmosférica.



**Imagen 1:** esquema del reactor tanque agitado

### 7.1.1 Procedimiento de cálculo

La ecuación de diseño para reactores de tanque agitado en estado estacionario surge del balance de materia del componente A, el cual es el reactivo limitante. Bajo la suposición de que la mezcla dentro del reactor es homogénea, la ecuación resulta:

$$\tau = \frac{V}{v_0} = \frac{C_{A0}X_A}{-r_A} \quad (\text{Ecuación 7.1})$$

Donde:

**V:** volumen del reactor, m<sup>3</sup>

**v<sub>0</sub>:** caudal volumétrico total de alimentación, m<sup>3</sup>/h

**C<sub>A0</sub>:** concentración inicial de A en la alimentación, kmol/m<sup>3</sup>

$X_A$ : conversión del componente A

$-r_A$ : velocidad de consumo del componente A por reacción,  $\text{kmol/m}^3\cdot\text{h}$

Realizando los cálculos en base al ácido fosfórico (reactivo limitante):

$$C_{A0} = \frac{\dot{m}_{A0}}{M_A v_0} \quad (\text{Ecuación 7.2})$$

Donde:

$\dot{m}_{A0}$ : caudal másico de ácido fosfórico que ingresa a RX-01,  $\text{kg/h}$

$M_A$ : masa molar del ácido fosfórico,  $\text{kg/kmol}$

Con respecto a la velocidad de reacción respecto del ácido  $-r_A$ , se necesitan los siguientes datos:

1. Orden de la reacción,  $n$
2. Energía de activación,  $E_a$
3. Factor preexponencial,  $A$
4. Constante cinética,  $k$ .

La constante mencionada en el ítem 4 podría calcularse a partir de los ítems 2. y 3. A través de la ecuación de Arrhenius:

$$k = Ae^{-\frac{E_a}{RT}} \quad (\text{Ecuación 7.3})$$

Donde:

$R$ : constante universal de los gases  $8,314 \text{ J/(mol K)}$

$T$ : temperatura de reacción, en  $K$

Sin embargo, como nuestro proceso se trata de una tecnología patentada, no disponemos de los datos listados más arriba. Ante esta circunstancia, recurrimos a los datos obtenidos de la planta piloto, los mismos que utilizamos para efectuar los balances de materia.

Tenemos de dato las dimensiones del preneutralizador a una escala de producción de  $0,50 \text{ tn/h}$ , por lo que podríamos realizar el escalamiento del tiempo de residencia para nuestra producción de  $7,5 \text{ tn/h}$ .

**Preneutralizer.** About half the total water introduced in the process was evaporated in the preneutralizer by the heat from ammoniation of the phosphoric acid. Removal of the heat and moisture in the preneutralizer was effective in reducing the recycle required to control granulation in the ammoniator-granulator. The preneutralizer consisted of a 20-inch-diameter, 5-foot-high open tank equipped with an agitator. A 2-foot liquid level was maintained in the tank.

*Imagen 2: Extracto de la patente del proceso TVA. Anexo B.01 – TVAProcess 1962.*

A través de la ecuación de volumen para cilindros calculo la capacidad del reactor para  $@0,50 \text{ tn/h}$  de producción:

$$V_{(0,50 \frac{\text{tn}}{\text{h}})} = \frac{\pi D^2 H}{4} \quad (\text{Ecuación 7.4})$$

Y conociendo el caudal volumétrico total alimentado para dicha producción, calculo el tiempo de residencia:

$$\tau_{(0,50 \frac{tn}{h})} = \frac{V_{(0,50 \frac{tn}{h})}}{v_{0(0,50 \frac{tn}{h})}} \quad (Ecuación 7.5)$$

El tiempo de residencia estimado con la ecuación 7.5 será igual al tiempo de residencia requerido para la escala industrial. Por tanto:

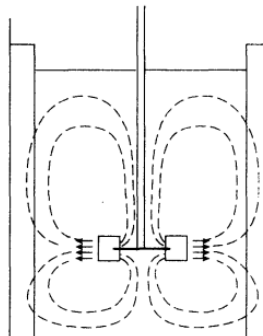
$$\tau_{(0,50 \frac{tn}{h})} = \tau_{(7,45 \frac{tn}{h})} = \frac{V_{(7,45 \frac{tn}{h})}}{v_{0(7,45 \frac{tn}{h})}} \quad (Ecuación 7.6)$$

Con la ecuación 7.6 se estima el volumen del reactor a escala industrial con un head space del 20%. A partir del volumen, destrabaremos el cálculo del diámetro y la altura respectivamente:

$$\begin{cases} V_{(7,45 \frac{tn}{h})} = \frac{\pi D^2 H}{4} & (Ecuación 7.7) \\ \frac{H}{D} = 3 & (Ecuación 7.8) \end{cases}$$

Una vez que tenemos las dimensiones del tanque agitado, procedemos a diseñar el agitador y los baffles. Se decidió utilizar un impulsor del tipo turbina de palas inclinadas por los siguientes motivos:

- ✓ **Mezcla eficiente:** Las palas inclinadas están diseñadas para mover el líquido de manera eficiente, lo que resulta en una mezcla más homogénea y rápida.
- ✓ **Mayor flujo axial:** Las palas inclinadas suelen tener un diseño que promueve un flujo axial más eficiente, lo que significa que el líquido se mueve en la dirección del eje del agitador. Forma un patrón de flujo que se extiende por todo el tanque, evitando los volúmenes muertos y favoreciendo al contacto entre ambas fases.
- ✓ **Versatilidad:** Los agitadores de turbina de palas inclinadas son versátiles y pueden adaptarse a una variedad de aplicaciones y viscosidades de líquidos.
- ✓ **Menor riesgo de obstrucción:** Las palas inclinadas tienen menos probabilidades de obstruirse con sólidos suspendidos en el líquido en comparación con otros tipos de agitadores, como los de turbina de disco.
- ✓ No producen el daño de las partículas suspendidas a velocidades considerables.



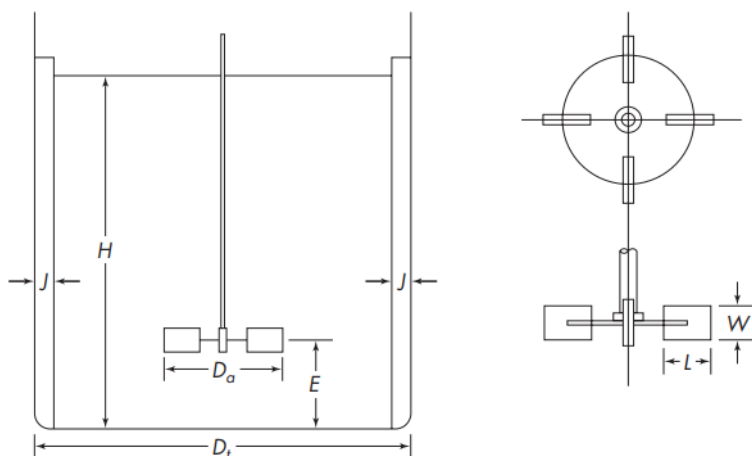
**Imagen 3:** Extracto de libro Coulson – Richardson.

Las dimensiones del agitador y de los baffles se estimaron con los factores de forma estándar para este tipo de impulsor:

$$\frac{D_a}{D_t} = \frac{1}{3} \quad \frac{H}{D_t} = 1 \quad \frac{j}{D_t} = \frac{1}{12}$$

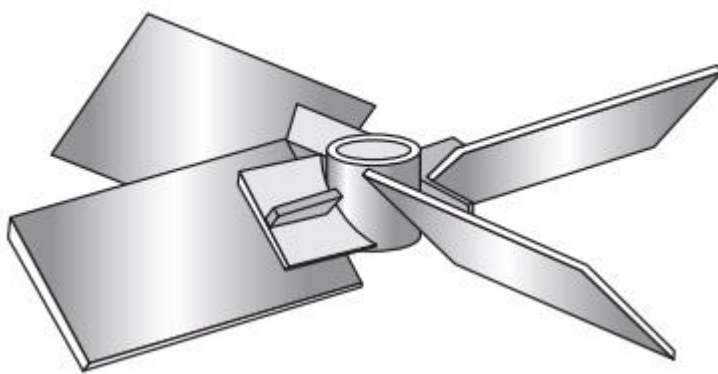
$$\frac{E}{D_t} = \frac{1}{3} \quad \frac{W}{D_a} = \frac{1}{5} \quad \frac{L}{D_a} = \frac{1}{4}$$

**Imagen 4:** Factores de forma de dimensiones obtenido de libro McCabe.



**FIGURA 9.3**  
Mediciones de turbina. (Según  
Rushton et al.<sup>45</sup>)

**Imagen 5:** Referencia de dimensiones de agitador y baffles.



**Imagen 6:** representación de agitador de turbina de paletas inclinadas. Referencia: Operaciones Unitarias en Ingeniería Química, 7ed – McCabe.

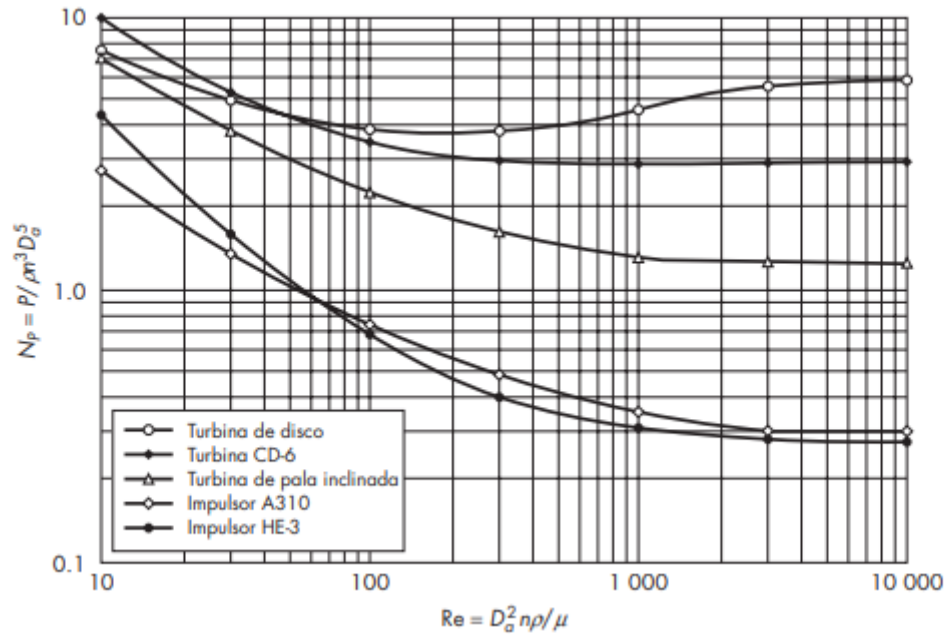
Otra consideración importante en el diseño de los tanques agitados es la potencia que se requiere para mover el agitador. La potencia se calcula con la siguiente correlación:

$$P = N_p n^3 D_a^5 \rho \quad (\text{Ecuación 7.9})$$

Donde:

- P:** potencia del agitador, en W.
- N<sub>p</sub>:** número de potencia, adimensional.
- n:** velocidad de agitación, en hz.
- D<sub>a</sub>:** diámetro del agitador, en m.
- ρ:** densidad, en kg/m<sup>3</sup>.

El número de potencia depende del número de Reynolds, y se obtiene del siguiente gráfico:



**Figura 1:** Número de potencia  $N_p$  en función del número del Reynolds  $Re$  para turbinas. Referencia: Operaciones Unitarias en Ingeniería Química, 7ed – McCabe.

### 7.1.2 Resultados

| Planta piloto |         |                                |                      |                        |                           |
|---------------|---------|--------------------------------|----------------------|------------------------|---------------------------|
| Diámetro      | 20 in   | Alimentación                   | Caudal másico [kg/h] | Densidad ácido [kg/m³] | Caudal volumétrico [m³/h] |
| Diámetro, D   | 0.508 m | NH <sub>3</sub>                | 79.1                 | 1504.42                | 0.43                      |
| Altura        | 5 ft    | H <sub>3</sub> PO <sub>4</sub> | 324.5                |                        |                           |
| Altura, H     | 1.524 m | H <sub>2</sub> O               | 210.7                |                        |                           |
| Volumen       | 0.31 m³ | SO <sub>3</sub>                | 22.6                 |                        |                           |
| τ             | 0.71 h  | CaO                            | 4.1                  |                        |                           |
| τ             | 43 min  | Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> | 7.1                  |                        |                           |
| τ             | 2559 s  | Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub> | 5.6                  |                        |                           |
| H/D           | 3       | TOTAL                          | 653.7                |                        |                           |

**Tabla 1:** Cálculos para estimar el tiempo de residencia en la planta piloto.

| Escala Industrial            |      |    |                                |                      |                        |
|------------------------------|------|----|--------------------------------|----------------------|------------------------|
| Dimensionamiento del reactor |      |    | Alimentación                   | Caudal másico [kg/h] | Densidad ácido [kg/m³] |
| Volumen                      | 4.60 | m³ | NH <sub>3</sub>                | 1178.9               | 1504.42                |
| Altura útil                  | 3.75 | m  | H <sub>3</sub> PO <sub>4</sub> | 4834.9               |                        |
| Diámetro, Dt                 | 1.25 | m  | H <sub>2</sub> O               | 3139.6               |                        |
| Head Space                   | 20   | %  | SO <sub>3</sub>                | 336.8                |                        |
| Volumen diseño               | 5.5  | m³ | CaO                            | 60.6                 |                        |
|                              |      |    | Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> | 105.6                |                        |
| Altura de TK                 | 4.5  | m  | Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub> | 83.1                 |                        |
|                              |      |    | TOTAL                          | 9739.6               |                        |

**Tabla 2:** Dimensiones del preneutralizador a escala industrial.

| Tipo de Impulsor                       | Turbina de pala inclinada |    |
|--|---------------------------|----|
| D <sub>a</sub> , Diámetro del agitador | 0,42                      | m  |
| E, Altura del agitador                 | 0,42                      | m  |
| L, Largo de paleta                     | 0,10                      | m  |
| W, Ancho de paleta                     | 0,08                      | m  |
| B, Número de baffles                   | 4,00                      | un |
| J, Ancho de baffle                     | 0,10                      | m  |

**Tabla 3:** Dimensiones del agitador y de los baffles.

|  |          |                   |
|--|----------|-------------------|
| n, velocidad de agitación              | 200      | rpm               |
|  | 3,33     | Hz                |
| D <sub>a</sub> , Diámetro del agitador | 0,42     | m                 |
| Densidad de la mezcla                  | 1577,03  | kg/m <sup>3</sup> |
| Viscosidad                             | 5,00     | Cp                |
|  | 0,005    | Pa.s              |
| Número de Reynolds                     | 182530,5 |                   |
| Número de Potencia                     | 1,3      | -                 |
| Potencia calculada                     | 954      | W                 |
|  | 1,0      | kW                |
| Potencia seleccionada                  | 1,1      | kW                |

**Tabla 4:** Resultados de cálculos de potencia del agitador.

En resumen, se requiere un reactor de 5,5 m<sup>3</sup> de capacidad con 4 baffles y con un agitador del tipo turbina de disco de 1,1 kW.



With cast iron frame, flexible mounting, solid and whole feet, and lower noise levels and operating temperatures, the W22 motors are perfectly suitable for a great variety of industrial applications.

W22 motors comply with the efficiency level as per IEC 60034-30-1.

#### Product features

|                      |                                |                           |              |
|----------------------|--------------------------------|---------------------------|--------------|
| Standard             | IEC 60034-1                    | Output rating             | 1.1 kW       |
| Frequency            | 50 Hz                          | Mounting                  | Foot-mounted |
| Voltage              | 220-230-240/380-400-415//460 V | Flange                    | Without      |
| Number of poles      | 4                              | Mounting                  | B3T          |
| Degree of Protection | IP55                           | Terminal box <sup>1</sup> | Top          |
| Synchronous speed    | 1500 rpm                       | Enclosure                 | IC411 - TEFC |

**Imagen 7:** motor seleccionado para el agitador. Fuente: [W22 IE2 1.1 kW 4P 90S 3Ph 220-230-240/380-400-415//460 V 50 Hz IC411 - TEFC - B3T | W22 | Three Phase | Low Voltage IEC Motors | Electric Motors | WEG - Products.](#)

### 7.1.3 Diseño mecánico

#### 7.1.3.1 Selección del material de construcción

Debido a las condiciones de corrosión que se presentan en la operación, como consecuencia del uso del ácido fosfórico, el reactor será fabricado con Acero Inoxidable 316 L.

El acero inoxidable 316L es una variante de grado bajo del acero inoxidable 316, con una menor cantidad de carbono en su composición. La reducción del carbono ayuda a prevenir la corrosión intergranular, haciéndolo más adecuado para aplicaciones en las que la resistencia a la corrosión es primordial.

En resumen, el acero inoxidable 316L es altamente valorado por su excelente resistencia a la corrosión y su versatilidad en aplicaciones industriales donde se requiere durabilidad y resistencia a entornos desafiantes.

Se adjunta tabla de compatibilidad de acero inoxidable con diversos fluidos. Estas son de utilidad para determinar la idoneidad del acero inoxidable en aplicaciones específicas, ya que se basan en la resistencia del acero inoxidable a la corrosión cuando está en contacto con diferentes tipos de fluidos.



| Fluido                 | Aceros Inoxidables Recomendados |
|------------------------|---------------------------------|
| Agua potable           | 304, 316, 316L                  |
| Amoníaco líquido       | 304, 316, 316L                  |
| Ácido acético          | 316, 316L                       |
| Ácido clorhídrico      | 304, 316, 316L                  |
| Ácido nítrico          | 304, 316, 316L                  |
| Ácido sulfúrico        | 304, 316, 316L                  |
| Alcohol                | 304, 316, 316L                  |
| Gasolina               | 304, 316, 316L                  |
| Hidróxido de sodio     | 304, 316, 316L                  |
| Ácido fosfórico        | 304, 316, 316L                  |
| Sal (Cloruro de Sodio) | 304, 316, 316L                  |
| Vapor de agua          | 304, 316, 316L                  |
| Aceites lubricantes    | 304, 316, 316L                  |

#### 7.1.3.2 Cálculo de espesor del casco cilíndrico

Para el cálculo de los espesores se recurrió a la siguiente bibliografía: “*Diseño y cálculo de recipientes sujetos a presión*” del Ing. Juan Manuel León Estrada y “*Manual de recipientes a presión. Diseño y calculo*” de Eugene F. Megyesy.

Para determinar el espesor del casco cilíndrico se utiliza la siguiente ecuación:

$$P_a = \frac{4 \cdot B}{3 \cdot \left( \frac{D_0}{t} \right)}$$

Donde:

**$P_a$ :** Presión máxima de trabajo permitida [lb/in<sup>2</sup>].

**P:** Presión externa de diseño [lb/in<sup>2</sup>].

**$D_0$ :** Diámetro exterior [in].

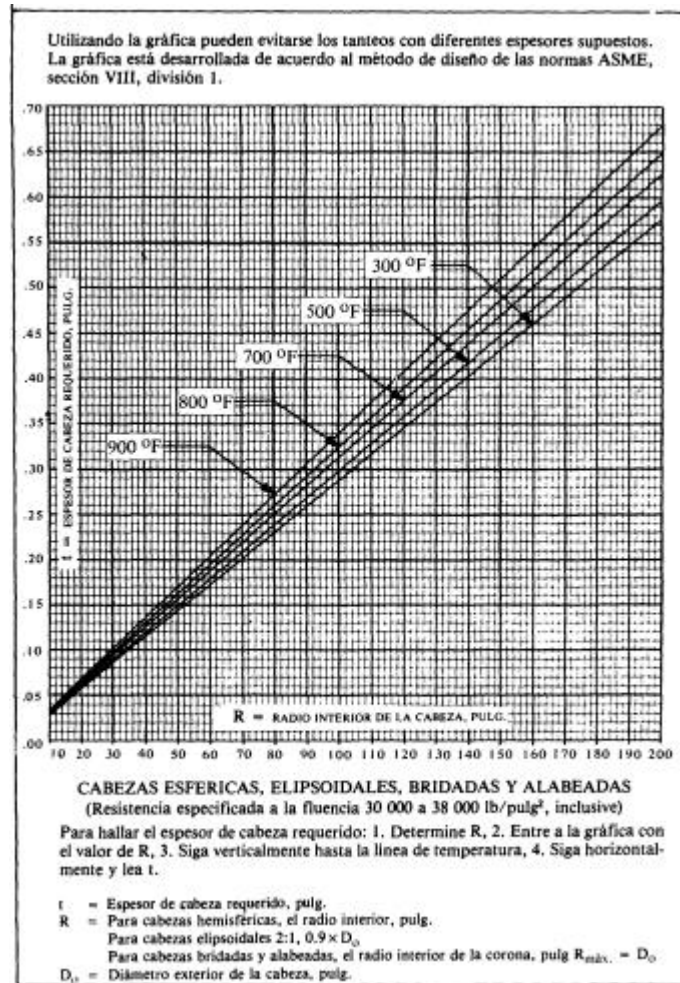
**B:** Factor obtenido de gráfica.

**t:** Espesor de pared mínimo requerido [in].

El casco cilíndrico deberá diseñarse para una presión externa máxima permitida de 15 lb/in<sup>2</sup> o 25% más que la presión externa máxima posible.

En primer lugar, debe determinarse el factor B. Para ello, se realiza el siguiente procedimiento:

1. Se supone un valor de espesor mínimo requerido (t). Como punto de partida se puede utilizar la siguiente gráfica:



**Figura 2:** Gráfica para estimar el espesor de pared. Fuente: (Megyesy, 1989).

2. Una vez supuesto el valor de t, determinar  $L/D_o$  y  $D_o/t$ .
3. Entre a la figura UGO-28.0 con el valor de  $L/D_o$ . Siga horizontalmente hasta la línea que representa a  $D_o/t$ . Desde el punto de intersección siga verticalmente hasta determinar el valor del Factor A.

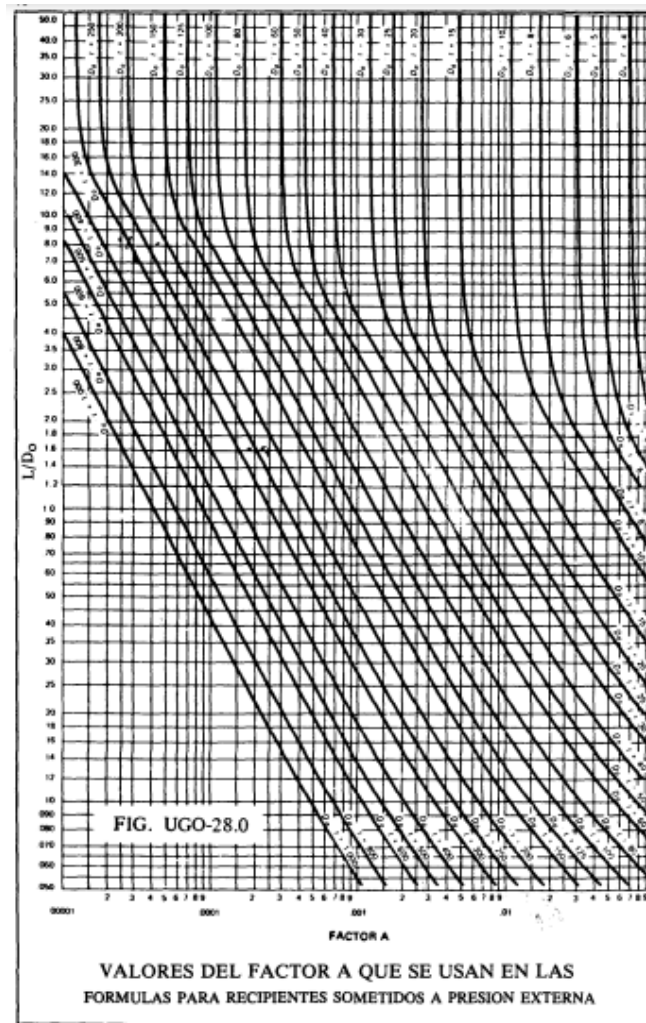


Figura 3: UGO-28.0 para determinar Factor A. Fuente: (Megyesy, 1989).

4. Entre con el valor del Factor A, a la gráfica del material aplicable. Siga verticalmente hasta la línea de temperatura aplicable\*. Desde la intersección, siga horizontalmente y lea el valor de B.

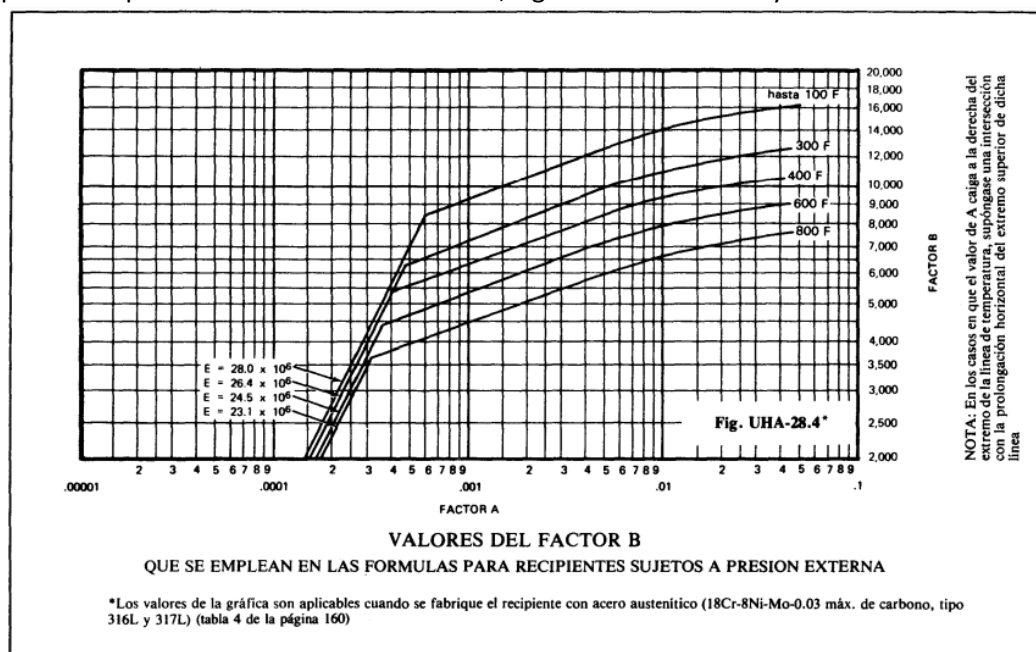


Figura 4: Gráfica para determinar valor del Factor B según material aplicable. Fuente: (Megyesy, 1989).

\* Para los valores de A que caigan a la izquierda de la línea aplicable de temperatura, el valor de  $P_a$  puede calcularse por la fórmula:

$$P_a = \frac{2 \cdot A \cdot E}{3 \cdot \left( D_0 / t \right)}$$

Donde:

**E:** Módulo de elasticidad del material.

- Calcule la presión máxima de trabajo permitida,  $P_a$ . Si la presión máxima de trabajo permitida es menor que la presión de diseño debe repetirse el procedimiento de diseño aumentando el espesor del recipiente o disminuyendo L por medio de anillos atesadores.

Resultados:

| Cálculo de Espesor del Casco Cilíndrico             |       |      |
|---|-------|------|
| Description   | Value | Unit |
| t, Espesor de pared mínimo requerido                | 0,42  | in   |
|   | 10,67 | mm   |
| t <sub>Comercial</sub> , Espesor de pared comercial | 0,50  | in   |
|   | 12,70 | mm   |

#### 7.1.3.3 Cálculo de diámetro de conexiones

El diámetro interno de las conexiones se calcula a partir del caudal volumétrico y la velocidad de fluido recomendada:

$$A_{flujo} = \frac{\dot{Q}}{v_r} \quad (\text{Ecuación 7.10})$$

Donde:

**A<sub>flujo</sub>:** área de flujo, en m<sup>2</sup>.

**Q:** caudal volumétrico, en m<sup>3</sup>/s.

**v<sub>r</sub>:** velocidad recomendada, en m/s.

A través del área de flujo, y sabiendo que la sección es circular, calculamos los diámetros internos:

$$d_i = \sqrt{\frac{4A_{flujo}}{\pi}} \quad (\text{Ecuación 7.11})$$

Resultados:

| Diseño de Bridas      |                |       |              |               |        |
|-----------------------|----------------|-------|--------------|---------------|--------|
| Compound              | Unit           | 2     | 3            | 4             | 5      |
| Tipo de fluido        | -              | Gas   | Poco viscoso | Vapor de agua | Slurry |
| Velocidad recomendada | m/s            | 19,5  | 2,0          | 12,0          | 1,5    |
| Área de brida         | m <sup>2</sup> | 0,025 | 0,001        | 0,000         | 0,001  |
| Diámetro interno      | m              | 0,18  | 0,03         | 0,00          | 0,04   |
| Diámetro interno      | in             | 7,0   | 1,3          | 0,2           | 1,5    |
| Diámetro de brida     | in             | 8     | 1,5          | 1             | 2      |
| Schedule              | -              | 40    | 40           | 40            | 40     |

**Tabla 5:** Resultados de diámetros de las bridas del reactor.

Al elegir el tamaño de brida, se eligió la de tamaño siguiente superior que tenga más facilidad de comercializar. Por ejemplo, los cálculos de la conexión de la corriente 3 arrojaron un diámetro de 1.3", pero se eligió una de 2". Al sobredimensionar una cañería, tenemos los siguientes beneficios:

- ✓ Se reducen las pérdidas de carga.
- ✓ Se evitan los efectos negativos producidos por un exceso de velocidad de fluido, tales como erosión, cavitación, vibraciones, etc.
- ✓ Se anticipa un posible aumento de la demanda del fluido, por ejemplo, por un aumento de la capacidad de la planta.

Por otra parte, se seleccionó para todos los casos un Schedule 40, ya que operamos con fluidos altamente corrosivos (ácido y fluidos amoniacales), que generan muchos desgastes en el interior de la cañería. Además, con este Schedule estamos siendo conservadores ya que se soportan valores muy altos de presión.



**PRESION MAXIMA DE SERVICIO PARA SCHEDULES 40S Y 80S ACERO INOXIDABLE**  
PRESIÓN DE SERVICIO MÁXIMO ADMISIBLE SEGUN LOS DIÁMETROS NOMINALES EN BAR

| Temperatura | Variedades               | Limite Max. trabajo        | 1/2" | 3/4" | 1"   | 1 1/4" | 1 1/2" | 2"   | 2 1/2" | 3"   | 3 1/2" | 4"   | 5"   | 6"   | 8"   | 10"  | 12"  | 14"  | 16"  | 18"  | 20"  | 24"  |
|-------------|--------------------------|----------------------------|------|------|------|--------|--------|------|--------|------|--------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| °C          | ASIS                     | h/bar                      | Sch. | Sch. | Sch. | Sch.   | Sch.   | Sch. | Sch.   | Sch. | Sch.   | Sch. | Sch. | Sch. | Sch. | Sch. | Sch. | Sch. | Sch. | Sch. | Sch. | Sch. |
| -29°a +38°  | 304<br>321-347<br>316(g) | 12,705<br>12,705<br>12,705 | 405  | 405  | 405  | 405    | 405    | 405  | 405    | 405  | 405    | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  |
| 93°         | 304<br>321-347<br>316(g) | 12,705<br>12,705<br>12,705 | 405  | 405  | 405  | 405    | 405    | 405  | 405    | 405  | 405    | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  |
| 149°        | 304<br>321-347<br>316(g) | 11,520<br>11,520<br>11,520 | 405  | 405  | 405  | 405    | 405    | 405  | 405    | 405  | 405    | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  |
| 204°        | 304<br>321-347<br>316(g) | 11,860<br>11,860<br>11,860 | 405  | 405  | 405  | 405    | 405    | 405  | 405    | 405  | 405    | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  |
| 260°        | 304<br>321-347<br>316(g) | 11,520<br>11,520<br>11,520 | 405  | 405  | 405  | 405    | 405    | 405  | 405    | 405  | 405    | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  |
| 316°        | 304<br>321-347<br>316(g) | 11,520<br>11,520<br>11,520 | 405  | 405  | 405  | 405    | 405    | 405  | 405    | 405  | 405    | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  |
| 343°        | 304<br>321-347<br>316(g) | 11,520<br>11,520<br>11,520 | 405  | 405  | 405  | 405    | 405    | 405  | 405    | 405  | 405    | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  |
| 371°        | 304<br>321-347<br>316(g) | 11,520<br>11,520<br>11,520 | 405  | 405  | 405  | 405    | 405    | 405  | 405    | 405  | 405    | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  |
| 399°        | 304<br>321-347<br>316(g) | 11,520<br>11,520<br>11,520 | 405  | 405  | 405  | 405    | 405    | 405  | 405    | 405  | 405    | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  |
| 427°        | 304<br>321-347<br>316(g) | 11,520<br>11,520<br>11,520 | 405  | 405  | 405  | 405    | 405    | 405  | 405    | 405  | 405    | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  |
| 454°        | 304<br>321-347<br>316(g) | 11,520<br>11,520<br>11,520 | 405  | 405  | 405  | 405    | 405    | 405  | 405    | 405  | 405    | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  |
| 482°        | 304<br>321-347<br>316(g) | 11,520<br>11,520<br>11,520 | 405  | 405  | 405  | 405    | 405    | 405  | 405    | 405  | 405    | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  |
| 510°        | 304<br>321-347<br>316(g) | 11,520<br>11,520<br>11,520 | 405  | 405  | 405  | 405    | 405    | 405  | 405    | 405  | 405    | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  | 405  |

**Tabla 6:** Extracto de tabla de presión máxima de servicio para bridas y cañerías de acero inoxidable. Fuente: página web [presiones.pdf \(tubosinoxidables.com\)](http://presiones.pdf(tubosinoxidables.com))

### 7.1.4 Diseño de sistema de enfriamiento del reactor

El reactor se ha diseñado para operar de forma isotérmica a 115,5°C, por lo tanto, es importante diseñar un sistema que sea capaz de mantener dicha temperatura. Dado que la reacción de neutralización es exotérmica, es necesario diseñar un sistema de enfriamiento.

Para elegir el tipo de sistema de enfriamiento se deben realizar verificaciones. Se realizará una comparativa entre distintas alternativas de sistemas de enfriamiento del reactor y se seleccionará aquella que presente el mayor coeficiente global de transferencia de calor. Se evaluará en primer lugar una camisa de enfriamiento anular convencional, luego se continuará el análisis con una camisa anular con deflectores y por último se analizará el diseño una camisa de media caña (caso que se recomienda para casos en los que la velocidad de transferencia es elevada).

#### 7.1.4.1 Verificación de camisa anular

Para comprobar que el sistema puede eliminar el calor excedente de la reacción exotérmica, hay que calcular el coeficiente global de transferencia de calor (U).

De la ecuación de diseño, despejamos el U:

$$\dot{Q} = U_{global} \times A_{camisa} \times \Delta T_{ML}$$

Donde:

**Q:** calor transferido en la camisa, en W

**U<sub>global</sub>:** coeficiente de transferencia de calor, en W/(m²\*K)



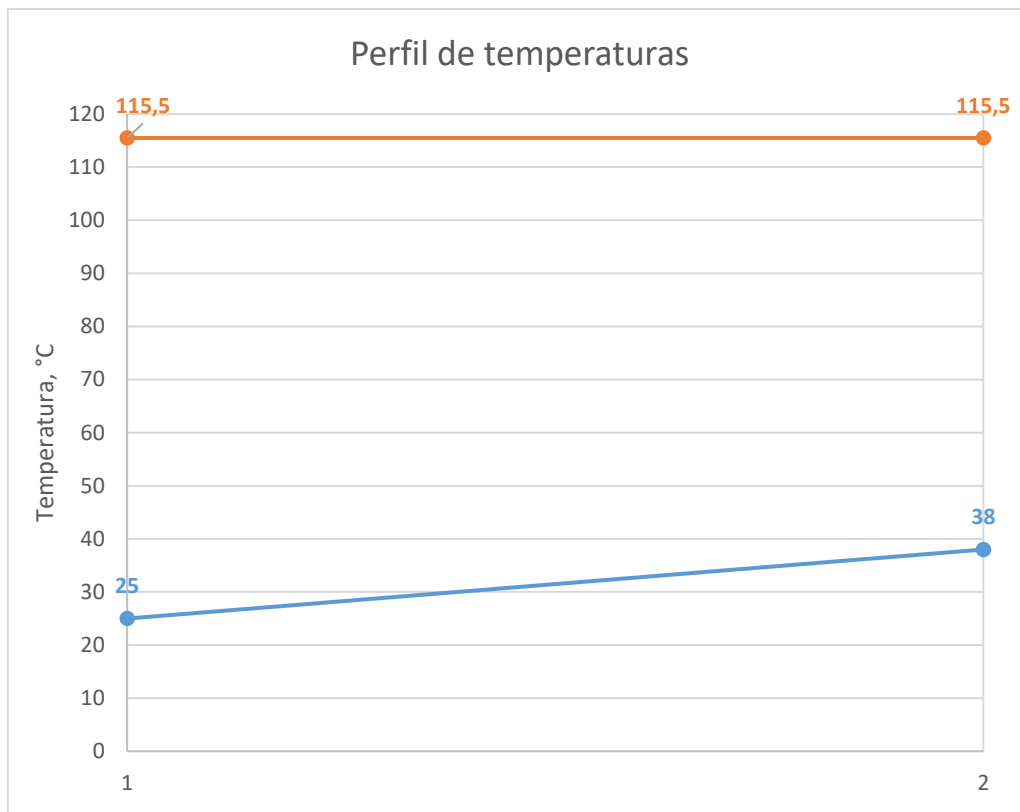
$A_{camisa}$ : área de intercambio de la camisa, en  $m^2$

$\Delta T_{ML}$ : diferencia de temperaturas media logarítmica, en K

$$U_{global} = \frac{\dot{Q}}{A_{camisa} \times \Delta T_{ML}}$$

En primer lugar, se debe definir el calor a intercambiar. Dado que la temperatura dentro del reactor debe permanecer constante, el calor necesario es todo el calor que libera el reactor. Tal como se detalla en el capítulo 6, el calor liberado por el reactor es de -459,1 kW.

En segundo lugar, se calcula la diferencia media logarítmica de temperaturas. Esta se obtiene a partir del perfil de temperaturas:



**Gráfico 1:** Perfil de temperaturas en la camisa. Elaboración propia.

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(115,5 - 25)^\circ C - (115,5 - 38)^\circ C}{\ln\left(\frac{(115,5 - 25)^\circ C}{(115,5 - 38)^\circ C}\right)} = 83,9^\circ C$$

Y, por último, el área disponible para la camisa es la superficie de las paredes del reactor:

$$A_{camisa} = \pi \times D_t \times H_t$$

Donde:

**D<sub>t</sub>**: diámetro del RX-01, en m.

**H<sub>t</sub>**: altura del RX-01, en m.

Reemplazando los datos obtenidos en la sección 7.1.2:

$$A_{camisa} = \pi \times 1,25 \text{ m} \times 4,50 \text{ m} = 17,67 \text{ m}^2$$

Finalmente, el coeficiente de transferencia global obtenido para una camisa anular es:

$$U_{global} = \frac{459135 \text{ W}}{17,67 \text{ m}^2 \times 83,89 \text{ }^{\circ}\text{C}}$$

$$U_{global} = 309,7 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}}$$

Concluido el análisis de una camisa anular de tipo convencional se procede a realizar la verificación de una camisa del tipo anular con deflectores.

Para realizar la verificación mencionada, procedemos a realizar el cálculo del coeficiente global de transferencia. Las resistencias a la transferencia de calor están en serie, por lo tanto, la resistencia total se calcula mediante:

$$\frac{1}{U_{global}} = \frac{1}{h_{reactor}} + R_{reactor} + \frac{e}{k_{acero \ 316L}} + R_{agua} + \frac{1}{h_{agua}}$$

Donde:

- 1/U<sub>global</sub>**: resistencia global a la transferencia de calor, en W/(m<sup>2</sup>K)
- 1/h<sub>reactor</sub>**: resistencia dentro del reactor, en W/(m<sup>2</sup>K)
- R<sub>reactor</sub>**: resistencia de ensuciamiento dentro del reactor, en W/(m<sup>2</sup>K)
- e/K<sub>acero 316L</sub>**: resistencia debido al metal, en W/(m<sup>2</sup>K)
- R<sub>agua</sub>**: resistencia debido al ensuciamiento en la camisa, en W/(m<sup>2</sup>K)
- 1/h<sub>agua</sub>**: resistencia dentro de la camisa, en W/(m<sup>2</sup>K)

Comenzamos con el cálculo de la resistencia a la transferencia debido al metal, el cual depende del espesor del reactor y la conductividad térmica del material:

$$\frac{e}{k_{acero \ 316L}} = \frac{0,013 \text{ m}}{16,3 \frac{\text{W}}{\text{m K}}} \cong 0,001 \frac{\text{m}^2 \text{ K}}{\text{W}}$$

Para el caso de las resistencias de ensuciamiento, tomamos como referencia al Apéndice 22 del libro "Intercambiadores de calor" de Eduardo Cao:

**APENDICE 22**  
**RESISTENCIAS DE ENSUCIAMIENTO**  
**(VALORES EN  $K m^2/w$ )**  
**Según TUBULAR EXCHANGERS MANUFACTURERS ASSOCIATION**  
**RESISTENCIA DE ENSUCIAMIENTO PARA AGUA**

| Temperatura del medio calefactor . . . . .                 | HASTA 115 °C        |          | 115 – 205 °C        |          |
|--|---------------------|----------|---------------------|----------|
| Temperatura del agua. . . . .                              | 52 °C o menos       |          | más de 52 °C        |          |
| Agua   | Veloc. del agua m/s |          | Veloc. del agua m/s |          |
|  | 1 ó menos           | más de 1 | 1 ó menos           | más de 1 |
| Agua de mar . . . . .                                      | 0,00009             | 0,00009  | 0,0002              | 0,0002   |
| Aguas salobres . . . . .                                   | 0,0004              | 0,0002   | 0,0005              | 0,0004   |
| Torre de enfriamiento y tanque con recfo artificial:       |                     |          |                     |          |
| Agua de compensación tratada . . . . .                     | 0,0002              | 0,0002   | 0,0004              | 0,0004   |
| Sin tratar. . . . .  | 0,0005              | 0,0005   | 0,0008              | 0,0007   |
| Agua de la ciudad o de pozo (como Grandes Lagos) . . . . . | 0,0002              | 0,0002   | 0,0004              | 0,0004   |
| Grandes Lagos. . . . .                                     | 0,0002              | 0,0002   | 0,0004              | 0,0004   |
| Agua de río:   |                     |          |                     |          |
| Mínimo. . . . .  | 0,0004              | 0,0002   | 0,0005              | 0,0004   |
| Máximo (agua cloacales) . . . . .                          | 0,0015              | 0,0010   | 0,0017              | 0,0014   |
| Lodosa o turbia . . . . .                                  | 0,0005              | 0,0004   | 0,0007              | 0,0005   |
| Dura (más de 15 gramos/gal) . . . . .                      | 0,0005              | 0,0005   | 0,0009              | 0,0009   |
| Enfriamiento de máquinas. . . . .                          | 0,0002              | 0,0002   | 0,0002              | 0,0002   |
| Destilada. . . . .   | 0,00009             | 0,00009  | 0,00009             | 0,00009  |
| Alimentación tratada para calderas . . . . .               | 0,0002              | 0,00009  | 0,0002              | 0,0002   |
| Purga de calderas . . . . .                                | 0,0004              | 0,0004   | 0,0004              | 0,0004   |

\* Las cifras de las últimas dos columnas se basan en una temperatura del medio calefactor de 115 °C a 205 °C. Si la temperatura de este medio es mayor de 205 °C, y se sabe que el medio enfriador forma depósitos, estas cifras deben modificarse convenientemente.

**Tabla 7:** Resistencias de ensuciamiento para agua. Referencia: Intercambiadores de calor, Eduardo Cao.

Por tanto:

$$R_{reactor} = 0,0004 \frac{m^2 K}{W}$$

$$R_{agua} = 0,0002 \frac{m^2 K}{W}$$

Los coeficientes individuales de transferencia de calor deben calcularse mediante correlaciones específicas para cada caso.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia dentro del reactor, la correlación a utilizar depende del régimen de flujo según:

$$\frac{h_{reactor} \times D_t}{k} = 0,248 \times (Re)^{0,5} \times (Pr)^{0,33} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,4} \times \left(\frac{e}{D_a}\right)^{-0,28} \times \left(\frac{p}{D_a}\right)^{-0,28} \text{ si } Re < 130$$

$$\frac{h_{reactor} \times D_t}{k} = 0,238 \times (Re)^{0,67} \times (Pr)^{0,33} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \times \left(\frac{p}{D_a}\right)^{-0,25} \text{ si } Re > 130$$

Donde:

**Dt:** diámetro del RX-01, en m.



**k:** conductividad del slurry dentro del reactor, en W/(mK)

**Re:** número de Reynolds, adimensional.

**Pr:** número de Prandtl, adimensional.

**$\mu$ :** viscosidad del slurry dentro del reactor, en Pa.s

**$\mu_w$ :** viscosidad del slurry en inmediaciones de la pared, en Pa.s

**p:** paso del agitador, en m.

**Da:** diámetro del agitador, en m.

En primer lugar, es necesario definir la ecuación a utilizar. Para ello, calculamos el número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho \times v \times D_a}{\mu} = \frac{1577,03 \frac{kg}{m^3} \times 3,33 \text{ hz} \times \frac{0,42}{2} m \times 0,42m}{0,005 \text{ Pa.s}}$$

$$Re = 91.265 > 130$$

Por lo tanto, se utilizará la segunda ecuación, en la cual podemos realizar algunas simplificaciones:

$$\frac{h_{reactor} \times D_t}{k} = 0,238 \times (Re)^{0,67} \times (Pr)^{0,33} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \times \left(\frac{p}{D_a}\right)^{-0,25}$$

Suponemos que la viscosidad dentro del reactor se mantiene constante, incluso en las inmediaciones de la pared, por lo cual la relación  $\mu/\mu_w$  es 1. Por otra parte, suponemos que el paso del agitador es igual al diámetro de este, lo que significa que en una rotación completa de la hélice esta avanza una distancia igual a su diámetro.

El número de Prandtl depende de las propiedades físicas del slurry, por tanto:

$$Pr = \frac{c_p \times \mu}{k} = 0,12$$

Sustituimos los valores de Re y Pr en la ecuación y obtenemos:

$$\frac{h_{reactor} \times D_t}{k} = 731$$

$$h_{reactor} = 10.728 \frac{W}{m^2K}$$

Para poder finalizar con el cálculo del coeficiente global, es necesario calcular el coeficiente de transferencia dentro de la camisa, el cual se estima mediante la ecuación de Sieder-Tate modificada para flujo turbulento:

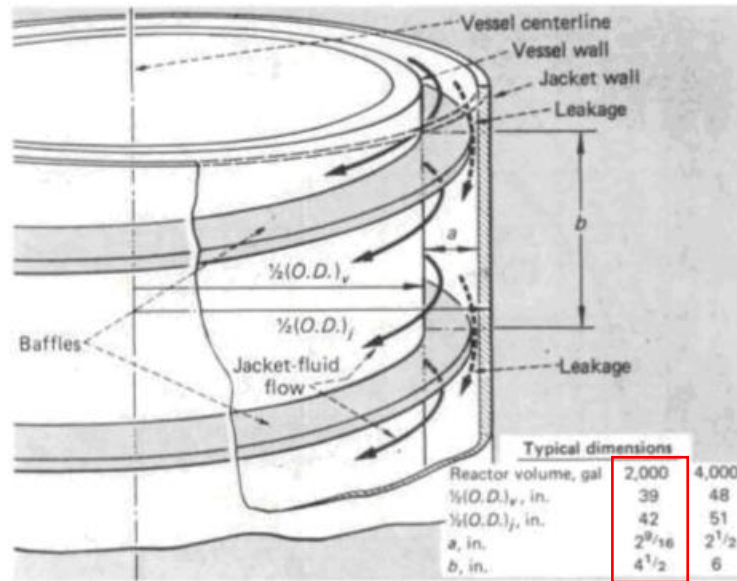
$$\frac{h_{agua} \times D_{eq}}{k} = 0,027 \times (Re)^{0,8} \times (Pr)^{0,33} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \times \left(1 + 3,5 \times \frac{D_{eq}}{D_{ext}}\right) \text{ si } Re > 10000$$

Donde:

**Deq:** diámetro equivalente, en m.

**Dext:** diámetro externo del reactor, en m.

Para el caso de una camisa anular con deflectores, el diámetro equivalente es 4 veces el ancho de la camisa. El ancho de la camisa depende de, volumen del reactor:



**Imagen 8:** fórmulas típicas para una camisa con baffles. Fuente: [Microsoft Word - AnexosG-N.doc \(upc.edu\)](#)

Nuestro reactor posee un volumen inferior a 2000 galones, por lo que el ancho de la camisa es de 2 9/16 in (2,56 m).

Verificamos que el régimen sea turbulento, tomando una velocidad de fluido recomendada de 2 m/s:

$$Re = \frac{\rho \times v \times D_{eq}}{\mu} = \frac{995,65 \frac{kg}{m^3} \times 2 \frac{m}{s} \times 4 \times 2,56m}{0,001 Pa.s} = 518.435 > 10.000$$

Calculamos el número de Prandtl, que depende de las propiedades físicas del agua:

$$Pr = \frac{c_p \times \mu}{k} = 6,90$$

Del mismo modo que realizamos con el  $h_{reactor}$ , suponemos que la relación  $\mu/\mu_w$  es 1. Por tanto:

$$\frac{h_{agua} \times D_{eq}}{k} = 3267$$

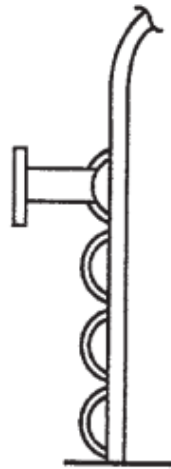
$$h_{agua} = 7604 \frac{W}{m^2 K}$$

Finalmente, calculamos el  $U_{global}$ :

$$\frac{1}{U_{global}} = 0,001 \frac{m^2 K}{W} + 0,0002 \frac{m^2 K}{W} + 0,0004 \frac{m^2 K}{W} + \frac{1}{10.728 \frac{W}{m^2 K}} + \frac{1}{7604 \frac{W}{m^2 K}}$$

$$U_{global} = 623,5 \frac{m^2 K}{W}$$

#### 7.1.4.2 Diseño de la camisa de media caña



**Imagen 9:** vista frontal de una camisa de media caña típica. Fuente: Chemical Engineering Design, Coulson & Richardson, vol 6.

El procedimiento de diseño comienza con el cálculo del caudal de refrigerante necesario, que se utilizará posteriormente en el cálculo del diámetro de la media caña. Sabiendo que el agua no cambiará de fase, el balance de energía resulta:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{agua} \times C_{p_{agua}} \times (t_R - t_s)$$

Donde:

**Q:** calor absorbido por el agua, en kcal/h

**m<sub>agua</sub>:** caudal de agua que pasa por la camisa, en kg/h

**C<sub>p<sub>agua</sub></sub>:** calor específico del agua, en kcal/(kg\*°C)

**t<sub>R</sub>:** temperatura de retorno del agua, en °C. Definimos, en el peor de los casos, un suministro a 25°C.

**t<sub>s</sub>:** temperatura de suministro del agua, en °C. Definimos como temperatura de retorno 38°C.

Reemplazando los datos en la ecuación:

$$\dot{m}_{agua} = \frac{\dot{Q}}{C_{p_{agua}} \times (t_R - t_s)} = \frac{394757,1 \text{ kcal/h}}{1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \times (38 - 25)}$$

$$\dot{m}_{agua} = 30366 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Dividiendo al caudal másico por la densidad a una temperatura promedio de 30°C, obtenemos el caudal volumétrico:

$$\dot{V}_{agua} = \frac{\dot{m}_{agua}}{\rho} = \frac{30366 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{995,65 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 30,50 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Conociendo el caudal y tomando una velocidad recomendada de 2 m/s, podemos calcular el diámetro de la media caña:

$$\dot{V}_{agua} = v \times A_{flujo} = v \times \frac{\pi}{8} \times d_i^2$$

Donde:

**$\dot{V}_{agua}$** : caudal volumétrico de agua refrigerante, en m<sup>3</sup>/s

**$A_{flujo}$** : área de flujo por donde circula el agua, en m<sup>2</sup>

**$d_i$** : diámetro interno de media caña, en m

Despejando la ecuación obtenemos el diámetro interno de media caña:

$$d_i = \sqrt{\frac{8 \times \dot{V}_{agua}}{\pi \times v}} = 0,10 \text{ m} = 100 \text{ mm}$$

Por lo tanto, el diámetro nominal de la media caña será de 4", con un diámetro externo de 4,5" (114,3 mm).

Seguidamente se procede al cálculo del área de intercambio de calor de la camisa, que se calcula mediante la siguiente ecuación de diseño:

$$\dot{Q} = U_{global} \times A_{camisa} \times \Delta T_{ML}$$

Donde:

**$\dot{Q}$** : calor transferido en la camisa, en W

**$U_{global}$** : coeficiente de transferencia de calor, en W/(m<sup>2</sup>\*K)

**$A_{camisa}$** : área de intercambio de la camisa, en m<sup>2</sup>

**$\Delta T_{ML}$** : diferencia de temperaturas media logarítmica, en K

El cálculo de la diferencia de temperaturas media logarítmica se obtiene a partir del perfil de temperaturas, el cual es el mismo que el obtenido en la sección 7.1.4.1.

Luego, procedemos al cálculo del coeficiente global de transferencia. Las resistencias a la transferencia de calor están en serie, por lo tanto, la resistencia total se calcula mediante:

$$\frac{1}{U_{global}} = \frac{1}{h_{reactor}} + R_{reactor} + \frac{e}{k_{acero \ 316L}} + R_{agua} + \frac{1}{h_{agua}}$$

Donde:

**$1/U_{global}$** : resistencia global a la transferencia de calor, en W/(m<sup>2</sup>K)

**$1/h_{reactor}$** : resistencia dentro del reactor, en W/(m<sup>2</sup>K)

**$R_{reactor}$** : resistencia de ensuciamiento dentro del reactor, en W/(m<sup>2</sup>K)

**$e/k_{acero \ 316L}$** : resistencia debido al metal, en W/(m<sup>2</sup>K)

**$R_{agua}$** : resistencia debido al ensuciamiento en la camisa, en W/(m<sup>2</sup>K)

**$1/h_{agua}$** : resistencia dentro de la camisa, en W/(m<sup>2</sup>K)

Las resistencias a la transferencia debido al ensuciamiento de los fluidos y al material son las mismas que obtuvimos en la sección anterior.

Para el agua se utiliza una correlación específica para agua en régimen turbulento, obtenida del libro Chemical Engineering (Coulson & Richardson, 2005):

$$h_{agua} = 4200 \times (1,35 + 0,02 \times \bar{T}) \times \frac{v^{0,8}}{d_i^{0,2}}$$

Donde:

**$d_i$** : diámetro interno de la media caña, en mm

**T:** temperatura promedio del agua, en °C

**v:** velocidad recomendada para el agua, en m/s

Sustituyendo los datos en la correlación obtenemos:

$$h_{agua} = 5720,7 \frac{W}{m^2 K}$$

Por otra parte, para el cálculo del coeficiente de transferencia dentro del reactor utilizamos la correlación para reactores agitados con turbinas de palas planas, obtenida del libro Perry's Chemical Engineer's Handbook (Perry, 2008):

$$\frac{h_{reactor} \times d_o}{k} = 0,17 \times \left( \frac{D_a \times n \times \rho}{\mu} \right)^{0,62} \times \left( \frac{Cp \times \mu}{k} \right)^{0,37} \times \left( \frac{D_a}{D_t} \right)^{0,1} \times \left( \frac{d_o}{D_t} \right)^{0,5}$$

Donde:

**d<sub>o</sub>:** diámetro externo de media caña, en m

**D<sub>a</sub>:** diámetro del agitador, en m

**D<sub>t</sub>:** diámetro interno del reactor, en m

**n:** revoluciones por segundo del agitador, en 1/s

**k, μ, Cp, ρ** son las propiedades de la mezcla dentro del reactor. Estas las obtenemos del Aspen Hysys V11.

Sustituyendo los datos en la correlación obtenemos:

$$h_{reactor} = 1405,5 \frac{W}{m^2 K}$$

Sumando todas las resistencias a la transferencia de calor:

$$\frac{1}{U_{global}} = 0,001 \frac{m^2 K}{W} + 0,0002 \frac{m^2 K}{W} + 0,0004 \frac{m^2 K}{W} + \frac{1}{5720,7 \frac{W}{m^2 K}} + \frac{1}{1405,5 \frac{W}{m^2 K}}$$

$$\frac{1}{U_{global}} = 0,0018 \frac{m^2 K}{W}$$

Por lo tanto, el coeficiente global es:

$$U_{global} = 441,4 \frac{W}{m^2 K}$$

Finalmente, reemplazando los resultados obtenidos en la ecuación de diseño, obtenemos el área de intercambio de la camisa:

$$A_{camisa} = \frac{\dot{Q}}{U_{global} \times \Delta T_{ML}} = 12,4 m^2$$

Mientras que el área disponible por el reactor es de 17,7 m<sup>2</sup>.

#### 7.1.5 Definición de sistema de enfriamiento

| Tipo                   | U <sub>global</sub> [W/m <sup>2</sup> K] |
|------------------------|--|
| Anular                 | 309,7                                    |
| Anular con deflectores | 623,5                                    |
| Media caña             | 441,4                                    |

Vemos que el coeficiente de transferencia global obtenido, sin importar el tipo de camisa, está por debajo del rango recomendado. Por lo tanto, seleccionaremos la opción que presente el mayor coeficiente de transferencia, lo que implicará una menor área de transferencia y, en consecuencia, un menor costo de instalación. En resumen, concluimos que la alternativa óptima es utilizar una **camisa anular con deflectores**.

#### 7.1.6 Aislamiento térmico

El aislamiento térmico puede ser requerido por los siguientes motivos:

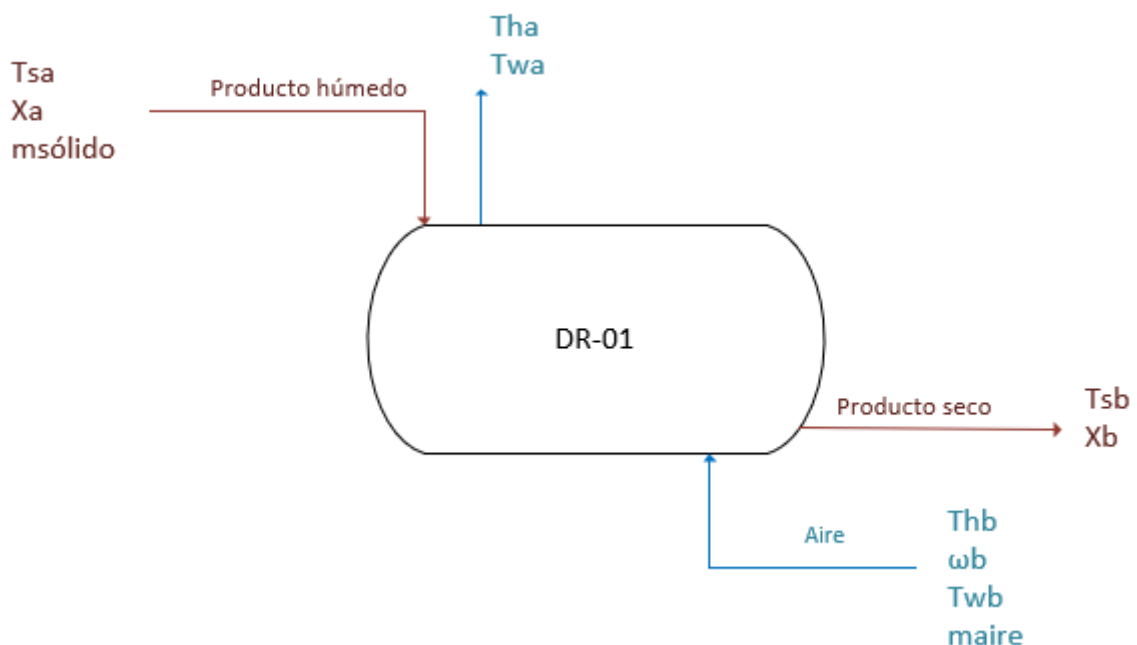
1. Por ahorro energético: la energía que se pierde al ambiente debe reponerse a expensas de un mayor consumo de electricidad, combustible, etc.
2. Para reducir la temperatura de la superficie exterior de equipos y cañerías con el fin de evitar quemaduras al personal. En este caso, el espesor de aislación se define como el necesario para lograr una temperatura exterior inferior a 55°C.
3. Por razones de proceso: existen sustancias que deben mantenerse a determinadas temperaturas para evitar reacciones indeseables, solidificación, precipitación, etc.
4. En los procesos fríos, para evitar condensación de la humedad ambiente sobre las superficies, dando lugar además a goteo de agua.

Dadas las condiciones de nuestro proceso, se observa que no aplica ninguno de los criterios mencionados anteriormente, ya que el único contacto directo con el personal y con el ambiente sería la camisa de refrigeración, en donde el fluido se encuentra en un rango de temperaturas de 25 – 38 °C.

#### 7.2 Desarrollo del diseño del secador DR-01

Se necesita diseñar un secador rotatorio con la capacidad de reducir la humedad del producto granulado desde un 4,10% hasta un 1,70% utilizando una corriente gaseosa como medio de secado.

El equipo consistirá en un secador rotatorio de contacto directo con aire en contracorriente.



**Imagen 10:** Esquema de secador rotatorio.

### 7.2.1 Procedimiento de cálculo

En el caso de secadores comerciales, la ecuación de diseño es la siguiente:

$$Q_t = 0,4 * L * D * G^{0,67} * \Delta t_m \quad (\text{Ecuación 7.9})$$

Donde:

**Qt:** calor total transmitido, en BTU/h

**L:** longitud del secador, en pies

**D:** diámetro del secador, en pies

**G:** velocidad másica del gas, en lb/h\*pie<sup>2</sup>

**ΔT<sub>ML</sub>:** media logarítmica de la depresión de bulbo húmedo del gas de secado en los extramos de entrada y salida

La temperatura apropiada para el gas de salida se determina mediante la siguiente ecuación:

$$N_t = \frac{t_1 - t_2}{\Delta t_{ML}} \quad (\text{Ecuación 7.10})$$

Donde:

**Nt:** número de unidades de transmisión de calor, basado en el gas

**t<sub>1</sub>:** temperatura inicial del gas

**t<sub>2</sub>:** temperatura del gas de salida.

Se recomienda que el de número de unidades de transmisión de calor se encuentre entre 1,50 y 2,50, ya que la experiencia ha demostrado que los secadores rotatorios son más económicos cuando se encuentran dentro de este rango.

El calor total debe ser suficiente para:

1. Calentar la alimentación (tanto los sólidos como el líquido) hasta la temperatura de evaporación
2. Evaporar el líquido
3. Calentar los sólidos hasta su temperatura final
4. Calentar el vapor hasta su temperatura final
5. Calentar el aire hasta su temperatura final

Entonces, el calor transmitido por unidad de masa de sólidos que ingresa al equipo se calcula mediante:

$$\frac{\dot{Q}_t}{\dot{m}_s} = C_{p(s)} \times (T_{sb} - T_{sa}) + X_a \times C_{p(l)} \times (T_v - T_{sa}) + (X_a - X_b) \times \lambda + X_b \times C_{p(l)} \times (T_{sb} - T_v) + (X_a - X_b) \times C_{p(v)} \times (T_{ha} - T_v) \quad (\text{Ecuación 7.11})$$

Donde:

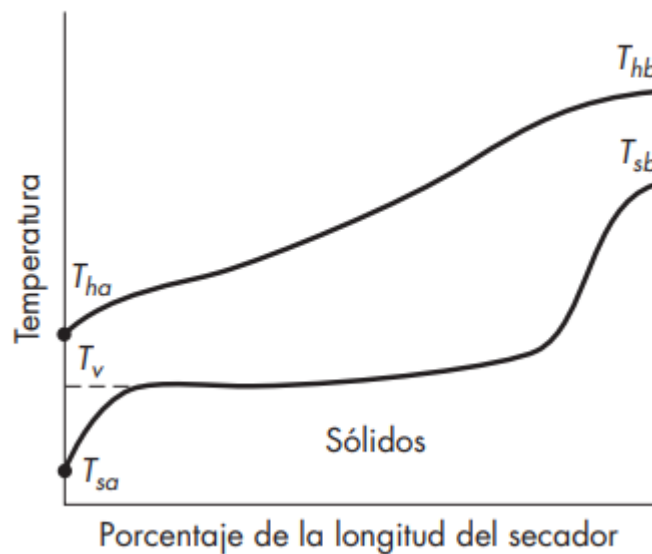
**T<sub>sa</sub> y T<sub>sb</sub>:** temperatura de alimentación y de salida del sólido respectivamente

**T<sub>v</sub>:** temperatura de evaporización

**X<sub>a</sub> y X<sub>b</sub>:** humedad de alimentación y salida del sólido respectivamente

**λ:** calor latente de vaporización

**C<sub>ps</sub>, C<sub>pl</sub>, C<sub>pv</sub>:** calores específicos del sólido, líquido y vapor, respectivamente.



**Imagen 11:** Perfil de temperaturas para un secador rotatorio continuo en contracorriente, McCabe.

Para el caso de secadores adiabáticos,  $T_v$  es la temperatura de bulbo húmedo del gas, o un valor muy próximo a ella (dicha temperatura es la de saturación adiabática si el gas es aire y el líquido que se evapora es agua). El secado transcurre a  $T_v$  hasta que la temperatura de los sólidos húmedos aumenta gradualmente. En las etapas finales del secado, la temperatura de los sólidos aumenta muy rápido hasta algún valor mayor de  $T_{sb}$ .

La relación entre el calor total transmitido y el calor sensible del gas nos dará como resultado la velocidad másica de aire necesaria:

$$\dot{m}_G = \frac{\dot{Q}_t}{C_s \times (T_{hb} - T_{ha})} \quad (\text{Ecuación 7.12})$$

Para la estimación del diámetro del secador se utiliza la siguiente relación:

$$A = \frac{G}{\dot{m}_G} \quad (\text{Ecuación 7.13})$$

Donde:

**A:** área, en  $m^2$

**G:** flujo másico de gas, en  $kg/m^2 \cdot h$

**$\dot{m}_G$ :** caudal másico de gas, en  $kg/h$

El flujo másico del gas en un secador rotatorio de contacto directo depende de las características de formación de polvos del material que se seca y varía entre 2000 y 25000  $kg/m^2 \cdot h$  según la bibliografía.

Mientras que el área transversal del secador se calcula mediante:

$$A = \frac{\pi \times D^2}{4} \quad (\text{Ecuación 7.14})$$

De la ecuación 7.14 se despeja el diámetro del equipo.



Asimismo, la estimación de la longitud del equipo se lleva a cabo mediante la ecuación 7.9, y debe verificar de manera estricta la relación L/D recomendada por la práctica comercial, la cual debe situarse entre 4 y 10. Si la longitud calculada no se encuentra dentro de estos límites, se puede calcular otro Nt que sitúe a L/D en el rango correcto.

### 7.2.2 Resultados

| Dimensionamiento del secador          |        |                       |
|---------------------------------------|--------|-----------------------|
| G, Flujo del aire por unidad de área  | 8000   | kg/m <sup>2</sup> .h  |
| G, Flujo del aire por unidad de área  | 1639,3 | lb/ft <sup>2</sup> .h |
| A, Área                               | 2,76   | m <sup>2</sup>        |
| D, Diámetro                           | 1,9    | m                     |
| D, Diámetro                           | 6,15   | ft                    |
| LMTD, Fza impulsora de la Temperatura | 72,61  | °C                    |
| L, Longitud                           | 59,71  | ft                    |
| L, Longitud                           | 18     | m                     |
| L/D                                   |        | 9,7                   |
| Recomendación L/D entre 4 y 10 ✓      |        |                       |

**Tabla 7:** Dimensiones del secador.

A modo de resumen, se requiere de un secador rotatorio de diámetro 1,90 m y de longitud 18 m, dando una relación L/D dentro del rango recomendado.

### 7.2.3 Diseño mecánico

#### 7.2.3.1 Selección del material de construcción

Para el secador rotatorio se requiere un material resistente tanto al calor como a la corrosión debido a la presencia del fosfato diamónico y el aire a alta temperatura. Por estos motivos, el material de preferencia sería acero inoxidable 316 L para su construcción ya que cuenta con excelente resistencia a la corrosión, incluso en ambientes con ácidos y compuestos de amonio. Sin embargo, debido a la gran dimensión de este equipo y al elevado costo del material en cuestión, se opta por utilizar acero al carbono con recubrimiento interno de ladrillos refractarios, la cual es una opción más económica que no afecta a la vida útil del equipo debido a que el material refractario cumple doble función: protege al acero y funciona como aislante térmico.

#### 7.2.3.2 Selección del motor del cilindro rotatorio

El elemento del sistema de reducción que genera la potencia necesaria para mover el cilindro rotatorio es el motor eléctrico, los demás elementos del sistema de reducción de velocidad como la caja de engranajes, la correa, los piñones y la cadena se encargan de transmitir esta potencia al eje de transmisión que mueve el cilindro rotatorio. Para ello, se utiliza la ley de potencia que se muestra a continuación:

$$P_M = P_0 \times \left( \frac{M_R}{M_0} \right)^{1/3}$$

Donde:

**P<sub>M</sub>:** Potencia nominal del motor eléctrico del sistema de reducción de velocidad, en HP

**M<sub>R</sub>:** Masa total a rotar, en kg

**P<sub>0</sub> y M<sub>0</sub> son funciones de partida:** P<sub>0</sub> = 0,5 HP, M<sub>0</sub> = 10 kg

De los cálculos, obtenemos una potencia aproximada de 7,9 HP (5,9 kW). Para evitar inconvenientes con el consumo en el pico de arranque del motor eléctrico, se decide seleccionar un motor trifásico con un 25% de sobredimensionamiento, esto es, un motor de 7,5 kW.



#### Resumen de las características técnicas

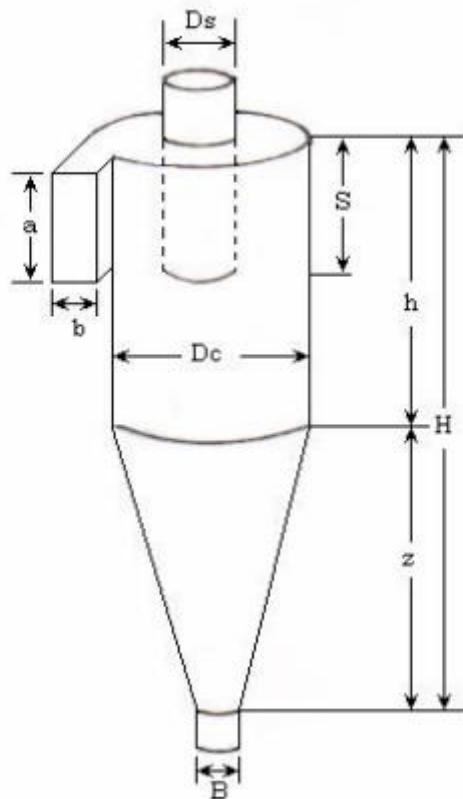
|                     |                            |                               |              |
|---------------------|----------------------------|-------------------------------|--------------|
| Norma               | IEC 60034-1                | Potencia                      | 7.5 kW       |
| Frecuencia          | 50 Hz                      | Fijación                      | Sin pies     |
| Tensión             | 380-400-415/660-690//460 V | Brida                         | FF           |
| Numero de polos     | 4                          | Forma constructiva            | B5T          |
| Grado de protección | IP55                       | Caja de conexión <sup>1</sup> | Superior     |
| Rotación sincrónica | 1500 rpm                   | Refrigeración                 | IC411 - TEFC |

**Imagen 12:** Imagen ilustrativa de un motor de 7,5 kW marca WEG. Fuente: [W22 IE3 7.5 kW 4P 132M 3F 380-400-415/660-690//460 V 50 Hz IC411 - TEFC - B5T | W22 \(Hierro Gris\) | TEFC \(Hierro Gris\) | General Purpose | Motores IEC de Baja Tensión | Motores Eléctricos | WEG - Productos.](#)

### 7.3 Desarrollo del diseño del ciclón CY-01

Se requiere de un separador ciclónico que sea capaz de separar el 100% de las partículas sólidas que son arrastradas por la corriente de aire saliente del secador DR-01.

Se decidió efectuar el diseño de un ciclón del tipo Lapple, ya que es el recomendado por Perry además de ser uno de los más utilizados en la industria.



**Imagen 13:** Referencias de dimensiones de un ciclón tipo Lapple. Carlos Alberto Echeverri Londoño, 2006.

Este equipo consiste en un cilindro vertical con un fondo cónico, una entrada tangencial de aire con partículas por la parte superior y una salida para el polvo situada en el fondo del cono.

### 7.3.1 Procedimiento de cálculo

Las dimensiones de un ciclón se calculan a partir de los factores de forma estandarizados según el tipo:

| Dimensión                   | Nomenclatura | Tipo de ciclón |        |                 |        |
|-----------------------------|--------------|----------------|--------|-----------------|--------|
|                             |              | Lapple         | Swift  | Peterson-Whitby | Zenz   |
| Diámetro del ciclón         | Dc/Dc        | 1.0            | 1.0    | 1.0             | 1.0    |
| Altura de entrada           | a/Dc         | 0.5            | 0.5    | 0.583           | 0.5    |
| Ancho de entrada            | b/Dc         | 0.25           | 0.25   | 0.208           | 0.25   |
| Altura de salida            | S/Dc         | 0.625          | 0.6    | 0.583           | 0.75   |
| Diámetro de salida          | Ds/Dc        | 0.5            | 0.5    | 0.5             | 0.5    |
| Altura parte cilíndrica     | h/Dc         | 2.0            | 1.75   | 1.333           | 2.0    |
| Altura parte cónica         | z/Dc         | 2.0            | 2.0    | 1.837           | 2.0    |
| Altura total del ciclón     | H/Dc         | 4.0            | 3.75   | 3.17            | 4.0    |
| Diámetro salida partículas  | B/Dc         | 0.25           | 0.4    | 0.5             | 0.25   |
| Factor de configuración     | G            | 402.88         | 381.79 | 342.29          | 425.41 |
| Número cabezas de velocidad | NH           | 8.0            | 8.0    | 7.76            | 8.0    |
| Número de vórtices          | N            | 6.0            | 5.5    | 3.9             | 6.0    |

**Tabla 8:** Factores de forma. Carlos Alberto Echeverri Londoño, 2006.

Vemos que la mayoría de las relaciones están en base al diámetro del ciclón, Dc. Por lo cual, es lo primero que debemos calcular.

El primer paso es estimar la velocidad de entrada del aire con sólidos suspendidos mediante la ecuación:

$$v_e = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{N_H \cdot \rho_{\text{aire}}}} \quad (\text{Ecuación 7.15})$$

Donde:

- v<sub>e</sub>:** velocidad de entrada del gas, m/s
- ΔP:** caída de presión a través del ciclón, Pa
- NH:** número de cabezas de velocidad
- ρ<sub>aire</sub>:** densidad del aire

Luego, por definición:

$$A = \frac{Q_e}{v_e} \quad (\text{Ecuación 7.16})$$

Donde:

- A:** área de entrada de aire, m<sup>2</sup>
- Q<sub>e</sub>:** caudal volumétrico de entrada al ciclón, m<sup>3</sup>/s

La sección de ingreso de aire es rectangular, por lo cual:

$$\begin{cases} A = ab & (\text{Ecuación 7.17}) \\ a = 0,50 D_c & (\text{Ecuación 7.18}) \\ b = 0,25 D_c & (\text{Ecuación 7.19}) \end{cases}$$

Combinando las ecuaciones 7.17, 7.18 y 7.19 obtengo las dimensiones Dc, a y b. Para el resto de las dimensiones utilizar las relaciones mostradas en la tabla 6.

Por último, es necesario verificar que el ciclón será capaz de separar aquellas partículas que tengan un tamaño mínimo. En nuestro caso, el diámetro mínimo del polvo de producto es de 0,99 mm. Para ello, es necesario calcular el diámetro mínimo de partícula que se puede separar con las dimensiones calculadas:

$$D_{\min} = \sqrt{\frac{9 * \mu * b}{\pi * (\rho_{\text{polvo}} - \rho_{\text{aire}}) * N * v_e}} \quad (\text{Ecuación 7.20})$$

Donde:

**D<sub>mín</sub>**: diámetro mínimo de partícula, en m

**μ**: viscosidad del aire, en Pa.s

**b**: ancho de entrada, en m

**ρ<sub>polvo</sub>**: densidad del polvo, en kg/m<sup>3</sup>

**N**: número de vórtices

### 7.3.2 Resultados

El separador se diseñó con un 10% de sobredimensionamiento, es decir, se realizaron las estimaciones para un procesamiento de aire de 10% mayor que el caudal operativo.

|                                      |       |   |
|--------------------------------------|-------|---|
| D <sub>C</sub> , Diametro del ciclón | 2.011 | m |
| a, Altura de entrada                 | 1.005 | m |
| b, Ancho de entrada                  | 0.503 | m |
| S, Altura de Salida                  | 1.257 | m |
| D <sub>S</sub> , Diametro de Salida  | 1.005 | m |
| h, Altura de parte cilíndrica        | 4.022 | m |
| z, Altura de parte cónica            | 4.022 | m |
| H, Altura total del ciclón           | 8.044 | m |
| B, Diametro de salida de partículas  | 0.503 | m |

**Tabla 9:** Dimensiones del ciclón.

|                                     |         |    |
|-------------------------------------|---------|----|
| Diámetro de corte, D <sub>mín</sub> | 1.5E-05 | m  |
|                                     | 0.015   | mm |

**Tabla 10:** Tamaño mínimo de partícula que puede procesar el ciclón diseñado.

Vemos que, las dimensiones obtenidas son coherentes y además, el diámetro mínimo de partícula que se puede procesar en el separador diseñado es muy inferior al diámetro mínimo de nuestro sólido (0,99 mm).

### 7.3.3 Selección del material de construcción

Al igual que en el caso del preneutralizador y el secador rotatorio, el material de construcción del ciclón seleccionado es acero inoxidable 316 L, ya que presenta con una excelente resistencia a la corrosión y buena resistencia al calor.

## Referencias

Estrada, I. J. (2001). *Diseño y Calculo de Recipientes Sujetos a Presion.*

Megyesy, E. F. (1989). *Manual de Recipientes a Presion. Diseño y Calculo.*