

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA ACADEMICO PROFESIONAL DE INGENIERIA EN ENERGIA**



**“INFLUENCIA DE LA CAPACIDAD DE EVAPORACION EN EL
DIMENSIONAMIENTO DE UN SECADOR A VAPOR
ROTADISCOS”**

Tesis para Optar el Título de Ingeniero en Energía

**AUTORES :
Bachiller Víctor Edgar Gómez Montenegro**

**ASESOR :
Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán**

NUEVO CHIMBOTE , ENERO DEL 2017



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA ACADEMICA PROFESIONAL EN ENERGIA

CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente Tesis ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando encuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el título profesional en la Universidad Nacional del Santa (R: D: N° 471-2002-CU-R-UNS) de acuerdo a la denominación siguiente:

**TESIS PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGIA**

**Título: “INFLUENCIA DE LA CAPACIDAD DE EVAPORACION EN EL
DIMENSIONAMIENTO DE UN SECADOR A VAPOR ROTADISCOS”**

TESISTA: Bachiller Víctor Edgar Gómez Montenegro

.....
MG. ROBERT GUEVARA CHINCHAYAN
ASESOR



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA ACADEMICA PROFESIONAL EN ENERGIA**

CARTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR DE TESIS

Damos la conformidad del presente Informe, desarrollado en cumplimiento del objetivo propuesto y presentado conforme al Reglamento General para Obtener el Grado Académico de Bachiller y el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.Nº 471-2002-CU-R-UNS); intitulado:

**TESIS PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGIA**

**Título: “INFLUENCIA DE LA CAPACIDAD DE EVAPORACION EN EL
DIMENSIONAMIENTO DE UN SECADOR A VAPOR ROTADISCOS”**

TESISTA: Bachiller Víctor Edgar Gómez Montenegro

Revisado y Evaluado por el siguiente Jurado Evaluador:

.....
Mg. Antenor Mariños Castillo
Presidente

.....
Ing. Julio Escate Ravello
Secretario

.....
Mg. Robert Guevara Chinchayán
Integrante

DEDICATORIA:

A Dios y en especial a mis Padres
por su amor,
comprensión y apoyo incondicional con el fin de
ser un buen profesional y por estar presentes
cuando más lo necesitaba.

A mis hermanos quienes me brindaron
todo su apoyo y empuje
para culminar una de mis metas profesionales

V. E.G.M

RECONOCIMIENTO

Al Mg. Robert Guevara
Por sus sabios consejos, enseñanzas
Durante nuestra estancia en nuestra alma mater la
Universidad Nacional del Santa

A los Profesores de la
EAP de Ingeniería en Energía
Por el apoyo desinteresado
Y sus enseñanzas durante
Nuestra vida universitaria.

A mis compañeros de la
Promoción 2003 por su amistad
Y compañerismo
Siempre en mi corazón.

INDICE

INDICE

RESUMEN

CAPITULO I: INTRODUCCION	1
1.1 Realidad Problemática	2
1.2 Antecedentes	2
1.3 Descripción del lugar donde se ha realizado el estudio	4
1.4 Justificación	6
1.5 Hipótesis	7
1.6 Objetivos	7
CAPITULO II: MARCO TEORICO	8
2.1 Proceso de secado	9
2.2 Secadores	18
2.3 Parámetros de diseño de un secador Rotadiscos.	32
2.4 Evaluación Económica	61
CAPITULO III: MATERIALES Y METODO	65
3.1 Materiales	66
3.2 Método de Investigación	67
3.3 Metodología de Cálculo	69

CAPITULO IV: CALCULOS Y DISCUSION DE RESULTADOS	71
4.1 Balance de materia para determinar el mix a evaporar	72
4.2 Balance de energía en el secador Rotadiscos.	72
4.3 Dimensionamiento de la geometría del secador Rotadiscos	75
4.4 Evaluación de los esfuerzos mecánicos	83
4.5 Componentes auxiliares	88
4.6 Evaluación Económica	91
4.7 Discusión de Resultados	93
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	99
Conclusiones	100
Recomendaciones	102
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	103
ANEXOS	106

RESUMEN

La presente tesis tiene por finalidad determinar la influencia existente entre la capacidad de evaporación en el dimensionamiento de los diversos componentes que forman los secador a vapor Rotadiscos, teniendo como restricción la norma RD N° 091-2002-PE-DNEPP, en el cual los principales parámetros e dimensionamiento son : la capacidad de evaporación esperada , coeficiente global de transferencia, área de transferencia de calor, relación longitud/diámetro, entre otros . De la misma manera evalúa los esfuerzos mecánicos de flexión y torsión que soporta el equipo, así como se seleccionan sus componentes auxiliares y se realiza así mismo la evaluación de la rentabilidad.

La metodología utilizada evalúa un balancee materia y energía seguida del dimensionamiento de los componentes del secador en función a la capacidad de evaporación , cálculo de esfuerzos mecánicos y componentes auxiliares para concluir en una evaluación económica, el presente informe es del tipo descriptivo y aplicado.

Realizando un comparativo entre diversos valores propuestos de secadores Rotadiscos en función a una capacidad de evaporación de 3,500 kg/h de agua evaporada , se tienen las siguientes características principales: Numero de discos 67, distancia entre discos de 0.13 metros , longitud de secador de 9.511 metros y un diámetro de secador de 1.99 metros con una relación de L/D igual a 4.9, alcanzando un valor de velocidad de 10.9 rpm, con un valor de la transferencia de calor real igual a 388.27 m², este último valor es cercano al valor previsto de 385 m², con un margen de error de 0.97 %.

PALABRA CLAVE: Capacidad de Evaporación, Secador a vapor

ABSTRACT

The purpose of this thesis is to determine the influence of the evaporation capacity on the design of the various components that form the Rotary steam dryer, having as a restriction the standard RD No. 091-2002-PE-DNEPP, in which The main parameters and dimensioning are: expected evaporation capacity, global transfer coefficient, heat transfer area, length / diameter ratio, among others. In the same way, it evaluates the mechanical bending and twisting forces supported by the equipment, as well as selecting its auxiliary components and evaluating the profitability.

The methodology used evaluates a balance of matter and energy followed by the dimensioning of the dryer components as a function of the evaporation capacity, mechanical stress calculation and auxiliary components to be concluded in an economic evaluation, the present report is descriptive and applied.

Comparing various proposed values of rotary dryers according to an evaporation capacity of 3,500 kg / h of evaporated water, the following main characteristics are available: Number of discs 67, distance between discs of 0.13 meters, length of dryer 9.511 Meters and a dryer diameter of 1.99 meters with an L / D ratio equal to 4.9, reaching a speed value of 10.9 rpm, with a real heat transfer value equal to 388.27 m², the latter value is close to the value Of 385 m², with a margin of error of 0.97%.

KEY WORD: Evaporation Capacity, Steam Dryer

CAPITULO I

INTRODUCCION

1.1 REALIDAD PROBLEMÁTICA

La Dirección Nacional de extracción y procesamiento pesquero del Viceministerio de Pesquería del Perú publicó el 2002 las fórmulas para la determinación de las capacidades de operación instaladas de las plantas de procesamiento pesquero con la finalidad de establecer la metodología para el cálculo de capacidad instalada de las plantas de procesamiento pesquero y de los equipos asociados a este proceso productivo, que son fabricados por empresas metal mecánicas, con la finalidad de poder competir con equipos de fabricantes conocidos tal como Esmital, Enercom, entre otros, los cuales venden equipos diseñados en fábrica, y como un medio de poder impulsar la pequeña industria de fabricación metal mecánica se establece esta directiva normativa. En la mencionada directiva se establece una variable de diseño tal como es la capacidad de evaporación, la cual está relacionada a la cantidad de energía térmica necesaria para el proceso de secado en secadores del tipo Rotadiscos, incluyendo las pérdidas permitidas, a través de esto se dan un conjunto de ecuaciones para el dimensionamiento del secador, tal como longitud de eje, espacio entre discos, diámetro de discos, entre otros, con lo cual se pueden obtener diseños eficientes, en comparación a lo que muchas empresas metal mecánicas realizan, lo cual es fabricar por calco y copia las dimensiones de los secadores comerciales.

Para esto formulamos el siguiente problema:

¿CUAL ES LA INFLUENCIA DE LA CAPACIDAD DE EVAPORACION EN EL DIMENSIONAMIENTO DE UN SECADOR A VAPOR ROTADISCOS?

1.2 ANTECEDENTES:

Se tienen los siguientes estudios que sirven como antecedente al presente informe de tesis:

ACEIJAS PAJARES, Winston. (2011) en su tesis para optar el Grado de Maestría en Ingeniero Mecánico de la Universidad Nacional de Ingeniería en Perú, resume lo siguiente: En la presente tesis se optimiza el diseño existente de un secador indirecto a vapor Rotatubos de uso en la industria de harina de pescado, para aumentar su capacidad a 40 Ton/H en materia prima, que demanda el sector pesquero nacional. Se

innova los componentes del sistema de suministro de vapor y recuperación de condensado; y para la nueva capacidad se dimensiona el equipo optimizado considerando información práctica y normas de ingeniería con modernas herramientas CAD/CAM. Así mismo, se verifica la resistencia mecánica de la estructura del secador optimizado aplicando el método de elementos finitos para el análisis de esfuerzos y deformaciones. Palabras claves: Secador indirecto, Rotatubos, optimizar, innovación, harina de pescado, diseño, normas, resistencia, esfuerzos, deformaciones, elemento finito.

CORPUS SALDAÑA, Cesar y LOPEZ CONTRERAS Alexander (2015) en su tesis para optar el título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa de Chimbote en Perú , resumen lo siguiente : Se determinó que existe una influencia entre variables del proyecto (presión de vapor y construcción de un caldero piro-tubular) según lo siguiente de la presión de operación en la selección de la presión de diseño y en la selección de los componentes sometidos a presión del caldero , así como de los esfuerzos mecánicos , incrementándose los valores comerciales de los materiales del flue , cuerpo del caldero y del espejo a medida de que se incrementa la presión de diseño . Así mismo los esfuerzos mecánicos se incrementan a medida de que se incrementa la presión de diseño. Los cálculos se han determinado para un valor de presión de diseño de 6 kgf/cm², obteniéndose para el sistema de alimentación de agua, un tanque de alimentación diaria de agua de 11.856 m³ , con una longitud de 5.14 m y un diámetro de 1.713 m. Mientras que la Potencia eléctrica de la bomba de agua es de 1.075 KW. Para la chimenea se ha determinado, una estructura de 5.89 m y una sección de 0.42 m , valores con los cuales se consigue un tiro natural óptimo para los gases de la combustión.

DURAN OSCUEZ, Geovanny (2014) , en su tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico de la Facultad de Ingeniería mecánica de la Escuela Superior Politécnica del Litoral de Ecuador concluye lo siguiente: Un secador del tipo rotativo En la primera parte del estudio se realiza un análisis termodinámico es un cilindro metálico giratorio dispuesto de manera horizontal con o sin inclinación , por el cual pasa un fluido caliente para extraer la humedad del producto. En el interior del cilindro se encuentran montadas unas paletas que recogen el material granular desde el fondo

y lo descargan hacia la corriente de aire para formar una cascada de partículas del secador para obtener el flujo másico y las propiedades del aire requerido para secar una determinada de una mezcla con un determinado grado de humedad. Durante su recorrido se determina la tasa de transferencia de calor y masa en pasos de tiempo definidos registrando las variaciones de las propiedades del fluido a secar y al sumar los desplazamientos sucesivos de la partícula a secar se determina la longitud del secador.

PINEDA ALFARO, David (2013) , en su tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Industrial de la Universidad San Carlos de Guatemala , resume lo siguiente : El sistema de secado propuesto consta del mismo ventilador para mover el aire caliente hacia la cámara de secado, para que este pueda atravesar el grano que desciende en forma de cortina, el cambio radica en la forma en que se genera el aire. La presión de vapor es una variable crítica tanto para que el proceso se lleve a cabo eficientemente, como para la seguridad del personal operativo. La presión de trabajo en el manifold debe permanecer en el rango de 140 a 150 PSI, para un adecuado funcionamiento de los equipos. La temperatura del aire caliente que ingresa a la cámara de secado es crítica para que el proceso de secado sea adecuado, ya que de esta depende la eficiencia del secado. La temperatura de trabajo debe estar en el rango de 33 a 37 °C

VALLEJOS ROMAÑA, Cesar (2013) en su tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico Eléctrico de la Universidad de Piura en Perú, resume lo siguiente: Esta tesis presenta el modelo matemático de un secador rota disco basado en las ecuaciones de conservación de la masa y la energía aplicado a la industria pesquera, el cual se valida con datos reales de dos plantas ubicadas en el Norte del Perú. También se realizó un control predictivo lineal, el cual ha sido probado para disturbios en la humedad de entrada al secador y flujo de keke integral así como para un cambio de set point.

1.3 DESCRIPCION DEL LUGAR DONDE SE HA REALIZADO EL ESTUDIO.

a. DATOS MARCO :

Su información comercial es la siguiente:

Nombre: Corporación Pesquera 1313 S.A.

R.U.C.: 20282801141

Dirección:

Oficina Principal: Carolina Freyre No 146 Urb. Pando, San Miguel - Lima

Planta: Zona Industrial Gran Trapecio Calle 3, Mz. A Lote 4 –
Chimbote



Figura N°1 Instalaciones de la Planta 1313 Chimbote

Fuente: Dpto. de Producción Planta Chimbote

b. PRODUCTOS :

- **HARINA DE PESCADO:** La harina de pescado comercializada por la empresa proviene en su totalidad de la anchoveta en una Planta de Harina Prime de 120 TM. La harina de pescado, elaborada a base de anchoveta, es la mayor fuente de proteínas animales utilizadas en las dietas de alimentos balanceados destinados a animales criados para la alimentación humana. Su alto contenido de aminoácidos esenciales, energía concentrada y su fácil digestibilidad garantizan que estos animales crezcan sanos, fuertes y saludables en poco tiempo, transmitiendo sus beneficios nutricionales a los consumidores finales en el mundo.

Cuenta con aceite rico en ácidos grasos como el omega-3 (EPA y DHA), esenciales para el rápido crecimiento de los animales, los cuales finalmente contribuyen en una excelente nutrición de millones de comensales en todo el mundo.

Cuadro N° 1 Calidad de Harina producida- Corporación Pesquera 1313 S.A

N°	Calidad	% de Proteínas
1	Super Prime	68 %
2	Prime	67 %
3	Chick	65 %
4	Standard	64 %

Fuente: Dpto. de Calidad

- **ACEITE DE PESCADO:**

El aceite de anchoveta (*Engraulis ringens*) tiene el más alto contenido de EPA + DHA en el mundo. Es este alto contenido de Omega-3 lo que convierte a nuestro producto en un elemento importante en la elaboración de suplementos nutricionales y productos farmacéuticos para el consumo humano.

1.4 JUSTIFICACIÓN

La justificación de este proyecto de investigación radica en lo siguiente:

- Determinar la influencia entre la capacidad de evaporación con el dimensionamiento de un secador Rotadiscos utilizado en las Empresas de Harina de Pescado del Tipo Prime, los cuales actualmente se dimensionan según lo normado por la R.D N° 921-2002 PE-DNEPP , y en el cual se enuncia tan solo ecuaciones para los cálculos de transferencia de calor y geometría del secador , pero no se detalla la capacidad de evaporación, el cual representa la cantidad de fluo de masico de vapor y la fracción de humedad que debe retirarse del proceso de secado a partir de un balance de masas.
- Permitirá relacionar parámetros técnicos como la capacidad de evaporación , con parámetros normativos establecidos para aspectos constructivos, en estos últimos la normativa no detalla su origen.

- Permitirá tener una metodología de dimensionamiento de secadores a vapor que involucre los balances de materia y energía , muy utilizados en toda las empresas productoras de harina de pescado como herramienta de control de producción y no como un punto de partida para el diseño de un equipo térmico.

1.4 HIPÓTESIS

Se plantea la siguiente hipótesis:

LA CAPACIDAD DE EVAPORACION INFLUYE SIGNIFICATIVAMENTE EN LA DETERMINACION DE LAS DIMENSIONES OPTIMAS PARA UN SECADOR A VAPOR ROTADISCOS.

1.5 OBJETIVOS:

OBJETIVO GENERAL.

Determinar la influencia de la capacidad de evaporación en el dimensionamiento de un secador a vapor Rotadiscos.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar un balance de materia para la determinación del mix a secar.
- Determinar el Área de calentamiento y dimensiones de un secador Rotadiscos , aplicando la normatividad establecida en el Perú , según RD N° 091-2002-PE-DNEPP.
- Realizar un benchmarking entre secadores de distinta capacidad de evaporación para determinar el dimensionamiento óptimo técnico y económico.
- Determinar los esfuerzos mecánicos a lo que se somete los elementos sometidos a presión dentro del secador Rotadiscos.
- Dimensionar los componentes auxiliares
- Evaluar la rentabilidad de la construcción de los secadores Rotadiscos

CAPITULO II

MARCO TEORICO

2.1 PROCESO DE SECADO.

2.1.1 GENERALIDADES:

Tenemos las siguientes definiciones:

La operación de secado es un proceso que implica transferencia de masa entre un gas y un sólido, donde la humedad contenida en el sólido se transfiere por evaporación hacia la fase gaseosa (Perry, 1984).

La operación de secado es una operación de transferencia de masa de contacto gas- sólido, donde la humedad contenida en el sólido se transfiere por evaporación hacia la fase gaseosa, en base a la diferencia entre la presión de vapor ejercida por el sólido húmedo y la presión parcial de vapor de la corriente gaseosa. En particular, el secado de sólidos comienza cuando se establece un flujo de moléculas de agua desde el interior del sólido hacia el seno de aire, formándose así un gradiente de humedad entre la superficie del sólido y el interior del mismo. Este gradiente actúa como la fuerza impulsora de las moléculas de agua, que las lleva hasta la interfase sólido-aire. Cuando las dos presiones se igualan, se dice que el sólido y el gas están en equilibrio y el proceso de secado cesa.(Arango Bedoya,2013)

El contenido de humedad de una sustancia seca varía de un producto a otro. En algunos casos el producto no contiene agua y se denomina "totalmente seco". Sin embargo, lo más frecuente es que el producto contenga algo de agua, por ejemplo, la sal de mesa seca contiene alrededor de 0.5% en peso de agua; el carbón seco: 4%; la caseína seca del orden de 0.8% etc. El término secado es relativo y significa solamente que hay una reducción en el contenido de humedad desde un valor inicial hasta un final.(UNAM, 2011)

2.1.2 MECANISMO DE SECADO:

El mecanismo del proceso de secado depende considerablemente de la forma de enlace de la humedad con el material: cuanto más sólido es dicho enlace, tanto

más difícil transcurre el secado. Durante el secado el enlace de la humedad con el material se altera. Las formas de enlace de la humedad con el material se clasifican en: químico, físico-químico y físicomecánico. La humedad ligada químicamente es la que se une con mayor solidez al material en determinadas proporciones (estequiométricas) y puede eliminarse sólo calentando el material hasta altas temperaturas o como resultado de una reacción química. Esta humedad no puede ser eliminada del material por secado. Durante el secado se elimina, como regla, sólo la humedad enlazada con el material en forma físico-química y mecánica. El agua que se encuentra en los cuerpos cerámicos crudos recién extruidos, proviene en su mayor parte de la adición anterior a esta operación. El agua puede estar unida a las partículas minerales de diversa manera, cada una de las cuales tiene una distinta energía de unión y por consiguiente distinto grado de dificultad para ser eliminada del cuerpo arcilloso. (Blanco, 2012)

Un elemento fundamental en el proceso de secado es el estudio de la intensidad de la transferencia de masa en el mismo. Para esto es necesario conocer los elementos más útiles de la transferencia de calor y masa que funcionen en los secaderos de contacto directo.

El secado tiene una dependencia de una serie de factores que van desde condiciones internas a externas. (Madariaga, 1995)

Las condiciones externas están definidas por la resistencia a la transferencia de calor y de masa de la capa límite del gas, y en el caso que predominen, el secado no dependerá de las características del sólido sino de las condiciones del gas, y estará controlado por la transferencia de masa y calor entre el gas y la superficie del sólido, empleándose en la evaporación todo el calor que se recibe del gas, la cual se comporta como una superficie libre de agua. (Madariaga, 1995)

Las condiciones internas están definidas, por la transferencia de calor y de masa a través del sólido. En el caso que predominen, es decir, que la resistencia a la transferencia de masa a través del material sea muy superior a la de la capa límite del gas, la difusión interna controlará el proceso y lo más importante será las propiedades del sólido. (Madariaga, 1995)

Cuando se seca un sólido se producen dos procesos fundamentales y simultáneos:

- Transmisión del calor para evaporar el líquido.
- Transferencia de masa en humedad interna y líquido evaporado.

Independientemente del mecanismo de transmisión de calor el cual puede ser por conducción, convección, radiación o una combinación de cualquiera de estos, el calor tiene que pasar primero a la superficie exterior y desde esta al interior del sólido. Excepto el secado por electricidad de alta frecuencia, que genera el calor intercambiante, esto conduce a la circulación de calor desde el interior hasta la superficie exterior. En el secado por convección el calor necesario para la evaporación del líquido se transmite por un agente gaseoso o un vapor que pasa por encima del sólido o lo atraviesa. En el secado por conducción el producto que debe secarse se encuentra en recipientes calentado o se desplaza por encima de estos. El calor también se difunde en el sólido a través de la conductividad del propio sólido. En el secado por radiación el calor se transmite por las superficies radiantes próximas. (Treybal, 2010)

2.1.3 CAPACIDAD DE EVAPORACION:

La capacidad de evaporación o tasa de secado se define como la cantidad de agua evaporada por hora por el área de la superficie de secado, es un parámetro de diseño que permite el dimensionamiento de un secador del tipo rotativo. La superficie de secado se define como el área de transferencia de calor por donde fluye el elemento calo portador (vapor saturado o aire caliente) , puede estar

dado por placas planas , discos o a través de tuberías , todo esto en relación a la masa de agua evaporada o desprendida de la materia prima o producto inicial a secar desde una humedad inicial hacia una humedad final. La capacidad de evaporación se expresa en el sistema internacional en kilogramos por metro cuadrado , según la temperatura media del vapor saturado o aire caliente aplicado en el proceso de secado(López Pereira,2013)

Se tiene la siguiente ecuación:

$$\text{Capacidad de Evaporacion} = \frac{\text{Flujo de agua evaporada extraida en el secado}}{\text{Area del secador}} \dots \dots (1)$$

En general, la capacidad de secado es un parámetro, quizás el más utilizado en el desempeño de las secadoras. Interviene en casi todos los cálculos, para proyectos y en los costos de secado de diversos productos. La capacidad de secado va relacionada con el diseño y tamaño de la secadora y la configuración de sus elementos tal como numero de tubos , diámetros , tipo de cedula si se considera un secador de tubos o el diámetro de un rotor , diámetro de discos , espesor de disco , espesor de plancha , espaciamiento entre discos para un secador de discos. Para determinar la capacidad de secado es necesario determinar las dimensiones de la secadora y para esto previamente de involucrarse un balance de masas y energía.(Pineda Alfaro, 2013)

Para un secador convencional, correctamente construido, utilizado y con óptimos condiciones de mantenimiento preventivo tiene un consumo energético de poco más de 1,000 kcal por kg de agua evaporada, de los cuales 600 kcal es el calor necesario para evaporar 1 kg de agua. Para aprovechar de mejor forma la energía de los combustibles o de la fuente de energía secundaria (vapor saturado o aire caliente) utilizados en el proceso de secado, es necesario analizar cuáles son las maneras más racionales de reducir el consumo de los diferentes insumos energéticos tal como :

- Presión de vapor saturado y configuración del secador. Para una década eficiencia global , debe tener en cuenta el valor agregado a la eficiencia del proceso , las pérdidas por distribución de vapor y la eficiencia del equipo que genera el vapor saturado.
- Para otro tipo de secadores se debe tener en cuenta el tipo de combustibles y la correcta combustión.(Pineda Alfaro, 2013)

Para mejorar un proceso ya existente se debe considerar todo el sistema y no solamente los componentes individualmente, así como verificar el impacto que se puede tener en otros procesos. En la industria de alimentos , los sistemas más populares en los procesos de secado utilizan vapor como fuente de energía, tal es el caso de la industria de : energía, petroquímica, farmacéutica, textil, papel, alimentos, servicios, etc. y se han observado algunas ventajas en común: no tóxico, barato, alta conductividad térmica (20 °C, líquido, 0,7 W/mK), alto calor específico (20 °C, líquido: 4,18 kJ/kg; 70 °C: 4,10 kJ/kg K), gran calor de vaporización (20 °C, 2 453 kJ/kg) y por supuesto tiene también algunas limitaciones: presión máxima de instalaciones, presión crítica (pc = 220 bar, Tc = 372 °C)(Pineda Alfaro, 2013)

La capacidad de evaporación permite de alguna manera define la eficiencia de secado a “la relación entre las kcal mínimas necesarias para evaporar el agua de una masa determinado producto y la cantidad de kcal realmente consumidas”. Según la siguiente ecuación (Ponte Loyaga, 2009):

$$\text{Eficiencia de secado} = \frac{\text{Potencia util aprovechada en el secador} * 100 \%}{\text{Potencia termica suministrada al secador}} \dots \dots (2)$$

Para poder evaporar agua de un producto que contiene un grado de humedad , es necesario aportarle energía, la que se entrega en forma de calor. La cantidad de energía que se le entregará para evaporar el agua contenida, dependerá del espesor de las piezas, del tipo de secado, de las características de la cámara de

secado, del programa de secado, etc. El consumo de energía que se tiene durante el secado no se reparte en forma homogénea durante todo el proceso, sino que se reparte de acuerdo a la curva de secado, para cada especie en particular. Para el cálculo del consumo de energía de una cámara de secado se debe considerar la energía requerida para cada etapa, es decir, para la etapa de elevación inicial de la temperatura, para elevar la temperatura del aire dentro de la cámara y la de los elementos que se encuentran en su interior. En la etapa de calentamiento del agua y el producto se requiere energía para elevar la temperatura de la carga con aumento de su calor sensible de madera, en la etapa de secado se requiere energía para evaporar la fracción de agua que a alcanzado el punto de saturación del equipo, en este caso el secador se comporta como un sistema termodinámico abierto. (Doerner, 2009)

Se evalúa según la siguiente ecuación:

$$\text{Potencia útil aprovechada en el secador} = PT_1 + PT_2 \dots \dots \dots (3)$$

PT1 = Potencia térmica útil necesaria para calentar la materia prima hasta el punto de saturación.

PT2 = Potencia térmica útil necesaria para que una fracción de masa de agua se evapore luego de alcanzar las condiciones de saturación.

Para la características de vapor se debe tener en cuenta la presión de suministro de vapor, y para esto existe una relación entre la entalpia de vaporización y la presión de saturación, en el cual la entalpia de vaporización disminuye a medida de que se incrementa la presión de saturación, pero la correspondiente temperatura de saturación se incrementa. (Moran, 2014)

La velocidad con que el material pasa por el secador, denominada con mayor frecuencia flujo de masa o tiempo de residencia del producto en el secador, puede influir en la capacidad de evaporación, la eficiencia del proceso y la

calidad final del producto. Si el flujo de masa aumenta, el producto final será, en general, de mejor calidad. Por otra parte, hay un aumento del consumo de energía específica, esto es, de la energía que se necesita para evaporar una unidad de masa de agua y una disminución de la eficiencia térmica del secado, porque los granos que pasan por el secador con mayor velocidad pierden menos humedad y el secado puede resultar insuficiente. El manejo adecuado de la velocidad del producto tiene importancia fundamental en el secado. (FAO, 1991)

2.1.4 PARAMETROS INTERVINIENTES EN EL SECADO :

- a. **VELOCIDAD DE SECADO:** La capacidad de un secador térmico depende de la velocidad de transmisión de calor y de la velocidad de transferencia de masa. Puesto que la humedad tiene que evaporarse, hay que suministrar calor de secado a la zona de evaporación, que puede estar en ó cerca de, la superficie del sólido o bien dentro del mismo, dependiendo del tipo de material y de las condiciones del proceso. La humedad debe fluír a través del sólido como líquido o como vapor, y como vapor, desde la superficie del sólido hasta el seno de la cámara de secado.(UNAM, 2011)

- b. **HUMEDAD INICIAL DE SECADO:** El contenido de humedad inicial también influye en la capacidad de evaporación de secado. Cuanto más elevado sea el contenido de humedad de un producto, mayor será la cantidad de agua evaporada por unidad de energía. Con elevados contenidos de humedad, las fuerzas de adsorción de la estructura celular del material sobre las moléculas de agua, son menores que cuando el contenido de humedad del producto es más bajo. En consecuencia, se utiliza un mayor porcentaje de energía disponible para evaporar la humedad contenida en los granos más secos.(FAO, 1991)

- c. **CURVA DE SECADO.** Para estudiar el mecanismo de secado en condiciones constantes, es conveniente representar la velocidad instantánea de secado en función de la humedad libre instantánea, como lo indica la figura 1.

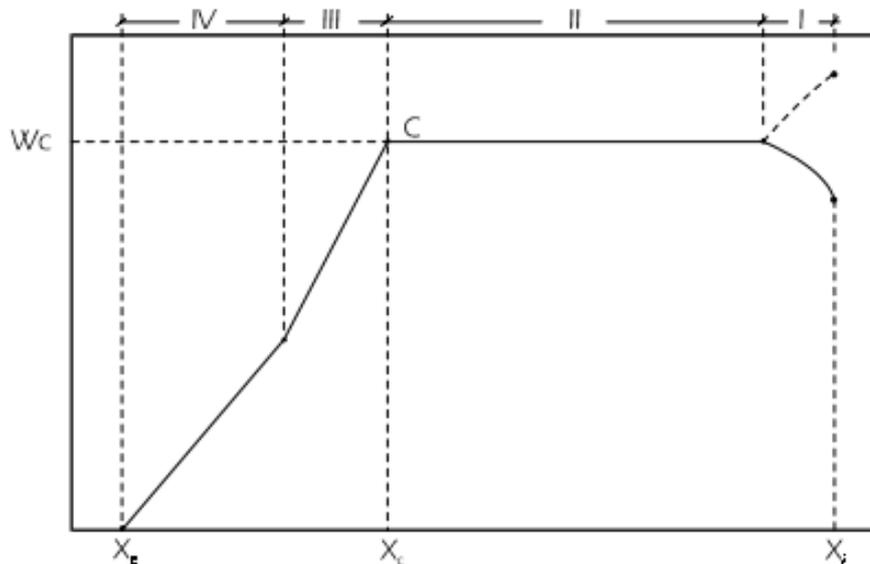


Figura 01 : Curva general de secado

Fuente: Practicas de Laboratorio II (UNAM)

Esta es una curva característica de secado que refleja el paso del sólido por distintos períodos a medida que la humedad del sólido se reduce desde un valor inicial elevado X_i hasta el pequeño valor final, que puede incluso ser la humedad de equilibrio X_e .

De la figura 1, en el periodo I la velocidad de secado aumenta o disminuye rápidamente, desde un valor inicial. Su duración es relativamente corta y en algunos experimentos no llega a observarse. En este periodo, se ajusta la temperatura del material a las condiciones de secado. (UNAM, 2011)

La línea II representa el período de velocidad constante. Se caracteriza porque la velocidad de secado es independiente de la humedad del sólido. Durante este período del sólido está tan húmedo que existe una película de agua continua

sobre toda la superficie de secado y el líquido se comporta como si el sólido no existiera. Si el sólido no es poroso, el líquido evaporado en este período es esencialmente el que recubre la superficie del sólido. En un sólido poroso, la mayor parte del líquido evaporado en el período de velocidad constante proviene del interior del mismo. (UNAM, 2011)

La línea III representa el período de velocidad decreciente y humedad crítica. Al disminuir la humedad del sólido se alcanza un cierto valor para el cual termina la velocidad constante y comienza a disminuir la velocidad de secado. El punto en que termina el periodo de velocidad constante, representado por C, en la misma figura, se llama Punto Crítico. Este punto marca el instante en que el líquido que está sobre la superficie es insuficiente para mantener una película continua que cubra toda el área de secado. (UNAM, 2011)

Para sólidos no porosos, el punto crítico aparece aproximadamente, cuando se evapora la humedad superficial; en cambio para sólidos porosos el punto crítico se alcanza cuando la velocidad de flujo de la humedad hacia la superficie no es capaz de igualar la velocidad de evaporación. Al valor de la humedad y de la velocidad que determina el punto C se les llama "Críticos", X_c , W_c . Si la humedad inicial del sólido es inferior a la humedad crítica, no aparece el periodo de velocidad constante. La humedad crítica varía con el espesor del material y con la velocidad de secado y por consiguiente, no es una propiedad del material El periodo que sigue al punto crítico se llama velocidad decreciente. Es evidente que la forma de la curva de velocidad de secado varía con el tipo de material, el espesor y las variables presión y temperatura. (UNAM, 2011)

- d. **TEMPERATURA DE SECADO:** La temperatura del aire de secado es el parámetro de mayor flexibilidad en un sistema de secado a altas temperaturas e influye significativamente en la tasa y la eficiencia de secado y en la calidad del producto final. Un aumento de dicha temperatura significa un menor consumo de energía

por unidad de agua evaporada y una mayor tasa de secado. En cambio, las temperaturas de secado más elevadas pueden causar daños térmicos más acentuados en los granos. i a temperatura de secado, junto con los flujos de aire y de granos, determina la cantidad de agua evaporada en un secador. (FAO, 1991)

- e. **TIEMPO DE RESIDENCIA.** El tiempo de residencia de los sólidos en el interior del secadero es una consecuencia del sistema de secado. Técnicamente es el preciso para eliminar toda el agua. En casi todos los secaderos este tiempo oscila alrededor de los 30 minutos, pero depende de la capa de material con la que se trabaje. (Agro Waste, 2005)

2.2 SECADORES

2.2.1 TIPOS DE SECADORES:

a. SEGÚN EL MÉTODO DE OPERACIÓN:

- Continuos: Son aquellos secadores en los cuales la materia prima o producto a secar ingresa continuamente al cuerpo del secador, por ejemplo los secadores de vapor del tipo Rotatubos. Los secadores continuos generalmente se operan en estado estacionario. (Treybal, 2010)
- Discontinuos: Son aquellos secadores, en los cuales la carga o producto a secar se ingresan y debe esperarse para que se deshidrate para luego retirarlo del secador, luego se ingresa una carga nueva. Por ejemplo los secadores de bandejas. El equipo por lotes, o semilotes, se opera intermitente o cíclicamente en condiciones 'de estado no estacionario: el secador se carga con la sustancia, que permanece en el equipo hasta que se seca; entonces, el secador se descarga y se vuelve a cargar con un nuevo lote. (Treybal, 2010)

b. **SEGÚN LOS MÉTODOS DE PROPICIAR EL CALOR NECESARIO PARA LA EVAPORACIÓN DE LA HUMEDAD:**

- **Secadores Directos:** También llamados secadores convectivos, en donde la transferencia de calor se realiza por contacto directo entre el producto a secar y el agente energético, a través de un proceso generalmente de intercambio de calor en flujo paralelo. Los secaderos directos transfieren el calor por contacto del producto con un gas calentado, normalmente aire caliente. La mezcla de gas y vapor obtenida se puede someter a un lavado y filtrado en el caso de que el producto contenga partículas sólidas perjudiciales en suspensión para el ser humano y el medio ambiente. Además, es a menudo ventajoso combinar la molienda con el secado directo en una sola unidad. Esto hace ahorrar espacio y reduce el tamaño de las partículas alimentadas al secador, con lo que se optimizan la transferencia de calor y la evaporación. (Agro Waste, 2005)
- **Secadores Indirectos:** también llamados secadores conductivos, en donde la transferencia de calor se realiza por contacto indirecto a través de las paredes del secador entre el producto a secar y el agente energético, a través de un proceso de intercambio de calor en flujo en contracorriente. Los secaderos indirectos transfieren calor al producto mediante el contacto con una superficie calentada por aire, vapor o un líquido térmico. Pueden utilizarse camisas (intercambiadores) para aportar el calor. El fluido, después de evaporar el agua del producto, pasa por un condensador para separar las sustancias evaporadas y se vuelve a calentar para utilizarse de nuevo. Se realiza así un circuito cerrado. Es un proceso de mayor eficacia medioambiental indicado para productos con sustancias volátiles de alta toxicidad. (Agro Waste, 2005)

2.2.2 GENERACIONES DE SECADORES UTILIZADOS EN LA INDUSTRIA DE HARINA DE PESCADO:

Se tienen las siguientes generaciones de secadores:

- a. SECADORES A FUEGO DIRECTO CON AIRE FRESCO: Forman la 1° generación de secadores utilizados en la industria de producción de Harina de Pescado. Se caracterizan por que el agente energético que permite el secado del producto, transfiere calor al producto a secar a través de un proceso de secado por contacto directo y con flujo paralelo. El agente energético lo conforman los gases de la combustión de la reacción entre el petróleo residual 500 y aire de la combustión a temperatura ambiental. A través de este proceso se obtiene Harina de Pescado del tipo FAQ. Se tiene un indicador energético de 55 Galones de Petróleo R500/tonelada de harina de pescado producida. Dentro de sus desventajas es que los gases de la combustión mezclados con los vahos del proceso de secado son expulsados a la atmosfera, produciendo un grave efecto sobre el medioambiente. (Ponte Loyaga & Mamani Paulo ,2009)



Figura N°2 Secador de Fuego Directo

Fuente: Dpto. de Producción Planta Exalmar

- b. SECADORES A FUEGO DIRECTO CON AIRE CALIENTE: También conforman la 2° generación de secadores utilizados por las Empresas productoras de harina de pescado, a diferencia del proceso anterior, el agente energético lo conforman los gases de la combustión producto de la combustión entre el petróleo

residual 500 y aire precalentado en la cámara del secador. Se obtiene también una harina de pescado del tipo FAQ. El Indicador energético para este tipo de planta es de 48 Galones de Petróleo R500/tonelada de harina de pescado producida. (Ponte Loyaga & Mamani Paulo ,2009)



Figura N°3 Secador de Fuego Directo con Aire Caliente

Fuente: ENERCOM

- c. SECADORES CON AIRE CALIENTE: Representa la 2° Generación de secadores que se obtuvieron a partir de la mejora de los secadores de fuego directo con aire fresco. En este caso se reemplaza la cámara estática del secador donde se obtienen los gases de la combustión por un calentador de aire. A través del calentador de aire fluye un aceite térmico precalentado, el cual intercambia calor con el aire, calentándose este último hasta una temperatura entre 150° a 180°, comportándose el aire caliente como el agente energético necesario para el secado. Se obtiene una harina del tipo prime, con un Indicador energético para este tipo de planta es de 40 Galones de Petróleo R500/tonelada de harina de pescado producida.

- d. SECADORES A VAPOR ROTADISCOS: Representan la 3° Generación de Secadores utilizados en las Empresas Productoras de Harina de Pescado, son del tipo indirecto y de flujo en contracorriente. El Mecanismo de secado se realiza a través de vapor saturado a baja presión (4 Bar) el cual fluye dentro un eje hueco por donde fluye el vapor. El eje tiene un conjunto de discos por donde permite el avance del producto a secar. Por la parte de los discos fluye el producto a secar sin entrar en contacto con el agente energético. A través de este proceso se obtiene Harina de Pescado del tipo Prime y SuperPrime, con un Indicador Energético de 38 Galones de Petróleo R500/Tonelada de harina de pescado producido. (Díaz Valladares & Nuñuvero Yzquierdo, 2012)

Tiene dos variantes y son:

Tecnología con Secadores de Discos con Canales Anulares Espirales

Tecnología con Secadores de Discos con Canales Anulares.



Figura N°4 Secador Rotadiscos

Fuente: Corporación Pesquera 1313

- e. SECADORES A VAPOR ROTATUBOS: Es una variante de los secadores a vapor, con la diferencia al interior, en este caso el vapor fluye dentro de un banco de tubos, mientras que por el exterior fluye en paralelo la carga a secar. El

inconveniente de estos equipos radica en la limpieza interna que debe realizarse por la parte externa de los tubos que a su vez se encuentran dentro del cuerpo del secador. A través de este proceso se obtiene Harina de Pescado del tipo Prime y SuperPrime, con un Indicador Energético de 38 Galones de Petróleo R500/Tonelada de harina de pescado producido. (Díaz Valladares & Nuñuvero Yzquierdo, 2012)



Figura N°5 Secador Rotatubos

Fuente: Corporación Pesquera 1313

2.2.3 SECADORES A VAPOR ROTADISCOS.

a. FUNDAMENTOS.

La razón fundamental de la aplicación del vapor de agua en la industria es la necesidad que se tiene de emplear fuentes de calor a muy diversos niveles de temperatura. Este requisito lo cumple el vapor a la perfección, pues su rango de trabajo se encuentra entre 1,13 bar y 70 bar, que equivalen a una banda térmica entre 103 °C y 287 °C, como vapor saturado seco. Su elevado calor latente y su baja densidad hacen que el vapor de agua sea especialmente efectivo en las operaciones de calentamiento. En la práctica, se tiene un número muy elevado

de procesos industriales en los que se puede aplicar, y en la agroindustria se utiliza específicamente en el secado de granos, en equipos de secado industrial.

(Pineda Alfaro, 2013)

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. (UNAM, 2011)

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. (UNAM, 2011)

Los secadores continuos a vapor y con una elevada producción (2-2,25 TM/m²h), tienen calefacción directa y con sistema de agitación continua. Consiste en una carcasa cilíndrica de 0,6 a 2 m de diámetro y 2 a 20 m de longitud, ligeramente

inclinada y montada sobre unos rodillos que le dan un movimiento rotativo constante. Interiormente dispone de un sistema de aletas que permite la agitación del producto a secar, produciendo el descenso de los sólidos en forma de lluvia a través de una corriente gaseosa que se mueve lentamente, con frecuencia dando lugar a un arrastre no deseado de las partículas finas en el gas. La capacidad evaporativa típica de secadores rotatorios varía entre 1000 y 6000 BTU/h.pie³. El sólido ocupa del 5 al 15% del volumen del cilindro. Su relación longitud/diámetro varía entre 4 y 15. La velocidad óptima del gas a través del cilindro es de 1,7 a 3,4 m/s. El tiempo de retención del sólido en secadores rotatorios varía de 5 min a 2 h. La pendiente del cilindro está comprendida entre 2,5 y 5% con respecto a la horizontal. (Dpto. Energético de UNE, 2013)

En los secadores rotatorios, el secado se lleva a cabo en el periodo de velocidad constante y la temperatura de saturación adiabática del aire en la entrada. Para el sistema que se usa en la práctica, aire – agua, esta temperatura es la de bulbo húmedo. La temperatura de bulbo húmedo es la temperatura en equilibrio alcanzada por una superficie de evaporación, ocurre cuando la velocidad de calor transferido a la superficie por convección es igual al calor perdido por evaporación. (Dpto. Energético de UNE, 2013)

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 termoportador 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. (Agro Waste, 2005)

El Secador tipo Rotadiscos utilizado para cumplir funciones de secado y homogenización de la torta proveniente de la etapa de prensado en el proceso de elaboración harina de pescado, está constituido por un cilindro de doble

pared en cuyo interior va ubicado un rotor formado por discos de doble pared con paletas en sus extremos. Las aletas y el cilindro tienen stayers lo que mejora su resistencia a la presión. El cilindro y el rotor son calefaccionados con vapor. Este equipo puede ser utilizado en múltiples procesos. Puede ser fabricado tanto en acero carbono como en acero inoxidable y se encuentra en un amplio rango de capacidades con área de transferencia hasta 600m^2 .(ESMITAL , 2016)

Representan la 3° generación de secadores utilizados en las empresas productoras de harina de pescado, son del tipo indirecto y flujo contracorriente. El mecanismo de secado se realiza a través de vapor saturado a baja presión (4bar) el cual fluye dentro un eje hueco por donde fluye el vapor .el eje tiene un conjunto de discos por donde permite el avance del producto a secar. Por la parte de los disco fluye el producto a secar sin entrar en contacto con el agente energético. (HAARSLEV, 2016)

En estos secadores es sometido a una constante agitación producida por el giro del rotor, entrando en contacto con las superficies calientes en forma homogénea. Los vahos liberados de la acumulan en la cámara de vapor (parte superior carcasa) y luego conducidos a baja velocidad a la planta evaporada. En equipo cuenta con un sistema de control de presión de vapor y regulación de vahos; así como de evaluación de condensación de condensados tanto de la chaqueta como del rotor. El tiempo de secado varia de 40 a 50 minutos y la temperatura de secado de la harina es de aproximadamente 95°C Se construyen secadores rotadiscos con capacidades desde 3 hasta 20 toneladas de pescado/hora la capacidad de evaporación de estos secadores depende de la humedad promedio con el que operan, son adecuados para operar en una primera etapa de secado, porque pueden soportar humedades hasta mas de 60% de humedad. (HAARSLEV, 2016)

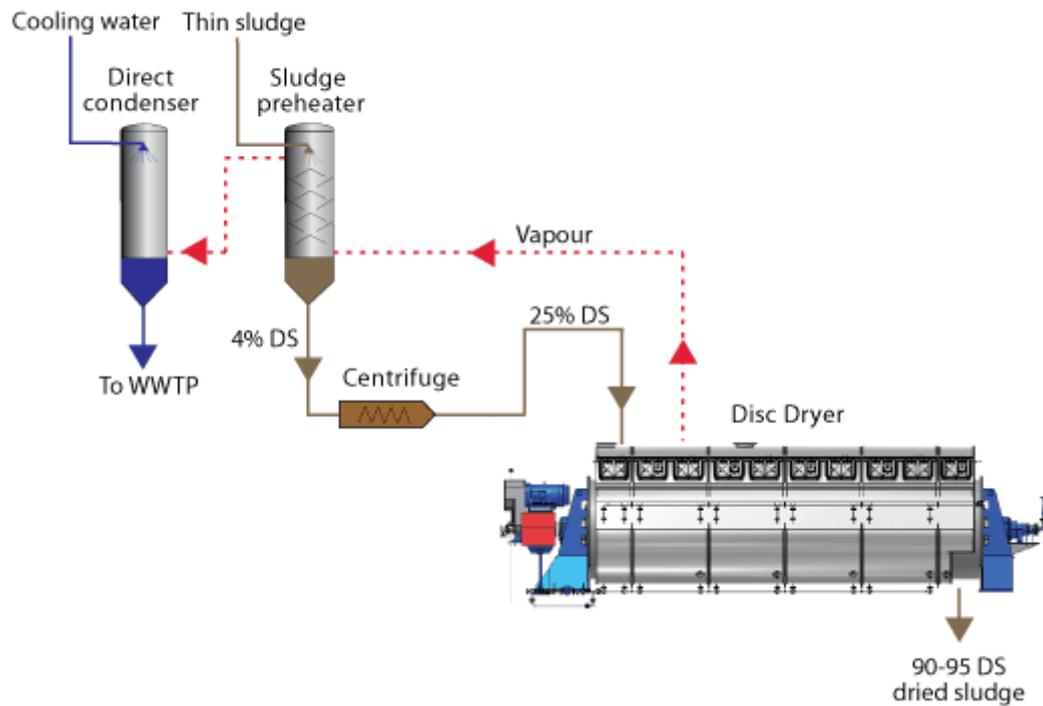


Figura N°6 Secador Rotadiscos acoplado al proceso

Fuente: HAARSLEV Industries

2.2.4 COMPONENTES:

a. ROTOR DE DISCOS

El rotor está en ambos extremos soportados por cojinetes de rodillos y consiste de una tubería principal sobre la cual están colocados los discos huecos circulares soldados perpendicularmente al eje.

El diámetro superior de los discos del rotor es menor que el diámetro interior del estator, creando una sección abierta en forma de anillos, a través de los cuales se traslada el material. Al extremo de los discos están soldadas pequeñas placas, las cuales trabajan como paletas neutrales, las que forman la base para el atornillado angular de las paletas. El rotor rotativo con paletas agita el material en el secador. Las paletas también pueden tener cierta influencia con respecto al transporte desde la entrada hasta la salida, dependiendo la posición de las mismas. El secador normalmente se suministra con una paleta de avance por disco.

Después de las pruebas preliminares con carga, se puede hacer un ajuste en la disposición de las paletas así como de su cantidad y tipo, según el material a secar, a efectos de obtenerse una carga y transporte del material óptimo y homogéneo. (Espinoza Hidalgo, 2015)



Figura N°7 Rotor de Secador Rotadiscos

Fuente: Empresa SUSEIN SRL

b. CHAQUETA

Es el cuerpo cilíndrico del secador, internamente contiene a los discos calentando y al distribuidor de vapor. en secadores industriales sus dimensiones representativas son la longitud y diámetro. La chaqueta envuelve al casco interno. Sirve para mantener caliente la superficie del casco mediante flujo en vapor en cambio de fase y, en conjunto con el casco constituyen la estructura para soportar el peso del secador. Entre los discos se han instalado brazos fijos (barra de acero) atornillados en la parte superior del estator. El efecto de los brazos es el de frenar la rotación del material y así mantener limpio la superficie del rotor (quitar el material que se adhiere al rotor). (Espinoza Hidalgo, 2015)



Figura N°8 Chaqueta de Secador Rotadiscos

Fuente: Empresa SUSEIN SRL

- c. **PEINES DEL SECADOR:** Son elementos que permiten direccionar el flujo del material a secar desde una cámara de entre discos hacia otra cámara.



Figura N°9 Peines de Secador Rotadiscos

Fuente: Empresa SUSEIN SRL

d. ACCIONAMIENTO Y TRANSMISION:

El secador es accionado por un motor eléctrico de jaula de ardilla acoplado directamente al reductor mediante un acoplamiento mecánico tipo omega y transmisión por cadena de rodillos doble de 2" de paso. El reductor esta compuesto por un sistema de engranajes de reducción de ejes paralelos que tiene una relación de reducción de 42:1 y está montado mediante un cople al motor en el eje de entrada y en el eje de salida presenta un piñón de ataque doble por lo general de 25 dientes de 2" de paso, que acciona a la catalina de 60 dientes de paso doble de 2" que esta en el eje del secador por medio de una cadena doble de 2" de paso. (Espinoza Hidalgo, 2015)



Figura N°10 Catalina conducida de Secador Rotadiscos

Fuente: Empresa SUSEIN SRL

e. SISTEMA DE SUMINISTRO DE VAPOR Y CONDENSADOS.

La alimentación de vapor al rotor y estator se hace comúnmente a través de un manifold común que es alimentado con una sola válvula de vapor, para permitir que siempre ingrese vapor en forma simultánea tanto al rotor como al estator a la misma presión, para que las dilataciones sean paralelas y evitar deterioro de los elementos internos como Juntas, rodajes, etc. Nunca ha de entrar vapor a un rotor estacionario, puesto que la expansión de calor que se produce puede

dañar las juntas rotativas y los cojinetes de rodillos estacionarios, haciendo imposible drenar el condensado de un rotor estacionario, la alimentación de vapor al rotor se hace por medio de una Junta rotativa Johnson. (Aceijas, 2011)

Antes de poner en marcha el secador Es necesario que se alimente vapor lentamente durante unos 5 minutos, esto permitirá la lubricación de las juntas rotatorias del ingreso de vapor y de salida de condensado, evitando así la rotura de los carbones. Tanto el rotor como el estator presentan independientemente un sistema de drenaje de condensado. (Aceijas, 2011)



Figura N°10 Junta Johnson para el suministro de vapor de Secador Rotadiscos

Fuente: Empresa MAESTRAZA Lima

f. SISTEMA DE VENDEO:

Los Gases y el aire presente en el interior de las chaquetas del estator, son evacuados mediante 04 válvulas de venteo, distribuidas en la parte superior de la chaqueta estas son 4 válvulas de cierre rápido. El rotor se ventea a través de una válvula de cierre rápido de ½" ubicada en la botella de salida del condensado. Todos los puntos de venteo, pueden controlarse por separado. En la puesta en

marcha del secador, se producirá una cantidad mayor de agua debido una mayor condensación del vapor por encontrar una superficie fría, pero eso cesará cuando se ha llegado a la temperatura de trabajo, debe monitorearse esta temperatura hasta verificar que ya no salga la mezcla de aire/vapor frío, antes de cerrar totalmente estas válvulas de venteo. (Espinoza Hidalgo, 2015)

2.3 PARAMETROS DE DISEÑO DE UN SECADOR ROTADISCOS.

2.3.1 PROCESO DE OBTENCION DE HARINA DE PESCADO:

El proceso estándar de la elaboración de harina y aceite de pescado se da a través de las siguientes etapas :

a. RECEPCION Y PESAJE DE MATERIA PRIMA

Después de la captura del pescado, las embarcaciones llegan a la planta para efectuar la descarga mediante un equipo absorbente, instalado a bordo de un muelle industrial o caso contrario a través de plataformas submarinas.

b. ALMACENAMIENTO DE MATERIA PRIMA:

Luego de pesado el pescado, éste es transportado por sistemas de transportadores helicoidales desde las 3 pozas de almacenamiento. Las pozas están provistas de dispositivos de drenaje que permiten la evacuación de sanguaza, que es bombeada a un desagador rotativo para la recuperación de escamas y los líquidos para recuperación de aceite. La temperatura de almacenamiento es variable y está en relación directa a la temperatura del medio ambiente y estación correspondiente.

c. RECUPERACION DE SOLIDOS Y LIQUIDOS DEL AGUA DE BOMBEO:

Los sólidos en suspensión que se encuentran en el agua de bombeo, se recuperan en dos drenadores rotativos (tromells), con malla del tipo Johnson de 1mm. Los sólidos recuperados son transportados y se alimentan junto con el pescado de las pozas hacia los cocinadores.

La parte líquida drenada es utilizada para recuperar el aceite, para ello se utiliza el sistema de recuperación que consta de una celda de flotación con capacidad de 350 m³ , se recibe el agua de bombeo de los tromells, almacenándose y mediante un sistema de inyección de aire se hace flotar el aceite, por su menor densidad.

Este aceite de la superficie en forma de espumas es recolectado utilizando rastras raspadoras en forma transversal, transportándolo hacia una canaleta que lo conducirá al tanque de caldos, donde se calentará hasta 90°C para luego seguir con el proceso de separación del aceite por centrifugación y su almacenamiento.

El agua de cola es derivada al PAMA para su recuperación por recirculación. Así mismo se cuenta con sistemas de recuperación de sólidos del tipo químico para el cumplimiento de la normatividad ambiental.

d. COCINADO:

El pescado es extraído de pozas mediante transportadores helicoidales, ubicados en el fondo de cada una de ellas, los cuales descargan a un transportador colector y éste a un transportador de rastras, luego el pescado es entregado a una tolva pulmón, y de ésta a la tolva de cada cocina.

La cocción se efectúa en los tres cocinadores continuos de vapor directo e indirecto y con velocidad variable, empleando vapor saturado a 4 Bar aproximadamente. El material alcanza temperaturas entre los 90°C y 100°C a la salida de los cocinadores.

El tiempo de residencia depende de las condiciones de la materia prima, variando entre 10 a 15 minutos. Este proceso permite la coagulación de las proteínas, esterilizado y la ruptura del tejido adiposo del pescado, para que en una etapa posterior se pueda extraer eficientemente la grasa.

e. DRENADO Y PRENSADO:

En los prestrainers o drenadores rotativos, el pescado rotativo es sometido a un

proceso de drenaje con la finalidad de aliviar la masa cocida de la parte líquida que es conducido al separador de sólidos y la parte sólida a la etapa de prensado. Este proceso se realiza a una temperatura de 90°C. El material sólido que sale del prestrainer ingresa a la prensa para ser prensado mediante la acción de fuerza mecánica a una temperatura de 90°C. Obteniéndose los productos denominados “torta de prensa” y “licor de prensa” (fase sólida y fase líquida del proceso).

f. SEPARACIÓN DE SÓLIDOS Y CENTRIFUGACION:

Desde el tanque de licor de prensa, que contiene sólidos en suspensión, se junta con el líquido del drenador rotativo de recuperación de sanguaza. Este licor luego es conducido a los separadores de sólidos, antes calentado a 90°C, en donde se obtiene el “sólido de separadoras” y el “licor de separadoras”.

El sólido se integra a la torta de prensa y el líquido ingresa a un tanque de calentamiento, en el que se calienta a 95°C para luego ser alimentado a cada centrífuga mediante un manifold de distribución, el cual tiene un sistema de calentamiento para asegurar la temperatura mínima de 90°C. El agua de cola sale de las centrífugas con 6-8% de sólidos aproximadamente, siendo conducido a un tanque de almacenamiento de donde se alimenta a la Planta Evaporadora de Agua de Cola. El aceite que sale de las centrífugas es recibido en tanques de gran capacidad, almacenándose de acuerdo al porcentaje de acidez y a temperatura ambiente, para luego su comercialización.

g. CONCENTRACION AGUA DE COLA:

El agua de cola que sale de las centrífugas con 7-8% de sólidos solubles, es sometida a un proceso de concentración con vahos salientes del proceso de secado a vapor.

Los sólidos concentrados varían de 30 a 40°Brix, con temperaturas de trabajo de 45 a 85°C y tiempo de residencia de 20 a 15 min.

Para la aceleración de la concentración de sólidos se adiciona al proceso de concentración Enzimas proteolíticas de grado alimenticio en concentración de 10 ppm en agua de cola.

El concentrado líquido es llevado para su almacenamiento temporal y luego incorporado en proporciones adecuadas al Scrap de la salida de 1° y 2° fase de secado.

h. SECADO

PRIMER SECADO O PRIMERA ETAPA: SECADO A VAPOR POR ROTADISK (ADD)

La torta de prensa con humedad 48% junto con la torta de separadoras con 58% de humedad con adición de concentrado en una primera etapa, ingresa a la primera fase de secado, la cual consta de secadores Rotadiscos en paralelo. La torta integral ingresa con adición de concentrado a un 60% de humedad como máximo y sale con 28 a 30% de humedad, conocido como Scrap húmedo. Esta etapa básicamente sirve para homogenizar la torta y evitar que debido a su porcentaje de humedad se pegue en los tubos del secador Rotatubo si se le hiciera ingresar directamente.



Figura N°11 Instalaciones Área de secado de la Planta 1313 Chimbote

Fuente: Dpto. de Producción Planta Chimbote

SEGUNDA ETAPA DE SECADO: SECADO A VAPOR POR ROTATUBOS (ATD)

En los Rotatubos, el Scrap ingresa a 28-30 % de humedad y sale con 7.5 a 8 %.

Es la etapa de secado propiamente dicha.

i. ENFRIAMIENTO

La harina que sale de los secadores Rotatubos, con una temperatura de 60 a 70°C, ingresa al enfriador, el cual conduce a la harina por su interior con paletas adosadas a un eje en su interior y que con aire a condiciones ambientales en contra flujo, la enfría hasta los 30 a 32 °C.

j PURIFICADO

En el purificador se realiza una separación de los productos no conformes con el proceso, como son partículas de plástico, plumas, entre otros, que pudieran pasar por el proceso. El equipo purificador contiene en su interior unas mallas, y actúa como una zaranda, separando los productos no conformes del proceso.

k. MOLIENDA

La molienda se efectúa con molinos horizontales de martillos fijos. Estos molinos tienen en el fondo una plancha agujerada (malla N° 12 ó 1.70mm de abertura), donde se obtiene una granulometría final mínimo de 95%.

l. ADICIÓN DE ANTIOXIDANTE

La harina purificada y molida es conducida hasta la tolva del equipo de antioxidante la cual tiene en el fondo un transportador helicoidal de paso variable, para extraer la cantidad de harina necesaria y recibir la correspondiente cantidad de antioxidante líquido (600 ppm) , por medio de una bomba dosificadora especial, a través de una boquilla pulverizadora con aire a presión, luego es conducido a un mezclador para su homogenización.

La adición de antioxidante es mayor a 600 ppm, de acuerdo al contenido de grasa en la harina.

j. ENVASADO

La harina es envasada en sacos de polipropileno en cantidad de 50 kg aproximadamente en una balanza de contrapeso automática. El producto pesado pasa a un transportador de tablillas y es conducido hacia otro, en cuyo trayecto es cocido para luego conducirse a los camiones plataforma para llevarlos a su almacenamiento.

k. ALMACENAMIENTO Y DISTRIBUCIÓN DE HARINA

La harina es conducida en camiones plataformas para su estibado, formando rumas de 1000 sacos (50 TN aprox.), teniendo un periodo de estabilización y luego son cubiertos con mantas para su protección del medio ambiente.

Una vez concretado un lote se efectúa el embarque desde el despacho hasta su distribución en el muelle, con la supervisión del organismo certificador acreditado.

l. ALMACENAMIENTO Y DISTRIBUCIÓN DE ACEITE

El aceite crudo y pama (CHI) se almacenan en tanques metálicos amarillos. Este aceite es de materia prima mayor a TCD de 36 horas y TVN mayor a 60 mg/100g. Del mismo modo, una vez concretado un lote se efectúa el embarque desde el despacho hasta su distribución en el muelle, con la supervisión del organismo certificador acreditado.

2.3.2 BALANCE DE ENERGIA:

a. FUNDAMENTOS:

El principio que rige los balances de energía es la ley de conservación de la energía que establece que la energía no puede crearse ni destruirse (excepto en procesos nucleares). Esta ley es también llamada primer principio de la termodinámica. En la más general de sus formas, la primera ley dice que la velocidad a la cual la energía (cinética + potencial + interna) es ingresada a un

sistema por un fluido, más la velocidad a la cual ingresa energía en forma de calor, menos la velocidad a la cual la energía es transportada por el fluido fuera del sistema, menos la velocidad a la cual el sistema realiza trabajo sobre los alrededores, es igual a la velocidad a la cual la energía se acumula en el sistema. Veamos su aplicación a un sistema cerrado.(Lab. De Procesos Industriales UMDP, 2014)

El balance de masa, puede definirse como una contabilidad de entradas y salidas de masa en un proceso o de una parte de éste. No es más que la aplicación de la ley de conservación de la masa que expresa “La masa no se crea ni se destruye”. La realización del balance es importante para el cálculo del tamaño de los aparatos que se emplean y por ende para evaluar sus costos. Los cálculos de balance de masa son casi siempre un requisito previo para todos los demás cálculos, además, las habilidades que se adquieren al realizar los balances de masa se pueden transferir con facilidad a otros tipos de balances (Dpto. de Ingeniería Química UNSJ, 2012)

Los balances de masa en un sistema cerrado los términos de entrada y salida de materia se cancelaban ya que no había cruce de masa en las fronteras del sistema. Sin embargo, en un sistema cerrado, la energía puede ser transferida en los límites del sistema como calor o trabajo, por lo tanto, los términos anteriores de entrada y salida no pueden eliminarse (sí se eliminan los términos de entrada/salida de energía transportada por el fluido dentro o fuera del sistema). (Lab. De Procesos Industriales UMDP, 2014)

Por lo expuesto, el balance integral de energía de un sistema cerrado será:

$$\text{Energía final} - \text{Energía inicial} = \text{Energ. neta transferida al sistema} \dots \dots (4)$$

Para la Primera Ley de la Termodinámica para sistemas cerrados. Para aplicar esta ecuación a un proceso cerrado deben tenerse en cuenta las siguientes consideraciones;

- La energía interna de un sistema depende casi exclusivamente de su composición química, estado de agregación (sólido, líquido o gas) y de la temperatura del sistema material. Es independiente de la presión para gases ideales y prácticamente independientes de la presión para líquidos y sólidos. Si no hay cambios de temperatura, ni cambios de fase ni reacción química en el sistema cerrado y si los cambios de presión son pequeños o menos de unas pocas atmósferas, entonces $\Delta U \approx 0$.
- Si un sistema no se está acelerando (o retardando), $\Delta E_c = 0$. Si un sistema no está ascendiendo ni cayendo, entonces $\Delta E_p = 0$
- Si un sistema o sus alrededores están a la misma temperatura o el sistema está perfectamente aislado, entonces $Q = 0$. Este proceso se denomina adiabático.
- El trabajo efectuado por el sistema o sobre él, está acompañado de un movimiento de los límites o contorno del sistema contra una fuerza (por ejemplo el movimiento de un pistón o rotación de un eje o el paso de una corriente eléctrica o radiación en el contorno). Si no hay partes móviles, ni corrientes eléctricas, ni radiación en los límites del sistema, entonces tenemos $W = 0$. (Lab. De Procesos Industriales UMDP, 2014)

BALANCE DE ENERGÍA EN SISTEMAS ABIERTOS EN ESTADO ESTACIONARIO Por definición de proceso abierto, en estos hay un flujo de materia que atraviesa los límites del mismo mientras el proceso se lleva a cabo. Por lo tanto, para que la masa ingrese al sistema es necesario efectuar un trabajo para empujar esta masa en el sistema y el sistema debe realizar un trabajo sobre los alrededores para que la masa pueda salir del sistema. Ambos trabajos (tanto para ingresar la materia o que esta egrese) deben ser incluidos en el balance de energía, y la diferencia entre ambos es el trabajo de flujo. En realidad en estos sistemas,

más que hablar de trabajo decimos velocidad de transferencia de energía como trabajo o trabajo/tiempo).(Lab. De Procesos Industriales UMDP, 2014)

b. METODOLOGIA DE CÁLCULO PARA SECADORES A VAPOR DEL TIPO ROTADISCOS

CONFIGURACION DE UN SECADOR A VAPOR DEL TIPO ROTADISCOS

Este tipo de secador conductivo y continuo está conformado internamente por un eje hueco con discos montados sobre este. El vapor fluye por la parte interna de este eje y por las chaquetas externas al espacio en que se confina el mix a secar. Mientras que por la parte externa circula el mix a secar , el cual es ayudado por paletas que permite el trozado de la harina y transfieren esta de un cuerpo entre discos a otro.(Carbajal Ríos ,2013)

Se tiene la siguiente disposición de flujos de energía para un balance de energía en este equipo térmico

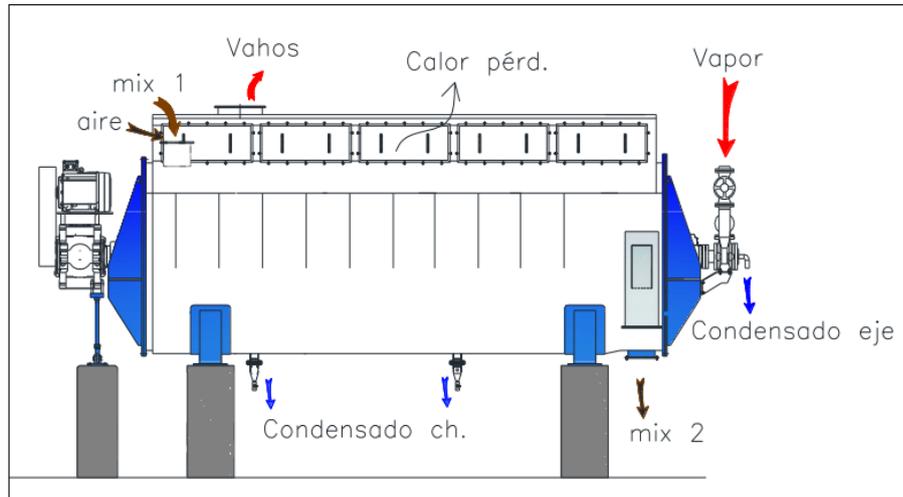


Figura N°12 : Disposicion de flujos secador Rotadiscos

Fuente: Carbajal Ríos

POTENCIA CALORIFICA PARA CALENTAR EL SCRAP O MIX : Según la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_1 = m_{mix} * C_{e_{mix}} * (T_f - T_i)_{mix} \dots \dots (5)$$

Se tienen los siguientes datos:

m_{mix} = Flujo másico del MIX o SCRAP entrante

Ce_{mix} = El calor específico del MIX o SCRAP entrante se evalúa según la siguiente ecuación (Texto de Transferencia de calor de DONALD KERN)

$$0.52 \% * \text{Solidos} + 0.4\% * \text{Grasa} + 1.0 \% * \text{agua}$$

T_f = Temperatura final que alcanza el MIX o SCRAP

T_i = Temperatura inicial del MIX o SRAP entrando al secador.

POTENCIA CALORIFICA PARA CALENTAR EL AGUA CONTENIDA EN EL SCRAP Y EVAPORARLA.

Se tienen dos componentes, la primera que cuantifica la potencia calorífica para calentar la fracción de agua en el SCRAP hasta los 100 °C mediante un proceso de variación de calor sensible y la potencia calorífica para evaporar el agua contenido en él SCRAP en un proceso de cambio de calor latente:

$$\dot{Q}_2 = m_w * Ce_w * (T_f - T_i)_w + m_w * \Delta h_{fg} \dots \dots (6)$$

Se tienen los siguientes datos:

m_w = Fracción de agua evaporada (Según balance de masas)

Ce_w = 1.0 Kcal/kg °C (Calor específico del agua a presión constante)

T_f = 100 °C (Temperatura final del agua antes de cambiar de fase a presión atmosférica)

T_i = Temperatura inicial del agua al momento que se separa del SCRAP e inicia su proceso previo a la evaporación o cambio de fase

Δh_{fg} = 538.97 kcal/kg (Entalpia de vaporización del agua a 1 Bar de Presión y 100 ° C de temperatura)

POTENCIA CALORIFICA UTILIZADA PARA CALENTAR EL MATERIAL CONFORMANTE DEL SECADOR:

El cuerpo del secador conformado por lo componentes internos que separan al vapor saturado y el MIX o SCRAP a deshidratar.

Así mismo la Potencia calorífica utilizada para calentar el material conformante del secador se evalúa según la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_3 = N * A_{tc} * U * (T_{is} - T_{amb}) \dots \dots \dots (7)$$

Se tienen los siguientes datos:

Área efectiva de transferencia de calor del secador en contacto con el vapor

El coeficiente global de transferencia de calor (U) se evalúa según la siguiente ecuación obtenido del texto de Procesos de Transferencia de Calor de Donald Kern.

$$U = 8.4 + 0.06 * (T_{ext} - T_{amb}) \dots \dots \dots (8)$$

De donde:

T_{ext} = Referida a la temperatura exterior de las paredes del secador

T_{amb} = Es la temperatura del medio ambiente

T_{is} = Es la temperatura interior del secador evaluado a la presión del vapor saturado igual a 4 Bar

N = 5 (Numero de secadores Rotadiscos)

POTENCIA CALORIFICA POR PÉRDIDAS POR TRANSFERENCIA DE CALOR DE RADIACION.

Las pérdidas por transferencia de calor se evalúan según la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_4 = A_{LTC} * U_{TTC} * (T_{ext} - T_{amb}) \dots \dots \dots (9)$$

Dónde:

A_{LTC} = Es el Área lateral de transferencia de calor, la cual es la suma de las áreas de las tapas frontal y posterior y el área lateral.

$$A_{LTC} = 2 * \frac{\pi * D^2}{4} + \pi * D * L \dots \dots \dots (10)$$

Las Dimensiones del secador son las siguientes:

Diámetro (D)

Longitud (L)

U_{TTC} = Es el Coeficiente global de transferencia de calor por radiación y convección. Así tenemos :

$$U_{TTC} = h_c + h_r \dots \dots \dots (11)$$

Dónde:

h_c = El coeficiente global de transferencia de calor por convección se evalúa según la siguiente ecuación obtenida del OJON TOJO (Problemas de Ingeniería Química-Capitulo de Secado)

$$h_c = 1.135 * \left(\frac{T_{ext} - T_{amb}}{D} \right)^{0.25} \dots \dots (12)$$

h_r = Es el coeficiente de transferencia de calor por radiación

$$h_r = 4.876 * 10^{-8} * \epsilon * \left(\frac{(T_{ext} - T_{amb})^4}{T_{ext} - T_{amb}} \right) \dots \dots (13)$$

Dónde:

ϵ = Coeficiente de emisividad del material

T_{ext} y T_{amb} están evaluados en valores de temperatura absoluta (°K)

2.3.3 DIMENSIONAMIENTO DEL SECADOR:

De conformidad con lo dispuesto en la Ley General de Pesca, Decreto Ley Nº 25977, y su Reglamento aprobado por Decreto Supremo Nº 012-2001-PE, se publicó el año 2002 las fórmulas para la determinación de las capacidades de

operación instaladas de las plantas de procesamiento pesquero, como resultado de la introducción de nuevas tecnologías en el procesamiento destinado a la obtención de productos de mayor valor agregado. (R.D Nº 091-2002-PE-DNEPP, 2002)

Para los secadores a vapor indirecto tipo Rotadiscos se tiene las siguientes ecuaciones:

PARA LA CAPACIDAD EFECTIVA DEL SECADOR:

$$CAP = \frac{\text{Area de calentamiento (m}^2\text{)}}{K \frac{\text{m}^2}{\text{Ton/h}}} \dots \dots (14)$$

Donde:

CAP = Capacidad efectiva del secador en Ton/h

A = Área de calentamiento (m²)

K = 25.5 m²/ ton/h, Promedio de 23 a 28 m² / t/h

PARA EL CÁLCULO DEL AREA DE CALENTAMIENTO:

$$A = A_e + A_d + A_{ch} \dots \dots \dots (15)$$

Dónde:

A_e = Área del eje.

A_d = Área de los discos

A_{ch} = Área de chaqueta.

PARA EL CÁLCULO DEL AREA DEL EJE:

$$A_e = \frac{\pi}{2} * d * ((P - EB) * N + 0.3168) \dots \dots \dots (16)$$

Dónde:

d = Diámetro exterior del eje con espesor base de disco

P = Paso entre disco

EB = Espesor en la base del disco

N = Numero de discos.

PARA EL CÁLCULO DEL AREA DE LOS DISCOS :

$$A_d = \frac{\pi}{2} * N * (D^2 - d^2) \dots \dots \dots (17)$$

Dónde:

D = Diámetro exterior de disco

P = Paso entre disco

PARA EL CÁLCULO DEL AREA DE LA CHAQUETA:

$$A_{ch} = \pi * (D + 0.311) * \frac{302}{360} * (P * (N - 2) + 0.0541) \dots (18)$$

PARA EL CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DE EVAPORACION ESPERADA C_s (kg/h- m^2): Es uno de los parámetros más importantes para el dimensionamiento del secador , la cual relaciona la transferencia de calor del equipo con el área de transferencia de calor del equipo.

$$C_s = \frac{W2}{A} \dots \dots \dots (19)$$

Dónde:

W2 = Capacidad de evaporación del secador o cantidad de agua a evaporar.

PARA EL CÁLCULO DEL DIAMETRO INTERIOR Y LONGUITUD DEL CASCO:

Se tiene la relación para la geometría de un sistema estático con carga y con movimiento en su interior (Ecuación extraído del texto “El secado de los sólidos en la Industria Química de G. Nonhebel) :

$$\frac{L}{Di} = 4 \text{ a } 10 \dots \dots \dots (20)$$

Dónde:

L : Longitud del casco.

Di : Diámetro interior del casco.

$$V = \frac{\pi}{4} * Di^2 * L \dots \dots \dots (21)$$

V = Volumen del casco interior del secador.

$$Ct = \frac{W^2}{V} \dots \dots \dots (22)$$

En donde el parámetro Ct está dentro de un valor entre 40 a 120 kg agua/ h – m³

PARA LA LONGITUD TOTAL DEL SECADOR Lt :

$$Lt = (N + 1) * P + 0.914 \dots \dots \dots (23)$$

PARA DETERMINAR LA VELOCIDAD DEL ROTOR DEL SECADOR:

$$n = \frac{60 * v}{\pi * De} (rpm) \dots \dots \dots (24)$$

Dónde:

n = Velocidad angular del secador en rpm (valor recomendado entre 8.5 a 12.5 rpm)

v = velocidad periférica de los discos (el cual es un valor de 1.1 m/sg)

Por lo tanto la ecuación 24 queda resumida a :

$$n = \frac{21}{De} (rpm) \dots \dots \dots (25)$$

PARA DETERMINAR LA POTENCIA DEL MOTOR:

$$P = \pi^2 * n * \frac{f}{\eta} * N * \frac{D^3 - d^3}{13500} \dots \dots \dots (26)$$

Donde:

f : 205.12 N/m² parámetro relacionado a la fuerza aplicada a los secador por área de superficie para una óptima operación sin que produzca desequilibrios en el sistema por efecto de la carga dinámica.

η : Eficiencia mecánica del secador-

2.3.4 DISEÑO MECANICO:

a. FUNDAMENTOS:

El diseño mecánico hace referencia al diseño de objetos o sistemas de naturaleza mecánica, es decir, piezas, estructuras, mecanismos, dispositivos, máquinas e instrumentos con fines diversos. El diseño mecánico se basa en estudios sobre cuestiones como el límite de fluencia de los materiales y el valor de esfuerzo aplicado con el cual los materiales comienzan a deformarse de forma permanente.(Axayacatl,2013)

El límite de fluencia es un punto que indica propiedades muy interesantes de los materiales. Antes del límite de fluencia el material presenta propiedades elásticas que respetan la ley de Hooke mediante la cual se puede establecer el módulo de Young del material; al superar dicho límite el material deja de ser elástico y se deforma plásticamente, lo que indica que una vez eliminado el esfuerzo no regresará a su forma natural. ara la mayoría de los metales el límite elástico está bien definido, pero no todos los materiales elásticos tienen un límite claro, el cual también estará en dependencia de las condiciones ambientales. Más ahora, con el avance de la ciencia de materiales y la creación de materiales con propiedades extraordinarias, a veces características como el

límite de fluencia no se puede establecer con precisión, sobre todo si hablamos de fluidos no-newtonianos.(Axayacatl,2013)

El momento de inercia o inercia rotacional es una medida de la inercia rotacional de un cuerpo. Más concretamente el momento de inercia es una magnitud escalar que refleja la distribución de masas de un cuerpo o un sistema de partículas en rotación, respecto al eje de giro. El momento de inercia sólo depende de la geometría del cuerpo y de la posición del eje de giro; pero no depende de las fuerzas que intervienen en el movimiento. El momento de inercia desempeña un papel análogo al de la masa inercial en el caso del movimiento rectilíneo y uniforme. Es el valor escalar del momento angular longitudinal de un sólido rígido. (Dario Díaz, 2006)

El momento de inercia refleja la distribución de masa de un cuerpo o de un sistema de partículas en rotación, respecto a un eje de giro. El momento de inercia sólo depende de la geometría del cuerpo y de la posición del eje de giro; pero no depende de las fuerzas que intervienen en el movimiento. El momento de inercia de un cuerpo indica su resistencia a adquirir una aceleración angular. Dado un sistema de partículas y un eje arbitrario, el momento de inercia del mismo se define como la suma de los productos de las masas de las partículas por el cuadrado de la distancia r de cada partícula a dicho eje. (Dario Díaz , 2006)

El teorema de Steiner establece que el momento de inercia con respecto a cualquier eje paralelo a un eje que pasa por el centro de masa, es igual al momento de inercia con respecto al eje que pasa por el centro de masa más el producto de la masa por el cuadrado de la distancia entre los dos ejes de un sistema mecánico.

Momento flector : denomina momento flector (o también "flexor"), o momento de flexión, a un momento de fuerza resultante de una distribución de tensiones

sobre una sección transversal de un prisma mecánico flexionado o una placa que es perpendicular al eje longitudinal a lo largo del que se produce la flexión. Es una sollicitación típica en vigas y pilares y también en losas ya que todos estos elementos suelen deformarse predominantemente por flexión. El momento flector puede aparecer cuando se someten estos elementos a la acción de un momento (torque) o también de fuerzas puntuales o distribuidas. (Singer, 1982)

En un elemento constructivo prismático sometido a flexión se generan tensiones normales a la sección transversal, de sentido opuesto en la zona comprimida y en la zona traccionada, que generan un momento resultante de las tensiones internas que iguala al momento exterior aplicado. La Flexión simple no desviada, se presenta cuando una pieza prismática está siendo flectada por un momento flector que coincide vectorialmente en dirección con uno de los ejes principales de inercia se dice que está sometido a flexión no desviada, si además no existe esfuerzo axial la flexión se dice simple, y si además la sección tiene un plano de simetría perpendicular al momento, situación que sucede típicamente en las estructuras convencionales, la tensión normal en cualquier punto se produce en una viga o un elemento flechado al aplicar un momento flector se puede aproximar por la fórmula de Navier. (Singer, 1982)

Cuando se aplica una fuerza en algún punto de un cuerpo rígido, dicho cuerpo tiende a realizar un movimiento de rotación en torno a algún eje. Ahora bien, la propiedad de la fuerza aplicada para hacer girar al cuerpo se mide con una magnitud física que llamamos torque o momento de la fuerza. Entonces, se llama torque o momento de una fuerza a la capacidad de dicha fuerza para producir un giro o rotación alrededor de un punto. En el caso específico de una fuerza que produce un giro o una rotación, muchos prefieren usar el nombre torque y no momento, porque este último lo emplean para referirse al momento lineal de una fuerza.(Beer, 2013)

Para explicar gráficamente el concepto de torque, cuando se gira algo, se está aplicando una fuerza rotacional. Esa fuerza rotacional es la que se denomina torque o momento. Cuando empujas una puerta, ésta gira alrededor de las bisagras. Pero en el giro de la puerta vemos que intervienen tanto la intensidad de la fuerza como su distancia de aplicación respecto a la línea de las bisagras. Entonces, considerando estos dos elementos, intensidad de la fuerza y distancia de aplicación desde su eje, el momento de una fuerza es, matemáticamente, igual al producto de la intensidad de la fuerza (módulo) por la distancia desde el punto de aplicación de la fuerza hasta el eje de giro. (Beer, 2013)

Expresada como ecuación, la fórmula es:

$$M = F * l \dots \dots \dots (27)$$

Donde M representa el torque aplicado.

F la fuerza de aplicación para romper la inercia.

L está referido al brazo de palanca o radio de giro con respecto al centro de ejes para un sistema giratorio sobre su eje.

Cuando una carga se aplica en un período relativamente corto recibe el nombre de “carga dinámica”, la misma puede tomar muchas formas, algunas cargas se aplican y suprimen de modo repentino, son las cargas de impacto, otras actúan por períodos más prolongados de tiempo y varían de intensidad, son las denominadas cargas fluctuantes. Las cargas de impacto se producen cuando dos objetos colisionan, o cuando un objeto cae sobre otro. Las cargas fluctuantes en general son producidas por maquinaria rotatoria, tránsito pedestre o vehicular, ráfagas de viento, olas marinas, sismos. (UNNE, 2010)

Las cargas dinámicas se distinguen de las estáticas por el hecho de originar modificaciones tanto en la magnitud de las tensiones como en las deformaciones a que dan lugar, afectando también la forma y límite de rotura de los materiales. En los materiales solicitados dinámicamente la deformación de rotura se reduce

en forma considerable. Asimismo, las experiencias realizadas demuestran incrementos del límite de fluencia y de la tensión de rotura. Muchos materiales que frente a cargas estáticas tienen un comportamiento dúctil, en el caso de cargas dinámicas presentan un comportamiento frágil. (UNNE, 2010)

Las cargas dinámicas producidas por el impacto de un cuerpo en movimiento pueden originar en la estructura o en parte de ella efectos vibratorios. Si la carga dinámica se repite en forma periódica, y su frecuencia coincide con el período de vibración del elemento, éste puede entrar en resonancia. Cuando esto ocurre se originan deformaciones tan grandes que conducen al colapso de la estructura. La determinación en forma rigurosa de las tensiones que se originan como consecuencia de las cargas dinámicas resulta compleja y en cierto modo, un tanto indefinida. En el caso de solicitaciones estáticas las cargas actuantes pueden determinarse en forma mucho más cierta que en el caso de solicitaciones dinámicas, dónde ocurre una transferencia de una cierta cantidad de energía cinética, la cual en la práctica es muy difícil de cuantificar. (UNNE, 2010)

b. ECUACIONES PARA ESFUERZOS ESTATICOS:

El secador Rotadiscos es un sistema estático con respecto a su desplazamiento , con una gran carga dinámica en su interior que provoca constantes esfuerzos mecánicos que deben controlarse para evitar la fatiga prematura de los materiales y del equipo.

PARA EL CÁLCULO DEL MOMENTO DE INERCIA M_i :

$$M_i = \frac{D^2 - d^2}{64} * \pi \dots \dots \dots (28)$$

PARA EL CÁLCULO DEL MOMENTO FLECTOR M_f :

$$M_f = \frac{\text{Peso} * \text{distancia de apoyo}}{8} * \pi \dots \dots \dots (29)$$

PARA EL CALCULO DE LA DISTANCIA DE INERCIA :

$$\text{Distancia de inercia} = \frac{\text{Diametro exterior del rotor}}{2} \dots \dots \dots (30)$$

PARA EL CALCULO DE ESFUERZO DE CARGA:

$$\text{Esfuerzo de carga} = \frac{\text{Momento flector} * \text{distancia de inercia}}{\text{Momento de Inercia}} \dots \dots \dots (31)$$

PARA EL CALCULO DEL ESFUERZO QUE SOPORTA EL MATERIAL :

$$\text{Esfuerzo del material} = \frac{\text{Esfuerzo de Fluencia del acero}}{4} \dots \dots \dots (32)$$

PARA EL CALCULO DEL MARGEN DE SEGURIDAD DEL MATERIAL :

$$\text{Margen de Seguridad} = \frac{\text{esfuerzo de carga}}{\text{resistencia del acero}} \dots \dots \dots (33)$$

PARA EL CÁLCULO DE LA FLECHA MAXIMA DEL EJE DEL ROTOR:

$$\text{Flecha maxima} = \frac{\text{momento flector} * \text{distancia de apoyos}}{384 * \text{momento de elasticidad} * \text{momento de inercia}} \dots \dots \dots (34)$$

c. ECUACIONES PARA EFECTO DE LA PRESION:

PARA LA PRESION DE COLAPSO POR PRESION EXTERNA (P_{co})

Como se sabe el casco está sometido a presión ejercida por el flujo de vapor. Esta teoría se determina que al aumentar el valor de presión de colapso en relación con el pandeo, el cilindro el cilindro puede ser reforzado con anillos, en este caso aplicaremos refuerzo y puede ser determinado a través de la ecuación de Von Mises.

$$P_{cr} = \frac{2E}{(\pi^2 - 1) \left[1 + \left(\frac{2\pi l}{\pi D_e} \right)^2 \right]} \frac{s}{D_e} + \frac{2E}{3(1-u^2)} \left[\pi^2 - 1 + \frac{2\pi^2 - 1 - u}{1 + \left(\frac{2\pi l}{\pi D_e} \right)^2} \right] \left(\frac{s}{D_e} \right)^3 \dots \dots \dots (35)$$

$$n^2 = \frac{\pi * D_e}{2l} * \sqrt[4]{36 * (1 - u^2)} * \sqrt{\frac{D_e}{2s}} \dots \dots \dots (36)$$

Según la ecuación de Windenburg and Trilling, independiente del número de lóbulos (n):

$$P_{co} = \frac{2.6 * E * \left(\frac{s}{D_e} \right)^{2.5}}{\frac{l}{D_e} - 0.45 * \frac{s}{D_e}^{0.5}} \dots \dots \dots (37)$$

Las ecuaciones son usadas en los siguientes rangos:

$$0.25 < \frac{l}{D_e} < 2 \quad ; \quad 0.2 < \frac{100s}{D_e} < 0.7$$

PARA LA PRESION MAXIMA DE LA CHAQUETA POR PRESION INTERNA (P_c)

Debido que la chaqueta está sometida está sometido a presión interna ejercida por el flujo de vapor. Para ello se tiene la siguiente ecuación:

Según Teoría de Recipientes:

$$P_{c1} = \frac{2 * f1 * Z * h}{Dech - h} \dots \dots \dots (38)$$
$$Dech = D_e + 2 * (t + h)$$

Según ASME se tiene que:

$$P_{c1} = \frac{2 * f2 * Z * h}{Dech - 2h + 1.2} \dots \dots \dots (38.a)$$

Dónde:

f1 es el esfuerzo admisible básico: 24 KSI

f2 es el esfuerzo admisible ASME: 16.6 KSI

d. ECUACIONES PARA CARGAS DINAMICAS:

PARA EL CÁLCULO DEL VOLUMEN DEL DISCO:

Volumen del disco

$$= \text{Altura de disco} * \text{Ancho de carga para pasaraspador} * \text{paso de discos} \dots \dots (39)$$

PARA EL CÁLCULO DEL PESO DE CARGA:

$$\text{Peso de carga} = \text{Volumen del sector de disco} * \text{Densidad} \dots \dots (40)$$

PARA EL CÁLCULO DE LA CARGA DINAMICA (kg/vuelta):

$$\text{Carga dinamica} = f. \text{ sold} * f. \text{ srv. ter.} * f. \text{ srv. fric.} * \text{Peso de carga} \dots \dots (41)$$

PARA EL CÁLCULO DE LA CARGA DINAMICA TOTAL (kg/vuelta):

$$\text{Carga dinamica total} = \text{Carga dinamica} * \text{Numero de discos} \dots \dots (42)$$

PARA EL CALCULO DE RADIO DE FUERZA DEL ROTOR:

$$\text{Radio de fuerza} = \frac{D}{4} \dots \dots \dots (43)$$

PARA EL CALCULO DEL TORQUE EQUIVALENTE :

$$\text{Torque} = \frac{\text{Peso} * \text{Radio de fuerza}}{\dots \dots \dots} \dots \dots \dots (44)$$

$$\text{Torque equivalente} = \text{Torque} * 2.2 * \dots \dots \dots (45)$$

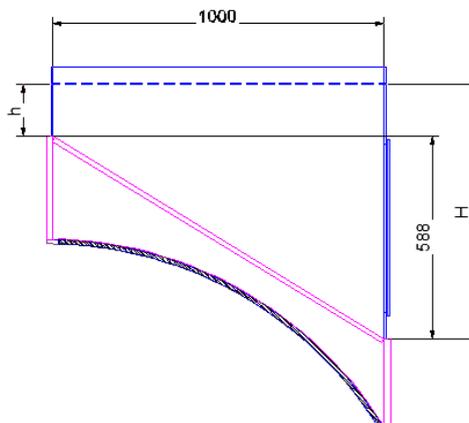
PARA EL CÁLCULO DE LAS PRESTACIONES ELECTRICAS:

$$\text{Potencia(HP)} = \frac{\text{Torque equiv} * \text{velocidad}}{6300} \dots \dots (46)$$

$$\text{Intensidad de corriente (Amp)} = \frac{\text{Potencia}}{\text{tension} * \cos \theta * \sqrt{3}} \dots \dots (47)$$

e. ECUACIONES PARA SISTEMAS COMPLEMENTARIOS:

PARA EL CÁLCULO DE LA CAJA RECEPTORA DE VAHOS: El secador Rotadisk en su proceso de secado genera Vahos que mediante la caja receptora será evacuado.



Para el cálculo de H y h tenemos que:

$$1 * (h + 0.294) = \frac{Fvh}{V} \dots \dots \dots (48)$$

PARA EL DISEÑO DE LOS DISCOS:

Calculo de Diámetros de Distribución de Templadores:

Para que los templadores sean distribuidos correctamente serán compartidos homogéneamente en dos círculos concéntricos interiores del disco.

De tal manera se resuelve mediante la siguiente ecuación:

$$D_m = \sqrt{4 * (R^*)^2 - \frac{1}{3} * ((R^*)^2 - r^2)} \dots \dots \dots (49)$$

R* =Radio exterior del Disco sin barra de refuerzo

r = Radio interior del Disco

Dm = Diámetro Mayor de arreglo de templadores

Determinado ya los diámetros en donde serán distribuidos los templadores podremos resolver el número de templadores por disco de tal manera de obtener un óptimo soporte por la presión que ejercerá la presión de vapor en el interior de los discos.

Se resolverá un arreglo de triangulo por lo que determinaremos el ángulo.

Se presenta mediante las siguientes ecuaciones:

$$A = \left(rm * \text{sen} \left(\frac{2\pi}{Nt} \right) \right) * (Rm - \left(rm * \text{cos} \left(\frac{2\pi}{Nt} \right) \right)) \dots \dots \dots (50)$$

$$\phi = \text{arc tg} \frac{(rm * \text{sen} \left(\frac{2\pi}{Nt} \right))}{(Rm - (rm * \text{cos}(2\pi/Nt))} \dots \dots \dots (51)$$

$$fs = \frac{Nt * Dr^2 * \delta yt}{PD * (D^2 - d^2 - Nt * Dr^2)} \dots \dots \dots (52)$$

$$f_s^* = \frac{3}{4} * \frac{e * Dr * \emptyset * \delta_{yt}}{PD * \left(A - \left(Dr^2 * \frac{\pi}{8} \right) \right)} \dots \dots \dots (53)$$

Donde:

- Nt = Número de Templadores
- δ_{yt} = Resistencia de Fluencia ASTM A-36
- PD = Presión de Diseño
- Rm = Radio Mayor de Templador
- Dm = Diámetro Mayor de Templador
- rm = Radio Menor de Templador
- dm = Diámetro Menor de Templador
- D = Diámetro Exterior de Disco Terminado
- D = Diámetro Interior de Disco
- A = Área del Triángulo Arreglo de Templador
- E = Espesor de Disco
- Dr = Diámetro de Templador
- fs = Factor de Seguridad 1
- fs* = Factor de Seguridad 2

f. ECUACIONES PARA EL SISTEMA DE TRANSMISION DE POTENCIA MECANICA:

SELECCIÓN DE RODAMIENTOS Y SOPORTES:

Los rodamientos de rodillos a rótula tienen dos hileras de rodillos, un camino de rodadura esférico común en el aro exterior y dos caminos de rodadura en el aro interior inclinados de manera tal que forman un ángulo respecto del eje del rodamiento. El punto central de la esfera del camino de rodadura en el aro exterior se encuentra en el eje del rodamiento. De esta forma, los rodamientos son autoalineables y no se ven afectados por la desalineación del eje con respecto al soporte que, por ejemplo, puede producirse por la flexión del eje. Los rodamientos de rodillos a rótula están diseñados para soportar cargas radiales

pesadas, así como cargas axiales pesadas en ambos sentidos. El rendimiento de los rodamientos no solo está determinado por la carga o las velocidades nominales. Existen otros factores que afectan su rendimiento. En gran medida, el rendimiento está influenciado por la geometría de los rodillos, los caminos de rodadura, las jaulas y el tratamiento térmico, así como también por el acabado de todas las superficies de contacto. Algunos de los factores más importantes que afectan el rendimiento de los rodamientos de rodillos a rótula SKF son los siguientes: rodillos simétricos, tolerancia de los rodillos, perfil especial de los rodillos, rodillos auto guiados y jaulas metálicas. (SKF, 2012)

La capacidad de carga dinámica se determina según la siguiente ecuación:

$$C = P * ((L_{10h}) * (60 * n) * (10^{-6}))^{\frac{1}{\alpha}} \dots \dots (54)$$

Dónde:

C = Capacidad de carga dinámica (kN)

P = Carga dinámica equivalente (kN)

L_{10h} = Vida nominal en horas de servicio.

N = Revoluciones de giro del secador.

α = 10/3 para rodamiento de rodillos.

Así mismo cuando se requiere un nivel de confianza distinto, se emplea la distribución de Weibull para la vida correspondiente a dicho nivel de carga constante.

$$L_{10h} = \frac{L}{0.002 + (4.439 * (\ln(\frac{1}{R}))^{1.488})} \dots \dots (55)$$

PARA EL CÁLCULO DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISION.

Se tiene la siguiente ecuación para la relación de dientes entre la catalina y el piñón.

$$\frac{Tc}{Tp} = \frac{n1}{n} \dots \dots (56)$$

Dónde:

Tc = Numero de dientes de la catalina.

Tp = Numero de dientes del piñón.

n1 = Velocidad de giro del motor (rpm)

n = Velocidad de giro del secador (rpm)

SELECCIÓN DE LA CADENA TRANSMISORA DE POTENCIA:

La selección de la potencia de diseño de la cadena está dada por la siguiente ecuación:

$$Pdc = PM * SF \text{ combinado} \dots \dots (57)$$

Dónde:

Pdc = Potencia de diseño de la cadena.

PM = Potencia del motor o potencia de giro.

SF combinado = Es el factor de seguridad que depende de :

$$SF \text{ combinado} = SF1 * SF2 * SF3 \dots \dots \dots (58)$$

SF1 = Factor de servicio por tipo de carga-motor eléctrico.

SF2 = Factor de servicio 'por tipo de carga-temperatura.

SF3 = Factor de servicio por tiempo de operación.

CALCULO DEL DIAMETRO DE PASO DE LOS SISTEMAS MOTRICES.

Para el diámetro de paso de catalina (Dpc)

Se determina según la siguiente ecuación:

$$Dpc = \frac{Pc}{\text{sen}\left(\frac{180}{Tc}\right)} \dots \dots \dots (59)$$

Para el diámetro de paso del piñón (Dpp):

$$Dpp = \frac{Pc}{\text{sen}\left(\frac{180}{Tp}\right)} \dots \dots \dots (60)$$

Donde :

Pc = Paso de cadena de transmisión.

CALCULO DE LA TENSION DE LA CADENA:

Para el cálculo del torque (T) que soporta el sistema se tiene la siguiente ecuación:

$$T = \frac{5252.1 \times PM}{n} \dots \dots \dots (61)$$

Mientras que la tensión de la cadena (FC) se determina según la ecuación:

$$FC = \frac{T}{Dpc/24} \dots \dots \dots (62)$$

CALCULO DEL SISTEMA DE ACOPLAMIENTO HIDRAULICO:

El acoplamiento de fluido está diseñado para proporcionar una óptima fiabilidad y durabilidad. Se instala entre el motor (unidad) y la máquina (componente conducido - Reductor).

El acoplamiento de fluido comprende básicamente dos impulsores, con palas radiales, opuestos el uno al otro, uno conectado al eje del motor y el otro al eje de entrada del equipo o máquina de trabajo. El acoplamiento de fluido actúa como un embrague centrífugo, por la conducción un impulsor, el aceite que pasa a partir de las hojas para la parte accionada, que actúa como un impulsor accionado, transmite la potencia al equipo o a la maquinaria.

El aceite, que llena el acoplamiento de fluido, transfiere el par motor y también lubrica las partes móviles, acoplamientos hidráulicos son la manera más fácil y barata de crear un perfectamente tren de accionamiento flexible, ya que no hay partes mecánicas son necesarios entre el motor y el equipo o máquina accionada. Sin partes mecánicas, prácticamente no hay desgaste. La elasticidad del acoplamiento de fluido resuelve los problemas de los picos de potencia en los motores eléctricos convencionales y las máquinas que conducen. Sin partes mecánicas, prácticamente no hay desgaste.

Se tienen las siguientes ecuaciones:

PARA LA RELACION DE TRANSMISION (IN) :

$$IN = \frac{n1}{n2} \dots \dots \dots (63)$$

PARA EL CALCULO DEL TORQUE DEL PIÑON (Tp2) :

$$Tp2 = \frac{Tc * Dpp}{Dpc} \dots \dots \dots (64)$$

CALCULO DE LA POTENCIA DE OPERACIÓN (Po1)

$$Po1 = \frac{Tp2 * n2}{9.55 * \eta} \dots \dots \dots (65)$$

CALCULO DE LA POTENCIA NOMINAL REQUERIDA (PN1):

$$PN1 = Po1 * Fs \dots \dots \dots (66)$$

η = Eficiencia de un reductor de 3 etapas.

Fs = Factor de servicio para sistema hidráulico (1.6)

2.4 EVALUACION ECONOMICA

Es el estudio más acabado, denominado "factibilidad", se elabora sobre la base de antecedentes precisos obtenidos mayoritariamente a través de fuentes primarias de información. Debe orientarse hacia el examen detallado y preciso de las opciones que se han considerado viables en la etapa anterior. Además, debe afinar todos aquellos aspectos y variables que puedan mejorar el proyecto, de acuerdo con sus objetivos, sean sociales o de rentabilidad.

En la etapa de evaluación es posible distinguir tres subetapas:

La medición de la rentabilidad del proyecto: Sobre la base de un flujo de caja que se proyecta sobre la base de una serie de supuestos.

El análisis de las variables cualitativas: Complementa la evaluación realizada con todos aquellos elementos no cuantificables que podrían incidir en la decisión de realizar o no el proyecto.

La sensibilización del proyecto: Se sensibiliza sólo aquellos aspectos que podrían, al tener mayores posibilidades de un comportamiento distinto al previsto, determinar cambios importantes en la rentabilidad calculada.(Cruz Lezama, 2010)

Los Indicadores de evaluación más utilizados son :

- a. **Valor Actual Neto (VAN)** : consiste en actualizar los cobros y pagos de un proyecto o inversión y calcular su diferencia. Para ello trae todos los flujos de caja al momento presente descontándolos a un tipo de interés determinado. El VAN va a expresar una medida de rentabilidad del proyecto en términos absolutos netos, es decir, en nº de unidades monetarias. Es un método que se utiliza para la valoración de distintas opciones de inversión. Este método también se conoce como Valor neto actual (VNA), valor actualizado neto o valor presente neto (VPN). Para simplificar vamos a llamarlo simplemente VAN.(Cruz Lezama , 2015)

El VAN sirve para generar dos tipos de decisiones: en primer lugar, ver si las inversiones son efectuales y en segundo lugar, ver qué inversión es mejor que otra en términos absolutos. Los criterios de decisión van a ser los siguientes:

VAN > 0 : el valor actualizado de los cobros y pagos futuros de la inversión, a la tasa de descuento elegida generará beneficios.

VAN = 0 : el proyecto de inversión no generará ni beneficios ni pérdidas, siendo su realización, en principio, indiferente.

VAN < 0 : el proyecto de inversión generará pérdidas, por lo que deberá ser rechazado. (Cruz Lezama, 2015)

Se evalúa según la siguiente ecuación :

El VAN se evalúa según la siguiente ecuación:

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{FC}{(1+i)^t} - I \dots \dots \dots (67)$$

Dónde:

- Los Flujos de Caja (FC): Corresponde a los flujos de caja futuro en la que la empresa incurre anualmente.
- La Inversión Inicial (I): Corresponde al Valor Inicial o desembolso que la empresa hará en el momento de contraer la inversión.
- La tasa de descuento: Es la tasa de retorno requerida sobre una inversión. La tasa de descuento refleja la oportunidad perdida de gastar o invertir en el presente por lo que también se le conoce como tasa de oportunidad.
- Numero de periodos de duración del proyecto.

Para la determinación del flujo de caja se tiene la siguiente ecuación:

$$FC = A_t - CO_t \dots (40) \dots \dots (68)$$

Dónde:

A_t = Ingresos, ahorro o ganancia obtenida en cada periodo de tiempo analizado. (Para cada año)

CO_t = Egresos por Costos de Operación y Mantenimiento anual.

- b. Tasa Interna de Retorno (TIR) :**La Tasa Interna de Retorno (TIR) es la tasa de interés o rentabilidad que ofrece una inversión. Es decir, es el porcentaje de beneficio o pérdida que tendrá una inversión para las cantidades que no se han retirado del proyecto. Es una medida utilizada en la evaluación de proyectos de inversión que está muy relacionada con el Valor Actualizado Neto (VAN). También se define como el valor de la tasa de descuento que para un proyecto de inversión dado, hace que el VAN sea igual a 0. (Andrés Sevilla, 2015)

El criterio de selección será el siguiente donde “k” es la tasa de descuento de flujos elegida para el cálculo del VAN:

Si $TIR > k$, el proyecto de inversión será aceptado. En este caso, la tasa de rendimiento interno que obtenemos es superior a la tasa mínima de rentabilidad exigida a la inversión.

Si $TIR = k$, estaríamos en una situación similar a la que se producía cuando el VAN era igual a cero. En esta situación, la inversión podrá llevarse a cabo si mejora la posición competitiva de la empresa y no hay alternativas más favorables.

Si $TIR < k$, el proyecto debe rechazarse. No se alcanza la rentabilidad mínima que le pedimos a la inversión. (Andrés Sevilla, 2015)

Matemáticamente se evalúa a través de la siguiente ecuación:

$$0 = -I + \sum_{t=1}^n \frac{FC}{(1+i)^t} \dots \dots \dots (69)$$

CAPITULO III:
MATERIALES Y METODO

3.1 MATERIALES:

Dentro del Material utilizado se tiene lo siguiente:

3.1.1 SUSTANCIA:

A. VAPOR SATURADO:

El vapor saturado, es vapor a la temperatura de ebullición del líquido. Es el vapor que si desprende cuando el líquido hierve. Se obtiene en calderas de vapor. El vapor se utiliza en multitud de procesos industriales. Se utiliza el vapor saturado a presión atmosférica en la hidrodestilacion, que son procesos donde por ejemplo: se obtiene el aceite esencial de una planta aromática. En labores de limpieza con vapor. En la pasteurización de alimentos y bebidas, etc. en sistemas de calefacción central urbana, etc. Y en las empresas de producción de harina de pescado en un insumo fundamental en las operaciones unitarias de cocinado y secado. Se produce en Calderos Piro tubulares.

B. HARINA DE PESCADO:

La harina de pescado es un producto obtenido del procesamiento de pescados, eliminando su contenido de agua y aceite. El aceite de pescado es un importante producto secundario. Con un 70% a 80% del producto en forma de proteína y grasa digerible, su contenido de energía es notablemente mayor que muchas otras proteínas animales o vegetales ya que proporciona una fuente concentrada de proteína de alta calidad y una grasa rica en ácidos grasos omega-3, DHA y EPA indispensables para el rápido crecimiento de los animales. Sus principales productores en el mundo son Chile y Perú. La materia prima por naturaleza es la anchoveta.

C. MIX:

Es la denominación a una mezcla conformada por el licor de prensa , licor de separadores y concentrado de agua de cola , el cual generalmente con un grado de humedad oscilante entre a 50 a 55 % ingresa a los secadores para el proceso de deshidratación.

3.1.2 INSTRUMENTACION:

- a. SOFTWARE: Se utilizó el siguiente software:
- Procesador de Textos del Ms Office 2010: Para la redacción del Informe de Tesis.
 - Excel del Ms Office 2010: Para la elaboración de cuadros de cálculo y resultados obtenidos del estudio.
 - Programa Steam Tables para la determinación de las propiedades del vapor saturado.
- b. INSTRUMENTACION EN PLANTA: La siguientes es la instrumentación ubicada en la Planta de Harina de la Corporación Pesquera 1313 S.A.
- Manómetro de presión de vapor de secadores.
 - Termómetro para lectura de temperaturas de sustancias de trabajo : mix , harina de pescado y vahos.

3.2 METODOLOGIA DE INVESTIGACION:

3.2.1 VARIABLES.

La variable independiente es la Capacidad de Evaporación.

La variable dependiente es el Dimensionamiento de un secador Rotadiscos.

3.2.3 INDICADORES.

Variable Independiente:

- Flujo másico del mix a secar.(kg/h)
- Presión del vapor de calefacción (Bar)
- Área de calentamiento (m²)

Variable Dependiente:

- Longitud del secador (m)
- Diámetro de discos (m)
- Longitud de paso entre discos (m)

- Esfuerzos mecánicos de diseño (kgf/cm^2)
- Potencia del motor eléctrico de accionamiento (kW)

3.2.4 MÉTODO DE INVESTIGACIÓN.

El presente trabajo realiza uso del método cuantitativo

Analítico: es un camino para llegar a un resultado mediante la descomposición de un fenómeno en sus elementos constitutivos. Al referirnos a diversos saberes en los que la aplicación del método analítico es posible, vemos una gradación que va desde las aplicaciones más empíricas y concretas hasta las más abstractas y simbólicas. Estas diversas maneras del método analítico, no obstante confluir en el procedimiento general de descomposición de un todo en sus elementos, tienen diferencias específicas, determinadas por el campo de la realidad del que se ocupan y de los objetivos que se buscan. (Lopera Echevarría, 2010).

Sintético: Es un proceso de razonamiento que tiende a reconstruir un todo, a partir de los elementos distinguidos por el análisis, se trata en consecuencia de hacer una explosión metódica y breve, en resumen. En otras palabras decir que la síntesis es un procedimiento mental que tiene como meta la comprensión cabal de la esencia de lo que ya conocemos en todas sus partes y particularidades. (Ruiz Limón, 2010).

Deductivo, es la formulación o enunciación de sistemas de axiomas o conjunto de tesis de partida en una determinada Teoría. Mediante el método deductivo de investigación es posible llegar a conclusiones directas, cuando deducimos lo particular sin intermediarios. Esto es un método deductivo directo. Este método consiste en inducir una ley y luego deducir nuevas hipótesis como consecuencia de otras más generales. (Carbajal Lizardo, 2013).

3.2.5 TIPO DE ESTUDIO.

Tipo de Estudio: Explicativo

Como su nombre lo indica, su interés se centró en explicar porque ocurre un fenómeno y en qué condiciones se da este, o porque se relacionan dos o más variables. Su interés se centró en explicar cuál es la influencia de la capacidad de evaporación en el dimensionamiento de un secador a vapor Rotadiscos.

3.2.6 DISEÑO DE INVESTIGACIÓN.

El diseño de estudio es pre experimental, longitudinal y transeccional con medición antes y después de un caso único.(cuando hay bases para inferir causalidad, un mínimo de control y análisis estadísticos apropiados para analizar relaciones causales).

El diseño que se utiliza será el pre experimental, considerando la naturaleza de las dos variables. Variable independiente “Capacidad de evaporación” y la variable dependiente “Dimensionamiento de un secador a vapor Rotadiscos” , pues dicho método que se utilizó consiste en organizar deliberadamente condiciones, de acuerdo con un plan previo, con el fin de investigar las posibles relaciones causa – efecto, exponiendo al la muestra de estudio a la acción de una variable experimental y contrastando con los resultados

3.3 METODOLOGIA DE CÁLCULO:

Se tiene la siguiente metodología de cálculo.

- Se realiza inicialmente un balance de materia para determinar el valor exacto de la materia prima entrante en el secador a vapor Rotadiscos , tal como se detalla en ítems anteriores los cálculos se realizan para un secador de 30 Toneladas de capacidad/hora.
- Se determina la capacidad de evaporación en función a los porcentajes de humedad entrante de la materia prima a secar y de la harina de pescado a obtener, esto se realiza a través de un balance de energía.
- A partir de un análisis energético y partiendo de la capacidad de evaporación determinar el Area de transferencia de calor efectiva del secador a vapor Rotadiscos.

- Realizar el dimensionamiento geométrico del secador a partir de las ecuaciones establecidas por la RD N° 091-2002-PE-DNEPP , determinándose longitud de eje , espacio entre discos , diámetro de discos, etc.
- Determinar los esfuerzos mecánicos a los que se somete el secador a vapor Rotadiscos , calculando los momentos flectores , cargas dinámicas, momentos de inercia y esfuerzos por torsión, elementos complementarios y sistemas de transmisión de potencia.
- Se realizan gráficos comparativos del dimensionamiento del secador para una misma capacidad de evaporación, pero variando distintos parámetros geométricos, para hallar la influencia de una variable a otra.
- Se realiza la evaluación económica, determinando el VAN y el TIR.

CAPITULO IV:

CALCULOS Y DISCUSION DE

RESULTADOS

4.1 BALANCE DE MATERIA PARA DETERMINAR EL MIX A EVAPORAR.

a. BALANCE DE SECADO: Secador Rotadiscos.

Teniendo en cuenta el Balance general de materia para la Empresa Corporación Pesquera 1313 S.A , se tiene la siguiente información de entrada (Ver Anexo)

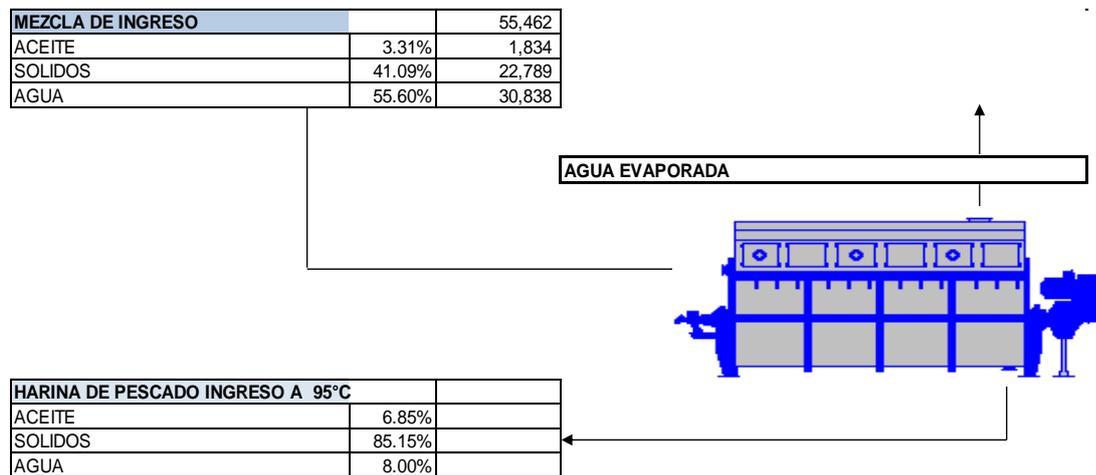


Figura N° 13 Flujos de entrada y salida en Secador Rotadiscos

Fuente: Corporación Pesquera 1313

4.2 BALANCE DE ENERGIA EN EL SECADOR ROTADISCOS.

a. POTENCIA CALORIFICA PARA CALENTAR EL SCRAP O MIX : Según la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_1 = m_{mix} * C_{e_{mix}} * (T_f - T_i)_{mix}$$

Se tienen los siguientes datos: =55,462 kg/h entrante a la 1° Etapa de secado

$$C_{e_{mix}} = 0.52 \% * \text{Solidos} + 0.4\% * \text{Grasa} + 1.0 \% * \text{agua}$$

Según los reportes de control de calidad se tienen los siguientes porcentajes:

ACEITE	3.31%	1,834
SOLIDOS	41.09%	22,789
AGUA	55.60%	30,838

$$C_{e_{mix}} = 0.78 \text{ Kcal/kg} = 3.26 \text{ kj/kg } ^\circ\text{C}$$

$$T_f = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_i = 65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- b. **POTENCIA CALORIFICA PARA CALENTAR EL AGUA CONTENIDA EN EL SCRAP Y EVAPORARLA.**

Se tienen dos componentes, la primera que cuantifica la potencia calorífica para calentar la fracción de agua en el SCRAP hasta los 100 °C mediante un proceso de variación de calor sensible y la potencia calorífica para evaporar el agua contenido en él SCRAP en un proceso de cambio de calor latente:

$$\dot{Q}_2 = m_w * C_{e_w} * (T_f - T_i)_w + m_w * \Delta h_{fg} + m_w * (h_{g150} - h_{g100})$$

Se tienen los siguientes datos:

m_w = fracción de agua contenido en el SCRAP entrante en el secador Rotadiscos o capacidad de evaporación

C_{e_w} = 1.0 Kcal/kg °C (Calor específico del agua a presión constante)

T_f = 100 °C (Temperatura final del agua antes de cambiar de fase a presión atmosférica)

T_i = 80 °C (Temperatura inicial del agua al momento que se separa del SCRAP e inicia su proceso previo a la evaporación o cambio de fase)

Δh_{fg} = 538.97 kcal/kg (Entalpia de vaporización del agua a 1 Bar de Presión y 100 °C de temperatura)

$h_{g150} - h_{g100}$ Es la variación de entalpia referida al vapor saturado al pasar desde 100 °C hasta 150 °C , este último valor de temperatura se refiere al valor de salida de los vahos desde el secador. De tablas de vapor este valor es igual a = 2746.5-2257.06 =489.44 kJ/kg o 117.1 kcal/kg

- c. **POTENCIA CALORIFICA NETA:** El valor de la potencia calorífica neta es igual a :

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2$$

$$Qt = m_{mix} * Ce_{mix} * (T_f - T_i)_{mix} + m_w * Ce_w * (T_f - T_i)_w + m_w * \Delta h_{fg} + m_w * (h_{g150} - h_{g150})$$

Del texto del Libro Handbook Industrial Drying - Capitulo 6: Indirect Dryers po Sakamon Devahastin and Arun S. Mujumdar se considera una relación de :

$$m_{mix} = 2 * m_w$$

Por lo tanto se tiene que :

$$Qt = 2 * m_w * Ce_{mix} * (T_f - T_i)_{mix} + m_w * Ce_w * (T_f - T_i)_w + m_w * \Delta h_{fg} + m_w * (h_{g150} - h_{g150})$$

Asi mismo la Potencia térmica transferida al secador según la ecuación del texto Procesos de Transferencia de calor de Donald Kern es igual a :

$$QT = 3.6 * U * A * (T1 - T2)$$

Donde el valor del coeficiente de transferencia de calor U varia entre 30 a 85 W/m² °C.

T1 es la temperatura de transferencia de calor del vapor al secador, considerando una presión absoluta de 7 Bar para el vapor saturado suministrado al secador, entonces el valor de la temperatura es de 170 °C.

T2 es la temperatura en la cual ocurre el secado a 85 °C.

Considerando que existe una igualdad entre la potencia térmica transferida al secador t la potencia calorífica neta, entonces se tiene la siguiente igualdad:

$$Qt = QT$$

Despejando adecuadamente ambas expresiones, se llega a la siguiente ecuación;

$$2 * m_w * Ce_{mix} * (T_f - T_i)_{mix} + m_w * Ce_w * (T_f - T_i)_w + m_w * \Delta h_{fg} + m_w * (h_{g150} - h_{g150}) = 3.6 * U * A * (T1 - T2)$$

$$m_w * (2 * Ce_{mix} * (T_f - T_i)_{mix} + Ce_w * (T_f - T_i)_w + \Delta h_{fg} + (h_{g150} - h_{g150})) = 3.6 * U * A * (T1 - T2)$$

$$\frac{m_w}{A} = \frac{3.6 * U * (T1 - T2)}{(2 * C_{e_{mix}} * (T_f - T_i)_{mix} + C_{e_w} * (T_f - T_i)_w + \Delta h_{fg} + (h_{g150} - h_{g150}))}$$

Y además la capacidad de evaporación esperada según la ecuación N° 19 es ;

$$C_s = \frac{W2}{A} = \frac{m_w}{A}$$

Donde W2 es un valor similar a m_w

Reemplazando valores se tienen los siguientes resultados:

Cuadro N°2

AREA					
U	Cs	mw Capacidad de evaporacion(kg/h)			
		2000	2500	3000	3500
30	3.9	513	642	770	899
35	4.5	440	550	660	770
40	5.2	385	481	578	674
45	5.8	342	428	513	599
50	6.5	308	385	462	539
55	7.1	280	350	420	490
60	7.8	257	321	385	449
65	8.4	237	296	355	415
70	9.1	220	275	330	385
75	9.7	205	257	308	359
80	10.4	193	241	289	337
85	11	181	227	272	317

Fuente : Elaboración propia

4.3 DIMENSIONAMIENTO DE LA GEOMETRIA DEL SECADOR ROTADISCOS.

Se toma en cuenta la capacidad de evaporación de 3,500 kg/h y un área de 385 m².

a. DIMENSIONES PRINCIPALES:

Tomando en cuenta las ecuaciones 20,21 y 22 del Capítulo II se tiene la siguiente relación entre ellas:

$$Di^2 * L = \frac{4 * W2}{\pi * Ct}$$

Se tienen los siguientes resultados:

Cuadro N°3

CALCULO DE DIAMETRO , LONGITUD Y Ct								
Ct	D ² x L (m3)	D (m)	2.2	2.225	2.25	2.275	2.3	2.325
42.5	105	L (m)	21.664	21.18	20.712	20.259	19.821	19.397
		L/D	9.847	9.519	9.205	8.905	8.618	8.343
52.5	85	L (m)	17.538	17.146	16.767	16.4	16.046	15.703
		L/D	7.972	7.706	7.452	7.209	6.976	6.754
62.5	71	L (m)	14.732	14.403	14.084	13.776	13.479	13.19
		L/D	6.696	6.473	6.26	6.056	5.86	5.673
72.5	61	L (m)	12.7	12.416	12.142	11.876	11.619	11.371
		L/D	5.773	5.58	5.396	5.22	5.052	4.891
82.5	54	L (m)	11.16	10.911	10.67	10.437	10.211	9.993
		L/D	5.073	4.904	4.742	4.588	4.44	4.298
92.5	48	L (m)	9.954	9.731	9.516	9.308	9.107	8.912
		L/D	4.524	4.374	4.229	4.092	3.96	3.833
102.5	43	L (m)	8.983	8.782	8.588	8.4	8.219	8.043
		L/D	4.083	3.947	3.817	3.692	3.573	3.459

Fuente: Elaboración propia

Se tienen los siguientes valores para los cálculos:

n = Velocidad angular del secador en rpm (valor recomendado entre 8.5 a 12.5 rpm)

v = velocidad periférica de los discos (el cual es un valor de 1.1 m/sg)

f = fuerza de fricción igual a 205.120 N/m²

d (diámetro exterior del eje con espesor base de disco) = 801 mm

P (paso) = 130 mm

EB (espesor en la base del disco) = 80 mm.

Aplicando las ecuaciones: 23, 24,25 y 26 se tienen los siguientes resultados.

Cuadro N°4

TABLA: DIMENSIONAMIENTO DEL SECADOR ROTADISK									
Espesor en la Base del Disco	Diámetro Exterior del Eje con Espesor Base de Disco.	Paso entre Disco a Disco	Diámetro Exterior de Disco.	Área de Calentamiento	RPM del Rotor	Numero de Discos	Longitud del Secador	Potencia del Motor o Potencia de Giro	Relación
EB	d	P	D	A	n	N	L	PM	L/D
0.08	0.801	0.13	1.7	390	12.35	89.78	12.716	109.2	7.48
0.08	0.801	0.13	1.71	390	12.28	88.62	12.565	109.28	7.35
0.08	0.801	0.13	1.72	390	12.21	87.48	12.417	109.36	7.22
0.08	0.801	0.13	1.73	390	12.14	86.37	12.272	109.44	7.09
0.08	0.801	0.13	1.74	390	12.07	85.27	12.13	109.51	6.97
0.08	0.801	0.13	1.75	390	12	84.2	11.99	109.58	6.85
0.08	0.801	0.13	1.76	390	11.93	83.15	11.854	109.65	6.74
0.08	0.801	0.13	1.77	390	11.86	82.12	11.72	109.72	6.62
0.08	0.801	0.13	1.78	390	11.8	81.11	11.589	109.79	6.51
0.08	0.801	0.13	1.79	390	11.73	80.12	11.46	109.85	6.4
0.08	0.801	0.13	1.8	390	11.67	79.15	11.334	109.91	6.3
0.08	0.801	0.13	1.81	390	11.6	78.2	11.21	109.98	6.19
0.08	0.801	0.13	1.82	390	11.54	77.26	11.088	110.03	6.09
0.08	0.801	0.13	1.83	390	11.48	76.34	10.969	110.09	5.99
0.08	0.801	0.13	1.84	390	11.41	75.44	10.852	110.15	5.9
0.08	0.801	0.13	1.85	390	11.35	74.56	10.737	110.2	5.8
0.08	0.801	0.13	1.86	390	11.29	73.69	10.624	110.26	5.71
0.08	0.801	0.13	1.87	390	11.23	72.84	10.513	110.31	5.62
0.08	0.801	0.13	1.88	390	11.17	72	10.404	110.36	5.53
0.08	0.801	0.13	1.89	390	11.11	71.18	10.297	110.41	5.45
0.08	0.801	0.13	1.9	390	11.05	70.37	10.192	110.46	5.36
0.08	0.801	0.13	1.91	390	10.99	69.58	10.089	110.5	5.28
0.08	0.801	0.13	1.92	390	10.94	68.8	9.988	110.55	5.2
0.08	0.801	0.13	1.93	390	10.88	68.03	9.888	110.59	5.12
0.08	0.801	0.13	1.94	390	10.82	67.28	9.79	110.64	5.05
0.08	0.801	0.13	1.95	390	10.77	66.54	9.694	110.68	4.97
0.08	0.801	0.13	1.96	390	10.71	65.81	9.599	110.72	4.9
0.08	0.801	0.13	1.97	390	10.66	65.1	9.506	110.76	4.83
0.08	0.801	0.13	1.98	390	10.61	64.39	9.415	110.8	4.76
0.08	0.801	0.13	1.99	390	10.55	63.7	9.325	110.84	4.69
0.08	0.801	0.13	2	390	10.5	63.02	9.237	110.88	4.62
0.08	0.801	0.13	2.01	390	10.45	62.35	9.15	110.91	4.55
0.08	0.801	0.13	2.02	390	10.4	61.7	9.065	110.95	4.49

Fuente: Elaboración propia

b. CALCULO DEL AREA DE CALENTAMIENTO:

Aplicando las ecuaciones N° 15,16,17 y 18. Si tomamos en cuenta la relación L/D: 5.05 por ser ideal en esta clase de equipos y redondeamos los números de discos. Obtenemos la siguiente tabla:

Cuadro N°5

AREA DE CALENTAMIENTO												
Espesor Base del Disco	Diámetro Exterior del Eje	Paso entre Disco a Disco	Diámetro Exterior de Disco.	RPM del Rotor	Numero de Discos	Área de Eje	Área de Discos	Área de Chaqueta	Área de Calentamiento	Longitud del Secador	Potencia del Motor	Relación
EB	d	P	D	n	N	Ae:	Ad:	Ach:	A	L	PM	L/D
0.08	0.801	0.13	1.89	11.2	65	8.976	299.21	47.84	356.03	9.251	102	4.89
0.08	0.801	0.13	1.915	11.05	65	8.976	308.92	48.39	366.28	9.251	105	4.83
0.08	0.801	0.13	1.94	10.9	65	8.976	318.76	48.93	376.67	9.251	108	4.77
0.08	0.801	0.13	1.965	10.75	65	8.976	328.73	49.47	387.18	9.251	111	4.71
0.08	0.801	0.13	1.99	10.6	65	8.976	338.83	50.02	397.82	9.251	114	4.65
0.08	0.801	0.13	1.89	11.2	66	9.101	303.81	48.6	361.51	9.381	103	4.96
0.08	0.801	0.13	1.915	11.05	66	9.101	313.67	49.15	371.93	9.381	106	4.9
0.08	0.801	0.13	1.94	10.9	66	9.101	323.67	49.7	382.47	9.381	109	4.84
0.08	0.801	0.13	1.965	10.75	66	9.101	333.79	50.25	393.14	9.381	112	4.77
0.08	0.801	0.13	1.99	10.6	66	9.101	344.04	50.8	403.94	9.381	115	4.71
0.08	0.801	0.13	1.89	11.2	67	9.227	308.42	49.35	367	9.511	105	5.03
0.08	0.801	0.13	1.915	11.05	67	9.227	318.43	49.91	377.57	9.511	108	4.97
0.08	0.801	0.13	1.94	10.9	67	9.227	328.57	50.47	388.27	9.511	110.9	4.9
0.08	0.801	0.13	1.965	10.75	67	9.227	338.84	51.03	399.1	9.511	114	4.84
0.08	0.801	0.13	1.99	10.6	67	9.227	349.25	51.59	410.07	9.511	117	4.78
0.08	0.801	0.13	1.89	11.2	68	9.353	313.02	50.11	372.48	9.641	106	5.1
0.08	0.801	0.13	1.915	11.05	68	9.353	323.18	50.67	383.21	9.641	109	5.03
0.08	0.801	0.13	1.94	10.9	68	9.353	333.47	51.24	394.07	9.641	113	4.97
0.08	0.801	0.13	1.965	10.75	68	9.353	343.9	51.81	405.07	9.641	116	4.91
0.08	0.801	0.13	1.99	10.6	68	9.353	354.46	52.38	416.2	9.641	119	4.84
0.08	0.801	0.13	1.89	11.2	69	9.479	317.62	50.86	377.96	9.771	108	5.17
0.08	0.801	0.13	1.915	11.05	69	9.479	327.93	51.44	388.85	9.771	111	5.1
0.08	0.801	0.13	1.94	10.9	69	9.479	338.38	52.02	399.87	9.771	114	5.04
0.08	0.801	0.13	1.965	10.75	69	9.479	348.96	52.59	411.03	9.771	117	4.97
0.08	0.801	0.13	1.99	10.6	69	9.479	359.68	53.17	422.33	9.771	121	4.91
0.08	0.801	0.13	1.89	11.2	70	9.605	322.23	51.61	383.45	9.901	109	5.24
0.08	0.801	0.13	1.915	11.05	70	9.605	332.69	52.2	394.49	9.901	113	5.17
0.08	0.801	0.13	1.94	10.9	70	9.605	343.28	52.79	405.67	9.901	116	5.1
0.08	0.801	0.13	1.965	10.75	70	9.605	354.02	53.37	416.99	9.901	119	5.04
0.08	0.801	0.13	1.99	10.6	70	9.605	364.89	53.96	428.45	9.901	122	4.98

Fuente : Elaboración propia

c. DETERMINACION DE LA PRESION MAXIMA DE LA CHAQUETA:

Para determinar la presión de colapso del casco por presión externa (Pco), se hace uso de la educación N° 35, 36 y 37 y teniendo en cuenta los siguientes valores:

E (módulo de elasticidad del acero) = $24 \cdot 10^6$ psi

U (Modulo de Young) = 0.3

Z (eficiencia de la junta soldada) = 1

f1 (esfuerzo admisible máximo) = 24 ksi

f2 (esfuerzo admisible ASME) = 16.6 ksi

Cuadro N°6

PRESION DE COLAPSO DEL CASCO POR PRESION EXTERNA															
SELECCIÓN		DIMENSIONES					VON MISSES			WINDENBURG AND TRILLING			ASME		
Opción	Item	l (mm.)	s (mm)	s (Pulg.)	Di (mm.)	De (mm.)	n	n (redondeo)	Pcr (PSI)	Ls/De	100s / De	Pco (PSI)	Ls/De	De/s	Pa (PSI)
A	1	1500	9.53	3/8	2252	2271	7.9	8	354.5	0.66	0.42	112.6	0.66	238	140.3
	2	1500	12.7	1/2	2252	2277	7.4	8	570.4	0.66	0.56	231.8	0.66	179	187.1
	3	1500	15.88	5/8	2252	2284	7	7	1069.7	0.66	0.7	405.9	0.66	144	233.9
B	1	1200	9.53	3/8	2252	2271	8.8	9	371.8	0.53	0.42	142.4	0.53	238	140.3
	2	1200	12.7	1/2	2252	2277	8.2	8	757.2	0.53	0.56	293.7	0.53	179	187.1
	3	1200	15.88	5/8	2252	2284	7.8	8	1112.7	0.53	0.7	515.2	0.53	144	233.9

Fuente : Elaboración propia

Se selecciona la Opción A y el ítem 2:

Espesor de casco(s) = $\frac{1}{2}$ " 12.7 mm (Si cumple)

Presión de colapso (Pcr) = 570.4 psi ; Si cumple según el criterio en el cual el valor de Pt = 7 Bar (102.9 psi)

Si : $(2.3 \cdot Pt < Pcr < 5.6 \cdot Pt)$, entonces $236.67 < Pcr = 570.4 < 576.24$ SI CUMPLE

Además según lo dispuesto por el ASME (para recipientes sometidos a presión)

Presión según ASME (Pa) = 187.1 psi.

Pt < Pa ; $102.9 < 187.1$ SI CUMPLE

La presión de selección se tomara en cuenta un margen de seguridad de $50\%Pt = 152.3$ psi.

Para la presión máxima de la chaqueta por presión interna, se hace uso de las ecuaciones 38 y 38-a.

Donde:

t (espesor del anillo separador) = 82 mm

De (diámetro exterior del casco) = 2277.4 mm

Cuadro N°7

PRESION MAXIMA DE LA CHAQUETA POR PRESION INTERNA						
SELECCIÓN	DIMENSIONES				TEORIA DE RECIPIENTES	ASME
Item	De(mm.)	h(mm)	h (Pulg.)	Dech(mm)	Pc1 (PSI)	Pc2 (PSI)
1	2277.4	6.35	1/4	2414.1	126.6	87.7
2	2277.4	9.53	3/8	2420.5	189.6	131.6
3	2277.4	12.7	1/2	2426.8	252.5	175.5

Fuente: Elaboración propia

De la tabla se selecciona el ítem 2 , en el cumple :

Espesor de casco(s) = 3/8" = 9.53 mm

Presión según teoría de recipientes sometidos a presión (Pc) 189.6 psi

Si $1.87 * Pt < Pc1 > 1.29 Pt$

Con lo cual $132.74 < 189.6 > 192.42$

Presión según ASME (Pc2) 131.6 psi

Si $Pt < Pc2$ $102.7 < 131.6$ Si cumple.

d. CALCULO DE LA CAJA RECEPTORA DE VAHOS:

El secador Rotadiscos en su proceso de secado genera Vahos el cual debe captarse en la caja receptora para ser evacuado.

Capacidad de Evaporación: 3500 Kg/hr

Velocidad de Evacuación (V): 182.88 m/min (600 ft/min)

Volumen Específico (vg): 1.694 m³/Kg (100 °C)
 Ancho de Caja: 1000 mm.

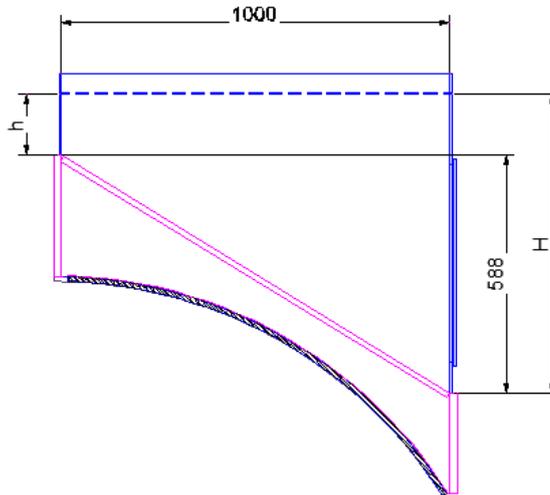


Figura N° 14 Dimensiones de caja receptora de vahos

Fuente: Elaboración propia

Calculo de "H" y "h":

Flujo de Evacuación:

Reemplazando la ecuación 48:

$$F_{vh} = 98.82 \text{ m}^3/\text{min}$$

Calculamos las variables "H" y "h":

$$h = 0.246 \text{ m.}$$

$$H = 0.834 \text{ m.}$$

e. CALCULO PARA EL DISEÑO DE DISCOS.

Para que los templadores sean distribuidos correctamente serán compartidos homogéneamente en dos círculos concéntricos interiores del disco. Y desarrollando la ecuación N° 49 se tienen los siguientes resultados:

$$R^* = \text{Radio exterior del Disco sin barra de refuerzo} = 945 \text{ mm.}$$

$r =$ Radio interior del Disco $= 400.5$ mm.
 $D_m =$ Diámetro Mayor de arreglo de templadores $= 1610$ mm.
 $d =$ Diámetro interior del Disco $= 801$ mm.
 $D_m =$ Diámetro menor de arreglo de templadores $= 1206$ mm.

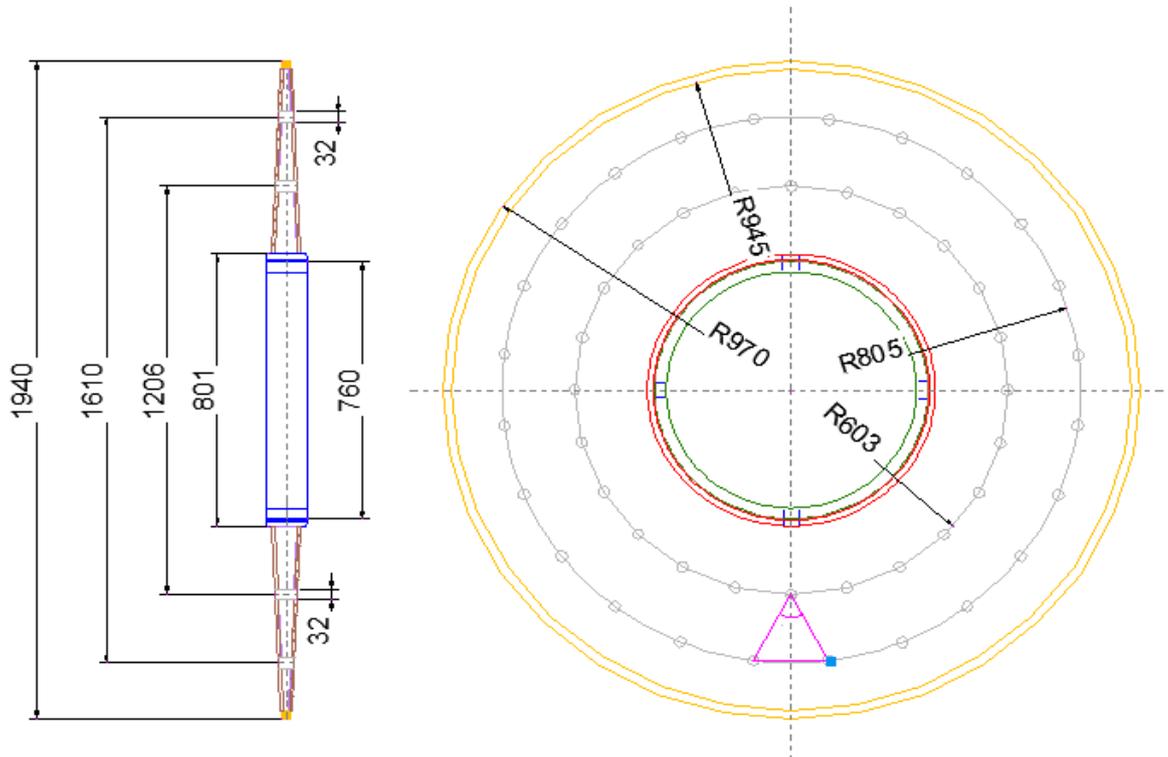


Figura N° 15 Dimensiones de los discos

Fuente: Elaboración propia

Desarrollando las ecuaciones N° 50, 51, 52 y 53. Se obtiene los siguientes resultados.

Cuadro N°8

CALCULO Y SELECCIÓN DE TEMPLADORES DE DISCOS													
Número de Templadores	Resistencia de Fluencia ASTM A-36	Radio Mayor de Templador (mm)	Radio Menor de Templador (mm)	Presión de Diseño (Mpa)	Diametro Exterior de Disco Terminado (cm)	Diametro Interior de Disco (cm)	Area del Triangulo Arreglo de Templador	Angulo (radianes)	Espesor de Disco (pulg.)	Espesor de Disco (cm)	Diametro de Templador (cm)	Factor de Seguridad 1	Factor de Seguridad 2
Nt	δ_{yt}	Rm	rm	PD	D	d	A	ϕ	e	e	Dr	f_s	f_s^*
6	240	0.805	0.603	1.0342	194	80.1	2628.5	1.606	may-16	0.794	3.2	0.46	0.27
12	240	0.805	0.603	1.0342	194	80.1	853.2	1.632	may-16	0.794	3.2	0.92	0.85
18	240	0.805	0.603	1.0342	194	80.1	492.2	1.424	may-16	0.794	3.2	1.38	1.29
24	240	0.805	0.603	1.0342	194	80.1	347.8	1.22	may-16	0.794	3.2	1.84	1.57
30	240	0.805	0.603	1.0342	194	80.1	270.2	1.052	may-16	0.794	3.2	2.31	1.75
36	240	0.805	0.603	1.0342	194	80.1	221.4	0.918	may-16	0.794	3.2	2.77	1.87
42	240	0.805	0.603	1.0342	194	80.1	187.9	0.811	may-16	0.794	3.2	3.24	1.95
48	240	0.805	0.603	1.0342	194	80.1	163.3	0.724	may-16	0.794	3.2	3.71	2.01
54	240	0.805	0.603	1.0342	194	80.1	144.5	0.653	may-16	0.794	3.2	4.18	2.06
60	240	0.805	0.603	1.0342	194	80.1	129.6	0.594	may-16	0.794	3.2	4.66	2.09
66	240	0.805	0.603	1.0342	194	80.1	117.5	0.544	may-16	0.794	3.2	5.13	2.12
72	240	0.805	0.603	1.0342	194	80.1	107.5	0.502	may-16	0.794	3.2	5.61	2.14
78	240	0.805	0.603	1.0342	194	80.1	99.1	0.466	may-16	0.794	3.2	6.09	2.16
84	240	0.805	0.603	1.0342	194	80.1	91.9	0.434	may-16	0.794	3.2	6.57	2.18
90	240	0.805	0.603	1.0342	194	80.1	85.7	0.406	may-16	0.794	3.2	7.06	2.2
96	240	0.805	0.603	1.0342	194	80.1	80.3	0.382	may-16	0.794	3.2	7.54	2.21
102	240	0.805	0.603	1.0342	194	80.1	75.5	0.36	may-16	0.794	3.2	8.03	2.23
108	240	0.805	0.603	1.0342	194	80.1	71.3	0.341	may-16	0.794	3.2	8.52	2.24
114	240	0.805	0.603	1.0342	194	80.1	67.5	0.323	may-16	0.794	3.2	9.01	2.25

Fuente : Elaboración propia

Del cuadro anterior se seleccionan los siguientes valores:

e:	Espesor de Disco	=	5/16" pulg.
Nt:	Número de Templadores	=	48
Dr:	Diámetro de Templador	=	32 mm.

4.4 EVALUACION DE LOS ESFUERZOS MECANICOS.

a. CALCULO DE LA CARGA TOTAL UNIFORMEMENTE DISTRIBUIDA EN EL ROTOR ("Wt")

Se tomará en cuenta en condiciones máximas de carga:

Dónde:

$$M_{\text{rotor}}: \text{Carga debido al Peso del Rotor en Vacío} = 31539.59 \text{ Kg.}$$

$$M_{\text{fluido}}: \text{Carga debido al Peso del Fluido} = 6777.6 \text{ Kg.}$$

$$\text{Leje Total: Longitud del Eje Total (diam. 760 mm.)} = 9.340 \text{ m.}$$

$$W = 38317.19 \text{ Kg.} = 375.76 \text{ KN}$$

Se obtienen los siguientes resultados:

$$W_t = 4102.5 \text{ Kg/m.}$$

$$W_t = 40.23 \text{ KN/m.}$$

Sabemos que el peso de la catalina es:

$$W_c = 1035 \text{ Kg.} = 10.15 \text{ KN}$$

Determinamos la fuerza vertical en el Punto 1:

La fuerza vertical en el Punto 1 es la producida por la cadena de transmisión y el peso de la catalina.

$$F_{v1} = F_v + W_c$$

$$F_v = 13.61 \text{ KN}$$

$$W_c = 10.15 \text{ KN}$$

Reemplazando se Obtiene:

$$F_{v1} = 23.76 \text{ KN}$$

PLANO VERTICAL:

$$\sum F_v = 0$$

$$-23.76 - 40.23 * 9.340 + F_{v2} + F_{v7} = 0$$

$$\sum M_{v7} = 0$$

$$-23.76 * 10.361 + F_{v2} * 10.032 - 375.76 * 5.041 = 0$$

Hallando la solución del sistema de ecuaciones tenemos que para el plano vertical se tiene:

$$F_{v1} = 23.76 \text{ KN}$$

$$F_{v2} = 213.36 \text{ KN}$$

$$F_{v7} = 186.16 \text{ KN}$$

Ecuaciones de las Fuerzas Cortantes y Momentos Flectores

Para $0 < X < 329$ (0.329 m)

$$\text{Si } V = 23.76 \text{ kN, entonces } M = -23.76 * X$$

Si $329 < X < 650$ (0.329) < X

$$\text{Entonces } M = 189.6 * X - 70.20$$

Si $650 < X < 9990$ (0.65) < X

$$\text{Entonces } V = 189.60 - 40.23 * X$$

$$\text{Para } M = 23.76 * X + 213.36 * (x - 0.329) - 20.11 * (X - 0.65)^2$$

Si $9990 < X < 9990$ (9.99) < X

$$V = 186.16 \text{ kN}$$

$$M = -186.16 * X + 1928.80$$

Se grafican los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector.

DIAGRAMAS:

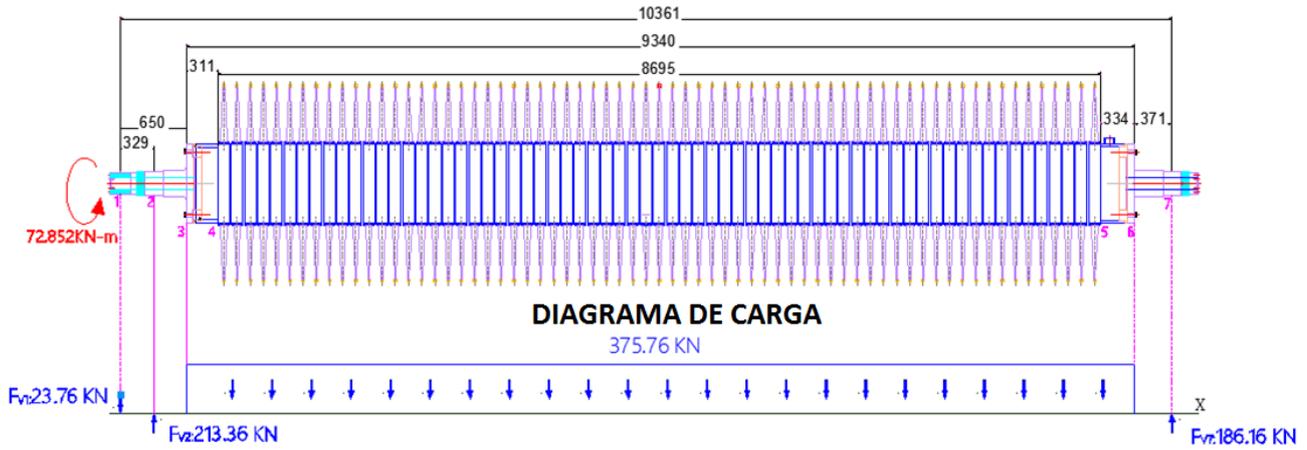


DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES

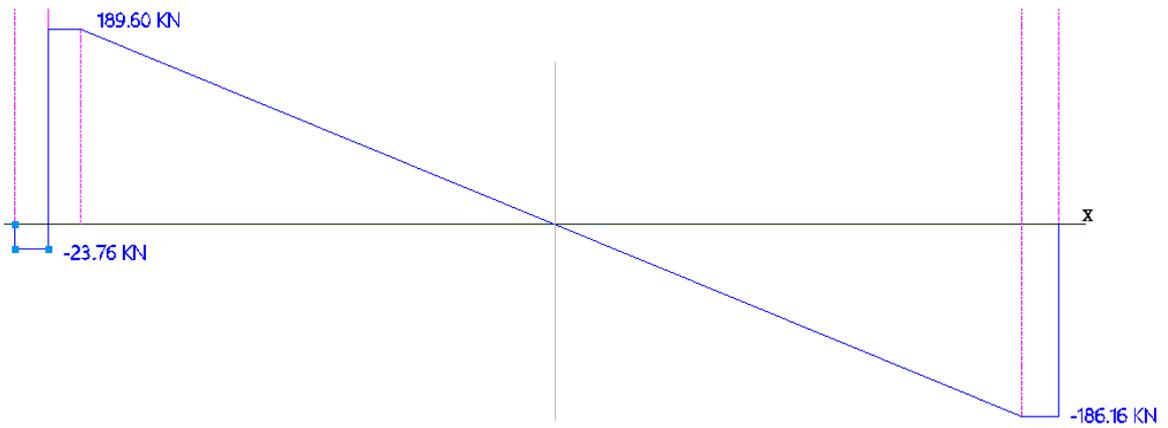


DIAGRAMA DE MOMENTO

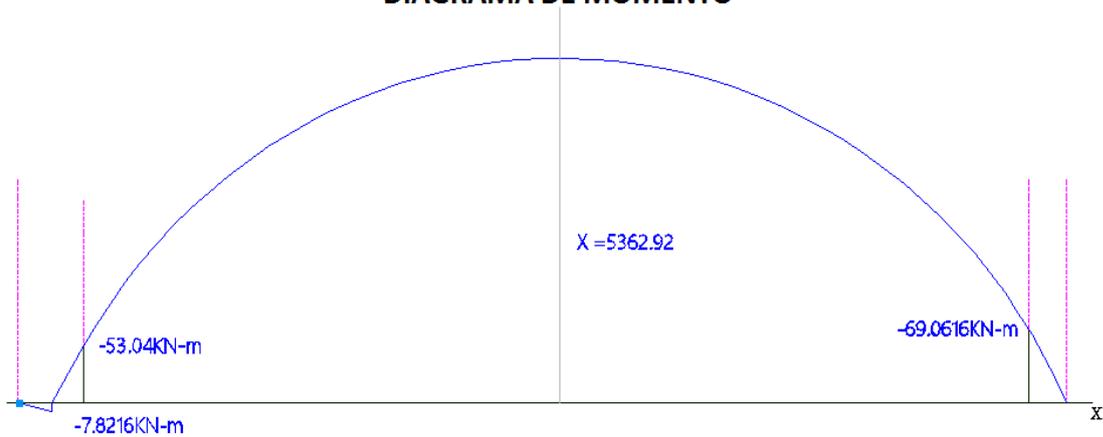


Figura N° 16 Diagrama de esfuerzos mecánicos

Fuente: Elaboración propia

PLANO HORIZONTAL:

$$\sum F_H = 0$$

$$85.95 - F_{H2} + F_{H7} = 0$$

$$\sum F_{H7} = 0$$

$$85.95 * 10.361 - F_{H2} * 10.032 = 0$$

Hallando la solución del sistema de ecuaciones tenemos que para el plano horizontal se tiene:

$$F_{H2} = 88.77 \text{ KN}$$

$$F_{H7} = 2.87 \text{ KN}$$

Se tiene el siguiente desarrollo:

$$\text{Si } 0 < X \text{ y } 329(0.329) < X$$

Entonces:

$$M = -2.82 * X$$

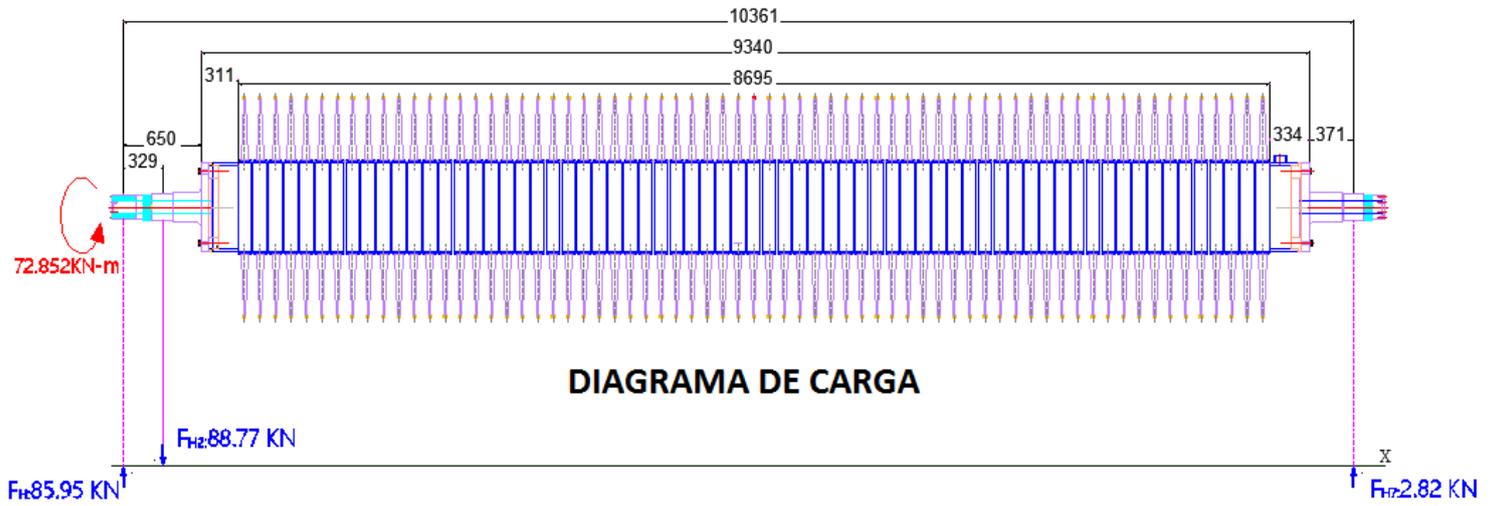


DIAGRAMA DE CARGA

DIAGRAMA DE FUERZAS

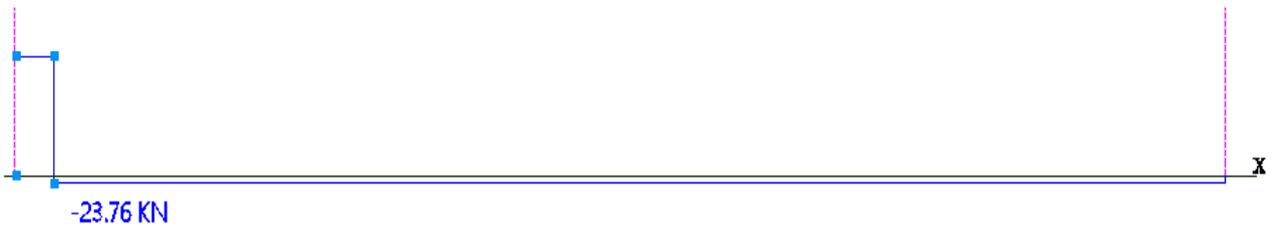


DIAGRAMA DE MOMENTO

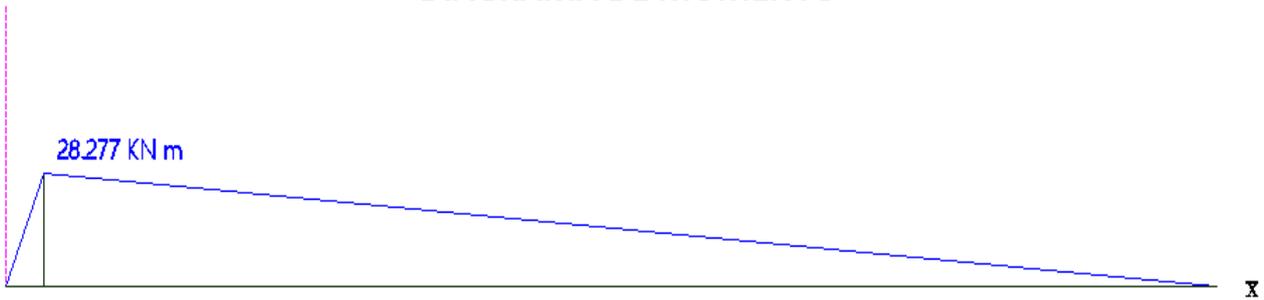


Figura N° 17 Diagrama de esfuerzos mecánicos-plano horizontal

Fuente: Elaboración propia

- b. La fabricación del eje motriz, eje de cola y contrabridas serán fabricados en la calidad de ACERO FUNDIDO SAE 1045 con una resistencia de tracción de 570 MPa. El eje Central será fabricado de material estructural ASTM A-36 resistencia de tracción de 400 MPa; para el proceso de rolado y soldeo.

4.5 COMPONENTES AUXILIARES:

c. CALCULO SELECCION DEL RODAMIENTO SOPORTE:

Los rodamientos de rodillos a rótula tienen dos hileras de rodillos con un camino de rodadura esférico común en el aro exterior, y dos caminos de rodadura en el aro interior inclinados para formar un ángulo con el eje del rodamiento.

Esto les dota de una atractiva combinación de características que les hace irremplazables en distintas aplicaciones muy exigentes.

Son autoalineables y consecuentemente insensibles a la desalineación del eje con respecto al alojamiento y a la flexión o curvatura del eje.

Los rodamientos de rodillos a rótula, son líderes en cuestión de diseño y pueden soportar grandes cargas radiales, además de grandes cargas axiales que actúan en ambos sentidos.

Rodamientos sobre manguitos, los manguitos facilitan el montaje y desmontaje del rodamiento y a menudo simplifican el diseño de su disposición.

Aplicando las ecuaciones N° 54,55,56 y 57, se obtienen los siguientes resultados:

Rodamiento lado motriz:

$$F_{v2} = 213.36 \text{ kN}$$

$$F_{H2} = 88.77 \text{ kN}$$

Luego:

$$Fr = 231.1 \text{ kN}$$

Rodamiento lado cola:

$$F_{v7} = 186.16 \text{ kN}$$

$$F_{H7} = 2.87 \text{ kN}$$

Luego:

$$Fr = 186.2 \text{ kN}$$

Seleccionamos la fuerza radial mayor ,la cual esta aplicada en el lado motriz , con lo cual:

$$P = 186.2 \text{ kN}$$

Según Tabla de rodamientos(Ver Anexos), para un operación de 20 horas y una vida nominal de 73,000 horas y una confiabilidad del 99 %, obteniéndose:

$$\text{Vida útil } L_{10h} = 332,438 \text{ horas}$$

Un valor de $C = 937.4 \text{ kN}$, con el cual se selecciona el siguiente rodamiento:

RODAMIENTO 23048CC/W33

MANGUITO DE FIJACION 0H3048h

TUERCA DE FIJACION: HM3048

SOPORTE DE PIE : SNL3048

d. CALCULO DE LA CATALINA Y EL PIÑÓN.

Utilizando las ecuaciones N° 57,58, 60,61 y 62.

Con los siguientes resultados:

Velocidad del motor : 1785 rpm

Velocidad del secador 10.9 rpm

Numero de dientes catalina : 69

Numero de dientes piñón : 12

Para la selección de la cadena de potencia, se tienen los siguientes resultados:

Velocidad de rotación del piñón: 63.05 rpm

Potencia de diseño: 144.23 HP

Según esquema de selección de cadenas de potencia (Ver anexos)

Tipo : Cadena de rodillos ASA240-2

Paso : 3" –DOBLE HILERA.

Diámetro de paso de catalina: 1674 mm

Diámetro de paso de piñón: 294 mm

Para el cálculo de la tensión de la cadena se valores previos tal como :

Torque: 71.0563 kN-m

Tensión de la cadena: 86.07 kN

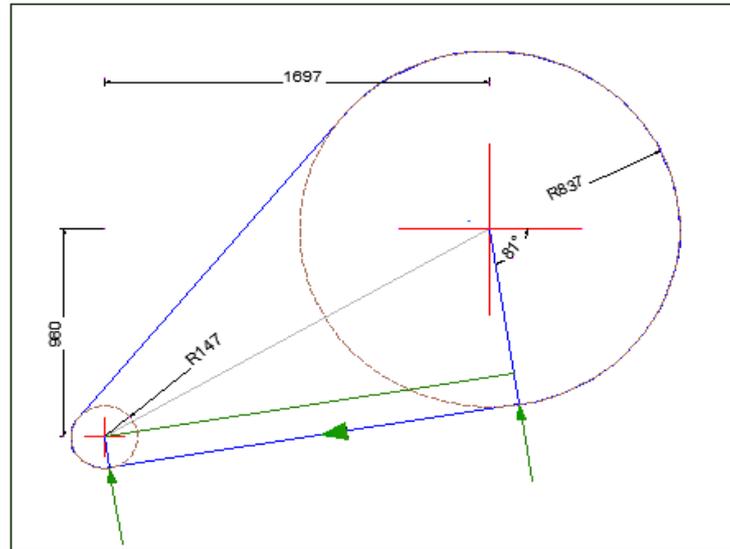


Figura N° 18 Fuerzas actuantes de transmisión de potencia

Fuente: Elaboración propia

e. CALCULO SISTEMA DE TRANSMISIONES:

SELECCIÓN DE MOTOR:

Como se pudo apreciar la capacidad del motor según cuadros supera los 100HP. Por lo tanto tomamos como capacidad más cercana según tabla de Capacidad Existentes de Motor.

Según CUADRO DE DIMENSIONAMIENTO: 110.64 HP.

Según CUADRO DE RECALCULO DIMENSIONAMIENTO: 110.95 HP.

CUADRO N° 9 DE CAPACIDAD DE MOTOR MARCA EN REFERENCIA WEG

Potencia		Carcasa	Par nominal (kgfm)	Corriente con rotor trabado Ip/In	Par con rotor trabado Cp/Cn	Par máximo Cmáx/Cn	Momento de Inercia J (kgm²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB(A)	Factor de Servicio	440 V							
								RPM	% de la potencia nominal						Corriente nominal In (A)					
									Rendimiento				Factor de potencia							
KW	HP						Caliente	Frío					50	75	100	50	75	100		
IV Polos																				
30	40	200M	16,4	7,4	2,6	3,0	0,3721	22	48	242	65	1,25	1780	93,6	94,5	95,0	0,64	0,75	0,81	51,2
37	50	200L	20,2	7,4	2,6	3	0,3963	20	44	271	65	1,25	1780	94,1	95,0	95,4	0,62	0,73	0,81	62,8
45	60	225S/M	24,6	7,6	2,7	3,2	0,7101	24	53	407	70	1,25	1780	94,5	95,4	95,8	0,69	0,80	0,84	73,4
55	75	225S/M	30,1	7,7	2,8	3,2	0,7101	16	35	417	70	1,25	1780	94,5	95,4	95,8	0,68	0,78	0,83	90,8
75	100	250S/M	41,0	8,8	2,7	3,1	1,21	12	26	539	70	1,25	1780	95,4	95,8	96,2	0,70	0,80	0,84	122
93	125	280S/M	50,7	7,2	2,2	2,8	2,46	38	84	781	72	1,25	1785	95,0	95,8	96,2	0,68	0,79	0,84	151
110	150	280S/M	60,0	8,9	2,5	3	3,31	30	66	885	72	1,25	1785	95,4	96,2	96,5	0,68	0,79	0,84	178
132	175	315S/M	71,8	7,7	2,7	2,8	3,54	30	66	1040	75	1,25	1790	94,6	95,7	96,5	0,72	0,81	0,85	211
150	200	315S/M	81,6	7,7	2,9	2,6	4,21	25	55	1080	75	1,25	1790	95,4	96,2	96,8	0,75	0,83	0,87	234
185	250	315S/M	101	7,6	2,9	2,5	4,63	22	48	1110	75	1,25	1790	95,7	96,3	96,8	0,75	0,83	0,86	292

DESCRIPCION:

MOTOR WEG ASINCRONO TRIFASICO:

POTENCIA: 125 HP 93 KW

FRECUENCIA: 60 Hz.

TENSIÓN: 440 V.

REVOLUCIONES: 1785 RPM

FACTOR DE SERVICIO: 1.25

CORRIENTE NOMINAL: 151 A

CARCASA: 280S/M

4.6 EVALUACION ECONOMICA.

a. CRITERIOS DE EVALUACION: Para la evaluación económica de la rentabilidad del proyecto, se tienen en cuenta los criterios de evaluación siguiente:

- Tasa de interés. : 12 %
- Vida Útil: 10 años.
- N° de Horas de operación : 800 Horas/anuales
Valor obtenido del año 2015 en donde se trabajó 800 horas/año.
- Producción de harina de pescado :

$$\text{Produccion de Harina} = \frac{\text{Horas de produccion} * \text{capacidad de planta}}{\text{ratio de produccion}}$$

$$\text{Produccion de Harina} = \frac{800 * 120}{4} = 20,000 \text{ Toneladas/año}$$

- Ingresos Totales: Ingresos – egresos por tonelada : 400 U\$/tonelada

$$\text{Ingresos Totales} = 20,000 * 400 = 8'000,000.00 \text{ U\$}$$

- Inversión por secador : 357,047.21 U\$ (Ver Anexos)

Total secadores: 8

$$\text{Inversion Total} = 357,047.21 * 8 = 2'856,377.68 \text{ U\$}$$

- Egresos anuales por operación y mantenimiento = 30,000 U\$

b. DETERMINACION DEL VALOR ACTUAL NETO:

Para la determinación del Flujo de Caja (V_t) se tiene la siguiente ecuación 67 y 68:

$$V_t = 8'000,000 - 60,000 = 7'940,000$$

Finalmente:

$$\text{VAN} = \sum_{t=1}^{10} \frac{2'856,377.68}{(1 + 0.12)^t} - 7'940,000.00 = 43'702,617.14$$

c. DETERMINACION DE LA INTERNA DE RETORNO:

- Determinación del TIR (Tasa Interna de Retorno) , según la ecuación N° 69:

$$0 = -7'940,000 + \sum_{t=1}^{10} \frac{2'856,377.68}{(1 + \text{tir})^t}$$

$$\text{TIR} = 275.87 \%$$

c. PERIODO DE RETORNO DE LA INVERSION:

El periodo de retorno de la inversión se obtiene en función al siguiente cálculo:

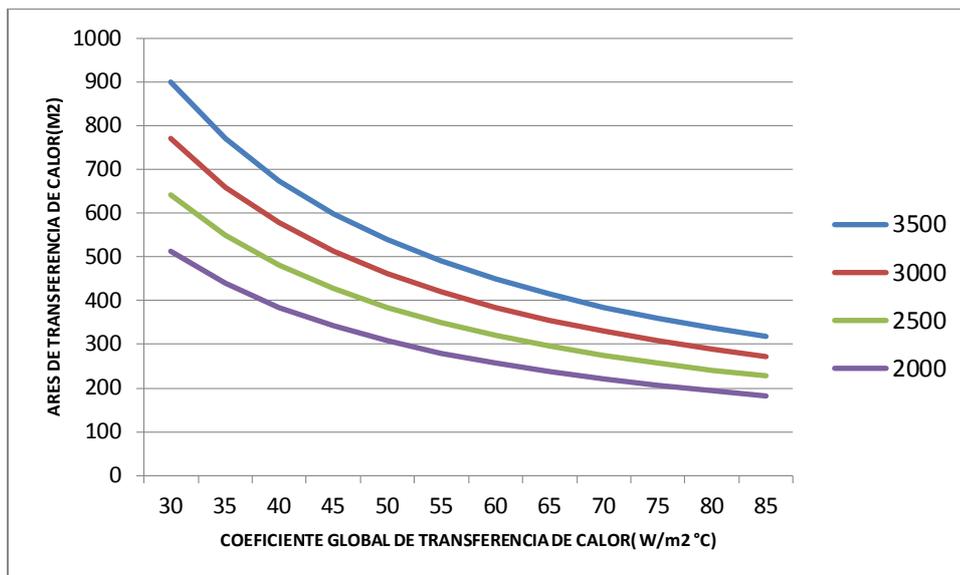
$$\text{Retorno de Inversion} = \frac{\text{Ingresos anuales}}{\text{Inversion}} = \frac{2'856,377.68}{8'000,000.00} = 0.35 = 4 \text{ meses}$$

4.7 DISCUSION DE RESULTADOS.

a. CON REFERENCIA A LOS RESULTADOS.

- Para el dimensionamiento previo del secador a vapor Rotadiscos, para una capacidad de evaporación de 3,500 kg/h de vahos o agua a evaporar, se obtiene un valor de 385 m² para el área de transferencia de calor, para un valor del coeficiente de transferencia de calor igual a 70 W/m²°C y una capacidad de evaporación esperada de 9.1 kg/h-m². Existe una tendencia de incrementarse el coeficiente de transferencia de calor a medida que el Área de transferencia de calor disminuye , en donde a mejores condiciones de capacidad de evaporación para cualquier punto existe una mejor relación entre el Área de transferencia de calor y el coeficiente global de transferencia de calor.

Grafico N° 1 Comportamiento del Área de transferencia de Calor y el Coeficiente global de transferencia de calor para diversas capacidades de evaporación



Fuente : Elaboración propia

Este último valor de 385 m² , se obtiene en función al balance de masas para una planta de harina de 120 Ton/h.

Si 120 ton/h de materia prima28.5 Ton/h de agua evaporada

Entonces X ton/h 3.5 Ton/h de agua evaporada

Por lo tanto el valor de X o CAP es 14.63

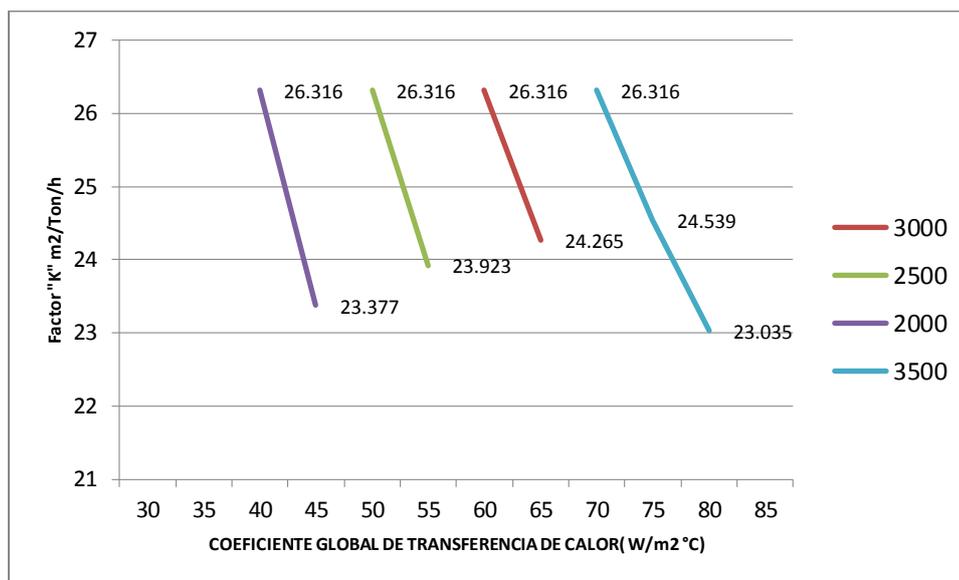
Según lo dispuesto por la normatividad vigente ,el valor de K es :

$$\text{Valor de "K"} = \frac{385}{14.63} = 26.31 \frac{\text{m}^2}{\text{Ton/h}}$$

Este valor esta dentro del rango de 23 a 28 m² / Ton/h.

Asi mismo de los valores de del Cuadro N° 2 tan solo cumplen con el criterio establecido por la normatividad, 09 valores de diseño , donde el valor óptimo de todas las soluciones está dado por la capacidad de evaporación igual a 3,500 kg/h como capacidad de evaporación ,con una mejor relación entre el coeficiente de transferencia de calor y el área de transferencia de calor , con una mayor del factor K.

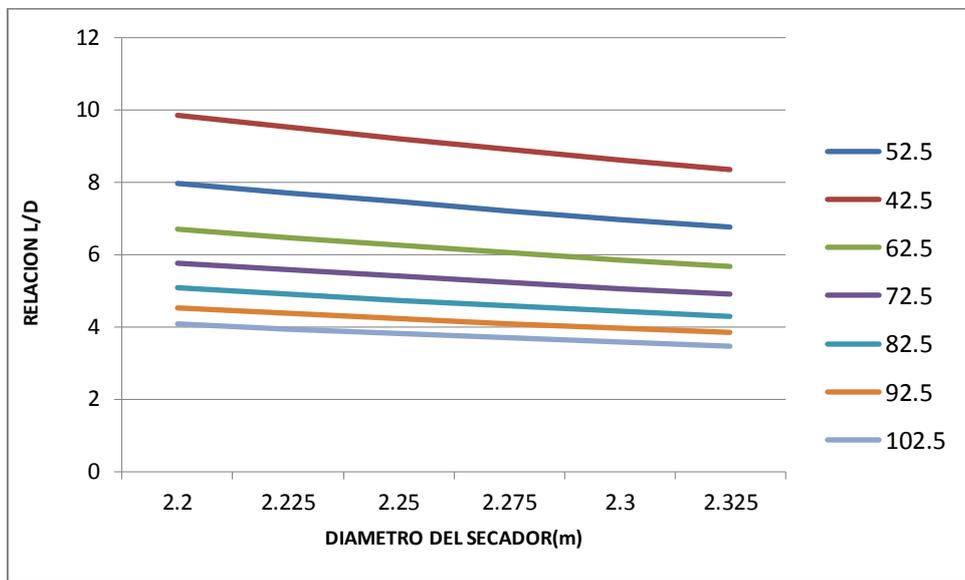
Grafico N° 2 Cumplimiento del factor "K" y el Coeficiente global de transferencia de calor para diversas capacidades de evaporación



Fuente : Elaboración propia

- Se presenta el comportamiento para diversos valores de Ct (capacidad de evaporación esperada cuyo rango oscila entre 40 y 120 , para diversas relaciones entre longitud/diámetro del secador , y con diámetros de secador comerciales. En donde se observa que a mayor valor de Ct se tienen menores valores para la relacion L/D (el cual varia entre 4 a 10) , de la misma manera el punto intermedio de diseño se ubica para los valores de diámetro de 2.25 a 2.275 metros , caso contrario los equipos serian muy largos o o de mucho diámetro.

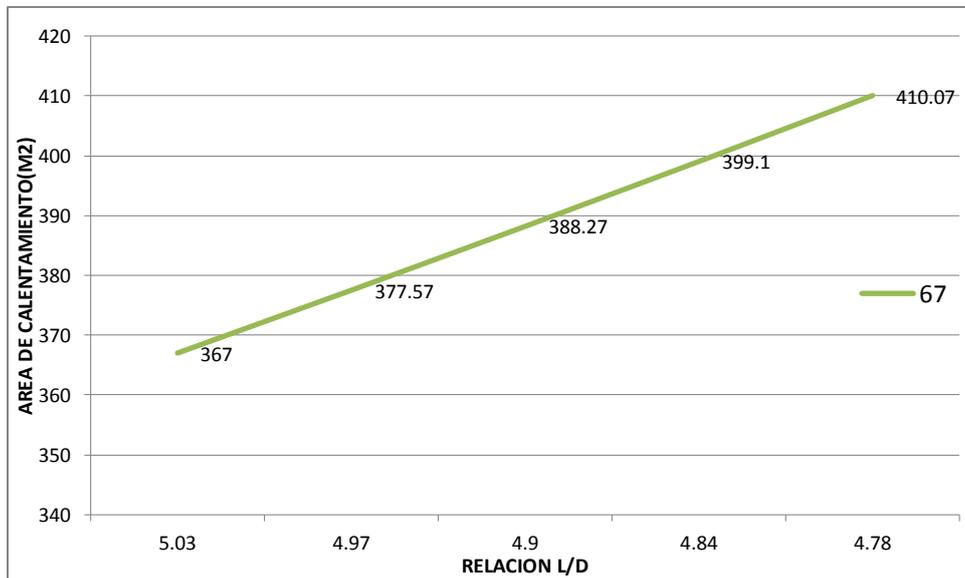
Grafico N° 3 Comportamiento de la relación L/D y el diámetro del secador para diversos valores de Ct.



Fuente : Elaboración propia

- Se mantiene constante el paso entre disco y disco con un valor de 0.13 m , en el cual se opta por una longitud de secador de 9.511 metros y un diámetro de secador de 1.99 metros con una relación de L/D igual a 4.9, alcanzando un valor de velocidad de 10.9 rpm y un total de 67 discos, con un valor real de transferencia de calor igual a 388.27 m², este ultimo valor es cercano al valor previsto de 385 m², con un margen de error de 0.97 %..

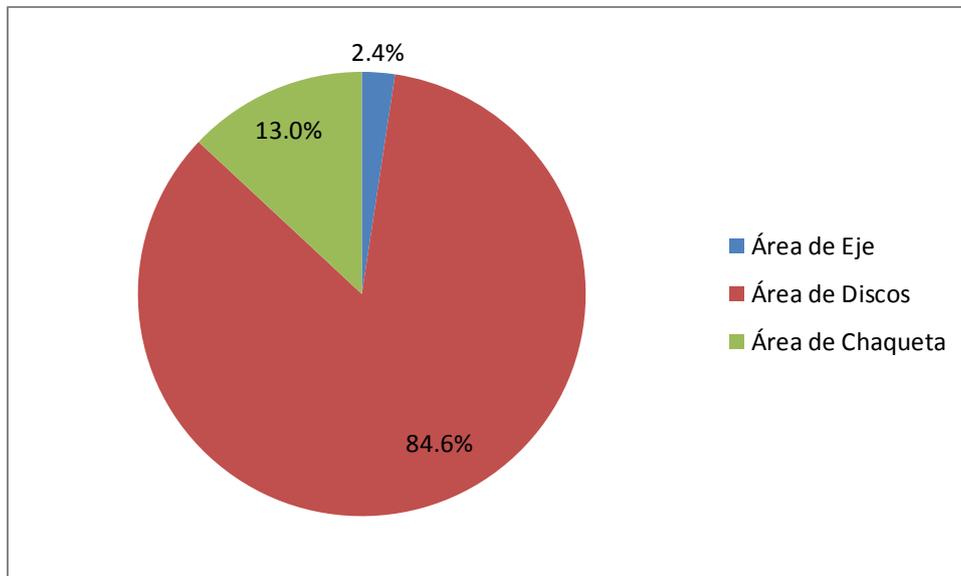
Grafico N° 4 Comportamiento de la relación L/D y el Área de calentamiento para un secador de 67 discos.



Fuente: Elaboración propia

- Así mismo la potencia del Motor a accionar al secador oscila entre 100 a 120 HP.
- En lo referente al área de calentamiento la distribución porcentual queda distribuida de la siguiente manera para un valor de 388 m². Así mismo para un secador con 68 discos , el valor mas cercano es aquel cuya Área de transferencia es igual a 383.21 m² pero su relación L/D es de 5.03 (un secador de mayor longitud)

Grafico N° 5 Distribución porcentual de Áreas para el secador de 3,500 kg/h de capacidad de evaporación.



Fuente: Elaboración propia

- Con referencia a los esfuerzos mecánicos a los que se ve sometido el secador en función a la presión de vapor (a 7 Bar) , el modelo propuesto cumple con los criterios y rangos permitidos por ecuaciones académicas y ecuaciones propuestas por el ASME para equipos y recipientes sometidos a presión. Así mismo los esfuerzos mecánicos se han representado en diagramas de fuerzas cortantes y momento flector. En donde la carga vertical mayor igual a 189.6 kN en el plano vertical y de 23.76 kN en el plano horizontal, ambas ubicadas en la zona de transmisión de potencia.
- Se han seleccionado componentes principales tal como : Motor Eléctrico de 110 HP , RODAMIENTO 23048CC/W33 para un valor de C= 937.4 kN, cadenas de potencia tipo : Cadena de rodillos ASA240-2 , Paso : 3" –DOBLE HILERA.
- Referente a la evaluación económica y considerando 8 secadores para la planta de 120 Toneladas/h , se tiene un valor del VAN igual a 43'702,617.14 U\$ y un TIR igual a 275.87 % , con lo cual el proyecto es económicamente rentable.

b. CON REFERENCIA A LOS ANTECEDENTES:

- En el informe de tesis de ACEIJAS PAJARES, Winston.(2011) en su tesis para optar el Grado de Maestría en Ingeniero Mecánico de la Universidad Nacional de Ingeniería en Perú, opto por aplicar un análisis de método de elementos finitos y el trabajo se aplico para aumentar la capacidad de planta. Para nuestro caso se realizaron análisis de esfuerzos cortantes y momento flector para verificar los esfuerzos a que se somete el secador y de ahí dimensionar otros componentes.
- En la tesis de CORPUS SALDAÑA, Cesar y LOPEZ CONTRERAS Alexander (2015) en su tesis para optar el título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa de Chimbote en Perú , se determinó que existe una influencia entre variables del proyecto (presión de vapor y construcción de un caldero pirotubular) según lo siguiente de la presión de operación en la selección de la presión de diseño y en la selección de los componentes sometidos a presión del caldero , así como de los esfuerzos mecánicos , mientras que para nuestro caso el dimensionamiento del secador es función de la capacidad de evaporación.
- Para DURAN OSCUEZ, Geovanny (2014) , en su tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico de la Facultad de Ingeniería mecánica de la Escuela Superior Politécnica del Litoral de Ecuador y la presente tesis concuerdan en la necesidad de que el dimensionamiento de un secador tiene parte energética y mecánica para poder tener una solución confiable. Principalmente la relacion L/D , factor K , área de transferencia de calor y coeficiente global de transferencia de calor son los parámetros de diseño que dependen de la capacidad de evaporación.

CONCLUSIONES
Y
RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- Se realizó un balance de materia en la Planta de 120 Ton/h de capacidad de la Empresa Corporación Pesquera 1313 S. A , determinándose un valor de 28.5 Ton/h de agua evaporada a obtenerse durante el proceso de secado con secadores del tipo Rotadiscos.
- Se determinó el área de calentamiento igual a 380m^2 , en el cual se cumple con una capacidad de evaporación de 3,500 kg/h de agua evaporada en 8 secadores a vapor del tipo Rotadiscos , con el cual se cumple con el factor K establecida en la normatividad peruana , según RD N° 091-2002-PE-DNEPP, con una valor de 26.316.
- Realizando un comparativo entre diversos valores propuestos de secadores Rotadiscos en función a una capacidad de evaporación de 3,500 kg/h de agua evaporada , se tienen las siguientes características principales: Numero de discos 67, distancia entre discos de 0.13 metros , longitud de secador de 9.511 metros y un diámetro de secador de 1.99 metros con una relación de L/D igual a 4.9, alcanzando un valor de velocidad de 10.9 rpm, con un valor del área de transferencia de calor real igual a 388.27 m^2 , este último valor es cercano al valor previsto de 385 m^2 , con un margen de error de 0.97 %.
- Con referencia a los esfuerzos mecánicos a los que se ve sometido el secador en función a la presión de vapor (a 7 Bar) , el modelo propuesto cumple con los criterios y rangos permitidos por ecuaciones académicas y ecuaciones propuestas por el ASME para equipos y recipientes sometidos a presión. Asi mismo los esfuerzos mecánicos se han representado en diagramas de fuerzas cortantes y momento flector. En donde la carga vertical mayor igual a 189.6 kN en el plano vertical y de 23.76 kN en el plano horizontal, ambas ubicadas en la zona de transmisión de potencia.

- Se han seleccionado componentes principales tal como : Motor Eléctrico de 110 HP , RODAMIENTO 23048CC/W33 para un valor de $C= 937.4$ kN, cadenas de potencia tipo : Cadena de rodillos ASA240-2 , Paso : 3" –DOBLE HILERA.
- Se realizó la evaluación económica y considerando 8 secadores para la planta de 120 Toneladas/h , con una tasa de iteres del 12 % y 10 años de vida útil , se tiene un valor del VAN igual a 43'702,617.14 U\$ y un TIR igual a 275.87 % , con lo cual el proyecto es económicamente rentable.
- Como respuesta a la hipótesis planteada, esta última queda demostrada, ya que la capacidad de evaporación influye significativamente en la determinación de los componentes y dimensionamiento del secador Rotadiscos.

RECOMENDACIONES

- Sería adecuado realizar un estudio comparativo entre un secador Rotadiscos y un secador Rotatubos y verificar cual de ellos presenta un mayor detenimiento o mayor cuidado en su cálculo tanto energético, como mecánico..
- Es necesario realizar y promover charlas de capacitación en el cual se difunda las bondades tecnológicas de los secadores del tipo Rotadiscos, así como modelizar su comportamiento de diseño y operacional.
- Un trabajo pendiente está relacionado a la aplicación de software de simulación tal es el caso del ANSYS , con la finalidad modelizar la geometría y perfil e los discos que conforma al secador, con la finalidad de optimizar la operación del mismo.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

TEXTOS

- Foust, Alan. PRINCIPIOS DE OPERACIONES UNITARIAS. Ed. CECSA. México. 2006. 256 pp.
ISBN 0-471-26897-6
- Geankoplis, Christie. PROCESOS DE TRANSPORTE Y PRINCIPIOS DE SEPARACION". Ed. Pearson Educación. México. 2013. 982 pp.
ISBN 9781292026022
- Monsalvo Raúl. BALANCES DE MATERIA Y ENERGIA.PROCESOS INDUSTRIALES. Grupo Editorial Patria. 2014. 400pp-
ISBN 6074388954
- Mott , Robert. DISEÑO DE INGENIERIA MECANICA. Editorial Pearsons Educación. México. 2006. 872 pp.
ISBN 9702608120
- Shigley. DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA. Editorial Mc Graw Hill. México. 2013 .1039 pp.
ISBN 978-970-10-6404-7
- Vallrath. FUNDAMENTOS DE TECNOLOGIA QUIMICA. Editorial Reverte. España. 1994. 500pp-
ISBN 8429172459

CITAS WEB

- **ATI Soluciones de Ingeniería** . “Cálculo de la capacidad de los principales equipos de una Planta Pesquera”. Ingeniero Telmo Becerra. Peru. 2013. [Consulta: 25 de Abril del 2016]. Disponible en:
<http://es.slideshare.net/atigroup/8-plantas-y-equipos-para-el-proceso-harina-de-pescado-16203166>
- **GOALCA Proyectos**. “Sistema secado con aire caliente “ . Empresa GOALCA SA. Peru 2011. [Consulta: 01 de mayo del 2016]. Disponible en
<http://www.goalco.com.pe/documentos/Brochuresecador.pdf>
- **Luiz Pereira**. “Mediciones y análisis del secado”. Brasil. 2013 Consulta: 02 de noviembre del 2016. Disponible en:
<http://www.albint.com/business/mc/en-us/pmc/mt/Momento%20Tcnico%20%20Artigos%20%20ES/Mediciones%20y%20an%C3%A1lisis%20de%20!%C3%A1%20secci%C3%B3n%20de%20secado%20-%20Parte%201.pdf>
- **Manrique Zorilla , Lauro** .“Secador Rotadiscos de 14 Toneladas/hora”. Universidad nacional de Ingeniería. Perú. 2008. [Consulta: 07 de mayo del 2016]. Disponible en:
http://alicia.concytec.gob.pe/vufind/Record/UUNI_65c86b0d7d4c04313ae097b4e66c96aa
- **Ministerio de la Producción**. RD N° 091-2002-PE-DNEPP. Perú 2002. [Consulta: 21 e Abril del 2016]. Disponible en:
<http://www2.produce.gob.pe/dispositivos/publicaciones/dgepp/2013/Agosto/RD-123-2013-PRODUCE-DGCHI.pdf>

TESIS

- ACEIJAS PAJARES, Winston. Optimización de un secador Rotatubos a vapor de 40 ton/h para la industria pesquera. Tesis para optar el Grado de Magister en Ciencias Ingeniería Mecánica. Universidad Nacional de Ingeniería. Perú. 2011. 125 p.

- CORPUS SALDAÑA Cesar y LOPEZ CONTRERAS Deyvi. “Influencia de la presión de vapor en el diseño de un caldero pirotubular de 2 Toneladas/hora”. Tesis para optar el Título de Ingeniero en Energía. Universidad Nacional del Santa. Perú. 2015.185 p.
- DURAN ACUEZ Carlos. “Desarrollo de una tecnología lagrangiana para el dimensionamiento y cálculos de secadores rotativos”. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico de la Escuela Superior del Litoral. Ecuador. 2014. 266 p.
- VALLEJOS ROMAÑA, Cesar. “Modelación , simulación y control predictivo de un secador Rotadiscos en la Industria Pesquera”. Tesis para optar el título de Ingeniero mecánico Eléctrico. Universidad de Piura. 2013. 129 p.

ANEXOS

Anexo N° 1 Balance de Masa –Corporación Pesquera 1313 S.A

Anexo N° 2 : Características técnicas del material para el eje del secador

Anexo N° 3 :Características de selección de Rodamientos de Rodillos

Anexo N° 4 : Manguitos de fijación para eje del secador

Anexo N° 5 : Chumaceras de pie para rodamientos de rodillos

Anexo N° 6 : Diagrama de selección de cadenas de transmisión de potencia.

Anexo N° 7: Características técnicas de Cadenas de transmisión dobles

Anexo N° 8: CAPACIDAD DE REDUCTOR MARCA EN REFERENCIA SEW

Anexo N° 9: CALCULO DE TUBERIA DE FLUJO DE INGRESO DE VAPOR:

Anexo 10 : Presupuesto económico

Anexo 11 : Fotos

Anexo 12 : Plano del secador

Anexo N° 1 Balance de Masa –Corporación Pesquera 1313 S.A

CORPORACION PESQUERA 1313 S.A
Anchoveta 120 Ton/hr

MATERIA PRIMA (Kg/hr)		120,000.0
ACEITE	6.00%	7,200.0
SOLIDOS	19.00%	22,800.0
AGUA	75.00%	90,000.0

KEKE DE PRENSA		32,082.3
ACEITE	4.50%	1,443.7
SOLIDOS	47.50%	15,239.1
AGUA	48.00%	15,399.5



LICOR DE PRENSA:		87,917.7
ACEITE	6.55%	5,756.3
SOLIDOS	8.60%	7,560.9
AGUA	84.85%	74,600.5

KEKE DE SEPARADORA :		8,062.5
ACEITE	3.00%	241.9
SOLIDOS	29.00%	2,338.1
AGUA	68.00%	5,482.5



LICOR DE SEPARADORA:		79,855.3
ACEITE	6.91%	5,514.4
SOLIDOS	6.54%	5,222.8
AGUA	86.55%	69,118.0

ACEITE PRODUCIDO:		5,397.9
ACEITE	99.40%	5,365.5
SOLIDOS	0.20%	10.8
AGUA	0.40%	21.6



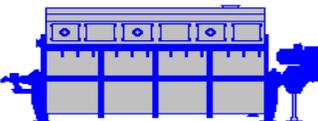
AGUA DE COLA:		74,457.4
ACEITE	0.20%	148.9
SOLIDOS	7.00%	5,212.0
AGUA	92.80%	69,096.5

CONCENTRADO:		15,316.9
ACEITE	0.97%	148.9
SOLIDOS	34.03%	5,212.0
AGUA	65.00%	9,956.0

AGUA EVAPORADA PAC: 59,140.4 KG/H

AGUA EVAPORADA SEC.: 28,696.8 KG/H

MEZCLA DE SOLIDOS:		55,461.7
ACEITE	3.31%	1,834.5
SOLIDOS	41.09%	22,789.2
AGUA	55.60%	30,838.0



HARINA PRODUCIDA:		26,764.9
ACEITE	6.85%	1,834.5
SOLIDOS	85.15%	22,789.2
AGUA	8.00%	2,141.2

RENDIMIENTOS TEORICOS:		
FACTOR DE REDUCCION		4.48
RENDIMIENTO DE HARINA	%	22.30
RENDIMIENTO DE ACEITE	%	4.50

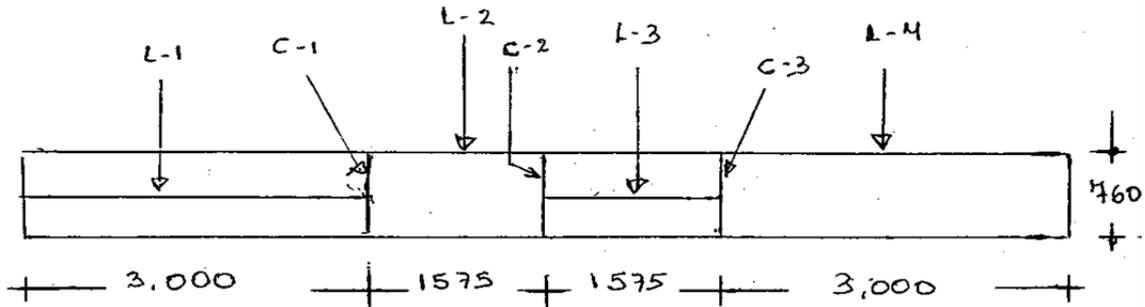


Fuente . Elaboración propia

Anexo N° 2 : Características técnicas del material para el eje del secador.

SMG PERU SRL Fabricacion, Montajes y Reparaciones	Proyecto: TUBO DE 760 DIAMETRO X 9,15 Long	Registro N°
Codigo	Contrato N°	Hoja 01 de 01
Descripcion:		Material: ASTM A-36
Planos de Referencia:		Marca Spot Steck
Medio de Prueba: Liquidos Penetrantes		Cleaner 9991310385
Inicio de Prueba:		Penetrante 9991310020
Fin de Prueba:		Developer 9991310370

Datos de Prueba						
Identificacion de Cordon	Posicion de Soldadura	Total / Parcial	Espesor de Material	Punto Inicio	Punto Fin	Ubicacion de Defecto
L 1	1 G	Total	32 mm	0,0	3000	No
L 2	1 G	Total	32 mm	0,0	1575	No
L 3	1 G	Total	32 mm	0,0	1575	No
L 4	1 G	Total	32 mm	0,0	3000	No
C 1	1 G	Total	32 mm	0,0	2387	No
C 2	1 G	Total	32 mm	0,0	2387	No
C 3	1 G	Total	32 mm	0,0	2387	No

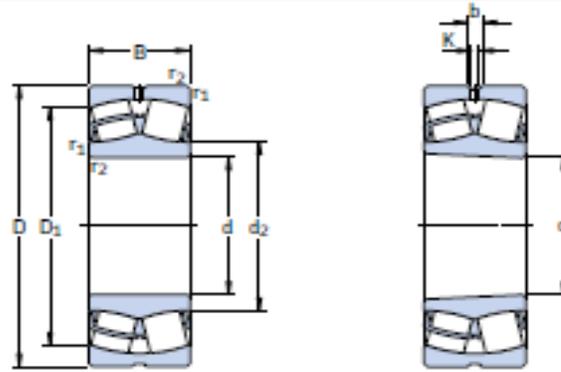


Observaciones: No se encontraron defecto alguno

Elaborado Contratista: V, Nuñez D	Revisado Supervisor: A, Nuñez D,	Aprobado: A, Nuñez D,
Funcion: Jefe de Taller	Funcion: Supervisor	Funcion: Supervisor
Firma: <i>Victor Nuñez</i>	Firma: <i>[Firma]</i>	Firma: <i>[Firma]</i>
Fecha: SMG PERU	Fecha: SMG PERU	Fecha: SMG PERU

Fuente : Oficina de Proyectos Corporación Pesquera 1313 S.A.

Anexo N° 3 :Características de selección de Rodamientos de Rodillos



Agujero cilíndrico

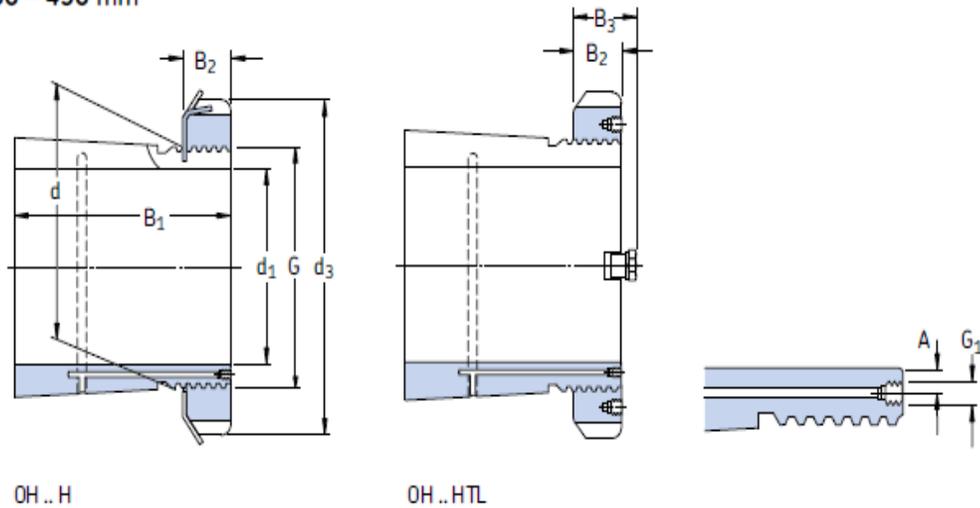
Agujero cónico

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designaciones			
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico		
mm			kN		kN	rpm	kg	-				
200	280	60	546	1040	93	2000	2400	11,5	23940	CC/W33	23940	CCK/W33
	310	82	1000	1530	137	1800	2200	23,3	+23040	CC/W33	+23040	CCK/W33
	310	109	1290	2120	186	1300	1900	31,0	+24040	CC/W33	+24040	CCK30/W33
	340	112	1600	2360	204	1500	1900	43,0	+23140	CC/W33	+23140	CCK/W33
	340	140	1800	2800	232	1100	1500	53,5	+24140	CC/W33	+24140	CCK30/W33
	360	98	1460	1930	166	1600	2200	43,5	+22240	CC/W33	+22240	CCK/W33
	360	128	1860	2700	228	1200	1700	58,0	+23240	CC/W33	+23240	CCK/W33
	420	138	2320	2900	224	1200	1500	95,0	+22340	CC/W33	+22340	CCK/W33
	220	300	60	546	1080	93	1900	2200	12,5	23944	CC/W33	23944
340		90	1220	1860	163	1600	2000	30,5	+23044	CC/W33	+23044	CCK/W33
340		118	1560	2600	212	1200	1700	40,0	+24044	CC/W33	+24044	CCK30/W33
370		120	1800	2750	232	1300	1700	53,5	+23144	CC/W33	+23144	CCK/W33
370		150	2120	3350	285	1000	1400	67,0	+24144	CC/W33	+24144	CCK30/W33
400		108	1760	2360	196	1500	2000	60,5	+22244	CC/W33	+22244	CCK/W33
400		144	2360	3450	285	1100	1500	81,5	+23244	CC/W33	+23244	CCK/W33
460		145	2700	3450	260	1000	1400	120	+22344	CC/W33	+22344	CCK/W33
240		320	60	564	1160	98	1700	2000	13,5	23948	CC/W33	23948
	360	92	1290	2080	176	1500	1900	33,5	+23048	CC/W33	+23048	CCK/W33
	360	118	1600	2700	228	1100	1600	43,0	+24048	CC/W33	+24048	CCK30/W33
	400	128	2080	3200	255	1200	1600	66,5	+23148	CC/W33	+23148	CCK/W33
	400	160	2400	3900	320	900	1300	83,0	+24148	CC/W33	+24148	CCK30/W33
	440	120	2200	3000	245	1300	1800	83,0	+22248	CC/W33	+22248	CCK/W33
	440	160	2900	4300	345	950	1300	110	+23248	CC/W33	+23248	CCK/W33
	500	155	3100	4000	290	950	1300	155	+22348	CC/W33	+22348	CCK/W33
	260	360	75	880	1800	156	1500	1900	23,5	23952	CC/W33	23952
400		104	1600	2550	212	1300	1700	48,5	+23052	CC/W33	+23052	CCK/W33
400		140	2040	3450	285	1000	1400	65,5	+24052	CC/W33	+24052	CCK30/W33
440		144	2550	3900	290	1100	1400	90,5	+23152	CC/W33	+23152	CCK/W33
440		180	3000	4800	380	850	1200	110	+24152	CC/W33	+24152	CCK30/W33
480		130	2650	3550	285	1200	1600	110	+22252	CC/W33	+22252	CCK/W33
480		174	3250	4750	360	850	1200	140	+23252	CC/W33	+23252	CCK/W33
540		165	3550	4550	325	850	1100	190	+22352	CC/W33	+22352	CCK/W33

Fuente : SKF-Perú.

Anexo N° 4 : Manguitos de fijación para eje del secador

Manguitos de fijación para ejes métricos
 d_1 200 – 450 mm

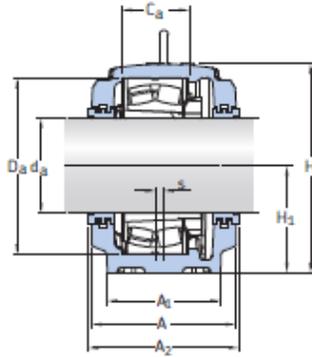


Dimensiones										Masa	Designaciones Manguito de fijación con tuerca y mecanis- mo de fijación	Tuerca de fijación	Mecanismo de fijación	Tuerca hidráulica apropiada	
d_1	d	d_3	B_1	B_2	B_3	G	G_1	A							
mm										kg	-				
200	220	260	96	30	41	Tr 220x4	M 6	4,2	7,95	OH 3944 H	HM 3044	MS 3044	HMV 44 E		
	220	260	126	30	41	Tr 220x4	M 6	4,2	9,90	OH 3044 H	HM 3044	MS 3044	HMV 44 E		
	220	280	161	35	-	Tr 220x4	M 6	4,2	15,0	OH 3144 H	HM 44 T	MB 44	HMV 44 E		
	220	260	161	30	41	Tr 220x4	M 6	4,2	14,3	OH 3144 HTL	HM 3044	MS 3044	HMV 44 E		
	220	280	186	35	-	Tr 220x4	M 6	4,2	17,0	OH 2344 H	HM 44 T	MB 44	HMV 44 E		
220	240	290	101	34	46	Tr 240x4	M 6	4,2	11,0	OH 3948 H	HM 3048	MS 3052-48	HMV 48 E		
	240	290	133	34	46	Tr 240x4	M 6	4,2	12,0	OH 3048 H	HM 3048	MS 3052-48	HMV 48 E		
	240	300	172	37	-	Tr 240x4	M 6	4,2	16,5	OH 3148 H	HM 48 T	MB 48	HMV 48 E		
	240	290	172	34	46	Tr 240x4	M 6	4,2	15,1	OH 3148 HTL	HM 3048	MS 3052-48	HMV 48 E		
	240	300	199	37	-	Tr 240x4	M 6	4,2	19,0	OH 2348 H	HM 48 T	MB 48	HMV 48 E		

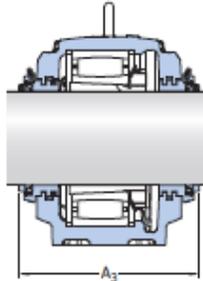
Fuente : SKF-Perú.

Anexo N° 5 : Chumaceras de pie para rodamientos de rodillos

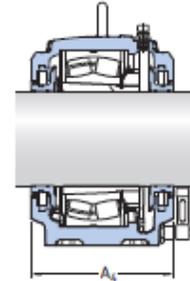
Soportes de pie SNL grandes para rodamientos sobre un manguito de fijación, ejes métricos
 d_a 200 – 220 mm



Obturaciones laberínticas, diseño TS



Obturaciones de taconita, diseño TNF

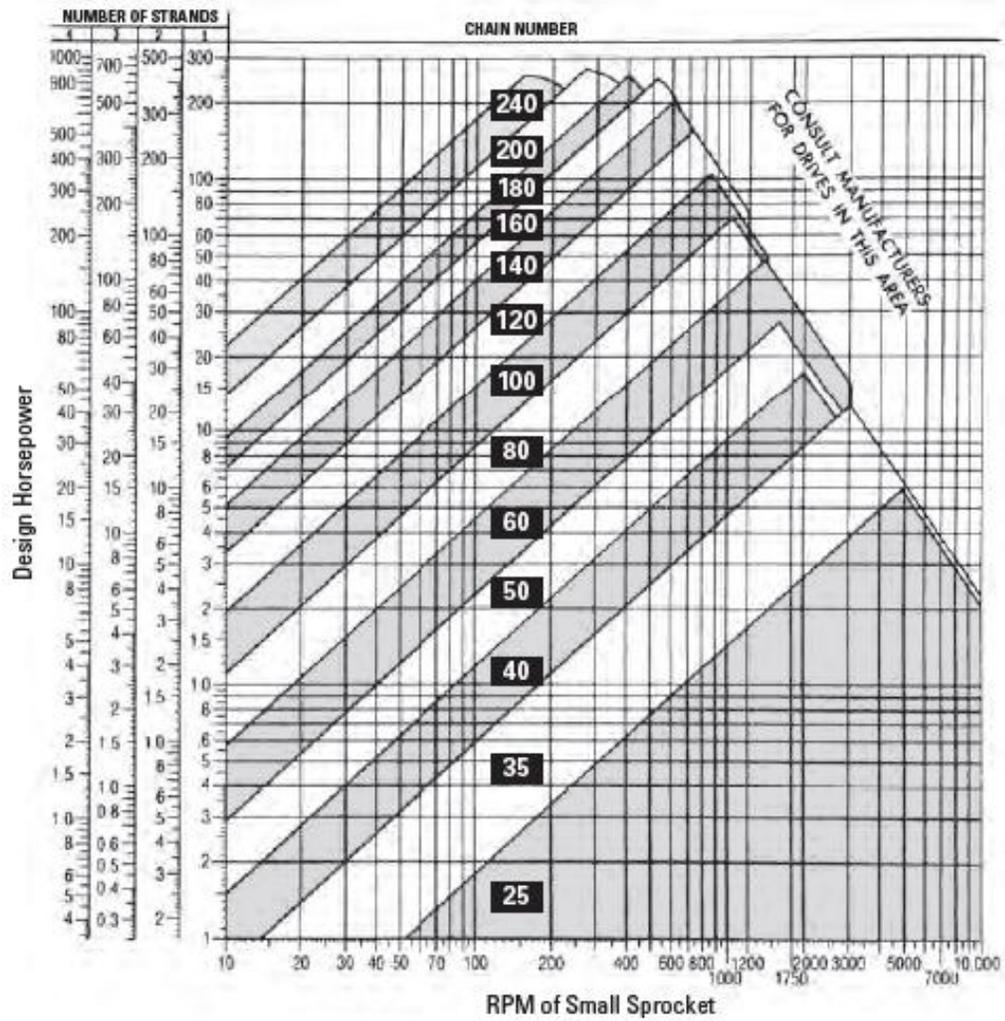


Obturaciones de aceite, diseño TURT/TURA

Eje d_a	Soporte Dimensiones													Masa kg	Designaciones Soporte	Obturaciones	Tapa lateral
	A	A ₁	H	H ₁	H ₂	J	J ₁	L	N	N ₁	s	G					
200	280	230	411	210	85	510	130	610	42	35	10	30	123	SNL 3044 SNL 3044 SNL 3044 TURT SNL 3044 TURA	TS 44 TNF 44 incluida incluida	ETS 44 ETS 44 ETS 3044 R ETS 3044 R	
	290	240	434	220	90	540	140	640	42	35	12	30	138	SNL 3144 SNL 3144 SNL 3144 TURT SNL 3144 TURA	TS 44 TNF 44 incluida incluida	ETS 44 ETS 44 ETS 3144 R ETS 3144 R	
	310	260	474	240	95	600	150	700	42	35	12	30	187	SNL 3244 SNL 3244	TS 48/200 TNF 48/200	ETS 48 ETS 48	
	310	260	474	240	95	600	150	700	42	35	12	30	187	SNL 3148 SNL 3148	TS 48/200 TNF 48/200	ETS 48 ETS 48	
	320	280	516	260	100	650	160	770	50	42	16	36	252	SNL 3156 SNL 3156	TS 56/200 TNF 56/200	ETS 56 ETS 56	
220	290	240	434	220	90	540	140	640	42	35	12	30	138	SNL 3048 SNL 3048 SNL 3048 TURT SNL 3048 TURA	TS 48 TNF 48 incluida incluida	ETS 48 ETS 48 ETS 3048 R ETS 3048 R	
	310	260	474	240	95	600	150	700	42	35	12	30	187	SNL 3148 SNL 3148 SNL 3148 TURT SNL 3148 TURA	TS 48 TNF 48 incluida incluida	ETS 48 ETS 48 ETS 3148 R ETS 3148 R	

Fuente : SKF-Perú.

Anexo N° 6 : Diagrama de selección de cadenas de transmisión de potencia.



Fuente: Transmission Power

Anexo N° 7: Características técnicas de Cadenas de transmisión dobles

240 – 3.000 IN. PITCH

- Cut-to-length chain available.
- Please consult your Timken Drives representative for maximum loads and availability of additional multiple-strand widths.

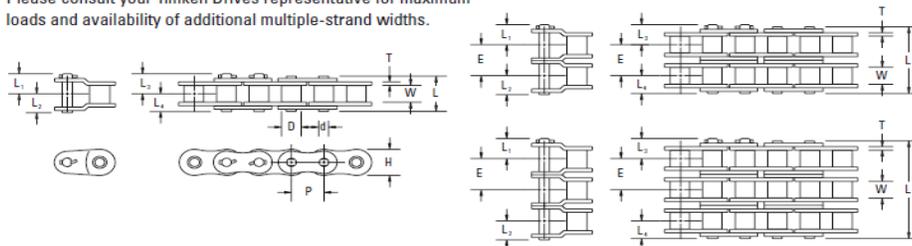


TABLE 63. 240 – 3.000 IN. PITCH CHAIN DIMENSIONS

Chain No.	Pitch P	Min. Roller Link Inside Width W	Roller Dia. D	Link Plate		Pin Dia. d	Transverse Pitch E	Pin					Average Tensile Strength (Through-Hardened Pin) lbs.	Average Weight lbs./ft.	Riveted	Cottered
				H	T			L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄				
	in.	in.	in.	in.	in.	in.	in.	in.	in.	in.	in.	in.	in.	in.		
240-1	3.000	1.864	1.875	2.812	0.375	0.937	—	3.708	2.212	1.854	2.212	1.854	152,200	16.40	STD	STD
240-2	3.000	1.864	1.875	2.812	0.375	0.937	3.458	7.166	2.212	1.854	2.212	1.854	304,400	32.20	MTD	STD
240-3	3.000	1.864	1.875	2.812	0.375	0.937	3.458	2.780	2.212	1.854	2.212	1.854	456,600	49.40	MTD	STD
240-4	3.000	1.864	1.875	2.812	0.375	0.937	3.458	7.166	2.212	1.854	2.212	1.854	608,800	65.70	MTD	STD

NOTE: Dimensions are subject to change. Contact your Timken Drives representative to obtain certified prints for design and construction.

Fuente: Transmission Power

Anexo N° 8: CAPACIDAD DE REDUCTOR MARCA EN REFERENCIA SEW

MC.PL..06, $n_1 = 1800$ 1/min								P_{TH}						25.0 kNm	
i_N	i_{ex}	n_2 [1/min]	M_{N2} [kNm]	P_{N1} [kW]	F_{Ra} [kN]	F_{Re} [kN]									
								$P_{TH(20)}$ 20 °C	$P_{TH(40)}$ 40 °C	$P_{TH(20)}$ 20 °C	$P_{TH(40)}$ 40 °C	$P_{TH(20)}$ 20 °C	$P_{TH(40)}$ 40 °C		
7.10	6.82	264	18.0	511	4.79	*)	MC2PLSF06 MC2PLHF06 MC2PLHT06	84	*)	229	137	293	184	160	280
8.00	7.89	228	20.5	504	1.10	*)		90	*)	234	143	299	190		
9.00	8.85	203	21.3	466	2.66	5.5		94	*)	239	147	303	194		
10.00	9.82	183	19.9	393	6.0	*)		98	45	242	151	307	198		
11.20	11.37	158	23.1	393	0.71	*)		103	50	248	156	312	203		
12.50	12.04	150	20.9	336	7.4	*)		105	52	249	158	314	205		
14.00	13.93	129	24.2	336	2.00	*)		110	57	254	162	319	210		
16.00	15.63	115	25.3	313	3.17	4.36		87	34	212	120	268	159		
18.00	17.59	102	26.3	289	2.95	3.33		90	37	215	124	271	162		
20.00	19.91	90	24.2	236	13.8	11.8		94	41	219	127	275	166		
MC.PL..07, $n_1 = 1800$ 1/min								P_{TH}						35.0 kNm	
7.10	6.86	262	23.1	653	4.33	*)	MC2PLSF07 MC2PLHF07 MC2PLHT07	104	*)	282	169	361	227	162	280
8.00	7.73	233	25.0	625	3.26	1.64		110	*)	287	175	367	233		
9.00	8.68	207	25.9	576	5.0	5.2		115	*)	293	180	372	238		
10.00	9.65	187	25.4	509	5.8	*)		120	55	297	185	377	243		
11.20	10.86	166	27.9	497	2.74	0.63		125	60	302	190	382	248		
12.50	12.19	148	26.7	424	7.8	*)		130	64	307	195	386	253		
14.00	13.73	131	30.1	424	2.31	*)		134	69	312	199	391	257		
16.00	15.42	117	30.8	387	5.6	3.80		106	41	260	147	329	195		
18.00	17.66	102	32.1	352	5.8	3.31		111	46	265	152	334	200		
20.00	20.25	89	33.3	318	9.7	7.6		116	51	270	157	338	205		
22.50	22.38	80	24.8	217	23.1	*)	106	58	238	155	297	198	178	283	
25.00	25.20	71	27.9	217	21.8	*)	110	61	242	158	300	201			
28.00	28.31	64	31.4	217	20.0	*)	112	64	244	161	303	204			
31.50	31.86	57	31.7	195	21.0	1.59	115	67	247	163	306	207			
35.50	35.78	50	35.7	195	18.8	1.59	118	69	250	166	309	209			
40.00	41.02	44	33.2	158	26.0	4.61	121	72	253	169	312	212			
45.00	43.89	41	29.1	130	31.0	3.42	122	74	254	171	313	214			
50.00	49.30	37	32.7	130	29.4	3.42	125	76	257	173	316	216			
56.00	55.47	32	32.8	116	31.0	5.2	127	79	259	175	318	218			
63.00	62.31	29	36.6	115	29.6	5.3	129	81	261	177	320	221			
71.00	68.66	26	33.2	95	35.6	0.435	107	58	221	137	272	173			
80.00	77.12	23	36.9	94	34.3	0.57	109	60	223	139	274	175			
90.00	88.41	20	34.1	76	42.7	3.10	111	63	225	142	276	177			
100.00	99.48	18	32.0	63	47.5	3.44	113	64	227	144	278	179			
112.00	114.04	16	34.4	59	49.1	4.02	115	67	229	146	280	181			

Fuente : NTN

Anexo N° 9: **CALCULO DE TUBERIA DE FLUJO DE INGRESO DE VAPOR:**

Determinamos el porcentaje de flujo de vapor necesario por sector del equipo.

A	=	Área Total	=	388.3	m ²	100.00%
Ae	=	Área Eje	=	9.2	m ²	2.38%
Ad	=	Área Disco	=	328.6	m ²	84.62%
Ach	=	Área Chaqueta	=	50.5	m ²	13.00%

Determinamos el Flujo de Vapor necesario Total ó Consumo de Vapor Total (mv1):

$$mv1 = 4569.6 = 4569.6 \text{ Kg/h}$$

Resolvemos que el Equipo contará con dos ingresos de vapor:

Primer Ingreso de Flujo de Vapor:

Corresponde al Sector del Eje y Discos, por ende el porcentaje es:

$$Ae + Ad = 9.2 + 328.6 = 337.8 \text{ m}^2 \quad 87.00\%$$
$$miv1 = \text{Flujo de Ingreso de Vapor 1} = 3975.6 \text{ Kg/h}$$

Segundo **Ingreso de Flujo de Vapor:**

Corresponde al Sector de Chaquetas, por ende el porcentaje es:

$$Ach = 50.5 = 50.5 \text{ m}^2 \quad 13.00\%$$
$$miv2 = \text{Flujo de Ingreso de Vapor 2} = 594.0 \text{ Kg/h}$$

Cálculo del Diámetro Interno de la Tubería del Primer Ingreso de Flujo de Vapor:

$$De = \sqrt{\frac{4 \times miv1 \times ve}{\pi \times V \times 3600}} = 100.38 \text{ mm.}$$
$$3.95 \text{ pulg.}$$

SEGÚN TABLA: DIAMETRO NOMINAL - COMERCIAL = 4 pulg.
SCH 40

miv1 = Flujo de Ingreso de Vapor 1 (Eje-Discos)= 3975.6 Kg/h
 PTT = Presión de Trabajo en Manifold = 120 PSI
 ve = Volumen Especifico del Vapor = 0.215 m³ / kg.
 V = Velocidad Recomendada en la línea de Vapor (20 - 30 m/s) = 30 m/s

TABLA : TUBOS DE ACERO ASTM A-53

DIAMETRO	DIAMETRO EXTERIOR		SCHEDULE	ESPESOR DE PARED	PESO NOMINAL	PRESION DE PRUEBA	
	pulg	mm				N°	kg/m
3.5	4	101.6	40	5.74	13.57	2370	166.0
			80	8.08	18.63	2800	196.0
4.0	4.5	114.3	40	6.02	16.07	2210	155.0
			80	8.56	22.32	2800	196.0
5.0	5.563	141.3	40	6.55	21.77	1950	137.0
			80	9.53	30.94	2800	196.0
6.0	6.625	168.3	40	7.11	28.26	1780	125.0
			80	10.97	42.56	2740	192.0
8.0	8.625	219.1	40	8.18	42.55	1570	110.0
			80	12.70	64.64	2430	170.0
10.0	10.75	273	40	9.27	60.29	1430	100.0
			80	15.09	95.97	2320	162.0
			STD.	9.27	60.31	1430	100.0

SELECCIÓN DE VALVULA DE VAPOR PARA INGRESO:

Teniendo en cuenta que la máxima presión de trabajo es 120 PSI seleccionamos la válvula de vapor que cubra el ingreso del flujo tanto para el eje como para las chaquetas

La válvula de globo es muy utilizada en la regulación de fluidos. La geometría del obturador caracteriza la curva de regulación, siendo lineal para obturadores parabólicos.

"El obturador de la válvula se desplaza con un movimiento lineal. En la mayoría de los casos, el mecanismo de avance es la de un "tornillo". El vástago del obturador va roscado al bonete de la válvula de globo. En cuanto se le da vueltas al vástago, ya sea mediante un volante o un actuador de giro múltiple, el obturador avanza linealmente.

Tomando en cuenta el diámetro de tubería hallado anteriormente tenemos que:

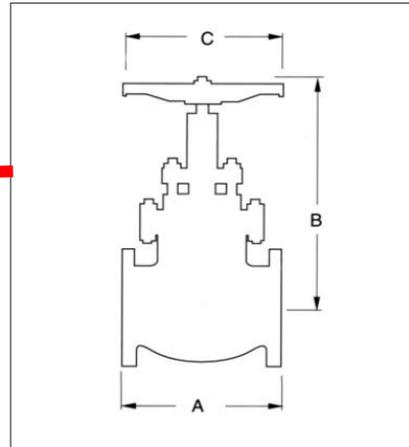
Deje = Diámetro Interno de la Tubería del Primer Ingreso (Eje) = 4 pulg.

Se seleccionara la Válvula de Globo de Acero Fundido Clase 150 marca CRANE:

Selección de válvula de 4 pulg. Por ser una dimensión comercial.

Dimensions and Weights

Valve Size	Weight (pounds)	Dimensions (inches)		
		A	B Valve Open	C
2	53	8.00	14.00	8.00
2½	70	8.50	15.00	8.00
3	90	9.50	17.00	10.00
4	143	11.50	20.00	12.00
6	246	16.50	24.00	16.00
8	392	19.50	25.00	16.00
10	605	24.50	29.00	20.00
12	900	27.50	38.00	20.00



Class 150 • Outside Screw & Yoke • Bolted Bonnet

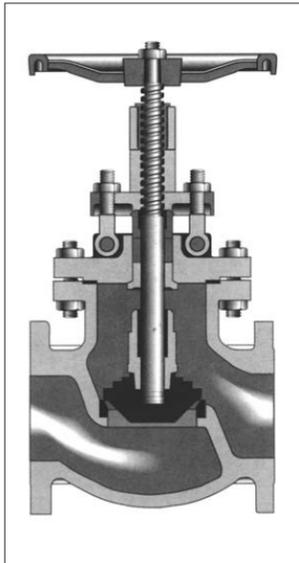


Figure 143XU
Flanged
Size Range:
2 - 12 inches
Pressure Temperature Rating
Carbon Steel
ASTM A216 Grade WCB
285 psi @ -20°F to 100°F

Materials of Construction

Description	Material
Body	A216 WCB
Bonnet	A216 WCB
Seat Rings	Hardfaced
Disc	13% CR Overlay
Stem	410 SS
Packing	Graphite
Bonnet Gasket	Soft Iron
Back Seat	410 SS
Disc Stem Nut	410 SS
Disc Washer	Carbon Steel
Gland	410 SS
Gland Flange	WCB
Eye Bolt	Steel
Eye Bolt Nuts	A563 Gr. A or 0
Pins	-
Bonnet Studs	A193 Gr. B7
Bonnet Nuts	A194 Gr. 2H
Handwheel	WCB
Handwheel Nut	A194 Gr. 2H
I.D. Tags	SS
I.D. Pins	Steel

ANEXO 10 : Presupuesto económico

A.12	Plataforma:							
89	Canal "U" de Ac. Al carbono A-36 de 4" x 2" x 6 M.		Pzas	3.00	195.00	76.80	230.40	Plataforma de operación
90	Tubería de Ac. Al carbono ASTM A-53 de 3" Ced. 40 x 6 m.		Pzas	2.00	136.00	81.60	163.20	Plataforma de operación
91	Tubería de Ac. Al carbono ASTM A-53 de 1" Ced. 40 x 6 m.		Pzas	4.00	60.00	18.00	72.00	Plataforma de operación
92	Plancha estriada de Ac .al carbono de 0.90 x 2.40 x 1/8" esp.		Pzas	5.00	325.00	71.50	357.50	Plataforma de operación
A.13	Pintura:							
60	Pintura epóxica de Base		Gl	3.00		60.00	180.00	Pintado
61	Pintura aluminio de alta temperatura		Gl	3.00		80.00	240.00	Pintado
TOTAL					74269.88		\$149,260.28	

B) Servicios							
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UNID.	CANT.	PESO (Kg.)	COST. U. \$	SUB-TOTAL \$	REFERENCIA
B.1	Servicio General						
B.1.1	Servicio de rolado			19,371.98	0.22	4261.84	Casco, Chaqueta, Anillo Superior.
B.1.2	Servicio de corte y plegado			1,640.74	1.40	2297.03	Caja de Vahos Acero inoxidable
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UNID.	CANT.	H-hm/d	COST. U. \$	SUB-TOTAL \$	REFERENCIA
B.2	Servicios de Maquinado						
B.2.1	Taladro	Días	28.00	8.00	12.00	2688.00	Eje Central, Tapas, Bridas y otros
B.2.2	Torno	Días	35.00	8.00	16.00	4480.00	Niples, Tubo Pescador, Manijas y otros
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UNID.	CANT.	Porcentaje	COST. U. \$	SUB-TOTAL \$	REFERENCIA
B.3	Servicio de Arenado y Pintado						
B.3.1	Arenado y Pintado	m2	85.00	100.0%	15.50	1317.50	Arenado, y 03 capas de pintura.
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UNID.	CANT.	Porcentaje	COST. U. \$	SUB-TOTAL \$	REFERENCIA
B.4	Servicio de Energía Eléctrica Local de Fabricación						
B.4.1	Energía Eléctrica de Local de Fabricación	mes	3.00	100.0%	800.00	2400.00	
TOTAL						\$17,444.37	

C) Mano de Obra								
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UNID.	CANT.	PESO (Kg.)	PRESUPUESTADO		REFERENCIA	
					C.U. \$	SUB-TOTAL \$		
C.1	Servicio de Mano de Obra	Trab.	1	74269.88	0.70	51,988.91	Incluye consumibles, Supervisor de Obra, el Ing. de Calidad/Pruebas	
TOTAL						\$51,988.91		
D) Transporte								
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UNID.	CANT.	Porcentaje	COST. U. \$	SUB-TOTAL \$	REFERENCIA	
D.1	Servicio de Transporte			5.0%	218693.6	10,934.68	Transporte de: Materiales, Modificaciones y Fabricación	
TOTAL						\$10,934.68		
E) Imprevistos								
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UNID.	CANT.	Porcentaje	COST. U. \$	SUB-TOTAL \$	REFERENCIA	
E.1	Imprevistos			2.0%	218693.6	4,373.87	Imprevistos que originan la Fabricación	
TOTAL						\$4,373.87		
1.-	COSTO TOTAL DE FABRICACIÓN y MONTAJE			\$234,002.11				

2.-	COSTOS ADMINISTRATIVOS DE FABRICACIÓN Y MONTAJE Secador Rotadisco de 3500 Kgevap. /hr.						
A)	COSTOS DE OFICINA						
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	TIEMPO	UNID.	COST. U. \$	% A ASIGNAR AL PROYECTO	SUB-TOTAL \$	REFERENCIA
1	Implementación de Oficina	3	MESES	600.00	50%	900.00	Útiles y otros implementos de oficina
2	Mantenimiento de Oficina	3	MESES	300.00	100%	900.00	Personal de Limpieza
3	Servicios Básicos	3	MESES	150.00	100%	450.00	Energía, agua, telefonía, internet.
TOTAL						\$2250.00	
B)	COSTOS DE PLANILLA						
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	TIEMPO	UNID.	COST. U. \$	% A ASIGNAR AL PROYECTO	SUB-TOTAL \$	REFERENCIA
1	Gerencia	3	Meses	2500.00	50%	3750.00	
2	Contabilidad	3	Meses	1200.00	25%	900.00	
3	Finanzas / Logística	3	Meses	1200.00	33.33%	1199.88	
4	Proyectos	3	Meses	2200.00	100%	6600.00	
5	Cadista	3	Meses	1000.00	75%	2250.00	
6	Chofer	3	Meses	400.00	100%	1200.00	
TOTAL						\$15899.88	

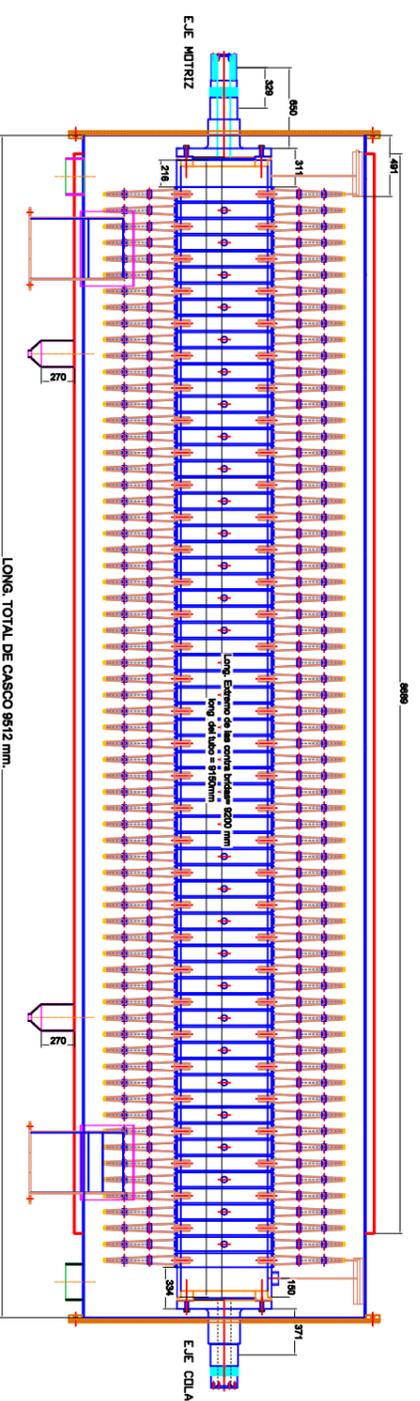
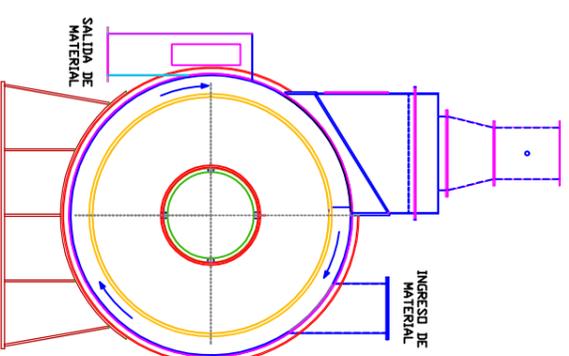
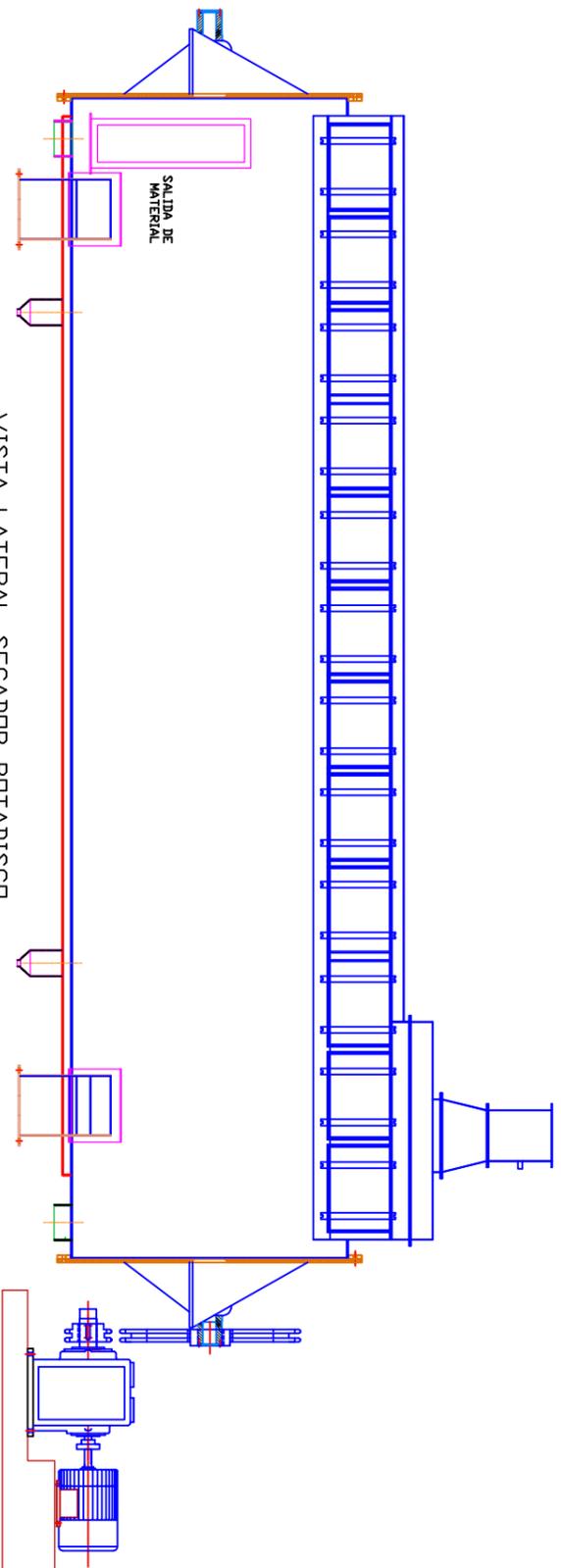
2.-	COSTO TOTAL ADMINISTRATIVOS			\$18,149.88			

COSTOS TOTAL GENERAL DE IMPLEMENTACION DE UN SECADOR ROTADISK DE 3500 Kg. Evap/hr. PARA CORPORACION PESQUERA 1313 S.A

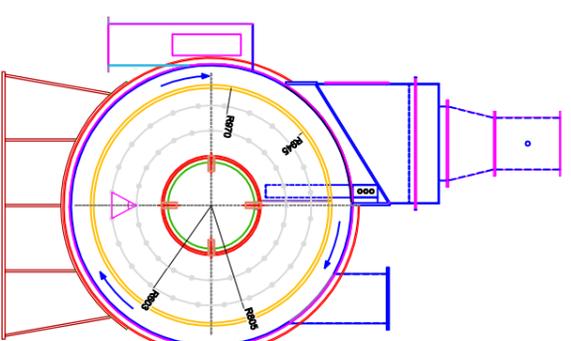
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	SUB TOTAL
1	COSTO TOTAL DE FABRICACIÓN y MONTAJE	\$234,002.11
2	COSTO TOTAL ADMINISTRATIVOS	\$18,149.88
SUB TOTAL :		\$252,151.99
3	UTILIDADES (20%)	\$50,430.40
PRECIO DE VENTA		\$302,582.38

IMPLEMENTACION DE UN SECADOR ROTADISK DE 3500 Kg. Evap/hr. PARA CORPORACION PESQUERA 1313 S.A

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANT.	UNID.	PRECIO UNIT.	SUB- TOTAL
1	EQUIPOS DE SECADO				
1.1	Fabricación y Montaje de un Secador Rotadisco de 3500 Kgevap./hr.	1	Equipo	302,582	302,582.38
PRECIO DE VENTA TOTAL					\$302,582.38



CORTE TRANSVERSAL SECADOR ROTADISCO



DIBUJO:	Gómez Montenegro Victor Edgar	ESCALA:	S/E
DISEÑO:	Gómez Montenegro Victor Edgar	FECHA:	Enero 2017
SECADOR ROTADISCO DE 3500 Kg/hr			
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA			
FACULTAD DE INGENIERIA EN ENERGIA			

