

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería



Rediseño de un sistema de distribución de agua de enfriamiento de gases en un horno para producción de cemento.

Trabajo de graduación presentado por Javier Estuardo Aquino Blanco para optar el grado de Licenciado en Ingeniería Mecánica.

**Guatemala
2007**

Rediseño de un sistema de distribución de agua de enfriamiento de gases, en un horno para producción de cemento.

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería

Rediseño de un sistema de distribución de agua de enfriamiento de gases en un horno para producción de cemento.

Trabajo de graduación presentado por Javier Estuardo Aquino Blanco para optar el grado de Licenciado en Ingeniería Mecánica.

**Guatemala
2007**

PREFACIO

La siguiente investigación se llevó a cabo en una planta de cemento, ubicada en el departamento el Progreso, municipio Sanarate Guatemala. Se realizó en un lapso de tiempo de cuatro meses en total de fundamentos teóricos como trabajo de campo.

Me encuentro infinitamente agradecido con Dios por permitirme llevar a cabo este proyecto. Con la empresa Cementos Progreso S.A. por brindarme la oportunidad de poder aportar mis conocimientos a ellos. Al Ingeniero Manuel Ruano por el apoyo durante toda la carrera y especialmente por sus consejos determinantes en la realización de este proyecto. A mis padres y familia por su incondicional apoyo.

CONTENIDO

PREFACIO.....	v
LISTA DE CUADROS.....	vii
LISTA DE ILUSTRACIONES.....	ix
RESUMEN.....	xi
Capítulos	
I. INTRODUCCIÓN.....	1
II. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	3
III. ESTUDIO DEL SISTEMA ESPECIFICADO POR DISEÑADORES.....	25
IV. ESTUDIO DEL SISTEMA ACTUAL.....	35
V. REDISEÑO DE TUBERÍA DE AGUA.....	43
VI. PÉRDIDAS ACTUALES EN EL SISTEMA DE BOMBEO O RACK...	55
VII. REDISEÑO TUBERÍA DE AIRE.....	59
VIII. CONCLUSIONES.....	68
IX. RECOMENDACIONES.....	69
X. BIBLIOGRAFÍA.....	71
XI. APÉNDICES	72

LISTADO DE CUADROS

CUADRO	PÁGINA
1. Propiedades de fluidos agua y aire.....	5
2. Clasificación de compresores según presión.....	16
3. Clasificación de compresores según su funcionamiento mecánico.....	17
4. Clasificación de compresores según rangos de Trabajo.....	20
5. Clasificación de tubería.....	23
6. Listado de materiales bomba CR8.....	29
7. Listado de accesorios a instalar en el rack.....	34
8. Listado de dimensiones de bomba CR15.....	42
9. Listado de accesorios tubería de agua.....	43
10. Listado de coeficientes de pérdidas por fricción accesorios.....	47
11. Listado de pérdidas por fricción en aumento de diámetro.....	48
12. Listado de pérdidas totales en el sistema.....	48
13. Listado de iteraciones.....	49
14. Listado de iteraciones velocidad.....	50
15. Listado de pérdidas por fricción según diámetro.....	50
16. Listado de presiones en el sistema.....	50
17. Listado de requerimiento de cabeza en la descarga de la bomba.....	51
18. Cabeza de bomba según diámetro.....	51
19. Listado de cabeza de bomba total según diámetro.....	51

20. Listado de accesorios en rack.....	57
21. Listado de iteraciones según diámetro.....	57
22. Listado de iteraciones de velocidad	58
23. Listado total de pérdidas por fricción según diámetro.....	58
24. Listado de accesorios en tubería de aire.....	59
25. Listado de coeficientes de pérdidas por fricción aire.....	63
26. Listado total de pérdidas en el sistema.....	64
27. Listado de iteraciones según diámetro.....	65
28. Listado de iteraciones de velocidad	66
29. Listado total de pérdidas por fricción según diámetro.....	66
30. Listado de presiones en el sistema.....	66
31. Listado de presiones en rack según diámetro.....	67

LISTADO DE ILUSTRACIONES

ILUSTRACIÓN	PÁGINA
1. Ilustración tensión superficial.....	4
2. Comportamiento del flujo bombas centrífugas.....	11
3. Ilustración impeler tipo abierto.....	13
4. Ilustración impeler tipo semiabierto.....	13
5. Ilustración impeler tipo cerrado.....	14
6. Composición del aire.....	14
7. Proceso de compresión de aire.....	15
8. Compresor externo e interno.....	16
9. Tipos de compresores reciprocantes.....	18
10. Compresor de diafragma.....	19
11. Válvula de bola.....	22
12. Gráfica de operación de lanzas.....	27
13. Bombas Grundfos.....	28
14. Gráfica de señalización de materiales.....	29
15. Gráfica de operación bomba CR8.....	30
16. Gráfica de operación NPSH CR8.....	31
17. Planos de diseño de rack.....	33
18. Salida de tubería del rack.....	35
19. Ilustración de tomas de aguas.....	36
20. Ilustración de entrada de tubería al downcomer.....	36

21. Ilustración del anillo en downcomer.....	37
22. Lanzas y mangueras de conexión.....	37
23. Ilustración de ubicación de válvula de alivio en rack.....	38
24. Ilustración de tubería de conexión de válvula de alivio a succión bomba.	38
25. Ilustración de conexión en campo.....	39
26. Ilustración bomba CR15.....	39
27. Ilustración de posición de bombas.....	40
28. Gráfica de rangos de operación bombas Grundfos.....	40
29. Gráfica de operación bomba CR15.....	41
30. Gráfica del punto de operación requerido.....	45
31. Gráfica de relación diámetro-cabeza en bomba.....	52
32. Gráfica curva del sistema.....	52
33. Gráfica de operación bomba CR15.....	53
34. Gráfica de operación del sistema.....	53
35. Gráfica comparación de bombas.....	54
36. Gráfica de operación del punto requerido aire.....	60
37. Gráfica relación diámetro-presión aire.....	67

RESUMEN

El siguiente proyecto consistió en la realización de una propuesta de rediseño para distribución de agua de enfriamiento en un horno de cemento. Con la finalidad de poder enfriar más los gases de combustión del horno, consecuentemente temperaturas menores de operación y mejor eficiencia térmica.

La siguiente investigación se llevó a cabo en Cementos Progreso, S.A., San Miguel, ubicada en Sanarate, El Progreso. El proyecto inicia con introducción de temas fundamentales relacionados con el problema a solucionar, con el objetivo de comprender a fondo el sistema actual. Posteriormente se presentan los cálculos necesarios para poder concluir la nueva propuesta. Finalmente se presentan las conclusiones de las causas del problema así como las recomendaciones que se deben tomar en cuenta para lograr los objetivos.

I. Introducción

En el año de 1899 fue cuando se inició una empresa fundada por una persona que al parecer tenía una visión muy clara y una convicción inminente de sus acciones. Cementos Progreso empresa de amplio prestigio a nivel nacional e internacional inició sus expansiones en el año de 1971 con la construcción de la primera línea de producción ubicada en Planta San Miguel. Pero no fue hasta el año de 1974 cuando inició sus operaciones produciendo 31,000 sacos diarios de cemento. El aumento en la demanda y la calidad del producto llevó a la empresa a seguir expandiendo la planta con la construcción de las líneas dos y tres. Actualmente Planta San Miguel produce alrededor de 195,000 sacos de cemento diarios.

El proceso de producción de cemento básicamente consiste en cuatro etapas: Extracción y molienda de la materia prima, homogenización de la materia prima, producción de clinker y molienda de cemento. Cementos Progreso cuenta con tres líneas de producción siendo la número tres la más reciente, en el proceso de producción de clinker el material antes de ingresar al horno de calcinación es precalentado por medio de gases de combustión producidos por el mismo horno. Los gases de combustión del horno son redirigidos a lo largo de un tubo llamado downcomer en donde se coloca el material y los gases en contacto directo, la finalidad es de poder aprovechar la energía de los gases y disminuir el consumo de energía en el horno. Debido a que este proceso debe ser altamente controlado los gases de combustión deben ser extraídos en un cierto intervalo de tiempo para evitar altas temperaturas de operación en el horno.

El proceso de extracción de gases se lleva a cabo por un ventilador de tiro inducido el cual se encuentra colocado al final del downcomer, la potencia del ventilador va a depender de la temperatura de los gases para un mismo flujo másico. Para poder tener un buen manejo de gases se colocan sistemas de enfriamiento de gases los cuales aseguran temperaturas adecuadas para aprovechar al máximo la potencia del ventilador.

En la línea tres de Planta San Miguel actualmente se encuentran con la problemática de la poca disminución de temperatura de los gases de combustión del horno, es aquí donde da lugar el objetivo de la siguiente investigación.

La investigación se llevó a cabo en cuatro etapas, la etapa número uno consiste en dar todos los fundamentos teóricos ingeniérriles para el entendimiento de la problemática. Se abordan temas de mecánica de fluidos, equipo de bombeo y accesorios de suma importancia en sistemas de tuberías.

Con los fundamentos teóricos claros, continuamos hacia nuestra segunda etapa, la cual tiene como finalidad entender los propósitos bajo los cuales fue diseñado el sistema actualmente instalado. En esta etapa se estudia los manuales de instalación, los parámetros de operación y el equipo recomendado para poder cumplir con los objetivos. Esto ayudará al lector a establecer puntos de comparación con el sistema actualmente instalado.

El tercer punto tiene como finalidad el estudio del sistema actual. La recopilación de detalles de instalación, equipo actualmente instalado, parámetros de operación, verificación de si el sistema está instalado bajo los objetivos que fue diseñado.

En la cuarta etapa de la investigación se parte de la comparación de las etapas dos y tres y se establecen los cálculos de rediseño de la tubería actual para poder cumplir con los objetivos de diseño.

Por último se recopila toda la información de las etapas anteriores y se proponen los cambios que se deben realizar para mejorar la línea de producción y aumentar la capacidad de producción de la misma.

II. Fundamentos teóricos

A. Propiedades de los fluidos

1. Densidad: Se define como cantidad de masa por unidad de volumen

$$\delta = \frac{m}{v} \left(\frac{kg}{m^3} \right)$$

En general, la densidad de una sustancia depende de la temperatura y de la presión. La densidad de la mayoría de los gases es directamente proporcional a la presión e inversamente proporcional a la temperatura. Por otro lado para líquidos y sólidos que son esencialmente sustancias incompresibles, la variación de su densidad con la presión es por general despreciable.

2. Gravedad específica: Algunas veces la densidad de una sustancia se proporciona en relación a la densidad de una sustancia conocida. Es definida como la relación entre la densidad de una sustancia y la de una sustancia estándar a una temperatura específica (por lo común agua a 4° C para lo que $\delta_{H_2O} = 1000 \text{ Kg./m}^3$ Esto es.

$$\delta_s = \frac{\delta}{\delta_{H_2O}}$$

Observe que la gravedad específica de una sustancia es una cantidad adimensional. Las sustancias con gravedades específicas menores de 1 son más ligeras que el agua y por lo tanto flotan en ella.

3. Viscosidad: Ésta se origina cuando dos capas de un fluido se mueven una con relación a la otra, generando así fricción entre ellas. La capa más lenta trata de desacelerar a la más rápida. Esta resistencia interna al flujo es una medida de adherencia interna del fluido. La viscosidad es causada por las fuerzas de cohesión entre las moléculas en los líquidos, y por las colisiones moleculares en los gases.

a. Viscosidad dinámica: Se define como la fuerza de un DINA actuando sobre una capa de un centímetro cuadrado de superficie, provocando una velocidad de 1cm/seg. a otro capa paralela a la misma superficie, situada a 1 cm. de distancia.

$$Poise = \frac{dinas \cdot seg}{cm^2}$$

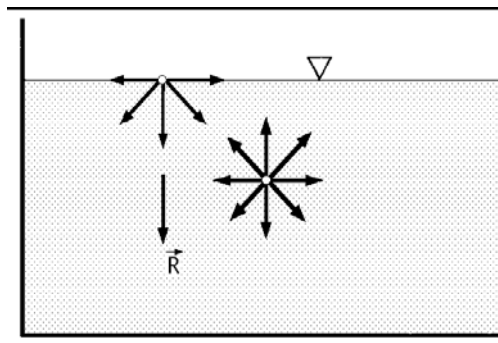
b. Viscosidad cinemática: Se define como la razón de la viscosidad dinámica con respecto a la densidad

$$\nu = \frac{\mu}{\delta} \left(\frac{m^2}{s} \right)$$

4. Punto de ebullición: Cuando un líquido se pone en contacto con una superficie mantenida a una temperatura t_s suficientemente por arriba de la temperatura de saturación de ese líquido. Se origina el proceso que se caracteriza por la rápida formación de burbujas de vapor en la interfase sólido-líquido éstas se separan de la superficie cuando alcanzan cierto tamaño y presentan la tendencia a elevarse hacia la superficie libre del líquido.

5. Tensión superficial: La tensión superficial de un líquido es la cantidad de energía necesaria para aumentar su superficie por unidad de área. Esta definición implica que el líquido presenta una resistencia para aumentar su superficie. Cabe suponer que los líquidos cuyas moléculas tengan fuerzas de atracción intermoleculares fuertes tendrán tensión superficial elevada. Puesto que las fuerzas intermoleculares de atracción entre moléculas de agua se deben a los enlaces de hidrógeno y éstos representan una alta energía, la tensión superficial del agua es mayor que la de muchos otros líquidos.

Figura. 1. Ilustración tensión superficial



6. Calor específico: Se define como la cantidad de energía requerida para elevar la temperatura de una unidad de masa de una sustancia en un grado.

a. Calor específico a volumen constante: Se define como la energía requerida para elevar la temperatura de una unidad de masa de una sustancia en un grado mientras el volumen se mantiene constante.

b. Calor específico a presión constante: La energía necesaria para elevar la temperatura de una unidad de masa de una sustancia en un grado mientras la presión se mantiene constante

7. Presión manométrica: Es una medida de la fuerza por unidad de área ejercida por un fluido, por encima de la presión atmosférica de un lugar

8. Presión atmosférica: Presión que ejerce la atmósfera sobre la superficie de la tierra y depende de la altura del sitio con respecto al nivel del mar.

9. Presión absoluta: Es la fuerza total por unidad de área ejercida por un fluido y es igual a la suma de la presión atmosférica más la manométrica.

Tabla 1. Propiedades de fluidos agua y aire

Sustancia	Agua	Aire
Fórmula	H ₂ O	
Densidad Kg./m ³	1000	1.229
Gravedad específica	1	0.001229
Viscosidad Ns/m ²	1.002	1.73*10 ⁻⁵
Tensión superficial DINA/cm.	72	-
Masa molar Kg./kmol	18.015	28.97
Constante de los gases (kj/kgR)	0.4615	0.287
C _p kJ/kgK	4.23	1.005
C _v kJ/KgK		0.718
Propiedades en el punto crítico		
Temperatura K	647.3	132.5
Presión Mpa	22.09	3.77
Volumen m ³ /kmol	0.0568	0.0883

B. Flujos internos, laminares y turbulentos

1. El número de Reynolds: Flujo laminar se define como el flujo en el cual el fluido se mueve en capas, o láminas, que se deslizan suavemente una sobre otra adyacentemente, solamente con intercambio molecular de momentum. Cualquier tendencia a la inestabilidad y turbulencia son disminuidas por las fuerzas cortantes viscosas que resisten el movimiento relativo de capas fluidas adyacentes. Sin embargo en el flujo turbulento las partículas fluidas tienen un movimiento muy errático, con un intercambio de momentum transversal violento. La naturaleza del flujo, si es laminar o turbulento y su posición relativa es una escala que muestra la importancia de las tendencias turbulentas a laminares están indicadas por el número de Reynolds.

Se dice que dos casos de flujo son dinámicamente similares cuando:

- Estos son geoméricamente similares, es decir que las dimensiones correspondientes tienen una relación constante.
- Los correspondientes polígonos de fuerza son geoméricamente similares, o que las presiones en puntos correspondientes tienen una relación constante.

Al considerar dos situaciones de flujo geoméricamente similares, Reynolds dedujo que estos serían dinámicamente similares si las ecuaciones diferenciales generales que describían sus flujos fueran idénticas. Al cambiar las unidades de masa, longitud y tiempo en un conjunto de ecuaciones y al determinar la condición que debe ser satisfecha para hacerlas idénticas a las ecuaciones originales. Reynolds encontró que el grupo adimensional $R = \frac{ul\delta}{\mu}$ debe de ser igual para ambos casos. La cantidad u es la velocidad característica, l es una longitud característica, δ es la densidad de masa y μ la viscosidad. Este grupo o parámetro hoy en día se conoce como el número de Reynolds R el cual es igual

$$R = \frac{ul\delta}{\mu}$$

Para determinar el significado del grupo adimensional, Reynolds llevó a cabo sus experiencias sobre un flujo de agua a través de tubos de vidrio. Un tubo de vidrio se colocaba horizontalmente

con uno de sus extremos en un tanque y una válvula en el extremo opuesto. Una entrada suave en forma de campana se colocaba en el extremo de aguas arriba, con un chorro de tinta puesto de cierta forma que se pudiera inyectar una pequeña corriente de tinta en cualquier punto al frente de la boca de campana. Reynolds tomó la velocidad promedio V como la velocidad característica del tubo y el diámetro del tubo D como la longitud característica de tal manera que:

$$R = VD\delta/\mu$$

Para caudales pequeños, la corriente de tinta se movía como una línea recta a lo largo de la tubería, demostrando que el flujo era laminar. A medida que el caudal aumentaba, el número de Reynolds se incrementaba debido a D , μ , δ eran constantes y V era directamente proporcional al caudal. Al aumentar el caudal, se alcanzaba una condición en la cual la corriente de tinta ondeaba y luego súbitamente se rompía y se difundía o dispersaba por el tubo. El flujo había cambiado a turbulento con su intercambio violento de momentum, lo que había afectado completamente el movimiento ordenado del flujo laminar.

2. Flujo en tuberías: En flujo permanente incompresible en una tubería, las irreversibilidades se expresen en términos de la pérdida de cabeza o caída en la línea piezométrica, esta se encuentra $\frac{p}{\gamma}$ por encima del centro de la tubería y si z es la elevación del centro de la tubería, entonces $z + \frac{p}{\gamma}$ es la elevación de un punto de línea piezométrica. El lugar geométrico de los valores de $z + \frac{p}{\gamma}$ a lo largo de la tubería es la línea piezométrica. Las pérdidas, o irreversibilidades, hacen que esta línea caiga en la dirección del flujo. Las ecuaciones de Darcy-Weisbach

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

Generalmente se adopta para el cálculo del flujo en tuberías. H_f es la pérdida de cabeza, o caída en la línea piezométrica, en la tubería de longitud L , un diámetro interno D y una velocidad

promedio V . H_f tiene dimensiones de longitud y se expresa en términos de pies-libras o metros-newton. El factor de fricción f es un factor adimensional que se requiere para hacer que la ecuación produzca valores correctos de las pérdidas. Todas las cantidades de la ecuación exceptuando f pueden medirse experimentalmente.

La experimentación demuestra que lo siguiente es cierto en flujo turbulento.

- La pérdida de cabeza varía directamente con la longitud de la tubería.
- La pérdida de cabeza varía con el cuadrado de la velocidad.
- La pérdida de cabeza varía con el inverso del diámetro.
- La pérdida de cabeza depende de la rugosidad superficial de la pared interior de la tubería.
- La pérdida de cabeza depende de las propiedades del fluido, densidad y viscosidad.
- La pérdida de cabeza es independiente de la fricción.

Debido a la gran complejidad de las superficies rugosas naturales, la mayoría de los avances en el entendimiento de las relaciones básicas se han desarrollado a partir de experimentos en tuberías con rugosidad artificial. Moody ha construido una de las gráficas apropiadas para determinar los factores de fricción en tuberías comerciales limpias. La gráfica es un diagrama de Stanton que expresa f como función de la rugosidad absoluta relativa y el número de Reynolds. Los valores de la rugosidad absoluta para tuberías comerciales se determinan experimentos en los cuales f y R se encuentran y se sustituyen en la fórmula de Colebrook, la cual representa apropiadamente la tendencia de tuberías naturales.

3. Pérdidas menores en tuberías: El flujo dentro de sistemas de tuberías probablemente necesite fluir a través de accesorios, esquinas o cambios de área abruptos. Estos a su vez generan pérdidas de presión básicamente debido a la separación del flujo. Las pérdidas por accesorios se calculan de la siguiente manera:

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

Donde K es el coeficiente de pérdida de fricción calculado experimentalmente según sea el caso. Otro método alternativo es por medio del cálculo de una longitud equivalente a un tubería recta que genere las mismas pérdidas que la serie de accesorios.

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

C. Equipo de bombeo: Se puede definir una bomba como un dispositivo capaz de adicionarle energía a una sustancia fluida (aire, agua, aceite, concreto fresco, etc.) para producir desplazamiento de un lugar a otro, incluyendo cambios de elevación. Esta energía hará que el líquido efectúe trabajo.

1. Conceptos fundamentales

a. Fluido: Sustancia que se deforma continuamente, cuando se encuentra sometida a un esfuerzo de corte o tangencial.

b. Cabeza de bomba: Es un parámetro fundamental para la selección de una bomba y consiste en la energía necesaria (en términos de presión) que se le debe entregar al flujo para que venza la altura a la que debe llegar y la fricción del mismo en las tuberías y accesorios de la red de distribución.

c. Cavitación: Formación de burbujas de vapor en los fluidos que se puede detectar por vibraciones y golpeteo del fluido en la tubería de conducción.

d. NPSH: Por definición el NPSH es la altura total de carga a la entrada de la bomba, medida con relación al plano de referencias.

e. NPSR: Presión absoluta mínima en el impulsor que garantiza un flujo estable en el interior de la bomba. Es un dato básico característico de cada tipo de bomba, variable según el modelo y tamaño y condiciones de servicio.

f. NPSH (disponible): Presión absoluta total en el impulsor, como resultado final de las condiciones de instalación. El conocimiento del NPSHd por el instalador es fundamental para la elección adecuada de la bomba.

2. Clasificación de bombas:

- Dinámicas:

- Centrifugas
 - Flujo radial
 - Flujo axial
 - Flujo mixto

- Desplazamiento positivo:

- Reciprocantes:

- Pistón
- Embolo

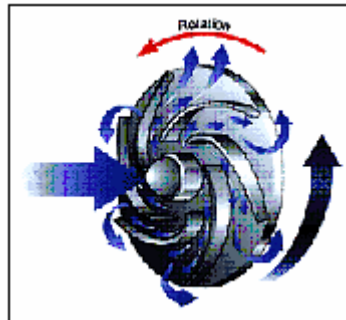
- Rotativas:

- Rotor simple:
 - Aspas
 - Pistón
 - Miembro simple
 - Tornillo
- Rotor múltiple:
 - Engranés
 - Lóbulos
 - Balancines
 - Tornillos

3. Bombas dinámicas: Se definen como dispositivos que añaden al fluido una cantidad de movimiento por medio de álabes móviles que giran, y están en contacto directo con el fluido.

4. Bombas centrífugas: La bomba centrífuga consiste en un conducto de admisión o succión que lleva el fluido al centro del impulsor, éste está formado por un rodete y álabes que dirigen al fluido hacia fuera del rotor en forma radial. Cuando el fluido es expulsado hacia afuera del rotor, éste es recogido por la carcasa de la bomba. El fluido, al pasar por el rodete, aumenta su velocidad y su presión, pero a la salida pierde velocidad y toda esta energía se transforma en presión.

Figura 2. Comportamiento del flujo en bombas centrífugas



a. Bombas radiales: En este tipo de bomba el líquido ingresa al impulsor en dirección paralela al eje de la bomba y sale en dirección perpendicular al eje del impulsor.

b. Bombas axiales: El líquido es succionado axialmente en el impulsor y su salida es en la misma dirección, es utilizada para cargas manométricas bajas

c. Bombas mixtas: El flujo penetra axialmente en el impulsor y sale en una dirección intermedia entre radial y axial, las cargas manométricas manejadas son medias.

d. Bombas horizontales y verticales: Las bombas centrífugas pueden ser de dos tipos: horizontal y vertical. La primera tiene un propulsor vertical conectado a un eje horizontal. La bomba de tipo vertical consta de un propulsor horizontal conectado a un eje vertical.

La bomba centrífuga funciona bajo el principio de la centrifugación, en estas bombas el motor o cualquier otro medio que las accione hace girar una hélice con las arpas sumergidas en agua y

encerradas en un estuche o carcasa. El fluido penetra en la caja e inmediatamente eleva su presión debido al movimiento inducido por los alabes hacia la parte exterior de la caja. Para disminuir esta presión, el agua debe escapar por el tubo de salida. La bomba centrífuga no funciona hasta que la caja queda totalmente llena de agua o cebada.

Tanto las verticales como las horizontales succionan agua dentro de sus propulsores, por lo que deben ser instaladas a solo unos cuantos metros sobre la superficie del agua. En estas condiciones el tipo vertical tiene mayor ventaja, porque puede bajarse a la profundidad que separa el bombeo y el eje vertical es lanzado a la superficie donde está el motor.

La bomba centrífuga horizontal es la más usada, cuesta menos, es fácil de instalar y es más accesible para su inspección y mantenimiento, sin embargo, requiere mayor espacio que la bomba de tipo vertical.

e. Ventajas de bombas centrífugas: Las bombas centrífugas, debido a sus características, son las bombas que más se aplican en la industria. Las razones de estas preferencias son las siguientes:

- Son aparatos giratorios.
- No tienen órganos articulados y los mecanismos de acoplamiento son muy sencillos.
- La impulsión eléctrica del motor que la mueve es bastante sencilla.
- Para una operación definida, el gasto es constante y no se requiere dispositivo regulador.
- Se adaptan con facilidad a muchas circunstancias
- El precio de una bomba centrífuga es aproximadamente $\frac{1}{4}$ del precio de la bomba de émbolo equivalente.
- El espacio requerido es aproximadamente $\frac{1}{8}$ del de la bomba de émbolo equivalente.
- El peso es muy pequeño y por lo tanto las cimentaciones también lo son.
- El mantenimiento de una bomba centrífuga sólo se reduce a renovar el aceite de las chumaceras, los empaques presa-estopa y el número de elementos a cambiar es muy pequeño.

5. Bombas según diseño de impulsor:

a. Impulsores abiertos: Los impulsores abiertos se encuentran conformados solamente por álabes. Estos se hallan soldados a un cubo central para que puedan ser montados en la flecha sin forma alguna.

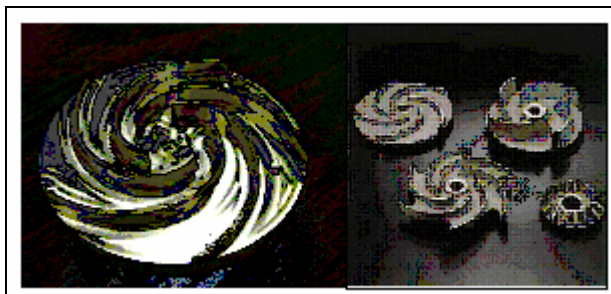
La desventaja principal de este tipo de impulsor es su debilidad estructural. Si los álabes son largos, deben reforzarse con costillas o con una cubierta parcial. Generalmente los impulsores abiertos se usan en bombas que manejan líquidos abrasivos (en las que el impulsor gira entre dos placas laterales, entre las paredes de la cubierta de la voluta, o entre la tapa del estopero y la de succión). El espacio libre entre los álabes del impulsor y las paredes laterales permite cierto deslizamiento de agua. Este deslizamiento aumenta proporcional con el desgaste. Para que la bomba regrese a su rango eficiente de operación deben de ser reparadas lo que implica gastos que no tienen los demás tipos de impulsores.

Figura 3. Ilustración impeler tipo abierto



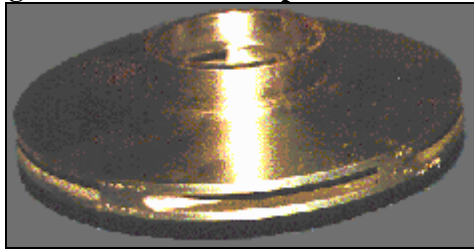
b. Impulsores semiabiertos: El impulsor semiabierto están compuestos por una cubierta como se puede apreciar en la figura 4. Se pueden incluir o no, álabes de salida; éstos están localizados en la parte posterior de la cubierta del impulsor. Su función es reducir la presión en el centro posterior del impulsor y evitar que la materia extraña que se bombea se acumule atrás del impulsor e interfiera con la operación apropiada de la bomba y del estopero.

Figura 4. Ilustración impeler tipo semiabiertos.



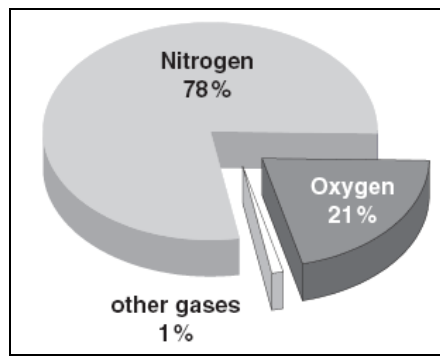
c. Impulsores cerrados: El impulsor cerrado, casi siempre se usa para bombas que manejan líquidos limpios, consiste de cubiertas o paredes laterales que encierran totalmente las vías de agua del impulsor desde el ojo de la succión hasta la salida del flujo. Aunque este diseño evita el escurrimiento de agua que ocurre entre un impulsor abierto o semiabierto y sus placas laterales, es necesaria una junta movable entre los impulsores y la cubierta para separar las cámaras de succión y descarga de la bomba. Esta junta movable generalmente formada por una superficie cilíndrica relativamente corta en la cubierta del impulsor que gira dentro de una superficie cilíndrica estacionaria ligeramente más grande. Si se hace una o ambas superficies renovables, la junta que chorrea puede repararse cuando el desgaste cause una pérdida excesiva.

Figura 5. Ilustración impellers cerrados



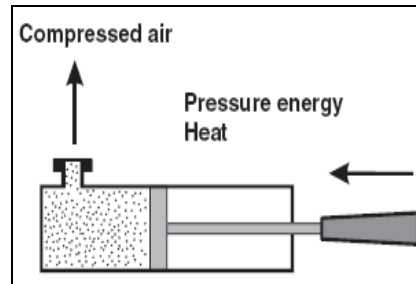
D. Aire comprimido: El aire en nuestra atmósfera constituye un 78% Nitrógeno, 21% Oxígeno y 1% de otros gases (dióxido de carbono etc.)

Figura 6. Composición de aire.



El aire comprimido almacena una cantidad de energía interna la cual puede ser direccionada por medio de sistema de tuberías o recipientes de descarga

Figura 7. Proceso de compresión de aire.



E. Compresores.

1. Descripción: Máquina que eleva la presión de un gas, un vapor o una mezcla de gases y vapores. La presión del fluido se eleva reduciendo el volumen específico del mismo durante su paso a través del compresor. Comparados con turbo soplantes y ventiladores centrífugos o de circulación axial, en cuanto a la presión de salida, los compresores se clasifican generalmente como maquinas de alta presión, mientras que los ventiladores y soplantes se consideran de baja presión.

Los compresores se emplean para aumentar la presión de una gran variedad de gases y vapores para un gran número de aplicaciones.

2. Flujo de admisión de compresores: En los compresores reciprocantes o de pistón es calculado por el producto del tamaño del pistón, la velocidad del compresor y el número de cilindros del mismo.

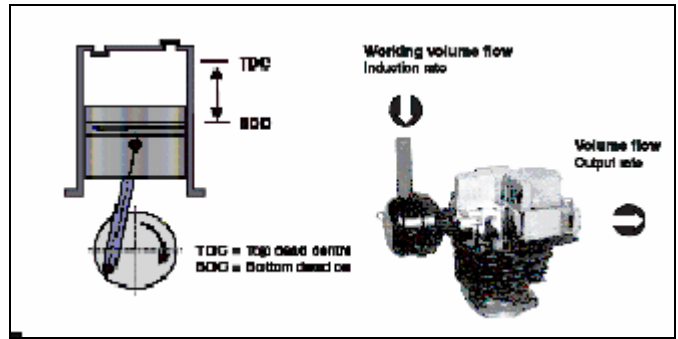
$$\dot{V} = A \times S \times n \times c \left(\frac{l}{\text{min}} \right) \left(\frac{m^3}{\text{min}} \right) \left(\frac{m^3}{h} \right)$$

A = Área del cilindro

S = Carrera

n = velocidad (rpm)
c = número de cilindros.

Figura 8. Compresor externo e interno

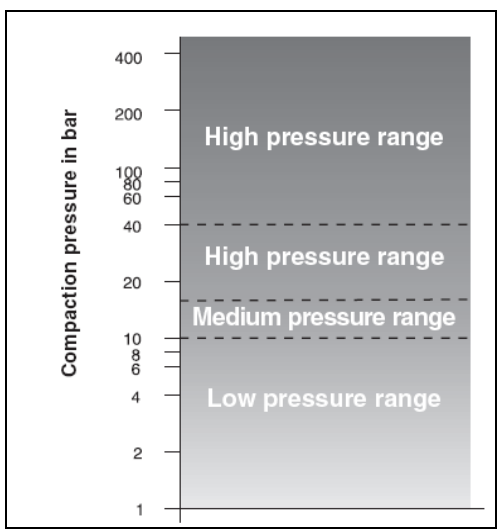


3. Clasificación de compresores

a. Por capacidad de presión:

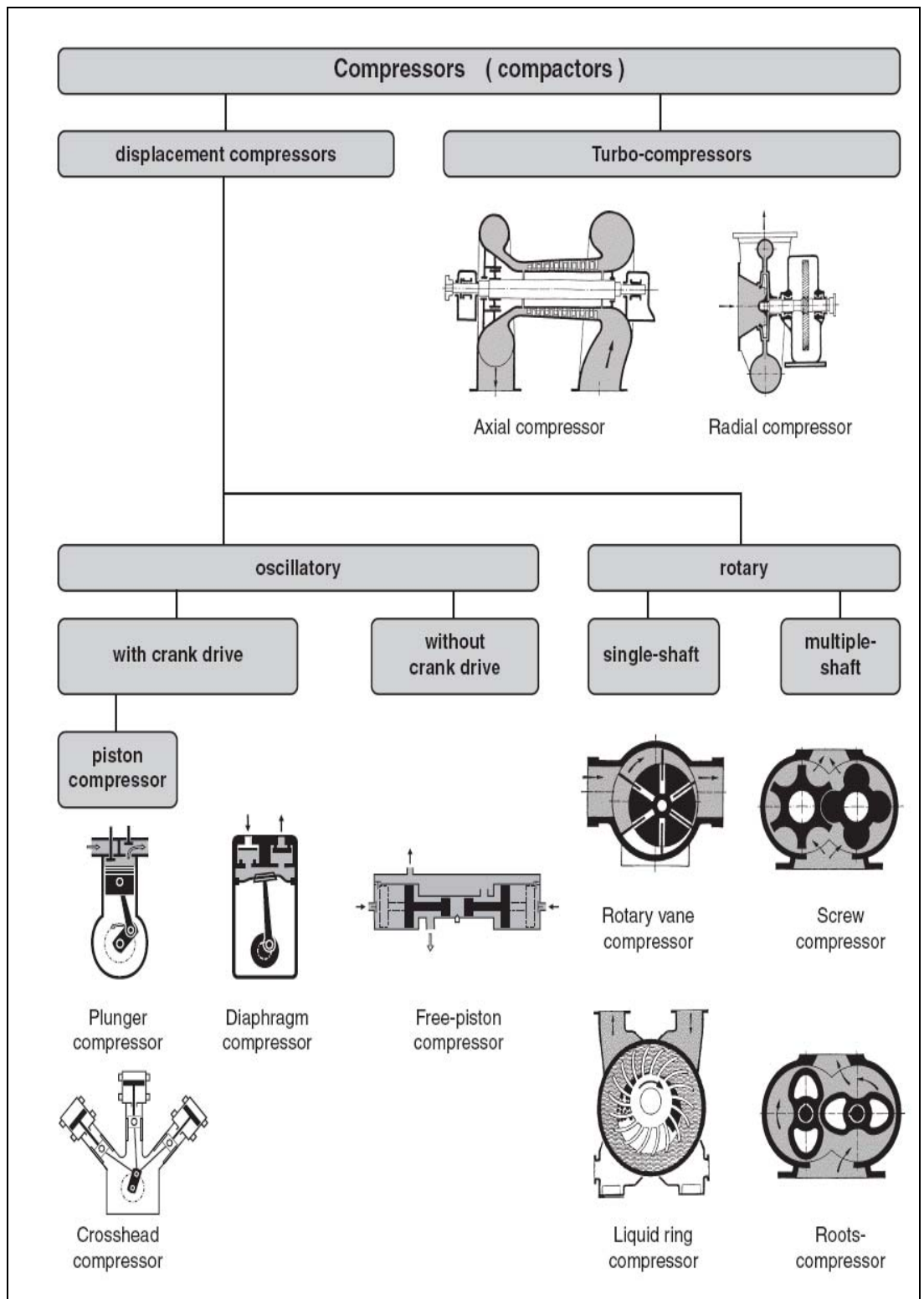
- **Baja presión:** Compresores con capacidades hasta 10Bar.
- **Media presión:** Compresores con capacidades hasta 15Bar.
- **Alta presión:** Compresores con capacidades hasta 40Bar.
- **Muy alta presión:** Compresores con capacidades de hasta 400Bar

Tabla 2 Clasificación de compresores según presión.



b. Por funcionamiento mecánico:

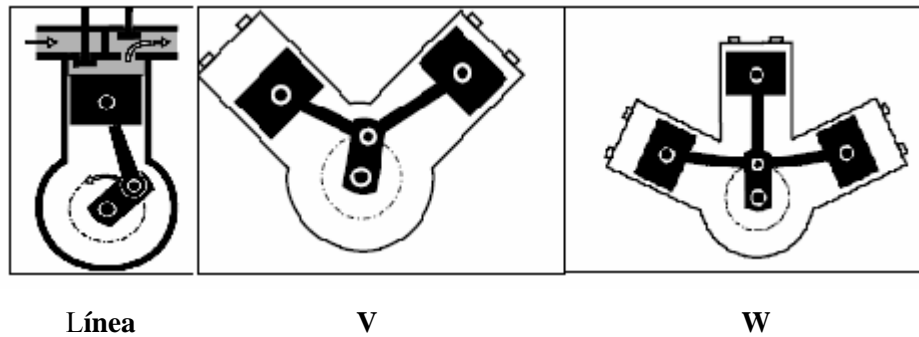
Tabla 3. Clasificación de compresores según funcionamiento mecánico.



c. Compresores de desplazamiento positivo (caudal intermitente): Estos compresores incrementan directamente la presión del aire reduciendo su volumen

1) Alternativo o recíprocante: Su funcionamiento es similar a los motores de combustión interna, por lo cual en su diseño encontramos cilindros, pistones y válvulas. A nivel de funcionamiento, trabajan a bajas revoluciones que oscilan entre 500-1300 RPM y en cuanto a su distribución se conocen como monocilindros en línea, en V o en W.

Figura 9. Tipos de compresores recíprocantes



Dadas sus características, los caudales de producción son limitados, máximo 80 CFM, razón por la cual no son recomendables para líneas de producción tipo industrial. Poseen ventajas de un mantenimiento a bajo costo, aunque debe ser frecuente, repuestos económicos y de fácil obtención.

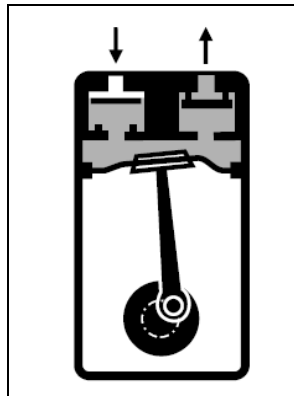
Se conocen tres grupos de compresores recíprocante según sus etapas de compresión:

- **Los de una etapa:** Toman el aire de la atmósfera, lo comprimen y envían directamente al tanque de almacenamiento sin importar el número de pistones, ni la posición de ellos.

- **Dos etapas:** Tienen pistones de diámetros diferente, el pistón de mayor diámetro toma aire, lo comprime y lo envía a un pistón de menor tamaño que lo vuelve a comprimir. Este proceso garantiza menos volumen y menor presión.
- **Tres y cuatro etapas:** Su principio de funcionamiento es básicamente el mismo, poseen pistones de varios diámetros que van comprimiendo el aire cada vez más, enviándolo de uno a otro hasta tener una presión máxima de aproximadamente 5000 PSI.



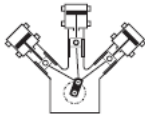


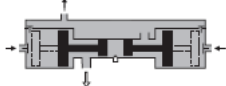

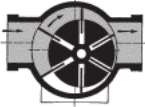







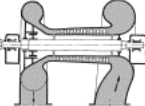
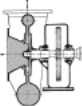
2) **Compresores de diafragma:** En este tipo la compresión en lugar de hacerse por medio de un movimiento linear de un pistón se lleva a cabo por medio de un diafragma elástico. Posee un diámetro de cilindro mayor, menor carrera, y económico a bajas presiones.

Figura 10. Compresor de diafragma.



d. Rangos de trabajo de distintos compresores según tipo.

Tabla 4. Clasificación compresores según rangos de trabajo.

Type	Symbol	Op. diagram	Pressure range [bar]	Volume flow [m ³ / h]
Plunger compressor			10 (1-stage) 35 (2-stage)	120 600
Crosshead compressor			10 (1-stage) 35 (2-stage)	120 600
Diaphragm compressor			low	low
Free piston compressor			limited use as gas generator	
Rotary vane compressor			16	4500
Liquid ring compressor			10	
Screw compressor			22	750
Root compressor			1,6	1200
Axial-compressor			10	200000
Radial-compressor			10	200000

F. Válvulas

Una válvula se puede definir como un aparato mecánico con el cual se puede iniciar, detener o regular la circulación de líquidos o gases mediante una pieza movable que abre, cierra en forma parcial uno o más orificios o conductos.

Las válvulas son unos de los instrumentos de control más esenciales en la industria. Debido a su diseño y materiales, las válvulas pueden abrir y cerrar, conectar y desconectar, regular, modular o aislar una enorme serie de líquidos y gases, desde los más simples hasta los más corrosivos o tóxicos. Sus tamaños van desde una fracción de pulgada hasta 30 ft. (9 m) o más de diámetro. Pueden trabajar con presiones que van desde el vacío hasta más de 20000 lb/in² (140 Mpa) y temperaturas desde las criogénicas hasta 1500 °F (815 °C). En algunas instalaciones se requiere un sellado absoluto; en otras, las fugas o escurrimientos no tienen importancia.

1. Válvulas de corte:

- De compuerta
- De globo
- De bola o esféricas
- De tapón
- De diafragma

2. Válvulas antirretorno:

- Retenedora de bola
- Retenedora oscilante
- Retenedora de pistón

3. Válvulas de conmutación:

- De tres vías

4. Válvulas de control:

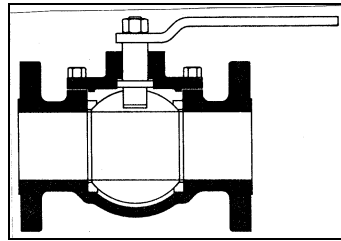
- De control automático
- De mariposa

5. Válvulas de seguridad

- De disco de ruptura

6. Válvulas de bola o esféricas: Las válvulas de bola son de $\frac{1}{4}$ de vuelta, en las cuales una bola taladrada gira entre asientos elásticos, lo cual permite la circulación directa en la posición abierta y corta el paso cuando se gira la bola 90° y cierra el conducto.

Figura 11. Válvula de Bola



a. Aplicaciones:

- Utilización en servicios de conducción y corte, sin estrangulación.
- Sistemas con requerimientos de apertura rápida.
- Sistemas con temperaturas moderadas
- Sistemas con resistencia mínima a la circulación del flujo.

b. Ventajas:

- Bajo costo
- Alta capacidad
- Corte bidireccional
- Circulación en línea recta
- Pocas fugas
- Se limpian por si solas
- No requieren lubricación
- Tamaño compacto
- Cierre hermético con baja presión

7. Materiales: Cuerpo: hierro fundido, hierro dúctil, bronce, latón, aluminio, aceros al carbono, aceros inoxidable, titanio, tántalo, zirconio, polipropietileno.

G. Tuberías: Las tuberías son conductos cilíndricos de material, diámetro y longitud variable. Se dividen en tuberías y tubos. Las tuberías tienen unas dimensiones normalizadas, los tubos son los no fabricados en tamaños estándares.

Las tuberías se identifican por su diámetro externo y su espesor. El espesor se expresa por el número de lista (Schedule). Existe una equivalencia entre número de lista y la terminología de peso estándar.

- Sch 40 = Peso estándar (S)
- Sch 80 = Peso extra fuerte (XS)
- Sch 160 = Peso doble extra fuerte (XXS)

El número de lista (Schedule) está relacionado con la presión de diseño de la tubería. De acuerdo a las clases de tubería por resistencia a presión de ASA (American Standards Association) tenemos.

Tabla 5. Clasificación de tubería.

ASA Pressure Class (psi)	Presión equiv (bar)	Schedule No. Of Pipe
≤ 250	≤ 17	40
300 – 600	20 - 40	80
900	60	120
1500	100	160
2500 (1/2 in – 6 in)	170 (1/2 in – 6 in)	XXS
2500 (≥ 8 in)	170 (≥ 8 in)	169

Los materiales de construcción de tuberías de plantas de proceso son:

- Acero al carbono

- Acero de baja aleación
 - Níquel: Para baja temperatura y corrosión.
 - Cromo-Molibdeno: Para alta presión y temperatura

- Aceros inoxidables
 - Austenítico: Corrosión
 - Ferrítico: Corrosión

- Metales no ferrosos
 - Aluminio: Bajas temperaturas
 - Cobre y sus aleaciones
 - Latón
 - Bronce

 - Níquel y sus aleaciones
 - Monel
 - Inconel
 - Hastelloy

- Plásticos: corrosión
 - Polietileno

III. Estudio de sistema especificado por diseñadores

El sistema de enfriamiento de gases fue diseñado y montado por la empresa internacional “Envirocare International” en mayo de 1997. El sistema fue diseñado para trabajar bajo requerimientos de las más altas tecnologías en su momento en lo que a sistema de enfriamiento de gases se refiere.

El equipo de diseño fue elegido bajo especificaciones de durabilidad, fácil mantenimiento, y pruebas de diseño particulares según el caso del equipo. Los objetivos propuestos por los diseñadores sobre el sistema actual en Planta San Miguel fueron los siguientes.

- Equipo con bajo consumo energético y alta eficiencia
- Las lanzas o toberas de atomización fabricadas bajo fundición a la cera perdida para garantizar optima precisión y alta resistencia.
- Sistemas de control altamente precisos con bajas pérdidas de presión y fáciles de mantenerlos

A. Inyección de agua

Envirocare International propuso toberas MicroMist caracterizadas por generar atomización ultra fina de flujo uniforme y tamaño de gota estándar. Esto propicia una mejor evaporación de gases aumentando la eficiencia de nuestro sistema.

B. Condiciones especificadas de operación:

Elevación de la planta:	2461 feet M.S.L, 750 metros M.S.L
Requerimientos de energía eléctrica:	480/3/60 Hz., 210/1/60 Hz.
Presión de aire en el sistema:	110 PSIG, 7.6 BAR.
Presión de agua en el sistema:	4 PSIG, 0.29 BAR

C. Condiciones de operación a la entrada downcomer:

Volumen de gases:	105,541 SCFM
	179,314 Nm ³ /hr.
	259,564 ACFM
	441,000 Am ³ /h.

Temperatura:	590°F 310°C
Humedad:	10%
Cantidad de partículas suspendidas	13 granos/ ACF 30 gramos/Am ³
Composición de gases:	58% N ₂ 10% H ₂ O 3% O ₂ 28% CO ₂

Característica de partículas suspendidas en gas: Hidroscópica

D. Requerimientos de sistema de enfriamiento:

Requerimientos de agua:	26.4GPM 5.99m ³ /h.
Requerimiento de aire:	208 SCFM 353 Nm ³ /h.

E. Condiciones de operación a la salida del downcomer:

Volumen:	242,551 ACFM 412,095 Am ³ /h.
Temperatura:	482°F 250°C

Contenido de agua: 14% por volumen.

F. Equipo de diseño propuesto por diseñadores

1. Lanzas:

- Modelo MicroMist MM-10 de acero inoxidable 316.
- Conexión de tubería agua-aire de acero inoxidable.
- Accesorios de latón de fácil acceso para poder desmontar.
- Mangueras de aire-agua de acero inoxidable.
- Válvulas de bola de cobre full port.

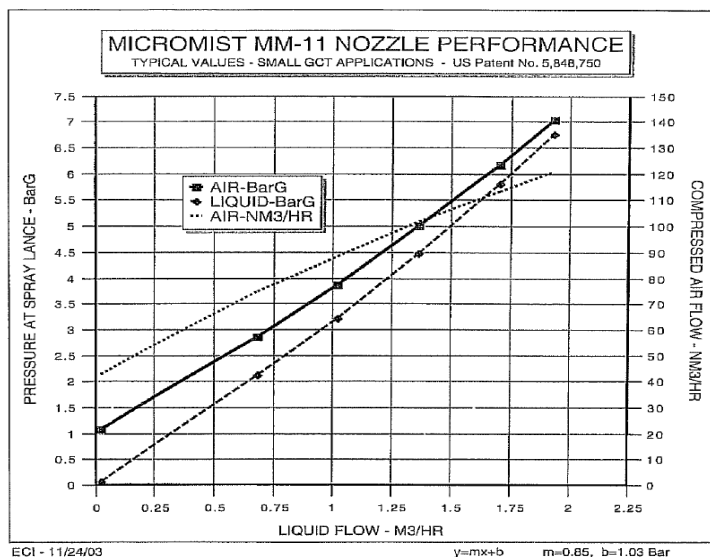
Cantidad de lanzas: 4

Peso aproximado: 20kg. (44lbs.) cada una.

Estilo: Lanzas de longitud ajustable

Las lanzas trabajan bajo las siguientes relaciones de agua y aire. Estas relaciones deben ser respetadas para un óptimo funcionamiento de las mismas.

Figura 12. Gráfica de operación de lanzas



2. Equipo de bombeo: El sistema será instalado con bombas centrífugas verticales de múltiples etapas, con impellers de acero inoxidable, motores TEFC, válvulas de cheques a la

descarga, válvulas de bola, válvulas de reducción de presión, manómetros, conexión para tubería y filtro de doble canasta.

Set de suministro de agua

29 GPM @ 4 PSI

6.59 m³/h. @ 0.29 bar

Diseño:

29.0 GPM @ 510 Feet

6.6 m³/h @ 155.4 metros

7.5 kw (10 HP)(460/3/60 Hz)

La bomba especificada en los planos de diseño realizados por la empresa InvoreCare recomienda una bomba centrífuga de múltiples etapas.

Marca: Grundfos

Tipo: CR8-120U

Figura 13. Bombas Grundfos.



Temperatura del líquido: 20 a 120° c dependiendo del tipo del sello del eje.

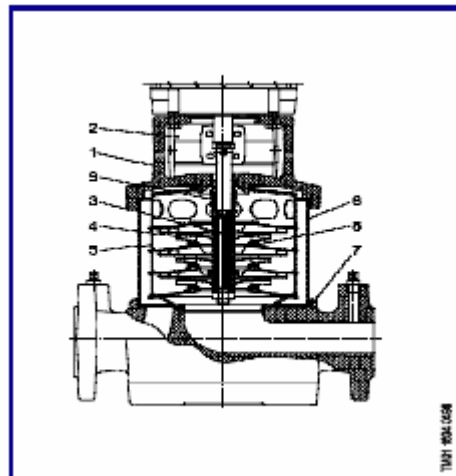
Temperatura ambiente: Máximo 40°

a. Materiales

Tabla 6. Listado de materiales bomba CR8

Pos. no.	Description	Materials	DIN W.No.	AISI/ASTM
1	Pump head	Cast iron GG20	0.6020	ASTM 25B
2	Coupling guard	Stainless steel	1.4301	AISI 304
3	Shaft	Stainless steel	1.4401 1.4057	AISI 316 AISI 431
4	Impeller	Stainless steel	1.4301	AISI 304
5	Intermediate chamber	Stainless steel	1.4301	AISI 304
6	Outer sleeve	Stainless steel	1.4301	AISI 304
	Staybolts	Stainless steel or steel 50	1.4057 1.0531	AISI 431
7	Base	Cast iron GG 20	0.6020	ASTM 25B
8	Neck ring	Teflon		
9	Shaft seal	RUUE, RUUV, AUUE, AUUV, AUAE, BUBE, BUBV		
	Rubber parts in pump	Same as in shaft seal EPDM or FPM (Viton)		

Figura 14. Gráfica de señalización de materiales.



b. Curvas de operación bomba CR8

Figura 15. Gráfica de operación bomba CR8

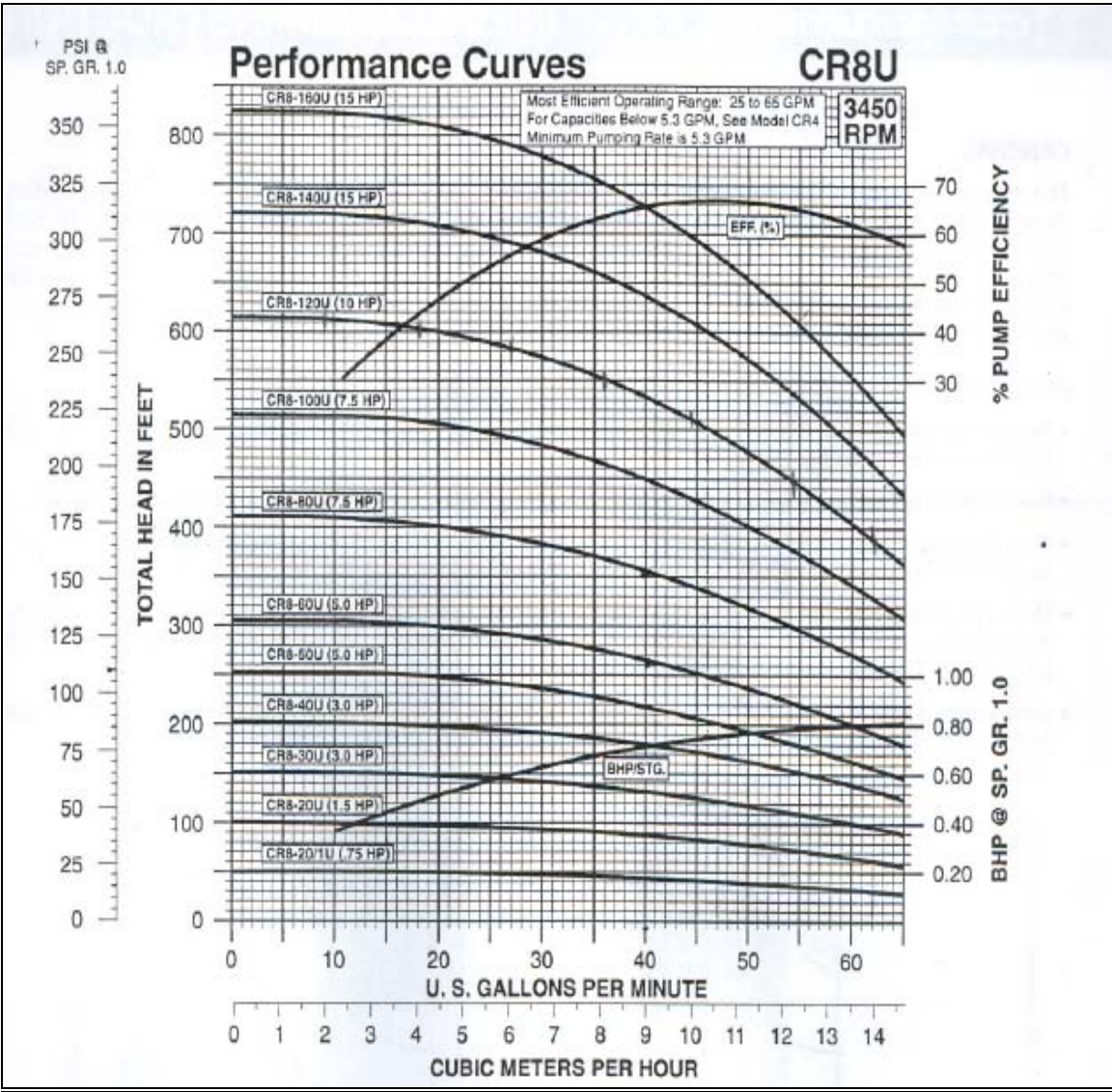
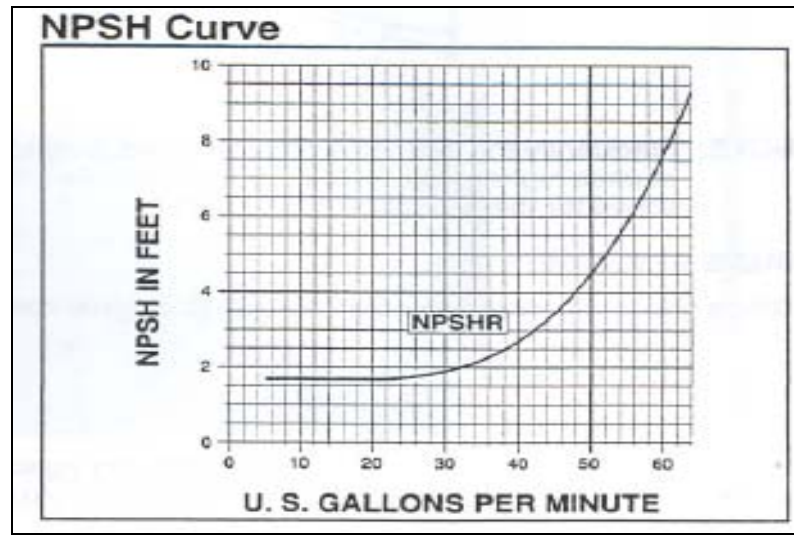


Figura 16. Gráfica de operación NPSH



3. Especificaciones del compresor de aire:

a. Intervalo de diseño de operación

208 SCFM @ 107 psi

353 Nm³/h. @ 7.4 bar.

b. Consumo máximo por lanza a 15 GPM

61 SCFM @ 100 PSIG

104 Nm³/h. @ 6.9 BAR.

4. Termocoplas y transmisores: Rápida respuesta colocadas en el interior del sistema de lanzas, y en la parte exterior, material acero inoxidable, proporcionan estado de gases así como también señal de alarma en condiciones extremas.

Cantidad: 4

Especificaciones: Tipo K

5. Tubería de agua: El ensamblaje total de tubería de control de agua, con válvula de bypass, medidores de flujo, válvulas controladoras de flujo, transductores de presión tanto internos como externos, medidores de flujo por medio de vortices, manómetros y un filtro de doble canasta.

6. Tubería de aire: El ensamblaje total de tubería de aire, con purgas, válvulas para bypass, medidores de flujo de aire, transductores de presión internos como externos, manómetros digitales

7. Rack de control: El panel de control, está formado por controladores PLC, actuadores, sistemas de control, medidores, alarmas. El panel de control necesitará de 4-20 mA y 120 VAC.

Cantidad: 1 controlador de válvulas

Peso aproximado: 1000 kg. (2204lbs.)

Estilo: Allen-Bradley PLC (SLC 5/04)

Flujo de agua: 26.4 GPM @ 62 PSI
5.99 m³/hr. @ 4.3 bar.

Flujo de aire: 208 SCFM @ 68 PSI
353 Nm³/hr. @ 4.7 bar.

a. Especificaciones de accesorios en rack:

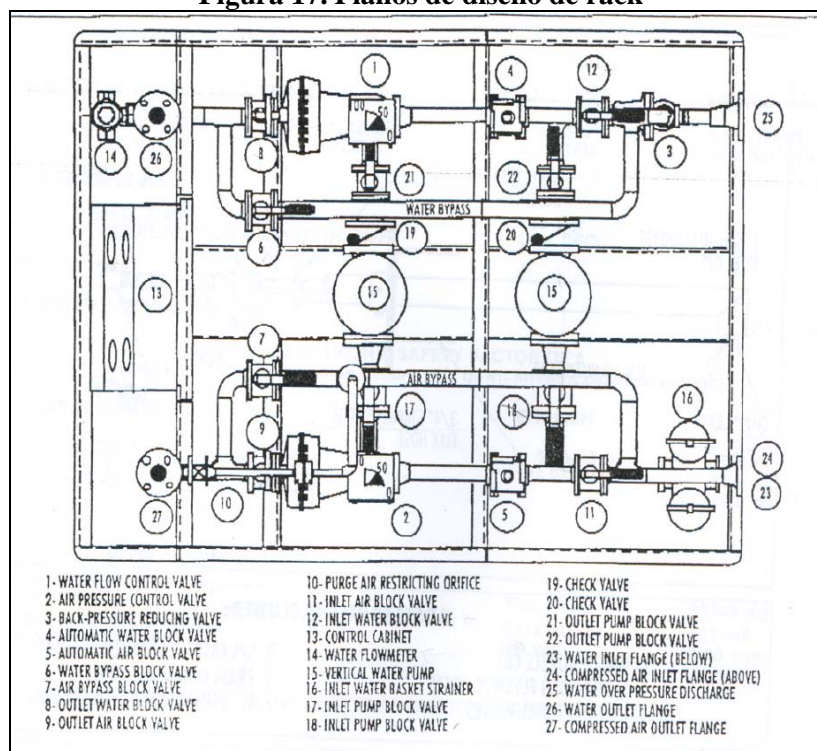
Válvula controladora de flujo de agua:	Controlador de flujo rotativo
Actuador:	Eléctrico
Controlador:	4-20 mA I/P- posición.

Válvula controlador de flujo de aire:	Controlador de flujo rotativo
Actuador:	Eléctrico
Controlador:	4-20 mA I/P- posición.

Medidor de flujo de agua:	Flujo turbulento, medidor de vórtices.
Tipo de señal:	4-20 mA w/ transmisión.
Válvula de bola aire/agua:	3 piezas, full-port
Actuador:	Neumático y manual
Transductores de presión:	Sensor Rosemount de polisilicon
Tipo de medida:	Strain Gage Bridge
Tipo de señal:	4-20 mA
Controlador PLC:	P-PI-PID Allen-Bradley – SLC 5/04
Entrada análoga:	4-20 mA
Salida análoga:	4-20 mA
Digital:	20 V AC

b. Planos de diseño rack agua-aire:

Figura 17. Planos de diseño de rack



c. Recomendaciones de accesorios a instalar en rack

Tabla 7. Listado de accesorios a instalar en rack.

Número de accesorio	Tamaño	Cantidad	Descripción
674-002-01	1	1	Válvula controladora de flujo de agua.
674-02-02	1	1	Válvula controladora de flujo de aire.
674-02-03		1	Actuador neumático
674-02-03A		1	Actuador neumático compacto
674-02-04	1	2	Válvula de bola
674-02-04A	1 1/2	1	Válvula de bola
674-02-07	3/4	1	Válvula de bola
674-02-08	1/2	1	Transductor de presión
674-02-10	1/4	2	Filtro de aire
674-02-12		2	Kit de instrumentación para bombas
674-02-13	2	1	Válvula de cheque
674-02-14	2 1/2	2	Filtro doble canasta
674-02-15	2 1/2	2	Válvula de bola
674-02-16	3/4	1	Válvula de alivio
674-02-17	1/4	1	Válvula solenoide, 3 vías 120/60 manual
674-02-09	1/4	1	Calibrador de presión

IV. Estudio de sistema actual

A. Sistema de tubería

La empresa internacional InvoreCare en su informe final de especificaciones de diseño no especifica cómo debe ser dimensionado el sistema de tuberías, pero recomienda instalar un sistema que pueda suministrar y cumplir con los requerimientos del equipo instalado.

Actualmente la tubería de agua de enfriamiento de gases de la línea tres en Planta San Miguel cuenta con una tubería de acero inoxidable. Las dimensiones de la tubería son de 1 pulgada en el rack y cuenta con un aumento de diámetro a la salida del mismo de 2 pulgadas. Esto se debe a que los sistemas de control instalados en el rack, como medidores de flujo, válvulas reguladoras de presión etc. Fueron comprados con un diámetro nominal de una pulgada. En la figura siguiente se aprecia la salida de tubería de agua del rack hacia las lanzas con su respectivo aumento de diámetro.

Figura 18. Salida de tubería del rack



El sistema de tuberías actual cuenta con 100.43m. de longitud total para la tubería de agua y 101.3m para la tubería de aire. Las tuberías se encuentran localizadas paralelas entre ellas y debidamente identificadas, diferenciadas por colores. Azul para la tubería de agua y amarillo para la tubería de aire. A lo largo de la trayectoria de la tubería de agua se pueden notar tomas de para el uso operacional de la planta. Estas tomas de agua no se encuentran dentro de los planos de diseño especificados por el fabricante. En la figura siguiente se pueden apreciar

tanto la tomas de agua (figura 19) como también la ubicación del sistema de tuberías (figura 20).

Figura 19. Ilustración tomas de agua.

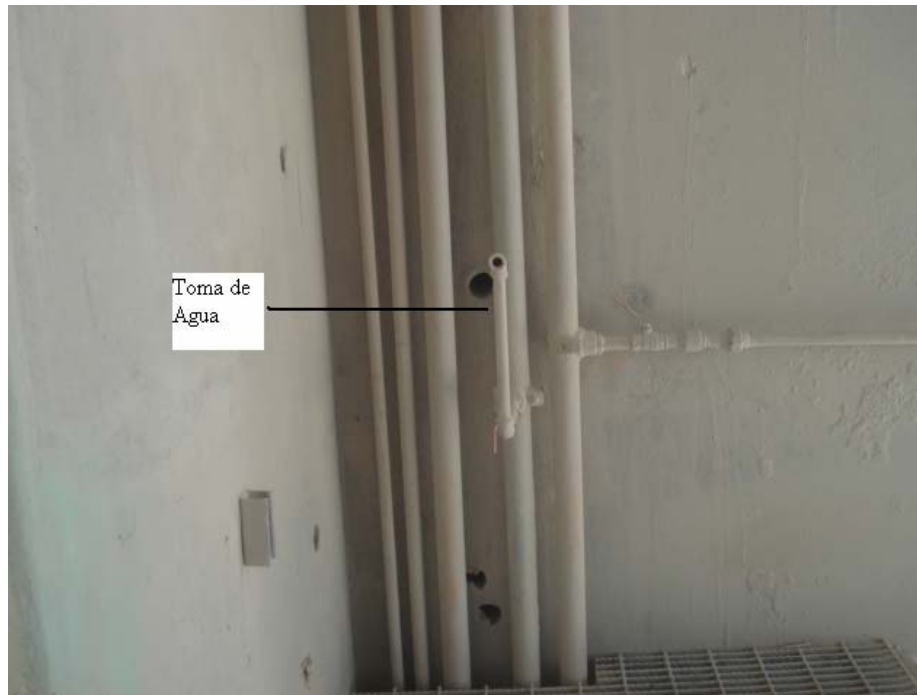


Figura 20. Ilustración de entrada de Tubería al Downcomer



El suministro de agua y aire a las lanzas ubicadas en el downcomer, fue diseñado con una geometría octogonal con el propósito de poder bordear el downcomer de una forma suave y evitando ángulos rectos para minimizar caídas de presión por fricción. El sistema cuenta con

la instalación de mangueras de acero inoxidable como conexión entre las tuberías y las lanzas, como se puede apreciar en las figuras siguientes.

Figura 21 Ilustración de anillo en downcomer.

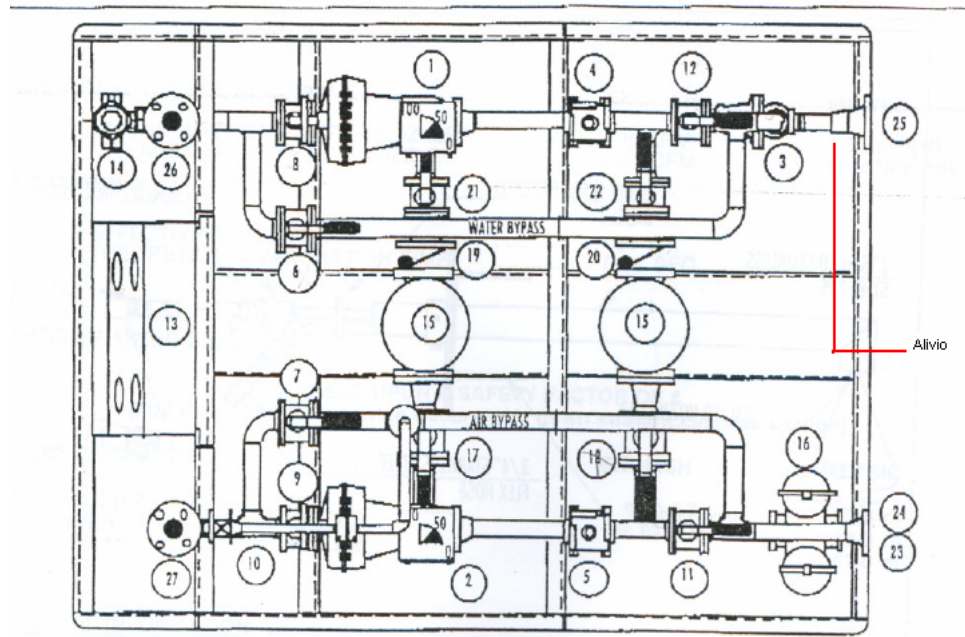


Figura 22. Lanzas y mangueras de conexión



El rack actualmente se encuentra instalado casi en su totalidad como fue especificado en los planos de diseño. En los planos de diseño el fabricante especificó la instalación de una válvula de alivio. Como se puede apreciar a continuación no esta la conexión de retorno del mismo hacia el sistema.

Figura 23. Ilustración de ubicación de válvula de alivio en rack



Actualmente el sistema de la válvula de alivio se encuentra conectado a la succión de la bomba como se puede apreciar en el siguiente diagrama.

Figura 24. Ilustración de tubería de conexión de válvula de alivio a succión bomba.

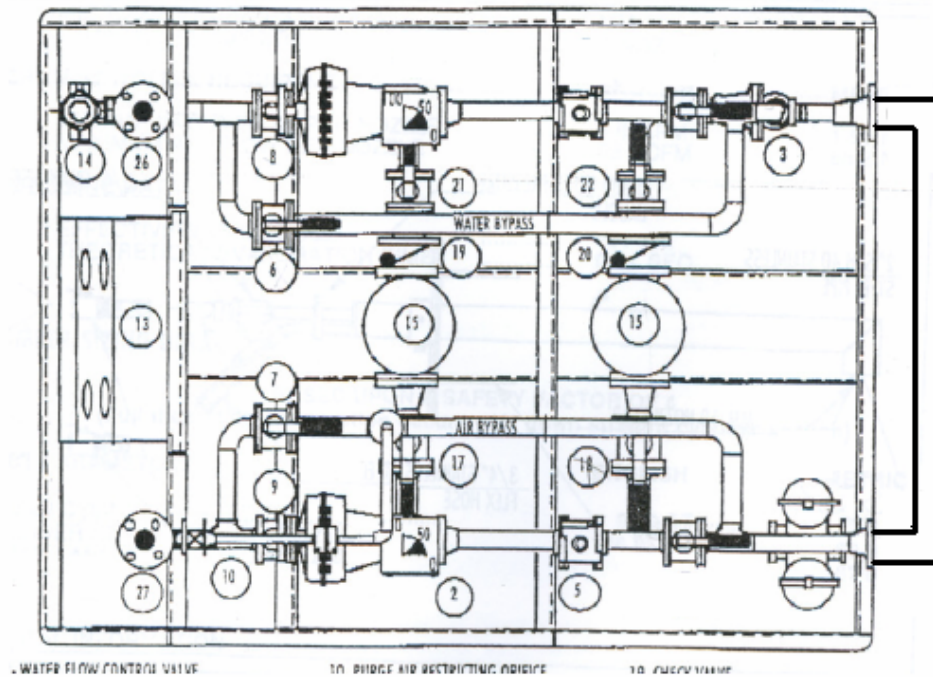
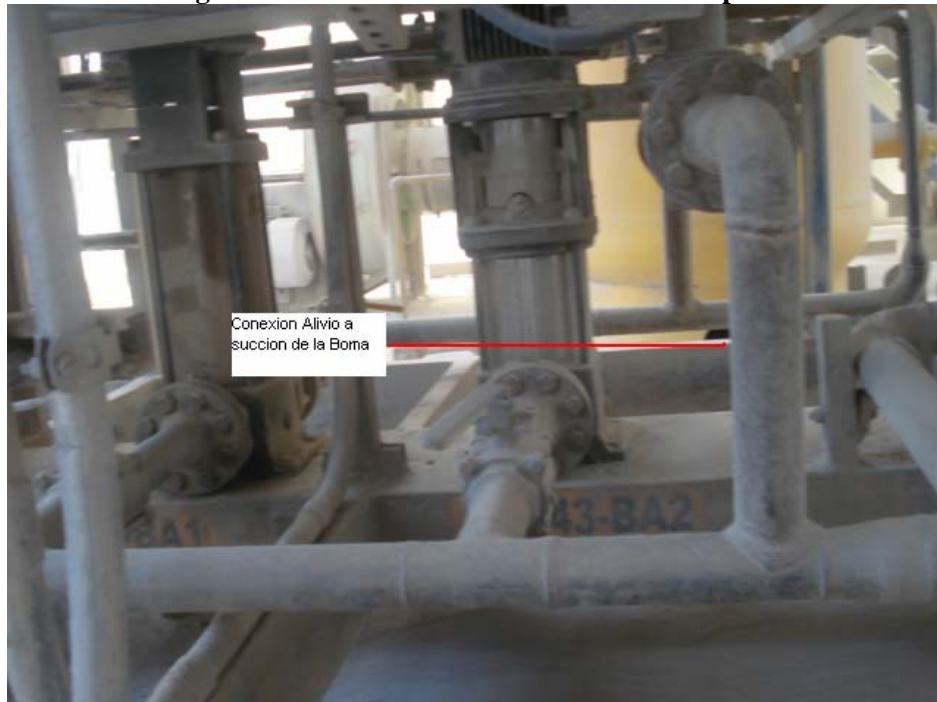


Figura 25. Ilustración de conexión en el campo

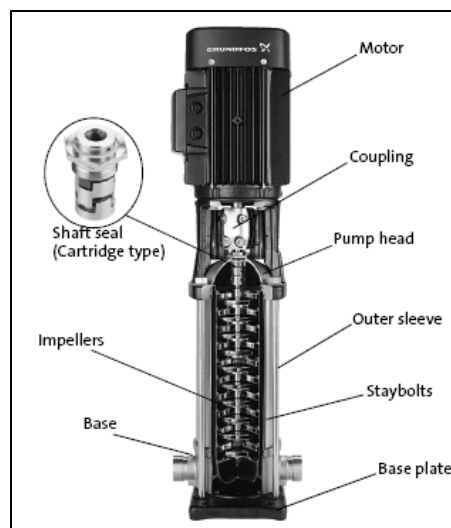


B. Sistema de bombeo: En el sistema de enfriamiento de gases del horno tres de Cementos Progreso actualmente no se encuentra instalada la bomba especificada por los fabricantes. Debido a los constantes cambios que han surgido en la planta. Actualmente el equipo de bombeo instalado es el siguiente:

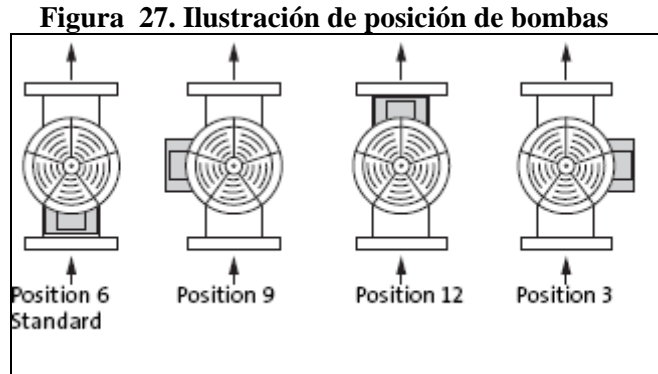
Marca: Grundfos

Tipo: CR-15-04 A-GJ-AE-HQQE

Figura 26. Ilustración de bomba CR15



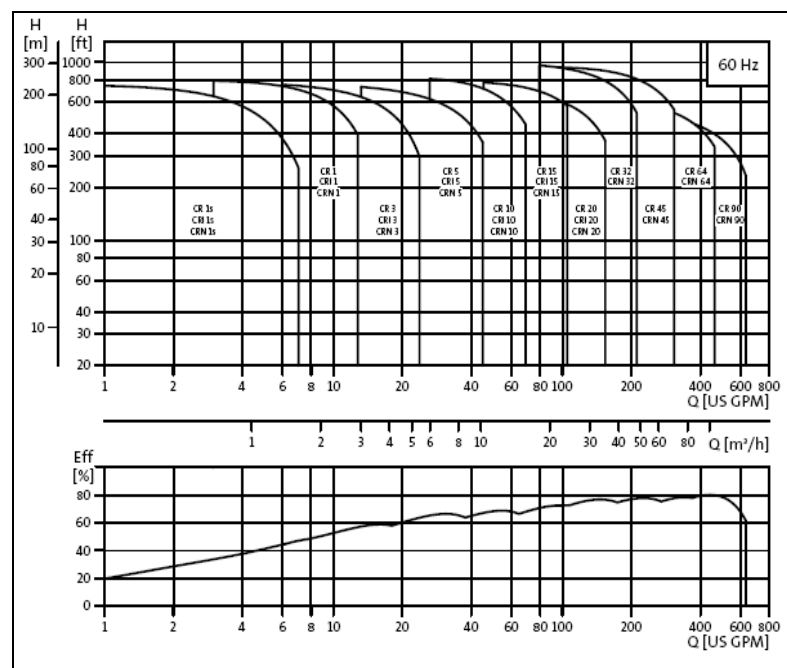
Posicionamiento lineal debido a las facilidades de desmontar y mantenimiento. En la figura siguiente se aprecia que la posición 6 estándar es la actual en el sistema.



1. Rango de operación de la bomba: El sistema de bombeo especifica una bomba CR15 como podemos ver en la sección anterior. El fabricante de bombas proporciona un rango de operación de bombas según sea la aplicación. A continuación aparecen los distintos rangos y las distintas bombas que cubren los mismos.

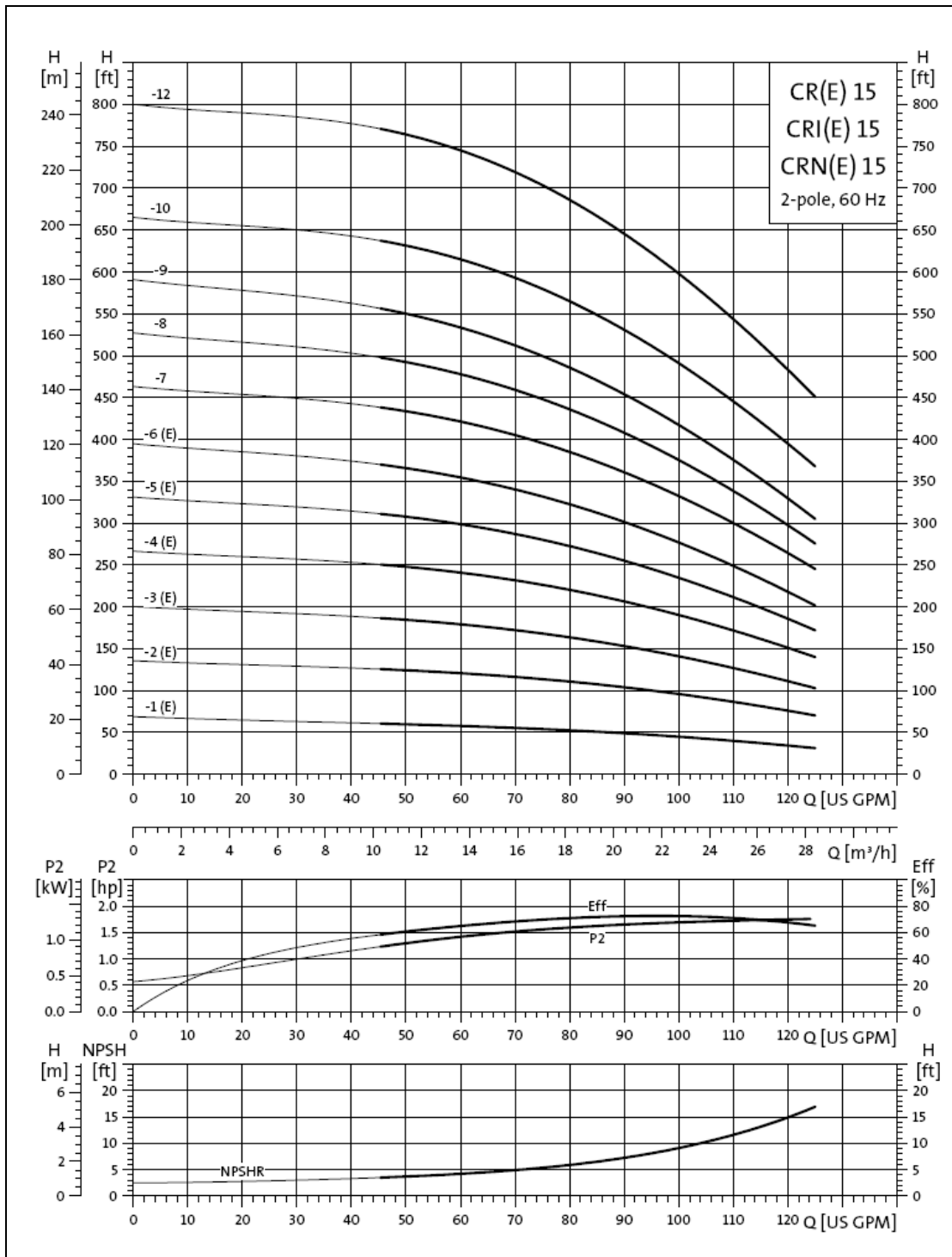
Para el fin de la planta le es útil el intervalo de operación de la bomba CR15 actualmente instalada. En la siguiente gráfica se puede apreciar este intervalo.

Figura 28. Gráfica de rangos de operación bombas Grundfos.



2. Curvas de operación:

Figura 29. Gráfica de operación bomba CR15



3. Dimensiones y peso de la bomba:

Tabla 8. Listado de dimensiones de bomba CR15

Dimensional sketches

Dimensions and weights

Pump type	Hp	Ph	Voltage	NEMA Frame size	TEFC				ODP				Oval ANSI Ship		MLE							
					Oval B1	ANSI B1	D1	D2	Oval B1+B2	ANSI B1+B2	D1	D2	Oval B1+B2	ANSI B1+B2	Wt. ¹ [lbs.]	Wt. ¹ [lbs.]	D1	D2	Oval B1+B2	ANSI B1+B2	Oval Ship Wt. ¹ [lbs.]	ANSI Ship Wt. ¹ [lbs.]
CR(E) 15-1	2	1	115/208-230	56C	16 1/2	16 1/2	7 1/4	5 3/4	29 1/8	29 1/8	-	-	-	-	134	136	-	-	-	-	-	-
		3	208-230/460	56C	16 1/2	16 1/2	7 1/8	4 3/8	28	28	-	-	-	-	123	126	7	6 5/8	28	28	135	137
CR(E) 15-2	5	1	208-230	182TC	17 1/4	17 1/4	10 5/8	7 1/2	32 5/8	32 5/8	-	-	-	-	191	194	-	-	-	-	-	-
		3	208-230/460	182TC	17 1/4	17 1/4	7 1/8	4 3/8	30 1/2	30 1/2	-	-	-	-	146	148	8 3/4	7 1/2	32 5/8	32 5/8	190	192
CR(E) 15-3	5	1	208-230	182TC	19	19	10 5/8	7 1/2	34 3/8	34 3/8	-	-	-	-	194	196	-	-	-	-	-	-
		3	208-230/460	182TC	19	19	7 1/8	4 3/8	32 1/4	32 1/4	-	-	-	-	150	152	8 3/4	7 1/2	34 1/2	34 1/2	195	197
CR(E) 15-4	7 1/2	1	208-230	213TC	21 1/8	21 1/8	10 1/4	7 1/2	36 1/2	36 1/2	-	-	-	-	216	218	-	-	-	-	-	-
		3	208-230/460	213TC	21 1/8	21 1/8	8 3/4	5 3/8	36 3/4	36 3/4	-	-	-	-	205	208	8 3/4	7 1/2	36 5/8	36 5/8	224	226
CR(E) 15-5	10	1	230	213TC	22 7/8	22 7/8	10 1/4	10 3/8	38 3/4	38 3/4	-	-	-	-	244	246	-	-	-	-	-	-
		3	208-230/460	213TC	22 7/8	22 7/8	8 3/4	5 3/8	38 1/2	38 1/2	-	-	-	-	194	196	8 3/4	7 1/2	38 3/8	38 3/8	235	237
CR(E) 15-6	10	1	230	213TC	-	24 5/8	10 1/4	10 3/8	-	40 1/2	-	-	-	-	249	-	-	-	-	-	-	-
		3	208-230/460	213TC	-	24 5/8	8 3/4	5 3/8	-	40 1/4	-	-	-	-	200	-	8 3/4	7 1/2	-	40 1/8	-	242
CR 15-7	15	3	208-230/460	254TC	-	29	10 3/8	8 3/4	-	45 5/8	10 5/8	7 3/8	-	45 1/8	-	257	-	-	-	-	-	-
CR 15-8	15	3	208-230/460	254TC	-	30 3/4	10 3/8	8 3/4	-	47 3/8	10 5/8	7 3/8	-	46 7/8	-	262	-	-	-	-	-	-
CR 15-9	15	3	208-230/460	254TC	-	32 1/2	10 3/8	8 3/4	-	49 1/8	10 5/8	7 3/8	-	48 5/8	-	354	-	-	-	-	-	-
CR 15-10	20	3	230/460	254TC	-	34 1/4	10 3/8	8 3/4	-	50 5/8	11 1/2	9	-	52 1/4	-	407	-	-	-	-	-	-
CR 15-12	25	3	230/460	284T5C	-	37 1/4	13	9 1/2	-	57	11 1/2	9	-	58 1/4	-	498	-	-	-	-	-	-

Weights are based on pump with TEFC motor (see price list for individual weights)
All dimensions in inches unless otherwise noted.

V. Rediseño de tubería de agua

A. Información del fluido:

Temperatura ambiente: 20° C.

$$\delta = 998.2 \text{ Kg./m}^3$$

$$\gamma = 9.789 \text{ kN/m}^3$$

$$\mu = 1.002 \cdot 10^{-3} \text{ K-s/m}^2$$

$$\nu = 1.004 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

B. Tubería

El objetivo del sistema es ser diseñado, con tubería de acero estándar debido a su bajo costo y características aceptables para la aplicación. La tubería tendrá una longitud total del punto 1 hacia el punto dos de 100.43m. Debido a que el material de la tubería es acero negro o acero estándar, le corresponde una rugosidad absoluta de 0.045mm.

C. Accesorios

Como todo sistema de tuberías es necesario el uso de accesorios para poder lograr los diseños estructurales como funcionales. Debido a que se esta planteando un rediseño se utiliza la tabla 9 con los accesorios actualmente instalados.

Tabla 9. Listado de accesorios tubería de agua

Accesorio	Cantidad
T	
Directo	5
Ramas	3
Codo 90	19
Codo doble	2
Reducción de Diámetro	1
Aumento de Diámetro	1
Codo 45	1
Válvula de bola	6
Válvula reguladora de Flujo	1
Válvula Magnética medidora de Flujo.	1
Válvula reguladora de presión	1

D. Diferencia de altura

La planta San Miguel de Cementos Progreso se encuentra localizada a 784.5 metros sobre el nivel del mar. El cuarto de bombas de enfriamiento para el Horno número tres se encuentra localizado a 791.94 metros sobre el nivel del mar. Las lanzas de enfriamiento de gases se encuentra a 850.94 metros sobre el nivel del mar.

$$H_{total} = h_2 - h_1 = 850.94 - 791.94 = 59m$$

E. Objetivo

Rediseñar el sistema actual de tubería de agua, para poder suministrar un caudal de 7.5 m³/h a la descarga de las lanzas.

F. Solución:

Consideraciones a tomar en cuenta:

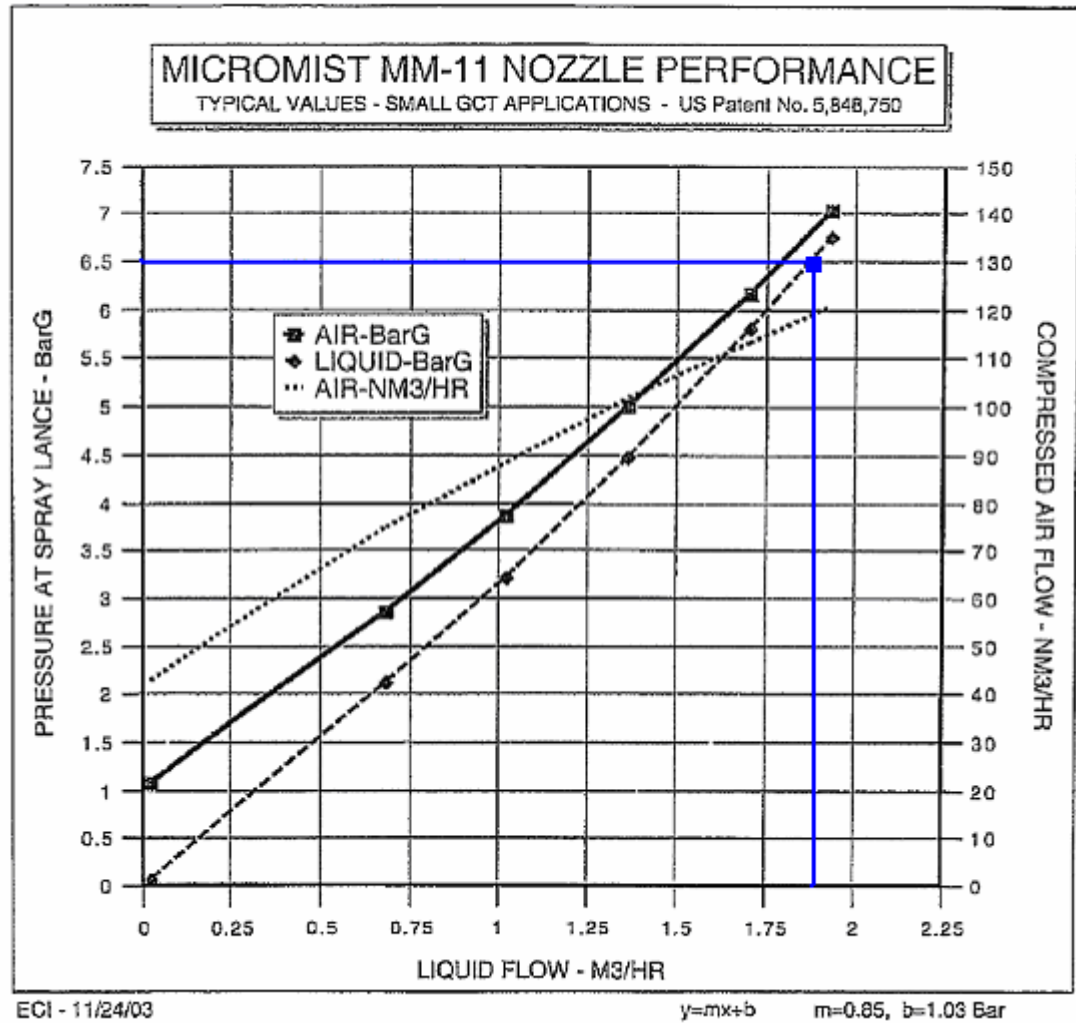
1. Analizar el sistema de lanzas, debido a que debe de existir una relación proporcional agua-aire para optimizar la eficiencia de las mismas. Partimos de la siguiente pregunta ¿Si logramos aumentar el caudal, las lanzas funcionarán de una forma eficiente?
2. ¿La bomba actualmente instalada tiene la capacidad para suministrar el caudal requerido?
3. ¿El sistema de tubería actual se encuentra debidamente instalado?

Debido a que el caudal se encuentra limitado por el diseño de las lanzas se parte de la parte alta de nuestro sistema. Como se puede ver en la figura 32 se puede apreciar el rango de operación de las lanzas. Esto nos indica una relación caudal-presión que debe de existir en la lanzas para su funcionamiento.

Se supone un caudal de $1.875 \text{ Nm}^3/\text{h}$ de agua por lanza. Debido a que en el sistema actualmente se encuentran instaladas cuatro lanzas, esto proporciona un caudal total de $7.5 \text{ Nm}^3/\text{h}$.

Se grafica el punto, en la figura 30 y se determina lo siguiente.

Figura 30. Gráfica del punto de operación requerido



Como se puede notar en la gráfica el punto correspondiente de presión para el caudal requerido es de 6.5 bar. Esto quiere decir que para poder suministrar $1.875 \text{ Nm}^3/\text{h}$. por lanza se necesita tener 6.5 bar. de presión.

Como segundo paso, se procede a calcular la caída de presión a lo largo de la tubería, se conoce el caudal, la longitud total, la presión en las lanzas, el diámetro nominal del tubo, y los accesorios instalados, se plantea la ecuación de caída de presión, tanto para pérdidas en la tubería como para las pérdidas por accesorios instalados.

$$h_f = h_L + h_m = f \frac{l}{D} \frac{\delta V^2}{2} + \sum K_L \frac{\delta V^2}{2}$$

Donde:

h_f = Pérdidas de presión totales

h_L = Pérdidas de presión mayores

h_m = Pérdidas de presión menores

f = Factor de fricción (adimensional)

L = Longitud total de tubería (m)

D = Diámetro (m)

δ = Densidad (kg/m³)

V = Velocidad promedio (m/s)

K_L = Coeficiente de pérdidas de fricción por accesorio.

Se procede a calcular el área interna del tubo, tomando como diámetro interno 2.067 inch.

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (0.0508)^2}{4} = 0.0020m^2$$

Luego con el área y el caudal se calcula la velocidad del flujo:

$$Q = AV$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.002083m^3/s}{0.0020m^2} = 1.0278m/s$$

Ya que se tiene la velocidad del flujo, se calcula el número de Reynolds

$$Re = \frac{1.0278m/s * 0.0508m^2}{1 * 10^{-6} m^2/s} = 52004.22$$

Se calcula la rugosidad relativa para el acero estándar:

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.000045}{0.0508} = 0.00085$$

Con el número de Reynolds y la rugosidad relativa obtenemos el coeficiente f de pérdidas por fricción dentro de la tubería.

$$f = 0.02314$$

Ahora se procede al cálculo de caídas por presión en los accesorios instalados en el sistema. Para ello se utiliza la tabla 10 que se presenta a continuación.

Tabla 10. Listado de coeficientes de pérdidas por fricción en Accesorios.

■ TABLE 8.2		
Loss Coefficients for Pipe Components ($h_L = K_L \frac{V^2}{2g}$) (Data from Refs. 5, 10, 27)		
Component	K_L	
a. Elbows		
Regular 90°, flanged	0.3	
Regular 90°, threaded	1.5	
Long radius 90°, flanged	0.2	
Long radius 90°, threaded	0.7	
Long radius 45°, flanged	0.2	
Regular 45°, threaded	0.4	
b. 180° return bends		
180° return bend, flanged	0.2	
180° return bend, threaded	1.5	
c. Tees		
Line flow, flanged	0.2	
Line flow, threaded	0.9	
Branch flow, flanged	1.0	
Branch flow, threaded	2.0	
d. Union, threaded		
	0.08	
e. Valves		
Globe, fully open	10	
Angle, fully open	2	
Gate, fully open	0.15	
Gate, 1/4 closed	0.26	
Gate, 1/2 closed	2.1	
Gate, 3/4 closed	17	
Swing check, forward flow	2	
Swing check, backward flow	∞	
Ball valve, fully open	0.05	
Ball valve, 1/4 closed	5.5	
Ball valve, 3/4 closed	210	

*See Fig. 8.36 for typical valve geometry

Para las pérdidas de presión por cambios de diámetro se utiliza la tabla 11.

Tabla 11. Listado de pérdidas por fricción en aumento de diámetro.

Table 8.3 Loss Coefficients (K) for Gradual Contractions: Round and Rectangular Ducts (Data from [13].)

A_2/A_1	Included Angle, θ , Degrees						
	10	15-40	50-60	90	120	150	180
0.50	0.05	0.05	0.06	0.12	0.18	0.24	0.26
0.25	0.05	0.04	0.07	0.17	0.27	0.35	0.41
0.10	0.05	0.05	0.08	0.19	0.29	0.37	0.43

Note: Coefficients are based on $h_{f_m} = K(\bar{V}_2^2/2)$.

Utilizando ambas tablas se determina y se tabula la siguiente tabla del sistema.

Tabla 12. Listado de pérdidas totales por fricción en el sistema.

Accesorio	Cantidad	Kf	Total
T			
directo	5	0.4	2
ramas	3	1.8	5.4
Codo 90	19	0.9	17.1
Codo doble	2	0.9	1.8
Reducción	1	0.15	0.15
Aumento	1	0.06	0.06
Codo 45	1	0.4	0.4
Válvula de bola	6	0.05	0.3
Válvula reguladora de flujo	1	10	10
Válvula medidora de flujo	1	0.05	0.05
Válvula reguladora de presión	1	0.15	0.15
Total			37.41

Con el valor de coeficiente de pérdidas de accesorios se procede a calcular las pérdidas totales del sistema.

$$h_f = h_L + h_m = f \frac{l}{D} \frac{\delta V^2}{2} + \sum K_L \frac{\delta V^2}{2}$$

$$h_f = 0.02361 \left(\frac{100.43}{0.0508} \right) \left(\frac{998.4 * 1.0278^2}{2} \right) + 37.41 \left(\frac{998.4 * 1.0278^2}{2} \right)$$

$$h_f = 44,344.13 \text{ pa}$$

Conocidas las pérdidas de caída de presión en el sistema, se calcula la presión que está ejerciendo la columna de agua en el sistema.

$$P = \gamma * \Delta h$$

$$P = 998.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 60\text{m} = 587540.82 \text{ pa}$$

Se conoce la presión necesaria en las lanzas, se conoce la caída de presión en la tubería, como también la presión ejercida por la columna de agua. Por lo que si se suman las tres se obtiene la presión requerida por la bomba en su descarga.

$$P_T = P_{Lanzas} + P_{perdidas} + P_{Columna}$$

$$P_T = 650,000 + 44,314.13 + 587,540 = 1,281,884 \text{ pa}$$

Terminados los cálculos para una tubería con diámetro nominal de 2 inch. Se repiten los cálculos con distintos diámetros como se puede ver en las tablas siguientes.

Tabla 13. Listado de iteraciones

Diámetro (inch)	Diámetro (m)	Longitud (m)	Caudal (m3/h)	Caudal (m3/s)	Área (m ²)
2	0.0508	100.43	7.5	0.002083333	0.00202683
2.5	0.0635	100.43	7.5	0.002083333	0.003166922
3	0.0762	100.43	7.5	0.002083333	0.004560367
3.5	0.0889	100.43	7.5	0.002083333	0.006207167
4	0.1016	100.43	7.5	0.002083333	0.00810732

Tabla 14. Listado de iteraciones velocidad.

Diámetro (inch)	Velocidad		Rugosidad		
	(m/s)	KL	Relativa	Reynolds	f
2	1.02787773	37.41	0.00090551	52008.1561	0.023614
2.5	0.65784175	37.41	0.00072441	41606.5248	0.023913
3	0.45683455	37.41	0.00060367	34672.104	0.024353
3.5	0.33563354	37.41	0.00051744	29718.9463	0.024851
4	0.25696943	37.41	0.00045276	26004.078	0.02537

Tabla 15. Listado de pérdidas por fricción según diámetros

Diámetro (inch)	HL (Pa)	HM (pa)	Htotal (pa)	BAR
2	24,617.26	19726.8704	44,344.13	0.44
2.5	8,168.72	8080.126117	16,248.85	0.16
3	3,343.23	3896.665758	7,239.90	0.07
3.5	1,578.42	2103.323125	3,681.75	0.04
4	826.50	1232.9294	2,059.43	0.02

Conocida la caída de presión en la tubería, la presión requerida por las especificaciones de diseño en las lanzas y la presión generada por la columna de agua se obtiene lo siguiente.

Tabla 16. Listado de presiones en el sistema.

Diámetro (inch)	Presión		Perdidas en Tuberías Hf (Pa)	Presión Columna agua (Pa)	Presión total (Pa)
	Lanzas (Pa)	Peso Esp. (N/m3)			
2	650,000.00	9790	44,344.13	587,540.52	1,281,884.65
2.5	650,000.00	9790	16,248.85	587,540.52	1,253,789.37
3	650,000.00	9790	7,239.90	587,540.52	1,244,780.42
3.5	650,000.00	9790	3,681.75	587,540.52	1,241,222.27
4	650,000.00	9790	2,059.43	587,540.52	1,239,599.95

En la tabla anterior se puede apreciar la presión total necesaria a la descarga de la bomba según sea el diámetro para poder cumplir con el caudal requerido.

La presión dada en altura se puede apreciar en la tabla siguiente:

Tabla 17. Listado de requerimientos de cabeza en la descarga de la bomba.

Diámetro (inch)	Altura (m)
2	130.94
2.5	128.07
3	127.15
3.5	126.78
4	126.62

En la tabla se puede apreciar la disminución de altura con respecto al aumento de diámetro. En la succión la bomba posee una presión de 2 bar. Por lo que se procede a calcular la cabeza de la bomba.

$$\Delta p = P_{descarga} - P_{succión} = 12.83 - 2 = 10.83bar$$

Se repite el cálculo variando el diámetro y se tabula la siguiente tabla.

Tabla 18. Cabeza de bomba según diámetro

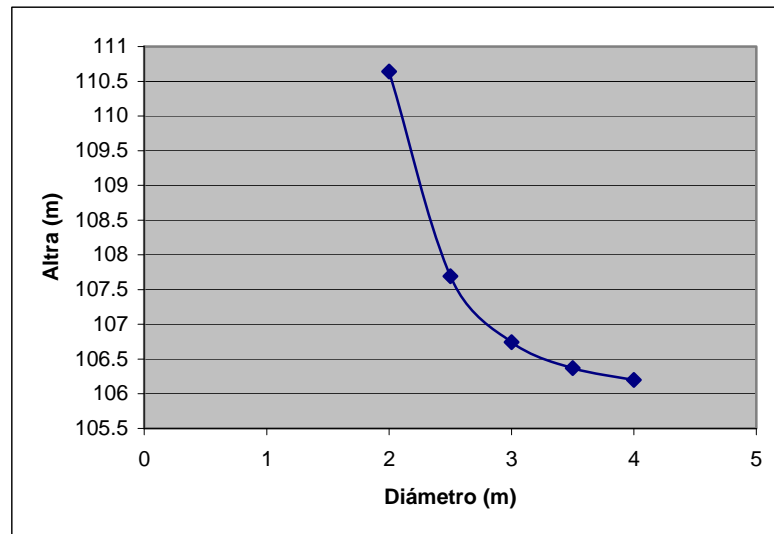
Diámetro (inca)	P. Descarga (Bar)	P. Succión (BAR)	Cabeza (BAR)
2	12.82	2	10.82
2.5	12.54	2	10.54
3	12.45	2	10.45
3.5	12.41	2	10.41
4	12.40	2	10.40

Se convierte la presión a metros de altura y se tabula la siguiente tabla

Tabla 19. Listado de cabeza de bomba total según diámetro.

Diámetro (inch)	Altura (m)
2	110.51
2.5	107.64
3	106.72
3.5	106.36
4	106.19

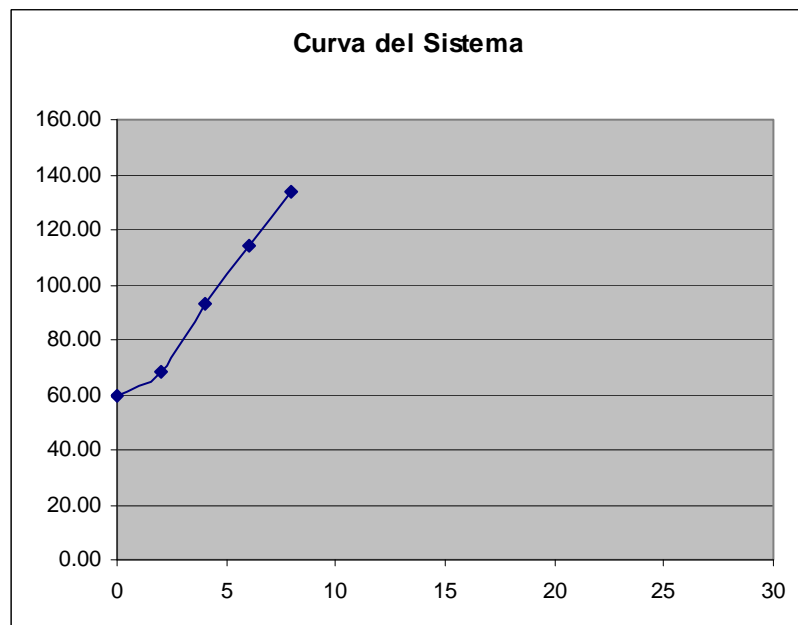
Figura 31. Gráfica relación diámetro-cabeza de bomba.



Con los datos obtenidos se procede a verificar si la bomba actualmente instalada da los requerimientos necesarios para el aumento de caudal y si es la adecuada para su aplicación. Para esto se procede a revisar las especificaciones de la bomba actualmente instalada en el sistema

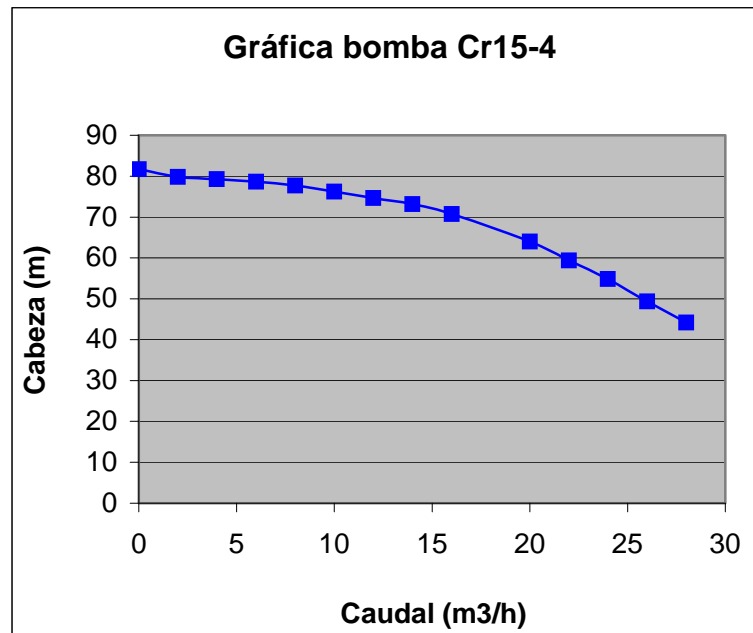
Para poder obtener el caudal de la bomba, se grafica una curva que nos pueda proporcionar la variación de cabeza con respecto al caudal. Como se puede ver en la curva a continuación.

Figura 32. Gráfica curva del sistema



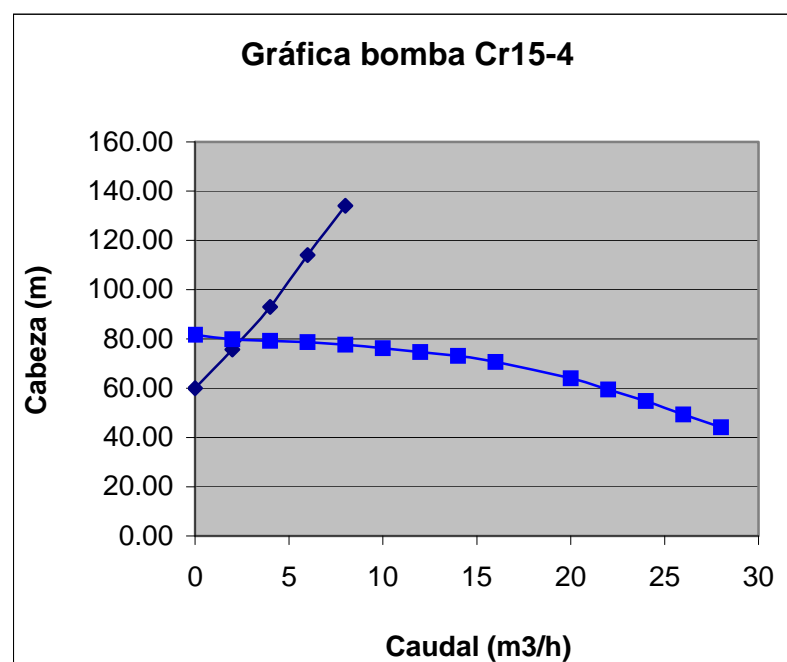
Se procede a graficar la curva de operación de la bomba actualmente instalada en el sistema.

Figura 33. Gráfica de operación bomba CR15



Graficadas ambas curvas se procede a ver el punto de intersección entre ellas. En este punto exacto se determina el caudal de operación de la bomba.

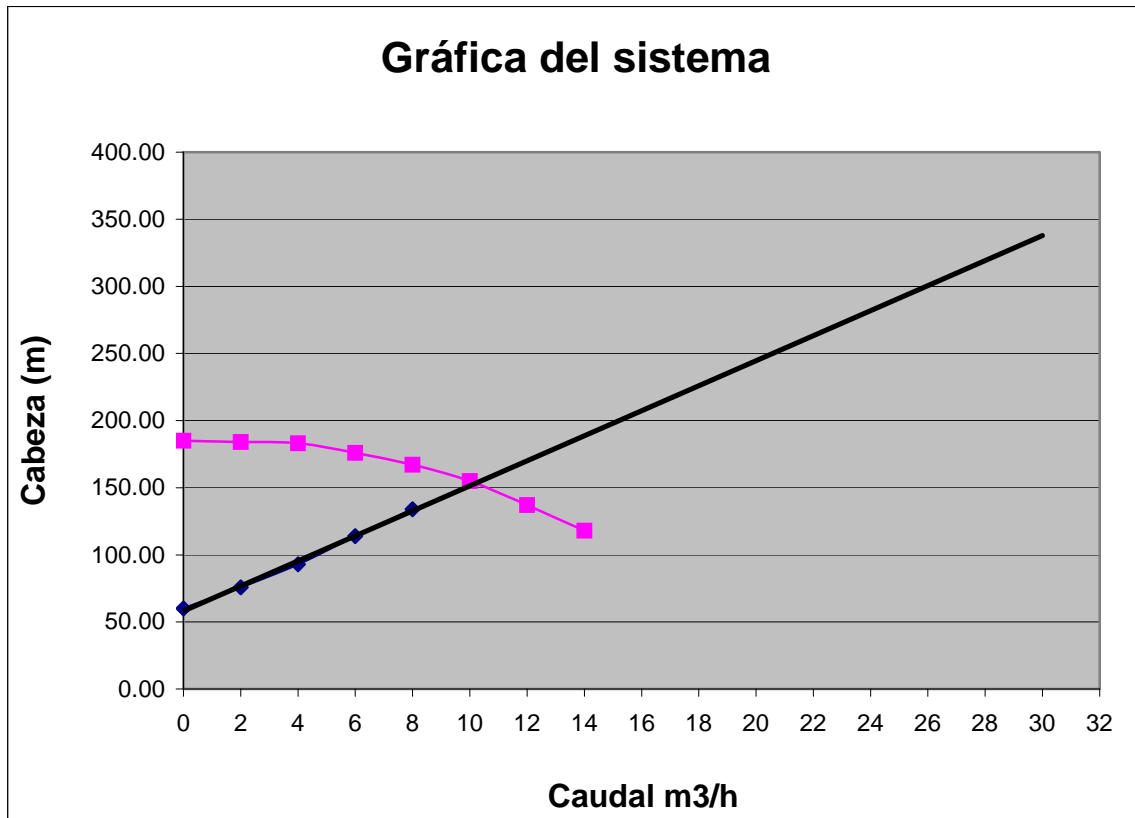
Figura 34. Gráfica del sistema.



Como se puede apreciar en la gráfica, el punto exacto donde se interceptan ambas curvas es en un caudal de 2 m³/h.

En la siguiente gráfica se puede apreciar el punto de intersección entre la curva del sistema y la curva de la bomba recomendada por los diseñadores. Como se puede apreciar el caudal de operación es 10 m³/h

Figura 35. Gráfica comparación de bombas



VI. Pérdidas actuales en el sistema de bombeo o rack

A. Información sobre el fluido:

Temperatura ambiente: 20° C.

$$\delta = 998.2 \text{ Kg./m}^3$$

$$\gamma = 9.789 \text{ kN/m}^3$$

$$\mu = 1.002 \cdot 10^{-3} \text{ K-s/m}^2$$

$$\nu = 1.004 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

B. Tubería:

La tubería en rack consta de una longitud total de 4.7 m. La cual está constituida por acero negro y posee un diámetro de 1, 2 y 2 ½ pulgadas.

C. Solución:

Se determinan las pérdidas de presión por fricción por medio de la siguiente ecuación tomando en cuenta solamente el tramo de tubería que se encuentra en rack.

$$h_f = h_L + h_m = f \frac{l}{D} \frac{\delta V^2}{2} + \sum K_L \frac{\delta V^2}{2}$$

Donde:

h_f = Pérdidas de presión totales

h_l = Pérdidas de presión mayores

h_m = Pérdidas de presión menores

f = Factor de fricción (adimensional)

L = Longitud total de tubería (m)

D = Diámetro (m)

δ = Densidad (kg/m³)

V = Velocidad promedio (m/s)

K_L = Coeficiente de pérdidas de fricción por accesorio.

Se procede a calcular el área interna del tubo, tomando como diámetro interno 2.067 inch.

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi(0.0254)^2}{4} = 0.000506m^2$$

Luego con el área y el caudal se calcula la velocidad del flujo:

$$Q = AV$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.00416m^3/s}{0.000506m^2} = 8.22m/s$$

Ya que se tiene la velocidad del flujo, se calcula el número de Reynolds

$$Re = \frac{8.22m/s * 0.0254m}{1 * 10^{-6} m^2/s} = 208,032.62$$

Se calcula la rugosidad relativa para el acero estándar:

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.000045}{0.0508} = 0.00085$$

Con el número de Reynolds y la rugosidad relativa se puede obtener el coeficiente f de pérdidas por fricción dentro de la tubería.

$$f = 0.024$$

Ahora se procede al cálculo de caídas por presión en los accesorios instalados en el sistema. Para ello se utiliza la tabla 10 previamente mencionada y determinamos nuestro factor de pérdida de presión por accesorios.

Tabla 20. Listado de accesorios en rack

Accesorio	Cantidad	Kf	Total
codo 90	3	0.9	2.7
T			0
Directo	2	0.4	0.8
Rama	0	1.8	0
Reducción	1	0.06	0.06
Aumento	1	0.15	0.15
válvula de bola	2	0.05	0.1
Válvula reguladora de flujo	1	10	10
válvula reguladora de presión	1	0.15	0.15
Total			13.96

Con el valor de coeficiente de pérdidas de accesorios total en rack, se pasa a calcular las pérdidas totales del sistema.

$$h_f = h_L + h_m = f \frac{l}{D} \frac{\delta V^2}{2} + \sum K_L \frac{\delta V^2}{2}$$

$$h_f = 0.024 \left(\frac{4.7}{0.0254} \right) \left(\frac{998.4 * 8.22^2}{2} \right) + 13.96 \left(\frac{998.4 * 8.22^2}{2} \right)$$

$$h_f = 620,998.54 \text{ pa}$$

Se repiten los cálculos con distintos diámetros como se puede ver en las tablas siguientes.

Tabla 21. Listado de iteraciones

Diámetro (inch)	Diámetro (m)	Longitud (m)	Caudal (m3/h)	Caudal (m3/s)	Area m2
1	0.0254	4.7	15	0.004166667	0.000506707
2	0.0508	4.7	15	0.004166667	0.00202683
4	0.1016	4.7	15	0.004166667	0.00810732

Tabla 22. Listado de iteraciones velocidad

Velocidad		Rugosidad			
(m/s)	KL	Re	Reynolds	f	
8.22302184	13.96	0.001772	208,032.62	0.024	
2.05575546	13.96	0.000886	104,016.31	0.022	
0.51393886	13.96	0.000443	52,008.16	0.0226	

Tabla 23. Listado de pérdidas por fricción según diámetro.

HL (Pa)	HM (pa)	H total (pa)	H Total (BAR)
149,873.84	471,124.70	620,998.54	6.209985
4,293.26	29,445.29	33,738.55	0.337386
137.82	1,840.33	1,978.15	0.019782

VII. Rediseño de tubería de aire

A. Información sobre el fluido:

Temperatura ambiente: 20° C, 1 atmósfera de presión.

$$\delta = 1.204 \text{ Kg./m}^3$$

$$\gamma = 11.81 \text{ kN/m}^3$$

$$\mu = 1.82 \cdot 10^{-5} \text{ N-s/m}^2$$

$$\nu = 1.51 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

B. Tubería

El sistema de tubería de aire instalada actualmente en Cementos Progreso cuenta con un diámetro nominal de 2 pulgadas, la longitud total desde el rack hacia las lanzas es de 101.3m. El material es acero negro o acero estándar que a su vez tiene una rugosidad de 0.045mm.

C. Accesorios

El sistema cuenta con una serie de accesorios de medición, control y conexión. La lista de accesorios se encuentra especificada en la tabla 13. A continuación se presenta la lista de accesorios actualmente instalados en el sistema

Listado de accesorios instalados tubería de aire línea 3 Cementos Progreso

Tabla 24. Listado de accesorios tubería de aire

Accesorio	Cantidad
codo 90	20
T	
Directo	2
Ramas	1
Codo 45	1
Reducción de Diámetro	1
Aumento de Diámetro	1
Válvula de Bola	3
Válvula reguladora	
presión	1
Válvula contralodora	
flujo	1

D. Diferencia de altura

La red de tuberías de aire en el sistema se encuentra paralela en toda su trayectoria a la red de tuberías de agua. Por lo que tomamos la misma diferencia de altura.

$$H_{total} = h_2 - h_1 = 850.94 - 791.94 = 59m$$

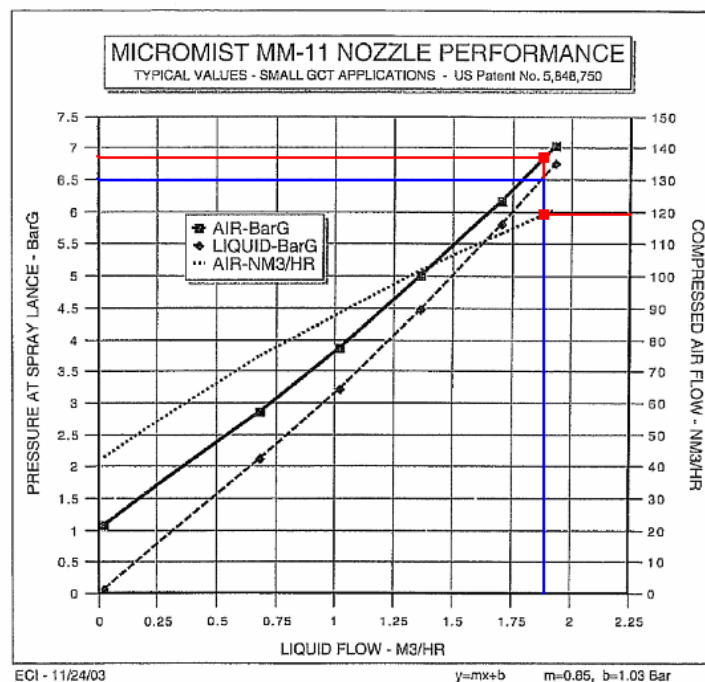
E. Objetivo

Determinar los parámetros de operación actualmente en el sistema de enfriamiento de gases. Esto servirá como punto de referencia para el rediseño posteriormente calculado.

F. Solución

Se necesitan los parámetros de operación actuales del sistema de suministro de aire, para esto se parte del caudal de agua suministrado actualmente. Conocido el caudal de agua se calcula el caudal y presión de aire que tendría que estar llegando a las lanzas. Se utilizan las gráficas de operación de las lanzas y se calcula el punto de operación como se puede apreciar a continuación. Se parte nuevamente de las gráficas de operación de las lanzas MM-11 que se puede apreciar en la figura siguiente.

Figura 36. Gráfica de operación del punto requerido aire.



Como se puede apreciar en la gráfica de operación de las lanzas, para el mismo caudal de agua $1.875\text{Nm}^3/\text{h}$ se necesitan de $120\text{ Nm}^3/\text{h}$ de aire a aproximadamente 7 bar. de presión. Esto nos quiere decir que el suministro de aire debe tener la capacidad para poder suministrarle a cada lanza $120\text{ Nm}^3/\text{h}$ de aire para un flujo total de $480\text{ Nm}^3/\text{h}$ a 7 bar.

Es necesario mencionar que los datos de presión y caudal previamente calculados son para condiciones nominales o estándares. Debido a que el sistema actual de suministro de aire no opera bajo estas condiciones se debe calcular un caudal real que se aproxime a nuestras condiciones de operación. A continuación se presentan las ecuaciones;

Flujo másico condiciones nominales;

$$\dot{m}_s = Q_s \delta_s$$

Donde la densidad se define como;

$$\delta_s = \frac{P_s}{RT_s}$$

Se toma en cuenta que el flujo másico se mantiene constante;

$$\dot{m}_s = \dot{m}_a$$

Se determina el caudal real;

$$\dot{m}_a = Q_a \delta_a$$

Donde la densidad real se determina por la siguiente ecuación;

$$\delta_a = \frac{P_a}{RT_a}$$

Se sustituye m_a ;

$$Q_s \delta_s = Q_a \delta_a$$

Se determina el caudal real;

$$Q_a = Q_s \frac{\delta_s}{\delta_a} = Q_s \frac{P_s T_a}{P_a T_s}$$

Conocida la presión y el caudal requerido por las lanzas, se procede al cálculo del caudal de operación del sistema;

1. Datos del sistema:

$$Q_s = 480 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

$$P_s = 14.7 \text{ psi.}$$

$$P_a = 7 \text{ bar.} = 101.52 \text{ psi} + 14.7 \text{ psi} = 116.22 \text{ psi}$$

$$T_a = 45^\circ\text{C} = 318 \text{ K}$$

$$T_s = 20^\circ\text{C} = 293 \text{ K}$$

Se calcula el caudal de operación de la siguiente manera;

$$Q_a = 480 \text{ Nm}^3/\text{h} \left(\frac{14.7 \text{ psi}}{116.22 \text{ psi}} \right) \left(\frac{318 \text{ K}}{293 \text{ K}} \right) = 65.89 \text{ m}^3/\text{h}$$

Conocida la presión y el caudal requerido por las lanzas, se procede al cálculo de caída de presión a lo largo de la tubería.

Se plantea la ecuación de energía;

$$h_f = h_L + h_m = f \frac{l}{D} \frac{\delta V^2}{2} + \sum K_L \frac{\delta V^2}{2}$$

Se conoce el diámetro nominal de la tubería por lo que se calcula el área;

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (0.0508)^2}{4} = 0.0020 \text{ m}^2$$

Con el área y el caudal especificado por las lanzas se calcula la velocidad del flujo.

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.0183 \text{ m}^3/\text{s}}{0.0020 \text{ m}^2} = 9.03 \text{ m/s}$$

Se procede con el cálculo de la densidad en condiciones de operación;

$$\delta_a = \frac{P_a}{RT_a} = \frac{700Kpa}{0.2870kJ/kg * K \times 318K} = 7.67 kg/m^3$$

Conocida la velocidad y el área, se procede al cálculo del número de Reynolds. Se plantea la ecuación.

$$Re = \frac{\delta V D}{\mu} = \frac{7.67 kg/m^3 \times 9.03 m/s \times 0.0508 m}{1.82 * 10^{-5} pa - s} = 193,319$$

Rugosidad Relativa;

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.000045}{0.0508} = 0.00085$$

Conocida la rugosidad relativa y el número de Reynolds se calcula el coeficiente de fricción;

$$f = 0.02566$$

Conocidos todos los datos, se procede al cálculo de los coeficientes de pérdidas por fricción de cada accesorio instalado para ello se utiliza la siguiente tabla

Tabla 25. Listado de coeficientes de pérdidas por fricción aire.

Coeficiente de fricción	
Accesorio	(f)
Codo 90°	1.3
Codo 45°	0.5
T	
Directo	0.3
Rama	1.8
Reducción	0.06
Aumento	0.15

Tomando los datos de la tabla anterior, se calculan las caídas de presión en accesorios instalados como se puede ver a continuación.

Tabla 26. Listado total de pérdidas en el sistema.

Accesorio	Cantidad	Kf	Total
Codo 90	21	1.3	27.3
T			
Directo	2	0.3	0.6
Ramas	1	1.8	1.8
Codo 45	1	0.5	0.5
Reducción	1	0.06	0.06
Aumento	1	0.15	0.15
Válvula de bola	3	0.05	0.15
Válvula reguladora			
Presión	1	10	10
Válvula contralodora			
flujo	1	0.15	0.15
		Kf	40.71

Con el valor de coeficiente de pérdidas de accesorios total, pasamos a calcular las pérdidas totales del sistema.

$$h_f = h_L + h_m = f \frac{l}{D} \frac{\delta V^2}{2} + \sum K_L \frac{\delta V^2}{2}$$

$$h_f = 0.0256 \left(\frac{101.3m}{0.0508m} \right) \left(\frac{7.67 \text{ kg/m}^3 \times 9.03^2 \text{ m/s}}{2} \right) + 40.71 \left(\frac{7.67 \text{ kg/m}^3 \times 9.03^2 \text{ m/s}}{2} \right)$$

$$h_f = 28,812.88 \text{ pa}$$

Se procede al cálculo de la presión generada por la columna de aire y la diferencia de alturas entre nuestros dos puntos de referencia.

$$P_{aire} = \gamma \Delta h$$

$$P_{aire} = \delta \times g \times \Delta h$$

$$P = 7.67 * 9.81 * 60 = 4,514 \text{ pa}$$

Conocida la presión requerida por las lanzas para su funcionamiento, se conocen las pérdidas por fricción a lo largo de la tubería así como la presión ejercida por la columna de aire.

Se calcula la presión necesaria que debe de proporcionar el suministro de aire en el rack.

$$P_{total} = P_{Lanzas} + P_{perdidas} + P_{columna}$$

$$P_{total} = 700,000 \text{ pa} + 28,812.28 \text{ pa} + 4,514 \text{ pa} = 733,326.84 \text{ pa}$$

Repetimos el cálculo para diferentes diámetros y tabulamos las siguientes tablas

Tabla 27. Listado de iteraciones según diámetro

Diámetro (inch)	Diámetro (m)	Longitud (m)	Caudal (m3/h)	Caudal (m3/s)	Área (m2)
2	0.0508	101.300915	65.89	0.01830278	0.00202683
2.5	0.0635	101.300915	65.89	0.01830278	0.00316692
3	0.0762	101.300915	65.89	0.01830278	0.00456037
3.5	0.0889	101.300915	65.89	0.01830278	0.00620717
4	0.1016	101.300915	65.89	0.01830278	0.00810732

Tabla 28. Listado de iteraciones velocidad

Diámetro (inch)	Velocidad		Rugosidad		
	(m/s)	Hf	RE	Reynolds	f
2	9.03024848	40.71	0.00090551	193,324.72	0.025667
2.5	5.77935903	40.71	0.00072441	154,659.776	0.026321
3	4.01344377	40.71	0.00060367	128,883.146	0.027049
3.5	2.94865257	40.71	0.00051744	110,471.268	0.027789
4	2.25756212	40.71	0.00045276	966,62.3598	0.028517

Tabla 29. Listado total de pérdidas por fricción según diámetro.

Diámetro				
(inch)	HI (PA)	Hm (PA)	HT (PA)	HT (Bar)
2	16047.9851	12764.29545	28812.2805	0.28812281
2.5	5392.59397	5228.255418	10620.8494	0.10620849
3	2227.10309	2521.342312	4748.4454	0.04748445
3.5	1058.59071	1360.957783	2419.54849	0.02419548
4	557.184798	797.7684659	1354.95326	0.01354953

Tabla 30. Listado de presiones en el sistema

Diámetro (inch)	Presión Lanzas (pa)	Presión		
		Columna (pa)	Perdida Total (pa)	Presión total (pa)
2	700,000.00	4,514.56	28812.2805	733,326.84
2.5	700,000.00	4,514.56	10620.8494	715,135.41
3	700,000.00	4,514.56	4748.4454	709,263.01
3.5	700,000.00	4,514.56	2419.54849	706,934.11
4	700,000.00	4,514.56	1354.95326	705,869.52

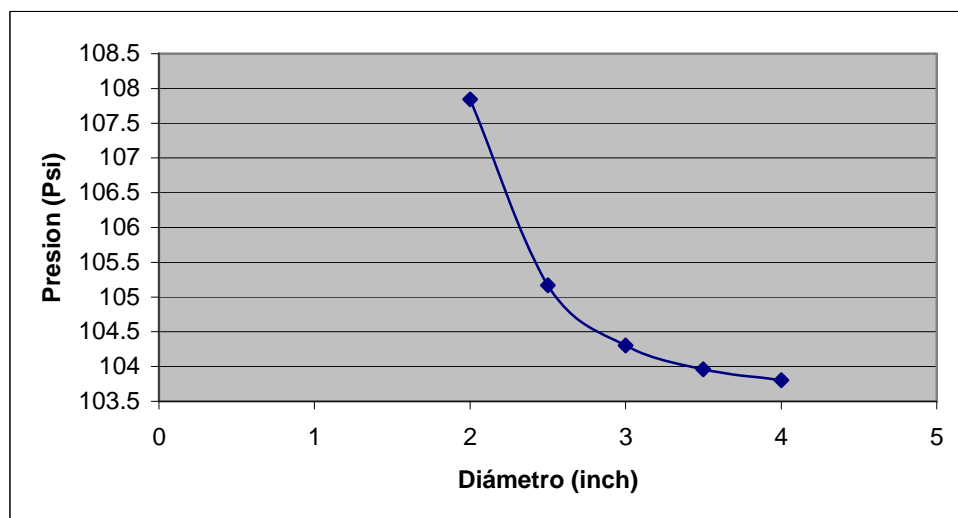
Lo que es equivalente a lo siguiente:

Tabla 31. Listado de presiones en rack según el diámetro.

Diámetro (inch)	Presión PSI
2	107.842183
2.5	105.166972
3	104.303383
3.5	103.960899
4	103.80434

A continuación se presenta una gráfica donde se puede apreciar la variación de presión del compresor en relación al aumento del diámetro nominal de la tubería.

Figura 37. Gráfica relación diámetro-presión aire.



El suministro de aire de la línea tres de Cementos Progreso está diseñado para proporcionar 95 psi. A la línea de distribución de aire para el sistema de enfriamiento de gases.

VIII. CONCLUSIONES

1. Se determinó que para un sistema de agua, con un diámetro de tubería de 2 pulgadas y un caudal de 7.5 m³/h se necesita una bomba capaz de levantar 110 m. de presión.
2. Si se realiza el cambio de diámetro de 2 pulgadas a 4 pulgadas de tubería se necesita una bomba capaz de levantar 106 m de presión.
3. Si la bomba actualmente instalada trabaja con 15m³/h nominales de flujo tendrá pérdidas de presión por fricción en rack de 6.15 bar.
4. Si se aumenta el diámetro de tubería en rack de 1 pulgada a 2 pulgadas con 15m³/h de flujo nominales se tendrán pérdidas de presión por fricción de 0.33bar.
5. Si se desea aumentar el caudal de agua a 7.5 m³/h es necesario que el suministro de aire pueda abastecer 480N m³/h ó 65.89 m³/h de aire a 7 bar de presión en lanzas.
6. Se determinó que en el sistema de suministro de aire para poder abastecer 480N m³/h ó 65.89 m³/h de aire a 7 bar de presión en lanzas debe de tener como mínimo 107 psi de presión en rack.

IX. RECOMENDACIONES

Tomando en cuenta las conclusiones se recomienda lo siguiente:

1. Eliminar lo antes posible las tomas de agua externas al sistema de suministro de agua para enfriamiento del horno. El sistema de tubería de agua debe de ser exclusivamente para el objetivo que fue diseñado y no para usos operacionales.
2. Se recomienda hacer un cambio de tubería en rack. Considerar diámetros de 2 y 4 pulgadas.
3. Tomar en cuenta que la bomba actualmente instalada CR15-4 posee 82 metros de altura máxima de presión. Si se desea aumentar el flujo de agua a 7.5 m³/h es necesario una bomba que pueda levantar 110 metros de altura. Por lo que la bomba actualmente instalada no es la más efectiva para su aplicación. Se recomienda cambiar la bomba a la especificada por diseñadores CR8-12.
4. Si se desea aumentar el flujo de aire requerido se recomienda la instalación de un compresor exclusivamente para el sistema de suministro de aire ya que es una línea de producción independiente y debe contar con ello.
5. En manuales de instalación proporcionados por diseñadores no se recomienda el uso de las lanzas para caudales de aire mayores a 104 Nm³/h, si se desea aumentar el flujo de agua a 7.5 m³/h se tendrá que incrementar el flujo de aire a 120 Nm³/h. Por lo que se debería considerar el cambio de lanzas a unas con mayor capacidad, o suministrar un caudal máximo de agua de 6.6 m³/h
6. Se recomienda la instalación de un tanque de almacenamiento de agua a la descarga de la válvula de alivio para mejor funcionamiento.

7. Se recomienda la construcción de un cuarto de bombas para uso y cuidado del equipo instalado.

X. BIBLIOGRAFÍA

- Boles, Michael; Cengel Yunus. 2003. *Termodinámica cuarta edición*. Campos Víctor; Colli Maria. Mexico D.F. , McGraw-Hill Interamericana. 829 páginas.
- Cengel Yunus. 2004. *Transferencia de Calor segunda edición*. Perez Jose. Mexico D.F., McGraw-Hill Interamericana. 793 paginas.
- Downcomer Spray Cooling System HCL 9637*. 1997. EnviroCare International. Cementos Progreso. Guatemala. 25 páginas.
- Fox Robert; McDonald Alan; Pritchard Philip. 2004. *Introduction to Fluid Mechanics sexta edición*. Estados Unidos. John Wiley & Sons Inc. 778 páginas.
- Installation Operation and Maintenance Manual*. 1997. EnviroCare International. Cementos Progreso. Guateamala 30 páginas.
- Munson Bruce; Young Donald; Okiishi Theodore. 2002. *Fundamentals of Fluid Mechanics cuarta edición*. Estados Unidos. John Wiley & Sons Inc. 840 paginas.
- Smith William. 2004. *Ciencia e Ingeniería de los Materiales tercera edición*. España. McGraw-Hill Interamericana. 570 paginas.
- Streeter Victor; Wylie Benjamín; Bedford Keith. 2000. *Mecánica de Fluidos novena edición*. Colombia. McGraw-Hill Interamericana. 734 paginas.
- Yates Robert. 1998. *Field Service Report for the Downcomer Spray System at Cementos Progreso Line 3*. Guatemala. 15 paginas.

XI. APÉNDICE

Continuación se presenta la lista de ilustraciones incluidas en el apéndice.

1. Planos torre de enfriamiento de gases de combustión Planta San Miguel Cementos Progreso línea tres.
2. Planos de sistema de enfriamiento de gases Planta San Miguel Cementos Progreso línea tres.
3. Planos de rack e instrumentación Planta San Miguel Cementos Progreso línea tres.
4. Planos de Instalación de lanzas en Downcomer Planta San Miguel Cementos Progreso línea tres.
5. Planos funcionamiento de lanzas MM-11 en downcomer de Planta San Miguel Cementos Progreso línea tres,