DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UNA MÁQUINA LAVADORA DE CANASTAS PLÁSTICAS PARA LA INDUSTRIA CAMARONERA.

Narváez Fuentes, Hugo
Ossa, Juan Pablo
Pájaro, Ramiro

Verbel Ariza, Arturo
Director

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERO MECÁNICO
CARTAGENA DE INDIAS D.T. Y C.
1999

INTRODUCCION

Las técnicas de limpieza aplicadas a los recipientes utilizados para transporte, almacenamiento o procesamiento de productos en cualquier empresa son, son duda alguna, uno de los aspectos más importantes que influyen en la conservación y calidad del producto. De ahí la importancia de emplear los diferentes métodos de lavado de recipientes como inmersión, aspersión o fuerza mecánica de cualquier tipo, o la combinación de varias de estas técnicas.

Actualmente la mayoría de las medianas y grandes empresas que se dedican a la comercialización o procesamiento y distribución de productos alimenticios en el ámbito regional, emplean técnicas rudimentarias para el lavado de las canastas utilizadas. El cual consiste en lavar manualmente, una a una, las canastas empleando agua y jabón.

El presente documento desarrolla un proyecto encaminado a resolver la mayoría de los inconvenientes que conlleva el lavado manual de canastas, mediante el método más eficiente utilizado para dicho fin, el cual es el de lavado por aspersión.

Aplicando la investigación de desarrollo tecnológico se ha logrado el diseño de una máquina de funcionamiento mecánico, con características que optimizan la labor de

lavado y mejoran la productividad de la empresa a la cual está destinada dicha investigación.

Se espera que la máquina logre satisfacer las necesidades limpieza y asepsia, a la vez que dé bajo costo operacional, en las empresas que necesiten este tipo de máquina.

EL PROBLEMA Y OBJETIVOS DE LA INVESTIGACION

1.1 ANTECEDENTES O LA REVISIÓN DEL ESTADO DE DESARROLLO DEL CONOCIMIENTO.

El proceso de lavado de canastas y canastas utilizados en la industria alimenticia en general tiene como objetivo lograr la limpieza de las mismas, las cuales se usan para el transporte, almacenamiento y conservación de los productos con los que trabaja cada empresa en particular.

En la actualidad la mayoría de las empresas que utilizan canastas plásticas en la ciudad de Cartagena realizan este proceso en forma manual. Este procedimiento, además de ocupar un número determinado de obreros, presenta el inconveniente de no lograr la asepsia requerida para los productos con los que se trabaja.

La empresa Cartagena *Shrimp Co*, con instalaciones en el sector de Mamonal Zona Franca, es una Cía dedicada al cultivo y procesamiento de camarones, razón por la cual utiliza para estas labores canastas plásticas que ayudan al transporte, almacenamiento y conservación de dichos productos. El proceso de lavado de canastas en esta empresa es de tipo manual.

1.2. EL PROBLEMA DE LA INVESTIGACION.

1.2.1. Identificación Del Problema. El problema que se presenta en la empresa Cartagena *Shrimp* como en muchas empresas que poseen canastas plásticas, es el de disponer de la mayor cantidad de canastas limpias en cualquier momento para utilizarlas en la producción.

Este inconveniente solamente se puede resolver si se dispone de un medio rápido y eficiente para ese fin.

La idea de diseñar y construir una máquina, para ese trabajo, soluciona muchos inconvenientes que se presentan actualmente con el procedimiento manual de lavado, lo cual redundaría en beneficios económicos y de calidad en el producto final.

1.2. 2. Planteamiento Del Problema. La empresa Cartagena *Shrimp* Co. Ltda no cuenta con un sistema mecánico para el lavado y desinfección de sus canastas plásticas, las cuales son empleadas para el transporte del camarón, y para el proceso de cocción y empaque de dicho producto.

Esta labor es realizada manualmente por tres obreros encargados de la misma, dicha operación de lavado se realiza en tres etapas mediante la aplicación de agua por medio de una manguera, enseguida se le aplica una solución jabonosa de cloro con una esponja para luego restregar con un cepillo la superficie de la canasta y por último enjuagar la

canasta con agua de la manguera mencionada. Toda esta labor se realiza en 30 segundos por canasta.

Este proceso de lavado se realiza a aproximadamente 1000 canastas. Debido al volumen de canastas y a la forma de realizar el lavado, no se garantiza que las canastas queden con las condiciones mínimas requeridas para este proceso. Estas condiciones podían alcanzarse con una máquina destinada para este fin y con menos tiempo, brindándole a la Compañía mayor disponibilidad de canastas y menor tiempo de horas/hombre empleados en la labor de lavado, de tal forma que se pueden aprovechar los obreros dedicados a la misma empleándolos en el área de producción y aumentando la productividad de la empresa o mejorando la calidad del producto terminado.

Es de anotar que una o varias canastas mal lavadas pueden contaminar un lote de producción trayendo las consecuentes perdidas para la empresa.

1.2.3. Análisis del Problema. El problema a solucionar consta de tres aspectos importantes a resolver los cuales se pueden enumerar de la siguiente forma.

- La rapidez del proceso de lavado es baja en comparación con la necesidad que se tiene de las canastas y por ende se presenta en algunas ocasiones la necesidad de utilizar tiempo extra de lavado, lo cual conlleva costos adicionales al proceso y no se garantiza que haya canastas limpias en cualquier momento de la producción. Tampoco se garantiza que el proceso de lavado sea continuo, es decir, hay que suspender ciertas labores para proceder a lavar canastas si estas son necesarias. Con

una máquina que realice esta labor continuamente se garantizaría la disponibilidad de canastas en todo momento.

- La utilización de personal en el lavado de las canastas le quita a la empresa personal que puede utilizar directamente en la línea de producción, lo que conlleva aumento en el personal y como consecuencia aumento en los gastos de nomina. Para la operación de una máquina que lave estas canastas solamente necesitaría un operador que maneje y fiscalice la labor de la misma, con lo cual se reduce el personal empleado en la labor y se mejora las condiciones de trabajo del operador.
- La forma en que se realiza el lavado de canastas no reúne las condiciones de asepsia mínimas requeridas para canastas que transportan alimentos perecederos de esta naturaleza ni la uniformidad del lavado de las mismas. El procedimiento realizado a través de una máquina garantiza que todas las canastas queden en las mismas condiciones de lavado y que la calidad del lavado sea la mejor posible.

1.3. JUSTIFICACION DE LA INVESTIGACION.

La empresa Cartagena *Shrimp* Co. Ltda, al igual que las demás empresas cartageneras que poseen canastas para el transporte o almacenamiento de sus productos, no cuenta con un sistema de lavado automático de estas. Un proyecto de esta naturaleza sería supremamente beneficioso por que contribuirá al aumento de la producción disminuyendo los costos de operación, mejorando las condiciones del proceso y mejorando la calidad de lavado de las canastas.

La solución inmediata al problema sería la compra o importación de este tipo de máquina ya que en nuestro país no hay empresas dedicadas a este tipo de maquinaria. Sin embargo, la empresa no esta en condiciones de asumir estos costos elevados en este momento por lo tanto una solución a este inconveniente sería el diseño y construcción de una máquina lavadora de canastas y su sistema de transportación por parte nuestra, por lo cual se acordó con los directivos de la empresa la realización del diseño de la máquina sin incluir la construcción de la misma.

1.4. TIPO DE INVESTIGACION.

Este proyecto es de carácter tecnológico aplicado

1.5. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACION.

1.5.1. Objetivo general.

Diseñar y construir un prototipo de una máquina lavadora de canastas Plásticas.

1.5.2. Objetivos especificos.

- Establecer los parámetros de diseño de la máquina de acuerdo a las características de las canastas de la empresa.

- Establecer las velocidades a las cuales se van a desplazar las canastas dentro de la máquina para así garantizar que se cumplan todas las estaciones del sistema de lavado.
- Realizar un dimensionamiento adecuado de las partes de la máquina para así garantizar un buen desempeño de estas.
- Seleccionar adecuadamente el tipo o tipos de bombas que se van a utilizar para realizar un bombeo óptimo de acuerdo al fluido que se utilice.
- Elaborar un manual de operación y mantenimiento de la máquina para así garantizar su buen funcionamiento.
- Seleccionar adecuadamente los aparatos de control o medición de presión, temperatura, nivel, etc.
- Diseñar el sistema de transporte tanto para la entrada a la máquina como para la salida y su posterior distribución en el área de proceso y almacenamiento.
- Disminuir el tiempo de lavado por canasta y por ende el tiempo total empleado en esta labor.
- Mejorar la calidad de lavado de las canastas respecto al que actualmente se realiza.

1.6. METAS DE LA INVESTIGACION.

Lo que se pretende con este proyecto es construir y diseñar un modelo a escala que realice la operación de lavado de canastas en un tiempo mucho menor del que se emplea en la actualidad, logrando que las canastas queden con una mejor limpieza y ocupando menos personal en el proceso mismo de lavado.

Con esta máquina se garantiza un mayor rendimiento y por ende los costos de operación disminuirán debido a que no habrá desperdicio de agua ni de detergente.

ESTRATEGIA METODOLOGICA DE LA INVESTIGACION

2.1. MARCO TEORICO

El sistema de lavado automático de canastas tiene gran aceptación en empresas que manejen productos que requieren cierto grado de esterilización de estas canastas tales como en el sector de productos lácteos, productos frigoríficos, pescados y mariscos, pollos, carnes y bebidas, etc. Donde además se maneja un volumen apreciable de canastas, y por lo tanto el tiempo de lavado es un factor importante porque esta aumenta la disponibilidad de las canastas y por ende mejora la productividad.

Para realizar el diseño es necesario tener en cuenta las características de las canastas. Estas son hechas de polietileno o poliestireno de alta densidad por proceso de estampación, lo que les da buena rigidez y resistencia a un rango de temperaturas comprendido entre – 40º y 66º C.

Al diseñar la máquina es necesario tener en cuenta el tiempo de lavado pues esto afecta a todos los factores que intervienen en dicho proceso y la optimización del mismo.

En el mercado existen máquinas de este tipo pero solamente son fabricadas en el extranjero y su importación resulta costosa[1]. La mayoría de estas máquinas poseen, entre otras, las siguientes etapas.

ETAPA DE PRE-ENJUAGUE. En esta etapa la canasta entra sucia, (el sucio depende del ambiente en el que se desenvuelve la canasta), y es sometida a un baño de agua a través de una serie de boquillas rociadoras, quienes se encargan de eliminar toda la suciedad que lleve la canasta.

ETAPA DE LAVADO. En esta, la canasta se rocía con un liquido detergente quien elimina grasas, sucios, etc. En esta etapa la canasta debe quedar libre de cualquier partícula extraña.

ETAPA DE ENJUAGUE. En esta etapa la canasta es rociada con agua para eliminar el detergente. Después de esta etapa la canasta queda lista para ser utilizada nuevamente.

Adicionalmente se pueden tener etapas de secado por vapor de agua si las instalaciones de la planta donde se encuentre la máquina así lo permiten. La instalación de una etapa de secado por vapor aumenta la higiene de la canasta.

Para estas etapas se necesita de bombas centrífugas para transportar los fluidos (agua, detergente) cada bomba utilizada debe tener un deposito propio.

---

[1] Una de las mpresas dedicadas a la producción de este tipo de máquina es la Norteamericana Girton Manufacturing Company .

En la construcción de este tipo de máquinas se debe tener en cuenta parámetros como la presión, temperatura, densidad y características de los fluidos utilizados, la longitud de tubería que se va a emplear y los accesorios requeridos entre otros.

Todos estos factores se analizan teniendo como fundamento el área de la mecánica de los fluidos. De acuerdo a estas variables se realiza el correcto análisis para la selección adecuada de las motobombas requeridas para la distribución de los fluidos.

Para el transporte de las canastas a través de la línea de proceso y dentro de la máquina se utiliza cadenas transportadoras donde se tiene en cuenta parámetros como la velocidad de transporte de la canasta, el peso de la misma, la forma, el tamaño y la cantidad total, la capacidad de la cadena y la potencia requerida para seleccionar el Motor o Motorreductor (sistema de transmisión de potencia) para lo cual se utilizan los fundamentos de Mecánica Analítica, Resistencia de Materiales, Materiales de Ingeniería y Diseño de elementos de Máquinas.

2.2. HIPOTESIS QUE GUIARAN LA INVESTIGACION.

- Disminuir el tiempo empleado en la labor de lavado de canastas.
- Disminuir o eliminar el numero de personas asignadas a esta labor.
- Mejorar la calidad del lavado.
- Diseñar la máquina lavadora de cestillos.

2.3. VARIABLES.

- Cantidad o volumen de canastas plásticas.
- Caudal de agua.
- Presión del agua.
- Temperatura
- Densidad del liquido usado como detergente.
- Velocidad de la banda.
- Dimensiones de las canastas.
- Peso de las canastas.
- Material de las canastas.
- Propiedades corrosivas del fluido

2.4. CONCEPTOS BASICOS DE FLUJO DE FLUIDOS

El flujo se puede clasificar de muchas maneras, tales como turbulento, laminar; real, ideal; reversible, irreversible; constante, inconstante; uniforme, no uniforme; rotacional, no rotacional o irrotacional.

- En el flujo turbulento las partículas del fluido se mueven en trayectorias muy irregulares que causan un intercambio de cantidad de movimiento de una porción de fluido a otra. Las partículas de un fluido pueden variar en tamaño. En una situación

en la que un flujo podría ser turbulento o laminar, la turbulencia establece mayores esfuerzos cortantes en todo el fluido y causa más pérdidas.

- En el flujo laminar, las partículas del fluido se mueven a lo largo de trayectorias suaves en láminas, o capas, con una capa deslizándose suavemente sobre una capa adyacente.
- El flujo a régimen permanente ocurre cuando las condiciones en cualquier punto del fluido no cambian con el tiempo. No hay cambio en la densidad, presión o temperatura con el tiempo en cualquier punto; así

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \qquad \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \qquad \frac{\partial T}{\partial t} = 0$$

2.4.1. Ecuación de Continuidad. Se desarrolla a partir del principio general de la conservación de la masa, que afirma que la masa dentro de un sistema permanece constante, es decir:

$$\rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2$$

2.4.2. Ecuación de Energía a Casos de Flujo de Fluidos a Régimen Permanente. Para un fluido incompresible la ecuación es

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + W_{1-2} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + pérdidas_{1-2}$$

En la que cada término es energía en libras pie por libra o newtons-metro por newton, incluyendo el término de pérdidas.

2.4.3. Ecuación de Bernoulli

$$gz + \frac{V^2}{2} + \frac{p}{\rho} = const \qquad \text{(newton-metro por kilogramo)}$$

Donde

$g.z$ = Energía potencial por unidad de masa.

$\frac{V^2}{2}$ = Energía cinética

$\frac{P}{\rho}$ = Trabajo de flujo o energía de flujo por unidad de masa

2.5. FLUJO EN TUBERIAS Y DUCTOS

2.5.1. Numero de Reynolds. Es un grupo o parámetro adimensional que considera y muestra la razón entre las fuerzas Inerciales o las fuerzas debida a la aceleración o desaceleración y las fuerzas cortantes o viscosas, para flujo incompresible el número de Reynolds se expresa de la siguiente forma:

Donde

$$R_e = \frac{VL\rho}{\mu}$$

V = Es la velocidad característica del flujo

L = longitud característica donde ocurre el flujo

ρ = densidad de la masa

μ = viscosidad del fluido

Para flujo laminar $0 \leq R_e < 2000$

Para flujo transitorio $2000 \leq R_e < 4000$

Para flujo turbulento $R_e > 4000$

2.5.2. Pérdidas de Carga. Flujo con fricción en tubos cerrados. El flujo en un tubo se considera cerrado y a presión si la superficie del agua no esta expuesta a la presión atmosférica. En condiciones reales siempre hay una resistencia al flujo que causa una pérdida de la carga de presión (esta pérdida de energía se convierte en calor y usualmente se disipa).

La ecuación más utilizada para las pérdidas de carga debidas a la fricción, H_L es la de Darcy –Weisbach

$$h_f = \frac{fL}{D}\frac{V^2}{2g}$$

Donde

f = coeficiente de fricción

d = diámetro de la tubería, ft (m)

L = longitud del tubo, ft (m)

Calculo de perdidas de cargas

Pérdidas mayores: se puede expresar como la perdida de presión para flujo completamente desarrollado a través de una tubería horizontal de área constante.

Para flujo laminar $0 \leq R_e < 2000$; $h_f = \frac{64}{R_e}\frac{L}{D}\frac{V^2}{2g}$

Para flujo turbulento $R_e > 4000$; $h_f = f\frac{L}{D}\frac{V^2}{2g}$

Pérdidas menores: son las pérdidas de carga adicionales que se presentan cuando el flujo pasa a través de codos, tees o cambios abruptos de área en el ducto, puede expresarse como:

$$h_{fm} = K\frac{V^2}{2}$$

Donde

K = coeficiente de fricción (experimental)

La perdida de carga menor también puede expresarse como

$$h_{fm} = f\frac{L_e}{D}\frac{V^2}{2g}$$

Donde

L_e = longitud equivalente de tubería recta

En él (Anexo D), puede verse los valores de los coeficientes de fricción para algunos accesorios de tuberías.

2.5.3. Sistemas de Tuberías Múltiples.

- Tuberías en serie. Es cuando tubos de diferentes diámetros y rugosidades, se conectan una seguida de otra, Como aparece en la figura 1. De tal manera que el flujo es el mismo para todas.

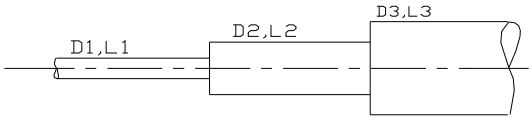


Figura 1. Tuberias conectadas en serie

El caudal es el mismo $Q_1 = Q_2 = Q_3$.

Las perdidas son acumulativas $H_{ft} = h_{f1} + h_{f2} + h_{f3}$

El método de tubería equivalente puede ser utilizado en la solución de tubería en serie. Dos sistemas de tuberías son equivalentes sí la misma pérdida de carga produce la misma descarga en ambos sistemas. Se cumple:

$$h_{f1} = h_{f2} \qquad Q_1 = Q_2$$

al igualar h_{f1} y h_{f2} se obtiene

$$\frac{f_1 L_1}{D_1^5} = \frac{f_2 L_2}{D_2^5}$$

- Tuberías en paralelo. Dos o más tuberías están en paralelo si el caudal o flujo que entra por un nodo común, se divide a través de ellos para volverse a unir en otro nodo común aguas abajo, como aparece en la figura 2.

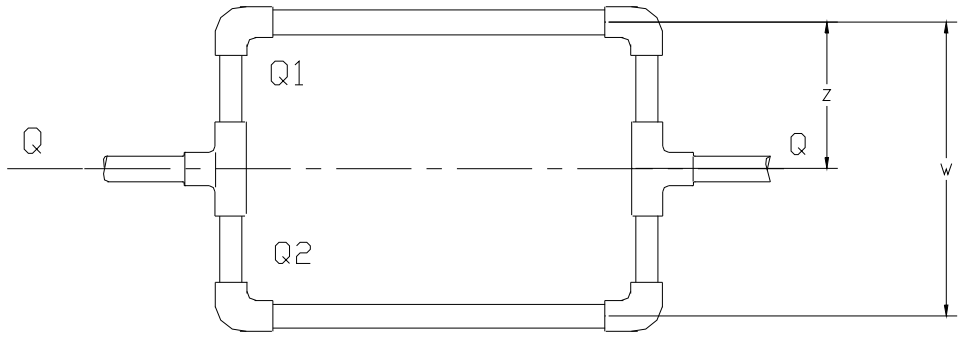


Figura 2. tuberias conectadas en paralelo

2.6. BOMBAS CENTRIFUGAS.

Una bomba centrifuga consiste de un juego de álabes rotatorios dentro de un alojamiento, o carcaza, que se utilizan para impartir energía a un fluido por medio de la fuerza centrífuga. Una bomba centrifuga consiste en dos partes principales:

- Un elemento rotatorio, que incluye un impulsor y un eje.
- Un elemento estacionario formado por una carcaza, un alojamiento para el empaque (estopero) y rodamientos.

En una bomba centrifuga él liquido se fuerza a entrar en un juego de álabes rotatorios, mediante la presión atmosférica o cualquier otra clase de presión. Estos álabes constituyen un impulsor que descarga él liquido en su periferia a más alta velocidad. Esta velocidad se convierte en energía de presión por medio de una voluta.

Los impulsores se clasifican dé acuerdo con la mayor dirección de flujo con respecto al eje de rotación. Así las bombas centrifugas pueden tener:

- Impulsores de flujo radial
- Impulsores de flujo axial
- Impulsores de flujo mixto

además, los impulsores se clasifican también en:

- De succión simple, con una admisión simple a un lado
- De doble succión.
- De acuerdo a la construcción mecánica de los impulsores, también pueden ser:
- Cerrados, con placas de refuerzo.
- Abiertos, sin paredes de refuerzo.
- Semiabiertos o semicerrados.

2.6.1 Velocidad Especifica

La elección del impulsor para una bomba centrifuga en particular se basa en la velocidad especifica N_s

$$N_S = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Donde

N = velocidad de rotación del eje, rpm

Q = gasto nominal que se va a bombea, gal/ min (m^3/s), (que puede dividirse entre dos para las bombas de doble succión).

H = carga total de presión que será creada por la bomba, ft (m).

La velocidad especifica se puede definir como aquella velocidad en rpm, a la cual un impulsor geométricamente similar al impulsor en cuestión, desarrolla una cabeza unitaria (h=1 ft) a un caudal unitario (Q= 1gpm).

La velocidad especifica es una constante que se utiliza ampliamente para seleccionar el tipo de bomba en los diseños preliminares para lo cual se han desarrollado. Las bombas centrifugas tienen bajos valores de velocidad especifica; las bombas de flujo mixto presentan valores intermedios; para un mismo impulsor la velocidad especifica no cambia con la velocidad del mismo. Para impulsores similares la velocidad especifica es constante en cuanto a velocidad y tamaño del impulsor. Un impulsor de velocidad especifica alta se caracteriza por tener bastante ancho, comparado con el diámetro del impulsor.

2.6.2. Cabeza total de una bomba centrifuga. La cabeza total desarrollada por una bomba, a una capacidad de flujo Q dada debe ser igual a la cabeza total requerida. En la figura 3 se representa un esquema de bomba centrífuga.

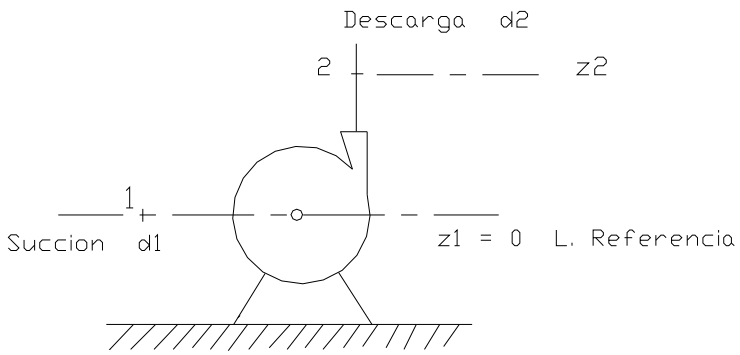


Figura 3. Esquema de la bomba centrifuga

La cabeza total desarrollada por la bomba, aplicando Bernoulli entre 1 y 2 es:

$$\eta W_p = \left(\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^{\,2}}{2g} + z_2 \right) - \left(\frac{P}{\gamma} + \frac{\overline{V}_1^{\,2}}{2g} + z_1 \right) = H_T$$

Donde η es la Eficiencia mecánica; W_p el Trabajo mecánico

$\frac{P_2}{\gamma} + \frac{\overline{V}_2^{\,2}}{2g} + z_2$ = Cabeza total dinámica de descarga

$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{\overline{V}_1^{\,2}}{2g} + z_1$ = Cabeza total dinámica de succión sí es positivo o elevación de succión sí es negativo

Sí $d_1 = d_2$, entonces $V_1 = V_2$; pero $Z_2 \approx Z_1$, se tiene entonces.

$$\eta W_p = H_T = \frac{P_2 - P_1}{\gamma}$$

La cabeza total desarrollada por una bomba se debe determinar mediante pruebas.

2.6.3. Carga neta positiva de succión (NPSH)

Es un postulado de las condiciones de succión mínimas que se requieren para evitar la cavitación en una bomba. La $(NPSH)_{requerida}$ debe ser determinada por medio de pruebas y normalmente la establece el fabricante. Para evitar la cavitación la $(NPSH)_{disponible}$ en una instalación debe ser mayor que la $(NPSH)_{requerida}$ por la bomba.

Así

$$(NPSH)_{disponible} > (NPSH)_{requerida}$$

- $(NPSH)_{requerido}$: es una función del diseño de la bomba; representa el margen mínimo requerido entre la carga de succión y la presión de vapor del liquido bombeado a la temperatura que prevalece.

$$(NPSH)_{REQUERIDO} = \left(\frac{P_{ATM}}{\gamma} - \frac{P_V}{\gamma} \right) + \frac{V^2}{2g}$$

Donde

P_{atm} = Presión atmosférica local

P_V = Presión de vapor del liquido bombeado a la temperatura de bombeo

γ = Peso especifico del liquido a la temperatura que está el liquido en la succión

$(NPSH)_{Disponible}$: Es una característica del sistema o instalación, donde se emplea la bomba centrifuga. Representa la diferencia entre la carga absoluta de succión existente y la presión de vapor del liquido a la temperatura que prevalece.

$$(NPSH)_{DISPONIBLE} = \left(\frac{P_a'}{\gamma} - \frac{P_V}{\gamma} \right) - h_{fa-a'} \pm Z_{a'}$$

2.7. MODELOS HIDRAULICOS

Los modelos hidráulicos en general pueden ser, o bien modelos verdaderos o modelos distorsionados. Los modelos tienen todas las características del prototipo reproducidas a escala (tienen semejanza geométrica) y satisfacen todas las restricciones del diseño (tienen semejanza cinemática y dinámica).

2.7.1. Semejanza geométrica. La semejanza geométrica requiere que el modelo y el prototipo sean de la misma forma, y que todas las dimensiones lineales del modelo se relacionen con las dimensiones correspondientes del prototipo por medio de un factor de escala constante.

Algunas relaciones útiles son:

$$\frac{L_{modelo}}{L_{prototipo}} = L_{rel.} \quad \text{o} \quad \frac{L_m}{L_p} = L_r$$

$$\frac{A_{modelo}}{A_{prototipo}} = \frac{L^2_{modelo}}{L^2_{prototipo}} = L^2_{rel} = L^2_r$$

donde:

L: es la dimensión de la longitud.

2.7.2. Semejanza cinemática. Entre el modelo y el prototipo existe semejanza cinemática sí:

- Las trayectorias de las partículas móviles homologas son geométricamente semejante.
- Las relaciones entre las velocidades de las partículas homologas son iguales.

Dos flujos son cinemáticamente semejantes cuando las velocidades en dos puntos correspondientes están en la misma dirección y se relacionan en magnitud mediante un factor de escala constante.

Algunas relaciones útiles son:

Velocidad $$\frac{V_m}{V_p} = \frac{\frac{L_m}{T_m}}{\frac{L_p}{T_p}} = \frac{L_m}{L_p} : \frac{T_m}{T_p} = \frac{L_r}{T_r}$$

Aceleración $$\frac{a_m}{a_p} = \frac{\frac{L_m}{T_m^2}}{\frac{L_p}{T_P^2}} = \frac{L_m}{L_p} \cdot \frac{T_m^2}{T_p^2} = \frac{L_r}{T_r^2}$$

Donde:

L: es la dimensión de la longitud.

T: es la dimensión del tiempo.

2.7.3. Semejanza dinámica. Entre dos sistemas semejantes geométrica y cinemáticamente existen semejanza dinámica si las relaciones entre las fuerzas homologas en el modelo y prototipo son las mismas.

Cuando dos flujos tienen distribuciones de fuerzas tales que tipos idénticos de fuerzas son paralelos y se relacionan en magnitud por medio de un factor de escala constante en

todos los puntos correspondientes, los flujos son dinámicamente semejantes. Los requerimientos para la semejanza dinámica son los más restrictivos: dos flujos deben poseer tanto semejanza geométrica como cinemática para ser dinámicamente similares. Algunas relaciones importantes son:

N° de Reynolds $$\left(\frac{VD}{v}\right)_{modelo} = \left(\frac{VD}{v}\right)_{prototipo}$$

N° de Froude. $$\left(\frac{VD}{pL}\right)_{modelo} = \left(\frac{VD}{pL}\right)_{prototipo}$$

N° de March. $$\left(\frac{V}{\sqrt{\frac{E}{p}}}\right)_{modelo} = \left(\frac{V}{\sqrt{\frac{E}{p}}}\right)_{prototipo}$$

Donde:

V : velocidad del fluido en consideración

D: diámetro de la tubería

ν: viscosidad cinemática del fluido a la temperatura que prevalece.

P: densidad del fluido a la temperatura que prevalece.

E: modulo de elasticidad volumétrica.

2.7.4. Flujo en tubos. Cuando se tiene flujo a régimen permanente en un tubo, las fuerzas viscosas e inercias son las únicas de importancia; de aquí que cuando se observa una similitud geométrica, el tener el mismo Reynolds en el modelo y el prototipo proporcionan similitud dinámica. Los varios coeficientes de presión son los mismos.

Para probar con fluidos que tienen la misma viscosidad cinemática en el modelo y prototipo, el producto VD debe ser igual. Frecuentemente esto requiere muy altas velocidades en los modelos pequeños.

2.7.5. Maquinaria hidráulica. Las partes móviles de una máquina hidráulica requiere un parámetro adicional para asegurar que los patrones de la línea de corriente sean similares en el modelo y el prototipo. Este parámetro debe relacionar el flujo (descarga) con la velocidad de las partes móviles.

Para máquinas geométricamente semejantes, si los diagramas vectoriales de velocidad que entran o salen de las partes en movimiento son semejantes se dice que las unidades son homologas, es decir que para propósitos prácticos existe similitud dinámica. El numero de Froude no es importante, pero los efectos del numero de Reynolds (llamados efectos de escala porque es imposible mantener el mismo numero de Reynolds en unidades homologas) pueden causar una discrepancia de 2 a 3 % en la eficiencia entre el modelo y el prototipo.

Bombas hidráulicas. La similitud dinámica en una bomba se alcanza cuando se logra similitud geométrica. (Bombas con características geométricas semejantes; impulsor, voluta, etc.) y similitud cinemática, cuando los campos de flujo son semejantes.

Despreciando los efectos viscosos se obtiene similitud dinámica cuando el coeficiente de flujo (adimensional) se mantiene constante así:

Coeficientes de flujo: $\frac{Q_p}{W_p D_p^3} = \frac{Q_m}{W_m D_m^3}$

El subíndice p corresponde a la bomba del prototipo y el subíndice m corresponde a la bomba del modelo.

Qp y Qm son los caudales de descarga de la bomba.

Wp y Wm son las velocidades de operación de las bombas.

Dp y Dm son los diámetros de los impulsores.

Los coeficientes de carga (cabeza) y de Potencia (adimensionales) dependen sólo del coeficiente de flujo, por lo tanto estos coeficientes se mantienen constantes cuando existe similitud dinámica, por tanto.

Coeficiente de carga: $\frac{H_p}{W_p^2 D_p^2} = \frac{H_m}{W_m^2 D_m^2}$

Donde Hp y Hm son las cabezas o carga de la bomba.

Coeficiente de Potencia: $\frac{Pot_p}{\rho_p W_p^3 D_p^5} = \frac{Pot_m}{\rho_m W_m^3 D_m^5}$

Donde Pot_p y Pot_m son las potencias respectivas de cada bomba.

ρp y ρm son las densidades respectivas de los líquidos de cada bomba.

Los coeficientes adimensionales, se usan para predecir los cambios en el funcionamiento que resultan de los cambios en el tamaño de la bomba, la velocidad de operación o el diámetro del impulsor.

PLAN DE LIMPIEZA Y DESINFECCION DE LAS CANASTAS UTILIZADAS EN LA INDUSTRIA DE ALIMENTOS

La seguridad y calidad de un alimento esta ligada íntimamente con los procedimientos de limpieza y desinfección.

La razón por la que se limpian y desinfectan las superficies que entran en contacto con los alimentos y el ambiente es para prevenir contaminación microbiológica, química ó física.

El proceso de limpieza pretende eliminar los residuos que proporcionan los nutrientes necesarios para la multiplicación microbiana y todo el sucio que queda después de un proceso o que se produce durante el mismo.

Una buena limpieza debe reducir considerablemente la población microbiana por simple efecto mecánico de arrastre.

El objetivo de la desinfección es reducir al mínimo la contaminación microbiana.

3.1. PRINCIPIOS DE LA LIMPIEZA Y DESINFECCION

Los cuatro factores que condicionan la eficacia de la limpieza y desinfección son:

3.1.1. Selección y concentración de los productos utilizados

Los productos a utilizar y sus concentraciones de trabajo, deben ser aquellos que afectan la viabilidad de los microorganismos y los reduzcan de tal manera que estos no atenten contra la seguridad de los alimentos.

3.1.2 Tiempo de contacto. Los distintos productos utilizados y sus concentraciones de uso, requieren de un tiempo mínimo de contacto con las superficies para que sean realmente efectivos contra los microorganismos.

3.1.3 Fuerza mecánica. Algunos restos de alimentos se adhieren a las superficies y requieren de alguna fuerza mecánica que los retire.

3.1.4 Temperatura. Algunos productos utilizados en limpieza y desinfección actúan mejor a determinadas temperaturas.

3.2. PLAN DE LIMPIEZA Y DESINFECCION DE LAS CANASTAS UTILIZADAS EN LA EMPRESA CARTAGENA SHRIMP CO.

A continuación se describe las operaciones de limpieza y desinfección que conciernen al proceso del camarón en la planta de CARTAGENA SHRIMP CO.

3.2.1 Plan de limpieza y desinfección de las canastas utilizadas en la planta de camarón crudo

Lavado e higienización de canastas:

Las canastas en las que se transporta el camarón, después que se desocupan en la sala de proceso son regresadas al patio para su respectivo lavado y devolverlas nuevamente a la finca. Esta operación es realizada por el personal encargado del cargue y descargue de los camiones.

Procedimiento:

- Con cepillo y agua a presión se retiran los residuos sólidos que hayan podido quedar en ellas.
- Posteriormente con ayuda de cepillo se aplica una solución jabonosa que además contiene cloro (30ppm). En esta operación además de limpiar se desinfecta.

- Se enjuagan con agua potable para retirar el exceso de jabón y cloro.

3.2.2. Plan de limpieza y desinfección de las canastas utilizadas en la planta de camarón cocido

Procedimiento de lavado de canastas:

- Se retiran los residuos sólidos
- Se sumergen en un tanque con solución de jabón y con cepillo se retiran los residuos más adheridos.
- Enjuagamos para retirar el jabón y el sucio mezclado con él.
- Se sumergen en un tanque con una solución del sanitizante asignado para ese día en la planta de proceso.
- Enjuagamos para retirar el sanitizante.

De esta operación es responsable el jefe del turno de congelación correspondiente.

DISEÑO DEL PROTOTIPO DE LA MÁQUINA LAVADORA DE CANASTAS

4.1. SISTEMA DE ALIMENTACION DE AGUA Y DE VAPOR.

El sistema hidráulico de la máquina lavadora de canasta, está conformado por una serie de tuberías en acero galvanizado que alimentan los tanques para las diferentes etapas del lavado: Pre-enjuague, lavado, enjuague; y en forma directa la etapa de enjuague final. Estas tuberías se conectan con el sistema de agua de la planta, y es controlada mediante válvulas de globo. En la figura 4, se muestran todas las características y especificaciones del sistema.

El sistema de alimentación de vapor de agua para la máquina consiste en una tubería de acero que transporta el vapor de agua procedente de la caldera de la empresa; que al entrar a la máquina se divide en dos ramas que llegan hasta los depósitos principales.

El objetivo de utilizar el vapor es el de aumentar la temperatura del agua hasta aproximadamente 70 °C, mediante una válvula reguladora de temperatura.

FIGURA 4

4.2. SISTEMA HIDRAULICO PARA CADA ETAPA DE LAVADO.

El sistema hidráulico para cada etapa de la máquina, esta diseñado de acuerdo al método de lavado de las canastas. Esta viaja horizontalmente con el fondo hacia arriba, de tal forma que no se acumule agua dentro de ellas. Con base en esta consideración se diseña el sistema hidráulico, que es semejante para cada etapa.

El sistema esta conformado por un marco de tubos dispuestos verticalmente, de los cuales se sustentan perpendicularmente una serie de tubos porta-boquillas; y estas a su ves se encuentran distribuidas de manera estratégica para lograr cubrir totalmente la canasta con el rocío de agua proveniente de dichas boquillas. Todo el conjunto de tubos forma un pasaje rectangular a través del cual se desplazan las canastas que se desean lavar; de tal modo que estas sean alcanzadas en toda su superficie por la aspersión del agua a través de las boquillas.

Cada etapa contiene un deposito o tanque, cuyo objetivo es recolectar el agua o la solución para recircularlo dentro del sistema; y de esta manera lograr un ahorro en el consumo de agua.

La alimentación de agua al sistema se hace mediante dos bombas centrifugas. Una para la primera y tercera etapa (pre-enjuague y enjuague), la otra bomba para la segunda etapa (lavado con detergente).

Todas las etapas tienen su longitud en particular; para que se pueda cumplir a cabalidad el objetivo en cada una de ellas, así:

La primera etapa tiene 1,0 m, de largo. Lo que significa que en ella cabe una (1) canasta; siendo esta característica suficiente para que la etapa logre desprender toda suciedad de la canasta.

La segunda etapa mide 1,75 m, de longitud; en esta caben dos (2) canastas. Esto permite que una canasta sea lavada dos veces dentro de la etapa; optimizando así la limpieza de la misma.

La tercera etapa se extiende hasta 1,3 m, de largo; pudiendo abarcar una y media (1-1/2) canasta. Garantizandose el correcto enjuague de la canasta en la etapa.

La cuarta etapa es la que pasee menor longitud: 0,45 m, siendo esta adecuada para reducir la temperatura de la canasta antes de que salga de la máquina.

4.3. SELECCIÓN DE LAS BOQUILLAS

Para seleccionar las boquillas se tiene en cuenta cada una de las diferentes etapas por las cuales debe seguir la canasta para completar la operación del lavado, considerando que cada una de estas tiene una función en particular con propiedades diferentes para él liquido utilizado, tales como: presión, temperatura, caudal, etc.

Se hace la selección más adecuada de la clase o tipo de boquilla que requiere cada etapa siguiendo las recomendaciones dadas por los fabricantes de boquillas de aspersión.

4.3.1. Primera etapa o pre-enjuague. Esta etapa es la más importante en la operación del lavado por que es aquí donde la canasta entra a la máquina sucia de lodo, grasa, piedras, bolsas, desechos de camarón, etc. lo cual dificulta esta operación y es necesario eliminarlo en esta etapa. Por lo que se hace necesario seleccionar un tipo de boquilla que suministre el chorro de agua a alta presión y con un gran impacto sobre la superficie de la canasta.

La boquilla que reúne estas características es una tipo VEEJET (cono plano). Tipo normal[2], gran impacto. Cuyas características de diseño, es de un modelo de aspersión plana de gran impacto con ángulos de aspersión pequeños. Producen una distribución de aspersión uniforme con gotas de tamaño mediano. Estas boquillas tienen aplicación en:

- Lavado de balasto y grava
- Lavado con gran impacto
- Desengrasado
- Limpieza a presión
- Refrigeración por aspersión
- Limpieza y tratamientos de metales

[2]Tomado del catalogo técnico de boquillas de aspersión y accesorios de Spraying Systems Co. p. C2

Longitud de la etapa y numero de boquillas:

$$N°_{BOQUILLAS} = 3\frac{boquillas}{tubo} x6tubos = 18boquillas$$

Longitud de la etapa = 1 m; número de tubos Porta-boquillas en la etapa = 6

Este numero de boquillas es el adecuado para cubrir totalmente la superficie de la canasta, teniendo en cuenta las consideraciones de funcionamiento de las boquillas tales como: la distancia de aspersión, el ángulo de aspersión y la cobertura teórica de la misma. En la figura 5 se muestra las condiciones de funcionamiento de una boquilla.

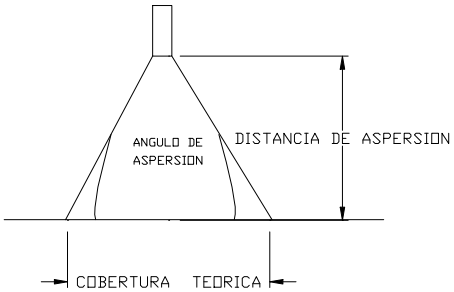


Figura 5. Caracteristicas de aspersion de una boquilla

Especificaciones técnicas de las boquillas[3]:

Tipo: VEEJET Tipo normal.

Referencia: H- ¼ - VV– 6508.

Angulo de aspersión: Entre 65°

Tipo de aspersión: Plana

Presión de trabajo: 4 bar (60 psi).

Caudal: 3.6 litros/minuto.

Material: Latón. (Anexo E)

[3] Ibid, p. C4

La posición y el espectro correspondiente a las boquillas se muestran en la figura 6.

4.3.2. Segunda etapa o lavado. En esta etapa la canasta es lavada con una solución jabonosa cuyo objetivo es eliminar la grasa y neutralizar algún olor desagradable que pueda tener esta. Aquí se necesita una boquilla que suministre el liquido con caudal e impacto moderado, para así lograr obtener los resultados esperados. Siendo adecuadas para cumplir estas consideraciones las boquillas tipo ¨VEEJET ¨(cono lleno). Tipo normal.

Las boquillas Veejet, poseen las siguientes características de diseño: modelo de aspersión plana con una zona de impacto alargada, y angulo de aspersión entre 0° - 110°. Estas boquillas producen una aspersión uniforme con gotas de tamaño pequeño a mediano. Estas boquillas tienen las siguientes aplicaciones:

- Lavado de balasto, grava, carbón y arena.
- Lavado de piezas.
- Desangrado y limpieza.
- Refrigeración por aspersión.
- Limpieza y tratamiento de metales.

- FIGURA 6 UBICACIÓN Y ESPECTRO DE LAS BOQUILLS EN LA PRIMERA ETAPA

Longitud de la etapa y numero de boquillas:

Longitud de la etapa = 1,75 m; Numero de tubos porta-boquillas en la etapa = 6

- Tubos inferiores:

$$N°_{BOQUILLAS} = 4\frac{boquillas}{tubo} x2tubos. = 8boquillas.$$

- Tubos laterales y superiores:

$$N°_{BOQUILLAS} = 3\frac{boquillas}{tubo} x4tubos. = 12boquillas.$$

Numero total de boquillas en la etapa = 20 boquillas

Este numero de boquilla obedece a que la etapa es de mayor longitud que la anterior; con el fin de que una canasta sea lavada dos veces en el recorrido de esta etapa.

Especificaciones técnicas de las boquillas:

Tipo: VEEJET.

Referencia: H - ¼ - VV – 6508.

Angulo de aspersión: 65°

Tipo de aspersión: Plana.

Presión de trabajo: 4 bar (60 psi).

Caudal: 3.6 litros/minuto.

Material: Latón. (Anexo E)

La distribución y el espectro de las boquillas se representan en la figura 7.

FIGURA 7 UBICACIÓN Y ESPECTRO DE BOQUILLAS EN LA SEGUNDA ETAPA

4.3.3. Tercera etapa o enjuague. Aquí lo que se pretende es, eliminar la solución jabonosa empleada en la etapa anterior. Al salir de esta etapa la canasta prácticamente a finalizado la operación de lavado.

Por lo que se requiere una boquilla con mayor caudal y angulo de aspersión que la etapa anterior. Cumpliendo con estas características las boquillas tipo FULLJET. Aspersión oval[4].

Estas están diseñadas para producir una aspersión de cono lleno con una zona de impacto elíptica y angulos de aspersión de 83° y 47° hasta 100° y 66°.

Aplicaciones:

- Lavado de superficies y piezas con gran caudal y aspersión amplia
- Refrigeración muy intensa que requieran una aspersión fuerte proyectada entre la superficie de impacto.

Longitud de la etapa y numero de boquillas:

Longitud de la etapa = 1.3 m; Numero de tubos porta-boquillas en la etapa = 6

Tubos superiores.

$$N°_{BOQUILLAS} = 2\frac{boquillas}{tubo} x2tubos = 4boquillas$$

[4] Ibib. p. B8

Tubos laterales e inferiores.

$$N°_{BOQUILLAS} = 3\frac{boquillas}{tubo} x4tubos = 12boquillas$$

Numero total de boquillas en la etapa = 18 boquillas.

Especificaciones técnicas de las boquillas:

Tipo: FULLJET Aspersión oval.

Referencia: 3/8 – GG – 4.9VL.

Angulo de aspersión: 90° y 55°.

Tipo de aspersión: Oval

Presión de trabajo: 4 bar (60 psi).

Caudal: 4.2 litros/minuto.

Material: Latón. (Anexo F)

La posición y el espectro correspondiente a las boquillas se muestran en la figura 8.

4.3.4. Cuarta etapa o enjuague final. Esta es la ultima etapa del proceso de lavado de las canastas en la máquina. En esta no se utilizan boquillas, por que la canasta ya ha sido enjuagada previamente; lo que se quiere es bajar la temperatura de la canasta. De tal forma que el operador pueda

FIGURA 8. UBICACION Y ESPECTRO DE BOQUILLAS EN LA TERCERA ETAPA

sujetarla, sin correr el riesgo de calentarse durante una jornada de trabajo. En ves de instalar boquillas, se practican orificios en los tubos de aproximadamente 1/8 plg.4.4.

4.4. SELECCIÓN DE LAS BOMBAS PARA LOS SISTEMAS HIDRAULICOS

La selección de las bombas, es tan importante como la selección de las boquillas de aspersión. Las bombas son las que mantienen el flujo del fluido a los valores de caudal y presión deseados para poder cumplir los objetivos esperados en cada una de ellas.

La selección de una bomba para un sistema de tuberías que esta conformado por varios ramales, se hace siguiendo un método empírico, el cual consiste en analizar cada una de las trayectorias que sigue el fluido por separado; determinando las perdidas totales y la elevación a vencer por el flujo en cada una de ellas. Se utiliza la trayectoria que presenta mayor resistencia al flujo para seleccionar la bomba.

Los cálculos se efectúan con una velocidad aproximada del flujo en la tubería de 7 ft/seg, con el objeto de mantener la caída de presión razonablemente baja para un tamaño de bomba determinado y también para suministrar una cantidad óptima del fluido.

4.4.1. Calculos de las perdidas del primer sistema.

4.4.1.1. Primera Etapa o Pre-enjuague.

Trayectoria N°1. Fig.9.

Tubería de acero galvanizado Schedule 40 de 1-1/2 plg.

Diámetro interno real = 0,1342 ft (Anexo G)

Longitud total de tubería recta = 3.28 ft

Rugosidad absoluta $\varepsilon = 0.0005$ ft (Anexo H)

El caudal del sistema se calcula de la siguiente forma

$$Q_T = Q_I + Q_{III}$$

Donde

Q_I = Es el caudal que pasa por la primera etapa

Q_{III} = Es el caudal que pasa por la tercera etapa

$$Q_I = 18 Boquillas x \frac{3.6 Lts / Min}{Boquilla} = 64.8 Lts / Min$$

$$Q_I = 0.03812 ft^3 / seg$$

FIGURA 9. TRAYECTORIA 1

Entonces

$$Q_I = 16 Boquillasx \frac{4.2 Lts/Min}{Boquilla} = 67.2 Lts/Min$$

$$Q_I = 0.03953 ft^3/seg$$

$$Q_T = (0.03812 + 0.03953) ft^3/seg = 0.07765 ft^3/seg$$

Calculando Reynolds se tiene

$$N_{RE} = \frac{VD}{\gamma}$$

$$V = \frac{Q_T}{A} = \frac{0.07765 ft^3/seg}{0.01414 ft^2} = 5.5 ft/seg \qquad N_{RE} = \frac{(5.5 ft/seg)x(0.1342 ft)}{9.3E-6 ft^2/seg} = 7.9E4$$

Calculando ahora el coeficiente de fricción en la tubería de 1.5 plg

$$f_T = \frac{1.35}{\left[\ln\left(\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{N_{RE}^{0.9}}\right)\right]^2} \qquad f_T = \frac{1.35}{\left[\ln\left(\frac{0.0005}{3.7x0.1342} + \frac{5.74}{(1.09E5)^{0.9}}\right)\right]^2} = 0.029$$

Las perdidas por tubería en el tramo de 1.5 plg de diámetro son:

$$h_f = f\frac{L_T V^2}{2gD}$$

$$h_f = 0.029x\frac{(3.28 ft)x(5.5 ft/s)^2}{2x32.2 ft/s^2 x0.1342 ft} = 0.3329 ft$$

Tubería de hierro galvanizado Schedule 40 de 1plg de diámetro

Diámetro interno real = 0,0874 ft (Anexo G)

Area interna real = 0.006 ft^2

Longitud total de tubería recta = 19.486 ft

Rugosidad absoluta ε = 0.0005 ft (Anexo H)

Calculando Reynolds se tiene

$$N_{RE} = \frac{VD}{\gamma}$$

$$V = \frac{Q_1}{A} = \frac{0.03812\,ft^3/seg}{0.006\,ft^2} = 6.35\,ft/seg \qquad N_{RE} = \frac{(6.35\,ft/seg)x(0.0874\,ft)}{9.36E-6\,ft^2/seg} = 5.9E4$$

El coeficiente de fricción en la tubería de 1.0 plg

$$f_T = \frac{1.35}{\left[\ln\left(\frac{0.0005}{3.7x0.0874} + \frac{5.74}{(5.9E4)^{0.9}}\right)\right]^2} = 0.0298$$

Las perdidas de carga para válvulas y accesorios se expresan en términos de longitud equivalente

Una reducción concéntrica de 1.5 plg a 1 plg

$$K = \frac{0.5(1-\beta^2)\sqrt{Sen\theta/2}}{\beta^4} \qquad \beta = \frac{d_1}{d_2} = \frac{0.0874}{0.1342} = 0.651$$

(Anexo I)

θ = 180°

K = 1.6

Cuatro conexiones estandard en ¨T¨

Dos para flujo desviado a 90°

$$L/D = 60$$ (Anexo D)

Luego K = 2 x 60 = 120

Dos para flujo directo

$$L/D = 20$$ (Anexo D)

K = 2 x 20 = 40

Dos codos a 90°

$$L/D = 30$$ (Anexo D)

K = 2 x 30 = 60

La ∑ de las K para los accesorio es ∑K = 1.6 +120 + 40 + 60 = 221.6

Luego la longitud equivalente para accesorios es

$$L_e = 221.6x0.0874\,ft = 19.37\,ft$$

La longitud total de tubería más accesorios de una pulgada de diámetro es:

$$L_T = (19.37 + 19.486)\,ft$$
$$L_T = 38.85\,ft$$

Las perdidas por tubería y accesorios en el tramo de una pulgada son:

$$h_f = 0.0298x\frac{(38.85\,ft)x(6.35\,ft/s)^2}{2x32.2\,ft/s^2x0.0874\,ft} = 8.28\,ft$$

Perdidas en la boquilla

Para determinar las perdidas en una boquilla esta se considera como una contracción súbita; debido a su corta longitud y a la relación de los diámetros esta se expresa como:

$$h_f = \left(\frac{1}{C_C} - 1\right)^2 \frac{V^2}{2g}$$

K se halla con la relación de los diámetros

d_1 = 1.8 mm = 0.00590 ft (diámetro del orificio de salida de la boquilla)

d_2 = ¼ plg = 0.02083 ft (diámetro del orificio de entrada de la boquilla)

$$h_f = \left(\frac{1}{0.643} - 1\right)^2 x \frac{(6.35\,ft/seg)^2}{2x32.2\,ft/seg^2}$$
$$h_f = 0.193\,ft$$

Entonces C_C = 0.643 (Anexo J)

Las perdidas totales en la trayectoria N°1 es de:

$$h_f = (0.3329 + 8.28 + 0.193)\,ft$$
$$h_f = 8.806\,ft$$

- Trayectoria N°2 Figura 10

Tubería de 1.5 plg

$h_f = 0.3329\,ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

Tubería de 1plg

FIGURA10 TRAYECTORIA 2

L_T = 18.506 ft

Dos codos estándar a 1¨ x 90°

K = 60 (hallado en la 1ª trayectoria)

Una conexión ¨T¨ de 1¨ de flujo directo

K = 20 (hallado en la 1ª trayectoria)

Dos conexiones ¨T¨ de 1¨ de flujo desviado a 90°

K = 120 (hallado en la 1ª trayectoria)

Una reducción concéntrica de 1¨ a ½¨

K = 1.6 (hallado en la 1ª trayectoria)

La sumatoria de las K para accesorios y válvula es:

K = 60 + 20 + 120 +1.6 = 201.6

La longitud equivalente es

$$L_e = 201.6x0.0874\,ft$$
$$L_e = 17.62\,ft$$

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{0.00590}{0.02083} = 0.283$$

La longitud total para el tramo de 1¨ es

L_T = 17.62 + 18.506 = 36.126 ft

Las perdidas total del tramo de 1 pulgada es de:

$$h_f = 0.0298x\frac{(36.126\,ft)x(6.35\,ft/s)^2}{2x32.2\,ft/s^2x0.0874\,ft}$$
$$h_f = 7.71\,ft$$

La perdida en la boquilla es

$h_f = 0.1933\,ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

las perdidas totales en la trayectoria N°2 son de:

$$h_f = (0.3329 + 7.71 + 0.1933)\,ft$$
$$h_f = 8.236\,ft$$

- Trayectoria N°3 figura 11

Tubería de 1.5 plg

$$h_f = 0.3329\,ft$$

Tubería de 1plg

L_T = 23.96 ft

Cuatro codos estándar a 1¨ x 90°

K = 4 x 30 = 120

Tres conexiones ¨T¨ de 1¨ de flujo directo

K = 3 x 20 = 60

Tres conexiones ¨T¨ de 1¨ de flujo desviado a 90°

K = 3 x 60 = 180

Una reducción concéntrica de 1¨ a ½¨

K = 1.6 (hallado en la 1ª trayectoria)

La sumatoria de las K para accesorios es:

K = 120 + 60 + 180 +1.6 = 361.6

La longitud equivalente es

$$L_e = 361.6x0.0874\,ft$$
$$L_e = 31.60\,ft$$

FIGURA 11. TRAYECTORIA 3

La longitud total para el tramo de 1¨ es

$L_T = 23.96 + 31.60 = 55.56$ ft

Las perdidas de tuberías y accesorios del tramo de 1 pulgada es de:

$$h_f = 0.0298x\frac{(55.56ft)x(6.35ft/s)^2}{2x32.2ft/s^2x0.0874ft}$$
$$h_f = 11.86ft$$

La perdida en la boquilla es

$h_f = 0.1933ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

las perdidas totales en la trayectoria N°3 son de:

$$h_f = (0.3329 + 11.86 + 0.1933)ft$$
$$h_f = 12.38ft$$

- Trayectoria N°4 figura 12

Tubería de 1.5 plg

$h_f = 0.3329ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

Tubería de 1plg

$L_T = 21.66$ ft

Tres codos estándar a 1¨ x 90°

K = 3 x 30 = 90

Dos conexiones ¨T¨ de 1¨ de flujo directo

K = 2 x 20 = 40

Tres conexiones ¨T¨ de 1¨ de flujo desviado a 90°

K = 3 x 60 = 180

FIGURA 12, TRAYECTORIA 4.

Una reducción concéntrica de 1¨ a ½¨

K = 1.6 (hallado en la 1ª trayectoria)

La sumatoria de las K para accesorios es:

K = 90 + 40 + 180 +1.6 = 311.6

La longitud equivalente es

$$L_e = 31.6 x 0.087 ft$$

$$L_e = 27.23\, ft$$

La longitud total para el tramo de 1¨ es

L_T = 21.66 + 27.23 = 48.89 ft

Las perdidas total del tramo de 1 pulgada es de:

$$h_f = 0.0298 x \frac{(48.89\, ft) x (6.35\, ft/s)^2}{2x32.2\, ft/s^2 x 0.0874\, ft}$$

$$h_f = 10.43\, ft$$

La perdida en la boquilla es

$h_f = 0.1933\, ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

Las perdidas totales en la trayectoria N°4 son de:

$$h_f = (0.3329 + 10.43 + 0.1933)\, ft$$

$$h_f = 10.95\, ft$$

- Trayectoria N°5 figura 13

Tubería de 1.5 plg

$$h_f = 0.3329\,ft$$ (hallado en la 1ª trayectoria)

Tubería de 1plg

L_T = 20.85 ft

Tres codos estándar a 1¨ x 90°

K = 3 x 30 = 90

Una conexión ¨T¨ de 1¨ de flujo directo

K = 1 x 20 = 20

Tres conexiones ¨T¨ de 1¨ de flujo desviado a 90°

K = 3 x 60 = 180

Una reducción concéntrica de 1¨ a ½¨

K = 1.6 (hallado en la 1ª trayectoria)

La sumatoria de las K para accesorios es:

K = 90 + 20 + 180 +1.6 = 291.6

La longitud equivalente es

$$L_e = 291.6x0.0874\,ft$$
$$L_e = 25.5\,ft$$

La longitud total para el tramo de 1¨ es

L_T = 20.85 + 25.5 = 46.35 ft

FIGURA 13, TRAYECTORIA 5

Las perdidas total del tramo de 1 pulgada es de:

$$h_f = 0.0298x\frac{(46.35ft)x(6.35ft/s)^2}{2x32.2ft/s^2x0.0874ft}$$
$$h_f = 9.89ft$$

La perdida en la boquilla es $h_f = 0.1933ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

las perdidas totales en la trayectoria N°5 son de:

$$h_f = (0.3329 + 9.89 + 0.1933)ft$$
$$h_f = 10.42ft$$

- Trayectoria N°6 figura 14

$h_f = 0.3329ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

Tubería de 1.5 plg

Tubería de 1plg

L_T = 15.27 ft

Dos codos estándar a 1¨ x 90°

K = 2 x 30 = 60

Dos conexiones ¨T¨ de 1¨ de flujo desviado a 90°

K = 2 x 60 = 120

Una conexión ¨T¨ de 1¨ de flujo directo

K = 20 (hallado en la 1ª trayectoria)

FIGURA 14. TRAYECTORIA 6

Una reducción concéntrica de 1¨ a ½¨

K = 1.6 (hallado en la 1ª trayectoria)

La sumatoria de las K para accesorios es:

K = 60 + 120 +20 + 1.6 = 201.6

La longitud equivalente es

$$L_e = 201.6x0.0874\,ft$$
$$L_e = 17.62\,ft$$

La longitud total para el tramo de 1¨ es

L_T = 15.27 + 17.62 = 32.89 ft

Las perdidas total del tramo de 1 pulgada es de:

$$h_f = 0.0298x\frac{(32.89\,ft)x(6.35\,ft/s)^2}{2x32.2\,ft/s^2x0.0874\,ft}$$
$$h_f = 7.022\,ft$$

La perdida en la boquilla es

$h_f = 0.193\,ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

Las perdidas totales en la trayectoria N°6 son de:

$$h_f = (0.3329 + 7.022 + 0.193)\,ft$$
$$h_f = 7.547\,ft$$

4.4.1.2. Tercera etapa o enjuague.

- Trayectoria N°7 figura 15

Tubería de 1.5 plg $h_f = 0.3329\,ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

FIGURA 15. TRAYECTORIA 7.

Tubería de 1plg

$Q_{III} = 0.03953\ ft^3/seg$ $A = 0.006\ ft^2 \Rightarrow V = 6.58\ ft / seg$

$N_{RE} = 6.18\ E\ 4$ $f = 0.032$

$L_T = 8.5\ ft$

Un codo estándar a 1¨ x 90°

K = 1 x 30 = 30

Tres conexiones ¨T¨ de 1¨ de flujo directo

K = 3 x 20 = 60

una conexión ¨T¨ de 1¨ de flujo desviado a 90°

K = 1 x 60 = 60

Una reducción concéntrica de 1¨ a ½¨

K = 1.6 (hallado en la 1ª trayectoria)

La sumatoria de las K para accesorios es:

K = 30 + 60 + 60 +1.6 = 151.6

La longitud equivalente es

$$L_e = 151.6x0.0874\,ft$$
$$L_e = 13.25\,ft$$

La longitud total para el tramo de 1¨ es

$L_T = 8.5 + 13.25 = 21.75\ ft$

Las perdidas total del tramo de 1 pulgada es de:

$$h_f = 0.032x\frac{(21.75\,ft)x(6.58\,ft/s)^2}{2x32.2\,ft/s^2x0.0874\,ft}$$
$$h_f = 5.34\,ft$$

La perdida en la boquilla es

$$h_f = \left(\frac{1}{C_C} - 1\right)^2 \frac{V^2}{2g}$$

K se halla con la relación de los diámetros

d_1 = 1 mm = 0.00328 ft (diámetro del orificio de salida de la boquilla)

d_2 = ¼ plg = 0.02083 ft (diámetro del orificio de entrada de la boquilla)

Entonces

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{0.00328}{0.02083} = 0.157$$

C_C = 0.630 (Anexo J)

$$h_f = \left(\frac{1}{0.630} - 1\right)^2 x \frac{(6.58\,ft/seg)^2}{64.4\,ft/seg^2} = 0.2318\,ft$$

Las perdidas totales en la trayectoria N°7 es de:

$$h_f = (0.3329 + 5.34 + 0.2318)\,ft$$
$$h_f = 6.06\,ft$$

- Trayectoria N°8 figura 16

Tubería de 1.5 plg $h_f = 0.3329\,ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

Tubería de 1plg

L_T = 7.51 ft

Un codo estándar a 1¨ x 90°

K = 30

FIGURA 16, TRAYECTORIA 8

Dos conexiones ¨T¨ de 1¨ de flujo directo

K = 2 x 20 = 40

Una conexión ¨T¨ de 1¨ de flujo desviado a 90°

K = 60

Una reducción concéntrica de 1¨ a ½¨

K = 1.6 (hallado en la 1ª trayectoria)

La sumatoria de las K para accesorios es:

K = 30 + 40 + 60 +1.6 = 131.6

La longitud equivalente es

$$L_e = 131.6x0.0874\,ft$$
$$L_e = 11.5\,ft$$

La longitud total para el tramo de 1¨ es

L_T = 11.5 + 7.51 = 19.01 ft

Las perdidas total del tramo de 1 pulgada es de:

$$h_f = 0.032x\frac{(19.01\,ft)x(6.58\,ft/s)^2}{2x32.2\,ft/s^2x0.0874\,ft}$$
$$h_f = 4.67\,ft$$

La perdida en la boquilla es

$h_f = 0.2318\,ft$ (hallado en la 7ª trayectoria)

Las perdidas totales en la trayectoria N° 8 es de:

$$h_f = (0.3329 + 4.67 + 0.2318)\,ft$$
$$h_f = 5.24\,ft$$

- Trayectoria N° 9 figura 17

Tubería de 1.5 plg $h_f = 0.3329\,ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

Tubería de 1plg

L_T = 12.975 ft

Tres codos estándar a 1¨ x 90°

K = 3 x 30 = 90

Cuatro conexiones ¨T¨ de 1¨ de flujo directo

K = 4 x 20 = 80

Dos conexiones ¨T¨ de 1¨ de flujo desviado a 90°

K = 2 x 60 = 120

Una reducción concéntrica de 1¨ a ½¨

K = 1.6 (hallado en la 1ª trayectoria)

La sumatoria de las K para accesorios es:

K = 90 + 80 + 120 +1.6 = 291.6

La longitud equivalente es

$$L_e = 291.6x0.0874\,ft$$
$$L_e = 25.5\,ft$$

La longitud total para el tramo de 1¨ es

L_T = 12.97 + 25.5 = 38.46

FIGURA 17, TRAYECTORIA 9.

Las perdidas total del tramo de 1 pulgada es de:

$$h_f = 0.032x\frac{(38.46ft)x(6.58ft/s)^2}{2x32.2ft/s^2x0.0874ft}$$
$$h_f = 9.46ft$$

La perdida en la boquilla es

$h_f = 0.2318ft$ (hallado en la 7ª trayectoria)

Las perdidas totales en la trayectoria N° 9 es de:

$$h_f = (0.3329 + 9.46 + 0.2318)ft$$
$$h_f = 10.02ft$$

- Trayectoria N°10 figura 18

Tubería de 1.5 plg $h_f = 0.3329ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

Tubería de 1plg

L_T = 10.68 ft

Dos codos estándar a 1¨ x 90°

K = 2 x 30 = 60

Tres conexiones ¨T¨ de 1¨ de flujo directo

K = 3 x 20 = 60

Dos conexiones ¨T¨ de 1¨ de flujo desviado a 90°

K = 2 x 60 = 120

Una reducción concéntrica de 1¨ a ½¨

K = 1.6 (hallado en la 1ª trayectoria)

FIGURA 18, TRAYECTORIA 10

La sumatoria de las K para accesorios es:

K = 60 + 60 + 120 +1.6 = 241.6

La longitud equivalente es

$$L_e = 241.6x0.0874\,ft$$
$$L_e = 21.19\,ft$$

La longitud total para el tramo de 1¨ es

L_T = 10.68 + 21.19 = 31.78 ft

Las perdidas total del tramo de 1 pulgada es de:

$$h_f = 0.032x\frac{(31.78\,ft)x(6.58\,ft/s)^2}{2x32.2\,ft/s^2x0.0874\,ft}$$
$$h_f = 7.821\,ft$$

La perdida en la boquilla es

$h_f = 0.2318\,ft$ (hallado en la 7ª trayectoria)

Las perdidas totales en la trayectoria N°10 son de:

$$h_f = (0.3329 + 7.821 + 0.2318)\,ft$$
$$h_f = 8.39\,ft$$

- Trayectoria N°11 figura 19

Tubería de 1.5 plg $h_f = 0.3329\,ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

Tubería de 1plg

L_T = 9.856 ft

FIGURA 11, TRAYECTORIA 19

Dos codos estándar a 1¨ x 90°

K = 2 x 30 = 60

Dos conexiones ¨T¨ de 1¨ de flujo directo

K = 2 x 20 = 40

Dos conexiones ¨T¨ de 1¨ de flujo desviado a 90°

K = 2 x 60 = 120

Una reducción concéntrica de 1¨ a ½¨

K = 1.6 (hallado en la 1ª trayectoria)

La sumatoria de las K para accesorios es:

K = 60 + 40 + 120 +1.6 = 221.6

La longitud equivalente es

$$L_e = 221.6x0.0874\,ft$$
$$L_e = 19.37\,ft$$

La longitud total para el tramo de 1¨ es

L_T = 9.85 + 19.37 = 29.22 ft

Las perdidas total del tramo de 1 pulgada es de:

$$h_f = 0.032x\frac{(29.32\,ft)x(6.58\,ft/s)^2}{2x32.2\,ft/s^2x0.0874\,ft}$$
$$h_f = 6.99\,ft$$

La perdida en la boquilla es

$h_f = 0.2318\,ft$ (hallado en la 7ª trayectoria)

las perdidas totales en la trayectoria N° 11 son de:

$$h_f = (0.3329 + 6.99 + 0.2318)\,ft$$
$$h_f = 7.71\,ft$$

- Trayectoria N°12 figura 20

Tubería de 1.5 plg $h_f = 0.3329\,ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

Tubería de 1plg

L_T = 7.556 ft

Un codo estándar a 1¨ x 90°

K = 30

Una conexión ¨T¨ de 1¨ de flujo directo

K = 1 x 20 = 20

Dos conexiones ¨T¨ de 1¨ de flujo desviado a 90°

K = 2 x 60 = 120

Una reducción concéntrica de 1¨ a ½¨

K = 1.6 (hallado en la 1ª trayectoria)

La sumatoria de las K para accesorios es:

K = 30 + 20 + 120 +1.6 = 171.6

IGURA 20, TRAYECTORIA 12

La longitud equivalente es

$$L_e = 171.6x0.0874\,ft$$
$$L_e = 15\,ft$$

La longitud total para el tramo de 1¨ es

$$L_T = 7.556 + 15 = 22.55 \text{ ft}$$

Las perdidas total del tramo de 1 pulgada es de:

$$h_f = 0.032x\frac{(22.55\,ft)x(6.58\,ft/s)^2}{2x32.2\,ft/s^2x0.0874\,ft}$$
$$h_f = 5.3\,ft$$

La perdida en la boquilla es

$h_f = 0.2318\,ft$ (hallado en la 7ª trayectoria)

Las perdidas totales en la trayectoria N°12 son de:

$$h_f = (0.3329 + 5.3 + 0.2318)\,ft$$
$$h_f = 6.09\,ft$$

4.4.2. Cálculos de las perdidas del segundo sistema. (Segunda etapa)

- Trayectoria N°1. figura 21.

Tubería de acero galvanizado Schedule 40 de 1-1/2 plg.

Diámetro interno real = 0,1342 ft (Anexo G)

Longitud total de tubería recta = 5.88 ft

Rugosidad absoluta ε = 0.0005 ft (Anexo H)

El caudal del sistema se calcula de la siguiente forma

$$Q_T = 20 Boquillasx \frac{3.63 Lts / Min}{Boquilla} = 72.6 Lts / Min$$

$$Q_T = 0.04235 ft^3 / seg$$

FIGURA 21, TRAYECTORIA 1

Calculando Reynolds se tiene

$$N_{RE} = \frac{VD}{\gamma}$$

Calculando ahora el coeficiente de fricción en la tubería de 1.5 plg

$$f_T = \frac{1.35}{\left[\ln\left(\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{N_{RE}^{0.9}}\right)\right]^2} \qquad f_T = \frac{1.35}{\left[\ln\left(\frac{0.0005}{3.7x0.1342} + \frac{5.74}{(4.32E4)^{0.9}}\right)\right]^2} = 0.028$$

$$V = \frac{Q_T}{A} = \frac{0.04235\,ft^3/seg}{0.01414\,ft^2} = 3.0\,ft/seg$$

$$N_{RE} = \frac{(3.0\,ft/seg)x(0.1342\,ft)}{9.36E-6\,ft^2/seg} = 4.32E4$$

Las perdidas por tubería en el tramo de 1.5 plg de diámetro son:

$$h_f = f\frac{L_T V^2}{2gD}$$

$$h_f = 0.028x\frac{(5.88\,ft)x(3.0\,ft/s)^2}{2x32.2\,ft/s^2x0.1342\,ft} = 0.1714\,ft$$

Las perdidas para la tubería y accesorios de 1¨se calcula de la siguiente manera

Tubería de hierro galvanizado Schedule 40 de 1plg de diámetro

Diámetro interno real = 0,0874 ft (Anexo G)

Area interna real = 0.006 ft^2

Longitud total de tubería recta = 12.84 ft

Rugosidad absoluta ε = 0.0005 ft (Anexo H)

Calculando Reynolds se tiene

$$N_{RE} = \frac{VD}{\gamma}$$

$$V = \frac{Q_I}{A} = \frac{0.0423 ft^3 / seg}{0.006 ft^2} = 7 ft / seg$$

$$N_{RE} = \frac{(7 ft / seg) x (0.0874 ft)}{9.36E-6 ft^2 / seg} = 6.41E4$$

El coeficiente de fricción en la tubería de 1.0 plg

$$f_T = \frac{1.35}{\left[\ln\left(\frac{0.0005}{3.7x0.0874} + \frac{5.74}{(6.41E4)^{0.9}}\right)\right]^2} = 0.033$$

Las perdidas de carga para válvulas y accesorios se expresan en términos de longitud equivalente

Una reducción concéntrica de 1.5 plg a 1 plg

$$K = \frac{0.5(1-\beta^2)\sqrt{Sen\theta / 2}}{\beta^4} \qquad \beta = \frac{d_1}{d_2} = \frac{0.0874}{0.1342} = 0.651 \qquad \text{(Anexo I)}$$

θ = 180°

K = 1.6

Cuatro conexiones estandard en ¨T¨

Dos para flujo desviado a 90°

$L / D = 60$ (Anexo D)

Luego K = 2 x 60 = 120

Tres para flujo directo

$L / D = 20$ (Anexo D)

K = 3 x 20 = 60

Tres codos a 90°

$$L/D = 30 \qquad \text{(Anexo D)}$$

K = 3 x 30 = 90

La ∑ de las K para los accesorio es ∑K = 1.6 +120 + 60 + 90 = 271.6

Luego la longitud equivalente para accesorios es

$$L_e = 271.6x0.0874\,ft = 23.74\,ft$$

La longitud total de tubería más accesorios de una pulgada de diámetro es:

$$L_T = (12.84 + 23.74)\,ft$$
$$L_T = 36.58\,ft$$

Las perdidas por tubería y accesorios en el tramo de una pulgada son:

$$h_f = 0.033x\frac{(36.58\,ft)x(7\,ft/s)^2}{2x32.2\,ft/s^2x0.0874\,ft} = 10.51\,ft$$

Perdidas en la boquilla

Para determinar las perdidas en una boquilla esta se considera como una contracción súbita; debido a su corta longitud y a la relación de los diámetros esta se expresa como:

$$h_f = \left(\frac{1}{C_C} - 1\right)^2 \frac{V^2}{2g}$$

C_C se halla con la relación de los diámetros

d_1 = 1.8 mm = 0.0059 ft (diámetro del orificio de salida de la boquilla)

d_2 = ¼ plg = 0.02083 ft (diámetro del orificio de entrada de la boquilla)

Entonces

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{0.0059}{0.02083} = 0.283$$

$C_C = 0.643$ (Anexo J)

$$h_f = \left(\frac{1}{0643} - 1\right)^2 x \frac{(7\,ft/seg)^2}{2x32.2\,ft/seg^2}$$
$$h_f = 0.2345\,ft$$

Las perdidas totales en la trayectoria N° 1 es de:

$$h_f = (0.1714 + 10.51 + 0.2345)\,ft$$
$$h_f = 10.9159\,ft$$

- Trayectoria N° 2 figura 22

Tubería de 1.5 plg $h_f = 0.1714\,ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

Tubería de 1plg

$L_T = 10.17$ ft

Tres codos estándar a 1¨ x 90°

K = 3 x 30 = 90

Dos conexiones ¨T¨ de 1¨ de flujo directo

K = 2 x 20 = 40

FIGURA 22, TRAYECTORIA 2.

Dos conexiones ¨T¨ de 1¨ de flujo desviado a 90°

K = 120 (hallado en la 1ª trayectoria)

Una reducción concéntrica de 1¨ a ½¨

K = 1.6 (hallado en la 1ª trayectoria)

La sumatoria de las K para accesorios y válvula es:

K = 90 + 40 + 120 +1.6 = 251.6

La longitud equivalente es

$$L_e = 251.6x0.0874\,ft$$
$$L_e = 21.99\,ft$$

La longitud total para el tramo de 1¨ es

L_T = 21.99 + 10.17 = 32.16 ft

Las perdidas total del tramo de 1 pulgada es de:

$$h_f = 0.033x\frac{(32.16\,ft)x(7\,ft/s)^2}{2x32.2\,ft/s^2x0.0874\,ft}$$
$$h_f = 9.24\,ft$$

La perdida en la boquilla es

$h_f = 0.2345\,ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

las perdidas totales en la trayectoria N°2 son de:

$$h_f = (0.1714 + 9.24 + 0.2345)\,ft$$
$$h_f = 9.65\,ft$$

- Trayectoria N° 3 figura 23

Tubería de 1.5 plg $h_f = 0.1714 ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

Tubería de 1plg

$L_T = 9.35$ ft

Tres codos estándar a 1¨ x 90°

K = 3 x 30 = 90

Una conexión ¨T¨ de 1¨ de flujo directo

K = 20 (hallado en la 1ª trayectoria)

Dos conexiones ¨T¨ de 1¨ de flujo desviado a 90°

K = 120 (hallado en la 1ª trayectoria)

Una reducción concéntrica de 1¨ a ½¨

K = 1.6 (hallado en la 1ª trayectoria)

La sumatoria de las K para accesorios es:

K = 90 + 20 + 120 +1.6 = 231.6

La longitud equivalente es

$$L_e = 231.6x0.0874 ft$$
$$L_e = 20.24 ft$$

La longitud total para el tramo de 1¨ es

$L_T = 9.35 + 20.24 = 29.59$ ft

FIGURA 23, TRAYECTORIA 3

Las perdidas total del tramo de 1 pulgada es de:

$$h_f = 0.033x\frac{(29.59ft)x(7ft/s)^2}{2x32.2ft/s^2x0.0874ft}$$
$$h_f = 8.5ft$$

La perdida en la boquilla es

$h_f = 0.2345ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

las perdidas totales en la trayectoria N° 3 son de:

$$h_f = (0.1714 + 8.5 + 0.2345)ft$$
$$h_f = 8.905ft$$

- Trayectoria N° 4 figura 4

Tubería de 1.5 plg $h_f = 0.1714ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

Tubería de 1plg

$L_T = 7$ ft

Un codo estándar a 1¨ x 90°

K = 30 (hallado en la 1ª trayectoria)

Dos conexiones ¨T¨ de 1¨ de flujo desviado a 90°

K = 120 (hallado en la 1ª trayectoria)

Una reducción concéntrica de 1¨ a ½¨

K = 1.6 (hallado en la 1ª trayectoria)

La sumatoria de las K para accesorios y válvula es: K = 30 + 120 +1.6 = 151.6

FIGURA 24, TRAYECTORIA 4.

La longitud equivalente es

$$L_e = 151.6x0.0874\,ft$$
$$L_e = 13.25\,ft$$

La longitud total para el tramo de 1¨ es

L_T = 13.25 + 7 = 20.25 ft

Las perdidas total del tramo de 1 pulgada es de:

$$h_f = 0.033x\frac{(20.25\,ft)x(7\,ft/s)^2}{2x32.2\,ft/s^2x0.0874\,ft}$$
$$h_f = 5.81\,ft$$

La perdida en la boquilla es

$h_f = 0.2345\,ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

las perdidas totales en la trayectoria N° 4 son de:

$$h_f = (0.1714 + 5.81 + 0.2345)\,ft$$
$$h_f = 6.22\,ft$$

- Trayectoria N° 5 figura 25

Tubería de 1.5 plg $h_f = 0.1714\,ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

Tubería de 1plg

L_T = 7.87 ft

Un codo estándar a 1¨ x 90° K = 30 (hallado en la 1ª trayectoria)

Figura 25, trayectoria 5.

Dos conexiones ¨T¨ de 1¨ de flujo directo

K = 2 x 20 = 40

Una conexión ¨T¨ de 1¨ de flujo desviado a 90°

K = 60 (hallado en la 1ª trayectoria)

Una reducción concéntrica de 1¨ a ½¨

K = 1.6 (hallado en la 1ª trayectoria)

La sumatoria de las K para accesorios y válvula es:

K = 30 + 40 + 60 +1.6 = 131.6

La longitud equivalente es

$$L_e = 131.6x0.0874\,ft$$
$$L_e = 11.50\,ft$$

La longitud total para el tramo de 1¨ es

L_T = 7.87 + 11.50 = 19.37 ft

Las perdidas total del tramo de 1 pulgada es de:

$$h_f = 0.033x\frac{(19.37\,ft)x(7\,ft/s)^2}{2x32.2\,ft/s^2x0.0874\,ft}$$
$$h_f = 5.56\,ft$$

La perdida en la boquilla es

$h_f = 0.2345\,ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

las perdidas totales en la trayectoria N° 5 son de:

$$h_f = (0.1714 + 5.56 + 0.2345)\,ft$$
$$h_f = 5.97\,ft$$

- Trayectoria N° 6 figura 26

Tubería de 1.5 plg $h_f = 0.1714 ft$ (hallado en la 1ª trayectoria)

Tubería de 1plg

L_T = 6.887 ft

Un codo estándar a 1¨ x 90°

K = 30 (hallado en la 1ª trayectoria)

Una conexión ¨T¨ de 1¨ de flujo directo

K = 20 (hallado en la 1ª trayectoria)

Una conexión ¨T¨ de 1¨ de flujo desviado a 90°

K = 60 (hallado en la 1ª trayectoria)

Una reducción concéntrica de 1¨ a ½¨

K = 1.6 (hallado en la 1ª trayectoria)

La sumatoria de las K para accesorios son:

K = 30 + 20 + 60 +1.6 = 111.6

La longitud equivalente es

$$L_e = 111.6x0.0874 ft$$
$$L_e = 9.75 ft$$

La longitud total para el tramo de 1¨ es

L_T = 9.75 + 6.887 = 16.64 ft

Las perdidas total del tramo de 1 pulgada es de:

$$h_f = 0.033x \frac{(16.64 ft)x(7 ft/s)^2}{2x32.2 ft/s^2 x0.0874 ft}$$
$$h_f = 4.78 ft$$

Trayectoria 6. Figura 26

La perdida en la boquilla es

$$h_f = 0.2345\,ft \qquad \text{(hallado en la 1}^{a}\text{ trayectoria)}$$

las perdidas totales en la trayectoria N° 6 son de:

$$h_f = (0.1714 + 4.78 + 0.2345)\,ft$$
$$h_f = 5.19\,ft$$

4.4.3. Selección de la bomba para cada sistema hidráulico

4.4.3.1. Primer Sistema. La selección de la bomba se hace mediante el análisis de la tercera trayectoria de la primera etapa ya que esta es la que arroja mayor perdida dentro del sistema

El caudal que necesita la primera y tercera etapa, lo determinan las boquillas y se calcula de la siguiente manera:

- Para la primera etapa

$$Q_I = 18BOQUILLAx\frac{3.6Lts/Min}{BOQUILLA} = 64.8Lts/Min$$

- Para la tercera etapa

$$Q_{II} = 16BOQUILLAx\frac{4.2Lts/Min}{BOQUILLA} = 67.2Lts/Min$$

El caudal total es

$$Q_T = Q_I + Q_{ii}$$

$$Q_T = 64.8 + 67.2 = 132Lts/Min$$

$$Q_T = 0.07765\,ft^3/seg$$

Aplicando Bernoulli entre el nivel de agua en el tanque (1) y a la salida de la última boquilla (2) (Figura 27) se obtiene la siguiente ecuación

$$\frac{P_1}{\gamma}+\frac{V_1^2}{2g}+Z_1+H_T=\frac{P_2}{\gamma}+\frac{V_2^2}{2g}+Z_2+h_{f1-2}$$

Donde

$\frac{P_1}{\gamma}$ = 0 (P_1 = presión atmosférica = 0)

$\frac{V_1^2}{2g}=0$, $Z_1=2.3ft$

$\frac{P_2}{\gamma}= =0$

Entonces la ecuación queda de la siguiente forma

$$H_T=Z_2-Z_1+\frac{V_2^2}{2g}+h_{f1-2}$$

$Z_2 - Z_1$ = 2.33 fts

$$\frac{V_2^2}{2g}=\frac{Q^2}{2x32.3f/sx(0.006ft^2)^2}=431Q^2$$

las perdidas de (1) a (2) se calculan de la siguiente manera:

- Succión y descarga de la bomba

Tubería de acero galvanizado Schedule 40 de 1-1/2 plg.

Diámetro interno real = 0,1342 ft (Anexo G)

Longitud total de tubería recta = 4.42 ft

Rugosidad absoluta ε = 0.0005 ft (Anexo H)

Figura 27, Trayectoria completa para la selección de la bomba en el primer sistema hidráulico

El área interna real es de 0.01414 ft^2

Con Q = 0.07765 ft^3 / s, A = 0.01414ft^2

Entonces

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.07765 ft^3 / s}{0.01414 ft^2} = 5.5 ft / s \qquad f = \frac{1.35}{\left[\ln\left(\frac{0.0005}{3.7x0.1342} + \frac{5.74}{(7.9E4)^{0.9}}\right)\right]^2} = 0.029$$

$$N_{RE} = \frac{(5.5 ft / s)x(0.1342 ft)}{9.3E-6 ft^2 / s} = 7.9E4$$

Una válvula de cierre rápido

K= 3 (Anexo D)

Una salida de tanque

K = 1 (Anexo D)

La longitud equivalente es

$$L_e = 0.1342x(3+1) = 0.5368 ft$$

La longitud total de tubería recta más longitud equivalente es

$$L_T = (3.28 + 0.5368) ft = 3.82 ft$$

Entonces las perdidas por tubería recta y accesorios en la tubería de 1.5 plg es de:

$$h_f = 0.029x \frac{(3.82 ft)xQ^2}{2x(32.2 ft / s^2)x(0.1342 ft)x(0.01414 ft^2)^2}$$
$$h_f = 64.1Q^2$$

En la descarga tenemos tubería de 1plg de diámetro

Diámetro interno real = 0,0874 ft (Anexo G)

Longitud total de tubería recta = 23.96 ft

Rugosidad absoluta ε = 0.0005 ft (Anexo H)

El area interna real es de 0.00600 ft^2

El caudal es de Q = 0.03812 ft^3 /s

Entonces

$$V = \frac{0.03812 ft^3 / s}{0.006 ft^2} = 6.35 ft / s \qquad f = 0.0298$$

$$N_{RE} = \frac{(6.35 ft / s) x (0.0874 ft)}{9.3E - 6 ft^2 / s} = 5.9E4$$

- Tres Tee con flujo desviado

L/D= 60 $\Rightarrow$ L / D = 3x60 = 180

- Tres Tees con flujo directo

L / D = 20 $\Rightarrow$ L / D = 3x20 = 60

- Cuatro codos a 90°

L / D = 30 $\Rightarrow$ L / D = 4x30 = 120

- Una reducción de 1.5plg a 1plg

K = 1.6 (hallado en la 1ª trayectoria)

La longitud equivalente es

$$L_e = 0.0874 x (180 + 60 + 120 + 1.6) = 31.4 ft$$

La longitud total de tubería recta más longitud equivalente es

$$L_T = (23.96 + 31.4) ft = 55.36 ft$$

Entonces las perdidas por tubería recta y accesorios en la tubería de 1 plg son de:

$$h_f = 0.0298x\frac{(55.36ft)xQ^2}{2x(32.2ft/s^2)x(0.0874ft)x(0.006ft^2)^2}$$
$$h_f = 8141.65Q^2$$

La perdida debido a la boquilla se asume como una contracción súbita y se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$h_f = \left(\frac{1}{C_C} - 1\right)^2 \frac{V^2}{2g}$$

Donde

$C_C = 0.643$ (hallado en la 1ª trayectoria)

$$h_f = \left(\frac{1}{0.643} - 1\right)^2 x\frac{Q^2}{(2x32.2ft/s^2)x(0.006ft^2)^2}$$

$$h_f = 132.96Q^2$$

Entonces las perdidas totales de 1 a 2 son:

$$h_{f1-2} = (64.1 + 8141.65 + 132..96)Q^2$$
$$h_{f1-2} = 8338.71Q^2$$

Reemplazando: $H_T = 2.3 + 431Q^2 + 8338.71Q^2$

$H_T = 2.3 + 8769.71Q^2$ (ft)

La ecuación anterior representa la curva del sistema. Esta sé gráfica sobre la curva característica de la bomba y se obtiene el punto de operación de la bomba seleccionada. Según el catalogo de IHM. S.A. el modelo de la bomba es:

Modelo: 1 A – ½ (Anexo K)

El punto de operación de la bomba es:

Q = 0.07765 ft^3 / seg (35 gpm)

H_T = 54 ft (17 m)

4.4.3.2. Segundo sistema (Segunda etapa). La trayectoria N° 1 es la más critica para seleccionar la bomba ya que esta es la que arrojo mayor perdidas dentro del sistema

El caudal que se necesita es el siguiente

$$Q_T = 20BOQUILLAx\frac{3.6Lts/Min}{BOQUILLA} = 72Lts/Min$$

$$Q_T = 0.04235ft^3/seg$$

Aplicando Bernoulli entre el nivel de agua en el tanque (1) y a la salida de la boquilla

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + H_T = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_{f1-2}$$

(2)

(Figura 28) se obtiene la siguiente ecuación

$\frac{P_1}{\gamma}$ = 0 (P_1 = presión atmosférica = 0)

$\frac{V_1^2}{2g} = 0$; $Z_1 = 2.3ft$; $\frac{P_2}{\gamma}$ = 0

Figura 28. Trayectoria completa para la selección de la bomba en el segundo sistema

Entonces la ecuación queda de la siguiente forma

$$H_T = Z_2 - Z_1 + \frac{V_2^2}{2g} + h_{f1-2}$$

- $Z_2 - Z_1 = 2.33$ fts

- $\frac{V_2^2}{2g} = \frac{Q^2}{2x32.3f/sx(0.006ft^2)^2} = 431Q^2$

las perdidas de (1) a (2) se calculan de la siguiente manera:

- Succión y descarga de la bomba

Tubería de acero galvanizado Schedule 40 de 1-1/2 plg.

Diámetro interno real = 0,1342 ft (Anexo G)

Longitud total de tubería recta = 7.02 ft

Rugosidad absoluta ε = 0.0005 ft (Anexo H)

El area interna real es de 0.01414 ft^2

Con Q = 0.04235 ft^3 / s, A = 0.01414ft^2

Entonces

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.04235ft^3/s}{0.01414ft^2} = 3ft/s \qquad f = \frac{1.35}{\left[\ln\left(\frac{0.0005}{3.7x0.1342} + \frac{5.74}{(4.32E4)^{0.9}}\right)\right]^2} = 0.028$$

$$N_{RE} = \frac{(3ft/s)x(0.1342ft)}{5.14E-6ft^2/s} = 4.32E4$$

Una válvula de cierre rápido

K= 3 (Anexo D)

Una salida de tanque

K = 1 (Anexo D)

La longitud equivalente es

$$L_e = 0.1342x(3+1) = 0.5368\,ft$$

La longitud total de tubería recta más longitud equivalente es

$$L_T = (7.02 + 0.5368)\,ft = 7.56\,ft$$

Entonces las perdidas por tubería recta y accesorios en la tubería de 1.5 plg es de:

$$h_f = 0.028x\frac{(7.56\,ft)xQ^2}{2x(32.2\,ft/s^2)x(0.1342\,ft)x(0.01414\,ft^2)^2}$$
$$h_f = 122.45Q^2$$

En la descarga tenemos tubería de 1plg de diámetro

Diámetro interno real = 0,0874 ft (Anexo G)

Longitud total de tubería recta = 12.84 ft

Rugosidad absoluta ε = 0.0005 ft (Anexo H)

El area interna real es de 0.00600 ft^2

El caudal es de Q = 0.04235 ft^3 /s

Entonces

$$V = \frac{0.04235 ft^3 / s}{0.006 ft^2} = 7 ft / s \qquad f = 0.033$$

$$N_{RE} = \frac{(7 ft / s) x (0.0874 ft)}{9.3E - 6 ft^2 / s} = 6.41E4$$

Dos Tee con flujo desviado

L/D= 60 $\Rightarrow$ L / D = 2x60 = 120

- Tres Tees con flujo directo

L / D = 20 $\Rightarrow$ L / D = 3x20 = 60

- Tres codos a 90°

L / D = 30 $\Rightarrow$ L / D = 3x30 = 90

- Una reducción de 1.5plg a 1plg

K = 1.6 (hallado en la 1ª trayectoria)

La longitud equivalente es

$$L_e = 0.0874 x (120 + 60 + 90 + 1.6) = 23.7 ft$$

La longitud total de tubería recta más longitud equivalente es

$$L_T = (12.84 + 23.75) ft = 36.58 ft$$

Entonces las perdidas por tubería recta y accesorios en la tubería de 1 plg son de:

$$h_f = 0.0292 x \frac{(38.45 ft) x Q^2}{2x(32.2 ft / s^2) x (0.0874 ft) x (0.006 ft^2)^2}$$

$$h_f = 5539.4 Q^2$$

La perdida debido a la boquilla se asume como una contracción súbita y se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$h_f = \left(\frac{1}{C_C} - 1\right)^2 \frac{V^2}{2g}$$

Donde

$C_C = 0.643$ (Anexo J)

$$h_f = \left(\frac{1}{0.643} - 1\right)^2 x \frac{Q^2}{(2x32.2 ft/s^2)x(0.006 ft^2)^2}$$

$$h_f = 132.96Q^2$$

Entonces las perdidas totales de 1 a 2 son:

$$h_{f1-2} = (122.45 + 5539.4 + 132.96)Q^2$$
$$h_{f1-2} = 5794.81Q^2$$

Reemplazando: $H_T = 2.3 + 431Q^2 + 5794.81Q^2$

$$H_T = 2.3 + 6225.81Q^2 \quad \text{(ft)}$$

La ecuación anterior representa la curva del sistema. Esta sé gráfica sobre la curva característica de la bomba y se obtiene el punto de operación de la bomba seleccionada. Según el catalogo de IHM. S.A. el modelo de la bomba es:

Modelo: 1 A – 1/4 (Anexo L)

El punto de operación de la bomba es:

Q = 0.04235 ft^3 / seg (20 gpm)

H_T = 15 ft (5mts)

4.5. DISEÑO Y SELECCION DEL SISTEMA DE TRANSPORTE DE LAS CANASTAS DENTRO DE LA MÁQUINA

4.5.1. Calculo de la potencia y selección de la cadena de eslabones y catarinas. El calculo de la potencia del sistema de transporte de las canastas dentro de la máquina se basa en el efecto de la fricción que hace la canasta a lo largo de la máquina y para esto se tiene en cuenta los siguientes parámetros:

- Capacidad de la máquina
- Velocidad.
- Características físicas y geométricas de las canastas
- Condiciones ambientales
- Lubricación.

Esta máquina se proyecta para una capacidad de lavado de catorce canastas por minuto (840 canastas/hora) ya que esta dentro del rango de la capacidad de lavada utilizada por las empresas fabricantes de máquinas lavadoras de canastas a nivel industrial.[5]

[5] La Girton Manufacturing Company usa este rango de velocidades.

Los cálculos se basan en la canasta que tiene mayores dimensiones, y por ende mayor peso, (ver figura 29).

La velocidad del transportador se obtiene a partir de la capacidad de lavado de la máquina de la siguiente manera:

V = Capacidad de lavado x longitud de la canasta.

V = 14 canastas/minuto x 0.85 m/canastas. = 12 m/min.

V = 12 m/min

L a distancia total recorrida por una canasta sobre la máquina es de 6.3metros.

El tiempo de lavado de una canasta sera entonces de:

$$t = \frac{6.3m}{12m/min} = 0.525min$$

Calculo de las fuerzas que intervienen en el sistema.

FIGURA 29 TIPOS DE CANASTAS DE LA EMPRESA CARTAGENA SHRIMP.

Existen siete posibles puntos de contacto entre la canasta y las guías, ángulos y cadena que la conducen durante el movimiento. Ver figura 30.

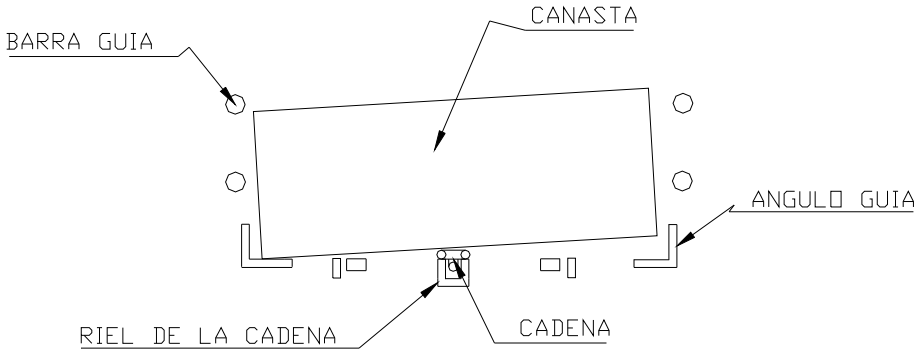


Figura 30. Esquema de la canasta sobre el transportador de cadena de eslabones

La situación crítica es que la canasta entre en contacto con los siete puntos simultáneamente al desplazarse dentro de la máquina.

En la Cuadro 3 se muestra algunos coeficientes de fricción

Cuadro 3, Coeficientes de fricción

Material	Coeficiente de Deslizamiento	
	Seco	Grasoso
Plástico Sobre Acero	0.35	0.05
Acero sobre Acero	0.42	

La Cadena que se utilizara es de eslabones con uniones soldadas de grado 3, la cual es utilizada para propósitos generales. Este tipo de cadena permite que la canasta sea arrastrada a lo largo del túnel de la máquina. Se selecciona esta cadena por su alta

resistencia, sencillez y bajo costo comparada con las cadenas de arrastre convencionales. Además, con este tipo de cadena en caso de un atascamiento por desalineación en el transportador, se evita un daño mayor en éste último y en las canastas; ya que por carecer de puntos de contacto sobresalientes se produce un deslizamiento que permite tomar correctivos fácilmente.

Las características generales de la cadena seleccionada para el transportador son:

(Peso) w_{Cadena} = *246 lbs /100 pies = 3.67 Kg/m* (Diámetro del alambre) ϕ = ½ plg. (Anexo LL).

Las características de la canasta utilizada para el diseño son:

(Peso) $W_{Canasta}$ = *5 Kg* *(longitud) L = 0.85 m*

(Ancho) b = 0.51 m *(alto) h = 0.19 m*

(Peso por metro de canasta) w = 5 Kg / 0.85 m = 5.882 Kg/m

Calculo de las fuerzas de fricción. Las fuerzas de fricción que actúan sobre la canasta se muestran en la figura 31.

- Canasta sobre cadena.

$F_{fl} = \mu \cdot X.w$

Donde F_{fl} = Fuerza de fricción

w = Peso de la canasta /metro.

X = Distancia recorrida por la canasta (Anexo A)

μ = Coeficiente de fricción de la canasta sobre la cadena (Cuadro 3)

Reemplazando:

$$F_{f1} = 0.35 * 6.1m * 5.882Kg/m = 12.56kgs$$

- Canasta sobre ángulos guías.

$$F_{f2} = F_{f1} = 12.56kgs.$$

- Fricción entre la cadena y el riel.

El peso de la cadena para 100ft es de (246Lbs).

$F_{f3} = (w_{Cadena} + w) . \mu . X$

μ = Coeficiente de fricción de la cadena sobre el riel (Cuadro 3)

$$w_{canasta} = 5.882\frac{kg}{m}$$

$$F_{f3} = 0.42 * 6.1m * (2 * 3.67 + 5.882)\frac{kg}{m} = 33.87kg$$

$$F_{f3} = 33.87kg.$$

- Fricción entre la canasta y las cuatro barras guías.

Se asume igual a F_{f1}. Entonces:

$$F_{f4} = F_{f1} = 12.56kgs.$$

La fuerza de fricción neta es la suma de las fuerzas anteriores.

$$F_{f_{NETA}} = F_{f1} + F_{f2} + F_{f3} + F_{f4}$$

$$F_f = 12.56 + 12.56 + 33.87 + 12.56 = 71.55kg$$

FIGURA 31 REPRESENTACION DE LA FUERZAS DE FRICCION SOBRE LA CANASTA.

La tabla 4 muestra las especificaciones de las catarinas para cadenas

Tabla 4. Especificaciones técnicas de catarinas

Tamaño De cadena, (Plg)	Cavidades En la Catarina	Diámetro De paso (Plg)	Diámetro Exterior, (Plg)	Thick Espesor, (Plg)
0.5in	4	5.095	5.625	2.25
0.5ïn	5	6.369	7	2.25
0.5ïn	6	7.643	8.25	2.25

Se selecciona una catarina de 5 cavidades (tabla 4), ya que esta posee un diámetro de paso que permite un radio de curvatura óptimo en la cadena de eslabones el cual garantiza que los eslabones engarcen y desengarcen fácilmente, teniendo en cuenta que la cadena y los tetones de las ruedas no son mecanizados.

Ahora se calcula la potencia (Pot) necesaria para vencer el rozamiento

$$Pot = \frac{FxV}{4500} = (hp)$$

Donde F = Fuerza de fricción neta sobre la cadena (kg)

V = Velocidad lineal de la cadena de eslabones.(m/min)

Reemplazando:

$$Pot = \frac{71.55*12}{4500} = 0.19hp$$

La velocidad de rotación del transportador es:

$$V = w*R_{paso}$$

Donde w = Velocidad angular de la catarina (rad/min)

R_{paso} = Radio de paso de la catarina (m)

Despejando w y reemplazando valores se obtiene:

$$w = \frac{12m/min*2}{0.16177m} = 148.356rd/min.$$

$$n = \frac{148.356rad}{min} * \frac{1rev}{2\pi rad} = 23.61rpm$$

Considerando que esta potencia se ve afectada por la inercia que presenta el sistema y que para transportadores de cadena se considera esta última como 15% de la potencia anteriormente calculada. Entonces:

$$Pot - inercia = 0.15*0.19hp = 0.029hp$$

Potencia total = Pot-fricción + Pot- inercia

Potencia total = 0.19 + 0.029 hp =0.22hp

4.5.2. Calculo y Selección del sistema de transmisión de potencia. La potencia requerida en el eje del transportador es de 0.22 hp a una velocidad de rotación de 23.61rpm.

La unidad motriz seleccionada es un reductor de sinfín – corona debido a su compacidad, alta capacidad portadora de carga, funcionamiento silencioso y libre de vibraciones; y variadas disposiciones que se adaptan a cualquier montaje.

Selección del reductor Sinfín- Corona. Para seleccionar adecuadamente una unidad de reducción debe tenerse en cuenta la siguiente información:

- Características de operación (10 horas de trabajo)
- Características del trabajo a realizar
- Condiciones ambientales.
- Ejecución del equipo.

Teniendo en cuenta estas características y de acuerdo a la potencia de selección la unidad de reducción seleccionada fue:

Reductor con REF: RS075, Código 04-4090 Marca Ramfé

Potencia de entrada de 0.4 HP

Potencia de salida de 0.31 Hp

Torque admisible de 4.4 Kg-m.

Velocidad de salida de 50 rpm

Relación 35:1 (Anexos M y N)

Selección de la cadena de rodillos y esprockets. Para la transmisión del transportador hacia el reductor se eligió una transmisión por cadena, debido a que las condiciones de trabajo son de temperatura elevada y alta humedad. Que no garantizan una transmisión confiable y eficiente a través de correas, ya que puede presentarse deslizamiento, pérdida y elongación de la correa por temperaturas elevadas

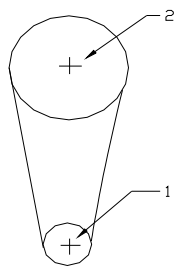


Figura 32 Representación de un sistema de transmisión por cadena

Se asume una cadena N° 80 (Anexo Ñ), paso igual a 2.54cm, 12 dientes para el piñón (debido a que la velocidad de transmisión es baja), y una relación de velocidad m_w= 2.25. Se obtiene:

De acuerdo a la figura 32. anterior los subíndices 1 y 2 se refieren al lado conductor y al lado conducido respectivamente.

La relación de velocidad se puede expresar como:

$$m_w = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{N_2}{N_1},$$

Donde:

n = velocidad en rpm de los esprockets

D = diámetro de paso de los esprockets

N = Número de dientes de los esprockets.

$$\frac{N_2}{N_1} = 2.25 \qquad \Rightarrow N_2 = 2.25x12dientes = 27dientes$$

La velocidad lineal de la cadena se puede calcular por:

$$v_m = \pi\left(\frac{D}{100}\right)n = \frac{PN_t n}{100} mpm$$

Donde

D = diámetro de primitivo de la rueda dentada

n = la velocidad angular en rpm.

P = paso de la cadena.

N_t = el número de dientes de la rueda conductora.

Despejando D

$$D = \frac{PN_t}{\pi}$$

Para cadena N° 80, P= 2.54cm y con N_t=12dientes. Para el piñón se obtiene.

$$D_1 = \frac{2.54*12}{\pi} = 9.702cm$$

Verificando la velocidad lineal de la cadena

$$D_2 = 2.25*9.702cm = 21.8295cm \qquad n_2 = 2.25*23.61rpm = 53.122rpm$$

$$v_m = \pi*\left(\frac{9.702cm}{100}\right)*23.61rpm = 7.1962mpm$$

V_m es menor que la velocidad límite de la cadena, por lo tanto esta cadena es apropiada.

Las ecuaciones utilizadas para calcular la potencia nominal en las cadenas son dos, una obedece a la fatiga a que es sometido el eslabón y la otra al impacto producido en el casquillo, rodillo y de estas se elige la que presente menor valor.

La potencia por fatiga en la cadena es:

$$Pot = 0.004056 N_{ts}^{1.08} n^{0.9} \left(\frac{P}{2.54} \right)^{3-0.0275P}$$

$$Pot = 0.004056 * (12)^{1.08} * (50)^{0.9} * \left(\frac{2.54}{2.54} \right)^{3-0.0275*2.54}$$

$$Pot = 2.00$$

La potencia de proyecto del transportador es:

$$Pot_{proyecto} = N_{sf} Pot_{transmitida} \qquad Pot_{proyecto} = 1.1 * .31hp = 0.341hp$$

Se tiene en cuenta la potencia máxima que puede ser transmitida y la potencia de proyecto para calcular el número de ramales que debe tener la cadena así:

$$N°_{ramal} = \frac{HP_{proyecto}}{HP_{nominal}} = \frac{0.341hp}{2.0hp} = 0.17$$

Para $N°_{ramal} < 1 \Rightarrow N°_{ramal} = 1$.

La longitud aproximada de la cadena es

$$L \approx 2C + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{40C} \; pasos$$

C es la distancia entre centros de los engranajes y está expresada en pasos.

La longitud debe ser un numero par de pasos para evitar un eslabón compensador.

$$c = D_2 + \frac{D_1}{2} = 21.8295 + \frac{9.702}{2} = 26.6805cm$$

$$C = \frac{c}{P} = \frac{26.6805cm}{2.54cm / paso} = 10.504 \, pasos$$

Reemplazando.

$$L = 2 * 10.504 + \frac{12 + 27}{2} + \frac{(27 - 12)^2}{40 * 10.5041} = 40.52 \, pasos$$

L = 42 pasos (3.33f t ≈ 1.015m) (Anexo O)

4.5.3. Diseño del eje motriz del transportador. El ancho del transportador es de 600 mm, por lo que el largo total del eje es de 800 mm.

Teniendo en cuenta todas las cargas que actúan sobre el eje, la situación es la siguiente:

Las cargas que actúan sobre el eje en el plano XY son: (figura 33).

W = 108.55 N peso de la catarina

F = 1042.15 N tensión ejercida por la cadena de la transmisión de potencia.

Plano XY

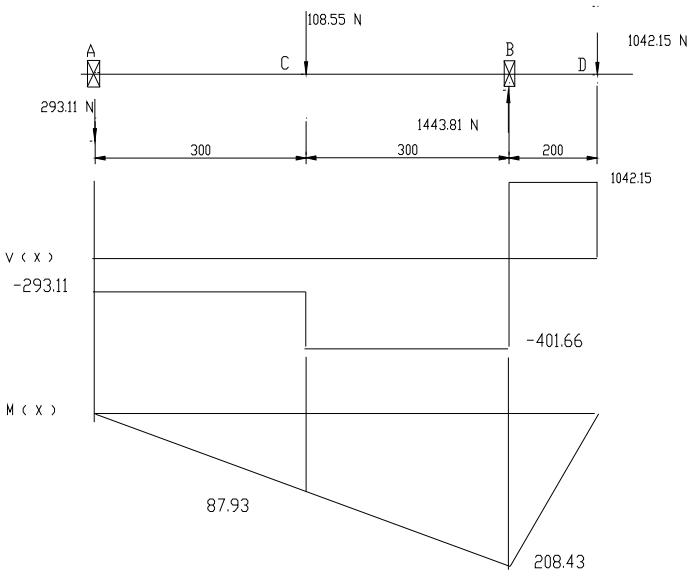


Figura 33. Diagrama de cortante y momento en el plano XY.

Aplicando momento en el punto A se obtiene:

$\sum M_A = 0$

$600B_y = 300 \times 108.55 + 800 \times 1042.15$

$B_y = 1443.8$ N

$\sum F_y = 0$

$A_y = -293.11$ N

Las cargas que actúan sobre el eje en el plano XZ son: (Figura 34).

La tensión que ejerce la cadena del transportador sobre el eje es:

F = 701.9 N

Plano XZ

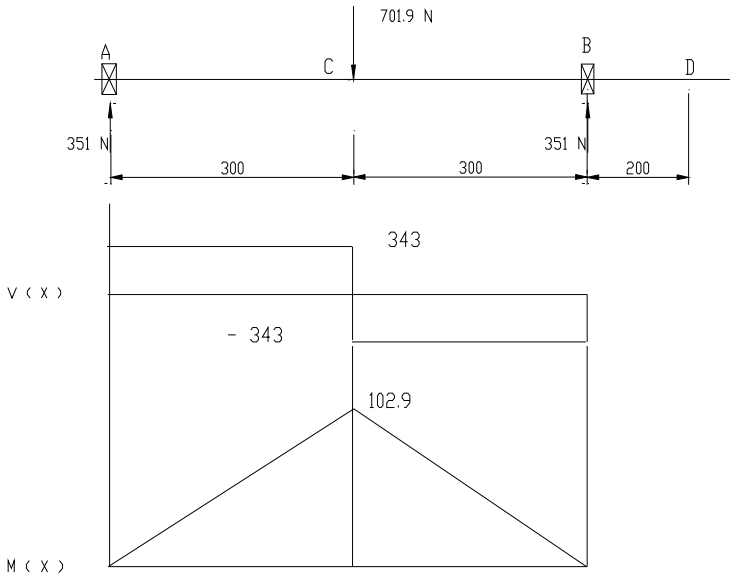


Figura 34. Diagrama de cortante y momento en el plano XZ.

Aplicando momento en el punto A obtenemos:

$$\sum M_A = 0$$

$600B_y = 300 \times 701.9$

$B_y = 351$ N

$\sum F_y = 0$

$A_y = 351$ N

De los diagramas de cortantes y momentos se encuentra al máximo momento flector mediante la siguiente ecuación

$$M_{max} = \sqrt{M^2{}_{xy} + M^2_{yz}}$$

En el punto C

$$M_C = \sqrt{(87933)^2 + (105300)^2} = 137187.1N - mm$$

En el punto B

$$M_B = \sqrt{(208430.)^2 + 0} = 208430N - mm$$

Entonces el máximo momento flector se presenta en el punto C, el cual es punto critico para el diseño del eje.

$$M_{MAX} = 137187.1N - mm$$

El material seleccionado para los ejes del transportador es de acero AISI 4140 normalizado. Por ser ampliamente utilizado para la fabricación de arboles y ejes de transmisión.

Las características de este acero son:

$$S_{UT} = 980MPa \qquad S_y = 735MPa$$

Donde

S_{UT} = Resistencia ultima a la tensión

S_y = Resistencia a la fluencia

el diseño del diámetro del eje se hace con base a la teoría del esfuerzo cortante máximo combinado con la linea de Soderberg, este puede hallarse de la siguiente forma:

$$d = \left[\frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right]^{1/3}$$

Donde

n = Factor de seguridad de diseño

K_f = Factor de concentración de esfuerzo por fatiga

M_a = Momento máximo alternante

S_e = Resistencia a la fatiga

S_y = Resistencia a la fluencia

T_m = Torque medio

De los resultados obtenidos en los análisis de cortantes y momentos máximos flexionantes obtenidos anteriormente

M_{max} = 135350 N-mm = 135.35 N-m

T_m = 108970 N-mm = 108.97 N-m

Asumiendo un factor de seguridad de 2.5.

$$S_e = k_a k_b k_c S'_e$$

$$k_a = aS_{ut}^b = 1.58x(980)^{-0.085}$$ (Anexo P)

$$k_a = 0.88$$

$$k_b = 1 \qquad k_c = 1$$

$$S'_e = 0.504 S_{ut}$$

$$S'_e = 0.504x980MPa = 493.92MPa$$

Reemplazado:

$$S_e = 0.88x493.92MPa = 434.65MPa$$

De la figura A-15-9 (Anexo Q)

Asumido lo siguiente D/d = 1.5 r / d = 0.10. se encuentra que k_t = 1.6

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$k_f = k_t = 1.6$$

Para chavetero de patín:

k_f = 1.3

k_f = 1.6 x 1.3 = 2.08

Reemplazando en la ecuación

$$d = \left[\frac{32x2.5}{\pi} \left[\left(\frac{2.08x137187.1Nmm}{434.65N/mm^2} \right)^2 + \left(\frac{108970N - mm}{735N/mm^2} \right)^2 \right]^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d = 25.78mm$$

Estandarizando este valor d = 30 mm (1-3/16plg)

D_1 = 1.1 x 30 mm = 33mm (1-5/16plg) primer escalón del eje

D_2 = 1.5 x 30 mm = 45 mm (1-3/4 plg) segundo escalón del eje

4.5.4 Selección de los soportes de los rodamientos. Se escogen de rígidos de bolas ya que la carga es totalmente radial

La resultante de las reacciones en los apoyos del eje es: (Figuras 33 y 34)

$$R_A = \sqrt{(-293.11)^2 + (351)^2} = 457.28N$$

$$R_B = \sqrt{(1443.81)^2 + (351)^2} = 1485.86N$$

d = 30 mm

Se trabaja con el de mayor magnitud, osea con la resultante de la fuerza en el punto B.

Carga dinámica

$$P = XF_r + YF_a$$

Donde

F_r = carga radial real, en N (F_r = 1486 N)

F_a = carga axial real, en N (F_a = 0)

X = Factor radial

Y = Factor axial

Reemplazando entonces

$$P = 1x\ 1486\ N$$

$$P = 1486\ N$$

Duración del rodamiento

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^p$$

L_{10h} = Duración nominal en horas

C = Capacidad de carga dinámica

P = Carga dinámica equivalente sobre el rodamiento

p = Exponente de la formula de la duración (p = 3 para los rodamientos de bolas)

n = revoluciones en r/min

Despejando a C de la ecuación y reemplazando los valores

$$C = 1486Nx\left[\frac{(60x24)x20000}{10^6}\right]^{1/3}$$
$$C = 4554.93N$$

La designación de la unidad completa para el eje principal, según él catalogo de la SKF es SY 30 FJ (Anexo R).

Para el eje de cola del transportador la designación de acuerdo al mismo catalogo es de TU 30 KJ (Anexo S)

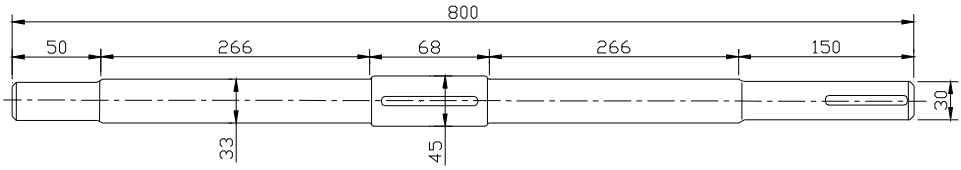


Figura 35. Eje del transportador

4.6 CALCULO DE LOS ELEMENTOS UTILIZADOS COMO ESTRUCTURA SOPORTE.

4.6.1 Elección de las vigas principales. En la figura 36 se aprecian las dimensiones de la máquina y los elementos estructurales.

Las dimensiones de la máquina son:

Largo =5300 mm.

Alto = 1700 mm

Ancho = 1200 mm

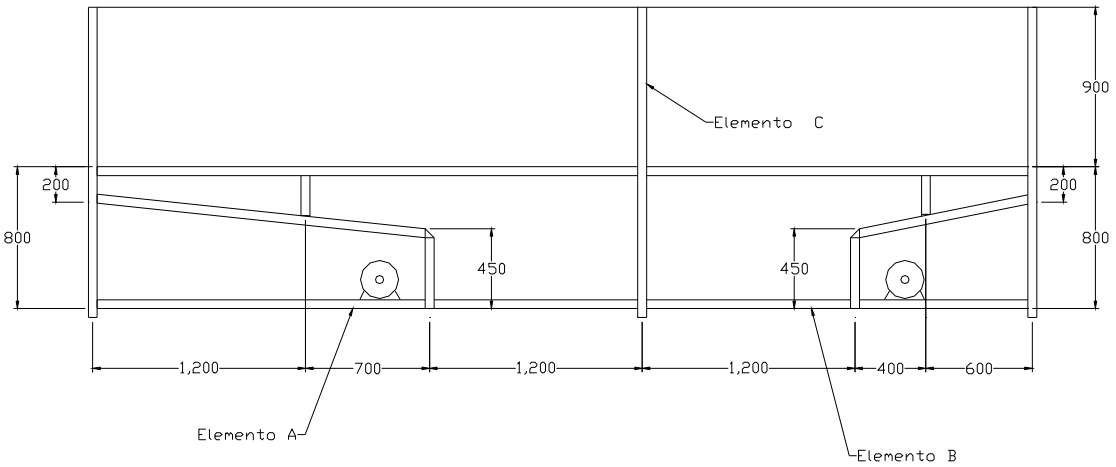


Figura 36. Esquema de la estructura de la máquina

Los elementos A y B hacen de vigas para la estructura de soporte y el elemento C, al igual que los elementos de los extremos, hacen de columnas para la máquina. Por lo tanto los elementos A y B se calcularan como vigas sometidas a los esfuerzos producidos por el peso del agua y los elementos de soporte, los cuales generaran

momentos flexionantes en dichos elementos. El elemento B (el cual soporta la mayor cantidad de fuerzas verticales) se calcula igual que una viga. Debido a que el elemento A es de mayor longitud y soporta mayor peso, solo se calculara este elemento como viga y se tomara este mismo como estándar para las vigas de toda la estructura.

- 4.6.1.1 Calculo del elemento A. El esfuerzo producido es el resultado de la suma del peso del agua contenida, las láminas del fondo y los costados de la máquina, la motobomba y el propio peso de la viga. Estas fuerzas se encuentran ubicadas en varios puntos de la viga y de forma puntual y distribuida, pero para facilitar él calculo se convertirán en una sola carga puntual ubicada a una distancia desconocida "x" de uno de los extremos de la viga.

Peso del líquido: Es igual al volumen total del agua contenida multiplicado por el peso específico del agua que se piensa utilizar. Y se encuentra ubicado en el centro de masa de la sección transversal irregular que se muestra en la figura 37.

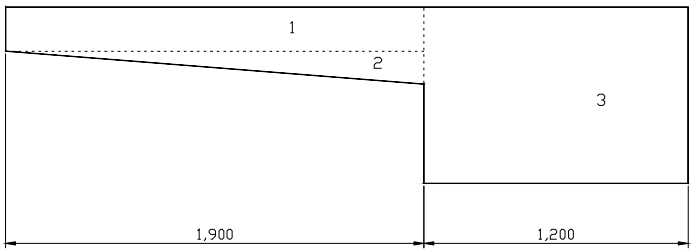


Figura 37. Esquema del tanque sobre el elemento A

El área total es igual a: $At = A1 + A2 + A3$

At = (0.2 x 1.9) + (0.15 x 1.99)/2 + (0.8 x 1.2) = 1.4825 m^2

El volumen total es igual al área de la sección por el ancho de la máquina así:

V = 1.4825 x 1.2 = 1.779 m^3

El peso total de agua es igual a: Pt = V x γ = 1.778 m^3 x 9806 N/m^3 = 16,974

Pt = 16,974.18 N.

Este peso se encuentra localizado en el centroide del área transversal. Este centroide se calcula de la siguiente manera: (Figura 38).

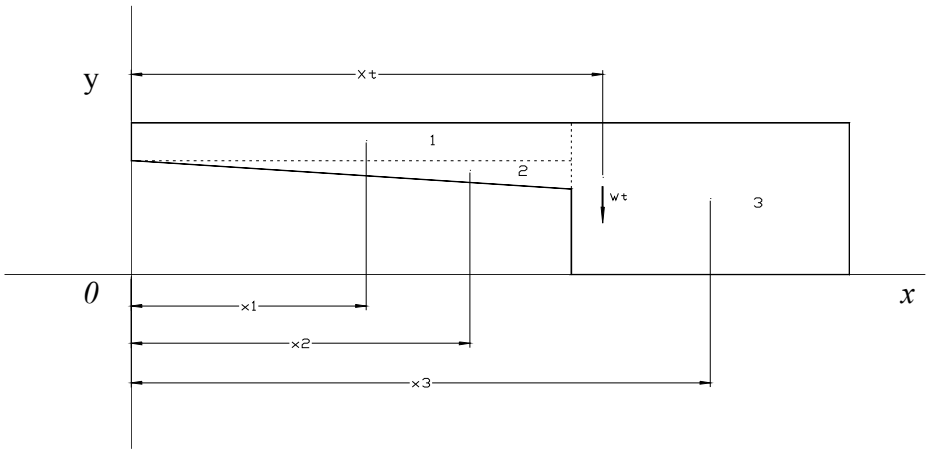


Figura 38. Localización del centroide del tanque sobre el elemento A

Por lo que:

x1 = 0.95 (centroide del rectángulo 1)

x2 = 2/3 (1.9) = 1.26667 (centroide del rectángulo).

x3 = 1.9 + (1.2/2) = 2.5 (centroide del rectángulo 2)

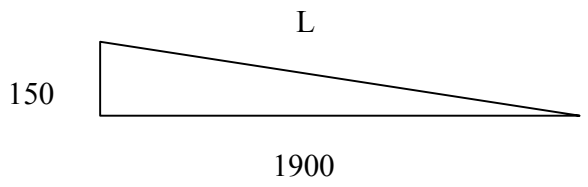
De los calculos anteriores tenemos que A1= 0.38; A2= 0.1425 y A3= 0.96.

$$Xt = \frac{\sum Ax.}{\sum A} = \frac{0.38x0.95 + 0.1425x1.266 + 0.96x2.5}{0.38 + 0.1425 + 0.96} = 1.942$$

Xt = 1.942 m

Peso de las Láminas.

Este tanque tiene dos láminas en el fondo (parte horizontal y parte inclinada) y dos láminas laterales. La lámina inferior de la parte inclinada tiene una longitud igual a la hipotenusa de un triangulo rectángulo cuyos lados se aprecian en la figura, en tanto que el ancho tiene una longitud igual a 1.2m.



$$L = \sqrt{1900^2 + 150^2} = 1906 \text{ mm}$$

Por lo tanto las áreas de las láminas son:

Área lámina 1 = 1.2 x 1.2 = 1.44 m^2
Área lámina 2 = 1.906 x 1.2 = 2.2872 m^2

Las láminas laterales tienen las siguientes áreas:

Área lámina 3 = 0.96 m^2
Área lámina 4 = (0.38 + 0.1425) = 0.5225 m^2

Los pesos de dichas láminas se calculan multiplicando su área por el peso por área tabulado en los catálogos que entregan los distribuidores de las láminas comerciales, los el cuales es de 49.45 kg/m^2 para una lámina de ¼ “ asumida para la máquina. Por lo tanto los respectivos pesos para las láminas son:

Peso Lámina 1 = 1.44 m^2 x 49.45 Kg/m^2 x 9.8 N/Kg = 697.8384 N.
Peso Lámina 2 = 2.29 m^2 x 49.45 Kg/m^2 x 9.8 N/Kg = 1108.399 N.
Peso Lámina 3 = 0.96 m^2 x 49.45 Kg/m^2 x 9.8 N/Kg = 465.225 N.
Peso Lámina 4 = 0525 m^2 x 49.45 Kg/m^2 x 9.8 N/Kg = 254.420 N.

Todos estos pesos se encuentran ubicados en la mitad de la longitud de las vigas que las sostienen.

Peso de la Viga:

Asumiendo Canales tipo C cuya masa por metro es de 6 kg/m tenemos que el peso total de la viga es de: P = 3.1 m x 6 kg/m x 9.8 N/Kg = 182.28 N.

Peso de la motobomba.

Asumiremos el peso de las motobombas como de 20 Kg = 196 N.

Por tanto los pesos quedan ubicados como aparece en la figura 39:

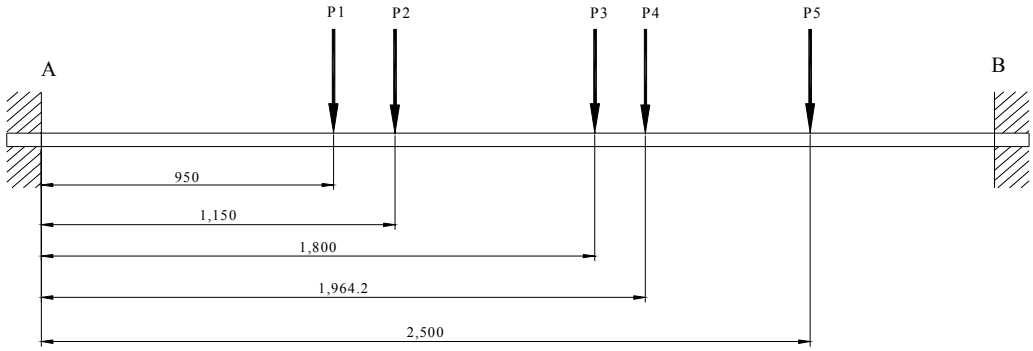


Figura 39. Diagrama de las fuerzas que actúan sobre la viga o elemento A.

Donde

P1 (Peso lámina Horizontal + Vertical) = $\frac{697.83}{2}$ + 456.22 = 1163.09 N.

P2 (Peso del perfil) = 169.82 N.

P3 (Peso de la motobomba) = 196/2 = 98 N

P4 (Peso del agua) = 16974.14/2 = 8,487.1 N.

P5 (Peso de laminas en la parte inclinada) = $\frac{923.66}{2}$ + 254.42 = 716.25 N.

Todas estas cargas se pueden transformar en una carga equivalente cuya magnitud es igual a la suma de todas las cargas y que se encuentra ubicada en un punto cuya distancia se calcula haciendo sumatoria de momentos en un extremo cualquiera de la siguiente manera:

Peq = 1163.09 + 169.82 + 98 + 8487.1 + 716.25 = 10634.26 N.

$\sum Ma = 0 \Longrightarrow P_1.x_1 + P_2.x_2 + P_3.x_3 + P_4.x_4 + P_5.x_5 - P_{eq}.X = 0$

(1163.05 x 950) + (169.82 x 1800) + (98 x 1800) + (8487.1 x 4984.2) + (715.03 x 2500) = 10634.26 x X

$X = \frac{20,217,702.32}{10,634.26} = 1901.18$ mm.

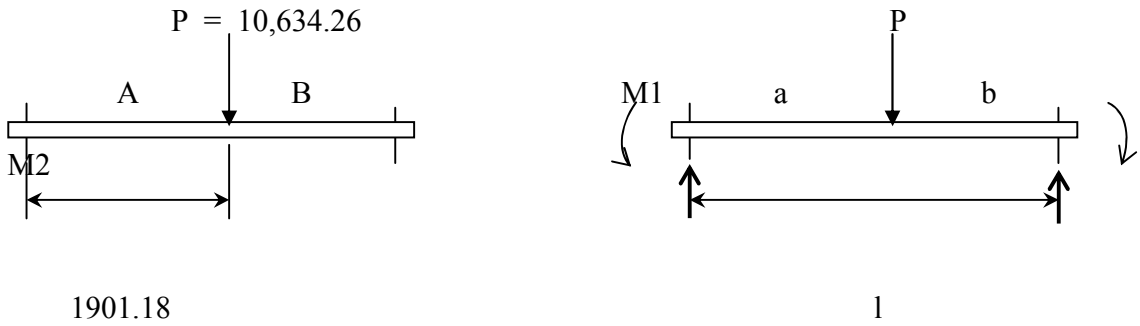


Figura 40. Diagrama de cuerpo libre del elemento A

Según Cuadro A-9 (Anexo T), del apéndice del libro Diseño en Ingeniería de Joseph Shigley las reacciones en los extremos y los momentos flexionantes son:

$$R_1 = \frac{Pb^2}{l^3}(3a+b) \quad ; \quad R_2 = \frac{Pa^2}{l^3}(3b+a) \quad ; \quad M_{ab} = \frac{Pb^2}{l^3}\left[(3a+b)x - al\right]$$

$$R_1 = \frac{Pb^2}{l^3}(3a+b) = \frac{10{,}634.26x(3100-1918.8)^2}{3100^3}(3x1918.8+1181.2) = 3{,}455.24 \text{ N}$$

$$R_2 = \frac{Pa^2}{l^3}(3b+a) = \frac{10{,}634.26x1918.8^2}{3100^3}(3x1181+1918.8) = 7{,}179.02 \text{ N.}$$

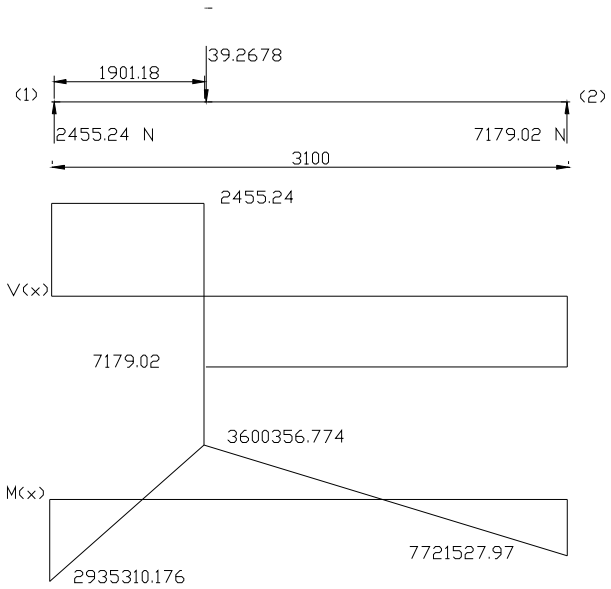


Figura 41. Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el elemento A.

El momento máximo se encuentra localizado en el punto de aplicación de la carga.

$$M_{ab} = \frac{Pb^2}{l^3}\left[(3a+b)x - al\right]$$

$$M_{ab} = \frac{10{,}634.26x1181.2^2}{3100^3}\left[(31918.8+1181.2)19188-1918.8x3100\right] = 3{,}667{,}401.723$$

$$M_{ab} = 3{,}667{,}401.723 \text{ N- mm} = 3633.17 \text{ N- m.}$$

S (Modulo de la sección) = $\dfrac{M_{max}}{\sigma_{adm}}$ σ_{adm} = 250 MPa.

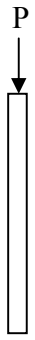
$$S = \frac{3{,}366.17 New.m}{250x10^6 \, New/m^2} = 1.453 \times 10^{-5} \ m^3 = 14{,}532.68 \ mm^3 = 14.53 \times 10^3 \ mm^3$$

El Valor de S para el perfil americano Tipo C cuya designación es C 75 x 6 es de:

S = 18.1×10^3 mm^3 (Anexo U)

Por lo tanto este tipo de perfil es adecuado para su utilización como viga.

- 4.6.1.2 Calculo de los elementos que sirven de columna a la estructura Como se ve en la figura 42, el elemento C soporta la mayor cantidad de cargas, por lo tanto sé hará él calculo de este elemento y se tomara como estándar para los demás soportes verticales de la estructura de la máquina.



La Carga P es el resultado de la suma de las cargas Debidas a las reacciones sobre las vigas A y B y a la reacción de la viga superior, más la viga que esta por detrás de la columna.

P = R1 + R2 + R3 + R3.

Figura 42. Representación de la carga P sobre el elemento C.

Las reacciones R1 Y R2 corresponden a las cargas generadas por las vigas A y B y cuyos valores calculados son:

R1 = 7179.02 N y R2 = 6122.78 N

La carga R4 es el resultado del peso de una la lámina de 1.2 m x 0.8 m. más una viga de 1.2 m de largo cuyo valor total es de: R4 = 267.89 N.

La reacción de la viga superior se halla de la siguiente manera:

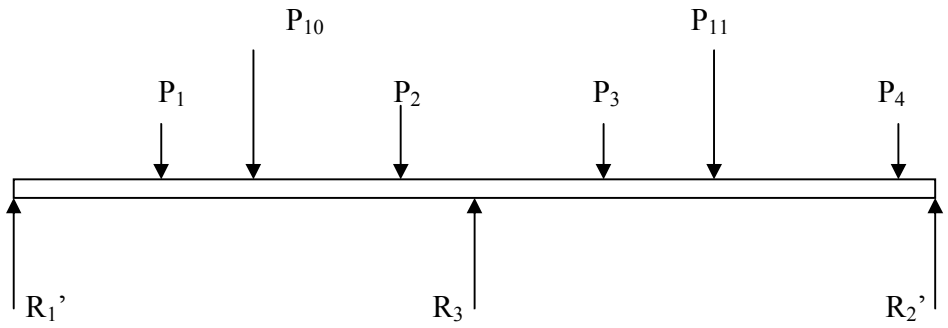


Figura 43. Diagrama de cuerpo libre del elemento D.

Las cargas P1, P2, P3 y P4 corresponden a los tubos de conducción del agua y el agua que contienen. Los pesos P10 y P11 son los pesos de las vigas, los cuales se encuentran situados en la parte central de la misma.

Los tubos utilizados son de 1/ 2 ”Schedule 40, cuyo peso por pie lineal es de 0.85 Lb. Por lo tanto los pesos de los tubos y el marco de tubos son:

$$\text{Peso por metro lineal} = \frac{1.68lb}{pie} x \frac{0.453Kgf}{Lbf} x \frac{3.2801pie}{1m} x \frac{9.8New}{1Kg} = 24.4636 \text{ N/m}$$

Peso de la tubería en la primera etapa: (figura 6)

Peso del marco:

Tubos: Ptb = 3.480 m x 24.46 N/m = 85.133 N

Agua: Pag = $\pi \frac{d^2}{4}$ x 9806 N/m^3 = $\pi \frac{(2.66x10^{-2})^2}{4}$ x 9806

= 5.46 N/m x 3.48 m = 19.03 N.

Peso total del marco = 85.133 + 19.03 = 104.16 N.

Peso de los tubos porta-boquillas:

Tubos: 6 tubos de 1 m pesan 6 x 1 x 24.4636 = 146.78 N

Agua: Pag = $\pi \frac{d^2}{4}$ x 9806 N/m^3 = $\pi \frac{(2.66x10^{-2})^2}{4}$ x 9806x 6 = 32.76 N.

Peso total de los tubos porta-boquillas = 146.78 + 32.76 = 179.54 N

El peso total de los tubos de la primera etapa es de 104.16 + 179.54 = 283.7 N.

Este peso se encuentra localizado en la mitad de la distancia total de los tubos (1 m), es decir, está a (0.15 + 0.5) = 0.65 m del extremo superior izquierdo de la viga.

Peso de la Segunda etapa de tubos: (Figura 7)

Peso del marco:

Tubos: Ptb = 3.480 m x 24.46 N/m = 85.133 N

Agua: Pag = $\pi \frac{d^2}{4}$ x 9806 N/m^3 = 3x 9806

= 5.46 N/m x 3.48 m = 19.03 N.

Peso total del marco = 85.133 + 19.03 = 104.16 N.

Peso de los tubos porta-boquillas:

Tubos: 6 tubos de 1.75 m pesan 6 x 1.75 x 24.4636 = 256.86 N

Agua: Pag = $\pi \frac{d^2}{4}$ x 9806 N/m^3 = $\pi \frac{(2.66x10^{-2})^2}{4}$ x 9806x 6 x 1.75 = 57.22 N.

Peso total de los tubos porta-boquillas = 146.78 + 57.22 = 203.998 N

El peso total de los tubos de la segunda etapa es de 104.16 + 203.998 = 308.16 N.

Peso de la Tercera etapa de tubos: (Figura 8)

Peso del marco:

Tubos: Ptb = 3.480 m x 24.46 N/m = 85.133 N

Agua: Pag = $\pi \frac{d^2}{4}$ x 9806 N/m^3 = $\pi \frac{(2.66x10^{-2})^2}{4}$ x 9806

= 5.46 N/m x 3.48 m = 19.03 N.

Peso total del marco = 85.133 + 19.03 = 104.16 N.

Peso de los tubos porta-boquillas:

Tubos: 6 tubos de 1.3 m pesan: 6 x 1.3 x 24.4636 = 190.81 N

Agua: Pag = $\pi \frac{d^2}{4}$ x 9806 N/m^3 = $\pi \frac{(2.66x10^{-2})^2}{4}$x 9806x 6 x 1.3 = 42.588 N.

Peso total de los tubos porta-boquillas = 190.81 + 42.588 = 233.40 N

El peso total de los tubos de la tercera etapa es de 104.16 + 233.4 = 337.56 N.

Peso de la Cuarta etapa de tubos:

Peso del marco:

Tubos: Ptb = 3.480 m x 24.46 N/m = 85.133 N

Agua: Pag = $\pi \frac{d^2}{4}$ x 9806 N/m^3 = $\pi \frac{(2.66x10^{-2})^2}{4}$ x 9806

= 5.46 N/m x 3.48 m = 19.03 N.

Peso total del marco = 85.133 + 19.03 = 104.16 N.

Peso de los tubos porta-boquilla:

Tubos: 6 tubos de 0.45 m pesan 6 x 0.45 x 24.4636 = 66.05 N

Agua: Pag = $\pi \frac{d^2}{4}$ x 9806 N/m^3 = $\pi \frac{(2.66x10^{-2})^2}{4}$ x 9806x 6 x 0.45 = 14.742 N.

Peso total de los tubos porta-boquillas = 66.05 + 14.742 = 80.792 N

El peso total de los tubos de la Cuarta etapa es de 104.16 + 80.792 = 184.95 N.

Los dos tramos de viga pesan

Peso Tramo 1 = 3.1 m x 6 Kg/m x 9.8 N/m = 182.28 N.

Peso Tramo 2 = 2.2 m x 6 Kg/m x 9.8 N/m = 129.36 N.

Por lo tanto los pesos quedan repartidos así:

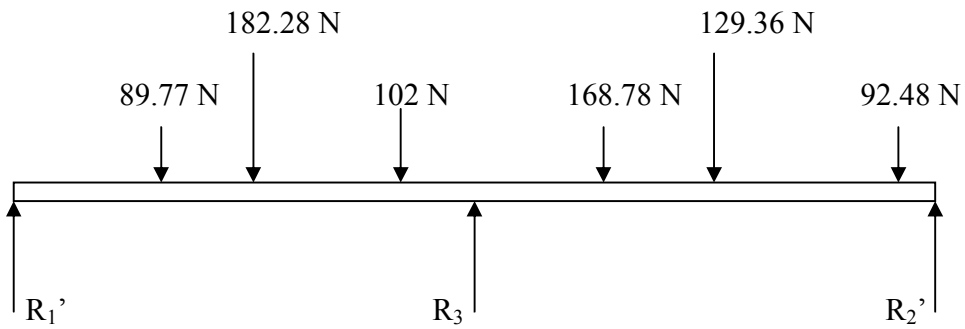


Figura 44. Diagrama de cuerpo libre del elemento D

Haciendo sumatoria de momentos en los extremos de cada tramo podemos convertir estas cargas puntuales en solo dos cargas puntuales equivalentes actuando a las distancias x y x' de los extremos de las vigas

Realizando los cálculos se obtuvo que para el primer tramo la carga es de 367.05 N situada a 1559.25 mm del extremo izquierdo. Y de 390.620 N situada a una distancia de 1140.2 mm del punto de apoyo central como se muestra en la figura 45.

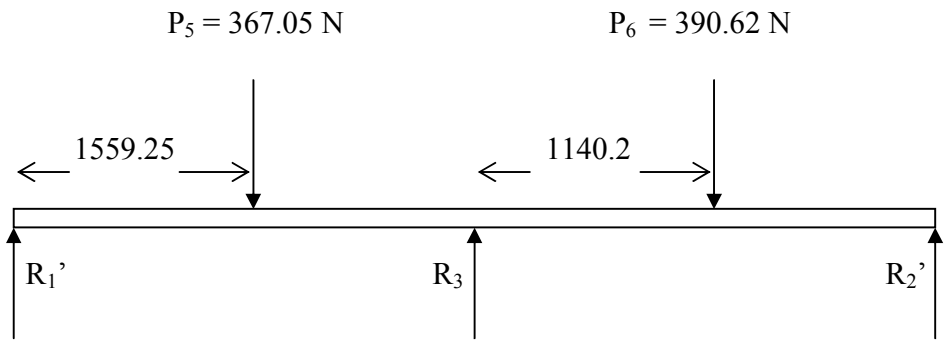


Figura 45. Diagrama de las cargas equivalentes en el elemento D

Teniendo estos datos se puede aplicar el teorema de los tres momentos para calcular los momentos en los apoyos y con esto hallar las reacciones en dichos los apoyos. (Figura 46).

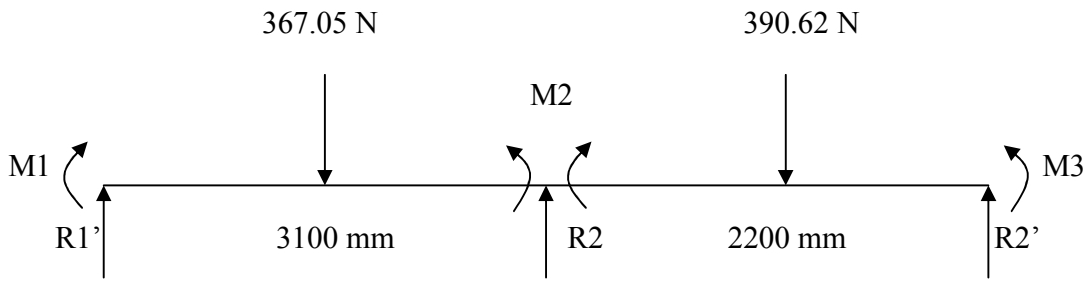


Figura 46. Diagrama de tres momentos aplicados al elemento D.

$M_1L_1 + 2.M_2(L_1 + L_2) + M_3L_3 = \frac{6A_1a_1}{L_1} + \frac{6A_2a_2}{L_2}$

$M_1L_1 = M_3L_3 = 0$

$2.M_2(L_1 + L_2) = \frac{Pa}{L}(L^2 - a^2) + \frac{Pb}{L}(L^2 - b^2)$

$\frac{Pa}{L}(L^2 - a^2) = \frac{367.05x1559.25}{3100}(3100^2 - 1559.25^2) = 1{,}325{,}340{,}525$ N-mm

$\frac{Pb}{L}(L^2 - b^2) = \frac{390.62x1142.02}{2200}(2200^2 - 1142.02^2) = 707{,}540{,}645.9$ N-mm

$M2 = \frac{1325340525 + 707540645.9}{2(3100 + 2200)} = 191{,}781.24$ N- mm.

De esto se obtienen que las reacciones son:

R1 = 182.43 N. R2 = 285.29 N R3 = 289.94 N.

Por lo tanto la carga total a la que esta sometida la columna central (miembro C) es:

Pt = 7,179.02 + 6,122.78 + 267.89 + 289.94 = 13,859.63.

El valor de la carga crítica (P_{cr}) o carga máxima que puede soportar la columna está dado por la ecuación

$$P_{cr} = \frac{C.\pi^2 E.I}{\left(\frac{l}{2}\right)^2}$$

Para un valor de C = 1 recomendado tenemos que

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E.I}{\left(\frac{l}{2}\right)^2} = \frac{4.\pi^2.E.I}{l^2} = \frac{4.\pi^2.200x10^5 x8.2x10^{-6}}{1.7^2}$$

P_{cr} = 224029.77

Para asegurarse que la columna no fallará repentinamente debe comprobarse que la relación de esbeltez (l/k) sea mayor que la relación de esbeltez límite (l/k_1)

$$\frac{l}{k} = \sqrt{\frac{\pi^2 E.A}{P_{cr}}} = \sqrt{\frac{\pi^2 200x10^9.9.48x10^{-4}}{13,860}} = 367.44$$

$$\frac{l}{k_1} = \sqrt{\frac{2.\pi^2 E.}{S_{sy}}} = \sqrt{\frac{2.\pi^2 200x10^9}{250x10^6}} = 125.66$$

Donde :

A = magnitud del area de la sección seleccionada.

E = Modulo de elasticidad del material.

S_{sy} = Resistencia a la fluencia del material

Como la Carga Critica máxima que puede soportar la columna es mayor que la carga real que se presenta, y la relación de esbeltez es mayor que la relación de esbeltez límite, entonces esta sección es apropiada para el elemento que sirve de columna.

DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSPORTE DE LAS CANASTAS PARA LA ENTRADA Y SALIDA DE LA MÁQUINA LAVADORA DE CANASTAS.

Se escoge el transportador de cadenas de eslabones soldados por las ventajas señaladas en el numeral 4.5.

5.1 CALCULO DE LA POTENCIA Y SELECCIÓN DE LA CADENA DE ESLABONES SOLDADOS Y ACCESORIOS.

Los parámetros de diseño utilizado en él calculo de la potencia son:

- Capacidad del transportador
- Velocidad de desplazamiento de las canastas en el transportador.
- Tensión en la cadena del transportador.

Este transportador tiene la misma capacidad e igual velocidad de desplazamiento que el de la máquina lavadora destacado en el numeral 4.5 (14canastas/min, 12m/min, respectivamente), con el objetivo que este trabaje sin interferencia alguna al momento de entrar y salir la canasta de la máquina.

Calculo de la tensión de la cadena del transportador.

La tensión a la que se encuentra sometida las cadenas para un transportador horizontal es la ejercida por la fuerza de fricción debido al peso de la cadena y el producto transportado, esta se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$F = 2WL\mu + W_1 L\mu_1$$

Donde:

F = Tensión de la cadena en (Kg).

W= Peso de la cadena en (Kg/m).

L= Longitud del transportador en (m).

μ = Coeficiente de fricción de la cadena sobre el riel.

W_1= Peso de la canasta en (Kg/m).

μ_1= Coeficiente de fricción de la canasta sobre el riel y los puntos de apoyo.

Para $F < F_{max.}$ (Carga limite de trabajo de la cadena).

Se trabaja con una cadena de eslabones soldados grado 3*. De diámetro del alambre del eslabón de 3/8 plg. con:

$F_{max.}$ = 2293.76 Kg

W = 2.098 Kg/m. (Anexo LL)

Para el transportador se tiene:

L = 27 m

μ = 0.42 (acero sobre acero). (Cuadro 3)

Para las canastas:

W_1 = 5.88 Kg/m.

μ_1= 0,35 (plástico sobre acero). (Cuadro 3)

Remplazando:

F = 150.75 Kg

Se comprueba que $F < F_{max}$

Calculo de la potencia del transportador.

La potencia del transportador se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Pot = \frac{VF}{4500}.$$

Donde:

Pot = Potencia en (hp).

V = Velocidad lineal del transportador (m/min).

F = Tensión de la cadena en (Kg).

Remplazando:

Pot = 0,40 hp.

Se considera que esta potencia esta afectada por la inercia que se presenta en el sistema y que para transportadores de cadenas los fabricantes recomiendan considerar un 15% de la potencia anteriormente calculada. Por tanto:

$(Pot)_{total}$ = 1.15 x 0,40 = 0.46 hp.

Selección de las catarinas.

Para seleccionar las catarinas, se tiene en cuenta los aspectos considerados en el numeral 4.5.1.

A continuación se muestra las características de la catarina seleccionada. (Cuadro 4)

N° de cavidades = 5

Diámetro de paso. D_P = 7.961 plg (0.202m).

Diámetro exterior. D_e = 8.75 plg (0.222m).

Espesor. F = 2-3/4 plg (0.06985m).

Velocidad en el eje del transportador

La velocidad angular del eje del transportador es:

$$n = \frac{V}{\pi D_P}$$

Donde:

V = Velocidad tangencial de la catarina (velocidad lineal de la cadena) en (m/min).

D_P = Diámetro de paso de la catarina o polea de la cadena en (m).

Reemplazado se obtiene:

$$n = \frac{12\, m / min}{\pi x 0.202\, m} = 19.1 rpm$$

Torque requerido en el eje del transportador es:

T = 716.20 x Pot / n = (716.20 x0.46hp)/(19.1rpm)

T = 17.2 Kg-m

5.2. CALCULO DEL SISTEMA DE TRANSMISION DE POTENCIA

5.2.1 Selección de la unidad motriz: Se selecciona un moto-reductor sinfín-corona de ejes a 90°, por las ventajas que se señalaron en el numeral 4.5.2.

Selección del reductor Sinfín- Corona. Para seleccionar adecuadamente una unidad de reducción debe tenerse en cuenta las siguientes características de operación:

- Potencia necesaria en el eje del transportador es de 0.46hp.
- Velocidad en el eje del transportador (19.1rpm).
- Torque requerido en el eje del transportador (17.2 Kg-m).

Características de operación (10 horas de trabajo)

Características del trabajo a realizar (carga media)

Condiciones ambientales. (30°C)|

La selección de la unidad se hace con base en el Torque necesario en el eje del moto-reductor, así:

$$T_R = \frac{iT}{e}$$

Donde:

T_R = Torque de salida del reductor en (Kg).

i = Relación de reducción.

T = Torque en el eje del transportador en (Kg-m).

e = Eficiencia de la trasmisión de potencia.

Remplazando:

i = 1/3.

e = 95 %.

$$T_R = 6.03 \text{ Kg-m.}$$

El torque de selección es:

$$T_{RS} = C_1 \times C_2 \times C_3 \times T_R.$$

Donde:

C_1 = 1.5 coeficiente de carga

C_2 = 1.0 coeficiente de numero de arranques.

C_3 = 1.15 coeficiente de temperatura.

Remplazando

$$T_{RS} = 10.4 \text{ Kg-m.}$$

Velocidad angular a la salida del moto-reductor.

La velocidad a la salida del moto-reductor se halla a partir de la velocidad del eje del transportador y la relación de reducción así:

$$n_T = in_R$$

Donde:

n_T = Velocidad en eje del transportador en (rpm).

n_R = Velocidad a la salida del moto-reductor en (rpm).

i = 1/3

Despejando n_R y reemplazando se obtiene.

$$n_R = 57.3 \text{ rpm.}$$

Con T_R y n_R, se selecciona el moto-reductor:

Marca: Ramfé

REF: MRS-075, Código: 04-4083.

Características de la unidad:

Potencia de entrada 1.2 hp.

Potencia de salida 0.94 hp.

Torque de salida 11.2 Kg-m.

Velocidad de salida 60 rpm

Relación 30:1 (Anexo M y N)

5.2.2. Selección de la cadena y esprockect. Selección de la cadena de rodillos y esprockets. Para la transmisión del transportador hacia el reductor se eligió una transmisión por cadena, debido a que las condiciones de trabajo son de temperatura elevada y alta humedad. Que no garantizan una transmisión confiable y eficiente a través de correas, ya que puede presentarse deslizamiento, pérdida y elongación de la correa por temperaturas elevadas

Se asume una cadena N° 80, paso igual a 2.54cm, (Anexo Ñ) 12 dientes para el piñón (debido a que la velocidad de transmisión es baja), y una relación de velocidad m_w= 3. Se obtiene:

Los subíndices 1 y 2 se refieren al lado conductor y al lado conducido respectivamente.

La relación de velocidad se puede expresar como:

$$m_w = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{N_2}{N_1},$$

Donde:

n = velocidad en rpm de los esprockets

D = diámetro de paso de los esprockets

N = Número de dientes de los esprockets.

$$N_2 = 3x12 dientes = 36 dientes$$

La velocidad lineal de la cadena se puede calcular por:

$$v_m = \pi\left(\frac{D}{100}\right)n = \frac{PN_t n}{100} mpm$$

Donde

D = diámetro de primitivo de la rueda dentada

n = la velocidad angular en rpm.

P = paso de la cadena.

N_t = el número de dientes de la rueda conductora.

Despejando D:

$$D = \frac{PN_t}{\pi}$$

Para cadena N° 80, P= 2.54cm y con N_t=12dientes. Para el piñón se obtiene.

$$D_1 = \frac{2.54*12}{\pi} = 9.702cm$$

Verificando la velocidad lineal de la cadena

$$D_2 = 3*9.702cm = 29.1cm$$

$$v_m = \pi*\left(\frac{9.702cm}{100}\right)*60rpm = 18.28mpm$$

V_m es menor que la velocidad límite de la cadena, por lo tanto esta cadena es apropiada.

Las ecuaciones utilizadas para calcular la potencia nominal en las cadenas son dos, una obedece a la fatiga a que es sometido el eslabón y la otra al impacto producido en el casquillo, rodillo y de estas se elige la que presente menor valor.

La potencia por fatiga en la cadena es:

$$Pot = 0.004056N_{ts}^{1.08}n^{0.9}\left(\frac{P}{2.54}\right)^{3-0.0275P}$$

$$Pot = 0.004056*(12)^{1.08}*(60)^{0.9}*\left(\frac{2.54}{2.54}\right)^{3-0.0275*2.54}$$

$$Pot = 2.37hp$$

La potencia de proyecto del transportador es:

$$Pot_{proyecto} = N_{sf}Pot_{transmitida} \qquad Pot_{proyecto} = 1.1*.94hp = 1.034hp$$

Teniendo en cuenta la potencia máxima que puede ser transmitida y la potencia de proyecto podemos calcular el número de ramales que debe tener la cadena así:

$$N°_{ramal} = \frac{Pot_{proyecto}}{Pot_{nominal}} = \frac{1.341hp}{2.37hp} = 0.44$$

Para $N°_{ramal} < 1 \Rightarrow N°_{ramal} = 1$.

La longitud aproximada de la cadena es

$$L \approx 2C + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{40C} \; pasos$$

C es la distancia entre centros de los engranajes y está expresada en pasos.

La longitud debe ser un numero par de pasos para evitar un eslabón compensador.

$$c = D_2 + \frac{D_1}{2} = 29.106 + \frac{9.702}{2} = 33.97cm$$

$$C = \frac{c}{P} = \frac{33.97cm}{2.54cm/paso} = 13.36 pasos$$

Reemplazando.

$$L = 2*13.36 + \frac{12+36}{2} + \frac{(36-12)^2}{40*13.36} = 51.79 pasos$$

L = 52 pasos (4.3333f t ≈ 1.32m) (Anexo O)

5.3 DISEÑO DEL EJE MOTRIZ DEL TRANSPORTADOR DE CADENA.

Las cargas a las cuales está sometido el eje en el plano XY son:

W = 107.91N Peso aproximado de las catarinas

F = 3905.45 N Tensión ejercida por la cadena sobre el esprocket ejercida en el eje Y (Figura 47)

Plano XY

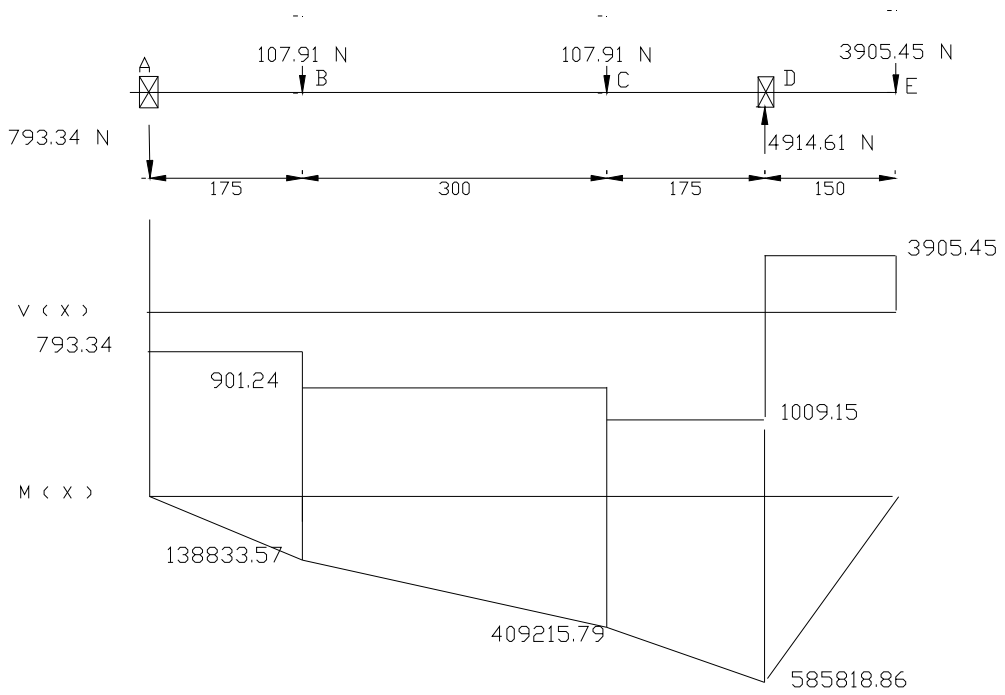


Figura 47. Diagrama de cortante y momento flector respecto al plano XY.

Aplicando momento en el punto A obtenemos:

$\sum M_A = 0$

$B_y = 4914$ N

$\sum F_y = 0$

$A_y = -793.33$ N

Las cargas que soporta el eje en el plano XZ, son:

F1 = 1430.59 N Tensión ejercida por la cadena de eslabones soldados

F2 = 2254.84 N Tensión ejercida por el esprocket en la dirección del eje Z. (Figura 48).

Plano XZ

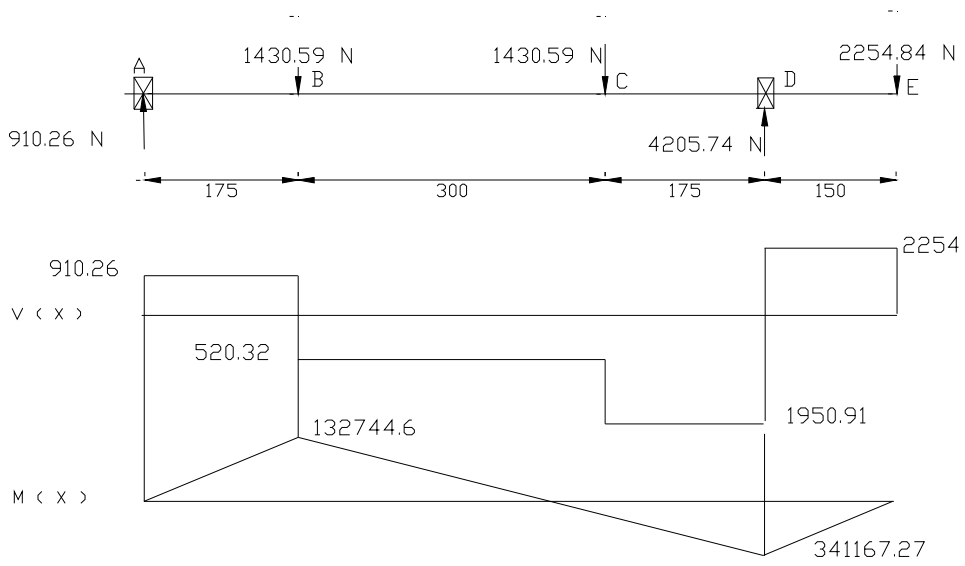


Figura 48. Diagrama de cortante y momento flector respecto al plano XZ.

Aplicando momento en el punto A obtenemos:

$\sum M_A = 0$

$B_y = 4205.74$ N

$\sum F_y = 0$

A_y = 910.27 N

De las figuras 46y 47. Se determina el máximo momento flector mediante la siguiente ecuación:

$$M_{max} = \sqrt{M^2{}_{xy} + M^2_{yz}}$$

En el punto B

$$M_B = \sqrt{(132744.6)^2 + (138833.57)^2} = 192083.028 N - mm$$

$$M_D = \sqrt{(341167.27)^2 + (585818.86)^2} = 677922.4 N - mm$$

En el punto D

Entonces el máximo momento flector se presenta en el punto D, el cual es punto critico para el diseño del eje.

$$M_{MAX} = 677922.4 N - mm$$

Los ejes del transportador serán de acero AISI 4140 templado y revenido, por ser ampliamente utilizado en la construcción de ejes, tiene las siguientes características

$$S_{UT} = 981\ MPa \qquad S_y = 735\ .75\ MPa$$

Donde

S_{UT} = Resistencia ultima a la tensión

S_y = Resistencia a la fluencia

el diseño del diámetro del eje se hace con base a la teoría del esfuerzo cortante máximo combinado con la linea de Soderberg, el cual puede hallarse de la siguiente forma:

$$d = \left[\frac{32\ n}{\pi} \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right]^{1/3}$$

Donde

n = Factor de seguridad de diseño

K_f = Factor de concentración de esfuerzo por fatiga

M_a = Momento máximo alternante

S_e = Resistencia a la fatiga

S_y = Resistencia a la fluencia

T_m = Torque medio

De acuerdo a los resultados obtenidos en el análisis de cortantes y momentos máximos flexionantes obtenidos anteriormente

M_{max} = 677922.4 N-mm

T_m = 168732 N-mm

Asumiendo un factor de seguridad de 3

$$S_e = k_a k_b k_c S_e'$$

$$k_a = aS_{ut}^{\ b} = 2.7x(981)^{-0.265}$$
$$k_a = 0.435$$ (Anexo P)

$k_b = 1$ $k_c = 1$

reemplazado en (2)

$$S'_e = 0.504\ x981\ MPa\ = 494\ .5MPa$$

$$S_e = 0.435x494.5MPa = 215.07MPa$$

De la figura A-15-9 (Anexo Q)

Asumido lo siguiente D/d = 1.10 r / d = 0.10. se encuentra que $k_t = 1.6$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$k_f = k_t = 1.6$$

Para chavetero de Patín[6]

$$k_f = 1.6$$

$$(k_f)\ total = 1.6\ x\ 1.6 = 2.56$$

Reemplazando en la ecuación

$$d = \left[\frac{32x3}{\pi} \left[\left(\frac{2.56x676922.4Nmm}{215.07N/mm^2} \right)^2 + \left(\frac{168732N - mm}{494.5N/mm^2} \right)^2 \right]^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d = 62.18mm$$

Estandarizando este valor d = 65 mm (2-1/2plg)

D = 1.1 x 65 mm = 71.5 mm (2-3/4 plg)

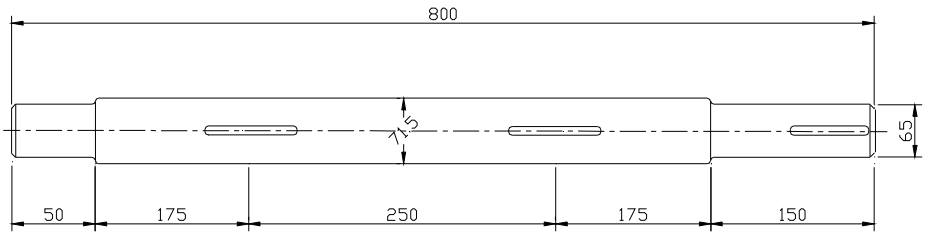


Figura 48 Eje del transportador

[6] Faires Virgil Diseño de elementos de máquinas. Editorial Limusa. p. 751.

5.4 SELECCIÓN DE LOS SOPORTES DE LOS RODAMIENTOS

Se escogen de rígidos de bolas ya que la carga es totalmente radial

d = 65 mm

Calculando ahora la resultate en los apoyos del eje. (Figuras 46 y 47).

$$R_A = \sqrt{(910.26)^2 + (793.33)^2} = 1207.4N$$

$$R_D = \sqrt{(4205.74)^2 + (4914.61)^2} = 6468.51N$$

Se trabaja con el de mayor magnitud.

Carga dinámica

$$P = XF_r + YF_a$$

Donde

F_r = carga radial real, en N (F_r = 6468.51 N)

F_a = carga axial real, en N (F_a = 0)

X = Factor radial

Y = Factor axial

Reemplazando entonces

$$P = 1x6468.51N$$
$$P = 6468.51N$$

Duración del rodamiento

$$L_{10\,h} = \frac{1000000}{60\,n}\left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Donde:

L_{10h} = Duración nominal en horas

C = Capacidad de carga dinámica

P = Carga dinámica equivalente sobre el rodamiento

p = Exponente de la formula de la duración (p = 3 para los rodamientos de bolas)

n = revoluciones en r/min

Despejando a C de la ecuación y reemplazando los valores

$$C = 6468.51\,Nx\left[\frac{19.1x30000}{10^{6}}\right]^{1/3}$$

$$C = 5372.6\,N$$

La designación de la unidad completa para el eje motriz es: SY 65 FJ (Anexo R)

La designación de la unidad completa para el eje de cola es: TU 65 SD (Anexo S)

DISEÑO DEL MODELO DE LA MÁQUINA LAVADORA DE CANASTAS

Para el diseño del modelo se siguen como parámetros todos los conceptos sobre los modelos hidráulicos:

- Semejanza geométrica.
- Semejanza cinemática.
- Semejanza dinámica.

6.1 DISEÑO DEL SISTEMA HIDRAULICO PARA CADA ETAPA DE LAVADO.

El sistema hidráulico se obtiene a partir de la semejanza geométrica.

Para obtener la semejanza geométrica entre el prototipo y el modelo, todas las dimensiones de la tubería deben estar relacionadas por un factor de escala constante.

Se trabaja con una escala de 1:2, por las siguientes consideraciones:

- Obtener diámetros comerciales para la tubería y accesorios del modelo.
- Lograr velocidades moderadas del fluido en el modelo.
- Mostrar claramente la funcionabilidad de la máquina.

- Facilitar el mantenimiento del modelo.

Relaciones geométricas.

Escala 1:2	Prototipo	Modelo
Diámetros de Tubería	ϕ	ϕ
Tubería de succión y descarga	1 ½ plg	¾ plg
Tubería de descarga	1 plg	½ plg
Longitud de Tubería de Succión	ϕ 1 ½ plg	ϕ ¾ plg
Etapas 1, 2 y 3	0.35 m	0.175 m
Longitud de Tubería de Descarga	ϕ 1 ½ plg	ϕ ¾ plg
Etapa 1	1 m	0.5 m
Etapa 2	1.8 m	0.9 m
Etapa 3	1 m	0.5 m
	ϕ 1 plg	ϕ ½ plg
Etapa 1	4.19 m	2.095 m
Etapa3	0.79 m	0.395 m
Longitud de Tubería del Marco	ϕ 1 plg.	ϕ ½ plg
Etapa 1	3.48 m	1.74 m
Etapa 2	3.48 m	1.74 m
Etapa 3	3.48 m	1.74 m
Longitud de tubería porta-boquillas.	ϕ 1 plg	ϕ ½ plg
Etapa 1	1 m	0.5 m
Etapa 2	1.75 m	0.875 m
Etapa 3	1.3 m	0.65 m
Etapa 4 (sin boquillas)	0.45 m	0.225 m

Determinación de la velocidad del flujo y el caudal en cada etapa.

Como el flujo dentro de la tubería es a régimen permanente, y existe semejanza dinámica se cumple que:

$$(N_{RE})PROTOTIPO = (N_{RE})MODELO$$

Lo que es igual:

$$\frac{V_P d_P}{\nu_P} = \frac{V_M d_M}{\nu_M}$$

Donde:

$V =$ velocidad del fluido.

d = diámetro interno de la tubería.

ν = viscosidad cinemática del fluido.

Si la temperatura del fluido en el prototipo y el modelo son iguales, entonces se cumple lo siguiente:

$$\nu_P = \nu_M \qquad \Rightarrow \qquad \nu_M = \nu_P \frac{d_P}{d_M}$$

Remplazando los datos se obtienen los valores de las velocidades para las tuberias y el caudal en cada etapa del modelo.

Primer Sistema Hidráulico.

Primera y Tercera Etapa.	Prototipo	Modelo
Tubería de Succión y Descarga.		
Diámetro. D (ft).	1-1/2 plg)	0.06867 (3/4 plg)
Velocidad. V (ft/s).	5.5	10,74
Caudal. Q (lit/min).	132 (34,8 gpm)	78 (20,6 gpm)

Primera Etapa.	Prototipo	Modelo
Tubería de Descarga.		
Diámetro. D (ft).	0.087416 (1 plg)	0.05183 (1/2 plg)
Velocidad. V (ft/s).	6.35	10.7
Caudal. Q (lit/min).	64,8 (17,1 gpm)	38,4 (10,12 gpm)

Tercera Etapa.	Prototipo	Modelo
Tubería de Descarga.		
Diámetro. D (ft).	0.0874 (1 plg)	0.0518 (1/2 plg)
Velocidad. V (ft/min).	6.58	11.08
Caudal. Q (lit/min).	67,19 (17,74 gpm)	38,25 (10,1 gpm)

Segundo Sistema Hidráulico.

Segunda Etapa.	Prototipo	Modelo
Tubería de Succión.		
Diámetro. D (ft).	0.1342 (1-1/2 plg)	0.0686 (3/4 plg)
Velocidad (ft/s).	3	5.86
Caudal. Q (lit/min).	72 (20 gpm)	39,4 (10,4 gpm)

6.2. SELECCIÓN DE LAS BOQUILLAS PARA CADA ETAPA DE LAVADO.

Conocido los diámetros de tubería y el caudal para el sistema hidráulico en cada etapa, se seleccionan las boquillas.

Sistema Hidráulico 1^{era} etapa.

Caudal. Q_T (lit/min).	64,8 (17.1 gpm).	38,4 (10.12gpm).
Boquillas	18 boquillas Veejet.	18 boquillas Veejet.
Caudal. Q (lit/min).	3.6	2,4
Presión. P (bar).	4 (60 psi)	3 (45 psi)
Angulo de Aspersión. θ (grados).	65°	65°
Referencia.	H ¼ VV 6508	H ¼ VV 6508

Sistema Hidráulico 3^{era} etapa

Caudal. Q_T (lit/min).	67,19 (17,74 gpm)	38,19 (10,1 gpm)
Boquillas	18 Boquillas Fulljet. Oval.	18 Boquillas Fulljet. Oval.
Caudal. Q (lit/min).	4.5	2
Presión. P (bar).	4 (60 psi)	1 (15 psi)
Angulo de Aspersión. θ (grados).	90° x 58°	100° x 66°
Referencia.	3/8 GG 4.9VL	3/8 GG 4.9VL

Sistema Hidráulico 2da etapa

Caudal. Q_T (lit/min).	72 (20 gpm)	39,7 (10,4 gpm)
Boquillas	20 Boquillas Veejet.	20 Boquillas Veejet.
Caudal. Q (lit/min).	3.6	2.4
Presión. P (bar).	4 (60 psi)	2 (30 psi)
Angulo de Aspersión. θ (grados).	65º.	65º
Referencia.	H ¼ VV 6508	H ¼ VV 6508

Sistema Hidráulico 4da etapa

La cuarta etapa no lleva boquillas, se hacen agujeros de 1/8 plg (12 agujeros).

6.3. SELECCIÓN DE LAS BOMBAS PARA CADA SISTEMA.

Se fundamenta en la semejanza dinámica entre las bombas prototipo y modelo. Si existe semejanza dinámica, se cumple que el coeficiente de flujo se mantiene constante. Además, como los coeficientes de carga y de potencia dependen solo del coeficiente de flujo, estos a su ves se mantienen constantes. así:

Coeficiente de flujo: $$\frac{Q_P}{W_P D_P} = \frac{Q_M}{W_M D_M}$$

Coeficiente de carga: $$\frac{H_P}{W_P^2 D_P^2} = \frac{H_M}{W_M^2 D_M^2}$$

Coeficiente de potencia: $$\frac{hp_P}{\rho_P W_P^3 D_P^5} = \frac{hp_M}{\rho_M W_M^3 D_M^5}$$

6.3.1. Primer sistema hidráulico (1^{era} y 3^{era} etapa)

- Coeficiente de Flujo:

$$\frac{Q_P}{W_P D_P^3} = \frac{Q_M}{W_M D_M^3} \text{ por lo tanto } \quad D_M = \left(\frac{Q_M}{Q_P}\right)^{\frac{1}{3}} D_P = 110x\left(\frac{20.6}{35}\right)^{\frac{1}{3}} = 92.84 \text{ mm}$$

$D_M = 92.84$ mm, que es el diámetro del impulsor para la bomba modelo.

- Coeficiente de Carga:

$$\frac{H_P}{W_P^2 D_P^2} = \frac{H_M}{W_M^2 D_M^2} \text{ por lo tanto } \quad H_M = \left(\frac{D_M}{D_P}\right)^2 H_P = 54x\left(\frac{92.184}{110}\right)^2 = 37.92 \text{ ft}$$

$H_M = 37.92$ ft $= 11.56$ m la cual es la cabeza para la bomba del modelo

- Coeficiente de Potencia:

$$\frac{hp_P}{\rho_P W_P^3 D_P^5} = \frac{hp_M}{\rho_M W_M^3 D_M^5} \text{ por lo tanto } \quad (hp)_M = \left(\frac{D_M}{D_P}\right)^5 hp_P = 0.5x\left(\frac{92.18}{110}\right)^5 = 0.206 \text{ hp.}$$

$(hp)_M = 0.206$ hp, que corresponde a la potencia de la bomba del modelo.

En él catalogo de bombas de Ignacio Gómez IHM. S.A. (Anexo L) se selecciona la bomba de Referencia 1A- ¼

6.3.2. Segundo sistema hidráulico (2da etapa)

- Coeficiente de Flujo:

$$\frac{Q_P}{W_P D_P^3} = \frac{Q_M}{W_M D_M^3} \text{ por lo tanto } \quad D_M = \left(\frac{Q_M}{Q_P}\right)^{\frac{1}{3}} D_P = 98x\left(\frac{10}{20}\right)^{\frac{1}{3}} = 77.8 \text{ mm}$$

$D_M = 77.8$ mm, que es el diámetro del impulsor para la bomba modelo.

- Coeficiente de Carga:

$$\frac{H_P}{W_P^2 D_P^2} = \frac{H_M}{W_M^2 D_M^2} \text{ por lo tanto } \quad H_M = \left(\frac{D_M}{D_P}\right)^2 H_P = 15x\left(\frac{92.184}{110}\right)^2 = 9.45 \text{ ft}$$

$H_M = 9.45$ ft $= 3$ m la cual es la cabeza para la bomba del modelo

- Coeficiente de Potencia:

$$\frac{hp_P}{\rho_P W_P^3 D_P^5} = \frac{hp_M}{\rho_M W_M^3 D_M^5} \text{ por lo tanto } \quad (\text{hp})_M = \left(\frac{D_M}{D_P}\right)^5 hp_P = 0.25x\left(\frac{92.18}{110}\right)^5 = 0.078$$

hp.

$(hp)_M = 0.0786$ hp, que corresponde a la potencia de la bomba del modelo.

Para efectos de montaje y funcionabilidad del modelo en esta etapa, se emplea la misma bomba que se seleccionó para el prototipo; con la diferencia que se estrangula la válvula de descarga hasta obtener 30 psi en el manómetro de descarga. La cual es la presión de trabajo de las boquillas en el modelo para el caudal obtenido en la etapa.

En el catalogo de bombas de Ignacio Gómez IHM. S.A. Se selecciona la bomba de Referencia 1A- ¼.

6.4. CALCULO DE LA POTENCIA DEL SISTEMA MOTOR DEL MODELO.

El calculo de la potencia del sistema de transporte del modelo se hizo teniendo en cuenta la escala geométrica, Este modelo está diseñado para una capacidad de lavado de catorce canastas por minuto (840 canastas/hora). Los cálculos se basaron a la escala de la canasta que tiene mayor dimensión y por ende mayor peso. La velocidad del transportador es de:

$$V = 14\frac{canastas}{minuto}x0.425\frac{m}{canasta} = 6m/min$$

La distancia total recorrida por una canasta dentro de la máquina es de:

$$\frac{L_m}{L_p} = \frac{1}{2} \qquad L_m = \frac{1}{2}x6.3m = 3.15m$$

Entonces el tiempo de lavado en la máquina modelo es de

$$t = \frac{3.15}{6m/min} = .525min = 31.5seg$$

Calculo de las fuerzas que intervienen en el sistema.

Para el calculo de las fuerzas que intervienen en el sistema de la máquina modelo se tuvieron las siguientes consideraciones:

- El peso de la canasta modelo es igual al del prototipo el cual es de 1.5 Kg

- Los coeficientes de fricción son los mismos que se emplearon para el del prototipo
- La cadena que se va a utilizar es una cadena de eslabones de uniones soldadas de 3/8 in de diámetro del alambre (Anexo LL)

Calculo de las fuerzas de fricción.

1. Canasta sobre la cadena.

$$F_{f1} = 0.35x3.15mx\frac{1.5kg}{0.425m} = 3.9kgs$$

2. Canasta sobre ángulos guías

$$F_{f1} = F_{f2} = 3.9kgs.$$

3. Fricción entre la cadena sobre el riel.

El peso de la cadena de 3/8¨ para 100ft es de (141Lbs).

$$w_{cadena} = 2.098\frac{kg}{m} \qquad w_{canasta} = 1.76\frac{kg}{m}$$

$$F_{f3} = 0.42x3.15mx(2x2.098 + 1.76)\frac{kg}{m} = 7.87kg$$
$$F_{f3} = 7.87kg.$$

4. Fricción entre la canasta y las cuatro barras guías.

Se asume igual a $F_{f1.}$ Entonces:

$$F_{f4} = F_{f1} = 3.9kgs.$$

La fuerza de fricción neta es la suma de las fuerzas anteriores.

$$F_{f_{NETA}} = F_{f1} + F_{f2} + F_{f3} + F_{f4}$$

$$F_f = 19.57kg$$

Se trabajara con una de 5 cavidades en la catarina. (Cuadro 4).

$$D_{PASO} = 5.971in = 151.7mm$$

Ahora calcularemos la potencia necesaria para vencer el rozamiento

$$POTENCIA = \frac{FxV}{4500} = (hp)$$

$$Pot = \frac{19.57 * 6}{4500} = 0.026hp$$

CALCULO DEL VALOR PRESENTE NETO

CONSUMO DE AGUA.

La empresa consume actualmente un promedio de 1860.5 m3 de agua mensuales, los cuales divididos entre 20 días laborales nos dan un promedio de 93 m3 diarios. De estos 93 m3 utiliza 13m3 para la producción de hielo y 40 m3 para el empaque de "cola" de camarón para la producción. El resto, o sea 53 m3, se utilizan para el lavado de salas, mesas y canastas. Estimando un 30% de este volumen para lavado de canastas nos da un estimado de 12 m3 diarios en la labor de lavado que es continua en aproximadamente 6 horas al día, por tanto el volumen de agua utilizado en la actualidad es de 240 m3 mensuales.

Por otra parte, la máquina posee dos depósitos capaces de contener 2.556 m3 de agua mas la que se pierde en la primera etapa que es igual al caudal por el tiempo que demore encendida la maquina, el cual es de 0.432 m3, por lo tanto el volumen de agua que se consume con la maquina es de 2.988 m3 de agua diarios por 20 días de producción nos da 59.76 m3.

El precio del m3 de agua en la empresa es de $ 966.66 el m3.

CONSUMO DE ENERGÍA.

En la actualidad la empresa no emplea energía eléctrica en el proceso de lavado de las canastas.

La empresa Cartagena Shrimp posee 45 canastas de color rojo, 600 canasta blancas y 200 canastas marrón, que dan un total de 1250 canastas. La maquina tiene una capacidad de lavado de 14 canastas por minuto, es decir, 840 canastas por hora.

Si estimamos un tiempo muerto del 15% para la labor de lavado por motivos de cargue y descargue de canastas a la maquina, esta lavaría solo 730 canastas por minuto por lo tanto emplearía 1.7 horas en lavar todas las canastas de la empresa.

Las bombas y el motoreductor consumen en total 2.56 Kw/h y el valor de Kw/h en la empresa es de $ 1800.

VALOR DE LOS INSUMOS.

En la empresa Cartagena Srhimp se consumen actualmente 150 Kg de Hipoclorito y 150 Kg de jabón. En el proceso de lavado de canastas.

Para un lavado eficaz se necesita que la concentración de Hipoclorito sea de 30 ppm (Como aparece en el proyecto), que es equivalente a 30 g/m3. Los tanques de la empresa pueden contener 3 m3 (como se calculo anteriormente) por lo tanto el consumo es de 90

g diarios, o sea, 1800 g al mes. La concentración de jabón debe ser de 1000 ppm, o sea, 1000g/m3. El tanque que recibe el jabón tiene 1.152 m3 por lo tanto se emplearían 1,152 g de jabón diario, o sea 1.152 x 20 = 23.04 Kg

El costo del Jabón y el Hipoclorito es de $ 650 y $ 440 respectivamente.

MANO DE OBRA.

La empresa emplea 2 personas para la labor de lavado y dos mas para movilizar las canastas hasta las mesas de clasificación y después para llevarlas al sitio de lavado. Los trabajadores emplean aproximadamente 30 segundos en lavar una canasta. Si se tienen en cuenta tiempos muertos de 15% del tiempo total lavaría 105 canastas por hora, es decir, lavarían las 1250 canastas en 11.9 horas. La labor de lavado es continua y se emplean aproximadamente 6 horas en la labor de lavado. Utilizando las mismas dos personas para Transportar las canastas y dejando un tiempo de 2 horas (tiempo que demora la maquina en lavar todas las canastas) para lavar las canastas, además, teniendo en cuenta un tiempo de 3 horas adicionales para acomodar todas las canastas lavadas y para labores de limpieza y conservación de la maquina.

4 personas x 12 horas x 10 días = 480 horas.

con la maquina se emplearían:

2 personas x 3 horas x 10 días = 60 horas.

El salario de cada empleado es de $ 247,600 pesos mensuales. Con las prestaciones sociales, y el costo de nomina el valor se incrementa a $ 396,160 mensuales, los que divididos entre 240 nos dan el valor de hora-hombre, el cual es de $ 1,650.66 mensuales.

Se tiene en cuenta 10 días porque los empleados solo pueden lavar todas las canastas en 2 días y trabajan 20 días al mes.

COSTO DE LA MAQUINA

El costo de inversión inicial de la maquina es de $ 15,500,000 pesos.

COSTOS DE DEPRECIACION.

La depreciación anual se calcula teniendo en cuenta que la vida útil de la maquina es de 5 años y el valor de la máquina es de $ 15,500,000, o sea que el gasto de depreciación anual es de $ 3,100,000 anuales, es decir, $ 258,333.3 mensuales.

COSTOS DE MANTENIMIENTO

El Costo de mantenimiento estimado es de $ 4,000,000 anuales, es decir, $ 33,333,33 mensuales.

COSTOS QUE IMPLICA EL SISTEMA ACTUAL DE LAVADO

Agua: 240 m3 x 966.66 = $ 231,998.4 pesos

Insumos

Jabón	150 Kg x 650	= $ 97,500 pesos
Hipoclorito	150 Kg x 450	= $ 67,500 pesos
Total		$ 165,000 pesos

Mano de obra

480 horas x $ 1650.66 / hora = $ 792,316.8 pesos

Costo total por mes = $ 1,189,315 pesos

Costo total por año = $ 14,271,782 pesos

COSTOS QUE IMPLICA EL SISTEMA DE LAVADO POR MAQUINA

Agua 60 m3 * 966.66 = $ 57,999.6 pesos

Insumos

Jabón	23.04 Kg x 650	= $ 14,976 pesos
Hipoclorito	1.8 Kg x 440	= $ 792 pesos
Total		= $ 15,768 pesos

Mano de obra

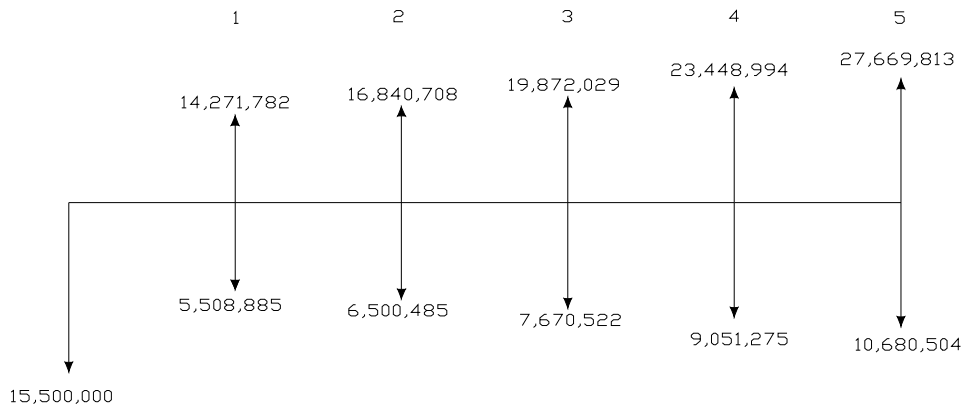
60 horas x $ 1650.66 / hora = $ 93,639.6 pesos

Depreciación = $ 258,333.3 pesos

Mantenimiento = $ 33,333.3 pesos

Costo total por mes = $ 459,073.8 pesos
Costo total por año = $ 5,508,885.6 pesos

Se toma un incremento anual del 18% y con eso se calcula los valores anuales a fin de cada período por un lapso de 5 años, que son los años de vida útil de la máquina, por tanto los flujos de efectivo son



El valor presente para cada uno de los períodos mostrados se halla con la ecuación:

$$P = \frac{F}{(1+i)^n}$$

Donde P es el valor presente de la suma cuyo valor en el futuro es F a una tasa de interés (i), en un determinado número de períodos (n)

Calcularemos el valor presente para cada una de las sumas especificadas tanto para la situación actual de lavado que tiene la empresa(1) como para que tendría utilizando la máquina para lavar canasta(2).

El valor presente (1) es igual a:

$$\frac{14,271,782}{(1+0.18)^1}+\frac{16,840,702}{(1+0.18)^1}+\frac{19,872,029}{(1+0.18)^3}+\frac{23,448,994}{(1+0.18)^4}+\frac{27,669,813}{(1+0.18)^5} = \$\ 60,473,652.5$$

Por lo tanto el valor presente de la situación actual es de $ 60,473,652.6 pesos.

El valor presente (2) es igual a la inversión inicial más los gastos que se generan a lo largo de los 5 años, o sea:

$$\text{VPN} = 15,500,000+\frac{5,508,885}{(1+0.18)^1}+\frac{6,500,485}{(1+0.18)^2}+\frac{7,670,522}{(1+0.18)^3}+\frac{14,271,782}{(1+0.18)^4}+\frac{10,680,504}{(1+0.18)^5}$$

VNP = $ 38,842,733.

Como puede verse al comparar los valore presentes netos, la inversión representada en construcción de la máquina es rentable dentro del período de vida útil de la máquina.

Para poder saber el tiempo en que se puede recuperar la inversión se igualen los valores presentes netos de las dos situaciones que se comparan y se despeja el valor de (n) períodos así:

VPN actual = VPNmaquina.

Como se consideró una tasa de crecimiento anual igual al interés del calculo del VPN la ecuación se simplifica a:

12,094,730 n = 15,500,000 + 4,668,546 n

por lo tanto n = 2.087, lo cual quiere decir que la inversión se recupera en 2 años

COSTO DE LAVADO POR CANASTA

Del económico estudio realizado para la justificación de la inversión se tiene que el costo de lavado mensual de canastas es de $ 459,073.8 pesos. En este mismo período se emplean en operación de lavado un total de 60 horas por lo tanto el valor de una hora de lavado de canastas con la máquina es de:

Valor hora de lavado = Costo total de lavado mensual / Total de horas mensuales de lavado

Valor hora de lavado = $\frac{\$459{,}073.8}{60.horas}$ = $ 7,651.23 pesos por hora.

El número de canastas lavadas por hora es de 730 por lo tanto el valor de lavado de cada canasta es de:

Valor lavado de cada canasta = $\frac{\$7{,}651.23}{730}$ = $ 10.5

Por lo tanto el valor de lavar cada canasta para la empresa es de $ 10.5 pesos M/cte.

MANUAL DE OPERACIONES MANTENIMIENTO

MANUAL DE OPERACIONES

La operación correcta de la máquina lavadora de canastas garantiza el buen funcionamiento de todas las partes que la constituyen evitando posibles daños a la misma y a las canastas que se lavan. Además, le brinda la seguridad al operador de la misma previendo cualquier clase de lesión física.

El procedimiento de operación de la máquina es el siguiente:

1. Verificar que los filtros de las bombas estén limpios y también comprobar que los depósitos o tanques no contengan objetos extraños (piedras, pedazos de palos, etc) que dificulten o impidan el buen funcionamiento de las bombas.
2. Abrir las válvulas de los tanques de lavado y enjuague hasta que se alcance el nivel de agua adecuado y luego cerrarlas.
3. Agregar la cantidad de Hipoclorito y jabón indicada por el jefe de saneamiento de la empresa a los tanques.
4. Verificar que la cadena del transportador tenga la tensión adecuada para que esta no se salga de los piñones.
5. Cerrar correctamente las ventanillas de las etapas de lavado.

6. Encender el transportador de la máquina y luego las etapas de lavado y enjuague.
7. Abrir la válvula de la etapa de enjuague final.
8. Introducir las canastas que se desea lavar en posición invertida.
9. Mantener parcialmente abierta la válvula del depósito de enjuague con el fin de compensar el agua que se pierde en la etapa de preenjuague y que se mantenga el nivel del tanque respectivo.
10. Al finalizar la operación se debe realizar el siguiente procedimiento:

- Desocupar los depósitos.
- Retirar los filtros y limpiarlos.
- Quitar las boquillas y limpiarlas.

MANUAL DE MANTENIMIENTO.

Toda máquina o equipo requiere de ciertas tareas o actividades de mantenimiento para obtener larga vida útil de todos los componentes que la constituyen sin que ocurra falla alguna.

La máquina lavadora de canastas plásticas requiere de poco mantenimiento estructural debido a que el cuerpo de la máquina está fabricado de acero inoxidable y este material no presenta problemas de corrosión. Además de esto no requiere pintura.

El transportador requiere el siguiente mantenimiento:

- Lubricación manual con aceite para la cadena de rodillos Nº 80.

- Comprobación visual de los sellos de las chumaceras cada mes, para verificar que no halla rotura o avería debido al ambiente húmedo al cual están expuestos.

El moto-reductor requiere que se sigan las recomendaciones del fabricante.

Es necesario que se inspeccione diariamente la tensión en la cadena de transporte

Hay que realizar una inspección trimestral de todas las boquillas para comprobar que no se han obstruido o desgastado total o parcialmente.

Se debe realizar una revisión de las bombas cada 6 meses y verificar el estado de los impeler y sellos de las mismas.

Cada 2 años se debe desarmar el sistema de tuberías y realizar la limpieza y remoción de incrustaciones en la misma para asegurar que la máquina continúe con las condiciones de funcionamiento para las cuales fue diseñada. De igual manera se debe realizar la inspección de la cadena de eslabones con esta frecuencia.

CONTROL DEL IMPACTO AMBIENTAL.

MANEJO DE RESIDUOS SOLIDOS Y LIQUIDOS DE LOS PRODUCTOS DEL PROCESO DE LAVADO DE CANASTAS PLASTICAS POR LA MÁQUINA LAVADORA.

En todo proceso de lavado de recipientes que transportan y conservan productos alimenticios sólidos se generan dos clases de desechos. Los residuos sólidos del mismo producto o cualquier otra clase de sólido que por una u otra razón se encuentre mezclado con estos (palos, bolsas plásticas o de papel, hojas de árboles, piedras, arena, barro, etc.) y la solución usada en la operación de lavado que contiene insumos químicos como jabones y desinfectantes. Si estos llegan al ecosistema sin ningún tipo de tratamiento causarían un gran impacto ambiental ya que originarían contaminación a las fuentes de agua, lo que produce la muerte de microorganismo, organismos y plantas que viven en ellas, generando un desequilibrio en la cadena alimenticia en todo el ecosistema, lo cual es una amenaza para flora y la fauna en el medio ambiente lo cual, de no tomar correctivos permanentes, sería catastrófico para el futuro del medio ambiente y todos los ecosistemas circunvecinos.

Para el caso particular de la empresa Cartagena Shrimp. Co. Los desechos que se originan en el proceso de lavado de las canastas tienen un tratamiento especial antes de ser devueltos al medio ambiente de la siguiente manera:

Después de cada operación de lavado de las canastas plásticas en la máquina lavadora se origina desechos sólidos como son. Residuos de camarón pescado, pequeños trozos de palos, bolsas plásticas o de papel, cartón, grapas metálicas, arena, barro, hojas de árboles, etc. La solución que se usa como líquido para lavado contiene detergente, que químicamente es una base neutra biodegradable, Hipoclorito de sodio y sanitizantes en muy bajas concentraciones, que los hace también biodegradables.

Los desechos reciben el siguiente tratamiento:

En la primera etapa de lavado (preenjuague) los residuos sólidos salen por una tubería de diámetro adecuado hasta llegar a un registro o tina especial que contiene una malla o filtro para retener todo material sólido que llegue con el agua. Estos residuos sólidos son retirados posteriormente para hacer la siguiente clasificación:

- La materia orgánica (desechos de camarón, pescados etc) son retirados y devueltos a alas piscinas de cultivo de camarón para usarlos como alimento de los mismos. Debe aclararse que el agua usada en esta etapa no contiene ninguna clase de químico o detergente.
- Los materiales restantes (palos, cartón, etc) son separados para reciclarlos.

El agua y la solución jabonosa provenientes de las otras etapas de la máquina, al igual que la separad de sólidos de la primera etapa, llegan hasta una tina o tanque subterraneo que sirve de almacenamiento de donde se bombean hasta la planta de tratamiento de aguas negras del área (que existe en la actualidad) donde son sometidas a desaireación y una serie de procesos complejos para finalmente ser enviada a la bahía sin que esto pueda causar daño alguno al ecosistema.

Aclaramos que la palnta de tratamiento de aguas negras no pertenece a la empresa Cartagena Shrimp Co. Pero está ubicada cerca de esta última (Zona Franca del sector de mamonal). Esta planta está prestando sus servicios a todas las empresas vecinas que carecen de planta propia. Esta labor es de gran valor por la contribución a la preservación del medio.

RECOMENDACIONES

- Que el operador debe estar vigilante de que la canasta no lleve materiales extraños (bolsas plásticas, pedazos de palos, piedras, etc.) para que no entren a la maquina por que pueden ocasionar atascamiento en la cadena del transportador.
- Revisar periódicamente las boquillas, por que se puede presentar obstrucciones o taponamientos de sus orificios.
- Chequear constantemente la presión de descarga en las bombas del sistema hidráulico
- Mantener la tensión en la cadena.
- Después de cada jornada él operador debe desocupar el contenido de los tanques y lavar toda la maquina.
- Verificar que la temperatura indicada en los termómetros sea la correcta (50°- 70°C), para garantizar la calidad del lavado.

CONCLUSIONES

Dentro de las diferentes metas de lavado de canastas, el lavado por aspersión es uno de los mas eficientes y económicos, ya que no se hace uso de elementos o dispositivos demasiados costosa y lograr óptimas condiciones de la limpieza con bajo consumo de energía. Razón por la cual es ampliamente empleado en la empresa.

Los aspectos más importantes en la selección de una boquilla son:

- Características y formas geométricas de la superficie del producto o material a lavar.
- Presión a la cual va a operar la boquilla.
- La distancia de operación y la cobertura teórica de la misma.
- Material de la boquilla.

La selección de las bombas se hizo por un método empírico, ya que para sistemas de tuberías de múltiples trayectorias no existe un método especifico para el calculo de las perdidas en el sistema. La selección se hizo con las trayectorias que presentan mayor resistencia al flujo en cada sistema. El punto de operación de las bombas se hallo interceptando las curvas del sistema con las curvas características de las bombas. Los cálculos se hicieron con los fluidos a temperatura ambiente (≈ 25°C), para evitar problemas de cavitación en las bombas.

El calculo de la potencia se hizo con base en las fuerzas de fricción que actúan sobre las canasta durante el desplazamiento dentro de la maquina. Se eligió cadena de eslabones soldados para el arrastre de las canastas por su bajo costo, poco mantenimiento fácil adaptabilidad a la trayectoria de movimiento y permiten hacer correctivos en caso que se presente atascamientos durante el transporte.

BIBLIOGRAFIA

1. BEER Ferdinand P y Otros, Mecánica de Materiales, 2 ed, Mexico, Mac Graw Hill. 1993. Pag 205 - 215

2. CRANE. Flujo de fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberias. Mexico. Mc Graw Hill. Pag 120-122

3. FAIRES Virgil Moring, Diseño de elementos de maquinas, 4ª ed. Barcelona: Montaner y Simon, 1977. Pags 320-324

4. FOX W. Robert, Introducción a la Mecánica de los fluidos, 4ª ed. Mexico, Mac Graw Hill, 1995, Pags 95-130

5. KARASSIK Igor J. Manual de Bombas, 2ª ed. España, Mac Graw Hill, 1980. Pags 120,124

6. MARKS. Manual del Ingeniero Mecánico, 8ª ed. Mexico, Mac Graw Hill. 1990. Pag 500,-504

7. RICHARD W. Válvulas, Selección Uso y Mantenimiento. 2ª ed. Mexico. Grenn Mac Graw Hill. Pags 50,52,54,55

8. SHIGLEY Joseph Eduard. Diseño en Ingeniería Mecánica. 4ª ed. Mexico, Mac Graw Hill, 1974, Pags 200,203,204,205,400,402,403

ESUMEN

La empresa CARTAGENA SHRIMP Co. Ltda, es una compañía dedicada al cultivo y procesamiento de camarones; razón por la cual utiliza para estas labores canastas plásticas que ayudan al transporte, proceso, almacenamiento y conservación de dichos productos.

El primer capitulo contiene el problema y los objetivos específicos que conllevaron a la investigación.

El segundo capitulo contiene los conceptos básicos de la mecánicas de los fluidos (Flujo en tuberías, bombas centrifugas, modelos hidráulicos, etc.) explicado en forma sencilla los aspectos fundamentales para el desarrollo del proyecto

El capitulo tres contiene los parámetros fundamentales que se deben tener en cuenta para el lavado de canastas plásticas utilizada en la industria alimenticia del camarón.

El cuarto capitulo se refiere al diseño del prototipo de la máquina lavadora de canastas, en este aparecen los parámetros que se tienen en cuenta en el diseño del sistema hidráulico, haciendo un análisis detallado De cada etapa del lavado. Además se indican la forma como se seleccionan las boquillas de aspersión para cada una de ellas. Después de la selección de las boquillas se calcula el caudal necesario en cada uno de los dos sistemas hidráulicos de la máquina. Conocidas estas variables se calculan las perdidas en cada una de las trayectorias que forman los sistemas, para así encontrar las dos trayectorias que ofrecen mayor resistencia al flujo, para así poder seleccionar las bombas centrifugas necesarias en cada sistema hidráulico. En este capitulo también se diseña y selecciona cada uno de los elementos que forman el sistema de transporte de la máquina.

El capitulo cinco contiene el diseño y selección de los transportadores de arrastre y transporte de las canastas para la entrada y salida de la máquina y su distribución en la sala de proceso.

El capitulo seis muestra el diseño del modelo de la máquina lavadora de canastas. En este se elige la escala del modelo y se calcula todas las variables que intervienen en el sistema hidráulico (diámetro de tubería, caudal, presión, carga o cabeza de la bomba, etc.) basados en los conceptos de semejanza hidráulica.

Por ultimo en el capítulo siete se desarrolla un manual de mantenimiento y operación de la máquina lavadora de canastas. Para poder garantizar el correcto funcionamiento de todas las partes que la conforman y por ende largar la vida útil de la máquina.