



UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS
EAP. DE INGENIERÍA MECÁNICA DE FLUIDOS

Tranvase del chocolate en fase fluida viscosa no newtoniana
cálculo del equipo de bombeo de una planta de chocolate

MONOGRAFÍA TÉCNICA
para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos

AUTOR
Wily Esquerre Arribasplata

Lima - Perú
2005

DEDICATORIA

A mis padres: Fermín y Marlene por todo su cariño y el esfuerzo realizado a lo largo de mi formación profesional. A mí esposa Angélica por todo su amor y apoyo incondicional.

A mis hijitas: Flavia y Farah por que son mi principal motivación

CONTENIDO

| | Página |
|---|--------|
| I) Introducción | 1 |
| II) Objetivos | 2 |
| II.1) Objetivos Generales | 2 |
| II.2) Objetivos Específicos | 2 |
| III) Marco teórico | 3 |
| III.1) Definición de un fluido | 3 |
| III.2) Viscosidad | 4 |
| III.3) Fluidos newtonianos | 4 |
| III.4) Fluidos no newtonianos (fnn) | 5 |
| III.4.1) Fluidos no newtonianos (fnn) independientes del tiempo | 5 |
| III.4.1.1) Fluidos seudo plásticos | 6 |
| III.4.1.2) Fluidos dilatantes | 6 |
| III.4.1.3) Fluidos plástico de bingham o ideal | 6 |
| III.4.2) Fluidos no newtonianos (fnn) dependientes del tiempo | 7 |
| III.4.2.1) Fluidos thixotrópicos | 7 |
| III.4.2.2) Fluidos reopecticos | 8 |
| III.4.2.3) Fluidos viscoelástico | 8 |
| III.4.3) Modelos para fluidos no newtonianos | 8 |
| III.4.2) Ecuaciones de flujo en un tubo para los fnn | 9 |
| III.4.1) Flujo en tuberías y ductos | 9 |
| III.4.1.1) Flujos laminar y turbulento | 9 |
| III.4.1.2) Cálculo del coeficiente de fricción para fnn | 10 |
| III.4.2) Cálculo de la pérdida de carga | 10 |
| III.4.2.1) Perdidas mayores | 11 |
| III.4.2.2) Perdidas menores | 11 |
| III.4.3) Ecuación de continuidad | 14 |
| IV) Hipótesis básicas | 15 |
| IV.1) Fase fluida del chocolate | 15 |
| V) Bombas para fnn | 16 |
| V.1) Definición | 16 |
| V.2) Clasificación general | 16 |
| V.2.1) Bombas centrífugas | 17 |
| V.2.1.1) Efecto de la viscosidad en bombas centrífugas | 17 |
| V.2.2) Bombas de desplazamiento positivo | 18 |
| V.2.2.1) Resbalamiento (slip) | 19 |
| V.2.3) Bombas rotatorias son las más adecuadas para el trasiego de fnn. | 21 |
| V.2.3.1) Bombas de engranajes | 21 |
| V.2.3.2) Bomba de lóbulos | 22 |
| V.2.3.3) Bombas de paleta | 23 |

| | |
|--|----|
| V.2.3.4) Bomba de tornillo | 24 |
| V.2.3.5) Bombas peristálticas | 25 |
| V.2.3.6) Bombas de pistón circunferencial | 25 |
| V.2.3.7) Bombas de diafragma | 26 |
| V.3) Parámetros y ecuaciones fundamentales de bombas | 27 |
| V.3.1) Presión | 27 |
| V.3.2) Altura de carga | 27 |
| V.3.3) Altura de bombeo (altura manométrica) | 27 |
| V.3.4) Potencia de la bomba | 28 |
| V.3.5) Torque | 29 |
| V.3.6) Cavitación | 29 |
| V.3.6) Curva del sistema: | 30 |
| V.3.7) Regulación de bombas positivas | 30 |
| V.3.8) Cómo seleccionar el tipo de bomba adecuada para el trasiego de líquidos | 31 |
| VI) Cálculo de los parámetros para la selección del equipo e bombeo para trasegado de cobertura de chocolate | 33 |
| VI.1) Elaboración del chocolate | 33 |
| VI.2) Problema de aplicación | 34 |
| VI.3) Solución | 34 |
| VI.3.1) Propiedades del fluido | 34 |
| VI.3.2) Características del sistema | 34 |
| VI.3.3) Cálculo del número de Reynolds | 35 |
| VI.3.4) Determinación del coeficiente de fricción (f) | 36 |
| VI.3.5) Determinación de pérdidas en el sistema | 36 |
| VI.3.5.1) Cálculo de pérdidas en la succión (hfs) | 36 |
| VI.3.5.1.1) Cálculo pérdida debido a la contracción: | 36 |
| VI.3.5.1.2) Pérdidas por fricción | 36 |
| VI.3.5.1.3) Pérdidas por accesorios | 37 |
| VI.3.5.2) Cálculo de perdidas en la descarga (hfd) | 38 |
| VI.3.5.2.1) Perdidas por fricción | 38 |
| VI.3.5.2.2) Perdidas por accesorios | 38 |
| VI.3.6) Cálculo de la altura de la bomba. | 39 |
| VI.3.7) Determinación de la curva del sistema | 39 |
| VI.3.8) Selección de la bomba | 40 |
| VI.3.9) Análisis del punto de operación | 45 |
| VI.3.10) Cálculo de la potencia requerida. | 46 |
| VI.3.11) Cálculo del torque | 46 |
| VI.3.12) Cálculo del nipa | 47 |
| VII) Conclusiones | 48 |
| VIII) Recomendaciones | 49 |
| IX) Bibliografía | 40 |
| X) Anexos | 51 |

I) INTRODUCCIÓN:

Dentro de los diferentes procesos industriales de alimentos muchas veces es común encontrarnos con la necesidad de realizar la circulación de fluidos viscosos por lo general del tipo no newtonianos, líquidos viscosos de diversos tipos y propiedades, podemos mencionar algunos de ellos como por ejemplo jarabes, manjar blanco, mieles, mermeladas, salsas, glucosas, pulpas de frutas, chocolates etc.

En la presente monografía se desarrollará en particular el caso del chocolate en fase fluida.

Para poder hacer circular el chocolate en fase fluida se hace indispensable el uso de un equipo que sea capaz de mover este líquido en forma eficiente, estamos hablando entonces de una bomba.

Dado que la información sobre ecuaciones que gobiernan los fluidos no newtonianos no están al alcance de los ingenieros de planta o producción la mayoría de las veces cuando hay la necesidad de seleccionar un equipo de bombeo para este tipo de fluidos fracasan o si logran hacer circular el chocolate los equipos de bombeo por lo general terminan siendo ineficientes y sobredimensionados, provocando costos muy altos en: la adquisición , operación y mantenimiento.

Para poder realizar la correcta selección del equipo de bombeo para el chocolate en fase fluida se requerirá determinar correctamente los siguientes parámetros: Caudal, Altura dinámica total, Potencias, Torques y Velocidades de operación. Esto nos permitirá realizar una buena selección del equipo de bombeo.

II) OBJETIVOS:

II.1) OBJETIVOS GENERALES:

Mostrar el comportamiento de los diferentes tipos de fluidos No Newtonianos.

Dar a conocer ecuaciones para la determinación del coeficiente de fricción de un flujo No Newtoniano.

Mostrar los tipos de bombas utilizadas en el proceso de trasiego de fluidos viscosos No Newtonianos.

II.2) OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

Realizar el cálculo de los parámetros requeridos para la selección una bomba de desplazamiento positivo para trasiego de un fluido No Newtoniano (Chocolate para cobertura.)

Realizar la selección del equipo de bombeo para trasvase de chocolate para coberturas.

Determinar el costo de la bomba de desplazamiento positivo para el trasvase de chocolate para coberturas.

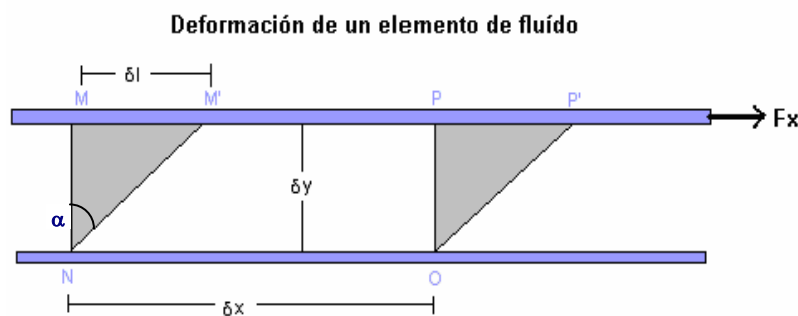
III) MARCO TEÓRICO

III.1) DEFINICIÓN DE UN FLUIDO

Se define al fluido como una sustancia que se deforma continuamente bajo la acción de un esfuerzo de corte, por tanto, en ausencia de éste, no habrá deformación. “Los fluidos pueden clasificarse de manera general de acuerdo con la relación entre el esfuerzo de corte aplicado y la relación de deformación.” (1)

Consideremos un elemento de fluido entre dos placas paralelas infinitas. La placa superior se mueve a una velocidad constante, dv , bajo la influencia de una fuerza aplicada constante, dF_x . El esfuerzo de corte t_{yx} aplicado al elemento de fluido está dado por:

$$\tau_{yx} = \lim_{dA_y \rightarrow 0} dF_x/dA_y = dF_x/dA_y \quad (1)$$



donde dA_y es el área del elemento de fluido en contacto con la placa. Durante el intervalo de tiempo dt el elemento de fluido se deforma de la posición $MNOP$ a la posición $M'NOP'$. La relación de deformación del fluido está dada por:

$$\text{relación de deformación} = \lim_{dt \rightarrow 0} d\alpha/dt = da/dt \quad (2)$$

Para calcular el esfuerzo de corte t_{yx} , es deseable expresar $d\alpha/dt$ en términos de cantidades medibles fácilmente. Esto puede hacerse sin dificultades. La distancia dl entre los puntos M y M' es

$$dl = dv \times dt \quad (3)$$

o de manera alternativa para ángulos pequeños,

$$dl = dy \times d\alpha \quad (4)$$

Igualando estas dos expresiones para dl obtenemos:

$$d\alpha/dt = dv/dy \quad (5)$$

Tomando el límite de ambos lados de la igualdad, obtenemos:

$$d\alpha/dt = dv/dy \quad (6)$$

(1) FOX Robert W. ;McDONALD Alan. Introducción a la Mecánica de Fluidos México, McGraw-Hill, 1995.- Pág. N° 29

Por lo tanto el elemento de fluido de la figura cuando se somete a un esfuerzo de corte, experimenta una relación de deformación (relación de corte) dada por dv/dy .

“El término no newtoniano se utiliza para clasificar todos los fluidos en los cuales el esfuerzo de corte no es directamente proporcional a la relación de corte.” (2)

III.2) VISCOSIDAD

La viscosidad es una medida de la fricción interna del fluido, esto es, la resistencia a la deformación.

La viscosidad es una manifestación del movimiento molecular dentro del fluido. Las moléculas de regiones con alta velocidad global chocan con las moléculas que se mueven con una velocidad global menor, y viceversa. Estos choques permiten transportar cantidad de movimiento de una región de fluido a otra. Ya que los movimientos moleculares aleatorios se ven afectados por la temperatura del medio, la viscosidad resulta ser una función de la temperatura.

$$\mu = f(T)$$

En la mecánica de fluidos se emplea muy frecuentemente el cociente de la viscosidad absoluta, μ , entre la densidad, ρ . Este cociente recibe el nombre de viscosidad cinemática y se representa mediante el símbolo ν .

Las **dimensiones** de la viscosidad dinámica son $[Ft/L^2]$ o en forma equivalente $[M/Lt]$. En el sistema métrico, la unidad básica de viscosidad se denomina **poise** (poise = g/cm x s).

Las dimensiones de viscosidad cinemática son $[L^2/t]$. La unidad para ν es un **stoke** (stoke = cm^2/s).

III.3) FLUIDOS NEWTONIANOS

Los fluidos en que los esfuerzos de corte es directamente proporcional a la tasa de deformación son fluidos newtonianos. Los fluidos más comunes tales como el agua, el aire y la gasolina son newtonianos en condiciones normales. Si el fluido de la figura anterior es newtoniano entonces:

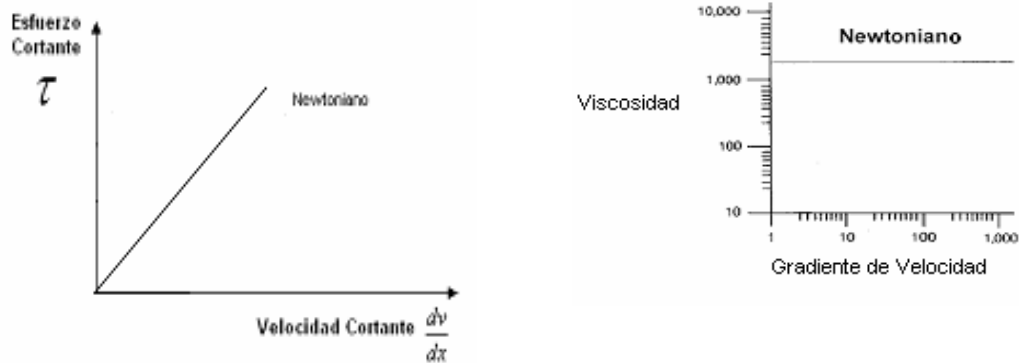
$$\tau_{yx} \propto dv/dy \quad (7)$$

Si consideramos la deformación de dos fluidos newtonianos diferentes, digamos glicerina y agua podemos darnos cuenta de que se deformarán a diferentes proporciones ante la acción del mismo esfuerzo de corte aplicado. La glicerina presenta una resistencia mucho mayor a la deformación que el agua y por ello podemos decir que es mucho más viscosa. La constante de proporcionalidad de la ecuación (7) es la **viscosidad absoluta (dinámica)**, μ . Así, en términos de las coordenadas de la figura, la ley de viscosidad de Newton está dada para un flujo unidimensional por:

$$\tau = \mu \left(\frac{dv}{dy} \right) \dots (8)$$

(2) FOX Robert W. ;McDONALD Alan. Introducción a la Mecánica de Fluidos México, McGraw-Hill, 1995.- Pág. N° 30

En la gráficas se aprecia la proporcionalidad de la viscosidad y así mismo esta permanece constante al incrementarse el gradiente de viscosidad.



III.4) FLUIDOS NO NEWTONIANOS (FNN)

Los fluidos en los cuales el esfuerzo de corte no es directamente proporcional a la relación de deformación son no newtonianos.

Por lo común, los fluidos no newtonianos se clasifican con respecto a su comportamiento en el tiempo, es decir, pueden ser dependientes del tiempo o independientes del mismo.

III.4.1) FLUIDOS NO NEWTONIANOS (FNN) INDEPENDIENTES DEL TIEMPO

Un gran número de ecuaciones empíricas se han propuesto para modelar las relaciones observadas entre τ_{yx} y dv/dy para fluidos independientes del tiempo.

Pueden representarse de manera adecuada para muchas aplicaciones de la ingeniería mediante un modelo de la ley de potencia, el cual se convierte para un flujo unidimensional en :

$$\tau = K \left(\frac{dv}{dy} \right)^n \dots (9)$$

donde:

El exponente n se llama índice de comportamiento del flujo y K es el índice de consistencia. Ambos se determinan experimentalmente

Esta ecuación se reduce a la ley de viscosidad de newton para $n = 1$ y $k = \mu$.

Si la ecuación (9) se rescribe de la forma:

$$\tau = K \left(\frac{dv}{dy} \right)^{n-1} \left(\frac{dv}{dy} \right)$$

y haciendo $\eta = K |dv/dy|^{n-1}$

nos queda:

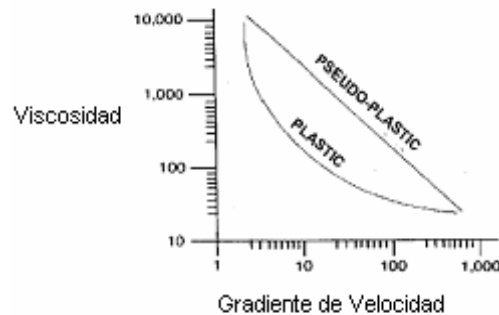
$$\tau = \eta \left(\frac{dv}{dy} \right) \dots (10)$$

η se denomina **viscosidad aparente**.

La mayor parte de los fluidos no newtonianos tienen viscosidades aparentes que son relativamente altas comparadas con la viscosidad del agua.

III.4.1.1) FLUIDOS SEUDOPLÁSTICOS

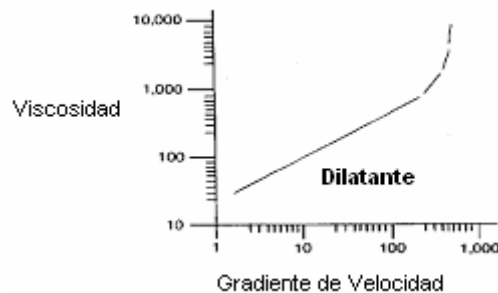
Los fluidos en los cuales la viscosidad aparente disminuye con el aumento de la relación de deformación ($n < 1$) se llaman **seudoplásticos**. Casi todos los fluidos no newtonianos entran en este grupo; los ejemplos incluyen soluciones poliméricas, suspensiones coloidales y pulpa de papel en agua.



III.4.1.2) FLUIDOS DILATANTES

Si la viscosidad aparente aumenta con el incremento de la relación de deformación ($n > 1$) el fluido se nombra **dilatante**.

Ejemplo: Suspensiones de almidón, suspensiones de arena

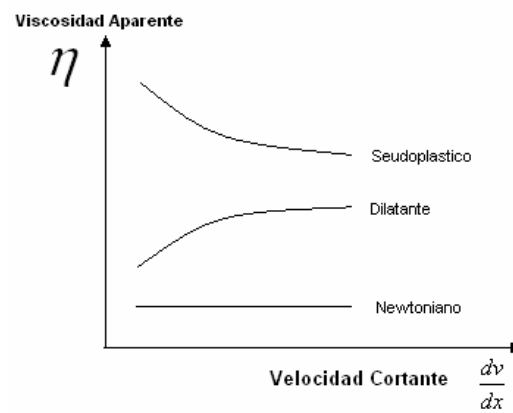
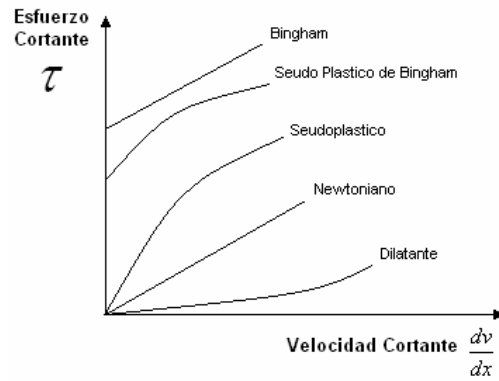


III.4.1.3) FLUIDOS PLÁSTICO DE BINGHAM O IDEAL

El fluido que se comporta como un sólido hasta que se excede un esfuerzo de deformación mínimo t_y y exhibe subsecuentemente una relación lineal entre el esfuerzo y la relación de deformación se conoce como **plástico de Bingham** o ideal.

Ejemplo: Las suspensiones de arcilla, lodos de perforación, pasta de dientes.

A continuación se muestran los diagramas reológicos de los fluido no newtonianos independientes del tiempo.



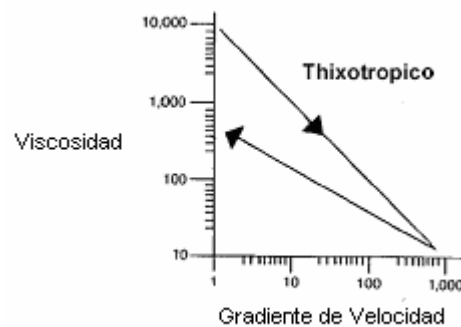
III.4.2) FLUIDOS NO NEWTONIANOS (FNN) DEPENDIENTES DEL TIEMPO

El estudio de fluidos no newtonianos dependientes del tiempo es aún más complicado por el hecho de que la variación en el tiempo de la viscosidad aparente es posible.

III.4.2.1) FLUIDOS THIXOTRÓPICOS

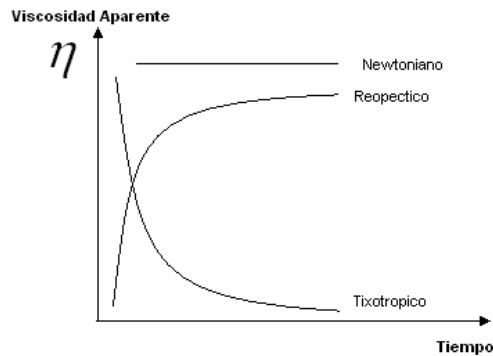
Los fluidos **thixotrópicos** muestran una reducción de η con el tiempo ante la aplicación de un esfuerzo de corte constante.

Ejemplo: Pinturas, Shampoo, yogurt, resinas de poliéster, tintas, pasta de tomate.



III.4.2.2) FLUIDOS REOPÉCTICOS

Los fluidos **reopécticos** muestran un aumento de η con el tiempo.
Ejemplo: Algunas sustancias bituminosas como betunes y ceras.



III.4.2.3) FLUIDOS VICOELÁSTICOS

Después de la deformación, algunos regresan parcialmente a su forma original cuando se libera el esfuerzo aplicado. A tales fluidos se les llama **viscoelásticos**.

Ejemplo: Soluciones acuosas y celulósicas de methyl y algunos pegamentos industriales.

III.4.3) MODELOS PARA FLUIDOS NO NEWTONIANOS

Las ecuaciones más comunes que se usan al caracterizar el comportamiento de los FNN son las siguientes:

La ecuación de la ley de potencia

$$\tau = K \left(\frac{dv}{dy} \right)^n \quad \dots(11) \quad \text{Haciendo, } \frac{dv}{dy} = \gamma$$

$$\tau = K (\gamma)^n$$

La ecuación de Herschel - Bulkley

$$\tau = \tau_0 + K \left(\frac{dv}{dy} \right)^n \quad \dots(12)$$

$$\tau = \tau_0 + K (\gamma)^n$$

Donde :

γ es la velocidad cortante

n es el índice de comportamiento de flujo

K es el índice de consistencia.

III.4) ECUACIONES DE FLUJO EN UN TUBO PARA LOS FNN

III.4.1) FLUJO EN TUBERÍAS Y DUCTOS

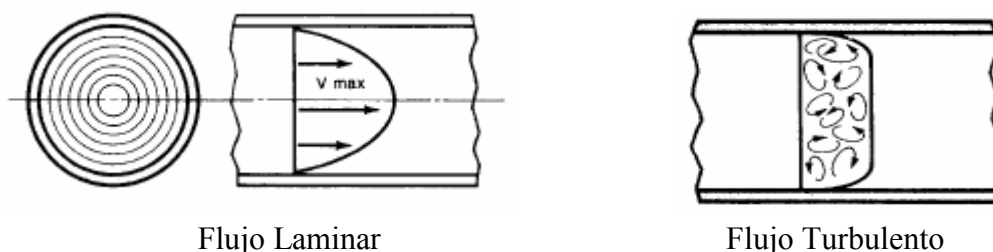
Los flujos completamente limitados por superficies sólidas reciben el nombre de flujos internos. De tal manera, éstos incluyen flujos a través de tuberías, ductos, toberas, difusores, contracciones, válvulas y conectores.

III.4.1.1) FLUJOS LAMINAR Y TURBULENTO

Al tener en cuenta la viscosidad se considera la disipación de energía por el rozamiento interno del fluido; hay otra resistencia al movimiento del mismo, debida a la adherencia entre el fluido y la superficie interior de la tubería o canalización. A causa de esa adherencia y de la rugosidad de la tubería, la capa de fluido, inmediatamente en contacto con la pared, permanece en reposo, y a medida que se consideran capas más alejadas, la velocidad de las mismas aumenta progresivamente. La velocidad varía desde un valor nulo para la capa en contacto con la superficie hasta un valor máximo para la capa situada aproximadamente en el centro del tubo. La capa de fluido en reposo recibe el nombre de capa límite.

A bajas velocidades de flujo dentro de un ducto el desplazamiento de las capas de los fluidos es uniforme y terso; a velocidades altas se forman turbulencias. Respectivamente estos tipos de flujo se denominan flujo laminar y flujo turbulento.

La figura muestra los dos regímenes de flujo en una tubería circular.



“Para saber que tipo de flujo se tiene se utiliza un número adimensional llamado Número de Reynolds generalizado” (3) definido por:

$$Re_G = \frac{D^n V^{2-n} \rho}{K 8^{n-1} \left(\frac{3n+1}{4n}\right)^n} \quad \dots(13)$$

Donde,

- D Diámetro del tubo (m)
- V Velocidad del fluido en el tubo (m/s)
- ρ Densidad del fluido (kg/m^3)
- K Índice de consistencia (N s/m^2)
- n Índice de comportamiento del flujo

(3) ALJOP S.A. Bombas Para Uso Industrial Lima, ALJOP S.A., 2000.- Pág. N° 17

Experimentalmente se ha comprobado que:

| | | |
|--------|----------------------|-----------------------|
| | Re < 2100 | Régimen laminar |
| 2100 < | Re < 4000 | Zona crítica |
| 4000 < | Re < 10 ⁴ | Régimen de transición |
| | Re > 10 ⁴ | Régimen turbulento |

Un criterio adicional para definir cuando hay o no flujo laminar es definir el Reynolds crítico dado por:

$$Re_{CRITICO} = \frac{6464 n}{(1 + 3n)^2 (1/(2 + n))^{(2+n)/n}} \quad \dots(14)$$

Hay flujo laminar cuando :

$$Re_G < Re_{CRITICO}$$

III.4.1.2) CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE FRICCIÓN PARA FNN

Usando el número de Reynolds generalizado se puede calcular el factor de fricción entonces se tiene las siguientes ecuaciones:

Para flujo laminar :

$$f = \frac{16}{Re_G} \quad \dots(15)$$

Para Flujo turbulento :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \left(\frac{4}{n^{0.75}} \right) \log_{10} \left[(Re_G) f^{1 - (n/2)} \right] - \left(\frac{0.4}{n^{1.2}} \right) \quad \dots(16)$$

III.4.2) CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE CARGA

Nuestro principal propósito en esta parte es evaluar los cambios de presión que resulten en los sistemas de flujo. Los cambios de presión en un sistema de flujo se origina a partir de los cambios en la altura o en la velocidad de flujo debido a cambios de área y de la fricción.

El efecto de la fricción es reducir la presión, provocando una caída de presión comparada en el caso ideal del flujo sin fricción.

Las pérdidas se dividen en pérdidas mayores debido a la fricción en proporciones del área constante del sistema y pérdidas menores debido al flujo a través de uniones, válvulas, codos y efectos friccionantes en otras porciones de área no constante del sistema.

III.4.2.1) PÉRDIDAS MAYORES

La pérdida de carga mayor puede expresarse como la pérdida de presión para flujo completamente desarrollado a través de una tubería horizontal de área constante.

$$h_{pl} = \frac{4fLV^2}{D \times 2g} \quad \dots(17)$$

Donde :

f : es el factor de fricción

L : es la longitud de tubería en (m)

V : es la velocidad del flujo (m/s)

D : es el diámetro interno de la tubería (m)

g : es la aceleración de la gravedad en (m/s²)

III.4.2.2) PÉRDIDAS MENORES

Estas son fundamentalmente como resultado de la separación de flujo cuando el flujo de un sistema pasa a través de una variedad de conectores ó cambios abruptos en el área.

$$h_{pa} = \frac{K \times V^2}{2g} \quad \dots(18)$$

donde el coeficiente de perdida K , debe determinarse experimentalmente para cada situación.

Entradas y Salidas

Una entrada a una tubería diseñada inadecuadamente puede provocar una perdida de carga considerable. Si la entrada tiene esquinas pronunciadas, en las mismas ocurre separación de flujo y se forma una vena contracta.

Para contracciones o ampliaciones súbitas de línea los valores k_f pueden hallarse con las siguientes ecuaciones:

$$k_f = [1 - (A_1/A_2)][0.55/\alpha] \quad \dots(19)$$

ó

$$k_f = [1 - (A_1/A_2)]^2 [1/\alpha] \quad \dots(20)$$

Donde :

$$\alpha = \frac{(2n + 1)(5n + 3)}{3(3n + 1)^2} \quad \dots(21)$$

A1 y A2 son las áreas final e inicial, según el sentido del flujo.

Para líquidos no Newtonianos con Re_G entre 20 y 500, utilizar la expresión:

$$k_f = \beta / Re_G \quad \dots(22)$$

β se encuentra multiplicando el coeficiente k_f del accesorio que se trate, para el caso de flujo turbulento, por 500:

$$\beta = (k_f)_{TURBULENTO}(500) \quad \dots(23)$$

para expansiones súbitas de diámetros D_1 a D_2 (flujo laminar)

$$\frac{\Delta p_f}{\rho} = \frac{3n+1}{2n+1} \times V_1^2 \left[\frac{n+3}{2(5n+3)} \times \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^4 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 + \frac{3(3n+1)}{2(5n+3)} \right] \quad \dots(24)$$

La pérdida de carga menor también puede expresarse como:

$$h_{pa} = \frac{f \times L_e \times V^2}{D \times 2g} \quad \dots(25)$$

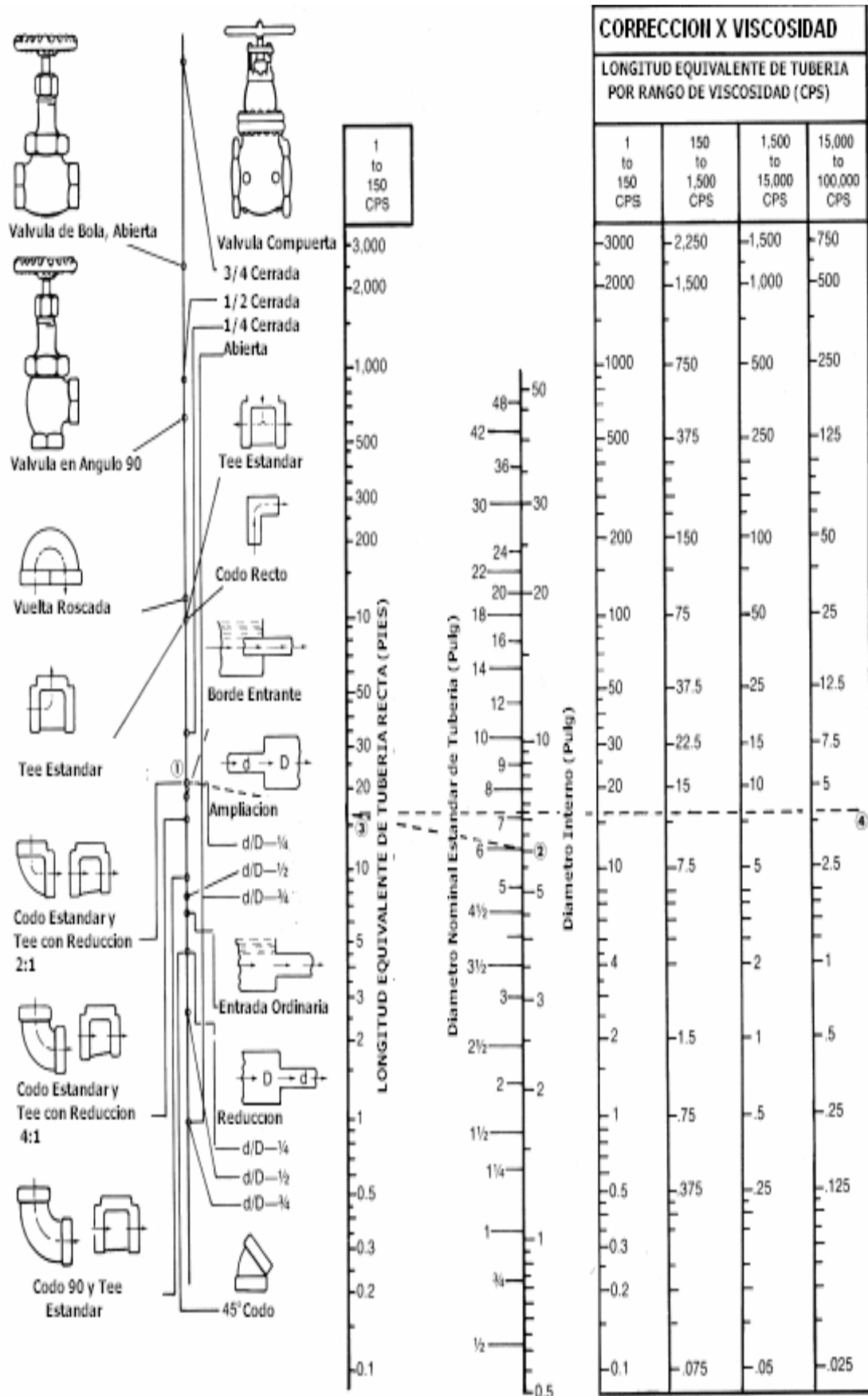
En el cual h_{pa} es la pérdida provocada por el accesorio y L_e es una longitud equivalente de tubería recta del accesorio.

La longitud equivalente L_e es determinada mediante tablas, en la página siguiente se muestra una tabla con longitudes equivalentes de tubería recta en pies para diferentes accesorios y para diferentes rangos de viscosidad. La tabla original se muestra en el Anexo N° 1.

Procedimiento para su uso:

- 1) Se ubica el accesorio del cual se requiere conocer su longitud equivalentes, para el ejemplo se tomará un codo estándar de 90°.
- 2) Una vez ubicado el accesorio se traza una recta hasta interceptar el diámetro del accesorio, para nuestro ejemplo diámetro de 6".
- 3) Al trazar la recta para unir el accesorio y su respectivo diámetro se corta al eje de las longitudes equivalentes para viscosidades de 1 a 150 Centipoises para nuestro ejemplo nos da 16 pies de longitud de tubería recta, si nuestra viscosidad con la cual estamos trabajando se encuentra en este rango tomamos los 16 pies.
- 4) Si la viscosidad del fluido con el cual estamos trabajando no se encuentra en el rango descrito en 3 se deberá trazar una recta perpendicular hacia la derecha del eje de las longitudes equivalentes hasta ubicar el rango donde se encuentra la viscosidad requerida.

TABLA DE LONGITUDES EQUIVALENTES CORRESPONDIENTES A ACCESORIOS



Pérdidas por fricción en válvulas y accesorios tabla obtenida de Waukesha Cherry-Burrell. Engineering Manual.

III.4.3) ECUACIÓN DE CONTINUIDAD

Dentro de un tubo el caudal o flujo de un fluido que va a una velocidad media v es:

$$Q = Av \quad \dots(26)$$

Donde:

A es el área de la sección transversal del tubo en m^2

v es la velocidad media m/s .

El principio de conservación de la masa en dinámica de fluidos, para flujo en una dirección esta dado por:

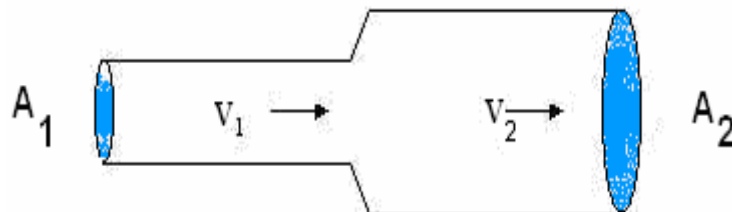
$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2 + A \frac{\partial (\rho v)}{\partial t}$$

En estado estacionario el término de la derivada respecto del tiempo es cero. Un fluido de densidad constante (como los líquidos) se denomina incompresible.

$$\rho(A_1 v_1) = \rho(A_2 v_2) = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \text{Flujo masico constante} \quad \dots(27)$$

las unidades para el flujo masico son por lo general Kgr/seg .

Teniendo este tipo de fluido circulando en una tubería que cambia de sección transversal como se muestra en la figura.



La ecuación de la conservación de la masa indicará que el flujo debe ser igual a través de A_1 y de A_2 :

$$Q = A_1 v_1 = A_2 v_2 = \text{CONSTANTE} \quad \dots(28)$$

Donde v_1 y v_2 son las velocidades medias de los fluidos en las secciones 1 y 2 respectivamente.

IV) HIPÓTESIS BÁSICAS

- El conocimiento de los diferentes clasificaciones de fluidos no newtonianos permitirá identificar el tipo de fluido del chocolate en su fase fluida.
- Las ecuaciones descritas en la presente monografía permitirán determinar el cálculo de la bomba para trasvase del chocolate en su fase fluida.
- El conocimiento de bombas utilizadas en el manejo de fluidos viscosos permitirá realizar la selección del equipo de bombeo más adecuado.

IV.1) FASE FLUIDA DEL CHOCOLATE

Luego de haber realizado diferentes ensayos y obtener las propiedades físico-químicas del chocolate en su fase fluida para su aplicación en coberturas se hace necesario mantener los siguientes parámetros a fin de mantener su fluidez, estos parámetros son:

Temperatura : 45 ± 5 °C

Índice de consistencia
 $K = 0.574$ Pa.s

Índice de comportamiento de flujo
 $n = 0.57$

Gravedad específica : 1.32

Densidad : 1320 Kg/m³

De la información obtenida en el laboratorio de la empresa Good Foods S.A. (Ex - Winters) y con los valores del índice de comportamiento de flujo (**n**) e índice de consistencia (**K**), determinados experimentalmente utilizando la ley de potencias, se deduce que el chocolate en su fase fluida viscosa según los diagramas mostrados es un fluido seudo plástico de la forma:

$$\tau = 0.574 \left(\frac{dv}{dy} \right)^{0.57}$$

Que es el modelo del chocolate en su fase fluida no newtoniana.

V) CONCEPTOS FUNDAMENTALES DE BOMBAS PARA FNN

V.1) DEFINICIÓN

“La bomba es una máquina que absorbe energía mecánica que puede provenir de un motor eléctrico, térmico, etc.. y la transforma en energía que la transfiere a un fluido en forma de presión o de velocidad y que permite trasladar el fluido de un lugar a otro, a un mismo nivel y/o a diferentes niveles.” (4)

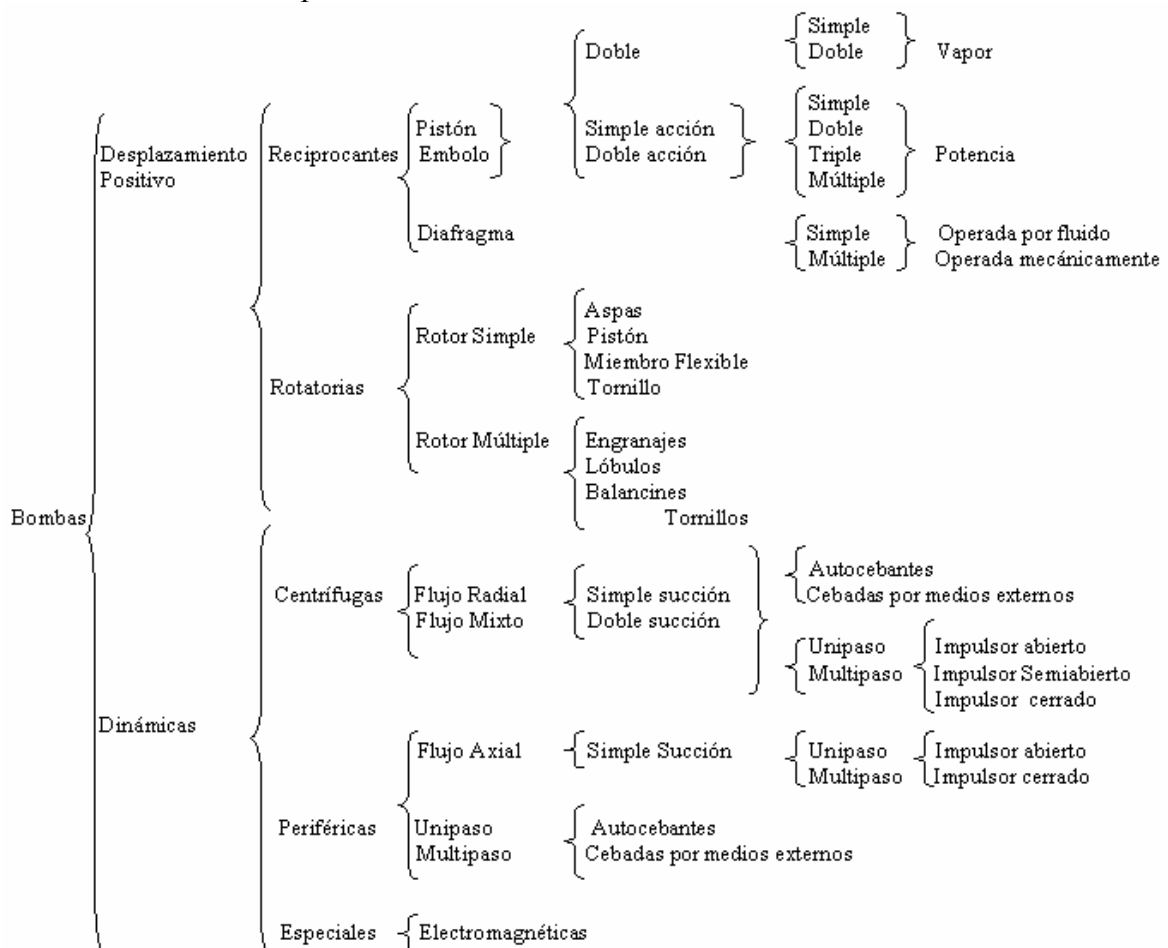
Las bombas son de gran importancia en el trasiego de fluidos, debido a su capacidad de producir vacío, con lo cual se puede empujar el fluido hacia donde se desee transportar.

Existe una infinidad de bombas las cuales tienen distintas funciones, todo depende del tipo de fluido de la temperatura a la cual se va a transportar y la presión que se soportará.

Así surgen las bombas centrífugas que fundamentalmente son máquinas de gran velocidad en comparación con las de movimiento alternativo, rotativas o de desplazamiento. Funciona a altas velocidades, acopladas directamente al motor de accionamiento, con lo que consigue que las pérdidas por transmisión sean mínimas.

V.2) CLASIFICACIÓN GENERAL

En la literatura técnica podemos encontrar diferentes clasificaciones de bombas.



Clasificación de bombas obtenidas del Hydraulic Institute

(4) MENDOZA Eduardo; VILLANUEVA Luis. Bombas Hidráulicas Selección Operación-Mantenimiento Perú, Liberación S.A. 1982.- Pág. N° 02

V.2.1) BOMBAS CENTRÍFUGAS

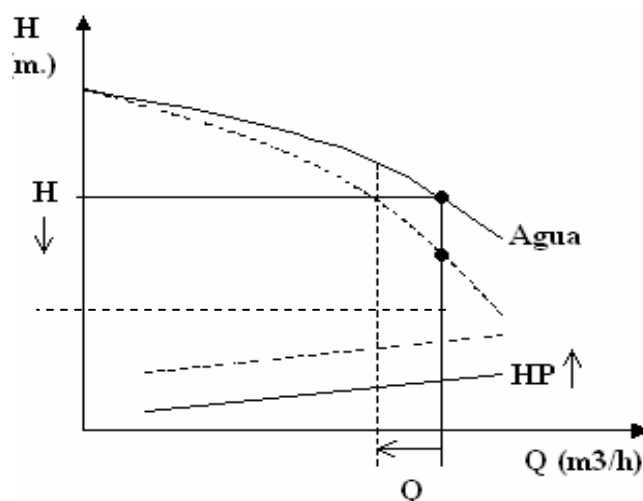
Las bombas centrífugas se prefieren generalmente cuando hay que trasegar líquidos de baja viscosidad a alta capacidad en aplicaciones de trabajo continuo.

En comparación con las bombas rotatorias de desplazamiento positivo, las bombas centrífugas son las de costo inicial más bajo y de menor mantenimiento. Utilizan un solo impulsor ó varios que hacen contacto solamente con el fluido que se trasiega. El impulsor de la bomba acelera el líquido que entra por la admisión. La caja gradualmente reduce la velocidad del líquido y la convierte en presión.

Si la bomba funciona a velocidades más bajas (a una capacidad reducida), el líquido se moverá más lentamente y se reducirá la presión. Así solo se dispondrá de presiones altas a capacidades de flujo relativamente altas. Esto significa que las bombas centrífugas no son recomendables en la mayoría de los casos para aplicaciones de manipulación de líquidos viscosos que requieran baja capacidad y alta presión.

V.2.1.1) EFECTO DE LA VISCOSIDAD EN BOMBAS CENTRIFUGAS:

“Las bombas centrífugas cuando se utilizan para bombear líquidos con viscosidades mayores a la del agua y mientras más alto sea este valor, la curva altura caudal se hace más vertical y que la potencia requerida aumenta.” (5). La línea discontinua indica los puntos de máximos rendimiento para cada curva. Se observa que tanto la altura como el caudal disminuyen en el punto de máximo rendimiento.



Efecto de la viscosidad obtenido del libro Bombas Hidráulicas, selección operación y mantenimiento de Eduardo Mendoza y Luis Villanueva

Dos de las principales pérdidas en una bomba centrífuga son por fricción con el fluido y fricción con el disco. Estas pérdidas varían con la viscosidad, del líquido de manera que la carga – capacidad de salida, así como de la toma mecánica, difiere de los valores que se obtienen cuando se maneja agua. Se han hecho muchas pruebas experimentales para determinar el efecto de la viscosidad del líquido en el funcionamiento de diversas bombas centrífugas. Aún con datos muy extensos sobre el efecto de la viscosidad.

(5) ALJOP S.A. Bombas Para Uso Industrial Lima, ALJOP S.A., 2000.- Pág. N° 18

Es difícil predecir con precisión el funcionamiento de una bomba cuando maneje un fluido viscoso de su comportamiento cuando emplea agua fría.

Cuando se aplican bombas ordinarias de agua fría para usarse en el bombeo de líquidos viscosos, se debe tener cuidado para asegurarse de que el diseño del eje es lo bastante fuerte para la potencia necesaria, que puede ser un considerable esfuerzo en los caballos de fuerza al freno para agua fría, aunque pueda ser el peso específico del líquido menor que el del agua.

Dado que la gran mayoría de fluidos no newtonianos tienen viscosidades mayores a 300 Centipoises no entraremos más en detalle sobre este tipo de bombas.

En el anexo se muestra una tabla para obtener los coeficientes de corrección por viscosidad para curvas de bombas centrífugas.

V.2.2) BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

A este grupo pertenecen las bombas alternativas y las rotatorias. Su funcionamiento se basa en el principio de desplazamiento positivo, que consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del volumen de una cámara, En este caso el órgano transmisor de energía puede ser un embolo ó pistón, o un elemento rotatorio que por efecto de una cámara disminuye su volumen provocando el desplazamiento del fluido.

Las bombas de desplazamiento positivo se clasifican de acuerdo a varios criterios:

- Según el tipo de desplazador, se clasifican en: bombas alternativas y bombas rotatorias.
- Según la variabilidad del desplazamiento, se clasifican en: bombas de desplazamiento fijo y bombas de desplazamiento variable.

La fórmula de capacidad para una bomba de desplazamiento positivo es:

$$Q = (D) (N)$$

Donde:

Q = Caudal en litros por minuto (l/min)

D = Volúmen desplazado en una revolución en litros

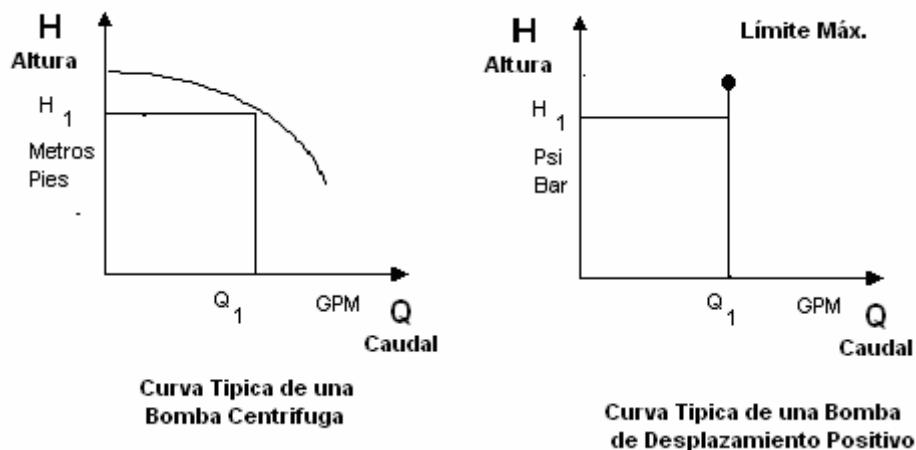
N = Revoluciones por minuto (rpm)

Las bombas de desplazamiento positivo desarrollan altas presiones a capacidades altas y bajas. Sus tasas de flujo son también altas, pero están limitadas por la velocidad de la bomba que generalmente es baja, hasta 600 rpm, Normalmente las limitaciones son debidas a las altas viscosidades del líquido para cuyo trasiego se diseñan estas bombas.

También se limita la velocidad al manejar líquidos sensibles al cizallamiento ó con partículas finas abrasivas.

Las bombas de desplazamiento positivo a menudo pueden usarse para dosificar líquidos en etapas de procesos. Es decir el volúmen del líquido bombeado está estrechamente relacionado con su velocidad de rotación.

A diferencia de las bombas centrífugas el comportamiento altura – capacidad es una recta, alcanzando su máxima presión según diseño de los fabricantes, las bombas centrífugas disminuyen su capacidad conforme aumenta la altura.



Los gráficos muestran la comparación de curvas de rendimiento de capacidad vs. altura de una bomba centrífuga y de desplazamiento positivo obtenido de ALJOP S.A. – Curso de Bombas Para Uso Industrial.

V.2.2.1 RESBALAMIENTO (SLIP)

De la fórmula común para todas las bombas volumétricas rotativas se deduce que el suministro teórico no depende de la presión. Por esta razón la característica teórica en el sistema de coordenadas P y Q, siendo las RPM constante., estará representada por una recta paralela al eje de ordenadas (P). Las características teóricas de la bomba volumétrica para dos diferentes números de revoluciones se muestran en la figura. De esta forma, teóricamente toda bomba volumétrica es capaz de crear cualquier presión, independientemente del número de revoluciones y del caudal.

“En la práctica se observa algo distinto y la característica real se diferencia de la teórica debido a las fugas.” ...(7) Efectivamente, toda, toda bomba tiene mayores ó menores holguras entre las piezas móviles y las fijas, es decir, entre el rotor, los desplazadores y el estator. Bajo la presión creada por la bomba, cierta cantidad de líquido fluye a través de estas holguras en dirección inversa a la descarga. Esta cantidad de líquido que pasa por las holguras en la unidad de tiempo se denomina resbalamiento o fuga y la designaremos con la letra “q”.



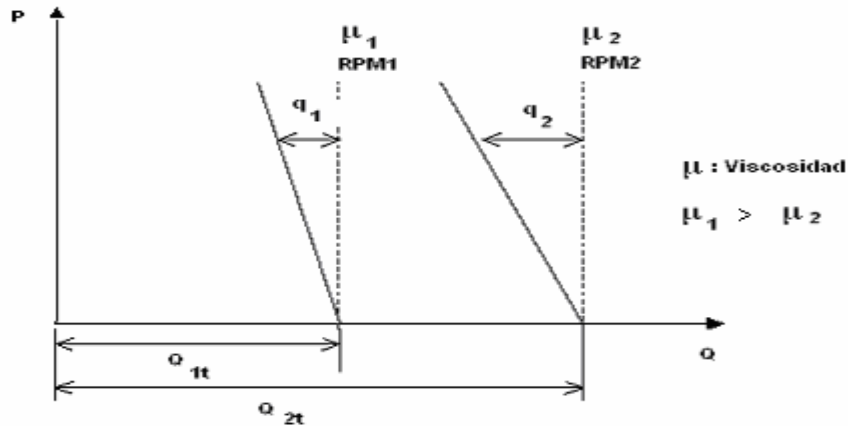
En la figura se puede apreciar el resbalamiento “q” obtenido de Waukesha Cherry-Burrell. Engineering Manual.

(7) JARA Wilfredo Máquinas Hidráulicas Perú, UNIFIM-UNI. 1998.- Pág. N° 129

La magnitud “q” es directamente proporcional a la presión que crea la bomba e inversamente proporcional a la viscosidad absoluta del líquido.

El suministro efectivo de la bomba (Q bomba), es decir, el caudal que la bomba impulsa a la tubería, es menor que el caudal teórico Qt en la magnitud del resbalamiento “q”.

$$Q_{\text{bomba}} = Q_t - q$$



Efecto de la viscosidad en el resbalamiento “q” obtenido del libro Máquinas Hidráulica de Wilfredo Jara T.

Cuanto mayor es la viscosidad del líquido tanto menor es la fuga por las holguras y tanto mayor es la pendiente de la característica de la bomba.

Como ejemplo se muestra curva de bomba marca Roper para verificar slip.

SLIP

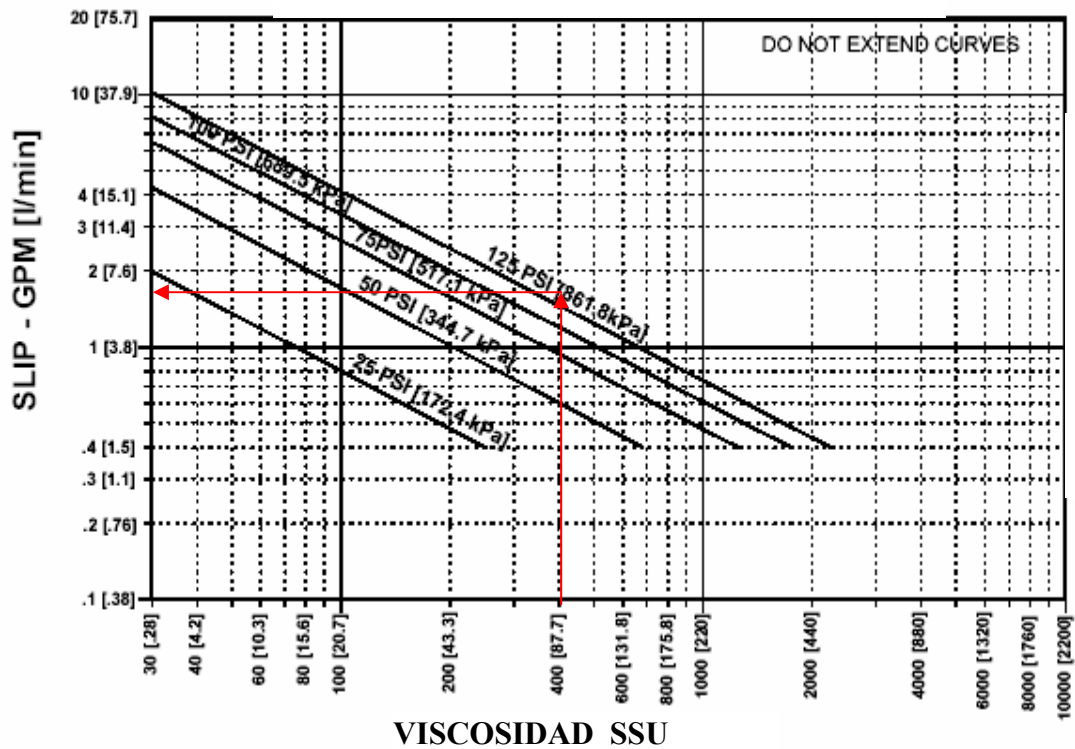


Gráfico obtenido de Roper Pump Company

Ejemplo:

Para una viscosidad de 400 SSU y una presión de descarga de 75 psi en la cámara de bomba se tiene para este caso una pérdida volumétrica de 1.4 gpm.

V.2.3) BOMBAS ROTATORIAS SON LAS MÁS ADECUADAS PARA EL TRASIEGO DE FNN.

En ellas el desplazamiento del líquido se produce por rotación de una o más piezas móviles en el interior de una carcasa, determinando unas cavidades en las que se aloja el líquido que se desplaza desde la entrada de la bomba hasta la zona de descarga, la velocidad de giro depende de la viscosidad y son inversamente proporcionales.

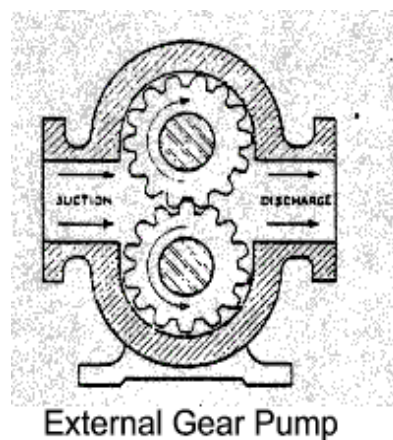
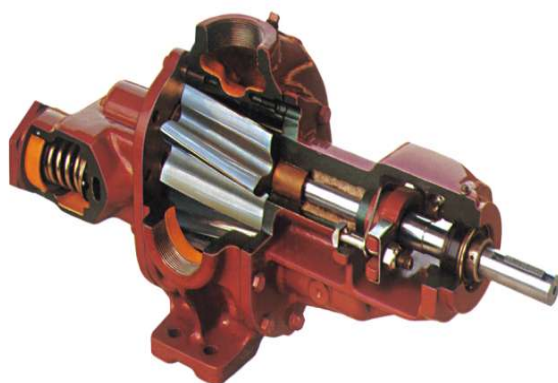
Por lo general los fluidos no newtonianos son delicados por naturaleza es por ello que requieren ser bombeados en forma suave sin provocarles demasiada agitación para evitar las emulsiones y los flujos pulsantes provocados por las bombas reciprocantes, es por ello que prestaremos más detalle a las bombas rotatorias y se mencionará tan solo a la bomba neumática que es la más comercial de las reciprocantes.

A continuación se detallarán las principales bombas rotatorias.

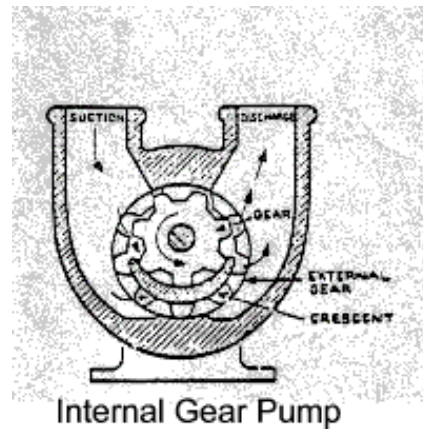
V.2.3.1) BOMBAS DE ENGRANAJES

Son aquellas que constan de dos o más ruedas dentadas de igual diámetro que se engranan alojadas en una carcasa. Impulsan al líquido confinándolo entre los dientes de las ruedas y las paredes de la carcasa.

Los dos tipos principales son las bombas de engranajes internos y externos.



Bombas de engranaje externo dibujo obtenido de la compañía Roper Pump Company



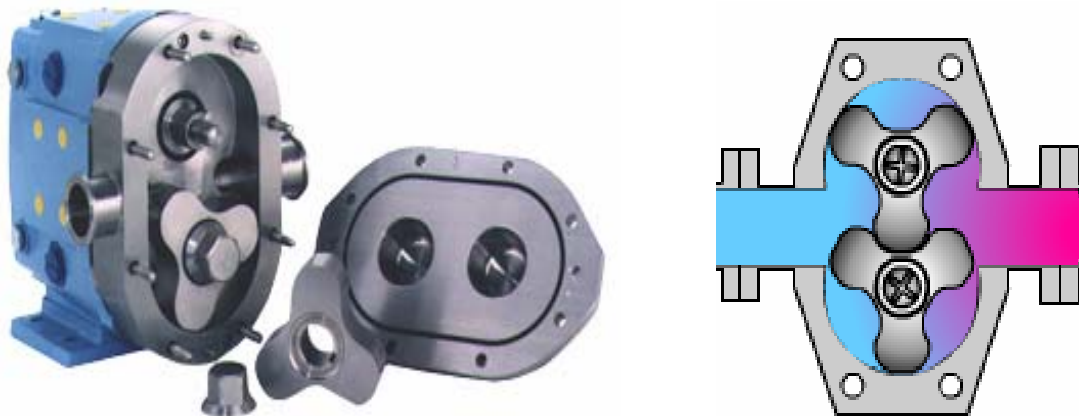
Bombas de engranaje interno dibujo obtenido de la compañía Vicking Pumps

V.2.3.2) BOMBA DE LÓBULOS

Son semejantes a las bombas de engranajes, los lóbulos cumplen la misma misión el diseño original de las bombas lobulares surge hace 40 años y desde entonces se han producido diferentes desarrollos y mejoras.

Las bombas lobulares son fáciles de limpiar y se caracterizan por una suave acción de bombeo. Tienen pocas cavidades, reduciéndose así el riesgo de crecimiento de bacterias y haciéndolas muy adecuadas para el trasvase de líquidos sensibles desde colas hasta trozos de fresa.

Las bombas lobulares se usan para servicios continuos en industrias como: alimentación y bebidas farmacéuticas, química, papeleras cosmética.

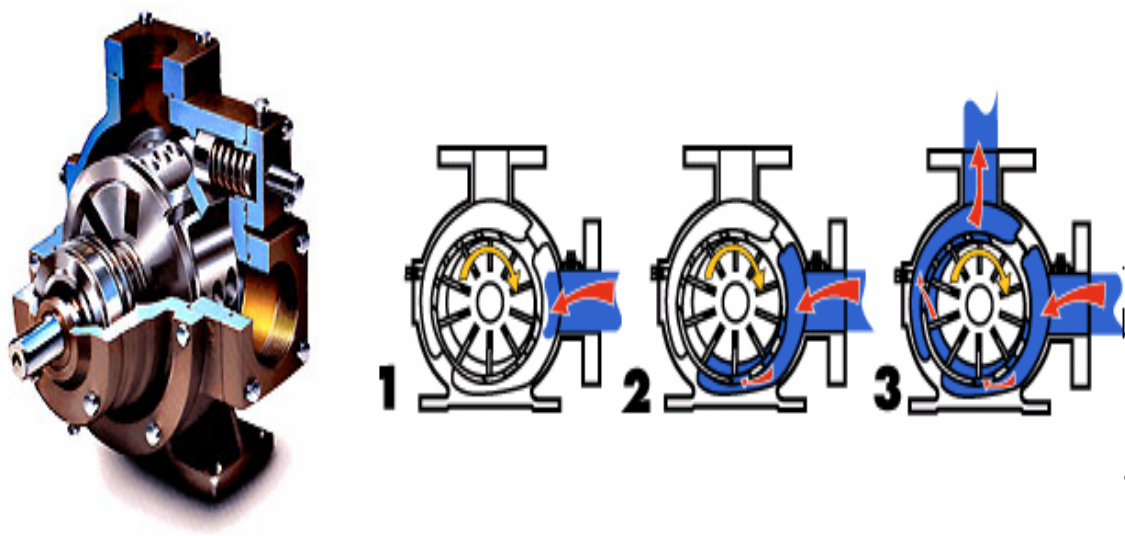


Bomba lobular dibujo obtenido de la compañía Waukesha Cherry -Burrel

V.2.3.3) BOMBAS DE PALETA

Existen varios tipos de bombas de paletas, ellas podrán ser:

- 1.- De paletas deslizantes, con un número variante de ellas montadas en un rotor ranurado. Según la forma de la caja se subdividen en bombas de simple, doble o triple cámara, si bien raramente se emplean tales denominaciones. La mayoría de las bombas de paletas deslizantes son de una cámara. Como estas máquinas son de gran velocidad de capacidades pequeñas o moderadas y sirven para fluidos poco viscosos, se justifica el siguiente tipo de clasificación.
- 2.- Bomba pesada de paleta deslizante, con una sola paleta que abarca todo el diámetro. Se trata de una bomba esencialmente lenta, para líquidos muy viscosos.
- 3.- Bombas de paletas oscilantes, cuyas paletas se articulan en el rotor. Es otro de los tipos pesados de bomba de paleta.
- 4.- Bombas de paletas rodantes, también con ranuras en el rotor pero de poca profundidad, para alojar rodillos de elastómero en el lugar de paletas, se trata de un modelo patentado.
- 5.- Bomba de leva y paleta, con una sola paleta deslizante en una ranura mecanizada en la caja cilíndrica y que, al mismo tiempo, encaja en otra ranura de un anillo que desliza sobre un rotor accionado y montado excéntricamente. El rotor y los anillos que ejercen el efecto de una leva que inicia el movimiento de la paleta deslizante. Así se elimina el rascado de las superficies. Se trata de una forma patentada que se emplea principalmente como bomba de vacío.
- 6.- Bomba de paleta flexible, que abrazan un rotor de elastómero de forma esencial giratorio dentro de una caja cilíndrica. En dicha caja va un bloque en media luna que procura un paso excéntrico para el barrido de las paletas flexibles de rotor. En la figura se muestra corte de la bomba de paletas deslizante.



Bomba de paleta deslizante dibujo obtenido de la compañía MPC Pumps

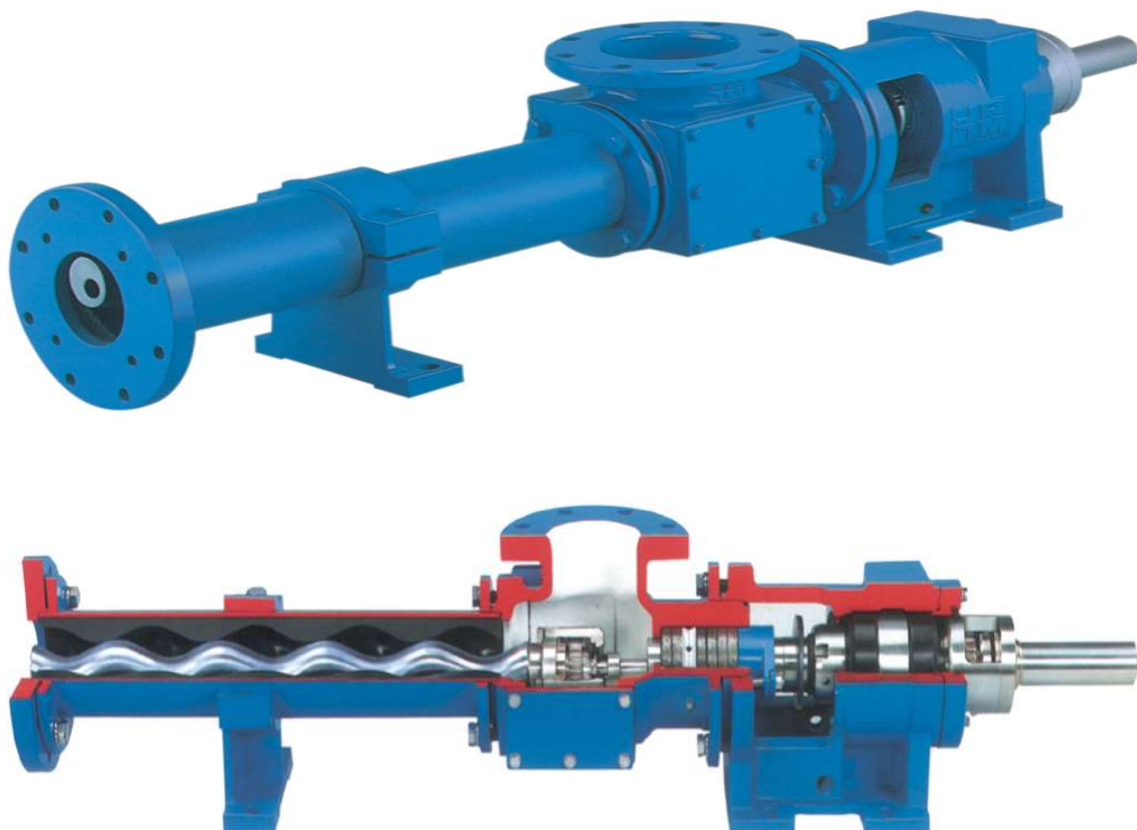
V.2.3.4) BOMBA DE TORNILLO

Un rotor metálico helicoidal gira excéntricamente dentro del estator de doble hélice moldeado en un elastómero duro. En este movimiento se forman cavidades herméticas que desplazan al fluido en forma suave y continua.

Flujo suave y sin pulsaciones. Control de flujo preciso. Ideal para dosificaciones. Excelente capacidad de autocebado: hasta 8.5m. Bajo NPSH requerido. Trabajo en ambos sentidos de rotación. Mantenimiento simple y económico. Construcción sencilla y robusta en distintos materiales según la aplicación.

Caudales hasta 284 l/s (4500 gpm). Presiones hasta 2100 psi (145 bar). Temperaturas del fluido hasta 176°C (350°F). Viscosidad del fluido mayor a 1'000,000 centipoises. Caudal proporcional a la velocidad. Manejo de sólidos de hasta 7 cm (2.8") de diámetro.

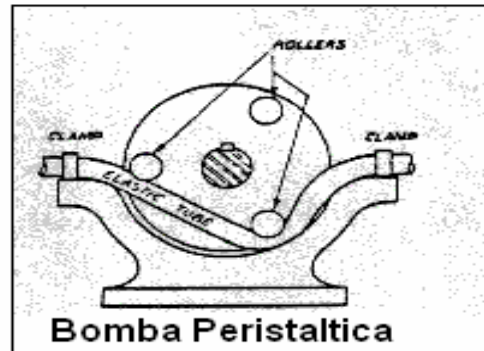
Aplicaciones en bombeo de alimentos y bebidas, Industria farmacéutica, Agroindustria, Tratamiento de aguas y lodos residuales. Industria petroquímica, minera, de la construcción, cerámica. Bombeo de pulpa de papel. Químicas y pinturas. Industria pesquera



**Bomba de Tornillo o Cavity Progresiva dibujo obtenido de la compañía
Moyno Pumps**

V.2.3.5) BOMBAS PERISTÁLTICAS

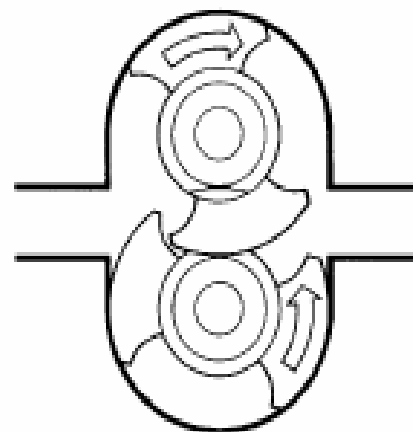
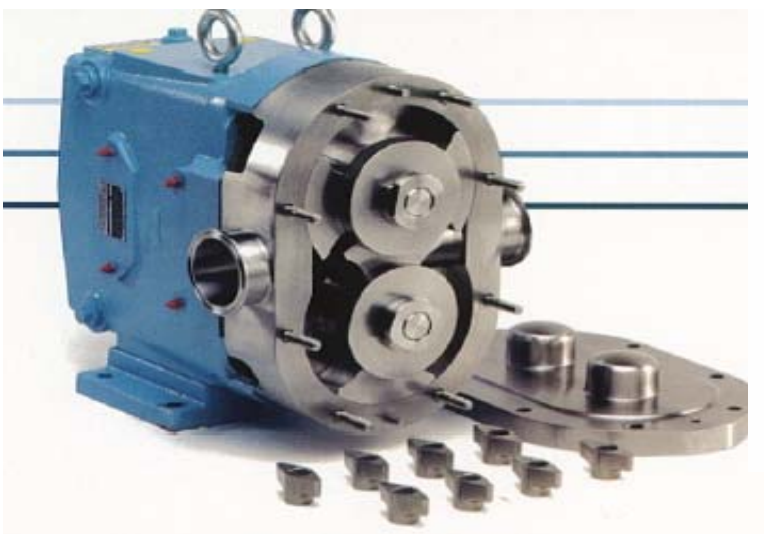
Todas las bombas están diseñadas especialmente para trabajar en continuo. Gracias a su diseño compacto, ocupan poco espacio y pueden ser ubicadas en el mismo lugar de trabajo. Las carcasas están fabricadas en acero inoxidable por lo que son adecuadas para trabajar en ambientes corrosivos. Las bombas se limpian fácilmente.



Bombas Peristálticas dibujo obtenido de la compañía Vanton

V.2.3.6) BOMBAS DE PISTON CIRCUNFERENCIAL

Son semejantes a las bombas de lóbulos pero debido a que tienen una superficie mayor de contacto entre el rotor y estator presentan un menor resbalamiento, para mínimas condiciones de viscosidad este valor es nulo, los que nos estaría hablando de una eficiencia volumétrica superior a la bomba de lóbulos.



Bomba de Pistón Circunferencial obtenido de la compañía Waukesha Cherry-Burrel

V.2.3.7) BOMBAS DE DIAFRAGMA

Las bombas de doble diafragma es accionada por aire comprimido y son fabricadas para diferentes aplicaciones en la industria su principio de funcionamiento es el siguiente: hay dos cámaras de bombeo una a cada lado y montado sobre ellas dos diafragmas flexibles conectados por un eje que divide y aísla la hidráulicamente de la sección de aire. La válvula de distribución de aire dirige automáticamente la presión a la cámara opuesta después de cada recorrido resultando una descarga y aspiración alternativa.

Ventajas: Manejo de abrasivos y líquidos de alta viscosidad

No requiere de sellos.

Flujo regulable.

Puede funcionar en seco. No requiere cebado.

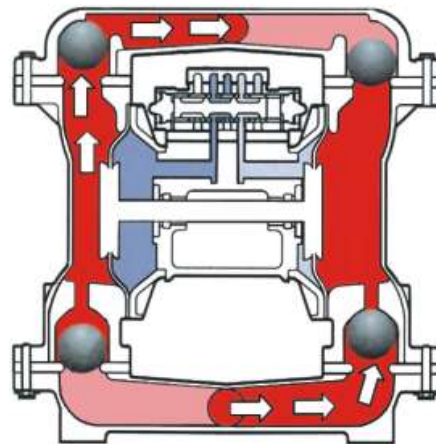
Diseño especial de la válvula de aire no requiere lubricación.

Manejo de sólidos en suspensión.

A prueba de explosión.

Bajo consumo de energía.

Puede operar parcialmente o completamente sumergida.



Bomba Neumática dibujo obtenido de la compañía Sand Piper

V.3) PARÁMETROS Y ECUACIONES FUNDAMENTALES DE BOMBAS

V.3.1) PRESION

Se define la fuerza por unidad de área.

$$P = F / A$$

Donde:

F : es la Fuerza (N)

A : es el área (m²)

V.3.2) ALTURA DE CARGA

Es la columna de fluido que ejerce sobre su base una presión tal como P

$$H = P / \rho g$$

Donde :

P : es la presión (Pa)

ρ : es la densidad (kg/m³)

g : es la gravedad (m/s²)

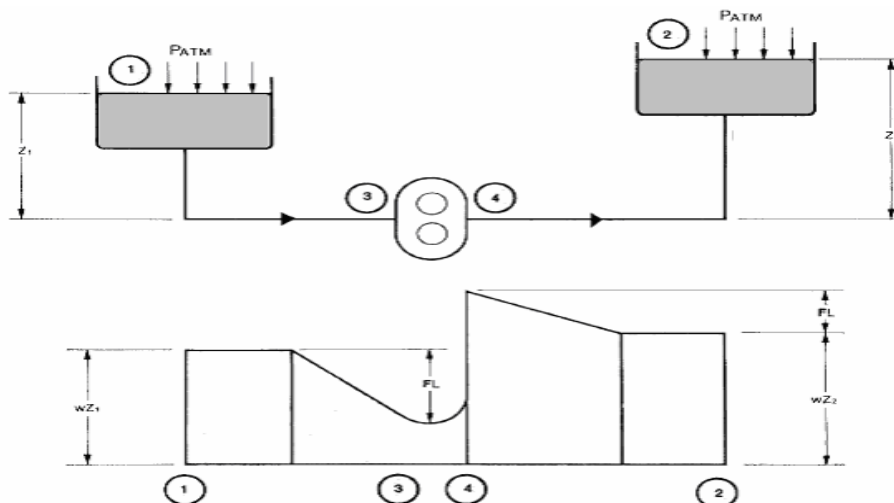
H : es la altura de carga (m)

V.3.3) ALTURA DE BOMBEO (ALTURA MANOMETRICA)

Es la energía neta transmitida al fluido por unidad de peso a su paso por la bomba centrífuga.

Se representa como la altura de una columna de líquido a elevar.

Se expresa normalmente en metros del líquido bombeado.



Si en la ecuación de Bernoulli se tienen en cuenta el aporte de energía que suministra la bomba para impulsar el fluido, desde el punto 1 hasta el punto 2 se puede llegar a la siguiente expresión :

$$H_{\text{Bombeo}} = P_2 - P_1 + \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g} + Z_2 - Z_1 + h_{pt}$$

Donde intervienen los siguientes factores:

- Diferencia de presiones absolutas que actúan sobre el fluido en el depósito de succión y en el depósito de descarga. ($P_2 - P_1$)
- Diferencia de energía cinética entre el punto de succión y descarga $\left(\frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g} \right)$ y la
- Desniveles existentes entre la superficie desde donde se succiona el fluido y la superficie a donde se elevará. ($Z_2 - Z_1$).
- Pérdida de presión por fricciones del fluido con las paredes internas de la tubería y por accesorios en la succión y en la descarga. (h_{pt})

En la mayoría de los casos, el cambio de energía cinética es casi cero; así, la ecuación de la altura de la bomba quedaría:

$$H_{\text{Bombeo}} = P_2 - P_1 + Z_2 - Z_1 + h_{pt}$$

V.3.4) POTENCIA DE LA BOMBA

En una bomba rotatoria y sistema, se considerara por separado las siguientes definiciones:

Potencia requerida por las condiciones externas del sistema WHP algunas veces llamado potencia del fluido, potencia hidráulica o potencia de agua.

Potencia requerida por las condiciones internas de la bomba VHP la cual incluye pérdida de potencia por viscosidad y fricción mecánica.

Por lo tanto, la potencia total necesaria en el eje de la bomba será:

$$HP = WHP + VHP$$

Muchos fabricantes usan el término de eficiencia definido como:

$$EFF = WHP / BHP$$

Y a menudo la usan en la fórmula de potencia como sigue

$$HP = \frac{Q \times P}{1714 \times EFF}$$

Donde :

Q : es el caudal en (gpm)

P : es la presión desarrollada por la bomba en (psi)

V.3.5) TORQUE

Los requerimientos de potencia para equipos electromecánicos como bombas son expresados en términos de torque y velocidad.

Se define el torque como el momento de la fuerza requerida para iniciar el movimiento y es usualmente expresado en unidades de inch.-lbs o ft-lbs.

En motores rotativos, HP puede ser expresado en términos de torque y RPM

$$Torque = \frac{HP \times 5250}{N} \text{ Pies} - \text{lbs}$$

Donde :

HP : es la potencia en (hp)

N : es la velocidad de rotación (rpm)

V.3.6) CAVITACIÓN

“La cavitación es un fenómeno que se produce siempre que la presión en algún punto o zona de la corriente de un líquido desciende por debajo de la presión de saturación del líquido bombeado.” (8)

Este fenómeno de cambio de fase líquido a vapor puede producirse también en las bombas de desplazamiento positivo, siendo la zona crítica el lado de la succión ó aspiración del rodete.

Se puede afirmar que producida la cavitación el líquido se evapora originándose cavidades de vapor o burbujas que son arrastradas por la corriente a zonas de mayor presión, produciéndose una condensación violenta del vapor. Esta condensación produce una elevación local de la presión que puede sobrepasar las 1000 atmósferas, lo cual produce vibraciones y daños considerables en cualquier tipo de bomba, en la carcasa, sellos y cojinetes.

Para evitar que se produzca cavitación en bombas, se debe tener especial cuidado en determinar la Altura Neta de Succión Positiva Disponible (NPSHD) en la instalación, de forma que al ingreso del impulsor no se llegue a la presión de saturación del líquido.

Los fabricantes de bombas indican en sus curvas características la Altura Neta de Succión Positiva Requerida (NPSHR), debiendo cumplirse siempre la siguiente relación al dimensionar una bomba:

NPSRD debe ser mayor al NPSHR

$$NPSHD = P_o - P_v \pm H_s - H_{pts}$$

(8) HIDROSTAL S.A. Cátalogo N° 3 Perú. HIDROSTAL S.A. 1994.- Pág. N° 2.1.2.1

Donde:

- Po = Presión absoluta en el nivel de succión
Pv = Presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo
Hs = Altura estática de succión
(+) Cuando la bomba está debajo del nivel de succión
(-) Cuando la bomba está por encima del nivel de succión

Hpts = Pérdidas por fricción y accesorios totales en la succión

Algunos autores específicamente para bombas de desplazamiento positivo utilizan los siguientes términos:

- NIPA = NPSHD
- NIPR = NPSHR

V.3.6) CURVA DEL SISTEMA:

Un Sistema es el conjunto de tuberías y accesorios que forman parte de la instalación de un equipo de bombeo.

“Cuando queremos seleccionar una bomba en general debemos calcular la resistencia al flujo del líquido que ofrece el sistema completo a través sus componentes (tuberías más accesorios).”(9)

La bomba debe suministrar la energía necesaria para vencer esta resistencia que está formada por la **altura estática** más las **pérdidas en las tuberías y accesorios**. La altura estática total es una magnitud que generalmente permanece constante para diferentes caudales mientras que la resistencia de las tuberías y accesorios varían con el caudal.

V.3.7) REGULACIÓN DE BOMBAS POSITIVAS

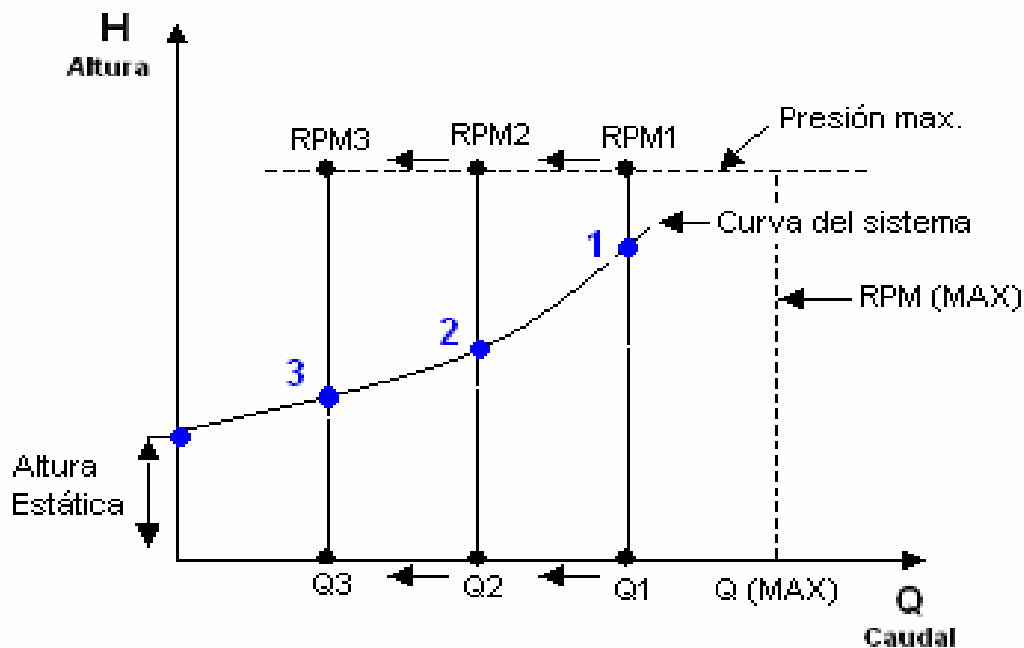
La regulación de una bomba consiste principalmente en la regulación de caudal que se suministra al sistema de bombeo. Esta regulación se basa en el concepto que toda bomba trabaja en equilibrio con la instalación; por tanto, si definimos que la instalación está compuesta por todos los componentes del sistema de bombeo, pero sin considerar la bomba, la altura H de la innatación va a depender principalmente de la variación de la altura estática más la altura dinámica que se produce por efecto de la variación de caudal.

Esto se puede apreciar en la figura en donde a mayor caudal la curva de la instalación tiende a elevarse, debido principalmente a que la velocidad en la tubería es mayor y por consiguiente las pérdidas por fricción (que son directamente proporcional a la altura) también.

“Una manera práctica de regular el caudal en las bombas de desplazamiento positivo es variando el número de revoluciones de la bomba dentro de los límites permisibles de diseño del fabricante. Esto se puede lograr con un variador de velocidades mecánico o electrónico.” (10)

(9) HIDROSTAL S.A. Catálogo N°3 Perú, HIDROSTAL S.A. 1994.- Pág. N° 2.1.4

(10) ALJOP S.A. Bombas Para Uso Industrial Lima, ALJOP S.A., 2000.- Pág. N° 36



En la figura se aprecia la curva del sistema y la variaciones del caudal por efecto en la variación de las RPM dibujo obtenido de la Firma ALJOP S.A.

V.3.8) CÓMO SELECCIONAR EL TIPO DE BOMBA ADECUADA PARA EL TRASIEGO DE LÍQUIDOS

Una labor de todos los ingenieros de fábricas es la selección de las bombas que trasiegan líquidos de un punto a otro en forma eficiente, económica y confiable.

“La clave para la selección correcta de la bomba radica en el conocimiento del sistema en la que trabajará la bomba” (11), así como del conocimiento de las principales propiedades y características del líquido a bombear. En el ANEXO N° 1 se presenta una cartilla para la recopilación de la información básica para selección de bombas de la Firma HIDROSTAL S.A.

(11) McNaughton. BOMBAS Selección, Uso y Mantenimiento México, McGraw-Hill, 1992.- Pág. N° 03

La siguiente tabla resume los puntos principales que deben considerarse al seleccionar los tipos de bombas.

Para utilizar esta tabla se comienza con la selección de las bombas evaluándolas de acuerdo con las cuatro variables principales: presión, temperatura, viscosidad y capacidad. Esta evaluación ayudará a determinar cuáles son las bombas apropiadas de acuerdo a la aplicación.

Tabla de criterios para la selección de bombas.

| Criterio de selección de la Bomba | Centrífuga | Desplazamiento Positivo |
|--|-----------------------------------|--------------------------------|
| Gama de presión | Baja a alta | Baja a alta |
| Gama de viscosidad | Muy baja | Baja a muy alta |
| Gama de temperatura | Baja a alta | Baja a alta |
| Gama de capacidad | Baja a muy alta | Baja a alta |
| Costo | Bajo a moderado | Alto |
| Servicio de trabajo continuo | Sí | Sí |
| Auto cebado | No | Sí |
| Bombea líquidos con aire | Limitada | Sí |
| Facilidad de limpieza | Sí | Sí |
| Alivio de presión requerido | No | Sí |
| Velocidades | Limitada a la velocidad del motor | Baja a moderada |

VI) SELECCIÓN DEL EQUIPO DE BOMBEO PARA TRASEGADO DE COBERTURA DE CHOCOLATE EN FASE FLUIDA VISCOSA

VI.1) ELABORACIÓN DEL CHOCOLATE

Primera etapa:

La semilla de cacao pasa por un largo y cuidadoso proceso de transformación, con métodos de elaboración tradicionales que han variado poco a lo largo de los siglos y que son la garantía de la pureza y la calidad del producto final, los granos de cacao se tuestan, es en este proceso donde desarrollan todas sus cualidades aromáticas. Después se descascarillan y se muelen, obteniéndose así la pasta del cacao, se somete a la pasta de cacao a un proceso de alcalinización para neutralizar su acidez.

Segunda Etapa:

Se prensa para extraer la mayor parte de la manteca de cacao. Las tortas resultantes se muelen, dando lugar al cacao en polvo.

Tercera Etapa:

La pasta de cacao se mezcla con azúcar pulverizado y diversos aromas. Se refina la pasta resultante y se procede al conchado, proceso que permite obtener una emulsión perfecta de chocolate es ahí que se encuentra lista para sus diversas aplicaciones en la elaboración de diversos productos finales tales como, coberturas, rellenos y barras.



**Etapas del proceso del cacao para obtención del chocolate
dibujo obtenido de la firma Good Foods S.A.**

VI.2) PROBLEMA DE APLICACIÓN

La empresa de golosinas Good Foods S.A. requiere aumentar la capacidad de producción de sus productos Ole-Ole, Picaras y Fochis.

Estos productos requieren la aplicación de una cobertura de chocolate, para lo cual se requiere enviar chocolate en fase fluida a razón de 4.5 toneladas hora hacia la máquina de coberturas, pasando previamente por un filtro que se tiene una caída de presión aproximada de 2 bar.

El envío se debe de realizar desde el tanque de preparación hacia la máquina de coberturas distante en unos 100 metros de longitud a unos 5 metros de altura. El sistema de tuberías es de 2.5" OD sanitarias y se encuentran encaquetadas por una tubería de 3.5" SCH40 por la cual circula agua caliente para asegurar y mantener una temperatura en la superficie de la tubería de 2.5" entre 45 ± 5 °C este sistema de tuberías son llamados chocoductos y el sistema en su conjunto se puede apreciar en el Anexo N° 2.

El tanque desde donde se enviará la cobertura de chocolate se encuentra a la misma temperatura y en constante agitación por ser el fluido pseudo plástico y así asegurar una viscosidad de 574 centipoises, un índice de comportamiento igual a 0.57 y una densidad de 1320 kg/m³.

Se requiere seleccionar el equipo de bombeo adecuado.

VI.3) SOLUCIÓN

Ordenando la información :

VI.3.1) Propiedades del Fluido

Temperatura : 45 ± 5 °C

Viscosidad del producto: 574 centipoises

$n = 0.57$

$K = 0.574$ Pa.s

Densidad : 1320 kg/m³

Gravedad Específica : 1.32

Flujo Másico Requerido : 4.50 toneladas / hora

VI.3.2) CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA

Diferencia de Alturas : 4.5 m

Longitud de Tubería : 100 m

Diámetro de Tubería : 2.5 Pulg.

Condiciones para la Succión:

Diámetro de Tubería de succión 2.5" Sanitaria

Diámetro interno : 0.06019 m

Altura de Succión : + 0.5 m

Longitud : 4 m

Número de codos 90° : 1

Número de Válvulas : 1

Condiciones para la Descarga:
 Diámetro de Tubería de Impulsión 2.5" Sanitaria
 Altura de Impulsión : 5
 Longitud : 96 m
 Número de codos 90° : 10
 Número de Válvulas : 1

VI.3.3) CÁLCULO DEL NÚMERO DE REYNOLDS

$$D_i = 2.370 \text{ pulg.} = 0.0602 \text{ m}$$

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0.0602)^2}{4} = 2.8461 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Se sabe:

$$\dot{m} = \rho \times V \times A = \rho \times Q$$

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{4500 \text{ Kgr} / \text{hr}}{1320 \text{ Kgr} / \text{m}^3} = 3.4091 \text{ m}^3 / \text{hr} = 9.4697 \times 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{9.4697 \times 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}}{2.8461 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 0.3328 \text{ m} / \text{s}$$

$$Re_G = \frac{D^n \times V^{2-n} \times \rho}{K 8^{n-1} \left(\frac{3n+1}{4n} \right)^n}$$

$$Re_G = \frac{0.0602^{0.57} \times 0.3328^{(2-0.57)} \times 1320}{0.574 \times 8^{0.57-1} \times \left(\frac{3 \times 0.57 + 1}{4 \times 0.57} \right)^{0.57}}$$

$$Re_G = 212.96$$

Régimen laminar.

$$Re_{CRITICO} = \frac{6464n}{(1+3n)^2 \times \left(\frac{1}{2+n} \right)^{\frac{(2+n)}{(1+n)}}$$

$$Re_{CRITICO} = \frac{6464n}{(1+3n)^2 \times \left(\frac{1}{2+n} \right)^{\frac{(2+n)}{(1+n)}}} = \frac{6464 \times 0.57}{(1+3 \cdot 0.57)^2 \times \left(\frac{1}{2+0.57} \right)^{\frac{(2+0.57)}{(1+0.57)}}$$

$$Re_{CRITICO} = 2352.20$$

$Re_G < Re_{CRITICO} \therefore$ El flujo es laminar.

VI.3.4) DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE FRICCIÓN (f)

Como vimos para fluidos No Newtonianos

$$f = \frac{16}{Re_G} = \frac{16}{212.96}$$
$$f = 0.0751$$

VI.3.5) DETERMINACIÓN DE PÉRDIDAS EN EL SISTEMA

VI.3.5.1) Cálculo de Pérdidas en la Succión (hfs)

VI.3.5.1.1) Cálculo de Pérdida debido a la contracción:

$$h_{psK} = \frac{K \times V^2}{2g}$$

$$\alpha = \frac{(2n+1)(5n+3)}{3(3n+1)^2} = \frac{(2 \times 0.57 + 1)(5 \times 0.57 + 3)}{3 \times (3 \times 0.57 + 1)^2}$$

$$\alpha = 0.5682$$

$$K_{fentradaTurbulento} = \frac{0.55}{\alpha} = \frac{0.55}{0.5282} = 0.9679$$

$$\beta = K_{fentradaTurbulento} \times (500)$$

$$\beta = 0.9679 \times 500 = 483.95$$

Para fluidos No Newtonianos

$$K_f = \frac{\beta}{Re_G} = \frac{483.95}{212.96} = 2.2725$$

$$h_{psK} = \frac{K \times V^2}{2g} = 2.2725 \times \frac{0.3328^2}{2g} = 0.0128m$$

$$h_{psK} = 0.0128m$$

VI.3.5.1.2) Pérdidas por Fricción

Longitud en la succión = 4 m

$$h_{psl} = \frac{4f \times L \times V^2}{D \times 2g} = \frac{0.3005 \times 4 \times 0.3328^2}{0.0602 \times 2 \times 9.81} = 0.1127m$$

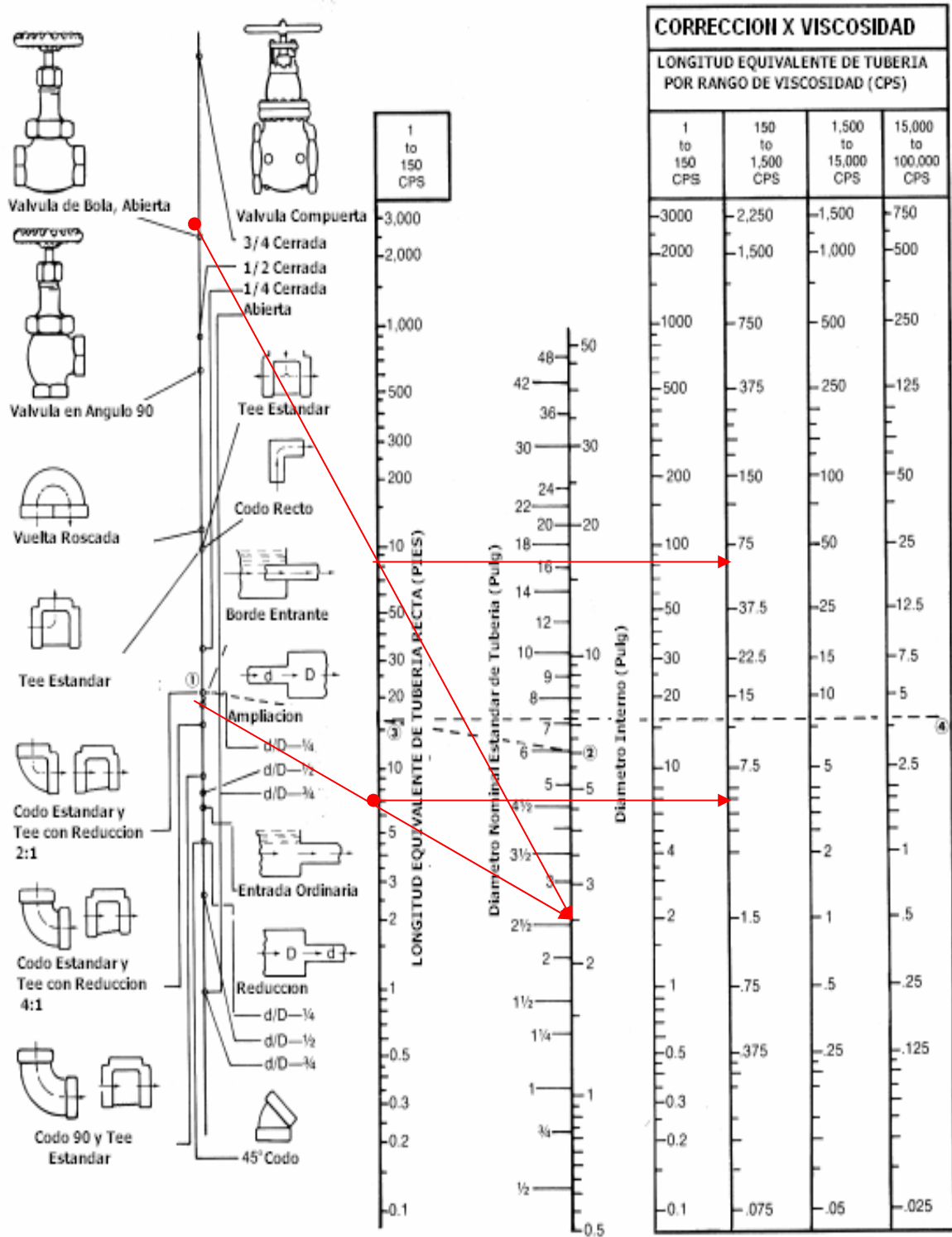
$$h_{psl} = 0.1127m$$

VI.3.5.1.3) Pérdidas por Accesorios

$$h_{psa} = \frac{4f \times Le \times V^2}{D \times 2g}$$

Hallando longitud equivalente en la succión

La longitud equivalente de los accesorios la calculamos utilizando la siguiente tabla:



Accesorios en la succión :

Válvula de bola : Cantidad 1 und. Le = 66 pies
Leq.t = 1 x 66 pies = 66 Pies = 20.1168 m

Codo 90 : Cantidad 1 und. Le = 6.0 Pies
Leq.t = 1 x 6.0 pies = 6.0 Pies = 1.8288 m

Longitud equivalente en la succión por accesorios = 21.9456 m

$$h_{psa} = Le \times \frac{4f \times V^2}{D \times 2g} = (21.9456) \times \frac{0.3005 \times 0.3328^2}{0.0602 \times 2 \times 9.81} = 0.6184m$$

$$h_{psa} = 0.6184m$$

$$h_{pts} = h_{psk} + h_{psl} + h_{psa} = 0.0128 + 0.1127 + 0.6184 = 0.7439m$$

$$h_{pts} = 0.7439m$$

VI.3.5.2) Cálculo de Pérdidas en la Descarga (hfd)

VI.3.5.2.1) Pérdidas por Fricción

$$h_{pdl} = \frac{4f \times L \times V^2}{D \times 2g} = \frac{0.3005 \times 96 \times 0.3328^2}{0.0602 \times 2 \times 9.81} = 2.7051m$$

$$h_{pdl} = 2.7051m$$

VI.3.5.2.2) Pérdidas por Accesorios

Hallando longitud equivalente en la impulsión.

La longitud equivalente de los accesorios la calculamos utilizando la siguiente tabla:

Accesorio :

Válvula de bola : Cantidad 1 und. Le = 66 pies
Leq.t = 1 x 66 pies = 66 Pies = 20.1168 m

Codo 90 : Cantidad 10 und. Le = 3.5 pies
Leq.t = 10 x 6.0 pies = 60 Pies = 18.2880 m

Longitud equivalente en la impulsión por accesorios = 38.4048 m

$$h_{pda} = \frac{4f \times Le \times V^2}{D \times 2g} = \frac{0.3005 \times 38.4048 \times 0.3328^2}{0.0602 \times 2 \times 9.81} = 1.0822m$$

$$h_{pda} = 1.0822m$$

Hallando las pérdidas totales en la descarga.

$$h_{ptd} = h_{psl} + h_{psa} = 2.7051 + 1.0822 = 3.7873m$$

$$h_{ptd} = 3.7873m$$

Las pérdidas totales en el sistema será:

$$h_{pt} = h_{pts} + h_{ptd} = 0.7439 + 3.7873 = 4.5312m$$

$$h_{pt} = 4.5312m$$

VI.3.6) CÁLCULO DE LA ALTURA DE LA BOMBA.

Para el sistema descrito de la ecuación de Bernoulli resulta:

$$H_{Bombeo} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha_v \times V_2^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) + h_{pt}$$

$$P_2 = 2Bar = 200 \times 10^3 Pa = 200 \cdot 10^3 \frac{Kg \cdot m}{s^2 \cdot m^2}$$

$$\gamma_{Chocolate} = 1320 \frac{kg}{m^3} \times 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$H_{Bombeo} = \frac{200 \times 10^3}{1320 \times 9.81} + \frac{2 \times 0.3328^2}{2 \times 9.81} + 5 - 0.5 + 4.5312 = 24.4875m.c.l.$$

$$H_{Bombeo} = 24.4845m.c.l.$$

Podemos expresar también en psi:

$$H_{Bombeo} = 24.4875 \times 1.42 \times G.E. = 45.89 psi$$

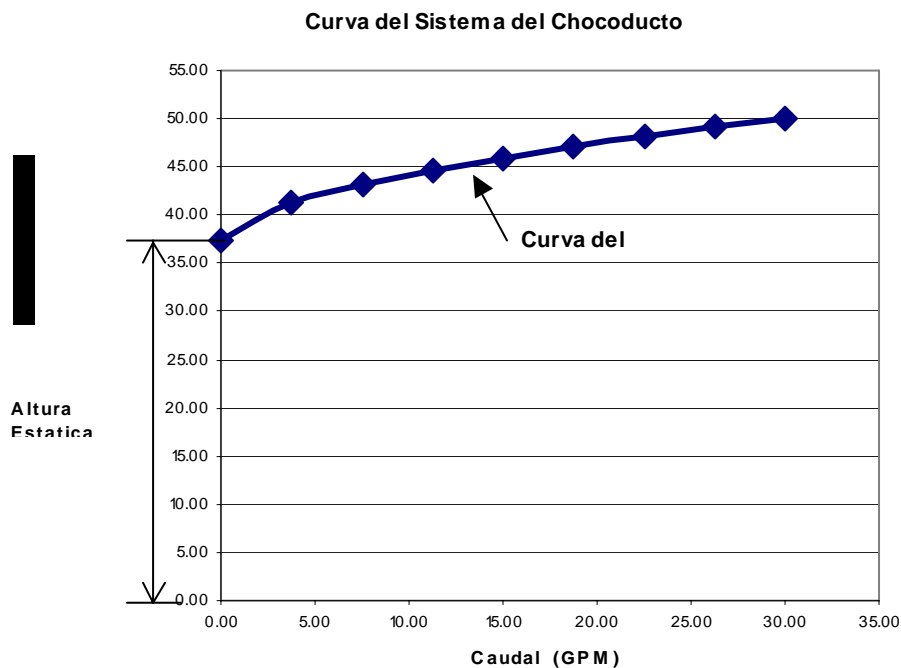
$$H_{Bombeo} = 45.89 psi$$

VI.3.7) DETERMINACIÓN DE LA CURVA DEL SISTEMA

Para determinar la curva del sistema repetimos el procedimiento de cálculo y se obtiene:

| Caudal GPM | H Pérdidas Psi |
|------------|----------------|
| 0.01 | 37.38 |
| 3.75 | 41.23 |
| 7.50 | 43.10 |
| 11.26 | 44.59 |
| 15.01 | 45.89 |
| 18.76 | 47.04 |
| 22.51 | 48.11 |
| 26.27 | 49.11 |
| 30.02 | 50.06 |

Graficando estos datos de la tabla tenemos.



VI.3.8) SELECCIÓN DE LA BOMBA PARA TRANSVASE DEL CHOCOLATE

Dentro de la gama bombas y por lo ya antes mencionado sobre el efecto de la viscosidad en bombas centrífugas. Debemos escoger una bomba de desplazamiento positivo para esta aplicación.

Antes de continuar debemos tener las siguientes consideraciones para la selección de la bomba de desplazamiento positivo para el trasvase de chocolate en fase fluida:

- Los materiales de fabricación de todos los componentes de la bomba en contacto con el chocolate deben ser de grado sanitario y en ningún caso deben permitir contaminación del chocolate ya que este es para consumo humano.
- La bomba debe contar con chaquetas para permitir la circulación de agua caliente a través del estator de la bomba y así asegurar la fase fluida del chocolate dentro de la cámara de bombeo, mientras opere el equipo ó antes de iniciar nueva operación después de una parada.
- Debido a que las bombas de desplazamiento positivo pueden desarrollar altas presiones debido a una mala operación en el sistema, la bomba debe incorporar válvula de alivio o en su defecto se debe instalar un by pass en la descarga hacia el tanque de succión.
- Según Roper Pump Company la máxima velocidad (rpm) recomendada para de la bomba en el bombeo de: Bitter Chocolate, es de 250 RPM. Esto para no variar las propiedades de sabor y evitar la decoloración, por lo tanto tomaremos este valor de velocidad máxima como referencia. Adicionalmente en el Anexo N° 3 se muestra curva de velocidad vs viscosidad para tener presente en las selecciones.

Evaluando las alternativas:

a) Una bomba de cavidad progresiva ó tornillo no sería muy adecuada en este caso ya que por su forma constructiva cuenta con un estator que es un elastómero de considerable espesor el cual no permitiría una adecuada transferencia de calor al inicio del bombeo, además estos tipos de bombas no incorporan válvula de alivio, por estos dos puntos descartamos su uso para el bombeo del chocolate.

b) Las bombas peristálticas cuentan con componentes metálicos y elastómeros sanitarios se descartan por lo mencionado en las bombas de tornillo.

c) Las bombas de paletas deslizantes también se descartan para el bombeo de chocolate ya que tampoco cuentan con chaquetas ni válvula de alivio, adicionalmente ya que el chocolate tiene cierta abrasión desgastaría prematuramente el equipo.

d) Las bombas neumáticas se descartan por el hecho de tener flujo pulsante esto puede provocar alteraciones en la viscosidad del producto ya que por ser un fluido pseudo plástico requiere un bombeo suave y continuo.

e) Las bombas de engranaje no presentaría el problema anterior ya que también son disponibles con chaquetas para prevenir la solidificación en la cámara de la bomba y además también incorporan válvula de alivio sin embargo su construcción es de fierro fundido. no cumpliendo con la exigencia del material de grado sanitario por ese motivo también descartamos su uso.

f) Las bombas lobulares serían una buena alternativa ya que por ser de acero inoxidable grado sanitario cumplen con la exigencia del material, por otro lado el bombeo se puede realizar en forma suave escogiendo lógicamente la velocidad apropiada, también incorporan en su construcción las chaquetas para realizar la transferencia de calor y la válvula de alivio. Sin embargo debido a que los extremos de los lóbulos forman un punto de contacto con el estator de la bomba ante un pequeño desgaste del lóbulo crecería el resbalamiento aumentando la pérdida volumétrica y la bomba disminuirá en eficiencia por incremento del resbalamiento y perderá capacidad de bombeo. Esta bomba podría ser una buena alternativa si no se dispone de algún equipo superior.

g) La bomba de pistón circunferencial ofrece todas las ventajas mencionadas de las bombas lobulares, sin embargo adicionalmente cuentan con una característica superior a la bomba lobular y es la siguiente: Los rotores de la bomba forman un área de contacto con la superficie interna del estator, esto nos permitirá ser mas resistente a la abrasión que las bombas lobulares y así se podrá mantener la eficiencia de fabrica por un mayor periodo de tiempo, por tal motivo escogemos este tipo de bomba.

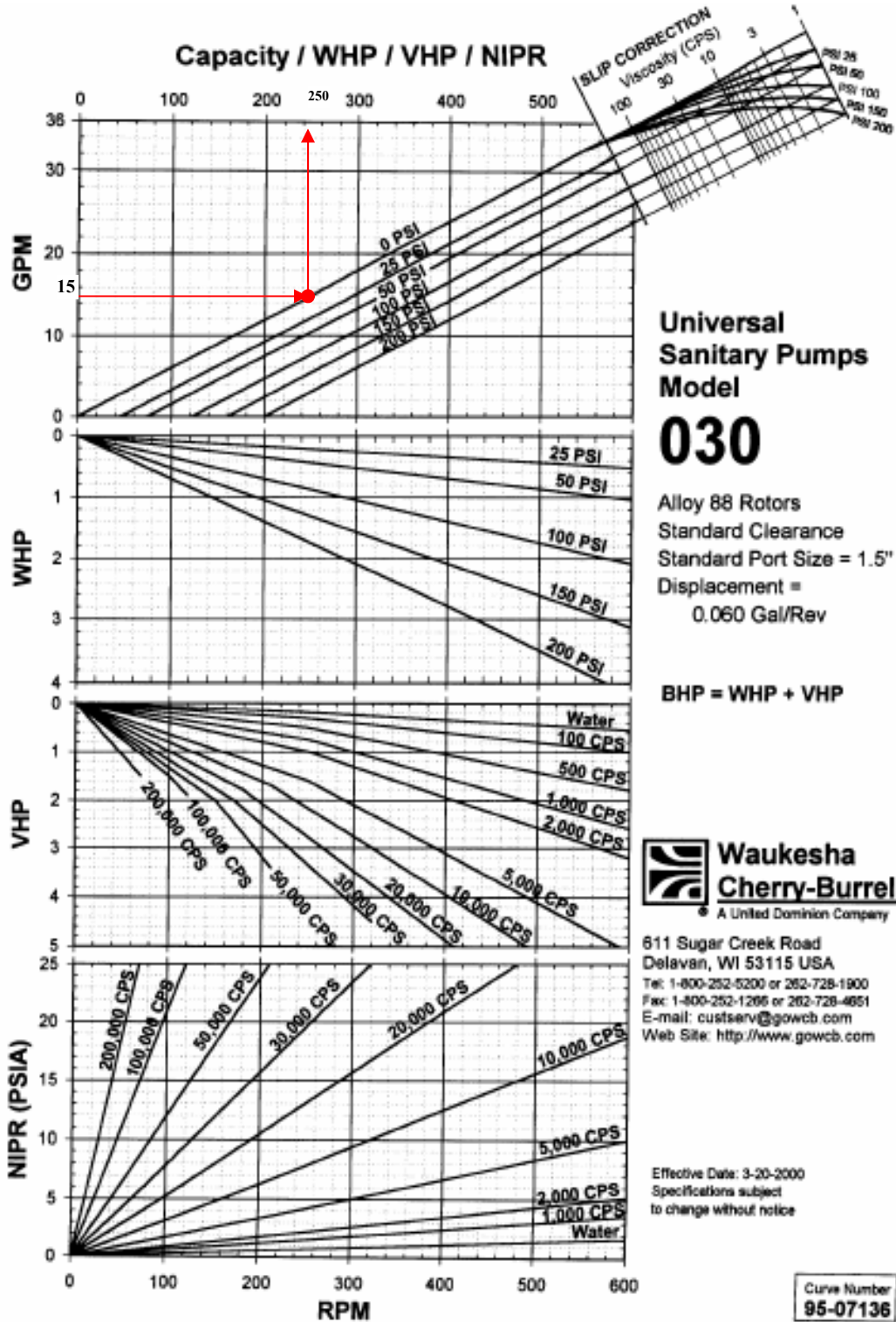
Como ya hemos definido el tipo de bomba a utilizar (Pistón Circunferencial), y conocedor del liderazgo del fabricante de bombas Waukesha, se utilizaran las curvas características de su catalogo No. 95-03062 para la selección del modelo de bomba requerida.

Se analizarán 03 modelos diferentes a fin de realizar las comparaciones respectivas y luego definir entre ellas cual sería el modelo mas adecuado.

- Primer Posible Modelo WAUKESHA U030:

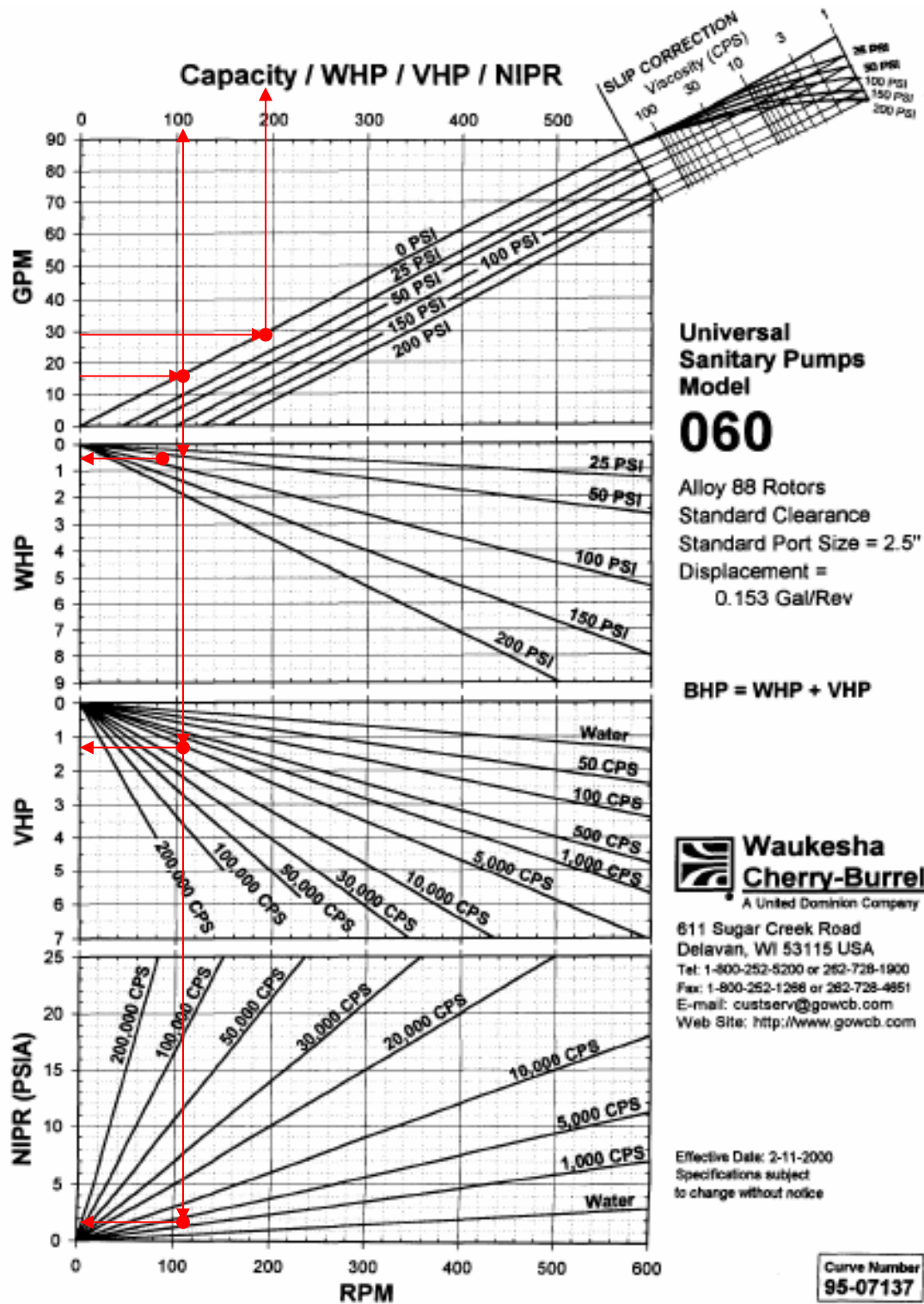
Sabemos que el chocolate se encuentra a una viscosidad de 574 Centipoises, para este caso de la curva de rendimiento de la bomba el resbalamiento (slip) es cero.

Para el caudal requerido de 15 GPM vemos que la velocidad de rotación para la bomba corresponde 250 rpm, es decir estaría igualando la velocidad máxima de rotación recomendada para el trasvase de chocolate quienes afirman que para mayores velocidades el chocolate sufre cambios en su color y sabor puede ocurrir la decoloración, por tal motivo se descarta este modelo por estar cercano al valor máximo de rotación recomendado.



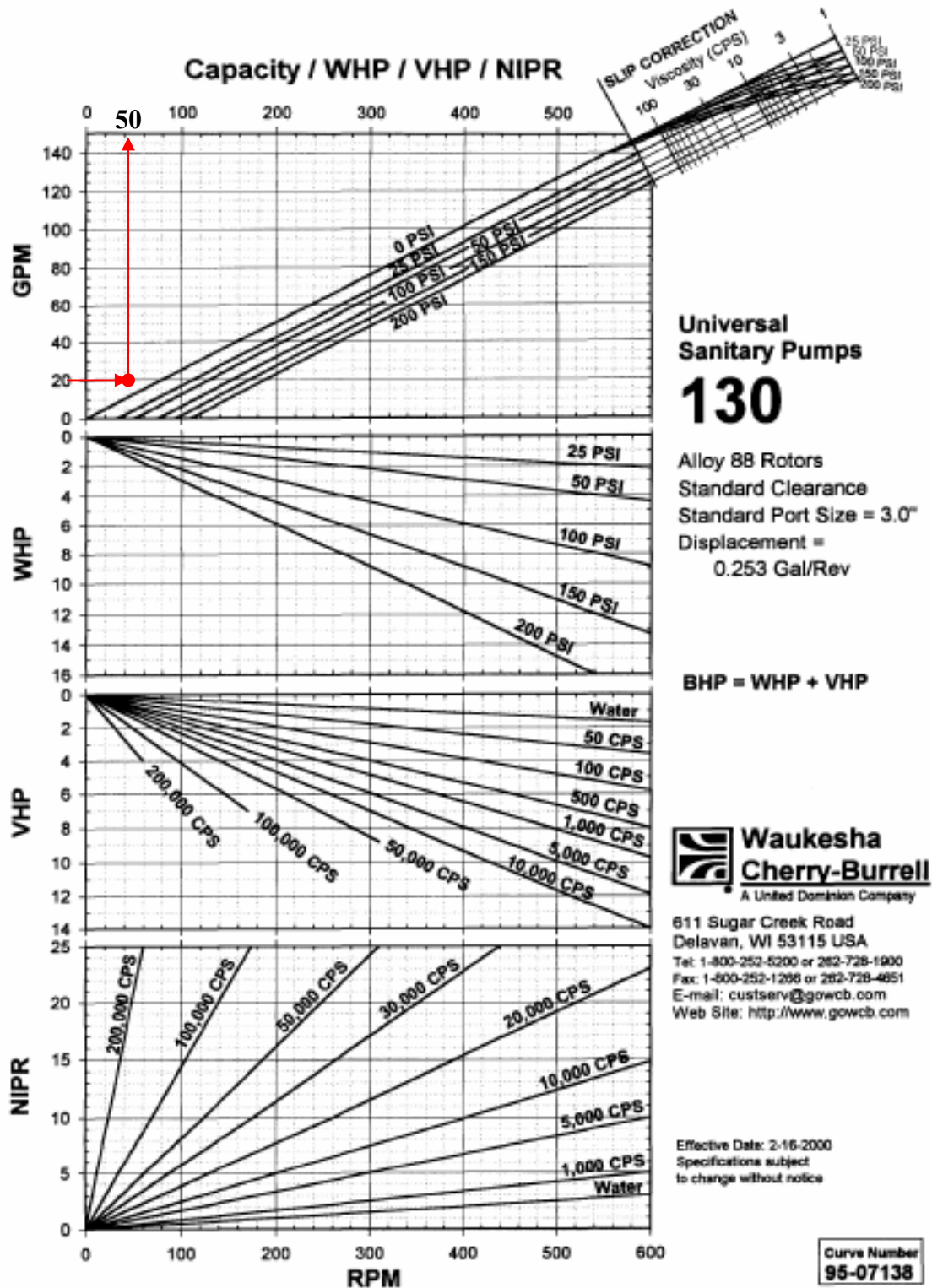
-Segundo Posible Modelo WAUKESHA U060:

Entrando con el caudal de 15 GPM vemos que la velocidad correspondiente es de 100 rpm e incluso si habría necesidad de incrementar el caudal hasta en un 100% la velocidad de rotación continuaría estando por debajo de la velocidad máxima de 250 RPM, por otra parte los diámetros de succión y descarga coinciden con el diámetro de tuberías instalado esta sería una buena alternativa.



-Tercer Posible Modelo WAUKESHA U130:

Entrando con el caudal de 15 GPM vemos que la velocidad correspondiente es de 50 rpm y para un caudal de 30 GPM la velocidad estaría bordeando los 100 RPM, sin embargo descartamos esta opción ya que los diámetros de succión y descarga para este modelo son de 3", este modelo queda grande y el costo entraría muy por encima del modelo U060.

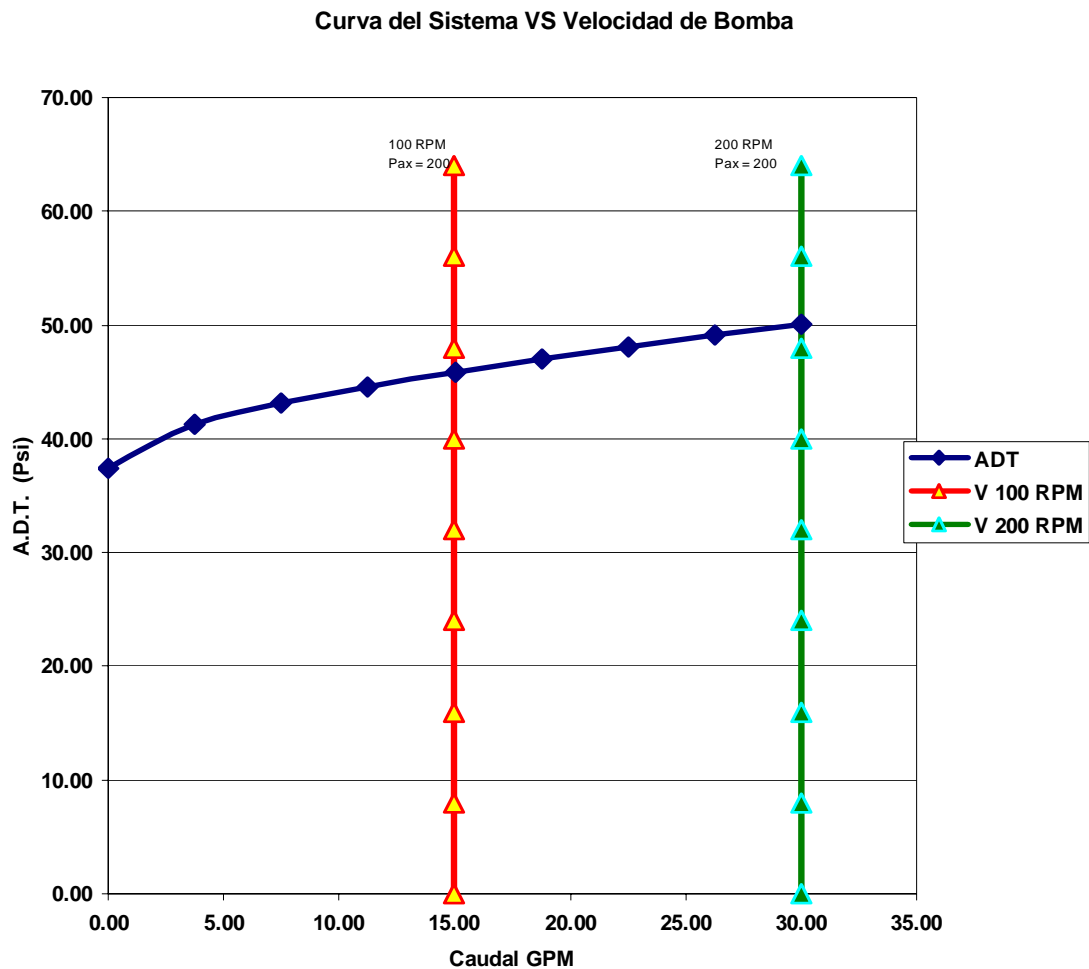


Por lo analizado anteriormente entonces optamos por seleccionar el modelo U060. información adicional de la bomba se adjunta en el Anexo N° 4.

VI.3.9) ANÁLISIS DEL PUNTO DE OPERACIÓN

Primero graficamos la curva del sistema y luego trazamos la curva de la bomba.

De la curva de operación de la bomba U060 confirmamos que debido a que el slip para este caso no existe la curva de gasto es una recta paralela al eje de las presiones alcanzando su valor máximo según diseño de hasta 200 psi como el caudal solo es función de las revoluciones de la bomba podemos graficar entonces:



Del gráfico se puede apreciar que la máxima presión del sistema en el caso que se requiera un aumento del caudal de hasta de 30 GPM la presión bordeará los 50 psi, el punto de operación requerido esta por debajo de la presión máxima de la bomba 200 psi y de la velocidad máxima de rotación de 250 rpm para el manejo del chocolate en fase fluida.

VI.3.10) CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA.

La potencia total necesaria en el eje de la bomba se definió como:

$$HP = WHP + VHP$$

De la curva del Modelo U060 para los siguientes datos:

$$Q = 15 \text{ gpm}$$

$$P = 50 \text{ psi}$$

Viscosidad 574 centipoises

Se obtiene,

Velocidad 100 rpm

$$WHP = 0.50 \text{ y } VHP = 1.20$$

$$HP = 0.50 + 1.20 = 1.70$$

Que sería la potencia absorbida en el punto de operación.

Para determinar la potencia del motor requerido se debe tener en cuenta los siguientes casos:

Caso 1:

Para una eventual maniobra en la cual válvula de descarga se encuentre cerrada ó la línea de impulsión se encuentra obstruida y el motorreductor se encuentre en marcha la bomba desarrolla una mayor presión controlando esta elevación de presión hasta los 100 psi de la curva del fabricante tenemos que para este caso el valor de WHP es 0.9 y de VHP es 0.85, sumando estos valores nos da una potencia al eje de la bomba de 1.75 HP

Caso 2:

Para el caso que se requiera aumentar el un caudal a 30 gpm , la velocidad de la bomba será 200 rpm y los valores para WHP y VHP serian 1.8 y 1.7 respectivamente para una presión de 100 psi, sumando nuevamente la potencia al eje de la bomba seria de 3.5 hp

Con estos casos descritos se utilizaría entonces un motorreductor de 4 hp con un factor de servicio mínimo de 1.15, esta potencia nos permitirá un buen rango de variación del caudal y no tener que preocuparnos de la potencia del motor.

VI.3.11) CÁLCULO DEL TORQUE

$$\text{Torque} = HP \times 5250 / N$$

$$\text{Torque} = \frac{HP \cdot 5250}{N} = \frac{1.7 \cdot 5250}{100} = 89.25 \text{ Pies} - \text{lbs}$$

$$p\text{Torque} = 121 \cdot N \cdot m$$

Para nuestro caso de la ficha técnica del equipo el límite de torque es 420 pies – lbs.

Para una potencia de 5 hp a 100 rpm el torque sería 262.50 pies-lbs. Por lo tanto el motorreductor de 4 hp no presentara ningún inconveniente.

Información adicional del motorreductor se adjunta en el Anexo N° 5.

VI.3.12) CÁLCULO DEL NIPA

Para el sistema que se está calculando:

$$NIPA = P1 + Z1 - Pvch - Pst$$

Reemplazando valores:

$$NIPA = (14.7 + 0.9372 - 0.9355) \text{ psi} = 14.70 \text{ psi}$$

$$NIPA = 14.70 \text{ psi}$$

De la curva de la bomba seleccionada:

Para Q = 15 gpm el NIPR = 2.00 psi

Para Q = 30 gpm el NIPR = 3.50 psi

En ambos casos se cumple:

$$NIPA > NIPR$$

Con lo que podemos verificar que la bomba seleccionada no presentará problemas de cavitación.

VII) CONCLUSIONES

- El número de Reynolds generalizado nos define el régimen de flujo del chocolate en fase fluida y este valor nos permitirá también determinar el factor de fricción y es fundamental su determinación ya que nos permitirá luego calcular la altura dinámica total requerido para seleccionar la bomba.
- Independientemente para la gama de fluidos no newtonianos para el cálculo del número de Reynolds generalizado se debe de conocer el índice de consistencia y el índice de comportamiento de flujo
- Debido a que la curva característica de una bomba centrífuga ve comprometida su performance por efectos de la viscosidad se descarta su uso en el trasegado del chocolate por ser un fluido altamente viscoso.
- El conocimiento para la determinación de la altura dinámica total nos servirá para realizar un correcto dimensionamiento de la bomba ya que de estimar en forma aleatoria este valor nos llevaría a la posibilidad de un sub ó sobre dimensionamiento del equipo de bombeo, comprometiendo su correcta operación.
- Si no se mantiene una temperatura adecuada en la superficie de la bomba o en el sistema de tuberías y está tiende a disminuir la viscosidad del chocolate en fase fluida se incrementaría así como también el factor de fricción, es por tal motivo que se deben utilizar las chaquetas para que esto no ocurra.
- La determinación de la curva del sistema es importante ya que nos permite de manera grafica visualizar el comportamiento de operación de la bomba en el sistema de bombeo del chocolate y poder estudiar las posibilidades de la variación de los parámetros como presión y caudal con respecto a la velocidad.
- El trabajar con la bomba del tipo pistón circunferencial es ideal ya que para viscosidades mayores a 60 centipoises el valor del resbalamiento (slip) es cero, en nuestro caso para el chocolate con una viscosidad de 540 centipoises el caudal de la bomba no se verá afectado obteniendo un sistema más eficiente.

VIII) RECOMENDACIONES

- Es de suma importancia antes de realizar la selección de la bomba de chocolate en fase fluida tener bien definidas las características y propiedades del fluido ya que ello nos servirá para una selección adecuada del equipo de bombeo.
- No se deben olvidar antes de realizar el arranque de la bomba para el chocolate en fase fluida realizar el calentamiento del sistema compuesto por bomba y tuberías haciendo circular agua caliente a través de las chaquetas respectivas, es necesario alcanzar la temperatura de bombeo adecuado para evitar la solidificación en algún punto del sistema.
- Es importante tener el cuidado respectivo en la selección del motor para el accionamiento de la bomba ya que una potencia muy ajustada no permitirá el uso del equipo de bombeo ante una disminución de la viscosidad o aumento de presión en el sistema ocasionando sobre carga del motor deteriorando prematuramente el equipo.
- Es recomendable trabajar en un sistema de unidades consistente a fin de obtener los resultados apropiados.
- En el caso que se requiera utilizar bombas centrífugas para el bombeo de líquidos con baja viscosidad se puede utilizar las curvas de corrección de la empresa Hidrostral S.A. descrita en el Anexo N° 6.

IX) BIBLIOGRAFÍA

- Autor : Fox Robert W.; McDonald Alan T.
Título : Introducción a la Mecánica de Fluidos
Editorial : MacGrawhill
Año : 1995
País : MÉXICO

- Autor : Gerhart, Philip M.; J. Gross Richard.; Hochstein John I.
Título : Fundamentos de Mecánica de Fluidos
Editorial : Addison Wesley Iberoamericana
Año : 1995
País : USA

- Autor : Kenneth J. MacNaughton y Otros.
Título : Bombas: Selección, Uso y Mantenimiento
Editorial : MacGrawhill
Año : 1996
País : MÉXICO

- Autor : Jara Wilfredo P.
Título : Máquinas Hidráulicas
Editorial : INIFIM - UNI
Año : 1998
País : PERÚ

- Autor : Hodson y otros
Título : Fluidos No Newtonianos En Industrias Alimentarias
Editorial : Hodson
Año : 1996
País : USA

- Autor : Waukesha Cherry - Burrell
Título : Engineering Manual
Editorial : Waukesha Cherry - Burrell
Año : 2000
País : USA

- Autor : Roper Pump Company
Título : Roper Liquid List A Guide To Proper Pump Selection
Editorial : Roper Pump Company
Año : 1992
País : USA

- Autor : Roper Pump Company
Título : How To Solve Pumping Problems
Editorial : Roper Pump Company
Año : 1998
País : USA

- Autor : HIDROSTAL S.A.
Título : Catálogo N° 3
Editorial : HIDROSTAL S.A.
Año : 1994
País : PERÚ

- Autor : Mendoza Eduardo.; Villnueva Luis
Título : Bombas Hidráulicas Selección Operación - Mantenimiento
Editorial : Liberación S.A.
Año : 1982
País : USA

- Autor : ALJOP S.A.
Título : Bombas Industriales
Editorial : ALJOP S.A.
Año : 2000
País : PERÚ

ANEXOS

Para mayor información consultar formato impreso