

UNIVERSIDAD MAYOR DE SAN ANDRES

**FACULTAD DE TECNOLOGIA
CARRERA ELECTROMECHANICA**



**DISEÑO DE UNA SECADORA DE QUINUA
EN EL DEPARTAMENTO DE LA PAZ - BOLIVIA**

Proyecto de Grado presentado para la obtención del Grado de Licenciatura

POR: ELOY GALVEZ CONDORI

TUTOR: ING. VICTOR HUGO CISNEROS ESPINOZA

LA PAZ-BOLIVIA

Diciembre, 2016

AGRADECIMIENTO

Mi más querido agradecimiento
A mi querida familia quienes
Me Apoyaron siempre también
a mis docentes un agradecimiento
sincero por su enseñanza inculcada.

E.G.C.

DEDICATORIA

Le dedico el proyecto a mi querida
Madre que me acompaño y me
apoyo siempre y a hora me acompaña
en mi corazón para siempre.

E.G.C.

INDICE

	Pag.
1 GENERALIDADES.....	1
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Planteamiento del Problema.....	2
1.3 Justificación.....	2
2 Objetivos.....	3
2.1 Objetivo General	3
2.2 Objetivos Específicos.....	3
3 Teoría del Secado.....	3
3.1 Clases de Secado	4
3.1.1 Secadores de Bandeja.....	4
3.1.2 Secadores de Lechos Fluidos	5
3.1.3 Secadores Rotatorios.....	7
3.1.4 Secadores de Aspersión o Spray	9
3.1.5 Secadores de Túnel	10
3.1.6 Secadores de Tambor	11
3.1.7 Secadores de transportador de tornillo.....	12
3.1.8 Secadores Rotatorios de Tubo de Vapor.....	13
3.2 Selección de la Alternativa del Secador	15
3.2.1 Partes del secador.....	15
3.2.2 Características del equipo	16
3.2.3 Funcionamiento del Equipo	16

4	Ingeniería del Proyecto.....	17
4.1	Humedad.....	17
4.2	Cálculo de la Humedad de la Quinoa.....	17
4.3	Calor Requerido para Secar la Quinoa.....	18
4.3.1	Cálculo del Calor de Secado.....	18
4.3.2	Cálculo del Calor Específico de la Quinoa.....	19
4.3.3	Cálculo del Flujo Másico del Aire.....	21
4.3.4	Cálculo del Diámetro del Secador.....	22
4.3.5	Cálculo de la Aceleración Angular.....	25
4.3.6	Cálculo de la Potencia del Secador Rotatorio.....	26
4.3.7	Cálculo del Momento de inercia del cilindro rotatorio.....	26
4.3.8	Cálculo del Momento de Inercia de la Fibra de Vidrio.....	30
4.3.9	Cálculo del Momento de Inercia de la Capa exterior.....	34
4.3.10	Cálculo del Momento de Inercia de los Aros de Rodadura.....	38
4.3.11	Cálculo del Momento de Inercia de los Elevadores.....	42
4.3.12	Cálculo del Momento del Inercia de la Quinoa.....	47
4.3.13	Cálculo del Momento Torsor del Cilindro Rotatorio.....	49
4.3.14	Cálculo de la Potencia a de Piñón.....	50
4.3.15	Cálculo del Momento Torsor del de la Fuerza de Fricción.....	55
4.3.16	Cálculo del Reductor de Velocidad.....	60
4.3.17	Cálculo del Número de Dientes de la Corona.....	61
4.3.18	Transferencia de calor a través del secador rotatorio.....	64
4.3.19	Cálculo del Coeficiente de Convección Interno.....	64

4.3.20	Corrección de Temperaturas	70
4.3.21	Cálculo del Coeficiente de Convección Interna	72
4.3.22	Cálculo del Coeficiente de Convección Externo	75
4.3.23	Cálculo de la Transferencia de Calor a través de la Pared	82
4.3.24	Cálculo Total del Calor para el Secador Rotatorio	84
4.3.25	Cálculo del Intercambiador de Calor de Banco de Tubos.....	84
4.3.26	Cálculo del Flujo Másico del Gas	90
4.3.27	Cálculo de la Resistencia Térmica del Intercambiador de Calor	91
4.3.28	Cálculo del Coeficiente de Convección Externo del Tubo del Intercambiador	94
4.3.29	Cálculo de Tiempo de Paso por el Secador.....	103
4.3.30	Cálculo del Caudal Volumétrico del Ventilador.....	104
4.3.31	Selección del Quemador	106
5	Costos	107
5.1	Costo del Equipo	107
6	Conclusiones y Recomendaciones.....	111
6.1	Conclusiones.....	111
6.2	Recomendación	111
6.3	Bibliografía.....	112

1 GENERALIDADES

1.1 Antecedentes

Actualmente Bolivia es uno de los países productores de quinua a nivel mundial, exportando al mercado exterior grandes cantidades de quinua, la producción de quinua en estos últimos años ha tenido un crecimiento escalonado debido a su exportación al mercado exterior como por ejemplo el mercado Norte Americano, el europeo. La quinua real tiene un alto valor nutritivo alimenticio por esta razón es comercializada en el mercado exterior

Por sus propiedades altamente nutritivas, en los últimos años la demanda mundial de este grano ha aumentado significativamente, dando lugar a un importante incremento de su precio aumento de superficie cultivada y su producción en el país

1.2 Planteamiento del Problema

La quinua antes de ser puesta en el mercado para su consumo debe seguir una serie de pasos, de los cuales uno de ellos es el lavado para la extracción de la saponina, lo cual requiere su lavado. La humedad de la quinua des pues del lavado es un problema por que consume mucho tiempo para dejarlo seco y libre de humedad.

Para dejarlo libre de humedad se necesita del proceso de secado de la quinua el cual es actualmente rudimentario, lento y deficiente lo cual es muy perjudicial para la producción de quinua.

Bolivia es uno de los países más importantes en producción de quinua, y por tal motivo la producción debe ser excelente en el proceso de secado.

1.3 Justificación

Bolivia es uno de los productores de quinua real para el mercado internacional muy importante debido a su alta calidad de quinua y el mercado internacional tiene exigencias de calidad de quinua para su exportación y una de ellas es el contenido máximo de humedad de la quinua en grano del 12% , los productores para cumplir con esta exigencia realizan diferentes tipos de secado que no son tan eficientes por la demora del tiempo que les toma, que es su mayor percance para la producción de quinua real , ante la gran necesidad actual que tienen los productores de quinua, de tener a disposición equipos de secado que cumplan con las necesidades de producción que requieren.

Actualmente los productores de quinua, tiene un percance muy grande con la producción de quinua, en la etapa de secado y el tiempo que consume el secado de la quinua, para reducir el tiempo que toma el secado de la quinua.

2 Objetivos

2.1 Objetivo General

El objetivo general es realizar el diseño de una secadora de quinua para los productores de quinua en el departamento de La Paz, para optimizar el tiempo de secado de la quinua.

2.2 Objetivos Específicos

- Optimizar al máximo el proceso de secado de la quinua el cual es la reducción de tiempo del proceso de secado que le toma al productor.
- Reducir el contenido de humedad del grano húmedo con el equipo de secado de quinua.
- Evitar alterar el grano de quinua en el proceso de secado, manteniendo intacta su calidad del grano seco, para cumplir con la exigencia del mercado internacional.

3 Teoría del Secado

El secado se refiere a la eliminación de agua de los materiales de proceso y de otras sustancias. El término secado se usa también con referencia a la eliminación de otros líquidos orgánicos, como benceno o disolventes orgánicos, de los materiales sólidos.

En general, el secado significa la remoción de cantidades de agua relativamente pequeñas de cierto material. La evaporación se refiere a la eliminación de cantidades de agua bastante grandes; además, ahí el agua se elimina en forma de vapor a su punto de ebullición. En el secado, el agua casi siempre se elimina en forma de vapor con aire.

3.1 Clases de Secado

3.1.1 Secadores de Bandeja

También se llama secador de anaqueles, de gabinete, o de compartimientos, el material, que puede ser un sólido en forma de terrones o una pasta, se esparce uniformemente sobre una bandeja de metal de 10 a 100 mm de profundidad.

Un ventilador re circula aire calentado con vapor paralelamente sobre la superficie de las bandejas. También se usa calor eléctrico, en especial cuando el calentamiento es bajo. Más o menos del 10 al 20% del aire que pasa sobre las bandejas es nuevo, y el resto es aire re circulado. Después del secado, se abre el gabinete y las bandejas se remplazan por otras con más material para secado. Una de las modificaciones de este tipo de secadores es el de las bandejas con carretillas, donde las bandejas se colocan en carretillas rodantes que se introducen al secador. Esto significa un considerable ahorro de tiempo, puesto que las carretillas pueden cargarse y descargarse fuera del secador.

En el caso de materiales granulares, el material se puede colocar sobre bandejas cuyo fondo es un tamiz. Entonces, con este secador de circulación cruzada, el aire pasa por un lecho permeable y se obtienen tiempos de secado más cortos, debido a la mayor área superficial expuesta al aire.

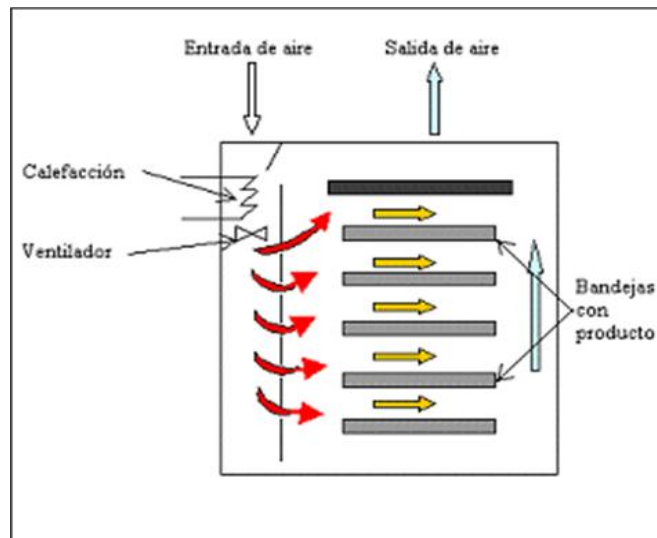


FIGURA N° 1. Secador de bandeja

Fuente <http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/sedes/manizales>

3.1.2 Secadores de Lechos Fluidos

La fluidificación es el estado que se produce en un sólido disgregado cuando, atravesado por una corriente de aire en flujo cruzado, éste se expande, burbujea y las partículas quedan en suspensión, sin llegar al transporte neumático. La fuerza de empuje del aire equilibra el peso de las partículas atravesadas por la corriente; el sólido pasa a comportarse como si fuera un líquido.

El fenómeno de la fluidificación permite el mayor intercambio térmico posible, ya que el producto a tratar flota en una corriente de aire. El caudal de aire de secado o enfriamiento atraviesa las partículas y permite la isothermicidad de éstas y una completa transferencia de energía, garantizando el proceso de secado.

Descripción del equipo

El lecho fluido estándar está formado por un cajón estanco, separado en dos zonas por una solera de fluidificación consistente en una chapa metálica perforada, aunque dependiendo de la aplicación se puede utilizar otro elemento.

El cajón de soplado inferior puede dividirse en compartimentos para adaptar las velocidades y temperaturas del aire al proceso requerido en el producto, dependiendo de los cambios físico- químicos que pueda tener éste. Una de las zonas puede reservarse, al final del tratamiento, para el enfriamiento del producto.

Descripción del proceso

El producto se alimenta por la parte superior del equipo gracias a una canaleta inclinada. Al inyectarlo con un ventilador dentro del cajón de soplado, el aire de proceso (frío o caliente) se distribuye de forma homogénea gracias a la solera perforada dispuesta en el lecho, produciéndose la fluidificación del producto. La parte superior del lecho está compuesta por una campana de la que se aspira con un ventilador de extracción, el aire de proceso contaminado con finos del producto, que además se encarga de equilibrar la presión dentro del lecho fluido.

El proceso puede regularse modificando la altura de la capa fluidificada, el tiempo de estancia, así como la actuación sobre el resto de equipos auxiliares (cámara de combustión).

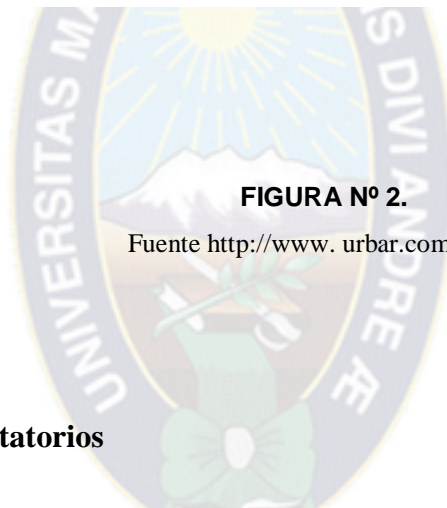
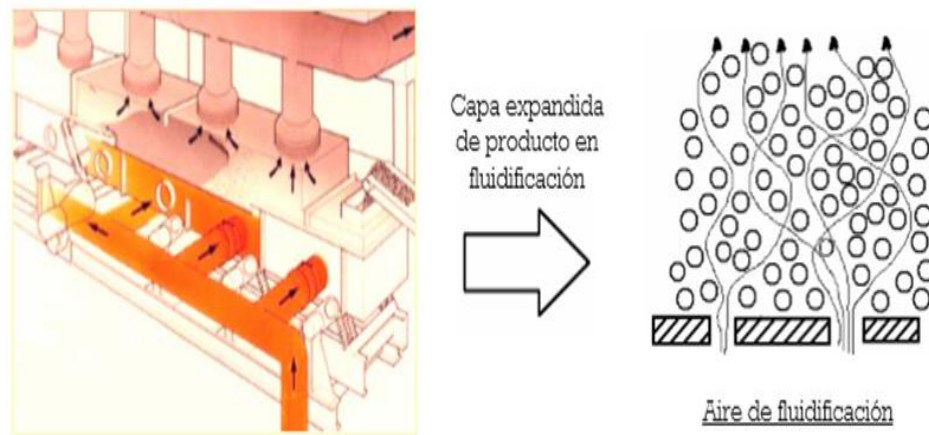


FIGURA Nº 2.

Secador de lechos fluidos

Fuente <http://www.urbar.com>

3.1.3 Secadores Rotatorios

Los secadores rotatorios son muy usados para el secado de materiales granulados o polvos, ya que sus ventajas son mayores si los comparamos con otro tipo de secadores, en lo referente al costo de operación, versatilidad y facilidad de manejo. El secador consiste de un tambor que gira sobre su eje central por el que circula el material a secar. Por el interior del tambor se introduce una corriente de aire caliente que será simultáneamente el medio de transmisión de calor y vehículo para el transporte de humedad. Existen algunos tipos, en los cuales el calentamiento se provee por medio de una camisa exterior al tambor, por la cual se hace circular el vapor o algún otro medio de calentamiento. Estos últimos secadores favorecen el sobrecalentamiento que puede afectar al material a secar, si éste no es estable a temperaturas mayores que la del secado. Por el interior del tambor puede hacerse circular aire o gases de combustión ya

sea en paralelo o a contracorriente con el flujo del material que se quiere secar. El sólido se transporta de un extremo a otro del tambor mediante un pequeño desnivel del cilindro que desplaza al producto por deslizamiento sobre la superficie interior del tambor. Los secadores también están provistos de unas aletas interiores que levantan el material y lo dejan caer por gravedad al girar el tambor. Parte del material, los finos, son arrastrados por la corriente de aire de la que se eliminan mediante un separador ciclónico que se encuentra a la salida del aire.

Las variables que afectan al secado en un secador de este tipo son: temperatura; humedad y velocidad del aire; permanencia del material dentro del secador, que dependerá de la rapidez de giro del cilindro y de la inclinación del mismo; número de aletas que tenga el tambor y de las características particulares del material a secar, tamaño, porosidad, densidad, etc.

En los secadores rotatorios, el secado se lleva a cabo en el período a velocidad constante y la temperatura de secado es la temperatura de saturación adiabática del aire entrante. En el sistema que se usa en la práctica, aire-agua, esta temperatura es la de bulbo húmedo. Con el objeto de facilitar su estudio, los secadores rotatorios se dividen en tres etapas. En la primera, el sólido se calienta hasta la temperatura de bulbo húmedo.

Pre calentamiento. En la segunda etapa se evapora toda la humedad de los sólidos a una temperatura constante igual a la del bulbo húmedo del aire entrante. En la tercera etapa se recalientan los sólidos, dicha etapa puede existir o no.

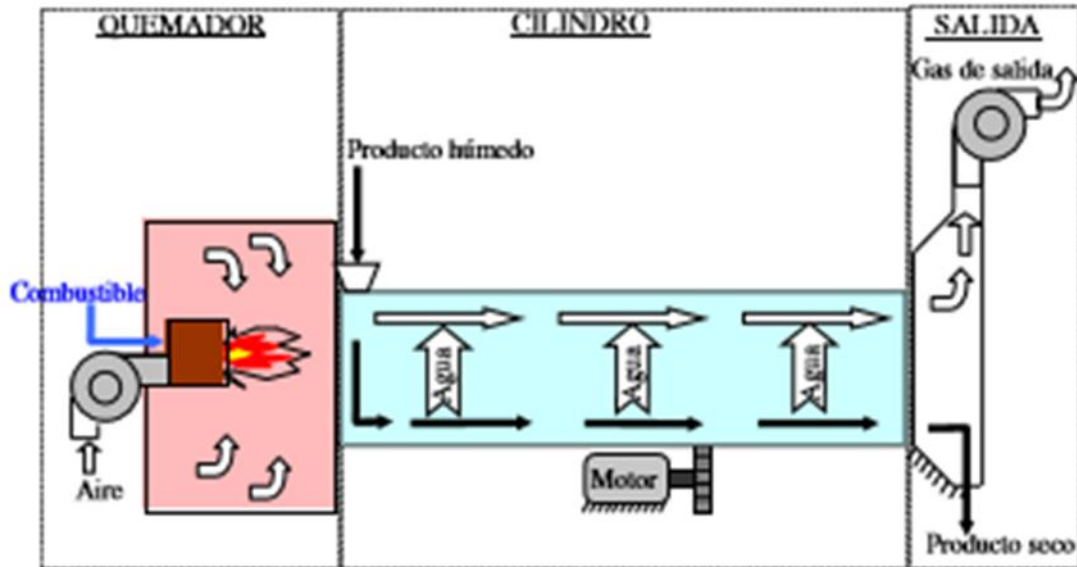


FIGURA Nº 3. Esquema de un secador de sólidos
 Fuente <http://www.revista-ria.org>

3.1.4 Secadores de Aspersión o Spray

El agua de una suspensión de finas gotas o partículas de una disolución o suspensión se puede evaporar produciendo una nebulización (spray) de las mismas en una cámara por donde se hace circular gases calientes. Por este procedimiento se obtienen grandes superficies interfaciales de contacto y, por lo tanto, elevadas velocidades de evaporación. La temperatura de las gotas permanece por debajo de la temperatura húmeda del gas hasta que el secado se ha completado prácticamente. Por ello, el proceso resulta adecuado para el secado de materiales que tienen baja estabilidad térmica, como es el caso de la leche, el café, el plasma, ciertos polímeros, etc. El material se obtiene normalmente con tamaños de partícula muy pequeño.

En este tipo de secadores hay que atomizar y distribuir el material bajo condiciones controladas. El tiempo de secado está directamente relacionado con el tamaño de partícula. Se pueden manejar distintos tipos de materiales que van desde las soluciones-suspensiones hasta pastas e incluso geles. Las propiedades de flujo de estos materiales

son de gran importancia en el diseño de los atomizadores, que son la pieza clave en el funcionamiento de estos equipos. Hay, por tanto, multitud de diseños de atomizadores: de tipo boquilla, rotatorios, de impacto, a presión.

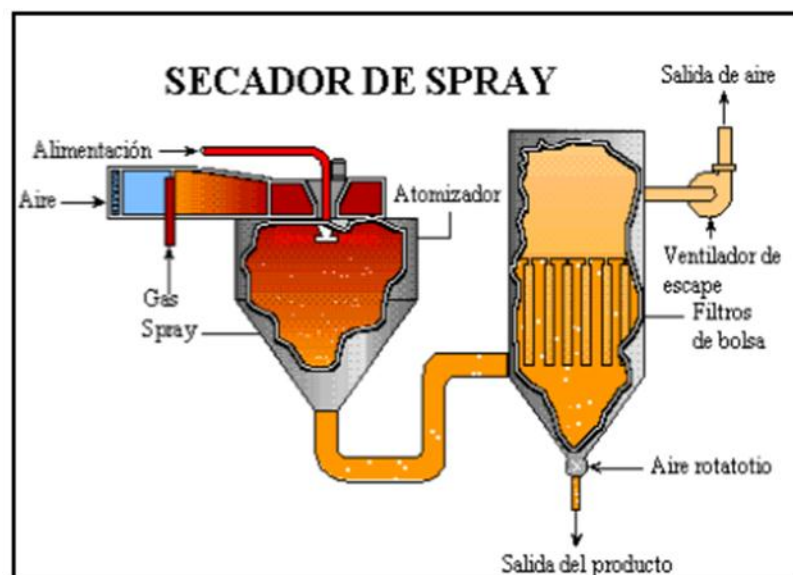


FIGURA Nº 4. Secador de Aspersión
Fuente: www.narchen.com/dryer_ss.htm

3.1.5 Secadores de Túnel

Los secadores de túnel son muy comunes en la deshidratación de alimentos. Pueden configurarse en paralelo y contra corriente siendo la primera la más suave para el producto mientras que, en la segunda, el contacto del aire más caliente con el producto seco propicia el endurecimiento de su superficie. Pueden alcanzar hasta 24m de longitud y consisten en una cabina en la que hay un mecanismo de rieles que mueven carros con producto a lo largo de ella. El proceso es entonces semi continuo.

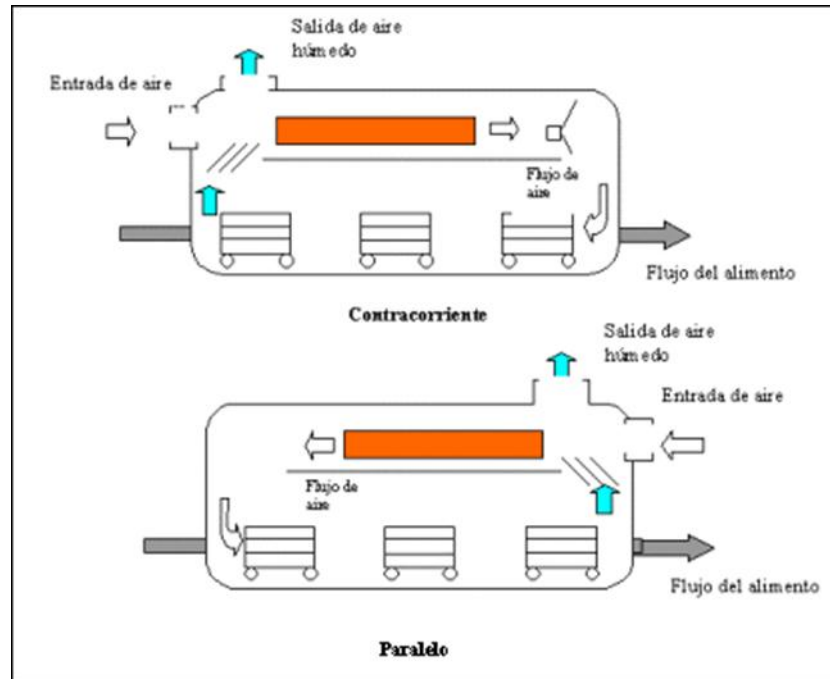


FIGURA Nº 5. Secadores de Túnel

Fuente: <http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/sedes/manizales/>

3.1.6 Secadores de Tambor

Los materiales fluidos y semifluidos, como soluciones, lodos, pastas y suspensiones como la leche, sopas, alimentos infantiles, purés de papa entre otros, pueden secarse en estos equipos. En este tipo de secadores, un tambor metálico giratorio calentado internamente con vapor se sumerge en un tanque que contiene la sustancia por secar; una película delgada de la sustancia se retiene sobre la superficie del tambor. El espesor de la película se regula mediante un cuchillo repartidor, al ir girando el tambor, la humedad se evapora en el aire que lo rodea mediante el calor transferido a través del metal del tambor. El material seco se desprende continuamente de la superficie del tambor

mediante un cuchillo. Para un secador de este tipo el factor que controla al proceso de secado es la transferencia de calor. El líquido o solución se calienta inicialmente hasta su punto de ebullición; entonces se desprende la humedad por ebullición a temperatura constante. con frecuencia, los vapores se recogen en una campana con ventilación construida directamente sobre el secador.

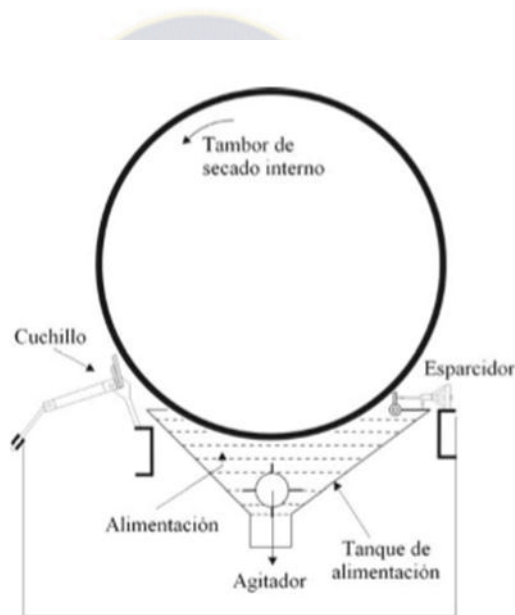


FIGURA Nº 6. Secador de tambor

3.1.7 Secadores de transportador de tornillo

Los secaderos de discos disponen de una doble camisa exterior inmóvil (estator) y de uno o más rotores en los cuales se fijan los discos. El fluido termo portador circula a través de la doble pared del estator y del árbol y discos del rotor. Además, dispone de unos deflectores colocados en los propios discos y en el tambor que tienen la doble misión de hacer avanzar el producto y evitar que se pegue a las paredes. Otro tipo de secador similar es el de paletas. Es un secador indirecto constituido por una cuna de doble pared en la que están dispuestos dos árboles equipados con paletas que giran en

Sentido opuesto. El fluido térmico (aceite o vapor de baja presión) circula por la doble pared de la cuna, los árboles y las paletas, siendo el producto secado por contacto con la superficie de las paletas debido a la transmisión de calor.

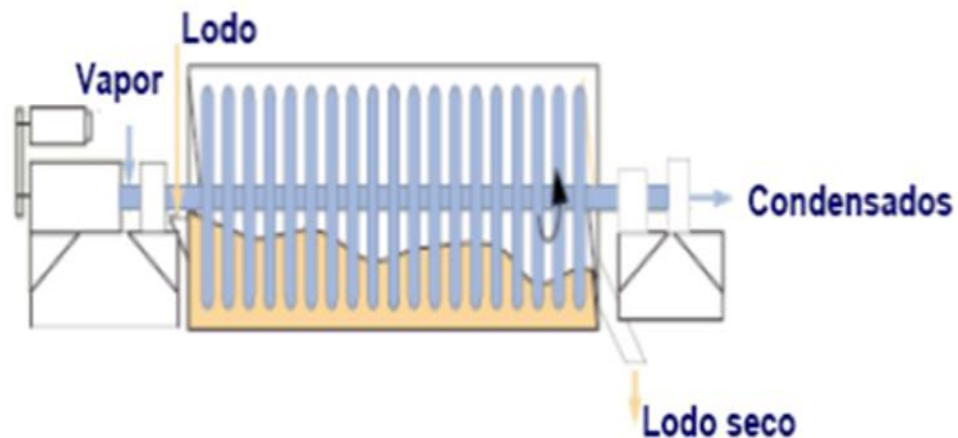


FIGURA Nº 7. Secador de tornillo

Fuente: <http://www.agrowaste.eu/wp-content/uploads/2013/02/SECADO-TERMICO.pdf>

3.1.8 Secadores Rotatorios de Tubo de Vapor

Están constituidos por un cilindro giratorio con un eje inclinado para favorecer la proyección del material. La rotación lenta del tambor parcialmente llenado asegura la renovación del producto sobre la superficie de intercambio.

En este caso, el proceso se centra en el concepto de secar en un ciclo cerrado donde el agua evaporada y otras sustancias evaporadas del producto, se van purgando del circuito cerrado. Por otro lado, la energía liberada en este proceso se utiliza como energía de combustión adicional en el intercambiador, para el proceso de secado. Un aspecto a tener en cuenta es asegurar el contacto de las partículas del producto con la superficie

Portadora del calor sin que se produzcan sobrecalentamientos locales, para permitir así una óptima transmisión del calor y evitar que el producto se queme.

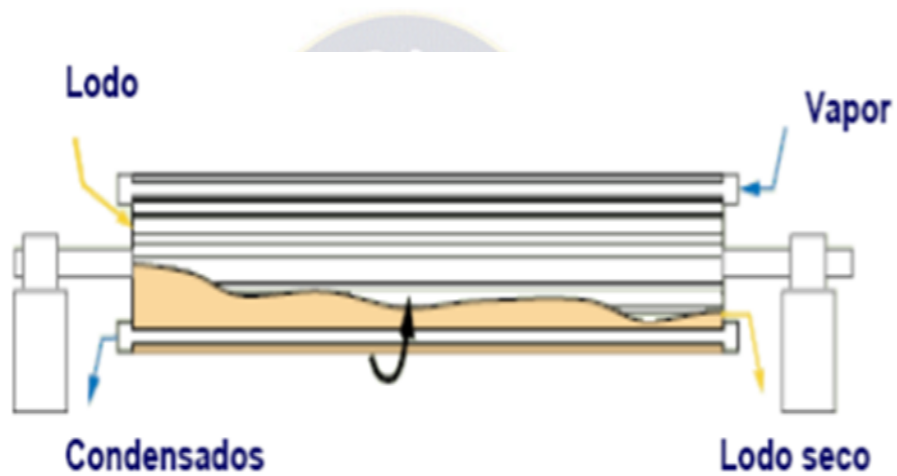


FIGURA Nº 8. Secador de tubo de vapor

Fuente: <http://www.agrowaste.eu/wp-content/uploads/2013/02/SECADO-TERMICO.pdf>

3.2 Selección de la Alternativa del Secador

Para el presente proyecto se tiene la alternativa de selección que puede satisfacer las necesidades del producto a secar, el cual es el secador rotatorio de contacto directo.

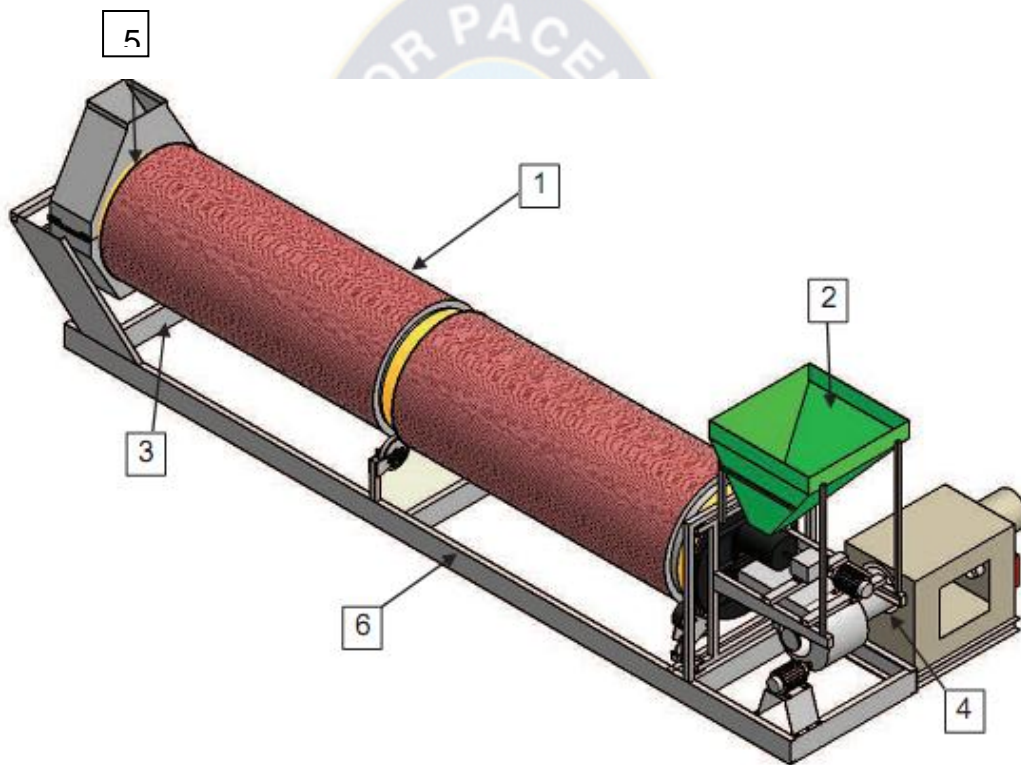


FIGURA N° 9. Secador rotatorio

3.2.1 Partes del secador

1. Cilindro de secado
2. Tolva de entrada del producto a secar

3. Estructura de soporte
4. Entrada de aire de secado
5. Salida del aire de secado

3.2.2 Características del equipo

- Proceso de secado a gran escala
- Proceso de secado continuo
- Secado por contacto directo
- Transferencia de calor por convección
- Fuente de calor alternativa

3.2.3 Funcionamiento del Equipo

Los secadores rotatorios son muy usados para el secado de materiales granulados o polvos, ya que sus ventajas son mayores si los comparamos con otro tipo de secadores, en lo referente al costo de operación y facilidad de manejo.

El secador consiste de un tambor que gira sobre su eje central por el cual circula el material a secar. Por el interior del tambor se introduce una corriente de aire caliente que será simultáneamente el medio de transmisión de calor y vehículo para el transporte de humedad.

Por el interior del tambor se hace circular aire o gases de combustión ya sea en paralelo o a contracorriente con el flujo del material que se quiere secar.

El sólido se transporta de un extremo a otro del tambor mediante un pequeño desnivel del cilindro que desplaza al producto por deslizamiento sobre la superficie interior del tambor.

Los secadores están provistos de unas aletas interiores que levantan el material y lo dejan caer por gravedad al girar el tambor.

4 Ingeniería del Proyecto

4.1 Humedad

Como conveniente referencia se van a resumir a continuación ciertos términos que se utilizan para describir el contenido de humedad de las sustancias.

Contenido de humedad en base húmeda el contenido de humedad de un sólido o solución generalmente se describe en función del porcentaje en peso de humedad; a menos que se indique otra cosa, se sobre entiende que esta expresado en base húmeda es decir como $(\text{kg humedad/kg solido})100=[\text{kg de humedad}/\text{()}]$

4.2 Cálculo de la Humedad de la Quinua

Calculo del porcentaje de humedad inicial de la quinua

$$m_{H_2O} = \frac{m_{QH} - m_{QS}}{m_{QH}} * 100$$

Donde

m_{QH} = Masa de la quinua húmeda

m_{QS} = Masa de la quinua seca

m_{H_2O} = contenido de humedad de la quinua

Masa de la quinua húmeda = 1.72 Kg.

Masa de la quinua seca = 1.00 Kg.

Con los valores determinados del peso de masa seco y del peso de masa húmeda de la quinua, procedemos al cálculo del contenido de la humedad de la quinua con la siguiente ecuación reemplazando los valores.

$$m_{H_2O} = \frac{m_{QH} - m_{QS}}{m_{QH}} * 100$$

$$m_{H_2O} = \frac{1.72 - 1.00}{1.72}$$

$$m_{H_2O} = 0.42$$

El Porcentaje de humedad de la quinua es del 42%

Tenemos el valor del contenido de humedad de la quinua en masa húmeda

Como anteriormente mencionamos el contenido exigido de humedad final de la quinua es del rango de (9.4 – 13.4) % para la exportación.

Para el contenido de humedad del 42% de humedad.

$$1\text{kg} - 0.42\text{kg} = 0.58 \text{ kg (masa seca)}$$

Por cada kilogramo de quinua el contenido de agua es del 0.42 kilogramos de agua y la masa seca es del 0.58 kilogramos

Para el contenido final de humedad del 9% de humedad

$$1\text{kg} - 0.09\text{kg} = 0.91 \text{ kg (masa seca)}$$

El contenido final de humedad de 0.09 Kilogramos de agua y la masa seca es de 0.91 kilogramos.

Cantidad de agua a eliminar por cada kilogramo de quinua húmeda

$$420 - 64.44 = \frac{355.56\text{gH}_2\text{O}}{1 \text{ Kg Q.H.}}$$

4.3 Calor Requerido para Secar la Quinua

4.3.1 Cálculo del Calor de Secado

Q_1 = Cantidad de calor para elevar la quinua desde 8 °C a 60 °C de temperatura.

Q_2 = Cantidad de calor para evaporar el agua a 60 °C de temperatura.

4.3.2 Cálculo del Calor Específico de la Quinua

El calor específico de la quinua lo calculamos con el porcentaje de humedad con la siguiente ecuación

$$C_{p \text{ quinua}} = (1492.8M + 1786.2) \frac{J}{Kg^{\circ}C}$$

Donde

M = Es el % de humedad de la quinua

M = 0.42 %

$$C_{p \text{ quinua}} = (1492.8M + 1786.2) \frac{J}{Kg^{\circ}C}$$

$$C_{p \text{ quinua}} = (1492.8 * 0.42 + 1786.2) \frac{J}{Kg^{\circ}C}$$

$$C_{p \text{ quinua}} = 2413.17 \frac{J}{Kg^{\circ}C}$$

Hallamos el flujo de calor para elevar la temperatura de la quinua

$$Q_1 = \dot{m} C_p \Delta T$$

Donde

\dot{m} = Flujo másico de la quinua en $\frac{Kg}{seg}$

C_p = Calor específico de la quinua en $\frac{J}{Kg^{\circ}K}$

ΔT = Diferencia de temperaturas inicial y final

$$Q_1 = \dot{m} C_p \Delta T$$

$$Q_1 = \dot{m}_{\text{quinua}} C_{p \text{ quinua}} \Delta T_{\text{quinua}}$$

$$Q_1 = 0.013 \frac{Kg}{seg} * 2413.17 \frac{J}{Kg^{\circ}K} (338-285) ^{\circ}K$$

$$Q_1 = 1.8 \text{ KW}$$

Hallamos el flujo de calor para evaporar el agua de la quinua

$$Q_2 = \dot{m} * h_{fg}$$

Donde

\dot{m} = Flujo másico de la quinua en $\frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$

h_{fg} = Entalpia en $\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$

De tablas de fundamentos de transferencia de calor de Frank P. Incropera
Pag. 846 tabla A.6

A temperatura de 338°K obtenemos la entalpia de evaporización

$$h_{fg} = 2346.6 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$Q_2 = \dot{m}_{quinua} * h_{fg}$$

$$Q_2 = 0.013 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}} * 2346.6 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$Q_2 = 32.6 \text{ KW}$$

Sumando ambos calores $Q_1 + Q_2$

$$Q_{\text{secado}} = Q_1 + Q_2$$

$$Q_{\text{secado}} = (1.8 + 32.6) \text{ KW}$$

$$Q_{\text{secado}} = 34.4$$

Calor neto para secar la quinua

$$Q_{\text{secado}} = 34.4 \text{ KW}$$

Este calor debe ser entregado por un flujo de aire caliente, no contaminado para el secado de la quinua

4.3.3 Cálculo del Flujo Másico del Aire

Con la cantidad de calor requerida para el secado de la quinua, calculamos el flujo másico del aire

$$Q_q = \dot{m} C_p \Delta T$$

Donde

\dot{m} = Flujo másico del aire en $\frac{Kg}{seg}$

C_p = Calor específico del aire en $\frac{kJ}{Kg^{\circ}K}$

ΔT = Diferencia de temperaturas inicial y final en $^{\circ}K$

De tablas de fundamentos de transferencia de calor de Frank P. Incropera
Pag.839 tabla A.4

A temperatura de 338 $^{\circ}K$ obtenemos el C_p del aire

$$C_{p \text{ aire}} = 1.008 \frac{kJ}{Kg^{\circ}K}$$

$$Q_{neto} = \dot{m}_{\text{aire}} C_{p \text{ aire}} \Delta T_{\text{aire}}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{Q_{neto}}{C_{p \text{ aire}} \Delta T_{\text{aire}}}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{33kw}{1.008 \frac{kJ}{Kg^{\circ}K} * (338 - 285)^{\circ}K}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 0.62 \frac{Kg}{seg}$$

4.3.4 Cálculo del Diámetro del Secador

Primero se debe tomar en cuenta que la velocidad del aire dentro del secador rotatorio no debe ser muy elevada, porque los granos de quinua serán llevados por el arrastre realizado por el aire, dentro del secador.

Como la velocidad máxima para los granos está en un rango de $(0.5 \text{ a } 1) \frac{m}{seg}$ la cual es un rango de velocidad lenta que no mueve el humo.

Tomamos como rango $0.75 \frac{m}{seg}$

Flujo volumétrico

$$\dot{V} = V * A$$

$$\dot{V} = v_{aire} * A$$

Donde

$$\dot{V} = \text{Flujo volumétrico } \frac{m^3_{aire}}{hrs}$$

$$v_{aire} = \text{Velocidad del aire } \frac{m}{seg}$$

$$A = \text{área de flujo } m^2$$

De donde despejamos el área

$$\dot{V} = v_{aire} * A$$

$$A = \frac{\dot{V}}{v_{aire}}$$

$$A = \frac{0.703 \frac{m^3}{seg}}{0.75 \frac{m}{seg}}$$

$$A = 0.937 m^2$$

De la fórmula de área de un círculo calculo el diámetro del secador rotatorio

$$A_{cil} = \frac{\pi}{4} * D^2$$

Donde

A_{cil} = Área transversal del secador rotatorio en m^2

D = diámetro del secador rotatorio en m

$$D_{sec} = \sqrt{\frac{4 * A_{cil}}{\pi}}$$

$$D_{sec} = \sqrt{\frac{4 * 0.937 m^2}{\pi}}$$

$$D_{sec} = 1.09 m$$

Calculo de la longitud del diámetro

Este diámetro ha de estar comprendido entre (0.3 a 3) m y su equivalencia es del 10% de la longitud total del secador rotatorio.

Diámetro del secador es del 10 al 25% de la longitud del secador rotatorio

$$D_{sec} = \frac{16.5}{100} * L$$

Despejando la longitud del secador

$$L = \frac{D_{sec}}{15.5} * 100$$

$$L = \frac{1.09 \text{ m}}{15.5} * 100$$

$$L = 7.02 \text{ m}$$

Calculo de la velocidad tangencial del secador

Los secadores rotatorios funcionan con velocidades periféricas de $(0.25 \text{ a } 0.5) \frac{\text{m}}{\text{seg}}$

Del parámetro de velocidad tangencial del secador rotatorio selecciono un valor

$$V_T = 0.35 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

De donde la velocidad tangencial en relación con la velocidad angular es

$$V_t = \omega * R$$

Donde

$$V_t = \text{Velocidad tangencial en } \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$\omega = \text{Velocidad angular en } \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

R = Radio de giro en m

Despejamos la velocidad angular del secador

$$V_t = \omega * R$$

$$\omega_{cil} = \frac{V_t}{R}$$

$$\omega_{cil} = \frac{0.35 \frac{m}{seg}}{0.5m}$$

$$\omega_{cil} = 0.7 \frac{rad}{seg}$$

Transformando la velocidad angular del cilindro a RPM tenemos

$$V_{cil} = 7RPM$$

4.3.5 Cálculo de la Aceleración Angular

Calculando por la ecuación cinemática de aceleración angular tenemos

$$\omega_f = \omega_o + \alpha * t$$

Donde

$$\omega_f = \text{Velocidad final angular en } \frac{rad}{seg}$$

$$\omega_o = \text{Velocidad inicial angular en } \frac{rad}{seg}$$

$$\alpha = \text{Aceleración angular en } \frac{rad}{seg^2}$$

T= tiempo en seg

Realizando el cálculo de la aceleración angular del cilindro

$$\omega_f = \omega_o + \alpha * t$$

$$\omega_o = 0$$

$$\alpha = \frac{\omega_f}{t}$$

$$\alpha = \frac{0.7 \frac{rad}{seg}}{2 seg}$$

4.3.6 Cálculo de la Potencia del Secador Rotatorio

Calculo de la potencia para el cilindro rotatorio

$$Pot_{sec} = M * \omega$$

Donde

Pot_{sec} = Potencia Watts

M = Momento torsos Nm

ω = velocidad angular $\frac{rad}{seg}$

4.3.7 Cálculo del Momento de inercia del cilindro rotatorio

La ecuación del momento de inercia del cilindro

$$I_{cil} = \frac{1}{2} * m(R^2 + r^2)$$

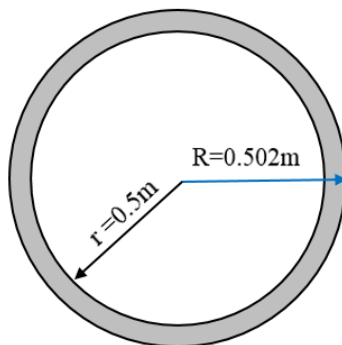


FIGURA N° 10. Cilindro interno

Calculo de los radios del acero inoxidable del cilindro

$$D=2R$$

Donde

D = Diámetro del acero inoxidable m

r = radio del acero inoxidable en m

De donde los radios mayor y menor de la fibra de vidrio son

$$D=2R$$

$$R = \frac{D}{2}$$

$$R = \frac{1.004\text{m}}{2}$$

$$R = 0.502 \text{ m}$$

$$d=2r$$

$$r = \frac{d}{2}$$

$$r = \frac{1.00 \text{ m}}{2}$$

$$r = 0.5 \text{ m}$$

Donde

I_{cil} = Momento de inercia del cilindro rotatorio en $\text{kg } m^2$

m = Masa del cilindro rotatorio kg

R = Radio de giro mayor en m

r = Radio de giro menor en m

calculo del volumen del cilindro rotatorio

$$V_{cil} = \frac{\pi}{4} (D_{cil}^2 - d_{cil}^2) * L_{cil}$$

Donde

V_{cil} = Volumen del cilindro en m^3

D_{cil} = Diámetro del cilindro en m



d_{cil} = Diámetro del cilindro en m

Realizando el cálculo del volumen

$$V_{cil} = \frac{\pi}{4} (D_{cil}^2 - d_{cil}^2) * L_{cil}$$

$$V_{cil} = \frac{\pi}{4} * (1.004^2 - 1^2) * 7m^3$$

$$V_{cil} = 0.044 m^3$$

Calculo del peso específico en relación con la densidad

$$\gamma_{cil} = \rho_{inox} * g$$

Donde

γ_{cil} = Peso específico del cilindro rotatorio en $\frac{N}{m^3}$

ρ_{inox} = Densidad del acero inoxidable en $\frac{kg}{m^3}$

g = Gravedad en $\frac{m}{seg^2}$

Realizando el cálculo del peso específico

$$\gamma_{cil} = \rho_{inox} * g$$

$$\gamma_{cil} = 7900 \frac{kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{seg^2}$$

$$\gamma_{cil} = 77490 \frac{N}{m^3}$$

Calculo del peso del acero inoxidable del cilindro rotatorio

$$W_{cil} = m_{cil} * g$$

Donde

W_{cil} = Peso del cilindro en N

m_{cil} = Masa del cilindro rotatorio en Kg

g = Gravedad en $\frac{m}{seg^2}$

Realizando el cálculo del peso del cilindro rotatorio

$$W_{cil} = m_{cil} * g$$

$$W_{cil} = 347.6 \text{ Kg} * 9.81 \frac{m}{seg^2}$$

$$W_{cil} = 3409.95 \text{ N}$$

Cálculo de la masa del cilindro rotatorio

Por la ecuación de la densidad

$$\rho_{inox} = \frac{m_{inox}}{v_{inox}}$$

Donde

ρ_{inox} = densidad del acero inoxidable en $\frac{kg}{m^3}$

m_{inox} = masa del acero inoxidable en kg

v_{inox} = Volumen del acero inoxidable en m^3

Realizando el cálculo de la masa del cilindro de acero inoxidable

$$\rho_{inox} = \frac{m_{inox}}{v_{inox}}$$

$$m_{inox} = \rho_{inox} * v_{inox}$$

$$m_{inox} = 7900 \frac{kg}{m^3} * 0.044 m^3$$

$$m_{inox} = 347.6 \text{ Kg}$$

Realizando el cálculo del momento de inercia del cilindro de acero inoxidable

$$I_{cil} = \frac{1}{2} * m(R^2 + r^2)$$

$$I_{cil} = \frac{1}{2} * \frac{\gamma_{cil} * V_{cil}}{g} (R^2 + r^2)$$

$$I_{cil} = \frac{1}{2} * \frac{77490 \frac{N}{m^3} * 0.044m^3}{9.81 \frac{m}{seg^2}} (0.502^2 + 0.5^2) m^2$$

$$I_{cil} = 87.24 \text{ kg } m^2$$

4.3.8 Cálculo del Momento de Inercia de la Fibra de Vidrio

La ecuación del momento de inercia del cilindro de fibra de vidrio es

$$I_{cil} = \frac{1}{2} * m(R^2 + r^2)$$

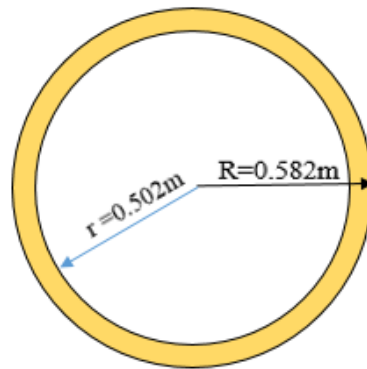


FIGURA N° 11. Fibra de vidrio

Calculo de los radios

Donde el radio externo e interno de la fibra de vidrio es

$$D = d + e$$

Donde

D= Diámetro total de la fibra de vidrio en m

d= Diámetro del acero inoxidable en m

e= Espesor de la fibra de vidrio en m

Realizando el cálculo del diámetro exterior de la fibra de vidrio

$$D = d + 2e$$

$$D = 1.004\text{m} + 2 \cdot 0.08\text{m}$$

$$D = 1.164\text{m}$$

De donde los radios mayor y menor de la fibra de vidrio son

$$D = 2R$$

$$R = \frac{D}{2}$$

$$R = \frac{1.164\text{m}}{2}$$

$$R = 0.582\text{ m}$$

$$d = 2r$$

$$r = \frac{d}{2}$$

$$r = \frac{1.004\text{m}}{2}$$

$$r = 0.502\text{ m}$$

Donde

I_{cil} = Momento de inercia de la fibra de vidrio en kg m^2

m = Masa de la fibra de vidrio kg

R = Radio de giro mayor de la fibra de vidrio en m

r = Radio de giro menor de la fibra de vidrio en m

calculo del volumen del cilindro rotatorio

$$V_{cil} = \frac{\pi}{4} (D_{fib}^2 - d_{fib}^2) * L_{fib}$$

Donde

V_{fib} = Volumen de la fibra de vidrio en m^3

D_{fib} = Diámetro mayor de la fibra de vidrio en m

d_{fib} = Diámetro menor de la fibra de vidrio en m

Realizando el cálculo del volumen

$$V_{fib} = \frac{\pi}{4} (D_{fib}^2 - d_{fib}^2) * L_{cil}$$

$$V_{fib} = \frac{\pi}{4} * (1.064^2 - 1.004^2) m^2 * 7m$$

$$V_{fib} = 1.907 m^3$$

Calculo del peso específico en relación con la densidad

$$\gamma_{fib} = \rho_{fib} * g$$

Donde

γ_{fib} = Peso específico de la fibra de vidrio en $\frac{N}{m^3}$

ρ_{fib} = Densidad de la fibra de vidrio $\frac{kg}{m^3}$

g = Gravedad en $\frac{m}{seg^2}$

Realizando el cálculo del peso específico

$$\gamma_{fib} = \rho_{fib} * g$$

$$\gamma_{fib} = 32 \frac{kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{seg^2}$$

$$\gamma_{fib} = 313.9 \frac{N}{m^3}$$

Cálculo de la masa del cilindro rotatorio

Por la ecuación de la densidad

$$\rho_{inox} = \frac{m_{inox}}{v_{inox}}$$

Donde

ρ_{inox} = Densidad del acero inoxidable en $\frac{kg}{m^3}$

m_{inox} = Masa del acero inoxidable en kg

v_{inox} = Volumen del acero inoxidable en m^3

Realizando el cálculo de la masa del acero inoxidable

$$\rho_{fib} = \frac{m_{fib}}{v_{fib}}$$

$$m_{fib} = \rho_{fib} * v_{fib}$$

$$m_{fib} = 32 \frac{kg}{m^3} * 1.907m^3$$

$$m_{fib} = 61 \text{ Kg}$$

Calculo del peso del cilindro rotatorio

$$W_{fib} = m_{fib} * g$$

Donde

W_{fib} = Peso de la fibra de vidrio en N

m_{fib} = Masade la fibra de vidrio en Kg

g = Gravedad en $\frac{m}{seg^2}$

Realizando el cálculo del peso del cilindro rotatorio

$$W_{fib} = m_{fib} * g$$

$$W_{fib} = 347.6 \text{ Kg} * 9.81 \frac{m}{seg^2}$$

$$W_{fib} = 598 \text{ N}$$

Realizando el cálculo del momento de inercia de la fibra de vidrio

$$I_{cil} = \frac{1}{2} * m(R^2 + r^2)$$

$$I_{cil} = \frac{1}{2} * \frac{\gamma_{fib} * V_{fib}}{g} (R^2 + r^2)$$

$$I_{cil} = \frac{1}{2} * \frac{313.9 \frac{N}{m^3} * 1.907 m^3}{9.81 \frac{m}{seg^2}} (0.582^2 + 0.502^2) m^2$$

$$I_{cil} = 18 \text{ kg } m^2$$

4.3.9 Cálculo del Momento de Inercia de la Capa exterior

La ecuación del momento de inercia del cilindro de acero inoxidable es

$$I_{cil \text{ ext}} = \frac{1}{2} * m(R^2 + r^2)$$

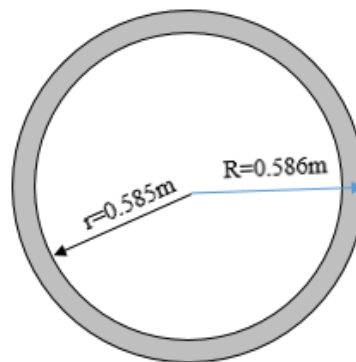


FIGURA N° 12. Cilindro exterior

Calculo de los radios del recubrimiento exterior de acero inoxidable

Donde el radio externo e interno del acero inoxidable es

$$D = d + 2e$$

Donde

D = Diámetro exterior del acero inoxidable en m

d = Diámetro interior del acero inoxidable en m

e = Espesor del acero inoxidable en m

Realizando el cálculo del diámetro exterior de la fibra de vidrio

$$D = d + 2e$$

$$D = 1.170\text{m} + 2 \cdot 1 \times 10^{-3}\text{m}$$

$$D = 1.172 \text{ m}$$

De donde los radios mayor y menor del acero inoxidable exterior son

$$D = 2R$$

$$R = \frac{D}{2}$$

$$R = \frac{1.172\text{m}}{2}$$

$$R = 0.586 \text{ m}$$

$$d = 2r$$

$$r = \frac{d}{2}$$

$$r = \frac{1.170\text{m}}{2}$$

$$r = 0.585 \text{ m}$$

Donde

$I_{cil\ ext}$ = Momento del acero inoxidable en kg m^2

m = Masa del acero inoxidable en kg

R = Radio de giro mayor del acero inoxidable en m

r = Radio de giro menor del acero inoxidable en m

Cálculo del volumen del cilindro rotatorio de acero inoxidable



$$V_{cil\ ext} = \frac{\pi}{4} (D_{cil\ ext}^2 - d_{cil\ ext}^2) * L_{cil\ ext}$$

Donde

$V_{cil\ ext}$ = Volumen del acero inoxidable en m^3

$D_{cil\ ext}$ = Diámetro mayor del acero inoxidable en m

$d_{cil\ ext}$ = Diámetro menor del acero inoxidable en m

Realizando el cálculo del volumen del cilindro

$$V_{cil\ ext} = \frac{\pi}{4} (D_{cil\ ext}^2 - d_{cil\ ext}^2) * L_{cil\ ext}$$

$$V_{cil\ ext} = \frac{\pi}{4} * (1.172^2 - 1.170^2) m^2 * 7m$$

$$V_{cil\ ext} = 0.025 m^3$$

Calculo del peso específico en relación con la densidad

$$\gamma_{cil\ ext} = \rho_{cil\ ext} * g$$

Donde

$\gamma_{cil\ ext}$ = Peso específico del acero inoxidable en $\frac{N}{m^3}$

$\rho_{cil\ ext}$ = Densidad del acero inoxidable en $\frac{kg}{m^3}$

g = Gravedad en $\frac{m}{seg^2}$

Realizando el cálculo del peso específico

$$\gamma_{cil\ ext} = \rho_{cil\ ext} * g$$

$$\gamma_{cil\ ext} = 7900 \frac{kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{seg^2}$$

$$\gamma_{cil\ ext} = 77499 \frac{N}{m^3}$$

Cálculo de la masa del cilindro rotatorio

Por la ecuación de la densidad

$$\rho_{cil\ ext} = \frac{m_{cil\ ext}}{V_{cil\ ext}}$$

Donde

$\rho_{cil\ ext}$ = Densidad del acero inoxidable en $\frac{kg}{m^3}$

$m_{cil\ ext}$ = Masa del acero inoxidable en kg

$V_{cil\ ext}$ = Volumen del acero inoxidable en m^3

Realizando el cálculo de la masa del acero inoxidable

$$\rho_{cil\ ext} = \frac{m_{cil\ ext}}{V_{cil\ ext}}$$

$$m_{cil\ ext} = \rho_{cil\ ext} * V_{cil\ ext}$$

$$m_{cil\ ext} = 7900 \frac{kg}{m^3} * 0.025m^3$$

$$m_{cil\ ext} = 197.5Kg$$

Cálculo del peso del acero inoxidable exterior del cilindro rotatorio

$$W_{cil\ ext} = m_{cil\ ext} * g$$

Donde

$W_{cil\ ext}$ = Peso del acero inoxidable en N

$m_{cil\ ext}$ = Masadel acero inoxidable en Kg

g = Gravedad en $\frac{m}{seg^2}$

Realizando el cálculo del peso del cilindro exterior del acero inoxidable

$$W_{cil\ ext} = m_{cil\ ext} * g$$

$$W_{cil\ ext} = 197.5 Kg * 9.81 \frac{m}{seg^2}$$

$$W_{cil\ ext} = 1937.4N$$

Realizando el cálculo del momento de inercia del cilindro de acero inoxidable

$$I_{cil} = \frac{1}{2} * m(R^2 + r^2)$$

$$I_{cil} = \frac{1}{2} * \frac{\gamma_{cil\ ext} * V_{cil\ ext}}{g} (R^2 + r^2)$$

$$I_{cil} = \frac{1}{2} * \frac{77499 \frac{N}{m^3} * 0.025m^3}{9.81 \frac{m}{seg^2}} (0.586^2 + 0.585^2) m^2$$

$$I_{cil} = 68\ kg\ m^2$$

4.3.10 Cálculo del Momento de Inercia de los Aros de Rodadura

La ecuación del momento de inercia del aro de rodadura es

$$I_{aro} = m_{aro} * R^2$$

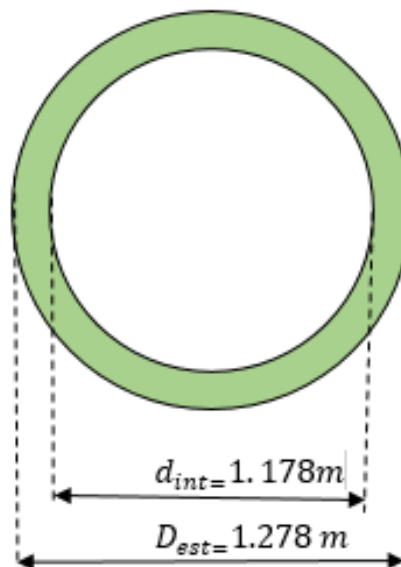


FIGURA N° 13. Aro de rodadura

Cálculo del diámetro interno y externo del aro de rodadura

Cálculo del diámetro interno del aro de rodadura

$$d = S + H$$

Donde

d = Diámetro interno del aro en m

S= Diámetro del acero inoxidable exterior del cilindro en m

H= Holgura del aro de rodadura en m

Realizando el calculo

$$d = S + H$$

$$d = 1.172\text{m} + 2 * 3 \times 10^{-3}\text{m}$$

$$d = 1.178 \text{ m}$$

Cálculo del diámetro externo del aro de rodadura

$$D = d + 2e$$

Donde

D= Diámetro externo del aro en m

d = Diámetro interno del aro en m

e= Espesor del aro de rodadura en m

$$D = d + 2e$$

$$D = 1.178\text{m} + 2*0.05 \text{ m}$$

$$D = 1.128 \text{ m}$$

Donde

I_{aro} = Momento de inercia del aro de rodadura en kg m^2

m_{aro} = Masa del aro de rodadura en kg

R= Radio de giro del aro de rodadura en m

Cálculo del volumen del aro de rodadura

$$V_{aro} = \frac{\pi}{4} (D_{aro}^2 - d_{aro}^2) * L_{aro}$$

Donde

V_{aro} = Volumen del aro de rodadura en m^3

D_{aro} = Diámetro mayor del aro de rodadura en m

d_{aro} = Diámetro menor del aro de rodadura en m

Realizando el cálculo del volumen del aro de rodadura

$$V_{aro} = \frac{\pi}{4} (D_{aro}^2 - d_{aro}^2) * L_{aro}$$

$$V_{aro} = \frac{\pi}{4} * (1.278^2 - 1.178^2) m^2 * 0.08 m$$

$$V_{aro} = 0.015 m^3$$

Cálculo del peso específico en relación con la densidad

$$\gamma_{aro} = \rho_{aro} * g$$

Donde

$\gamma_{cil ext}$ = Peso específico del aro de rodadura en $\frac{N}{m^3}$

$\rho_{cil ext}$ = Densidad del aro de rodadura en $\frac{kg}{m^3}$

g = Gravedad en $\frac{m}{seg^2}$

Realizando el cálculo del peso específico

$$\gamma_{aro} = \rho_{aro} * g$$

$$\gamma_{aro} = 7854 \frac{kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{seg^2}$$

$$\gamma_{aro} = 77047.7 \frac{N}{m^3}$$

Cálculo de la masa del cilindro rotatorio

Por la ecuación de la densidad

$$\rho_{aro} = \frac{m_{aro}}{V_{aro}}$$

Donde

ρ_{aro} = Densidad del aro de rodadura en $\frac{kg}{m^3}$

m_{aro} = Masa del aro de rodadura en kg

V_{aro} = Volumen del aro de rodadura en m^3

Realizando el cálculo de la masa del aro de rodadura

$$\rho_{aro} = \frac{m_{aro}}{V_{aro}}$$

$$m_{aro} = \rho_{aro} * V_{aro}$$

$$m_{aro} = 7854 \frac{kg}{m^3} * 0.015 m^3$$

$$m_{aro} = 118 \text{ Kg}$$

Cálculo del peso del aro de rodadura del cilindro

$$W_{aro} = m_{aro} * g$$

Donde

W_{aro} = Peso del aro de rodadura en N

m_{aro} = Masa del aro de rodadura en Kg

g = Gravedad en $\frac{m}{seg^2}$

Realizando el cálculo del peso del cilindro exterior de acero inoxidable

$$W_{aro} = m_{aro} * g$$

$$W_{aro} = 118 \text{ Kg} * 9.81 \frac{m}{seg^2}$$

$$W_{aro} = 1158 \text{ N}$$

Realizando el cálculo del momento de inercia del aro de rodadura

$$I_{aro} = m_{aro} * R^2$$

$$I_{aro} = \frac{\gamma_{aro} * V_{aro}}{g} * R^2$$

$$I_{aro} = \frac{77047.7 \frac{N}{m^3} * 0.015m^3}{9.81 \frac{m}{seg^2}} * 0.589^2m^2$$

$$I_{aro} = 40 \text{ Kg m}^2$$

4.3.11 Cálculo del Momento de Inercia de los Elevadores

De la ecuación de los ejes paralelos por el teorema de Steiner

La ecuación del momento de inercia de los elevadores

$$I_{ele} = I_{placa} + m_{placa} * R^2$$

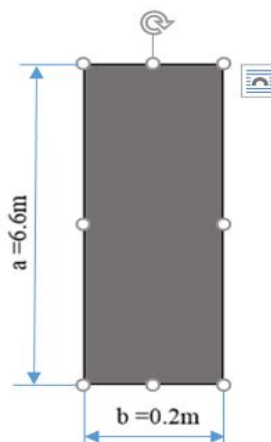
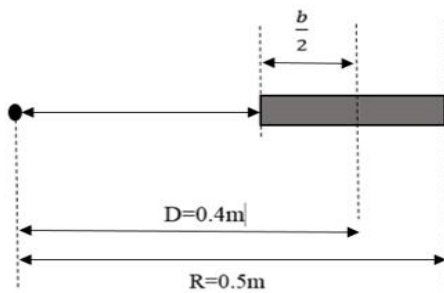


FIGURA N° 14. Elevadores de quinua

Donde

I_{ele} = Momento de inercia de los elevadores en $kg\ m^2$

m_{ele} = Masa de elevador en kg

R = Radio de giro de los elevadores en m

Cálculo del volumen del elevador

$$V_{ele} = a * b * e$$

Donde

V_{ele} = Volumen del elevador en m^3

a = Longitud del elevador en m

b = Longitud del elevador en m

e = Espesor del elevador en m

Realizando el cálculo del volumen del elevador del cilindro

$$V_{ele} = a * b * e$$

$$V_{ele} = 6.6m * 0.2m * 1 \times 10^{-3}m$$

$$V_{ele} = 1.32 \times 10^{-3}m^3$$

Cálculo del peso específico en relación con la densidad

$$\gamma_{ele} = \rho_{ele} * g$$

Donde

$\gamma_{cil\ ext}$ = Peso específico del elevador en $\frac{N}{m^3}$

$\rho_{cil\ ext}$ = Densidad del elevador en $\frac{kg}{m^3}$

g = Gravedad en $\frac{m}{seg^2}$

Realizando el cálculo del peso específico

$$\gamma_{ele} = \rho_{ele} * g$$

$$\gamma_{ele} = 7900 \frac{kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{seg^2}$$

$$\gamma_{ele} = 77499 \frac{N}{m^3}$$

Cálculo de la masa del elevador

Por la ecuación de la densidad

$$\rho_{ele} = \frac{m_{ele}}{V_{ele}}$$

Donde

ρ_{ele} = Densidad del elevador en $\frac{kg}{m^3}$

m_{ele} = Masa del elevador en kg

V_{ele} = Volumen del elevador en m^3

Realizando el cálculo de la masa del aro de rodadura

$$\rho_{ele} = \frac{m_{ele}}{V_{ele}}$$

$$m_{ele} = \rho_{ele} * V_{ele}$$

$$m_{ele} = 7900 \frac{kg}{m^3} * 1.32 \times 10^{-3} m^3$$

$$m_{ele} = 10.43 \text{ Kg}$$

Cálculo del peso del aro de rodadura del cilindro

$$W_{ele} = m_{ele} * g$$

Donde

W_{ele} = Pesodel elevador en N

m_{ele} = Masadel elevador en Kg

g = Gravedad en $\frac{m}{seg^2}$

Realizando el cálculo del peso del cilindro exterior de acero inoxidable

$$W_{ele} = m_{ele} * g$$

$$W_{ele} = 10.43 \text{ Kg} * 9.81 \frac{m}{seg^2}$$

$$W_{ele} = 102.3 \text{ N}$$

Realizando el cálculo del momento de inercia de la placa rectangular

$$I_{placa} = \frac{m * b^2}{12}$$

Donde

I_{placa} = Momento de inerciade los elevadores en $kg m^2$

m_{ele} = Masadelevador en kg

b = Radio de giros de los elevadores en m

Realizando el cálculo

$$I_{placa} = \frac{m * b^2}{12}$$

$$I_{placa} = \frac{10.43 \text{ kg} * 0.2^2 m^2}{12}$$

$$I_{placa} = 0.034 \text{ kg } m^2$$

Realizando el cálculo de la ecuación de los ejes paralelos

$$I_{eje} = I_{placa} + m_{placa} * R^2$$

$$I_{eje} = 0.034 \text{ kg } m^2 + 10.43 \text{ Kg} * 0.4^2 m^2$$

$$I_{eje} = 1.70 \text{ kg } m^2$$

Calculando el momento de inercia total de los elevadores del cilindro rotatorio

$$I_t = I_{eje} * Nro$$

Donde

I_t = Momento de inercia total de los elevadores en $\text{kg } m^2$

I_{eje} = Momento de inercia del eje paralelo en $\text{kg } m^2$

Nro = Número de elevadores

Realizando el cálculo del momento de inercia total

$$I_t = I_{eje} * Nro_{ele}$$

$$I_t = 1.70 \text{ kg } m^2 * 5$$

$$I_t = 8.5 \text{ kg } m^2$$

4.3.12 Cálculo del Momento de Inercia de la Quinua

Ecuación del momento de inercia del cilindro de quinua

$$I_q = \frac{1}{2} * m(R^2 + r^2)$$

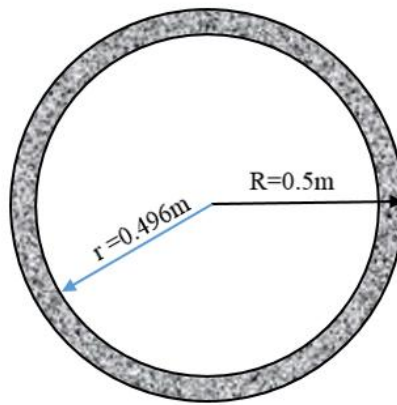


FIGURA N° 15. Cilindro de quinua

$$I_q = \frac{1}{2} * m(R^2 + r^2)$$

Donde

I_q = Momento de inercia de la quinua en $kg\ m^2$

m = Masa de la quinua en kg

R = Radio de giro mayor de la quinua en m

r = Radio de giro menor de la quinua en m

Cálculo del volumen de la quinua

$$V_q = \frac{\pi}{4} (D_q^2 - d_q^2) * L_q$$

Donde

V_q = Volumen de la quinua en m^3

D_q = Diámetro mayor de la quinua en m

d_q = Diámetro menor de la quinua en m

Realizando el cálculo del volumen del cilindro

$$V_q = \frac{\pi}{4} (D_q^2 - d_q^2) * L_q$$

$$V_{cil\ ext} = \frac{\pi}{4} * (1^2 - 0.992^2) m^2 * 7m$$

$$V_{cil\ ext} = 0.08\ m^3$$

Cálculo del peso específico en relación con la densidad

$$\gamma_q = \rho_q * g$$

Donde

γ_q = Peso específico de la quinua en $\frac{N}{m^3}$

ρ_q = Densidad de la quinua en $\frac{kg}{m^3}$

g = Gravedad en $\frac{m}{seg^2}$

Realizando el cálculo del peso específico de la quinua

$$\gamma_q = \rho_q * g$$

$$\gamma_q = 605.85 \frac{kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{seg^2}$$

$$\gamma_q = 5943.38 \frac{N}{m^3}$$

Cálculo del peso de la quinua

$$W_q = m_q * g$$

Donde

W_q = Peso de la quinua en N

m_q = Masa de la quinua en Kg

g = Gravedad en $\frac{m}{seg^2}$

Realizando el cálculo del peso de la quinua

$$W_q = m_q * g$$

$$W_q = 50 \text{ Kg} * 9.81 \frac{m}{seg^2}$$

$$W_q = 490.5 \text{ N}$$

Realizando el cálculo del momento de inercia de la quinua

$$I_q = \frac{1}{2} * m(R^2 + r^2)$$

$$I_q = \frac{1}{2} * \frac{\gamma_q * V_q}{g} (R^2 + r^2)$$

$$I_q = \frac{1}{2} * \frac{5943.38 \frac{N}{m^3} * 0.08m^3}{9.81 \frac{m}{seg^2}} (0.5^2 + 0.496^2) m^2$$

$$I_q = 12.00 \text{ kg } m^2$$

4.3.13 Cálculo del Momento Torsor del Cilindro Rotatorio

$$M = \sum I_T * \alpha$$

Donde

M = Momento torsor del cilindro en

$\sum I_T$ = Sumatoria total de los momentos de inercia del cilindro en

α = Aceleración angular del cilindro en

Calculo del sumatorio total de los momentos de inercia del cilindro

$$\sum I_T = I_{cil} + I_{fib} + I_{cil \text{ ext}} + I_{aro} + I_{ele} + I_q$$

$$\sum I_T = (87.24+18+68+80+8.5+12+) \text{ Kg } m^2$$

$$\sum I_T = 274 \text{ Kg } m^2$$

Realizando el cálculo del momento torsor

$$M = \sum I_T * \alpha$$

$$M = 274 \text{Kg m}^2 * 0.35 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2}$$

$$M = 96 \text{ N m}$$

Calculando la potencia del cilindro

$$\text{Pot} = M * \omega$$

$$\text{Pot} = 96 \text{ N m} * 0.7 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$\text{Pot} = 0.067 \text{ KW}$$

4.3.14 Cálculo de la Potencia a de Piñón

Análisis de la fuerza, potencia y torque

Calculo de la fuerza tangencial en el piñón

$$F_t = \frac{60000 * \text{Pot}}{\pi * d * n}$$

Donde

F_t = fuerza tangencial del piñón en N

Pot = Potencia transmitida por el piñon en KW

d = diámetro del engranaje en mm

n = velocidad en RPM

Cálculo del diámetro del Piñón

Con la ecuación de modulo del engranaje calculo el diámetro primitivo

$$m = \frac{d}{N}$$

Donde

m = modulo en mm

d = diámetro primitivo en mm

N= número de dientes

$$m = \frac{d}{N}$$

$$d = m * N$$

$$d = 5 \text{ mm} * 18$$

$$d = 90 \text{ mm}$$

Cálculo de la velocidad angular del piñón

Relación de velocidades piñón y corona

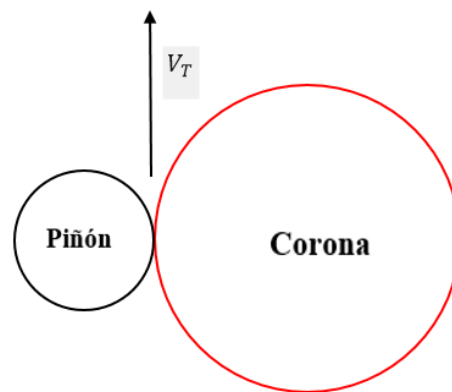


FIGURA N° 16. Piñón y corona

Relación de velocidades tangenciales del piñón y corona

Las velocidades tangenciales del piñón y corona son las mismas

$$V_{\text{piñon}} = V_{\text{corona}}$$

$$V_{\text{piñon}} = 0.35 \frac{m}{seg}$$

Cálculo de la velocidad angular del piñón

De la ecuación cinemática de velocidad angular tenemos

$$V = \omega * R$$

Donde

V = velocidad tangencial en $\frac{m}{seg}$

ω = velocidad angular en $\frac{rad}{seg}$

R = radio de giro en m

Cálculo del radio del piñón

$$D_{\text{piñon}} = 2 * R_{\text{piñon}}$$

$$R_{\text{piñon}} = \frac{D_{\text{piñon}}}{2}$$

$$R_{\text{piñon}} = \frac{0.090 m}{2}$$

$$R_{\text{piñon}} = 0.045 m$$

Realizando el cálculo de la velocidad angular

$$V = \omega * R$$

$$\omega = \frac{V_{\text{piñon}}}{R_{\text{piñon}}}$$

$$\omega = \frac{0.35 \frac{m}{seg}}{0.045 m}$$

$$\omega = 7.77 \frac{rad}{seg}$$



Donde la velocidad del piñón en RPM es

$$\omega_{\text{piñon}} = 74 \text{ RPM}$$

Realizando el cálculo de la fuerza tangencial del piñón

De la ecuación de trabajo rotacional

$$W_R = M_T * \theta$$

Donde

W_R = Trabajo rotacional en

M_T = Momento torsor en

θ = desplazamiento angular en

De la ecuación del Momento torsor

$$M_T = F_T * r$$

Donde

M_T = Momento torsor en Nm

F_T = Fuerza tangencial en N

r = Radio de giro en m

De la ecuación de energía cinética rotacional

$$E_c = \frac{1}{2} * I_t * \omega^2$$

Donde

E_c = energía cinética rotacional

I_t = momento de inercia total en

ω = velocidad angular en

Relación de energía y trabajo

$$W_R = E_c$$

$$M_T * \theta = \frac{1}{2} * I_t * \omega^2$$

$$F_T * r * \theta = \frac{1}{2} * I_t * \omega^2$$

Calculo del desplazamiento angular

$$\theta = \omega_0 * t + \frac{1}{2} * \alpha t^2$$

Donde

θ = desplazamiento angular en rad

ω_0 = velocidad angular inicial en $\frac{rad}{seg}$

t = tiempo en seg

α = aceleración angular en $\frac{rad}{seg^2}$

Realizando el cálculo del desplazamiento angular

$$\theta = \omega_0 * t + \frac{1}{2} * \alpha t^2$$

$$\omega_0 = 0$$

$$\theta = \frac{1}{2} * \alpha t^2$$

$$\theta = \frac{1}{2} * 0.35 \frac{rad}{seg^2} * (2seg)^2$$

$$\theta = 0.7 \text{ rad}$$

Hallamos el valor de la fuerza tangencial

$$F_T = \frac{I_t * \omega^2}{2 * r * \theta}$$

$$F_T = \frac{274 \text{ Kg m}^2 * (0.7 \frac{rad}{seg})^2}{2 * 0.58m * 0.7 \text{ rad}}$$

$$F_T = 0.165 \text{ KN}$$

Potencia del piñón

$$Pot_{\text{piñon}} = \frac{F_T * \pi * d * n}{60000}$$

$$Pot_{\text{piñon}} = \frac{0.165 * \pi * 90 * 74}{60000}$$

$$Pot_{\text{piñon}} = 0.057KW$$

4.3.15 Cálculo del Momento Torsor del de la Fuerza de Fricción

Realizando un diagrama de cuerpo libre al secador rotatorio para hallar el momento torsor de la fuerza de fricción

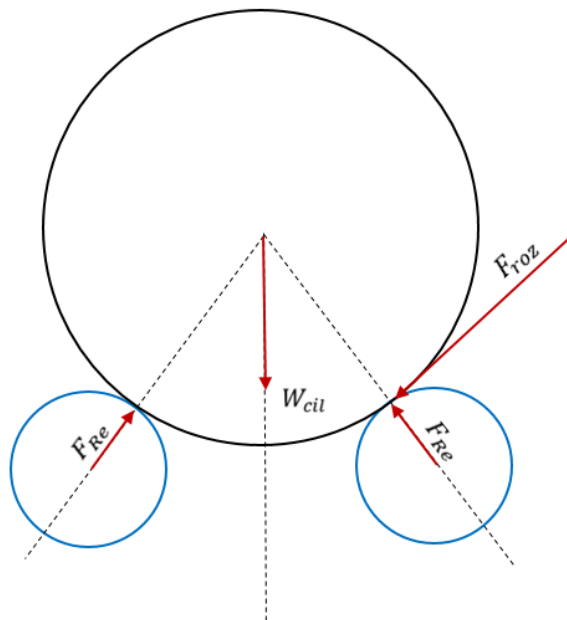


FIGURA N° 17. Diagrama del cilindro

Cálculo de la fuerza de reacción sobre el rodillo

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{Re} - W_{rod} = 0$$

$$F_{Re} * \cos 30^\circ = W_{rod}$$

$$F_{Re} = \frac{W_{rod}}{\cos 30^\circ}$$

$$F_{Re} = \frac{1820.9}{\cos 30^\circ}$$

$$F_{Re} = 2102.5 \text{ N}$$

Cálculo del peso sobre el rodillo

Donde el peso total del cilindro es

$$W_T = 8098.06 \text{ N}$$

Cálculo del peso por cada rodillo

$$W_{Rod} = \frac{W_T}{4}$$

Donde

W_{Rod} = peso en cada rodillo en N

W_T = peso total del secador rotatorio en N

Realizando el cálculo del peso por cada rodillo

$$W_{Rod} = \frac{7283.9 \text{ N}}{4}$$

$$W_{Rod} = 1820.9 \text{ N}$$

Cálculo de la fuerza de fricción entre el aro de rodadura y el rodillo

De la ecuación de la fuerza de fricción

$$Fr = \mu * N$$

Donde

Fr = Fuerza de fricción en N

μ = Coeficiente de fricción

N = fuerza de contacto normal en N

De tablas el coeficiente de fricción de contacto de aluminio sobre el acero es

$$\mu = 0.47$$

Realizando el cálculo

$$Fr = \mu * N$$

$$Fr = 0.47 * 2102.5N$$

$$Fr = 988 \text{ N}$$

Existe un contacto por fricción entre el aro de rodadura y el rodillo de apoyo giratorio

En el secador rotatorio

De la ecuación del momento torsor

$$M_{FR} = 4 * Fri * \frac{D_{aro}}{2}$$

Donde

M_{FR} = Momento torsor de la fuerza de fricción en N m

Fri = Fuerza de fricción en N

D = Diámetro del aro de rodadura en m

Realizando el cálculo del momento torsor de la fuerza de fricción

$$M_{FR} = 4 * Fri * \frac{D_{aro}}{2}$$

$$M_{FR} = 4 * 998 \text{ N} * \frac{1.138 \text{ m}}{2}$$

$$M_{FR} = 2327.7 \text{ Nm}$$

Realizando el cálculo de potencia de la fuerza de fricción

$$Pot_{Fri} = M * \omega$$

Donde

Pot_{Fri} =Potencia de la fuerza de fricción en KW

M = Momento torsor de la fuerza de fricción en Nm

ω = Velocidad angular del cilindro en $\frac{rad}{seg}$

$$Pot_{Fri} = M * \omega$$

$$Pot_{Fri} = 2327.7 \text{ Nm} * 0.7 \frac{rad}{seg}$$

$$Pot_{Fri} = 1.6 \text{ KW}$$

Cálculo y selección del motor

Realizamos el cálculo de la potencia del motor y la selección del motor

$$Pot_{motor} = \frac{P_{max} * F.S}{F.A.* F.T.* F.R.* n_{sis}}$$

Donde

Pot_{motor} =potencia del motor en KW

P_{max} = potencia máxima en KW

$F.S$ = Factor de servicio

$F.A.$ =Factor de altura

$F.T.$ = Factor de temperatura

$F.R.$ = Factor de régimen

n_{sis} = Rendimiento del sistema

Cálculo de la potencia máxima

$$Pot_{max} = Pot_{cil} + Pot_{piñon} + Pot_{Fr}$$

Donde

Pot_{max} =Potencia máxima en KW

Pot_{cil} =Potencia del cilindro rotatorio en KW

$Pot_{piñon}$ =potencia del piñón en KW

Pot_{Fr} =potencia de la fuerza de fricción en KW

Realizando el cálculo de la potencia máxima

$$Pot_{max} = Pot_{cil} + Pot_{piñon} + Pot_{Fr}$$

$$Pot_{max} = 0.067 \text{ KW} + 0.057\text{KW} + 1.6\text{KW}$$

$$Pot_{max} = 2 \text{ KW}$$

Realizando el cálculo de la potencia del motor

$$Pot_{motor} = \frac{P_{max} * F.S}{F.A.* F.T.* F.R.* n_{sis}}$$

$$Pot_{motor} = \frac{2 \text{ KW} * 1.3}{0.77 * 1 * 1 * 0.7}$$

$$Pot_{motor} = 5 \text{ KW}$$

Especificación del motor de tablas de motores de catálogos hoja 34

$N = 715 \text{ RPM}$

$I_{nom} = 5.4 \text{ A}$

Voltaje = 380 V

$I = 5.4 * 13.8 \text{ A}$

$F = 50 \text{ Hz}$

4.3.16 Cálculo del Reductor de Velocidad

De donde la relación de transmisión está dada por

$$i = \frac{n_{entrada}}{n_{salida}} = \frac{n_{motor}}{n_{piñon}}$$

$$i = \frac{n_{motor}}{n_{piñon}}$$

$$i = \frac{715 \text{ RPM}}{74 \text{ RPM}}$$

$$i = 10$$

Datos específicos del reductor de catálogos hoja 46 tabla de reductores

Modelo RV5

Relación de transmisión

$$i = 10$$

Velocidad de salida

$$N = 75 \text{ RPM}$$

De 2 etapas

Rendimiento = 94 %

4.3.17 Cálculo del Número de Dientes de la Corona

Relación de transmisión del reductor de velocidad

$$i = \frac{N_{entrada}}{N_{salida}}$$

$$i = \frac{N_{motor}}{N_{piñon}}$$

Donde

N_{motor} = Velocidad de salida del motor en RPM

$N_{piñon}$ = Velocidad de salida del piñón en RPM

$$i = \frac{715 \text{ RPM}}{74 \text{ RPM}}$$

$$i = 10$$

Relación de transmisión del tambor de velocidad

$$i = \frac{N_{entrada}}{N_{salida}}$$

$$i = \frac{N_{motor}}{N_{tambor}}$$

Donde

N_{motor} = Velocidad de salida del motor en RPM

$N_{piñon}$ = Velocidad de salida del tambor en RPM

$$i = \frac{715 \text{ RPM}}{7 \text{ RPM}}$$

$$i = 102$$

Relación de transmisión de la corona del secador rotatorio

$$i = i_{reductor} * i_{engranaje}$$

Donde

$i_{reductor}$ = relación de transmisión del reductor

$i_{engranaje}$ = relación del engranaje

$$i = i_{reductor} * i_{engranaje}$$

De donde despejo $i_{engranaje}$

$$i_{engranaje} = \frac{i}{i_{reductor}}$$

$$i_{engranaje} = \frac{102}{10}$$

$$i_{engranaje} = 10.2$$

Para un par de engranajes la relación de transmisión es

$$i = \frac{N_{piñon}}{N_{corona}} = \frac{Z_{corona}}{Z_{piñon}}$$

Donde

Z_{corona} = Número de dientes de la corona

$Z_{piñon}$ = Número de dientes del piñón

Calculando el número de dientes de la corona

$$i = \frac{Z_{corona}}{Z_{piñon}}$$

$$Z_{corona} = i_{engranaje} * Z_{piñon}$$

$$Z_{corona} = 10.2 * 18 \text{ dientes}$$

$$Z_{corona} = 184 \text{ dientes}$$

4.3.18 Transferencia de calor a través del secador rotatorio

Transferencia de calor

En el secador rotatorio de quinua se dará un proceso de transferencia de calor, a través de la pared del cilindro, debido a una diferencia de temperaturas que se dará en el cilindro rotatorio. El calor se puede transferir de tres modos diferentes : conducción ,convección y radiación . todos los modos de transferencia de calor requieren la existencia de una diferencia de temperaturas y todos ellos ocurren del medio que posee la temperatura más elevada hacia uno de temperatura más baja.

4.3.19 Cálculo del Coeficiente de Convección Interno

Para el cálculo de la convección interna y externa consideraremos la transferencia de calor, desde una placa

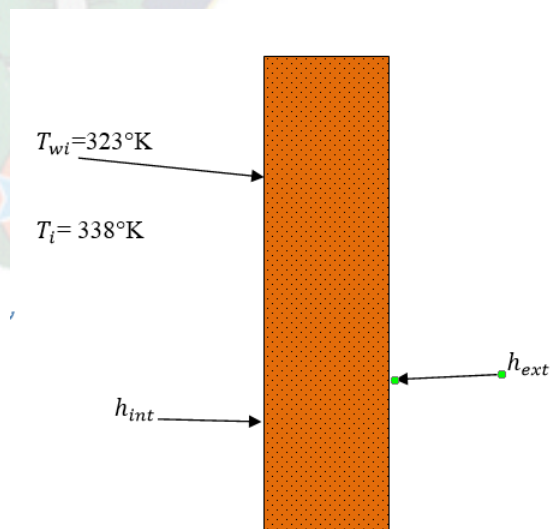


FIGURA N° 18. Pared del cilindro

Hallamos el coeficiente de convección interna del cilindro

Determinación de las propiedades del aire a temperatura de película

$$\frac{T_{wi}-T_i}{2} = \frac{(323+338)^\circ K}{2} = 331^\circ K$$

De tablas de fundamentos de transferencia de calor de Frank P. Incropera

Pag.839 tabla A.4

Determinamos:

$$\mu = 199.2 \times 10^{-7} \frac{N \text{ seg}}{m^2}$$

$$K = 28.59 \times 10^{-7} \frac{w}{m \text{ }^\circ K}$$

$$Pr = 0.702$$

Donde

$$\mu = \text{viscosidad dinámica en } \frac{N \text{ seg}}{m^2}$$

$$K = \text{conductividad térmica en } \frac{w}{m \text{ }^\circ K}$$

Pr = número de Prandtl

Cálculo del Numero de Reynolds

$$Re_D = \frac{4 * \dot{m}_{\text{aire}}}{\pi * D * \mu}$$

$$Re_D = \frac{4 * 0.64 * \frac{Kg}{seg}}{\pi * 1m * 199.2 \times 10^{-7} \frac{N \text{ seg}}{m^2}}$$

$$Re_d = 40907$$

Cálculo del número de Nusselt

$$Nu = \frac{h * D}{K}$$

Donde

Nu = Numero de Nusselt

h = coeficiente de convección en $\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$

D = diámetro m

K = conductividad térmica $\frac{W}{m \text{ } ^\circ K}$

Ecuación de flujo dentro de tubos de Dittus y Boelter

$$Nu = 0.23 * Re_d^{0.8} * Pr^n$$

Donde

Nu = Es el número de Nusselt

Re_d = Es el número de Reynolds

Pr = es el número de Prandtl

El exponente (n) tiene el valor siguiente:

$$n = 0.3 \text{ para en friamiento}$$

$$Nu = 0.23 * Re_d^{0.8} * Pr^{0.3}$$

$$N_u = 0.23 * 40907^{0.8} * 0.70^{0.3}$$

$$N_u = 101.1$$

De donde de la ecuación de Nusselt

despejo el coeficiente de convección (h_{int})

$$N_u = \frac{h * D}{K}$$

$$h_{int} = \frac{N_u * K}{D_{int}}$$

$$h_{int} = \frac{101.1 * 28.59 \frac{W}{m^{\circ}K}}{1m}$$

$$h_{int} = 2.89 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}K}$$

Cálculo de la Resistencia por convección interna

$$R_{ci} = h_i A_i (T_i - T_{wi})$$

donde

h_i = Coeficiente de convección interna

A_i = área interna en m^2

T_i = Temperatura del aire en $^{\circ}K$

T_{wi} = temperatura de la pared interna del cilindro en $^{\circ}K$

R_{ci} = resistencia por convección

Cálculo del área interna del secador rotatorio

$$A_i = \pi * D_i * L$$

$$A_i = \pi * 1m * 7m$$

$$A_i = 21.99m^2$$

$$R_{ci} = h_i A_i (T_i - T_{wi})$$

$$R_{ci} = 2.89 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} * 21.99m^2 (338-323)^\circ K$$

$$R_{ci} = 953.26 W$$

Cálculo de la Resistencia por conducción de calor del aislante térmico

$$R_{cond} = \frac{K * A_m * (T_{wi} - T_{we})}{r_{ext} - r_{int}}$$

Datos

$$T_{wi} = 323 \text{ }^\circ K$$

$$T_{we} = 288 \text{ }^\circ K$$

Donde

K = conductividad térmica del aislante térmico en $\frac{W}{m \cdot ^\circ K}$

r_{ext} = Radio externo en m

r_{int} = Radio interno en m

T_{wi} = Temperatura interna $^\circ K$

T_{we} = Temperatura externa $^\circ K$

$$R_{cond} = \frac{K * A_m * (T_{wi} - T_{we})}{r_{ext} - r_{int}}$$

$$R_{cond} = \frac{0.029 \frac{W}{m \cdot ^\circ K} * 23.06m^2 * (323 - 288)^\circ K}{(0.543 - 0.5)m}$$

$$R_{cond} = 544.32 \text{ W}$$

Cálculo de la Resistencia por convección externa

$$R_{c \text{ ext}} = h_e A_e (T_{we} - T_{amb})$$

Datos

$$T_{we} = 288^\circ\text{K}$$

$$T_{amb} = 285^\circ\text{K}$$

De tablas de fundamentos de transferencia de calor de Frank P. Incropera

Pag8 tabla 1.1

Para gases el coeficiente de convección es (25 a 250) tomo un valor

$$h_e = 25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

Cálculo del área externa

$$A_{ext} = \pi * D_{ext} * L$$

$$A_{ext} = \pi * 1.086 \text{ m} * 7\text{m}$$

$$A_{ext} = 23.88 \text{ m}^2$$

$$R_{c \text{ ext}} = h_e A_e (T_{we} - T_{amb})$$

$$R_{c \text{ ext}} = 25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}} * 23.88 \text{ m}^2 (288 - 285)^\circ\text{K}$$

$$R_{c \text{ ext}} = 1791 \text{ W}$$

Sumatoria de Resistencias

$$\sum R = R_{c\ int} + R_{cond} + R_{c\ ext}$$

Donde

$R_{c\ int}$ = resistencia por convección interna en W

R_{cond} = resistencia por conducción en W

$R_{c\ ext}$ = resistencia por convección externa en W

$\sum R$ = sumatoria de Resistencia en W

$$\sum R = (953.26 + 544.32 + 1791) \text{ W}$$

$$\sum R = 3288.58 \text{ W}$$

4.3.20 Corrección de Temperaturas

Corrección de temperatura interna

$$T_{wi} = T_i - \frac{R_{c\ int}}{\sum R} * (T_i - T_{amb})$$

Donde

T_{wi} = temperatura interna de la pared del cilindro °K

T_i = temperatura interna del aire en °K

$R_{c\ int}$ = resistencia de convección interna en W

$\sum R$ = sumatoria de Resistencia en W

$$T_{wi} = T_i - \frac{R_{c\ int}}{\sum R} * (T_i - T_{amb})$$

$$T_{wi} = 338^\circ K - \frac{953.26 \text{ W}}{3288.58 \text{ W}} * (338 - 285)^\circ K$$

$$T_{wi} = 323^{\circ}\text{K}$$

Corrección de temperatura externa

$$T_{we} = T_{wi} - \frac{R_{C\ ext}}{\sum R} * (T_i - T_{amb})$$

Donde

T_{we} = temperatura interna de la pared del cilindro °K

T_{wi} = temperatura interna de la pared del cilindro en °K

$R_{C\ ext}$ = resistencia de convección externa en W

$\sum R$ = sumatoria de Resistencia en W

$$T_{we} = T_{wi} - \frac{R_{C\ ext}}{\sum R} * (T_i - T_{amb})$$

$$T_{we} = 323^{\circ}\text{K} - \frac{1791\ \text{W}}{3288.58\ \text{W}} * (338 - 285)^{\circ}\text{K}$$

$$T_{we} = 294^{\circ}\text{K}$$

Cálculo de los coeficientes de convección interna y externa con las temperaturas corregidas.

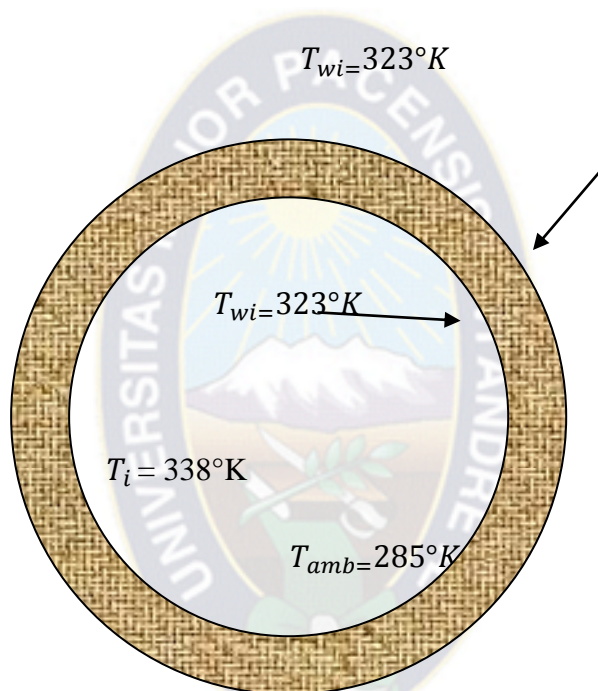


FIGURA N° 19. Cilindro del secador

4.3.21 Cálculo del Coeficiente de Convección Interna

Hallamos el coeficiente de convección interna del cilindro

Determinación de las propiedades del aire a temperatura de película

$$\frac{T_i + T_{wi}}{2} = \frac{(338 + 323)^\circ K}{2} = 331^\circ K$$

De tablas de fundamentos de transferencia de calor de Frank P. Incropera

Pag.839 tabla A.4

Determinamos:

$$\mu = 199.29 \times 10^{-7} \frac{N \cdot seg}{m^2}$$

$$K = 28.59 \times 10^{-7} \frac{W}{m \cdot ^\circ K}$$

$$Pr = 0.702$$

Donde

$$\mu = \text{viscosidad dinámica en } \frac{N \cdot seg}{m^2}$$

$$K = \text{conductividad térmica en } \frac{W}{m \cdot ^\circ K}$$

Pr = número de Prandtl

Calculo del número de Reynolds

$$Re_d = \frac{4 * \dot{m}}{\pi * D_i * \mu}$$

Donde

$$\dot{m} = \text{flujo másico del aire en } \frac{kg}{seg}$$

$$D_i = \text{diámetro interno del secador en m}$$

$$\mu = \text{viscosidad dinámica en } \frac{N \cdot seg}{m^2}$$

$$Re_d = \frac{4 * \dot{m}}{\pi * D_i * \mu}$$

$$Re_d = \frac{4 * 0.64 \frac{kg}{seg}}{\pi * 1m * 199.29 \times 10^{-7} \frac{N \cdot seg}{m^2}}$$

$$Re_d = 40888$$

Cálculo del número de Nusselt

De la ecuación de Nusselt para cilindros

$$Nu = \frac{h * D}{K}$$

Donde

Nu = Numero de Nusselt

h = coeficiente de convección en $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$

D = diámetro m

K = conductividad térmica $\frac{W}{m \cdot ^\circ K}$

Ecuación de flujo dentro de tubos de Dittus y Boelter

$$Nu = 0.23 * Re_d^{0.8} * Pr^n$$

Donde

Nu = Es el número de Nusselt

Re_d = Es el número de Reynolds

Pr = es el número de Prandtl

El exponente (n) tiene el valor siguiente:

$$n = 0.3 \text{ para en friamiento}$$

$$Nu = 0.23 * Re_d^{0.8} * Pr^{0.3}$$

$$Nu = 0.23 * 40888^{0.8} * 0.702^{0.3}$$

$$Nu = 101.1 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

De donde de la ecuación de Nusselt
despejo el coeficiente de convección (h_{int})

$$Nu = \frac{h * D}{K}$$

$$h_{int} = \frac{Nu * K_{aire}}{D_{int}}$$

$$h_{int} = \frac{101.1 * 28.5 \frac{W}{m^{\circ}K}}{1m}$$

$$h_{int} = 2.88 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}K}$$

4.3.22 Cálculo del Coeficiente de Convección Externo

El cálculo se realiza por convección forzada externa

Cálculo de la velocidad del aire

La velocidad de flujo del aire externo se calcula por la siguiente ecuación

$$V_{aire} = \frac{e}{\theta}$$

Donde

V_{aire} = velocidad del aire en $\frac{m}{seg}$

θ = Tiempo en seg

E= espacio en m

La velocidad sobre el cilindro se calcula por la siguiente ecuación

$$V_{aire} = \frac{2 * \pi * L * r_{ext}}{\theta}$$

Donde

V_{aire} = Velocidad del aire en $\frac{m}{seg}$

θ = Tiempo en seg

L= Longitud del cilindro en m

r_{ext} = Radio externo en m

Calculo del radio externo del cilindro

$$D_{ext} = 1.086 \text{ m}$$

Donde el diámetro es

$$D_{ext} = 2r_{ext}$$

$$r_{ext} = \frac{D_{ext}}{2}$$

$$r_{ext} = \frac{1.086 \text{ m}}{2}$$

$$r_{ext} = 0.543 \text{ m}$$

Reemplazo en la ecuación de velocidad del aire sobre el cilindro

$$V_{aire} = \frac{2 * \pi * L * r_{ext}}{\theta}$$

$$V_{aire} = \frac{2 * \pi * 0.7 \text{ m} * 0.543 \text{ m}}{\theta}$$

$$V_{aire} = 0.39 \frac{m}{seg}$$

Cálculo del flujo másico del aire

Donde la ecuación de flujo másico es

$$\dot{m}_{aire} = \rho_{aire} * A_{aire} * V_{aire}$$

Donde

$$\dot{m}_{aire} = \text{flujo masico del aire en } \frac{kg}{seg}$$

$$\rho_{aire} = \text{Densidad del aire en } \frac{kg}{m^3}$$

$$A_{aire} = \text{Area de la sección transversal en } m^2$$

$$V_{aire} = \text{Velocidad del aire en } \frac{m}{seg}$$

Calculo del área transversal

$$A_{aire} = \frac{\pi}{4} * D_{ext}^2$$

Donde

A = área transversal en m^2

D= Diámetro externo en m

$$A_{aire} = \frac{\pi}{4} * D_{ext}^2$$

$$A_{aire} = \frac{\pi}{4} * 1.086_{ext}^2$$

$$A_{aire} = 0.92 m^2$$

Cálculo de la densidad del aire a temperatura de película

$$T_p = \frac{T_{we} + T_{amb}}{2}$$

$$T_p = \frac{(294 + 285)^\circ K}{2}$$

$$T_p = 290^\circ K$$

$$\rho_{aire} = 1.207 \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{m}_{aire} = \rho_{aire} * A_{aire} * V_{aire}$$

$$\dot{m}_{aire} = 1.207 \frac{kg}{m^3} * 0.92m^2 * 0.39 \frac{m}{seg}$$

$$\dot{m}_{aire} = 0.43 \frac{kg}{seg}$$

Calculo del número de Reynolds

$$Re_d = \frac{4 * \dot{m}}{\pi * D_{ext} * \mu}$$

Donde

\dot{m} = flujo másico del aire en $\frac{kg}{seg}$

D_{ext} = diámetro externo del secador en m

μ = viscosidad dinámica en $\frac{N \text{ seg}}{m^2}$

Determinación de las propiedades del aire a temperatura de película

$$\frac{T_{we} + T_{amb}}{2} = \frac{(294 + 285)^\circ K}{2} = 290^\circ K$$

De tablas de fundamentos de transferencia de calor de Frank P. Incropera
Pag.839 tabla A.4

Determinamos:

$$\mu = 179.6 \times 10^{-7} \frac{N \text{ seg}}{m^2}$$

$$K = 25.5 \times 10^{-3} \frac{W}{m \text{ }^\circ K}$$

$$Pr = 0.709$$

Donde

μ = viscosidad dinámica en $\frac{N \text{ seg}}{m^2}$

K = conductividad térmica en $\frac{W}{m \text{ }^\circ K}$

Pr = número de Prandtl

Donde el número de Reynolds es

$$Re_d = \frac{4 * \dot{m}}{\pi * D_{ext} * \mu}$$

$$Re_d = \frac{4 * 0.43}{\pi * 1.086m * 179.6 \times 10^{-7} \frac{N \text{ seg}}{m^2}}$$

$$Re_d = 28070$$

Cálculo del número de Nusselt

$$Nu = \frac{h * D}{K}$$

De la ecuación de Nusselt para cilindros

$$Nu = \frac{h * D}{K}$$

Donde

Nu = Numero de Nusselt

h = coeficiente de convección en $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$

D = diámetro m

K = conductividad térmica $\frac{W}{m \cdot ^\circ K}$

Para flujo alrededor de cilindros la ecuación de Nusselt

$$Nu_D = C * Re_D^n * Pr^{1/3}$$

De tablas de transferencia de calor de J.P. Jolman tabla (6.2), pág. 206

Con el valor determinado del número de Reynolds en el rango de (4000 - 40000)

De la tabla tomo el valor de C y n

$$C = 0.193$$

$$n = 0.618$$

con los valores determinados reemplazo en la ecuación de Nusselt

$$Nu_D = C * Re_D^n * Pr^{1/3}$$

$$Nu_D = 0.193 * 28070^{0.618} * 0.709^{1/3}$$

$$Nu_D = 96.6$$

Donde la ecuación del número de Nusselt

$$Nu_u = \frac{h * D}{K}$$

De la ecuación de Nusselt despejo el coeficiente de convección externo

$$h_{ext} = \frac{Nu_D * K_p}{D_e}$$

$$h_{ext} = \frac{96.6 * 25.5 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot ^\circ K}}{1.086 m}$$

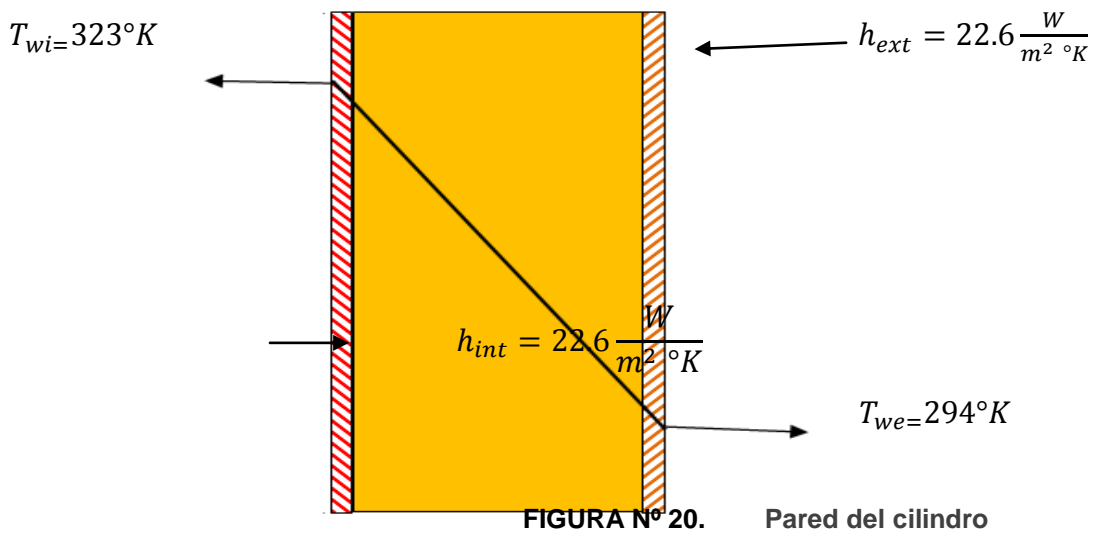
$$h_{ext} = 2.26 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

4.3.23 Cálculo de la Transferencia de Calor a través de la Pared

Existe una transferencia de calor a través de las paredes del cilindro por la diferencia de temperaturas que existe el cilindro rotatorio, las cuales son una temperatura interna del aire de secado y una temperatura externa del ambiente donde se encuentra el equipo y el equipo cuenta con aislación térmica, para evitar la transferencia de calor hacia el ambiente exterior.

Se hace un análisis de pérdidas por resistencia térmica de calor

Calculo de la transferencia de calor por resistencias térmicas



La ecuación de transferencia de calor dada a través de paredes es

$$q_t = \frac{T_i - T_{amb}}{R_{c\ int} + R_{con} + R_{c\ ext}}$$

Donde

q_t = flujo de calor

$R_{c\ int}$ = Resistencia por convección interna en $\frac{^{\circ}K}{W}$

R_{con} = Resistencia por conducción en $\frac{^{\circ}K}{W}$

$R_{c\ ext}$ = Resistencia por convección externa en $\frac{^{\circ}K}{W}$

$$q_t = \frac{T_i - T_{amb}}{R_{c\ int} + R_{con} + R_{c\ ext}}$$

$$q_t = \frac{T_i - T_{amb}}{\frac{1}{h_i \cdot A_{int}} + \frac{\ln \frac{r_{ext}}{r_{int}}}{K \cdot A} + \frac{1}{h_{ext} \cdot A_{ext}}}$$

$$q_t = \frac{(338 - 285)^{\circ}K}{0.015 \frac{^{\circ}K}{W} + 0.064 \frac{^{\circ}K}{W} + 0.018 \frac{^{\circ}K}{W}}$$

$$q_t = 0.546 \text{ W}$$

4.3.24 Cálculo Total del Calor para el Secador Rotatorio

$$Q_T = q_{sec} + q_{per}$$

Donde

Q_T = calor neto del secador en KW

q_{sec} = calor de secado de la quinua en KW

q_{per} = Calor por las pérdidas en KW

$$Q_T = q_{sec} + q_{per}$$

$$Q_T = (34.4 + 0.546) \text{ KW}$$

$$Q_T = 34.9 \text{ KW}$$

4.3.25 Cálculo del Intercambiador de Calor de Banco de Tubos

Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. En la práctica, los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire hasta los procesos químicos y la producción de energía en las plantas grandes. Los intercambiadores de calor difieren de las cámaras de mezclado en el sentido de que no permiten que se conviendan los fluidos que intervienen – en un intercambiador la transferencia de calor suele comprender convección en cada fluido y conducción a través de la pared que los separa. En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente trabajar con un coeficiente de transferencia de calor total U que toma en cuenta la construcción de todos estos efectos sobre dicha transferencia. La razón de la transferencia de calor entre dos fluidos en un lugar dado a un intercambiador depende de la magnitud de la diferencia de temperaturas local, la cual varía a lo largo de dicho intercambiador.

Calculo del flujo másico del quemador

$$q_t = \dot{m}_{aire} * C_{p_{aire}}(T_{final} - T_{inicia})$$

Donde

q_t = Flujo de calor del aire en KW

\dot{m}_{aire} = Flujo másico del aire en $\frac{kg}{seg}$

$C_{p_{aire}}$ = calor especifico del aire $\frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ K}$

T_{final} = temperatura inicial del aire en $^\circ K$

T_{inicia} = temperatura final del aire en $^\circ K$

$$q_t = \dot{m}_{aire} * C_{p_{aire}}(T_{final} - T_{inicia})$$

$$q_t = 0.64 \frac{kg}{seg} * 1.008 \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ K} (338 - 285) ^\circ K$$

$$q_t = 34.9 \text{ KW}$$

Cálculo de la temperatura de salida del gas del quemador

$$q_t = \dot{m}_{gas} * C_{p_{gas}}(T_{gas \text{ ent}} - T_{gas \text{ sal}})$$

Donde

q_t = Flujo de calor del gas en KW

\dot{m}_{aire} = Flujo másico del gas en $\frac{kg}{seg}$

$C_{p_{aire}}$ = calor especifico del gas $\frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ K}$

T_{final} = Temperatura inicial del gas en $^\circ K$

T_{inicia} = Temperatura final del gas en $^\circ K$

Cálculo del calor específico del gas a temperatura de 923°K

De tablas de fundamentos de transferencia de calor de Frank P. Incropera

Pag.839 tabla A.4

$$Cp_{gas} = 1.125 \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ K}$$

$$T_{gas \text{ sal}} = T_{gas \text{ ent}} - \frac{q_t}{\dot{m}_{gas} * Cp_{gas}}$$

$$T_{gas \text{ sal}} = 923^\circ K - \frac{34.9KW}{0.64 \frac{kg}{seg} * 1.125 \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ K}}$$

$$T_{gas \text{ sal}} = 875^\circ K$$

Calculo del flujo másico del quemador

$$q_t = \dot{m}_{gas} * Cp_{gas} (T_{gas \text{ ent}} - T_{gas \text{ sal}})$$

$$\dot{m}_{gas} = \frac{q_t}{Cp_{gas} * (T_{gas \text{ ent}} - T_{gas \text{ sal}})}$$

$$\dot{m}_{gas} = \frac{34.9KW}{1.125 \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ K} * (923 - 875)^\circ K}$$

$$\dot{m}_{gas} = 0.65 \frac{kg}{seg}$$

Cálculo del intercambiador de calor de banco de tubos

Cálculo de la media logarítmica de temperaturas del intercambiador

De la ecuación de la media logarítmica de temperatura tenemos

$$Q_t = U_{GAS} * A_{GAS} * MLDT$$

Donde

Q_t = flujo de calor del secador rotatorio en KW

U_{GAS} = Coeficiente global de transferencia de calor en $\frac{W}{m^2 * ^\circ K}$

A_{GAS} = Área total de transferencia de calor en m^2

$MLDT$ = Media logarítmica de temperaturas en $^\circ K$

Calculo de la Media logarítmica de temperaturas

De donde la media logarítmica de temperaturas del gas y del aire es

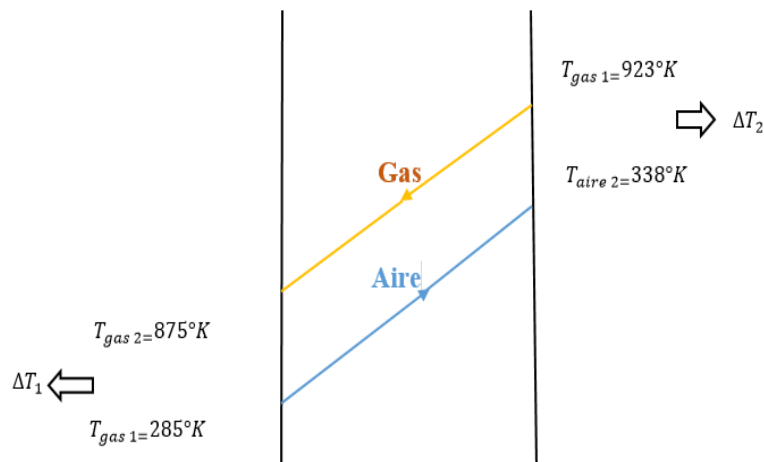


FIGURA Nº 21. Diagrama del MLDT

Calculamos la media logarítmica de temperaturas

$$MLDT = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

$$MLDT = \frac{585 - 590}{\ln \frac{585}{590}}$$

$$MLDT = 587^\circ\text{K}$$

De tablas de Frank kreith tabla 8-1 pág. 496

Del coeficiente global de transferencia de calor (Gas – Gas)

Tomo un valor del rango del coeficiente global de transferencia de calor que es el siguiente

$$U = 15 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

Cálculo del área total de transferencia de calor

$$Q_t = U_{GAS} * A_t * MLDT$$

$$A_t = \frac{Q_t}{U_{GAS} * MLDT}$$

$$A_t = \frac{34.9 \text{KW}}{15 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}} * 587^\circ\text{K}}$$

$$A_t = 3.96 \text{m}^2$$

Cálculo del número de tubos del intercambiador de calor de banco de tubos

$$Nro.tubos = \frac{A_t}{A_{Le}}$$

selección del tubo del intercambiador de calor

De tablas de Frank kreith tabla 41 pág. A40

Tubo de acero basada en las normas A.S.B. B36.10

Tamaño nominal del tubo 3plg

$$D_{ext} = 3.500 \text{ plg}$$

$$D_{int} = 3.068 \text{ plg}$$

Transformamos el diámetro externo e interno en metros para los cálculos

$$D_{ext} = 3.500 \text{ plg}$$

$$D_{int} = 3.068 \text{ plg}$$

Calculo del área externa del tubo del intercambiador de calor

$$A_{Le} = \pi * D_{ext} * L_{tubo}$$

$$A_{Le} = \pi * 0.088 \text{ m} * 0.7 \text{ m}$$

$$A_{Le} = 0.193 \text{ m}^2$$

Realizando el cálculo con los datos obtenidos del tubo de acero

$$Nro.tubos = \frac{3.96 \text{ m}^2}{0.193 \text{ m}^2}$$

$$Nro.tubos = 20 \text{ tubos}$$

4.3.26 Cálculo del Flujo Másico del Gas

Calculo del flujo másico del gas por cada tubo del intercambiador de banco de tubos

Con la siguiente ecuación calculamos el número de tubos

$$\dot{m}_{tubo} = \frac{\dot{m}_{gas}}{Nro. tubos}$$

Donde

\dot{m}_{tubo} = flujo másico por unidad de tubo en $\frac{kg}{seg}$

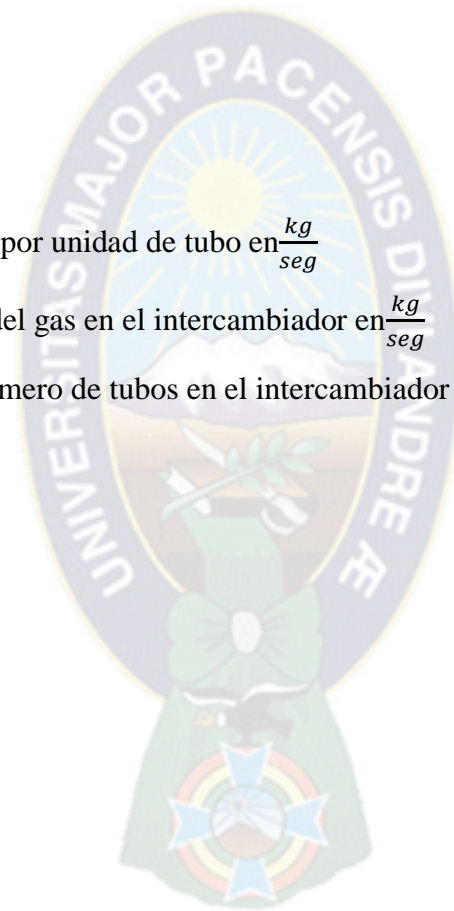
\dot{m}_{gas} = flujo másico del gas en el intercambiador en $\frac{kg}{seg}$

Nro. = cantidad de número de tubos en el intercambiador

$$\dot{m}_{tubo} = \frac{\dot{m}_{gas}}{Nro_{tubos}}$$

$$\dot{m}_{tubo} = \frac{0.65 \frac{kg}{seg}}{20 tubos}$$

$$\dot{m}_{tubo} = 0.032 \frac{kg}{seg}$$



4.3.27 Cálculo de la Resistencia Térmica del Intercambiador de Calor

Realizamos el cálculo de resistencia térmica para un tubo

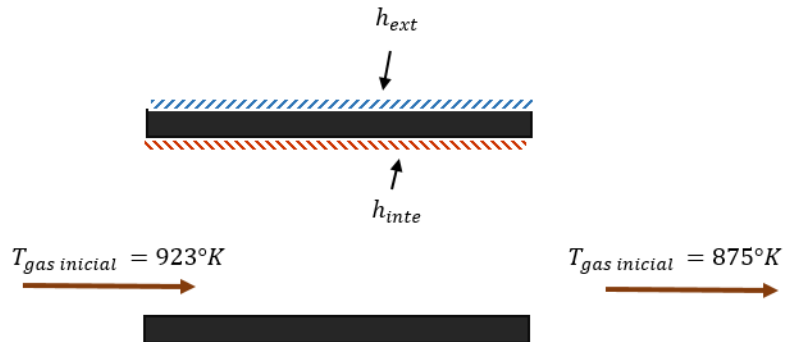


FIGURA N° 22. Tubo del intercambiador

Calculo del coeficiente de convección interno y externo del tubo del intercambiador de calor

Calculo del coeficiente de convección interno del tubo del intercambiador de calor evaluamos sus propiedades del gas s a temperatura de masa

$$T_b = \frac{T_{gas\ inicial} + T_{gas\ final}}{2}$$

$$T_b = \frac{(923 + 875)^{\circ}K}{2}$$

$$T_b = 899^{\circ}K$$

De tablas de fundamentos de transferencia de calor de Frank P. Incropera

Pag.839 tabla A.4

Determinamos:

$$\mu = 397.8 \times 10^{-7} \frac{N \cdot \text{seg}}{m}$$

$$K = 61.9 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot ^\circ K}$$

$$Pr = 0.719$$

Donde

$$\mu = \text{viscosidad dinámica en } \frac{N \cdot \text{seg}}{m^2}$$

$$K = \text{conductividad térmica en } \frac{W}{m \cdot ^\circ K}$$

Pr = número de Prandtl

Donde el número de Reynolds es para tubos es

$$Re_d = \frac{4 * \dot{m}_{gas}}{\pi * D_i * \mu}$$

Donde

$$\dot{m} = \text{flujo másico del gas en } \frac{kg}{seg}$$

D_i = diámetro interno del tubo en m

$$\mu = \text{viscosidad dinámica en } \frac{N \cdot \text{seg}}{m^2}$$

$$Re_d = \frac{4 * \dot{m}_{gas}}{\pi * D_i * \mu}$$

$$Re_d = \frac{4 * 0.032 \frac{kg}{seg}}{\pi * 0.077m * 397.8 \times 10^{-7} \frac{N \cdot \text{seg}}{m^2}}$$

$$Re_d = 13301$$

Cálculo del número de Nusselt

De la ecuación de Nusselt para cilindros

$$N_u = \frac{h * D}{K}$$

Donde

N_u = Numero de Nusselt

h = coeficiente de convección en $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$

D = diámetro m

K = conductividad térmica $\frac{W}{m \cdot ^\circ K}$

Ecuación de flujo dentro de tubos de Dittus y Boelter

$$N_u = 0.23 * Re_d^{0.8} * Pr^n$$

Donde

N_u = Es el número de Nusselt

Re_d = Es el número de Reynolds

Pr = es el número de Prandtl

El exponente (n) tiene el valor siguiente:

$n = 0.3$ para en *friamiento*

$$N_u = 0.23 * Re_d^{0.8} * Pr^{0.3}$$

$$N_u = 0.23 * 13301^{0.8} * 0.719^{0.3}$$

$$N_u = 41$$

De donde de la ecuación de Nusselt

Despejo el coeficiente de convección interno del tubo del gas(h_{int})

$$Nu = \frac{h * D}{K}$$

$$h_{int} = \frac{Nu * K_{aire}}{D_{int}}$$

$$h_{int} = \frac{411 * 61.9 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}}{0.077m}$$

$$h_{int} = 32.9 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.3.28 Cálculo del Coeficiente de Convección Externo del Tubo del Intercambiador

Realizamos el cálculo para flujo externo sobre banco de tubos

Ecuación de Nusselt para gases de flujo sobre banco de tubos

$$Nu = C(Rey_{MAX})^n$$

Donde

C= Constante de correlación

n= Constante de correlación

Rey_{MAX} = Numero de Reynolds sobre la velocidad máxima

Calculo del número de Reynolds basada en la velocidad máxima

$$Re_{y_{max}} = \frac{V_{max} * D_{ext} * \rho_f}{\mu_f}$$

Donde

V_{max} = velocidad máxima del fluido en $\frac{m}{seg}$

D_{ext} = diámetro externo del tubo en m

ρ_f = densidad del aire en $\frac{kg}{m^3}$

μ_f = viscosidad dinámica del aire en $\frac{N \cdot seg}{m^2}$

Donde la ecuación de la velocidad máxima es

$$V_{max} = \frac{\frac{a}{2}}{\text{el menor de } 1 \text{ y } 2} * V_{libre}$$

Donde

V_{max} = Velocidad máxima del aire en $\frac{m}{seg}$

V_{libre} = Velocidad del aire en el área del intercambiador en $\frac{m}{seg}$

Calculamos la velocidad máxima

Ecuación del pasaje mínimo en arreglo de tubos alineados

$$\frac{a - D_{ext}}{2} \dots\dots\dots 1$$

$$\sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + b^2} - D_{ext} \dots\dots\dots 2$$

Donde

a = Distancia entre centros vertical entre tubos alineados en m

b = Distancia entre centros horizontal entre tubos alineados en m

D_{ext} = Diámetro externo del tubo en m

Calculando la ecuación 1 y 2 tenemos

$$Ecu_1 = \frac{a - D_{ext}}{2}$$

$$Ecu_1 = \frac{0.11m - 0.088m}{2}$$

$$Ecu_1 = 0.011m$$

$$Ecu_2 = \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + b^2} - D_{ext}$$

$$Ecu_2 = \sqrt{\left(\frac{0.11}{2}\right)^2 m^2 + 0.11^2 m^2} - 0.088m$$

$$Ecu_2 = 0.034m$$

Cálculo de la velocidad libre

Cálculo del área de ingreso del aire al intercambiador

De donde la ecuación del área de ingreso es

$$A_{inter} = H_{inter} * L_{inter}$$

Donde

A_{inter} = área interna del intercambiador en m^2

H_{inter} = altura del intercambiador en m

L_{inter} = longitud del intercambiador en m

Realizando el cálculo

$$A_{inter} = H_{inter} * L_{inter}$$

$$A_{inter} = 0.6m * 0.7m$$

$$A_{inter} = 0.42m^2$$

Cálculo de la ecuación del flujo másico del área del intercambiador

$$\dot{m}_{interc} = \rho_{aire} * A_{interc} * V_{libre}$$

Donde

$$\dot{m}_{interc} = \text{Flujo masico del intercambiador en } \frac{kg}{seg}$$

$$\rho_{aire} = \text{Densidad del aire en } \frac{kg}{m^3}$$

$$A_{interc} = \text{Area del intercambiador en } m^2$$

$$V_{libre} = \text{Velocidad libre del intercambiador en } \frac{m}{seg}$$

Realizando el cálculo tenemos

Cálculo de la densidad del aire a temperatura de masa del aire que ingresa al intercambiador de calor

$$T_b = \frac{T_{inicial} + T_{final}}{2}$$

$$T_b = \frac{(285 + 338)^\circ K}{2}$$

$$T_b = 312^\circ K$$

$$\rho_{aire} = 1.121 \frac{kg}{m^3}$$

Despejo de la ecuación de flujo másico la velocidad libre

$$\dot{m}_{interc} = \rho_{aire} * A_{interc} * V_{libre}$$

$$V_{libre} = \frac{\dot{m}_{interc}}{\rho_{aire} * A_{interc}}$$

$$V_{libre} = \frac{0.64 \frac{kg}{seg}}{1.121 \frac{kg}{m^3} * 0.42m^2}$$

$$V_{libre} = 1.35 \frac{m}{seg}$$

Realizando el cálculo de la velocidad máxima

$$V_{max} = \frac{\frac{a}{2}}{\text{el menor de } 1y2} * V_{libre}$$

$$V_{max} = \frac{\frac{0.11m}{2}}{0.011m} * 1.35 \frac{m}{seg}$$

$$V_{max} = 6.75 \frac{m}{seg}$$

Cálculo del número de Reynolds basada en la velocidad máxima

Evaluamos sus propiedades del aire a temperatura de película

$$T_f = \frac{T_{wi} + T_{b-aire}}{2}$$

$$T_f = \frac{(893 + 312)^{\circ}K}{2}$$

$$T_f = 603^{\circ}K$$

De tablas de fundamentos de transferencia de calor de Frank P. Incropera

Pag.839 tabla A.4

Determinamos:

$$\rho_f = 0.577 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_f = 306.8 \times 10^{-7} \frac{N \cdot seg}{m}$$

$$K_f = 47.0 \times 10^{-3} \frac{w}{m \cdot ^\circ K}$$

Donde

$$\mu_f = \text{viscosidad dinámica en } \frac{N \cdot seg}{m^2}$$

$$K_f = \text{conductividad térmica en } \frac{w}{m \cdot ^\circ K}$$

$$\rho_f = \text{densidad del aire } \frac{kg}{m^3}$$

Realizamos el cálculo del número de Reynolds los datos encontrados

$$Rey_{max} = \frac{V_{max} * D_{ext} * \rho_f}{\mu_f}$$

$$Rey_{max} = \frac{6.75 \frac{m}{seg} * 0.088m * 0.577 \frac{kg}{m^3}}{306.8 \times 10^{-7} \frac{N \cdot seg}{m}}$$

$$Rey_{max} = 11171$$

Con el dato obtenido del número de Reynolds máximo calculamos el coeficiente de convección externo del banco de tubos.

$$Nu = C(Re_{MAX})^n$$

$$\frac{h_{ext} * D_{ext}}{K_F} = C(Re_{max})^n$$

De tablas de transferencia de calor para banco de tubos alineados calculo los valores de C y n

$$\frac{b}{D_{ext}} = \frac{0.11m}{0.088m} = 1.25$$

$$\frac{a}{D_{ext}} = \frac{0.11m}{0.088m} = 1.25$$

Donde C y n toman los valores de

$$C = 0.348$$

$$n = 0.592$$

Reemplazando todos los datos calculados en la ecuación de Nusselt para gases

$$\frac{h_{ext} * D_{ext}}{K_F} = C(Re_{max})^n$$

$$h_{ext} = \frac{C(Re_{max})^n K_F}{D_{ext}}$$

$$h_{ext} = \frac{0.348(11171)^{0.592} * 47.0 \times 10^{-3} \frac{W}{m \text{ } ^\circ K}}{0.088 m}$$

$$h_{ext} = 46.3 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$$

Cálculo de la resistencia térmica del tubo del intercambiador de calor de banco de tubos

$$R_{c \text{ int}} = \frac{1}{h_i * A_{int}}$$

$$R_{con} = \frac{\ln \frac{r_{ext}}{r_{int}}}{K * A}$$

$$R_{c \text{ ext}} = \frac{1}{h_{ext} * A_{ext}}$$

Donde

$R_{c \text{ int}}$ = Resistencia por convección interna en $\frac{^\circ K}{W}$

R_{con} = Resistencia por conducción en $\frac{^\circ K}{W}$

$R_{c \text{ ext}}$ = Resistencia por convección externa en $\frac{^\circ K}{W}$

Realizando el cálculo con los coeficientes de convección, interno y externo obtenidos del tubo

$$R_{c \text{ int}} = \frac{1}{32.9 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K} * \pi * 0.077 m * 0.7 m}$$

$$R_{c \text{ int}} = 0.179 \frac{^\circ K}{W}$$

$$R_{con} = \frac{\ln \frac{0.088 m}{0.077 m}}{2 * \pi * 36 \frac{W}{m \text{ } ^\circ K} * 0.7 m}$$

$$R_{con} = 8.43 \times 10^{-4} \frac{^\circ K}{W}$$

$$R_{c \text{ ext}} = \frac{1}{46.3 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K} * \pi * 0.088 m * 0.7 m}$$

$$R_{c\ ext} = 0.111 \frac{^{\circ}K}{W}$$

Sumatoria de resistencias térmicas del tubo del intercambiador

$$\Sigma R = R_{c\ int} + R_{cond} + R_{c\ ext}$$

$$\Sigma R = (0.179 + 8.43 \times 10^{-4} + 0.111) \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\Sigma R = 0.29 \frac{^{\circ}K}{W}$$

Corrección de temperaturas del tubo del intercambiador de calor

Temperatura interna del tubo

$$T_{wi} = T_b - \frac{R_{c\ int}}{\Sigma R} * MLDT$$

$$T_{wi} = 899^{\circ}K - \frac{0.179 \frac{^{\circ}K}{W}}{0.29 \frac{^{\circ}K}{W}} * 587^{\circ}K$$

$$T_{wi} = 536^{\circ}K$$

Temperatura externa del tubo

$$T_{wi} = T_{wi} - \frac{R_{con}}{\Sigma R} * MLDT$$

$$T_{wi} = 899^{\circ}K - \frac{8.43 \times 10^{-4} \frac{^{\circ}K}{W}}{0.29 \frac{^{\circ}K}{W}} * 587^{\circ}K$$

$$T_{wi} = 534^{\circ}K$$

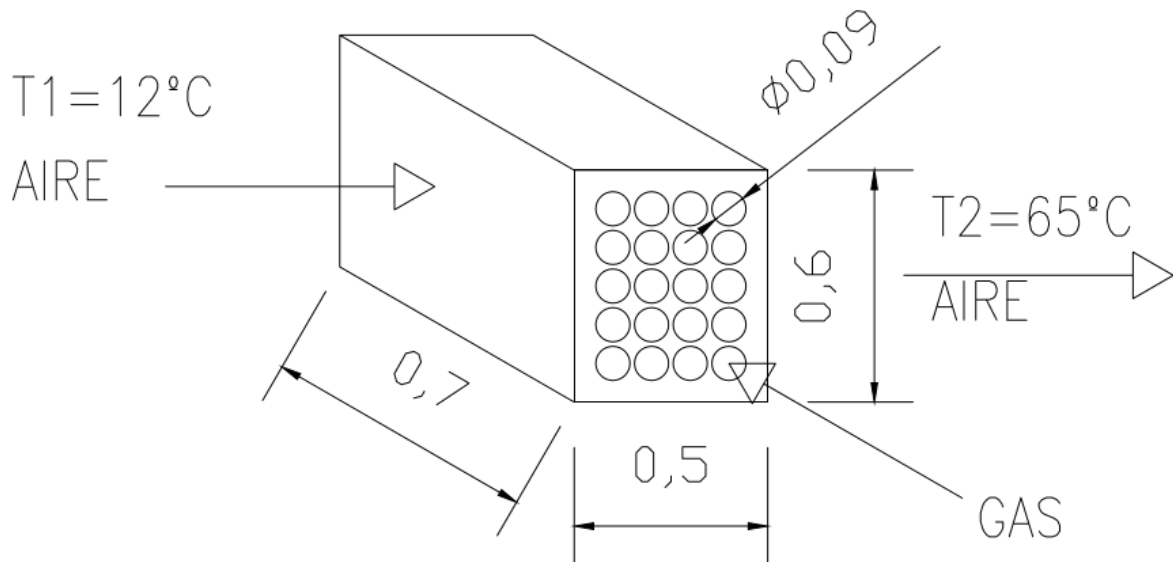


FIGURA N° 23. Intercambiador de calor

4.3.29 Cálculo de Tiempo de Paso por el Secador

El tiempo de paso de los secadores rotatorio está dada por la ecuación de Friedman y Marshall.

$$\theta = \frac{0.23 L}{SN^{0.9} D} \pm 0.6 \frac{BLG}{F}$$

$$B = 5 (D_p)^{-0.5}$$

Donde

θ = Tiempo de paso en minutos

B = Depende del material que se maneja

D_p = Tamaño de partícula en (μm)

F = Velocidad de alimentación al secador

S = Pendiente del secador

G = Velocidad másica del aire

D = Diámetro del secador

(+) = Se refiere al flujo en contra corriente

$$\theta = \frac{0.23 L}{SN^{0.9} D} \pm 0.6 \frac{BLG}{F}$$

$$\theta = \frac{0.23 * 7 m}{0.05 \frac{m}{m} * (7 RPM)^{0.9} * 1m} + 0.6 \frac{0.079 * 7m * 2226.25 \frac{Kg_{aire}}{hr m^2}}{64.104 \frac{Kg_{quinoa}}{hr m^2}}$$

$$\theta = 30 \text{ min}$$

4.3.30 Cálculo del Caudal Volumétrico del Ventilador

Caudal volumétrico

$$Q = V * A$$

Donde

Q = Caudal volumétrico del flujo del aire en $\frac{m^3}{seg}$

V = Velocidad del flujo en $\frac{m}{seg}$

A = Área de la sección transversal del flujo en m^2

Caudal másico

$$\dot{m} = \rho * Q$$

Donde

\dot{m} = Flujo másico en $\frac{kg}{seg}$

ρ = Densidad del fluido en $\frac{kg}{m^3}$

Q = Caudal volumétrico en $\frac{m^3}{seg}$

De la ecuación de flujo másico obtengo el flujo volumétrico

$$\dot{m}_{aire} = \rho_{aire} * Q_{aire}$$

De tablas de

$$\rho_{aire} = 1.035 \frac{kg}{m^3}$$

$$Q_{aire} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho_{aire}}$$

$$Q_{aire} = \frac{2161.78 \frac{kg}{hr}}{1.035 \frac{kg}{m^3}}$$

$$Q_{aire} = 2088 \frac{kg}{m^3}$$

Selección del ventilador

Con el dato del caudal volumétrico nos vamos a catálogos de ventiladores centrífugos de la marca SODECA

Datos específicos del ventilador centrifugo

Modelo CBXT -9/9 - 0.5

Velocidad = 1020 RPM

Potencia Instalada = 0.37 KW

Caudal máximo = 2200

Temperatura del aire

Mínima = -20 °C

Máxima = 80 °C

Peso del equipo = 51.5 Kg

Versión de montaje A

4.3.31 Selección del Quemador

El quemador seleccionado para el intercambiador de calor del secador rotatorio es el de tiro forzado con ventilador incorporado, que tiene un rendimiento del 80 al 85 %

Ecuación del rendimiento del quemador

$$N_{quemador} = \frac{\text{Potencia util}}{\text{Potencia suministrada}}$$

$$N_{quemador} = \frac{34.9 \text{ KW}}{0.8}$$

$$N_{quemador} = 44 \text{ KW}$$

Donde la potencia suministrada está en el rango de 45 a 50 KW

El modelo seleccionado es

Potencia térmica = 50 a 160 KW

Mínima = 40 KW

Máxima = 160 KW

Caudal de gas

$$\text{Mínima} = 5 \frac{m^3}{hr}$$

$$\text{Máxima} = 16 \frac{m^3}{hr}$$

Potencia del motor = 0.18 KW

Frecuencia = 50 Hz

Voltaje = 220 V

5 Costos

5.1 Costo del Equipo

Se analizan los costos de los elementos que componen el equipo del secador rotatorio el cual es el objeto de diseño.

Se debe enfatizar también que los precios en cuestión pueden variar debido a la fluctuación de precios en los catálogos de algunas empresas.

ITEM		PRECIO UNITARIO Bs	PRECIO TOTAL Bs
1	Motor trifásico de 7 Hp	7885	7885

ITEM		PRECIO UNITARIO Bs	PRECIO TOTAL Bs
2	Reductor de velocidad modelo RV5	7414	7414

ITEM		PRECIO UNITARIO Bs	PRECIO TOTAL Bs
3	Quemador a gas de 50 a 160 KW	11500	11500

ITEM		PRECIO UNITARIO Bs	PRECIO TOTAL Bs
4	Ventilador centrifugo caudal de 2200 m ³ / hr	9558	9558

	ITEM	PRECIO UNITARIO Bs	PRECIO TOTAL Bs
5	Acero inoxidable 304 Espesor de 2mm	2650	13250

	ITEM	PRECIO UNITARIO Bs	PRECIO TOTAL Bs
6	Acero inoxidable 304 espesor de 1mm	1400	7000

	ITEM	PRECIO UNITARIO Bs	PRECIO TOTAL Bs
7	Corona de 184 dientes	6500	6500

	ITEM	PRECIO UNITARIO Bs	PRECIO TOTAL Bs
8	Piñón de 18 dientes	500	500

	ITEM	PRECIO UNITARIO Bs	PRECIO TOTAL Bs
9	Aros de rodadura de acero al carbón	4785	9570

	ITEM	PRECIO UNITARIO Bs	PRECIO TOTAL Bs
10	Fibra de vidrio	75	1650

	ITEM	PRECIO UNITARIO Bs	PRECIO TOTAL Bs
11	Rodamiento	400	3200

	ITEM	PRECIO UNITARIO Bs	PRECIO TOTAL Bs
--	------	--------------------	-----------------

12	Tablero eléctrico de mando	2000	2000
----	----------------------------	------	------

ITEM		PRECIO UNITARIO Bs	PRECIO TOTAL Bs
13	Chasis del secador	1000	1000

ITEM		PRECIO UNITARIO Bs	PRECIO TOTAL Bs
14	Tolva de entrada	1500	1500

ITEM		PRECIO UNITARIO Bs	PRECIO TOTAL Bs
15	Tolva de salida	1500	1500

ITEM		PRECIO UNITARIO Bs	PRECIO TOTAL Bs
16	Intercambiador de calor de banco de tubos	4000	4000

ITEM		PRECIO UNITARIO Bs	PRECIO TOTAL Bs
17	Mano de obra	1320	1320

1 Tabla de costos general del equipo del secador rotatorio

Nº	Item	Cantidad	precio Unit [Bs]	Precio Total [Bs]
1	Motor Trifasico de 7 [HP]	1	7885	7885
2	Reductor Velocidad RV5; i=10; rpm=75	1	7414	7414
3	Quemador a Gas 50 a 160 Kw	1	11500	11500
4	Ventilador Centrifugo 2200[M3/Hr]	1	9558	9558
5	Acero inoxidable 304 de 2mm	5	2650	13250
6	Acero inoxidable 304 de 1mm	5	1400	7000
7	Corona de 184 dientes	1	6500	6500
8	Piñon de 18 dientes	1	500	500
9	Aros de rodadura de acero al carbon	2	4785	9570
10	Fibra de vidrio	22	75	1650
11	Rodamiento	8	400	3200
12	Tablero electrico de mando	1	2000	2000
13	Chasis del secador	2	1000	2000
14	Tolva de entrada	1	1500	1500
15	Tolva de salida	1	1500	1500
16	intercambiador de calor de banco de tubos	1	4000	4000
17	Mano de obra	1	10320	10320

Costo total del equipo	99347 Bs
-------------------------------	-----------------

6 Conclusiones y Recomendaciones

6.1 Conclusiones

- Los objetivos que se propusieron de diseñar un equipo para lograr que las exigencias del productor se cumplan, fueron alcanzadas.
- Los datos del calor específico la quinua fueron complicados de obtener
- No existe tablas de propiedades térmicas y químicas de la quinua, la información es muy escasa en el medio.
- La pérdida de transferencia de calor del equipo al medio es considerable
- En conclusión, el tiempo de paso del grano por el secador rotatorio, es la parte central del diseño que se requirió y se logró llegar a las expectativas del tiempo requerido por el productor

6.2 Recomendación

- Preferente mente los espacios donde, se instalará el equipo deben cumplir las exigencias del equipo.
- En lo posible la alimentación del gas debe ser cuidadosa mente vigilada y controlada, para evitar percances con la producción.
- El ambiente no debe estar contaminado para obtener un producto de calidad
- El aire de secado, debe estar libre de cualquier tipo de contaminación
- Los parámetros de diseño son muy importantes en función del producto y sus propiedades físicas y térmicas.

6.3 Bibliografía

Robert H. Perry, Donw Green (2012) Manual del Ingeniero Químico volumen 2

Joaquín Ocon García (1980) Gabriel Tojo Barreiro Problemas de Ingeniería Química Operaciones Básicas

Joseph B. Franzini (1999) E. John Finnmore. Mecánica de Fluidos con aplicaciones en Ingeniería.

Yunus A. Cengel (2008). Michael A. Boles Termodinámica

Frank P. Icropera, (). David P. De Witt fundamentos de Transferencia de Calor

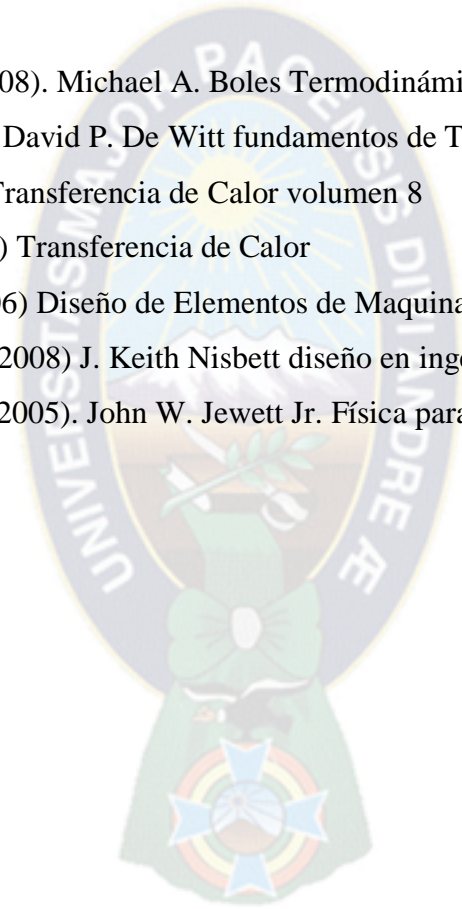
J.P. Holman (1998) Transferencia de Calor volumen 8

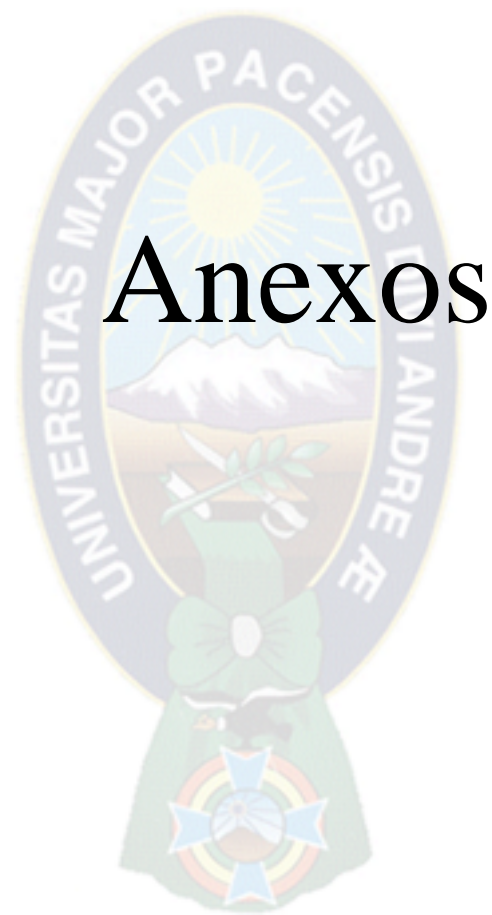
Donal Q. Kern (1965) Transferencia de Calor

Mott. Robert L. (2006) Diseño de Elementos de Maquinas

Richard G. Budynas (2008) J. Keith Nisbett diseño en ingeniería mecánica de Shigley

Raymon A. Serway (2005). John W. Jewett Jr. Física para Ciencias e Ingeniería





Anexos



















