ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

"Uso de Enfriadores de Liquido, para Disminuir La temperatura del Aire de Alimentación de Las Turbinas a Gas, para Optimizar su Generación de Energía"

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Andrés Santiago Valarezo Rivera

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2012

AGRADECIMIENTO

Al Ingeniero Eduardo Donoso Director de Tesis, por su ayuda y Colaboración en la Realización de este Trabajo.

A todas las personas que de manera desinteresada me brindaron su ayuda.

DEDICATORIA

A DIOS

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

_____	_____
Dr. Kléber Barcia V., P.hD.	Ing. Eduardo Donoso P.
DECANO DE LA FIMCP	DIRECTOR
PRESIDENTE	

_____

Ing. Francisco Andrade S.

VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la "ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL"

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

_____

Andrés Santiago Valarezo Rivera

RESUMEN

La región Oriental del país es conocida por la explotación petrolera desarrollada en estas zonas, muchas empresas además de la extracción de petróleo se dedican a la generación de energía eléctrica, con la utilización del gas natural proveniente de estos procesos de extracción.

Se analizó una planta de generación (Power Plant) que consta de 10 turbinas de diferentes capacidades, que completan una potencia nominal de 41 MW al sistema interconectado nacional.

Se diseñó un sistema de enfriamiento de aire a la entrada de las turbinas a gas, calculando el máximo de carga térmica requerida para optimizar la generación de energía eléctrica de las turbinas, aumentando la eficiencia de estas y así logrando este objetivo.

Así también se calculó los diferentes dispositivos de control y equipos necesarios para el óptimo funcionamiento del sistema integrado a la supervisión actual de la planta.

ÍNDICE GENERAL

Pág.

RESUMEN…… II

ÍNDICE GENERAL…….....III

ABREVIATURAS..…….……..…….. VI

SIMBOLOGÍA…….…… VII

ÍNDICE DE FIGURAS……VIII

ÍNDICE DE TABLAS……X

ÍNDICE DE PLANOS…… XII

INTRODUCCIÓN…….. 1

CAPÍTULO 1

1. SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA CON TURBINAS A GAS….. 3

   1.1 Ubicación del Proyecto……..... 3

   1.2 Implantación del Proyecto actual……..…….5

   1.3 Descripción de la planta Generadora de Energía (Power Plant)….. 6

   1.4 Justificación de la necesidad…….. 7

CAPÍTULO 2

2. CÁLCULO DE LA CARGA REQUERIDA EN EL ORIYECTO….....42

   2.1 Cálculo de carga Térmica en Turbinas Alisson……. 48

2.2 Cálculo de carga Térmica en Turbinas Solar…… 51

2.3 Cálculo de carga Térmica en Turbinas Avon …….. 53

CAPÍTULO 3

3. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA INSTALACIÓN CENTRALIZADA…… 61

3.1 Cálculo y selección de serpentines en Turbinas de Gas…..... 61

3.2 Cálculo y selección de enfriadores de Líquido…… 63

3.3 Cálculo y selección de Bombas…….. 69

3.4 Cálculo y selección de Fittings para agua helada …….. 78

CAPÍTULO 4

4. AUTOMATIZACIÓN E INTEGRACIÓN DE SISITEMA HVAC-TURBINAS…… 102

4.1 Controles HVAC…….…… 104

CAPÍTULO 5

5. ANÁLISIS ECONÓMICO DE LA OPTIMIZACIÓN DE ENERGÍA EN EL ENFRIAMIENTO DEL AIRE DE TURBINAS……114

CAPÍTULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES……118

6.1 Conclusiones…….. 118

6.2 Recomendaciones…… …. 121

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

ASHRAE:	Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción Refrigeración y Aire Acondicionado
SMACNA:	Sociedad Americana de Manufactura de Aire Acondicionado
ARI:	Instituto de Aire Acondicionado
ASME:	Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos.
ASTM:	Sociedad Americana de Pruebas de Materiales.
Btu:	Unidad Térmica Inglesa.
E.E.R:	Ratio de Eficiencia de Energía.
HR:	Humedad Relativa.
TR:	Toneladas de refrigeración.
GPM:	Galones por minuto de agua.
COP:	Coeficiente de performance

SIMBOLOGÍA

T:	Temperatura
P:	Presión
h:	Entalpia
Lb:	Libra
Q:	Energía en Forma de Calor
K:	Energía Cinética
η_t:	Eficiencia Térmica
Lb :	Libra
Cfm:	Pie cúbico por minuto
P_w:	Presión del vapor de agua.
n:	Número de moles.
X:	Ratio de humedad.
P_{ws}:	Presión de saturación del vapor de agua.
ϕ:	Humedad relativa.
μ:	Grado de saturación.
h_g:	Entalpía del vapor de agua saturado a la Temperatura de la mezcla.
X_w:	Fracción molar del vapor de agua
X_{ws}:	Fracción molar saturado a misma presión y temperatura.
q_t:	Calor total.
q_s:	Calor sensible.
q_t:	Calor latente
ρ:	Densidad.
α:	Calor especifico
Q_s:	Caudal de aire
v:	Velocidad
g:	Gravedad.
$H_{ext.}$:	Entalpia a las condiciones del aire exterior.
$H_{int.}$:	Entalpía a las condiciones de diseño para el aire interior.
ΔH:	Diferencia de entalpías entre el aire exterior y el interior.
ΔT:	Diferencia de temperaturas de bulbo seco entre el aire exterior y el interior
V_t =	Capacidad mínima del tanque de expansión
V_S =	Volumen total del sistema
P_a =	Presión atmosférica
P_f =	Presión mínima del tanque
P_o =	Presión máxima del tanque

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Provincia de Sucumbíos – Ubicación del Proyecto..... 4
Figura 1.2 Sistema de Turbinas Tarapoa Power Plant 7
Figura 1.3 Funcionamiento y Partes de una Turbina a Gas Simple..... 9
Figura 1.4 Partes de Turbina a Gas – Solar Turbines..... 9
Figura 1.5 Ciclo de Brayton Cerrado..... 14
Figura 1.6 Diagrama P-V y T-S Ciclo de Brayton Cerrado..... 15
Figura 1.7 Diagrama T-S Ciclo de Brayton Cerrado 20
Figura 1.8 Efecto de la Temperatura en la Eficiencia de Turbinas a Gas 21
Figura 1.9 Enfriamiento sin Variación de la Humedad Específica 28
Figura 1.10 Enfriamiento con Deshumidificación..... 30
Figura 1.11 Enfriamiento Evaporativo..... 31
Figura 1.12, Enfriadores de medio Evaporativo..... 34
Figura 1.13 Enfriamiento por Neblina de Alta Presión 37
Figura 1.14 Proceso de Enfriamiento por Compresión Mecánica..... 43
Figura 2.1. Esquema del Equipo de Refrigeración de Aire Húmedo..... 46
Figura 2.2. Performance Data – Turbina Allison 54
Figura 2.3. Performance Data – Turbina Solar 56
Figura 2.4. Performance Data – Turbina Avon 58
Figura 2.5. Incremento en la potencia de las turbinas Solar con las condiciones ambientales para 1200 toneladas de refrigeración 60
Figura 2.6. Incremento en la potencia de las turbinas Allison con las condiciones ambientales para 1200 toneladas de refrigeración 61
Figura 2.7. Incremento en la potencia de la turbina Avon con las condiciones ambientales para 1200 toneladas de refrigeración 62
Figura 3.1 Chiller enfriado por aire..... 67

Figura 3.2 Chiller enfriado por agua..... 68
Figura 3.3, Sistema Primario – Secundario 73
Figura 3.4, Sistema primario Variable..... 74
Figura 3.5, Diseño del sistema de distribución de agua helada..... 76
Figura 3.6, Resultados selección de Bombas TacoNet 7.0 799
Figura 3.7, Curva de Selección de Bomba Primaria 8080
Figura 3.8, Bomba Taco KV/KS8013 80
Figura 3.9 Arreglo de Tuberías en el Proyecto 82
Figura 3.10 Pérdidas por Fricción y Diámetro de Tuberías para Acero Negro Cédula 40 85
Figura 3.11, Diseño del sistema distribución de agua helada..... 101
Figura 3.12, Diseño en Serpentines de enfriamiento e Ingreso de Datos... 102
Figura 3.13, Resultados para la Selección del Enfriador de Líquido..... 103
Figura 3.14, Resultados para Selección de Bombas 104
Figura 4.1, Componentes del BAS..... 107
Figura 4.2, Diagrama de Control Planta de Agua Helada 111
Figura 4.3, diagrama de control Manejadora de Turbinas 114

ÍNDICE DE TABLAS

Pág.

Tabla 1 Análisis Volumétrico del Aire 22
Tabla 2 Condiciones Ambientales 48
Tabla 3 Condiciones de Diseño Turbinas Allison 49
Tabla 4 Caracteristicas Turbina Allison 50
Tabla 5 Toneladas de Refrigeracion Turbinas Allison 50
Tabla 6 Condiciones de Diseño Turbinas Solar 51
Tabla 7 Caracteristicas Turbina Solar 52
Tabla 8 Toneladas de Refrigeracion Turbinas Solar 52
Tabla 9 Condiciones de Diseño Turbina Avon 54
Tabla 10 Caracteristicas Turbina Avon 54
Tabla 11 Toneladas de Refrigeracion Turbina Avon 55
Tabla 12 Toneladas de Refrigeración Power Plant 56
Tabla 13 Parámetros de Selección Serpentines de Enfriamiento 62
Tabla 14 Tipos de Compresores 67
Tabla 15 Determinacion de las Perdidas por Friccion y Accesorios 74
Tabla 16 Velocidad de Agua Basada en el Tipo de Servicio 80
Tabla 17 Velocidad Maxima del Agua para Una Mínima Erosión 81
Tabla 18 Resultados Dimensiones de Tubería 83
Tabla 19 Especificación para Tubería de Diámetro nominal 2” a 6” 86
Tabla 20 Especificación para Tubería de Diámetro nominal mayor a 6” 86
Tabla 21 Especificación para Uniones de 21/2” en adelante 87
Tabla 22 Especificación para Accesorios de ¼” a 2” 87
Tabla 23 Especificación para Accesorios mayor a 2” 88
Tabla 24 Especificación para Accesorios mayor a 2” 88
Tabla 25 Especificación para diámetro nominal de ¼” a 2” 89

Tabla 26 Especificación para diámetro nominal de ¼" a 2" 89
Tabla 27 Especificación para diámetro nominal mayor a 2" 90
Tabla 28 Especificación para diámetro nominal mayor a 2" 90
Tabla 29 Especificación para diámetro nominal de ¼" a 3" 91
Tabla 30 Especificación para diámetro nominal mayor a 3" 91
Tabla 31 Especificaciones de Pernos y Turcas 93
Tabla 32 Especificaciones de Pernos y Turcas 94
Tabla 33 Especificaciones Separación de Soportes 96
Tabla 34 Materiales Sistema de Control Planta de Agua Helada 108
Tabla 35 Materiales Sistema de Control Turbinas A Gas 111
Tabla 36 Presupuesto Sistema de Agua Helada 114
Tabla 37 Presupuesto Sistema de Control 115
Tabla 38 Presupuesto Sistema de Enfriamiento de Aire de Turbinas A Gas ……116
Tabla 39 Utilidad de Energìa Desarrollada 117

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1. Cuarto de Bombas

Plano 1. Chillers Sistema de Agua helada

Plano 3. Diseño red de comunicación del sistema BAS

(Ver en anexos)

INTRODUCCIÓN

La Generación de energía mediante turbinas a gas en el país tiene instalada una potencia considerable en varias ciudades, aquí el objetivo de este proyecto de analizar las tecnologías existentes que permitan aumentar la eficiencia de las turbinas a gas, para lograr generar una potencia mayor en las centrales térmicas existentes.

Por ello la realización de este trabajo de dar a conocer las tecnologías existentes hoy en día que permitirán hacer más eficiente y sustentables los procesos de generación de energía mediante la utilización de turbinas a gas.

En los primeros capítulos se realiza un análisis de la importancia de utilizar el enfriamiento del aire de admisión en las turbinas a gas, y se analiza en detalle los fundamentos termodinámicos que demuestran el aumento de la eficiencia al involucrar el enfriamiento, mostrando las variaciones del ciclo de Brayton y aumento de la eficiencia.

Los próximos capítulos se tratan de la aplicación de estas tecnologías en nuestro país, específicamente en el oriente ecuatoriano donde se analiza la implementación de este sistema en una central térmica de la región. La tecnología utilizada en este trabajo se basa en la aplicación de enfriadores de

líquido, lo que se conoce como enfriamiento mecánico. De forma simple muestra el proceso de diseño de estos sistemas de enfriamiento, los cálculos necesarios y consideraciones que se deben tomar en cuenta, así como también el método de selección de equipos para el sistema de agua helada.

Las turbinas a gas son máquinas de generación de energía que utilizan un gas como fluido de trabajo, estas turbinas funcionan bajo el ciclo termodinámico de Brayton, al analizar este ciclo se llega a la conclusión que la eficiencia térmica de las turbinas a gas depende de la temperatura de entrada del aire al compresor de la turbina, es decir mientras menor sea la temperatura de entrada del aire mayor será la eficiencia y por ende mayor la potencia desarrollada de la misma. Como se conoce la densidad depende de la temperatura, cuando la temperatura disminuye la densidad aumenta, es decir el principio dice que teniendo un mismo volumen de aire de entrada a las turbinas a gas, y al disminuir la temperatura debería aumentar la cantidad de masa del aire porque la densidad aumenta, esta cantidad adicional de masa de aire permite aumentar la eficiencia en las turbinas.

El Enfriamiento mecánico necesita de un diseño sofisticado de cálculos de cargas, selección de equipos y análisis de rentabilidad del mismo, en este trabajo se realizarán y analizarán todos estos puntos hasta lograr determinar el mejor diseño para la planta de generación de este proyecto.

CAPÍTULO 1

1. SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA CON TURBINAS A GAS

1.1 Ubicación del Proyecto

Como se conoce el gas natural esta directamente asociado a la producción de crudo, muchas empresas ubicadas en el Oriente ecuatoriano, además de explotar el petróleo del suelo, utilizan este gas natural para la generación de energía mediante el uso de turbinas a gas. El proyecto analizado en este trabajo corresponde a una planta que consta de un sistema de turbinas de diferentes capacidades, ubicada en la provincia de Sucumbíos.

La provincia de Sucumbíos, esta ubicada en el nor-oriente ecuatoriano; a continuación se muestran los datos principales de la provincia de Sucumbíos.

Nombre: Sucumbíos

Capital: Nueva Loja

Población: 176472 hab.

Altitud: 300 msnm

FIGURA 1.1 PROVINCIA DE SUCUMBÍOS – UBICACIÓN DEL PROYECTO

La plana de Generación de energía analizada en este proyecto opera en el bloque Tarapoa en la estación de almacenamiento y transferencia de Lago Agrio en la provincia de Sucumbíos.

1.2 Implementación del Proyecto Actual

La planta generadora de energía consta con un sistema de enfriamiento de aire obsoleto, por lo que en este nuevo proyecto se calculará y diseñará todo el sistema de agua helada, seleccionando los enfriadores de líquido a utilizar, las bombas, serpentines de enfriamiento para las turbinas y todos los accesorios para agua helada y sistema de control a instalarse.

En primer lugar se aumentará la carga de enfriamiento ya que se añadirán dos turbinas más al sistema de enfriamiento del aire de admisión.

La planta no cuenta con ningún sistema de control, en este nuevo diseño se implementará un sistema de control centralizado el cual permitirá de manera fácil monitorear y controlar todos los parámetros del sistema de agua helada, controlará el encendido automático por horarios del sistema, alarmas de temperaturas alta, sistema de protección de equipos, se instalarán válvulas de control en todos los serpentines de enfriamiento y medidores de energía, para conocer el consumo energético del sistema de agua helada. Todo este sistema se integrará al control principal del cuarto de control de la planta, así logrando hacer muy eficiente el sistema de

enfriamiento del aire de admisión a las turbinas a gas diseñado en este proyecto.

1.3 Descripción de la Planta Generadora de Energía (Power Plant)

La planta generadora de energía, es una planta de generación eléctrica mediante el uso de turbinas a gas, cuyo combustible es el gas natural proveniente de la explotación petrolera del campo. En la actualidad esta planta consta con una capacidad nominal de 41 MW, utilizando 10 turbinas de diferentes capacidades, siete de ellas son turbinas de marca Allison, con una capacidad de 3.0 MW, dos son Turbinas de marca Solar con 4.5 MW de capacidad, y una de mayor capacidad, de marca Rolle Royce con 11 MW, este sistema de turbinas, que se lo puede entender mejor en la figura 1,2, en la cual se observa la distribución de las misma , son las que generan la Potencia nominal de 41 MW que se conecta directamente al sistema nacional interconectado para luego ser distribuida.

FIGURA 1.2 SISTEMA DE TURBINAS POWER PLANT

1.4 Justificación de la Necesidad

Funcionamiento de la Turbinas a Gas

Se puede decir que quizás la primera turbina a gas que desarrolló un trabajo útil fue el molino de viento utilizada en el oriente medio en los años 900. Alrededor de 1872 se construyó una turbina a gas que no tuvo éxito, por el año de 1906 se construyó una máquina que ya desarrollaba una potencia neta de salida.

Las turbinas a gas incluyen dos procesos principales, un proceso de compresión y un proceso de adición de calor (combustión), según esto habían dos obstáculos a vencer el primero es que para obtener una eficiencia relativamente alta en la turbina se debería alcanzar

temperaturas elevadas al principio de la expansión, y la segunda es que tanto el compresor como la turbina deben funcionar con alta eficiencia. Ya en los años de 1940 es donde las turbinas a gas pudieron desarrollarse gracias al logro de la fabricación de compresores rotativos de alto rendimiento y al avance de la metalurgia que permitió obtener aceros refractarios que eran capaces de resistir elevadas temperaturas, entonces gracias a estos avances en la tecnología fue posible que las turbinas a gas alcanzaran su desarrollo tecnológico por los años de 1939 a 1945.

Una turbina a gas simple está compuesta por tres secciones, un compresor, un quemador, y una turbina de potencia, las turbinas a gas operan en base al ciclo de Brayton que se los describirá detalladamente en la siguiente sección, en donde el aire tomado de la atmosfera es comprimido y mezclado con combustible para luego quemarlo bajo condiciones de presión constante, este gas caliente producto de la combustión se expande a través de la turbina haciéndola gira y produciendo trabajo, este es el principio de trabajo de una turbina gas hoy en día, en la siguiente figura se puede comprender mejor lo explicado.

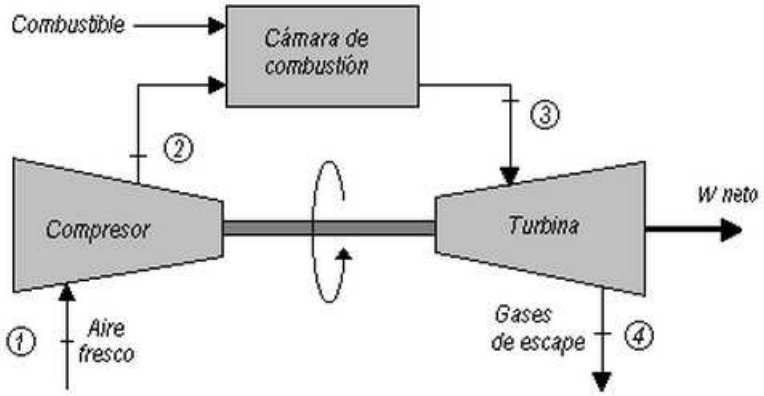


FIGURA 1.3 FUNCIONAMIENTO Y PARTES DE UNA TURBINA A GAS SIMPLE

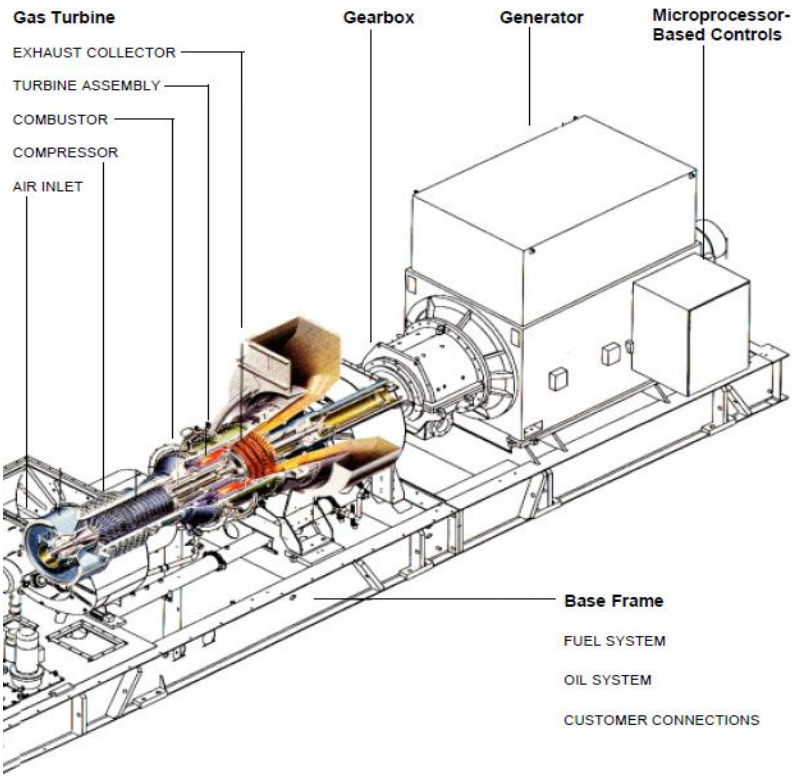


FIGURA 1.4 PARTES DE TURBINA A GAS – SOLAR TURBINES

Sistema de Admisión de Aire.

El sistema de admisión de aire de una turbina de gas es muy importante, ya que es el encargado de tratar el aire antes de que entre en el elemento más delicado de la planta: la turbina de gas.

El sistema de admisión a la turbina de gas está formado por los siguientes componentes:

– *Silenciadores de admisión:* estos elementos tratan de reducir el nivel de ruido en la admisión de aire.

– *Casa de filtros:* se puede decir que es una de las partes críticas del sistema de admisión, ya que de él depende que el aire que entre en el compresor se encuentre en condiciones para efectuar el ciclo sin producir daños en los diferentes elementos, principalmente alabes y cámara de combustión. Entre las funciones que lleva a cabo son las de proteger frente a la ingestión de cuerpos abrasivos sólidos (arena y mineral). Estos tienen diámetros característicos dañinos entre 10 y 20 μm. con los filtros se evita la deposición de suciedad en la superficie de los alabes del compresor, ya que si esto ocurriera se alteraría el perfil aerodinámico y por tanto la caída de rendimiento seria brusca, incluso llegándose a casos críticos de entrada en bombeo del compresor. Además previenen la corrosión húmeda,

ya que en puntos cercanos al mar es posible que se provoque “pitting” o picado de superficies. La corrosión a alta temperatura en los cuerpos de alta y media de la turbina de gas se ve favorecida por la presencia de vanadio, sodio, potasio o plomo en forma de sulfatos u óxidos que aparecen después de mezclarse estos metales con azufre y oxígeno del proceso de combustión; estos actúan fracturando la capa protectora haciendo que esa zona atacada se oxide antes, acortando su vida útil. Por último decir que también es importante tener una buena casa de filtros ya que con las altas temperaturas que se están consiguiendo en las turbinas de gas puede que se produzcan fusión de partículas en el rango de 2 a 10 μm y éstas obstruir total o parcialmente los agujeros o/y aberturas para la refrigeración de los alabes, disminuyendo la vida útil de estos debido a la fatiga térmica.

– *Enfriadores:* estos van a ser explicado mas adelante con detenimiento, en el capitulo 3.
– *Calentadores:* se encargan de aportar calor a la corriente de entrada en el caso de climas muy fríos y húmedos para evitar la formación de hielo a la entrada del compresor, el cual puede dar lugar a fractura los alabes del mismo.

– *Sobrealimentadores:* Su función es la aumentar la presión a la entrada el compresor para uso en zonas altas o de bajas presión consiguiendo así un tiro de aire más potente. No es una opción muy habitual, aunque si es usada es habitualmente acompañada de enfriadores para restar trabajo de compresión al compresor.

Ciclo de Brayton.

Los ciclos que se efectúan en dispositivos reales son difíciles de examinar porque hay demasiadas variaciones y detalles que se tienen que tomar en cuenta al mismo tiempo y se complica demasiado el entorno. Para facilitar el estudio de los ciclos se optó por crear el llamado ciclo ideal, en el cual se eliminan todas esa complicaciones y retrasos para tomar decisiones, que no arrojan resultados extremadamente exactos pero los márgenes de error son insignificantes, acercándose muchos a los valores reales, así pues, estos valores se alejan de la realidad pero en una manera muy moderada. Se puede afirmar que difieren pero se encuentran aproximadamente en el mismo rango.

Los ciclos ideales son internamente reversibles pero, a diferencia del ciclo de Carnot, no es necesario que sean extremadamente reversibles. Es decir, pueden incluir irreversibilidades externas al

sistema como la transferencia de calor debida a una diferencia de temperatura finita. Entonces, la eficiencia térmica de un ciclo ideal, por lo general, es menor que la de un ciclo totalmente reversible que opere entre los limites de temperatura. Sin embargo, aún es considerablemente más alta que la eficiencia térmica de un ciclo real debido a las idealizaciones empleadas.

Las idealizaciones y simplificaciones empleadas en los análisis de los ciclos de potencia, por lo común pueden resumirse del modo siguiente:

– El ciclo no implica ninguna fricción. Por lo tanto el fluido de trabajo no experimenta ninguna reducción de presión cuando fluye en tuberías o dispositivos como los intercambiadores de calor.
– Todos los procesos de compresión y expansión se dan en el modo de cuasi equilibrio
– Las tuberías que conectan a los diferentes componentes de un sistema están muy bien aisladas y la transferencia de calor por ellas es despreciable.

El ciclo Brayton es la aproximación del ciclo de aire estándar ideal para los motores de turbinas de gas. Este ciclo difiere de los ciclos Otto y Diesel en que los procesos que componen el ciclo ocurren en sistemas abiertos o volúmenes de control. Por lo tanto, un sistema abierto, el análisis de flujo estable es usado para determinar la transferencia de calor y trabajo para el ciclo.

El ciclo de Brayton, es un ciclo abierto, pero en los cálculos se lo considera como un ciclo cerrado como se puede observar en la figura 1.5.

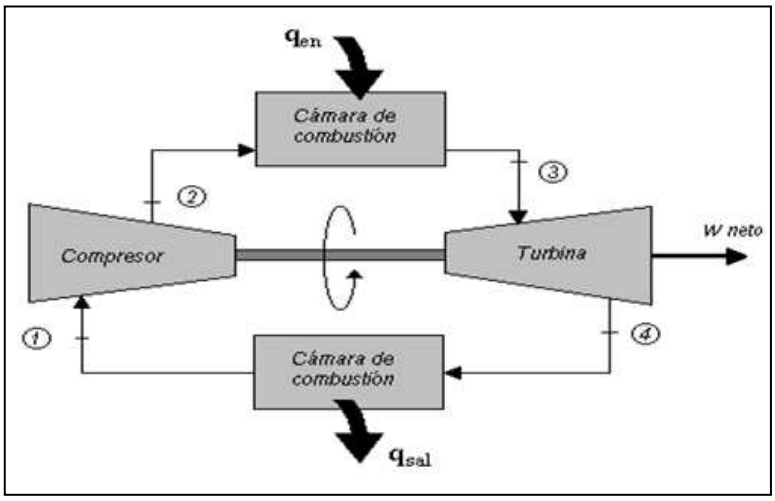


FIGURA 1.5 CICLO DE BRAYTON CERRADO

Procesos:

1 – 2, Compresión Isentrópica (en un Compresor).

2 – 3, Adición de Calor a Presión Constante.

3 – 4, Expansión Isentrópica en la Turbina.

4 – 5, Rechazo de Calor a Presión Constante.

Y su representación en los diagramas termodinámicos, P,v y T,s es:

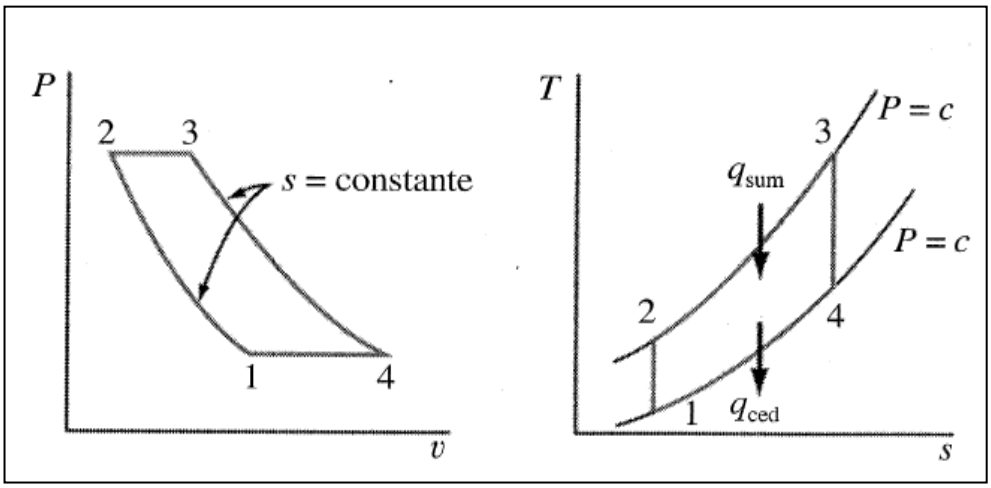


FIGURA 1.6 DIAGRAMA P-V Y T-S CICLO DE BRYTON CERRADO

Para analizar de manera analítica el efecto de la temperatura ambiente en la eficiencia de las turbinas, se debe realizar un balance de energía en cada uno de los componentes.

Suponiendo que todos los componentes son de flujo estable, y realizando el correspondiente balance de energía se tiene:

El trabajo realizado por el compresor (Wc) al comprimir el aire antes de entrar al combustor se define por.

$$\mathbf{W_c = \frac{K_c}{K_c - 1}.\frac{R_c.T1}{\eta_c}.\ r_c^{\frac{K_c-1}{K_c}} - 1} \qquad (1)$$

Donde:

$\mathbf{K_c}$: Relación de calores específicos del aire

$\mathbf{R_c}$: Constante particular del aire

$\mathbf{T_1}$: Temperatura del aire atmosférico.

$\boldsymbol{\eta_c}$: Eficiencia isentropica del Turbocompresor.

$\mathbf{r_c}$: Relación de presión en el Turbocompresor.

El trabajo Wt, que realiza el expansor (turbina) por unidad de masa, de la corriente de gas caliente al expandirse se define por:

$$\mathbf{W_t = \frac{K_t}{K_t - 1}.R_t.T_4.\ r_p^{\frac{K_t-1}{K_t}} - 1\ .\eta_t} \quad (2)$$

Donde:

$\mathbf{K_t}$: Relación de calores específicos de los gases de combustión.

$\mathbf{R_t}$: Constante particular de los gases calientes.

$\mathbf{T_4}$: Temperatura de los gases de combustión a la salida del expansor.

η_t: Eficiencia isentropica del Expansor.

r_p: Relación de presión en el Expansor.

En la cámara de combustión se realiza la combustión propiamente dicha con un gran exceso de aire (300% del aire teórico), la cantidad de calor transferido a la sustancia de trabajo en este proceso, Q_H, es:

$$Q_H = \frac{m_a}{\eta_{cc}} \cdot \ 1 + f \ C_{ap} \cdot (T_3 - T_2) = PCI \cdot m_g \quad (3)$$

Donde:

m_a: Flujo másico del aire, en kg/h.

η_{cc}: Eficiencia de la cámara de combustión.

f: Relación entre el flujo másico del combustible y el flujo másico del aire.

C_{ap}: Calor especifico de los gases de combustión, en Kj/kg.℃.

T_2: Temperatura del aire a la entrada de la cámara de combustión,

T_3: Temperatura de los gases de combustión a la entrada del expansor, en K.

PCI : Poder calorífico inferior másico del combustible. Kw.h/kgm.

m_g: Flujo másico del gas combustible, en kg/h.

La potencia neta de la Turbina es:

$$W_{neto} = \mathbf{m_{ag}}.\ W_t - W_c \quad (4)$$

Donde:

$\mathbf{m_{ag}}$: Flujo másico de los gases de combustión.

$\mathbf{W_t}$: Trabajo por unidad de masa en el expansor, en KJ/Kg.

$\mathbf{W_c}$: Trabajo por unidad de masa en el turbocompresor, en KJ/Kg.

Como el flujo másico del aire es mucho mayor que el flujo másico del gas se asume,

$$\mathbf{m_a} \approx \mathbf{m_g}, \text{ donde } \mathbf{m_a} > \mathbf{m_g} \quad (5)$$

Considerando el aire de admisión como gas ideal:

$$\mathbf{m_a} = \boldsymbol{\rho}_a.\mathbf{Q} = \frac{P_{atm}}{R.T_1}.Q \quad (6)$$

Donde:

$\boldsymbol{\rho}_\mathbf{a}$: Densidad del aire medida a la entrada del turbocompresor

$\mathbf{Q}$: Caudal del aire medido en la condiciones de entrada al turbocompresor, en m3/h.

$\mathbf{P_{atm}}$: Presión atmosférica, en Pa.

$\mathbf{T_1}$: Temperatura del aire atmosférico.

Entonces la potencia queda definida por:

$$\mathbf{W_{neto}} = \frac{\mathbf{P_{atm}.\,Q}}{\mathbf{R.\,T_1}}.(\mathbf{W_t} - \mathbf{W_c}) \quad (7)$$

La eficiencia termodinámica queda definida por:

$$\boldsymbol{\eta} = \frac{\mathbf{W_{neto}}}{\mathbf{Q_H}} \quad (8)$$

$$\boldsymbol{\eta}_{\mathbf{t,Brayton}} = 1 - \frac{\mathbf{T_1}}{\mathbf{T_2}} \quad (9)$$

Comparaciones del Ciclo Real con el Ciclo Ideal

Debido a las irreversibilidades que presentan los ciclos reales, los procesos de suministro de calor no son completamente isobáricos, y los de expansión y compresión tampoco son completamente a

entropía constante, como se puede apreciar en el diagrama T-s que se muestra a continuación.

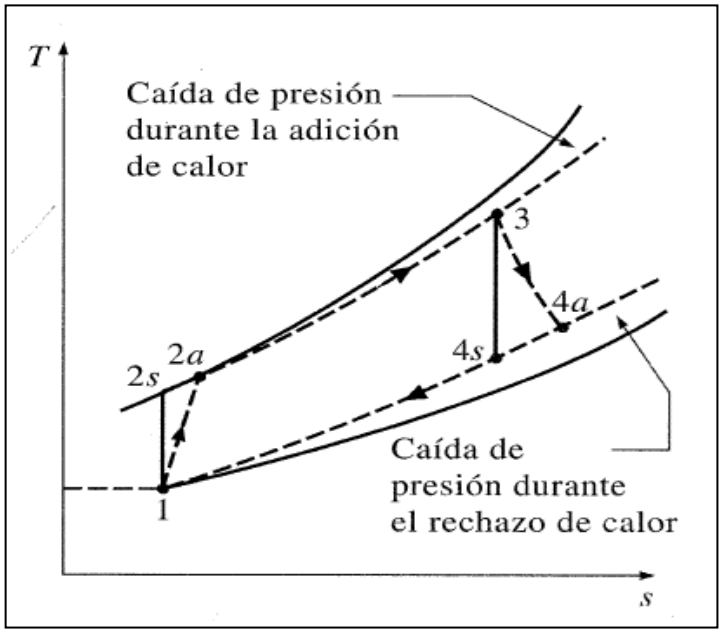


FIGURA 1.7 DIAGRAMA T-S CICLO DE BRAYTON CERRADO

Estas desviaciones se miden a través de las eficiencias isentrópicas del compresor y la turbina:

$$\eta_{comp.} = \frac{W_{Ideal}}{W_{real}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \qquad (10)$$

$$\eta_{Turbina} = \frac{W_{Ideal}}{W_{real}} = \frac{h_3 - h_{4s}}{h_3 - h_{4a}} \qquad (11)$$

Sistema de Enfriamiento de Aire a la entrada de las Turbinas a Gas.

La principal razón por la cual es ventajoso enfriar el aire de entrada a la turbina de gas es para evitar las diferentes pérdidas de potencia cuando la temperatura ambiente es alta. Además estas técnicas de enfriamiento pueden ser utilizadas para conseguir subidas de potencia para unas condiciones nominales.

Las condiciones nominales de las turbinas de gas se basan en las condiciones ISO que son 15 ºC, 60% de humedad relativa y presión al nivel del mar.

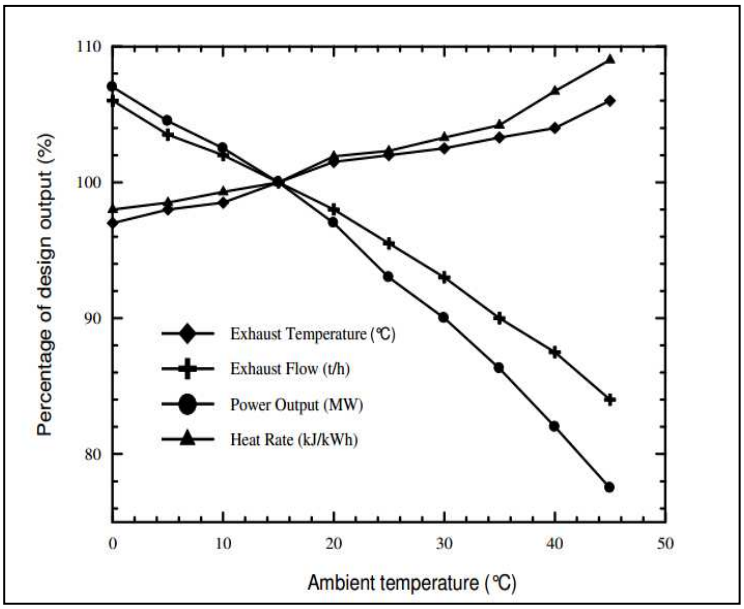


FIGURA 1.8 EFECTO DE LA TEMPERATURA EN LA EFICIENCIA DE TURBINAS A GAS - TANIQUCHI AND MIYAMAE, 2000.

En la Figura 1.8 se muestran los efectos de la temperatura del aire sobre la potencia, Tasa de Calor a la salida, el flujo de salida y temperatura de salida de una turbina a gas. Está claro que la curva será diferente según el diseño que se esté tratando pero la gráfica da una idea perfectamente del comportamiento cualitativo que tiene la potencia con la temperatura ambiente.

La razón por la cual se ha fijado en la temperatura es porque la potencia de una turbina de gas es directamente proporcional y está limitada por el gasto másico de aire que entra en el compresor. El compresor tiene una capacidad fija de suministro de caudal volumétrico, para una velocidad de giro dada, pero eso no implica que el caudal másico sea siempre el mismo. Este caudal de aire hay que multiplicarlo por la densidad. Como se sabe la densidad del aire decrece cuando la temperatura aumenta, por lo tanto la potencia decrecerá también al ser proporcional por tanto a la densidad.

Es por esta razón por lo que las técnicas de enfriamiento del aire de entrada a la turbina permiten aumentar la potencia de la turbina de gas, aumentando la densidad del aire de la entrada por enfriamiento

de dicha corriente y por lo tanto, en épocas de altas temperaturas, mantener las potencias nominales sin tener que gastar excesivamente el combustible.

Además, de la temperatura existen otros factores como son la presión y la humedad ambiente, los cuales tienen también su efecto sobre la potencia, aunque si se refiere al caso de turbinas de gas industriales, estos efectos son menores. Sin embargo como se verá más adelante, al existir diferentes métodos de enfriamiento, las condiciones ambientales de presión y humedad junto con otras condiciones, como si se trata de una planta base o una de regulación, se fijarán que sistema de refrigeración es el más óptimo para la planta que se está estudiando.

Beneficios del Enfriamiento del Aire de Admisión.

– *Aumento de la potencia:* como ya se ha dicho el principal beneficio que tiene esta técnica es que las empresas propietarias de plantas de producción de potencia eviten tener pérdidas de potencia considerables en comparación a la potencia nominal cuando la temperatura crezca por encima de la temperatura nominal (15ºC). Además se podría incluso bajar la temperatura

por debajo de la nominal y de esa manera conseguir tener más potencia a condiciones ambientes nominales.

– *Reducción del coste por kw neto:* Si una eléctrica necesita que una planta produzca más potencia debido a que las condiciones climáticas son más severas una opción habitual es colocar más generadores o colocar un generador de mayor capacidad. Como se verá más adelante la opción de colocar otra turbina para que suministre un gasto pico o en condiciones adversas dar la potencia nominal, es más costoso que implementar en la planta un sistema de enfriamiento de aire de la turbina de gas.

– *Incremento del rendimiento o aprovechamiento del combustible:* Un significante segundo efecto que presentan las técnicas enfriamiento del aire de entrada a la turbina de gas, es que reduce la tasa de consumo de combustible (MJ/h de combustible consumido en la turbina de gas) ya que esta aumenta con la temperatura ambiente.

Procesos de Enfriamiento del Aire a la entrada de Turbinas a Gas.

El aire que se va a tratar a la entrada del compresor es aire procedente de la atmósfera y es conocido por aire húmedo. El aire

húmedo puede considerarse como una mezcla de aire seco y vapor de agua; el aire seco es una mezcla de gases, cuya composición química es la indicada en la siguiente tabla.

TABLA 1
ANÁLISIS VOLÚMETRICO DEL AIRE

Gas	Análisis Volumétrico (%)	Fracción Molar (°/1)	Peso Molecular (g/mol)
Oxígeno	20.99	0.2099	32
Nitrógeno	78.03	0.7803	28.016
Argón	0.94	0.0094	39.944
Anhídrido Carbónico	0.03	0.0003	44.003
Hidrógeno	0.01	0.0001	2.016

Para simplificar normalmente se toma la composición de aire seco como 21% de oxígeno y 79% de nitrógeno.

A continuación se verá algunos conceptos importantes sobre la termodinámica del aire húmedo:

– *Punto de rocío:* Un constituyente importante que existe en el aire, es el vapor de agua, el cual puede encontrarse en forma de vapor saturado seco o sobrecalentado. Cuando el aire se enfría a presión constante, suponiendo que el vapor de agua se encuentra inicialmente sobrecalentado, el enfriamiento de todos

los constituyentes se realiza, (incluido el vapor de agua), a presión constante, porque la composición de la mezcla gaseosa no sufre modificación. Al continuar el enfriamiento llega un momento en que el vapor de agua alcanza el estado de saturación, y una disminución posterior de la temperatura da lugar a la condensación del vapor de agua, modificándose entonces la composición de la fase gaseosa. La temperatura a la cual aparece agua líquida se denomina punto de rocío.

– *Temperatura seca:* Por encima del punto de rocío, el vapor se encuentra sobrecalentado a una temperatura denominada temperatura seca, que se mide con un termómetro normal. Entre el punto de rocío y la temperatura seca del aire en cuestión, si se enfría el vapor, manteniéndose constante la presión parcial del vapor de agua; al alcanzarse el punto de rocío, el vapor de agua recalentado se ha convertido en vapor saturado seco; si la temperatura del aire sigue disminuyendo, para valores inferiores al punto de rocío, el aire seguirá estando saturado, aunque la presión parcial del vapor de agua en el intervalo comprendido entre los puntos anteriores disminuye progresivamente debido a la condensación.

– *Humedad relativa:* se define la humedad relativa del aire húmedo temperatura a T como:

  Ø = (masa del vapor de agua contenido en el aire)/(máxima cantidad de agua que acepta el aire a T),

  El valor de la humedad relativa oscila entre 0% - 100% (valor en el punto de rocío).

– *Humedad específica o absoluta:* es la cantidad de vapor de agua en masa por unidad de masa de aire seco.

– *Grado de saturación:* relación entre humedad absoluta del aire y la humedad absoluta que tendría el aire a la temperatura de la muestra y 100% de humedad relativa.

– *Temperatura de bulbo húmedo:* Un aparato muy importante en la termodinámica del aire húmedo son los psicrómetros. Los psicrómetros son aparatos destinados a la medida de la humedad del aire; constan de dos termómetros de mercurio, uno seco y otro húmedo. El termómetro húmedo difiere del seco en que su depósito de mercurio (bulbo) está envuelto en una mecha de tela mojada en agua.

Cuando la corriente de aire húmedo incide sobre los bulbos de estos termómetros, el termómetro seco indica la temperatura del aire húmedo (es la medida del calor sensible del aire), mientras que

el termómetro húmedo indica la temperatura a que está el agua contenida en la gasa húmeda que envuelve su bulbo; está claro que, cuando el aire sopla sobre el termómetro húmedo, el agua se evapora de la superficie de la mecha mojada (si es aire húmedo o está saturado).

Enfriamiento sin variación de humedad especifica

En este proceso la corriente de aire húmedo pasa a través de un intercambiador de calor donde se produce un intercambio de calor y baja la temperatura seca de la corriente manteniéndose la humedad absoluta constante, aunque sin embargo la humedad relativa aumenta. Este es el típico proceso que se usa en climas calurosos y húmedos. Más claro se lo puede ver en el diagrama psicrométrico.

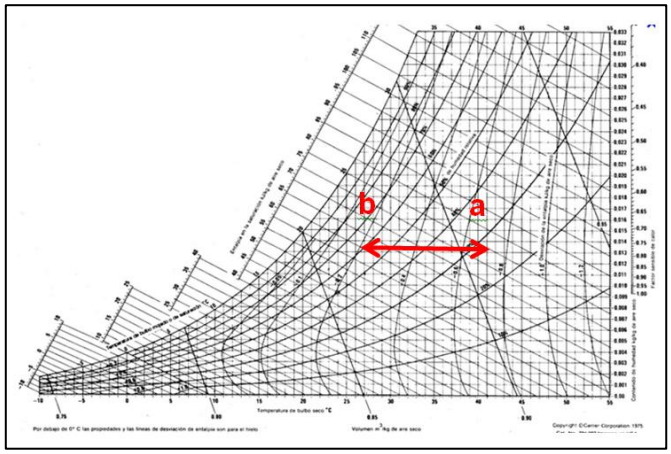
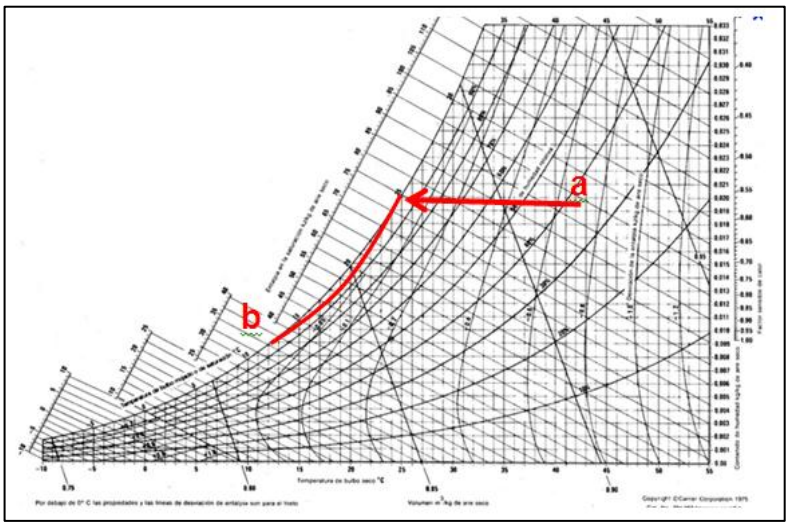


FIGURA 1.9 ENFRIAMIENTO SIN VARIACIÓN DE LA HUMEDAD ESPECÍFICA

Enfriamiento con deshumidificación

También un proceso típico de climas calurosos y húmedos. En él se hace en primer lugar, un enfriamiento sensible hasta la curva de saturación y en segundo lugar, se busca la temperatura deseada recorriendo la curva de saturación, proceso por el cual se va perdiendo humedad absoluta, y por tanto condensa agua. El punto que alcanza en el diagrama se llama punto de rocío del intercambiador, aunque en la realidad nunca llega a alcanzar dicho punto ya que el intercambiador debería tener un área infinita. Para alcanzar dicho punto se necesitaría una cortina de agua, pero ese es otro proceso que se verá a continuación. Puede verlo más claro en el diagrama psicrométrico.



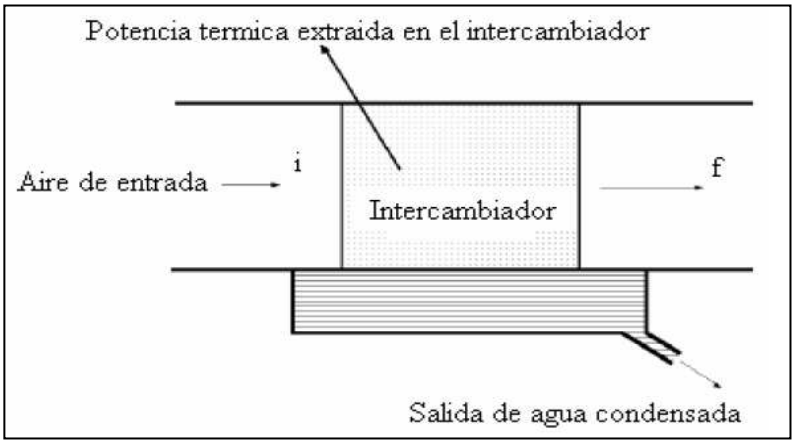


FIGURA 1.10 ENFRIAMIENTO CON DESHUMIDIFICACIÓN

Enfriamiento Evaporativo

En climas desérticos el clima es usualmente cálido y seco (humedades relativas muy bajas). En lugar de efectuar un enfriamiento como el anteriormente explicado se tiene una alternativa. Es posible aprovechar la baja humedad para conseguir enfriamiento.

Esto se consigue haciendo pasar la corriente de aire por una sección de agua ya sea por aspersión o por unas superficies húmedas, al fin y al cabo tratando de tener un contacto directo del agua y del aire.

Debido a la baja humedad del aire, parte del agua en contacto se evapora y pasa a formar parte de la corriente. En enfriamiento se

produce ya que la energía de evaporación proviene precisamente de la corriente de aire.

Se obtendrá, por tanto, una corriente más húmeda y fría que la inicial.

Termodinámicamente el proceso sufre la corriente es un proceso a temperatura de bulbo húmedo constante que es la temperatura mínima que se puede conseguir con este proceso. Se lo puede ver mejor si se lo representa en un diagrama psicrométrico.

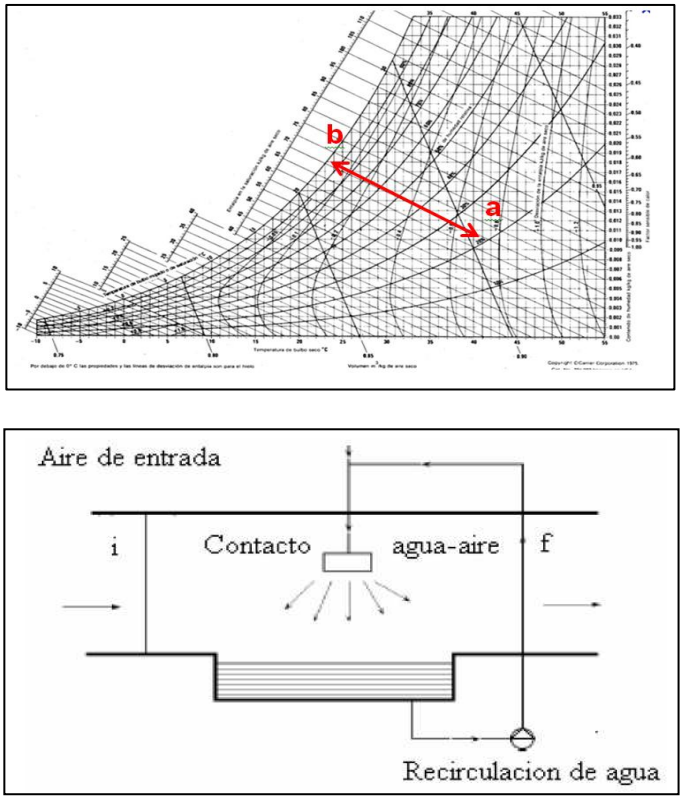


FIGURA 1.11 ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO

Tecnologías disponibles para el Enfriamiento del Aire de admisión para Turbinas a Gas.

Actualmente hay muchas tecnologías comercialmente disponibles para la implantación de enfriamiento de aire de entrada a la turbina (EAET). Estas tecnologías se pueden dividir en los siguientes grupos:

– *Evaporativos:* enfriadores de medio evaporativo, neblinas de alta presión y sistemas de compresión húmeda.
– *Sistemas de producción de frío:* de compresión mecánica y sistemas de absorción, con o sin almacenamiento de energía.
– *Vaporización de gas natural licuado.*
– *Sistemas híbridos:* combinaciones de los anteriores sistemas.

Cada uno de las tecnologías anteriores tiene sus ventajas y sus inconvenientes. A continuación se detalla cada una de las tecnologías explicándolas con detalle.

Enfriadores de medio Evaporativo

Consiste en enfriar mediante la adición de agua a la corriente de aire de entrada. Históricamente, fue la primera tecnología en ser usada para el EAET.

En esta tecnología, la entrada de aire se expone a una película de agua en un medio húmedo. Uno de los más habituales el modelo tipo panel hecho de celulosa o de fibra de vidrio. El agua usada para este método puede requerir un tratamiento previo, dependiendo de la calidad de la misma y de las especificaciones técnicas del medio que se esté utilizando, por lo tanto es conveniente llevar un control del agua en estos sistemas instalando, por ejemplo, conductímetros.

La construcción de estos elementos permiten que el agua penetre en el medio para tomar contacto con la corriente de aire y el agua que no se haya evaporado se retorno de nuevo para ser expuesta a la corriente de aire otra vez. Puede utilizarse con agua desmineralizada, aunque no está recomendado, ya que puede provocar unas reacciones químicas en el medio y que este se engarrote provocando así el colapso del sistema de enfriamiento.

El sistema consiste en hacer pasar la corriente del aire a través del medio, de manera que el aire cede calor al agua del medio, ésta se evapora y pasa a formar parte de la corriente, aumentando la humedad del aire y disminuyendo la temperatura de la misma.

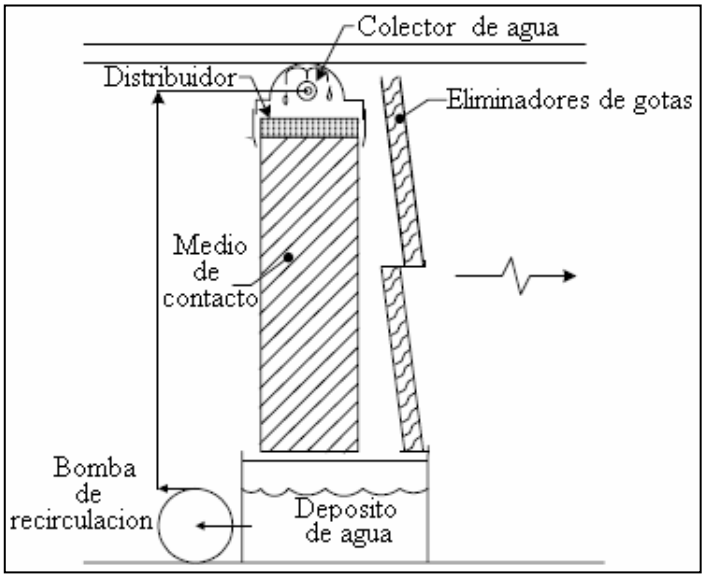


FIGURA 1.12, ENFRIADORES DE MEDIO EVAPORATIVO

En ese esquema se puede ver como la bomba de recirculación hace que el agua del depósito vuelva a los colectores de agua la cual es distribuida por el medio por donde pasa la corriente de aire. Es necesario disponer de eliminadores de gotas de agua ya que éstas pueden ser llevadas por la corriente y provocar daños en los alabes del compresor. En cuanto a la pérdida de carga típica que provoca este equipo suele estar entorno a los 30 mm. de c.a. como mucho. Al ser un proceso de contacto aire-agua se requieren velocidades de paso lentas (menores a 4 m/s) y por tanto secciones bastante grandes para mantener los gastos másicos. Para estas velocidades de paso del aire el caudal de agua necesario oscilará entre 3 y 10 l/s por cada 10 dm2 de sección del medio evaporativo, aunque habrá también que tener en cuenta las condiciones del sitio.

Por último decir que para el sistema de tuberías se aconseja acero inoxidable 304 y el medio debería tener elementos endurecedores para evitar su deterioro.

Su principal desventaja es que la temperatura mínima alcanzable está limitada por el ambiente. Esto es así ya que al ser un proceso de temperatura de bulbo húmedo constante cuando la corriente de aire se satura ya no se puede bajar más la temperatura, por lo tanto se puede deducir que será interesante en climas secos. Además es un sistema que consume mucha agua ya que el objetivo que se busca es acercarse lo máximo a la saturación.

El parámetro principal de diseño es la eficiencia del enfriador evaporativo que se define así:

$$\boldsymbol{Eficiencia} = \frac{\boldsymbol{T_{ee} - T_{se}}}{\boldsymbol{T_{ee} - T_{bh}}} . \mathbf{100} \ \% \qquad (\mathbf{13})$$

Que representa el tanto por ciento que se acerca a la temperatura mínima alcanzable. En la práctica este valor oscila entre el 80 y 90% siempre y cuando la temperatura alcanzada no esté por debajo de 5 a 7ºC en la entrada del compresor, ya que debido a la alta velocidad de entrada en el mismo la presión estática cae y se puede producir hielo a la entrada del compresor que puede tener un efecto destructivo sobre los alabes.

Estos sistemas son lo más baratos de cuantos hay para el EAET. Sus costes típicos oscilan entre 25 y 50 $/kW de potencia añadida a la planta. Además, los costes de operación se mantienen bajos debidos a simpleza del sistema. En comparación a los sistemas de neblina de alta presión, que se pasará a explicar a continuación, el sistema que se ha detallado funciona mejor en climas húmedos que el de neblina de alta presión, consiguiendo acercamientos mayores a la temperatura de bulbo húmedo.

Neblina de alta Presión (“fogging”)

El sistema de neblina de alta presión es otro sistema que se basa en el enfriamiento evaporativo. La idea básica en esta tecnología es añadir agua a la entra del aire mediante spray con gotas de agua, cuyos tamaños dependerán del clima de la cantidad de evaporación deseada. Anteriormente esta tecnología estaba mas en desuso debido a que muchas gotas de agua penetraban en el compresor y se provocaban daños en el mismo ya que la presencia de agua en la corriente de agua puede causar erosión y caídas de rendimiento. Actualmente se ha convertido en un método usual debido a que los compresores tienen alabes con una aerodinámica muy avanzada y por lo tanto preparada para esta tecnología por lo que normalmente suelen turbinas aeroderivadas.

Un sistema típico de neblina alta presión se explica a continuación:

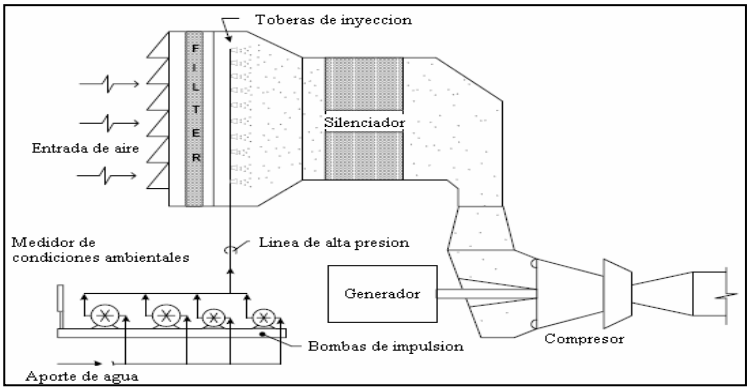


FIGURA 1.13 ENFRIAMIENTO POR NEBLINA DE ALTA PRESIÓN

Se parte de que se aporta agua desmineralizada, la cual es usada para evitar la obstrucción de las toberas por parte de minerales. Esta es distribuida a través de colectores hacia unas toberas que la inyecta a alta presión en forma de pequeñísimas gotas en la corriente de aire. El tamaño de estas gotas es menor a 40 micras y como media se encuentran gotas en torno a las 20 micras. El diseño de las toberas es crítico para una apropiada operación del sistema de inyección de gotas. Concretamente éstas deben estar distribuidas a lo largo de una distancia lo mayor posible y de esa manera conseguir una evaporación completa de las gotas.

El caudal de inyección está controlado mediante una instrumentación que efectúa una comparación entre la temperatura

de bulbo húmedo y la de la entrada del compresor. El sistema de procesamiento de datos ambientales, calcula a partir de los datos de temperatura y humedad exterior, como deben estar funcionando las bombas, de manera que se consiga una temperatura de entrada al compresor muy cercana a la de bulbo húmedo, por lo que se llega con este sistema a unas eficiencias del orden de 95%. A medida que el aire se va saturando, la evaporación lleva más tiempo. Entonces al mantenerse con una aproximación sin llegar a la saturación se evita que el aire se sature completamente y que puedan quedar imprevisibles gotas en suspensión, lo cual supondría una sobresaturación de la corriente de aire y si no está preparado el compresor para ello los daños pueden ser muy importantes.

Diversas observaciones y experimentos han verificado que obstrucciones en el sistema de entrada puede acusar aglomeración de gotas de agua, que en un caso crítico pueden llegar a encharcar la entrada. Para evitar esto se usan filtros adecuados, con una geometría apropiada, y una distribución de toberas que permita a un sistema de drenaje evacuar el agua sobrante.

La cantidad de potencia adicional conseguida es fuertemente dependiente de las condiciones ambientales, igualmente que

pasaba con los enfriadores evaporativos. Por ello este sistema se recomienda para humedades muy bajas y en el caso de que las humedades fueran altas, usar lo enfriadores evaporativos, como ya se comento en anterior punto, ya que la eficiencia de evaporación se vería fuertemente afectada.

Esta tecnología es un poco más costosa que la enfriadores evaporativos, ya que la instalación y operación es más cara. Normalmente ronda de los 40 a 70 dólares por kW añadido a la planta. Aunque pueda parecer lo contrario los costes de operación son mas bajos que en los enfriadores evaporativos; estos debido a que el mantenimiento es menos tedioso que en la otra tecnología a pesar de que el equipo instalado es mayor.

Un beneficio que presenta este sistema debido al sistema de bombas que lleva instalado (bombas en paralelo), es que permite minimizar la sobresaturación del aire mediante un control más efectivo de las bombas. Además estas bombas requieren un mantenimiento mínimo, lo cual facilita la operación del sistema.

Por último mencionar que la instalación de tuberías de agua requiere conductos de acero inoxidable, al estar usándose agua desmineralizada, y por lo tanto evitar posible corrosión.

Sistemas de compresión húmeda

Este es también un sistema, patentado, de enfriamiento por evaporación pero que tiene una sustancial diferencia con respecto a los otros dos. Consiste en añadir más niebla de la necesaria a la corriente de aire. Este exceso de niebla es llevado hacia el compresor donde hará su proceso de evaporación, de manera que el agua en exceso se vaya evaporando a medida que se va comprimiendo la corriente. Al producirse una compresión con refrigeración intermedia, el trabajo de compresión se reduce significativamente, dando lugar a un aumento de la potencia bruta de la turbina gas.

Para implementar esta tecnología hacen falta turbinas muy avanzadas aerodinámicamente, es por ellos que suelan ser aeroderivadas. Uno de las metas a alcanzar con esta tecnología, es reducir todo lo posible el daño que se le puede ocasionar a los alabes por erosión. Por ellos los diseños de turbinas son muy delicados. A pesar de todo eso, habrá un máximo número de horas hasta tener que cambiar los alabes; hoy en día el tiempo medio de uso sin recambio de alabes se encuentra en las 40000 horas.

Esta tecnología se confunde habitualmente con el “fogging” pero en el fondo son diferentes, a pesar de utilizar equipos similares. Una

primera diferencia se la encuentra en los caudales que puede mover cada sistema; un sistema “fogging” puede inyectar del orden de 90 l/s mientras que un sistema de compresión húmeda asciende hasta los 350 l/s. Además el sistema no es independiente del funcionamiento de la turbina de gas; aquí se tendrá un sistema de control integrado con el funcionamiento de turbina de gas para tomar decisiones oportunas según el grado de carga, según la refrigeración de turbina y demás conceptos de seguridad, que si no fueran tenidos en cuenta los efectos adversos podrían ser desastrosos.

En cuanto a los costes de este sistema no es tan dependiente de las condiciones ambientales como los otros ya que siempre se va sobresaturar el aire. Se observa en las siguientes gráficas, sacadas del estudio de una turbina de 120 MW para dos climas diferentes, como serian los costes según fuera un día seco o húmedo en función de la producción diaria.

Refrigeración por compresión mecánica

Mientras que los métodos de enfriamiento evaporativo y “fogging” han sido utilizados desde que comenzaron a utilizarse los ciclos combinados, para aumentar la potencia de turbinas de gas, ambos métodos se han visto limitados por la temperatura ambiental,

concretamente la temperatura de bulbo húmedo. El método que a continuación se explica no tiene esta limitación y puede dar lugar a temperaturas mucho más bajas.

La compresión mecánica se puede aplicar tanto en plantas de potencia base como en plantas de potencia pico, donde se esté buscando una temperatura baja constantemente. Destacar que en las plantas de potencia pico toma relevancia el uso del almacenamiento de energía, método que trabaja en paralelo con el de compresión mecánica, que será explicado posteriormente.

El sistema consiste en unos intercambiadores que se colocan a la salida de la casa de filtros, para que el aire ambiente los atraviese. Este intercambiador es un serpentín de enfriamiento por el cual, el aire al atravesarlo, cede calor y por lo tanto baja su temperatura en un proceso de enfriamiento sensible, si el aire no llega a saturarse, o sensible y latente si el aire está saturado, con posterior pérdida de agua por condensación.

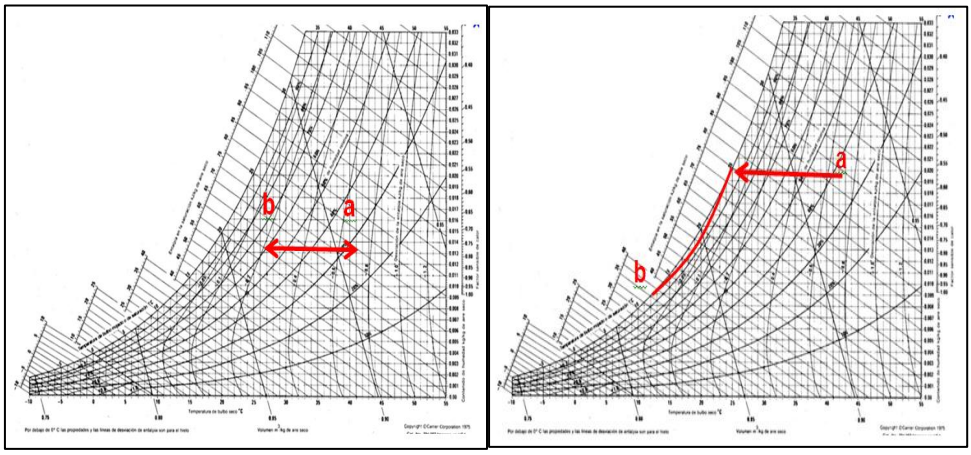


FIGURA 1.14 PROCESO DE ENFRIAMIENTO POR COMPRESIÓN MECÁNICA

Tras este enfriamiento de la corriente de aire, este es introducido en la turbina para comenzar el ciclo de gas. Una primera limitación que se encuentra en este método es que se puede enfriar todo lo que se quiera siempre y cuando la temperatura no descienda de 5ºC ya que, como se explicó anteriormente, debido a la velocidad del flujo a la entrada del compresor, se produce una caída de la presión estática de la corriente, y esto puede producir condensación del agua y seguidamente una congelación de la misma, lo cual puede suponer desastroso para los alabes del compresor.

El ciclo de refrigeración surge del modelo ideal de ciclo de Carnot inverso. Este ciclo hace unas transformaciones a un fluido dando lugar a la producción de frío. La eficiencia con la que el ciclo de

refrigeración produce frío es conocida por coeficiente de efecto frigorífico (COP) y tiene el siguiente valor:

$$COP = \frac{Q_{extraido}}{W_{aportado}} \qquad (14)$$

y cuando es realizado por el ciclo de Carnot, el COP es máximo, siendo su valor:

$$COP = \frac{T_{ff}}{T_{fc} - T_{ff}} \qquad (15)$$

Sin embargo, el ciclo de Carnot inverso es imposible realizarlo y para ajustarse lo máximo a él, se tiene dos posibles opciones: el ciclo de gas y el ciclo de fluido condensable.

CAPÍTULO 2

2. CÁLCULO DE LA CARGA REQUERIDA EN EL PROYECTO.

Del Handbook de la Sociedad Americana de Refrigeración y Aire Acondicionado ASHRAE, en su libro fundamental del capítulo F6, dice que para la refrigeración de aire húmedo, la separación de humedad se produce cuando el aire húmedo se enfría a una temperatura por debajo de su punto de rocío inicial. La Figura 2.1 muestra un serpentín de refrigeración esquemática donde se supone aire húmedo a ser uniformemente procesado. Aunque el agua se puede separar a diversas temperaturas que van desde el punto de rocío inicial a la temperatura de saturación final, se supone que el agua condensada se enfría a la temperatura del aire t_2 final antes de que drena del sistema.

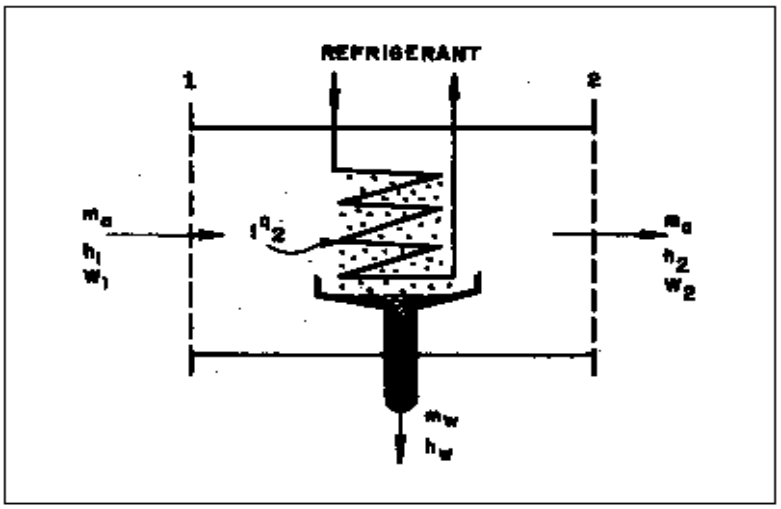


FIGURA 2.1. ESQUEMA DEL EQUIPO DE REFRIGERACIÓN DE AIRE HÚMEDO

Para el esquema de la Figura 2.2, aplicando la primera ley de la Termodinámica se tiene:

$$\Delta E = \Delta Esale - \Delta Eentra \quad (16)$$

$$\Delta Esale = \Delta Eentra \quad (17)$$

$$m_a.h_2 + m_w.h_w + q = m_a.h_1 \quad (18)$$

$$q = m_a.(h_1 - h_2) - m_w.h_w \quad (19)$$

$$m_a.W_1 = m_a.W_2 + m_w \quad (20)$$

$$\boldsymbol{m_w = m_a.\ W_1 - W_2} \qquad (21)$$

Entonces combinando (19) con (21) se tiene:

$$\boldsymbol{q = m_a.\ (h_1 - h_2) - \ W_1 - W_2\ .h_w \ \ carga\ de\ refrigeración} \quad (22)$$

Donde:

m_a = flujo de aire (CFM)

h_1 = Entalpia del Aire Exterior

h_2 = Entalpia del Aire a la salida del Serpentin (entrada a la turbina)

W_1 = Ratio de Humedad del Aire Exterior

W_2 = Ratio de Humedad del Aire a la salida del Serpentin (entrada a la turbina)

h_w = Entalpia del agua de Condensación

Para él cálculo de las relaciones de mezcla entre el aire seco y el vapor de agua, primero se asume que sean por separado cumplen la relación perfecta de los gases por separado.

$$pa\ V\ =\ na\ R\ T \qquad \text{aire seco} \qquad (23)$$

$$pw\ V\ =\ nw\ R\ T \qquad \text{vapor de agua} \qquad (24)$$

y dado que la mezcla también obedece a la ecuación de los gases perfectos:

$$(\ pw\ +pa\ )\ V\ =\ (nw+\ na)\ R\ T, \qquad (25)$$

donde $p_w + p_a$ es la presión total y $n_w + n_a$ es el número total de moles en la mezcla, entonces:

$$Xa = pa / (pw + pa) = pa / p \quad (26)$$

$$Xw = pw / (pw + pa) = pw / p \quad (27)$$

Definiéndose ratio de humedad W, como la masa de vapor de agua presente en una masa de aire:

$$W = Mw / Ma \quad (28)$$

Donde W = 18.01528 X_w / 28.9645 X_a, entonces:

$$W = 0.62198\, Xw/Xa \quad (29)$$

Combinando las ecuaciones 4, 5, 7

$$W = 0{,}62198.\ \frac{pw}{p - pw} \quad (30)$$

En el punto de saturación el grado de saturación está expresado por μ donde:

$$\mu = W / Ws \mid t, p \quad (31)$$

por lo tanto para expresar el ratio de humedad en el punto de saturación, se tiene:

$$W = 0{,}62198.\ \frac{pws}{p - pws} \quad (32)$$

El término p_{ws} representa la presión de saturación del vapor de agua en ausencia del aire a la temperatura dada, y solo difiere ligeramente de la presión de vapor del aire húmedo saturado, se lo puede calcular usando fórmulas experimentales como la de Hyland and Wexler 1983, que ayuda a calcular la presión de saturación en el rango de temperaturas es de: 32 a 392°F, donde:

$$\ln (p_{ws}) = C_8 /T + C_9 + C_{10}T + C_{11}T^2 + C_{12} T^3 + C_{13}\ln T \quad (11) \quad (33)$$

$C_8 = -1.044\ 039\ 7\ E+04$

$C_9 = -1.129\ 465\ 0\ E+01$

$C_{10} = -2.702\ 235\ 5\ E-02$

$C_{11} = 1.289\ 036\ 0\ E-05$

$C_{12} = -2.478\ 068\ 1\ E-09$

$C_{13} = 6.545\ 967\ 3\ E+00$

$$T : T (°R) = t(°F) + 459.67 \quad (35)$$

Definiendo como humedad relativa $\emptyset$ como la proporción de fracción molar de vapor de agua en una muestra húmeda dada, sobre la fracción molar saturada a la misma temperatura y presión, es decir:

$$\emptyset = XW / Xws \,|t, p \quad (36)$$

Combinando las ecuaciones 10, 11 y 12, hay una relación entre la humedad relativa$\emptyset$, el ratio de humedad W_s y el grado de saturación μ :

$$\mu = \frac{\varphi}{1 + \ 1 - \varphi \ Ws/0.62196} \qquad (37)$$

Esta relación permite calcular junto con la ecuación 9, a W, es decir la masa de agua por masa de aire seco. La entalpía de una mezcla de gases perfectos es igual a la suma parcial de las entalpías del vapor de sus componentes. Entonces la entalpía del aire húmedo puede ser escrita:

$$h \ = \ ha \ + \ Whg \qquad (38)$$

donde h_a es la entalpía especifica del aire seco y h_g es la entalpía del vapor de agua saturado a la temperatura de la mezcla:

$$ha \ = \ 0.240t \qquad \text{Btu/lb} \qquad (39)$$

$$hg \ = \ 1061 \ + 0.444 \ t \qquad \text{Btu/lb} \qquad (40)$$

donde t °F es la temperatura de bulbo seco, combinado 14,15,16:

$$h \ = \ 0.240t \ + \ W \ (1061 \ + 0.444 \ t) \ \text{Btu/lb} \qquad (41)$$

Para calcular la ganancia de total de calor se asume condiciones normales del aire como el calor especifico α_a= 0.24 Btu/ (lb °F), calor especifico del vapor de agua α_{ws} = 0.45 Btu/ (lb °F) y su densidad ρ= 0.075 lb/ft^3.

2.1 Cálculo de carga en Turbinas Allisson.

Para el respectivo cálculo de las toneladas de refrigeración necesarias en las turbinas Allison, se debe realizar un análisis de las mejores condiciones de diseño tanto ambientales como de entrada a las turbinas, para luego decidir los resultados más eficientes.

A continuación se muestra los resultados obtenidos del análisis con respecto a las toneladas de refrigeración de las turbinas Allison.

TABLA 2

CONDICIONES AMBIENTALES

CONDICIONES AMBIENTALES			
Mes	**Temperatura de Búlbo seco**		**Humedad Relativa**
	Tmax (°C)	Tmin (°C)	
May-12	29.00	22.00	0.84
Abr-12	32.00	22.00	0.83
Mar-12	28.00	22.00	0.90
Feb-12	30.00	22.00	0.83
Ene-12	31.00	20.00	0.81
Dic-11	34.10	20.50	0.84
Nov-11	33.40	20.60	0.80
Oct-11	35.40	19.00	0.77
Sep-11	35.40	20.20	0.79
Ago-11	34.50	19.00	0.80
Jul-11	28.00	20.60	0.96
Jun-11	30.00	20.00	0.80

Fuente: INAMHI – Estación Panacocha - Sucumbios

Como se puede observar la temperatura máxima en la mayoría de meses se encuentra por encima de 30 grados Celsius y 80% de humedad relativa, como se conoce en el cálculo de la carga térmica, hay una gran influencia en los resultados con respecto a la humedad del ambiente entonces entre mayor humedad, mayor carga, se realizó un análisis con temperaturas de 40, 30, 20 y 15 grados Celsius y en el rango de humedad relativa de 80% a 30%, este análisis con mayor detalle se muestra en el apéndice B.

Además de calcular las toneladas de refrigeración necesarias se determinó el porcentaje de eficiencia que aumentaría en potencia cada turbina al agregar el sistema de enfriamiento del aire, los resultados se muestran en la siguiente tabla.

TABLA 3
CONDICIONES DE DISEÑO TURBINAS ALISSON

CONDICIONES DE DISEÑO	
Temp. de entrada a la turbina (°C)	15
Humedad Relativa	100%
h2 [Btu/lbm]	32,4
CFM c/u	22500
W [Lb agua/Lb aire seco]	0.01469

TABLA 4

CARACTERÍSTICAS TURBINAS ALISSON

TURBINA ALLISON	
Potencia Nominal (MW)	3.0
Cantidad de Turbinas	7
CMF por turbina	22500

TONELADAS DE REFRIGERACIÓN NECESARIAS

Las toneladas de refrigeración necesarias para mantener las condiciones ISO en las turbinas Allison son determinadas con la siguiente fórmula que ha sido analizada en el capítulo anterior.

$$q = m_a.\ (h_1 - h_2) - \ W_1 - W_2\ .h_w \ \ carga\ de\ refrigeración \quad (42)$$

TABLA 5

TONELADAS DE REFRIGERACIÓN TURBINAS ALILSSON

ANÀLISIS TURBINAS ALLISON										
N°	**Turbina**	**GPM**	**TONS**	**Total TONS**	**EAT (°C)**	**HR (%)**	**LAT (°C)**	**NET %**	**Ake Adsorbed**	**Ake**
7	Allison	227,37	94,74	663,16	30,00	80,0	20	9,83	778,11	1636,89

TR. De Refrigeración, 663,16 TR

Para determinar el porcentaje de incremento de potencia en las turbinas Allison se uso su respectiva curva de performance.

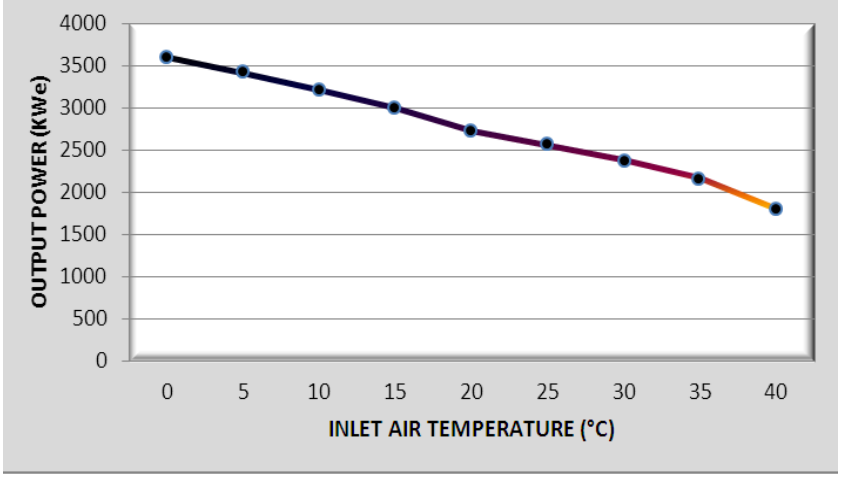


FIGURA 2.2. PERFORMANCE DATA – TURBINA ALLISON

2.2 Cálculo de carga en Turbinas Solar

De igual manera se procedió para el cálculo de la carga térmica en las turbinas solar, el análisis correspondiente del cálculo de la carga se lo encuentra en el apéndice A.

Las condiciones de diseño y demás resultados se muestran en las siguientes tablas.

TABLA 6

CONDICIONES DE DISEÑO TURBINA SOLAR

CONDICIONES DE DISEÑO	
Temp. de entrada Turbina (°C)	15
Humedad Relativa	100%
h2 [Btu/lbm]	25.78
CFM c/u	300
W [Lb agua/Lb aire seco]	0.01469

TABLA 7

CARACTERÍSTICAS TURBINA SOLAR

TURBINA SOLAR	
Potencia Nominal (MW)	4.5
Cantidad de Turbinas	2
CMF por turbina	31300

TONELADAS DE REFRIGERACIÓN NECESARIAS

Las toneladas de refrigeración necesarias para mantener las condiciones ISO en las turbinas Allison son determinadas con la siguiente fórmula que ha sido analizada en el capítulo anterior.

$$\boldsymbol{q = m_a.\ (h_1 - h_2) - \ W_1 - W_2\ .h_w\ \ carga\ de\ refrigeración} \quad (43)$$

TABLA 8

TONELADAS DE REFRIGERACIÓN TURBINAS SOLAR

ANÀLISIS TURBINAS ALLISON										
N°	Turbina	GPM	TONS	Total TONS	EAT (°C)	HR (%)	LAT (°C)	NET %	Ake Adsorbed	Ake
2	Solar	316,30	131,79	263,58	30,00	80,0%	20	6,13	309,27	490,73

TR. De Refrigeración, 263,58 TR

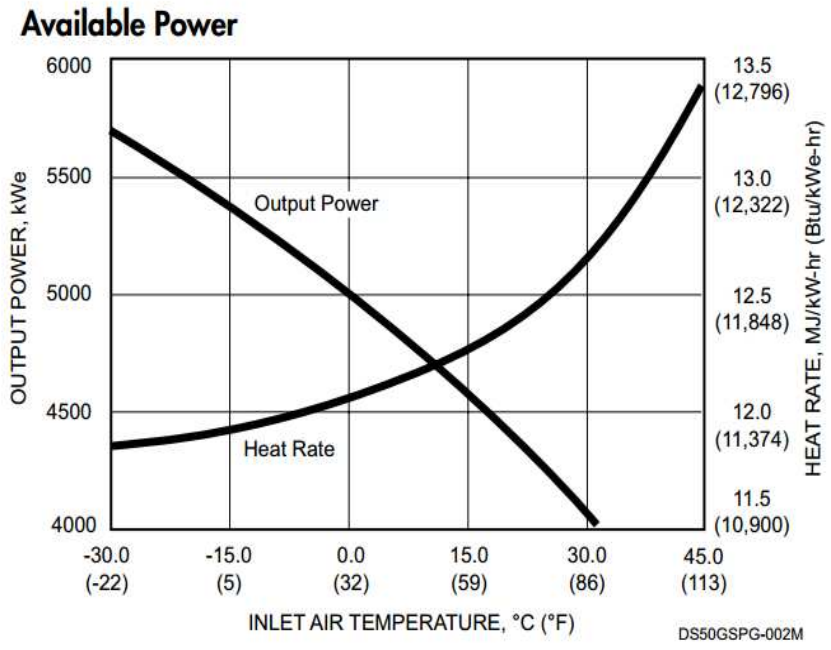


FIGURA 2.3 PERFORMANCE DATA – TURBINA SOLAR

Fuente: Generator Set Solar Turbines

2.3 Cálculo de carga en Turbinas Avon

Las condiciones ambientales son las mismas y el análisis en el cálculo el mismo que el desarrollado en las turbinas Allison y solar, a continuación se muestran los resultados, el análisis para las turbinas Avon se muestran en el apéndice C.

TABLA 9

CONDICIONES DE DISEÑO TURBINA AVON

CONDICIONES DE DISEÑO	
Temp. de entrada Turbina (°C)	15.0
Humedad Relativa	100%
h2 [Btu/lbm]	25.78
CFM	71000
W [Lb agua/Lb aire seco]	0.01069
hw [Btu/lbm]	27.11

TABLA 10

CARACTERÍSTICAS TURBINA AVON

TURBINA AVON	
Potencia Nominal (MW)	11
Cantidad de Turbinas	1
CMF por turbina	71000

TONELADAS DE REFRIGERACIÓN NECESARIAS

Las toneladas de refrigeración necesarias para mantener las condiciones ISO en las turbinas Allison son determinadas con la siguiente fórmula que ha sido analizada en el capítulo anterior.

$$\boldsymbol{q = m_a.\ (h_1 - h_2) - \ W_1 - W_2\ .h_w \ \ carga\ de\ refrigeración} \quad (44)$$

TABLA 11

TONELADAS DE REFRIGERACIÓN TURBINA AVON

TABLA XX, ANÀLISIS TURBINAS ALLISON										
N°	**Turbina**	**GPM**	**TONS**	**Total TONS**	**EAT (°C)**	**HR (%)**	**LAT (°C)**	**NET %**	**Ake Adsorbed**	**Ake**
1	Avon	717,48	298,95	298,95	30,00	80,0%	20	3,39	350,77	349,23

TR. De Refrigeración, 642.19 TR

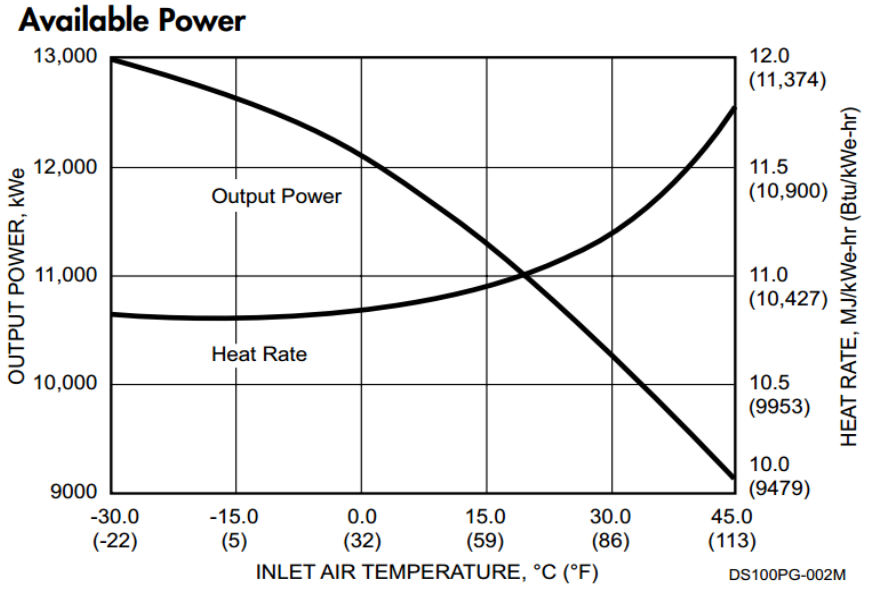


FIGURA 2.4. PERFORMANCE DATA – TURBINA AVON

Fuente: Performance Data Avon Turbine

TONELADAS NECESARIAS PARA EL PROYECTO TARAPOA POWER PLANT

TABLA 12

TONELADAS DE REFRIGERACIÓN TARAPOA POWER PLANT

TONELADAS DE REFRIGERACIÓN TARAPOA POWER PLANT				
TEMPERATURA DE ENTRADA TURBINAS				20 °C
CANT.	CFM TURBINAS	CFM	CFM TOTALES	TR
7	Allison	22500	157500	663,16
2	Solar	31300	62600	263,58
7	Avon	71000	71000	298,95
			291100	1225,69

$$TR_{totales} = TR_{Allison} + TR_{Solar} + TR_{Avon} \quad (45)$$

$$TR_{totales} = 663{,}16 + 263{,}58 + 298{,}95 \quad (46)$$

$$TR_{totales} = 1225{,}69 \quad (47)$$

Las toneladas de refrigeración necesarias en el proyecto son de **1200 TR.**

Después de haber realizado el cálculo de la carga térmica requerida en el proyecto, se realizó un análisis para diferentes escenarios de condiciones ambientales y condiciones de entrada a las turbinas y se obtuvieron los siguientes resultados.

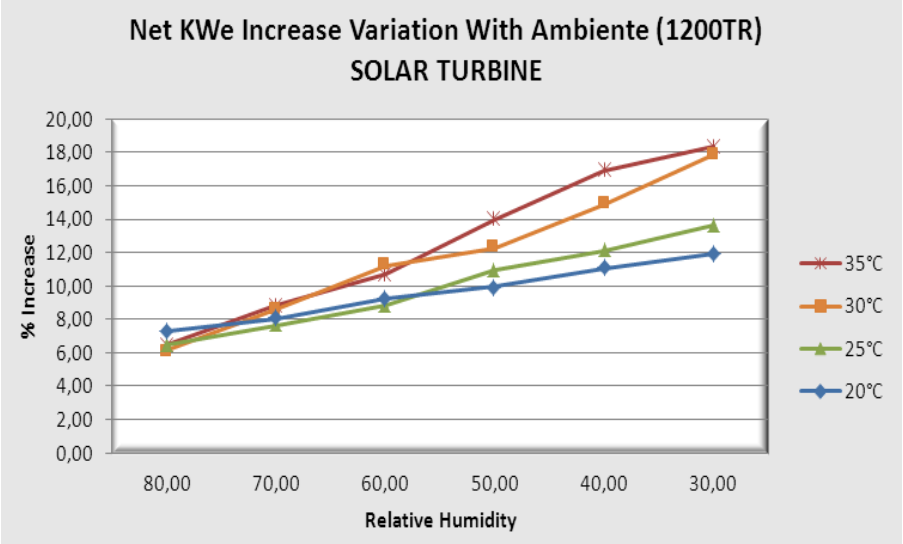


FIGURA 2.5. INCREMENTO EN LA POTENCIA DE LAS TURBINAS SOLAR CON LAS CONDICIONES AMBIENTALES PARA 1200 TONELADAS DE REFRIGERACIÓN

En la Figura 2.5, se muestra el resultado del análisis realizado para diferentes condiciones ambientales en un rango de humedad relativa del 80% al 30% en el ambiente. Como se puede observar el incremento porcentual en la potencia de las turbinas es mayor a una menor humedad relativa del ambiente, este diseño está alrededor del 8% de incremento neto en la potencia de las turbinas Solar.

Este análisis se lo realizó para una capacidad de enfriamiento de 1200 toneladas de refrigeración. Como se conoce el proyecto es en

la región oriental del Ecuador, por lo que las humedades relativas son elevadas, sin embargo, en horas de la noche la temperatura disminuye y la humedad también por lo que el sistema será más eficiente en estas horas logrando un mayor incremento el potencia neta de las turbinas.

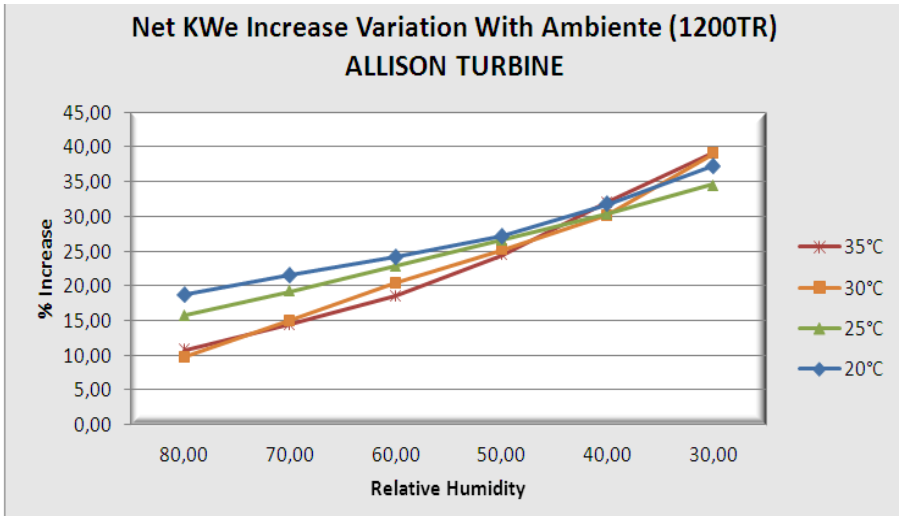


FIGURA 2.6. INCREMENTO EN LA POTENCIA DE LAS TURBINAS ALLISON CON LAS CONDICIONES AMBIENTALES PARA 1200 TONELADAS DE REFRIGERACIÓN

De igual manera se realizó el análisis para las turbinas Allison y Avon de la planta de generación y se encontró que para una capacidad de enfriamiento de 1200 toneladas de refrigeración las turbinas Allison a condiciones ambientales de 35°C y 80% de

humedad relativa, el incremento de la potencia es del 20%, esto se observa en la figura 2.6.

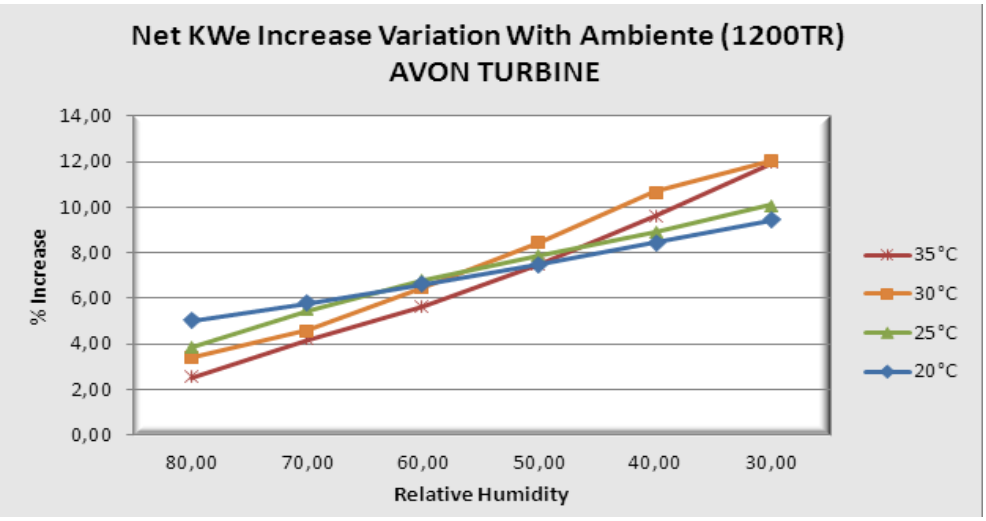


FIGURA 2.7. INCREMENTO EN LA POTENCIA DE LA TURBINA AVON CON LAS CONDICIONES AMBIENTALES PARA 1200 TONELADAS DE REFRIGERACIÓN

La figura 2.7 representa el incremento de la potencia dependiendo de las condiciones ambientales para una capacidad de enfriamiento de 1200 toneladas de refrigeración, el incremento de la potencia en esta turbina es alrededor del 4%.

El incremento de toda la planta sería el siguiente:

$$Incremento_{total} = KW_{Allison} + KW_{Solar} + KW_{Avon}$$

$$Incremento_{total} = 1636,89 + 490,73 + 349,23$$

$$Incremento_{total} = 2476.85\ KW$$

$$Incremento_{total} = 2.48\ MW$$

El incremento de potencia neta en la planta sería de 2.48 MW instantáneos, lo que es un incremento considerable, por lo que el sistema de enfriamiento de aire a la entrada de las turbinas a gas se hace necesario para poder aprovechar al máximo la generación de energía.

Es decir, la planta generadora de energía actualmente tiene instalado 41 MW de potencia nominal, hoy en día de estos 41 MW sólo se generan 24,2 MW. a condiciones ambientales sin el sistema de enfriamiento del aire. Al incrementar 2,48 MW. de potencia neta, se estaría incrementando en un 10,2% con respecto a la generación de energía actual.

CAPÍTULO 3

3. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA INSTALACIÓN CENTRALIZADA.

3.1 Cálculo y Selección de Serpentines en Turbinas de Gas.

Para la selección del tipo de serpentín de enfriamiento, se puede ayudar de un software de Johnson controls que permite seleccionar el serpentín de enfriamiento de una manera eficiente.

Antes de seleccionar el serpentín se tiene que determinar los datos necesarios para su selección, y algunas limitantes como lo es el espacio donde se la va a instalar, que tipo de serpentín, el caudal que manejará, el diferencial de temperatura del agua.

Cada Turbina a Gas Tiene características diferentes por lo que los serpentines son diferentes para cada modelo de turbina a gas en el proyecto, dependiendo de los CFM de aire que maneja cada turbina

se seleccionarán los diferentes serpentines de enfriamiento, la tabla XIV, muestra los datos necesarios para la selección del tipo de serpentín.

TABLA 13
PARÁMETROS DE SELECCIÓN SERPENTINES DE ENFRIAMIENTO

PARÁMETROS DE SELECCIÓN SERPENTINES DE ENFRIAMIENTO					
CANT.	**TURBINAS**	**CFM**	ΔT	**Dimensiones**	**gpm**
7	Allison	22500	10	5.5X1.5	227,37
2	Solar	31300	10	5.5X1.5	316,30
1	Avon	71000	10	6.0X1.5	717,48
				Total	1261,15

Con estos datos se puede utilizar la herramienta de Johnson Controls y seleccionar el mejor serpentín existente en el mercado.

Los resultados de los serpentines de enfriamiento seleccionados se muestran en el apéndice E para las turbinas Allison, el apéndice F, para las turbinas Solar y el apéndice G, para las turbinas AVON..

Una vez calculada la carga térmica del proyecto, se debe continuar con la selección de equipos como lo son, los Enfriadores de Líquido, Bombas, Válvulas; diámetros de tuberías, accesorios, etc. Actualmente existen programas gratuitos que son muy confiables,

los cuales permiten seleccionar los equipos del sistema de agua helada de una manera rápida y fácil, a continuación se detalla la selección de cada uno de ellos.

3.2 Cálculo y Selección de Enfriadores de Liquido

Para la selección del enfriador de liquido a utilizar en el proyecto, se debe conocer que en el mercado existen dos tipos de enfriadores de líquido: enfriador de Líquido Enfriado por Aire y Enfriador de líquido Enfriado por agua, cada uno de ellos tienen sus ventajas y desventajas dependiendo de la aplicación, por ello se debe analizar qué tipo de enfriador es el mejor para el proyecto.

Enfriador de Líquido enfriado por Aire

Los enfriadores de líquido son sistemas de refrigeración mecánica; su funcionamiento se basa en el movimiento de calor, por medio de un refrigerante, el cual se absorbe del líquido a enfriar y se transporta hacia un medio donde se disipa. De esta manera se puede tener un líquido a una temperatura muy por debajo de las condiciones ambientales.

Los condensadores enfriados por aire son baterías de tubos aleteado el refrigerante se condensa en el interior de los tubos y drena a un depósito debajo de las tuberías, se usan ventiladores

para forzar el aire enfriador sobre el exterior de los tubos, casi siempre hay algo de líquido subenfriado en los condensadores enfriados por aire.

Las principales ventajas de utilizar un enfriador de líquido enfriado por aire, son la simplicidad del proceso de enfriamiento del agua, al no necesitar equipos adicionales, su fácil instalación, no necesitan de un cuarto de máquina, son instalados al aire exterior, y en la actualidad existen de grandes eficiencias y silenciosos.

Las desventajas son el espacio utilizado y su coste inicial.

FIGURA 3.1 CHILLER ENFRIADO POR AIRE

Enfriador de Líquido enfriado por Agua

El enfriador de líquido enfriado por agua cuenta con condensador horizontal, con agua de condensación por el interior de los tubos, el haz tubular llena la mayor parte del cilindro, el interior de los tubos puede ser suave, pudiendo tener ondulaciones para aumentar el rendimiento por el lado del agua, el agua de condensación proviene de una torre de enfriamiento.

Las principales ventajas este tipo de enfriadores son un alto rendimiento del intercambiador de calor, por ello un menor consumo energético, son silenciosos y pueden ser instalados en espacios reducidos.

Las desventajas son la utilización de otros equipos en el sistema de enfriamiento

FIGURA 3.2 CHILLER ENFRIADO POR AGUA

Disposición de Enfriadores de Líquido

La disposición de los enfriadores de líquido puede ser en serie o en paralelo.

Disposición en Serie

Cuando las enfriadoras están conectadas en serie el mejor consumo de potencia se obtiene con una igual reducción de la carga en cada máquina. El margen de estrangulación de la máquina de etapa alta debe ser ajustado para conseguir que cada máquina trabaje con el mismo porcentaje de la carga del sistema, tanto en condiciones de proyecto como en la carga parcial.

En cualquier selección de montaje en serie el margen de estrangulación necesario en la máquina de etapa alta es igual a la caída de temperatura del agua enfriada en la máquina de etapa baja más el margen de estrangulación de esta máquina de etapa baja.

Con flujo en serie de agua enfriada, la caída de presión en el enfriador es acumulativa y puede llegar a ser excesiva si se instalan en serie más de dos máquinas.

Disposición en Paralelo

Cuando se instalan dos o más máquinas con las enfriadoras conectadas en paralelo en el circuito de agua enfriada, cada máquina debe controlar la temperatura de su salida de agua enfriada para que se mantenga igual a la de proyecto, lo mismo que en una instalación de máquina simple.

Cuando opera con una o más bombas y una es apagada, el remanente de agua debe pasar por la otra bomba. La bomba y el enfriador se pueden apagar durante carga parcial.

Selección del tipo de Compresor

Los compresores son el centro del sistema de refrigeración son los cuales suministran la energía al sistema. Son de tipo, scroll, de tornillo, reciprocantes, centrífugos. Los más comunes en sistemas enfriados por aire son los de tipo scroll y tornillo.

TABLA 14
TIPOS DE COMPRESORES

TIPOS DE COMPRESORES		
Tipo de Compresor	**Capacidad de Enfriamiento**	**Consumo energético**
scroll	10 – 150	1.1 KW/TR
tornillo	150 – 500	1.1 KW/TR

Según la capacidad que se necesita en el proyecto se selecciona un compresor tipo tornillo para los enfriadores de líquido.

Enfriador de Líquido a Utilizar

Para el proyecto se decidió utilizar un equipo enfriado por aire, debido al costo inicial, facilidad de instalación y en el área de proyecto donde se instalará es un área abierta por lo que la única opción es un Chiller enfriado por aire. Los datos para su selección son los siguientes:

Capacidad Nominal de Enfriamiento. 300 TR

Diferencial de temperatura: 10 °F

Cantidad de Enfriadores: 4

Ciudad de Operación: Tarapoa - Sucumbios

GPM: min 710gpm

Voltaje: 460/3/60

El enfriador de Líquido seleccionado es de tipo Enfriado por aire, marca York, ***Modelo YVAA0303CVV46,*** COP: 3,03, compresor tipo Tornillo con Variador de Frecuencia, comunicación BAcnet, Voltaje 460/3/60, capacidad de enfriamiento: 300 toneladas, seleccionado a 95°F y 2000 ft de altura, con un delta de temperatura de 10 grados. La ficha técnica con mayores detalles se adjunta en el apéndice H.

3.3 Cálculo y Selección de Bombas

Para la selección de los accesorios, bombas etc. es necesario primero definir qué tipo de sistema de distribución de agua helada se utilizará en el proyecto, como se conoce existen dos tipos de sistemas:

– Sistemas de Primario/Secundario (PSF): aquellos que disponen de bombas de caudal constante en el circuito primario y bombas de caudal variable en el secundario.

– Sistemas de Caudal Variable en Primario (VPF): aquellos que únicamente poseen un circuito hidráulico común dotado de un grupo de bombeo de caudal variable.

Los sistemas de Primario/Secundario (PSF), se basan en la existencia de dos grupos de bombeo, uno de ellos ubicado en el circuito primario de la instalación, que trabaja a caudal constante, y con la característica de que cada enfriadora va asociada a su bomba de circulación, de forma que éstas bombas no pueden funcionar con otra enfriadora. El segundo grupo de bombeo se encarga de impulsar el agua a través de las unidades terminales, dotadas de válvulas de regulación de caudal de 2 vías, de forma que éste grupo deberá ser de caudal variable. Las presiones estáticas disponibles de diseño de los grupos de bombeo, deberán

permitir vencer la pérdida de carga en cada uno de los bucles del circuito de forma independiente.

Los sistemas de Primario/Secundario (PSF) se caracterizan también por poseer un by-pass entre ambos circuitos, que permite circular caudal de agua en ambos sentidos en función del caudal que está re circulando por cada bucle del circuito en un momento dado.

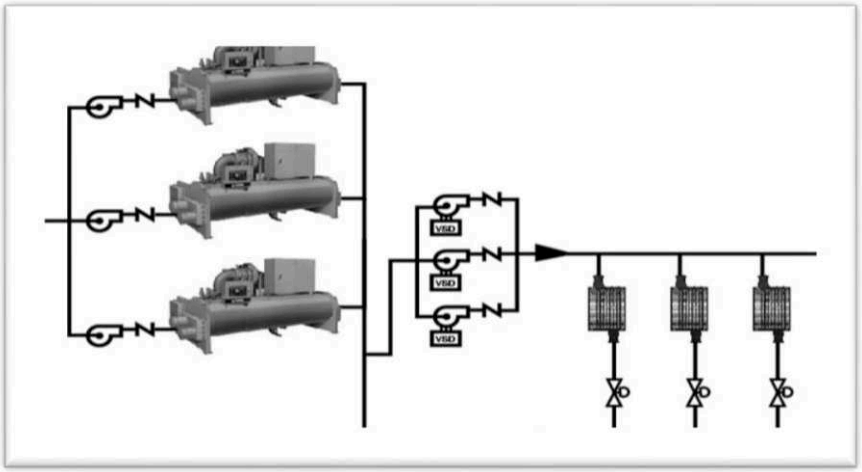


FIGURA 3.3 SISTEMA PRIMARIO – SECUNDARIO

Sistemas de Caudal Variable en Primario (VPF): se caracterizan por la existencia de un único grupo de bombeo de caudal variable, diseñado para vencer la pérdida de carga total del circuito (primario más secundario), y que recirculará el agua necesaria en cada momento para el funcionamiento del conjunto de la instalación a través de toda ella, incluso de las unidades enfriadoras. Estas

bombas se instalan agrupadas, de forma que cualquiera de ellas puede trabajar sobre cualquiera de las enfriadoras del sistema. Cada unidad enfriadora estará dotada de una válvula de aislamiento automática, que cerrará en caso de que su enfriadora asociada esté parada.

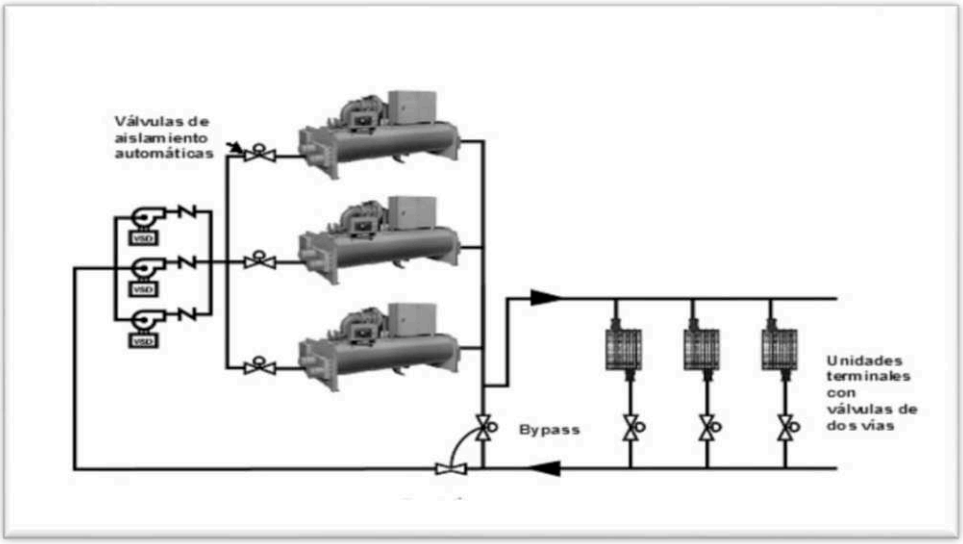


FIGURA 3.4 SISTEMA PRIMARIO VARIABLE

En el proyecto es conveniente utilizar un sistema de caudal Constante en primario, ya que se evita de costos de un grupo adicional de bombas y accesorios que conlleva, menor espacio utilizado, sin dejar de lado que es necesario de un sistema de control que permita sacar la mayor eficiencia de este sistema de agua helada.

Para la selección de las bombas en este proyecto se necesitan los siguientes datos:

– La cantidad de galones por minuto de agua
– El cabezal manométrico a vencer.

Los galones por minuto en el proyecto son de 3000 gpm, con lo cual lo más eficiente es decidirse por 2 bombas, dividiendo al 50% de la capacidad total y una tercera bomba en Stand By, entonces cada bomba seleccionada debe satisfacer la necesidad de bombeo de 1500 gpm.

El cabezal manométrico a vencer se lo determina calculando las pérdidas en accesorios, tuberías, serpentines, a lo largo de la ruta más crítica.

Una vez diseñado el sistema de distribución de agua helada, se puede determinar las pérdidas totales del sistemas y con ello seleccionar las bombas necesarias, cada serpentín contará con una válvula de control de 3 Vías modulante que regulará el caudal de agua necesario del sistema, además de una válvula de balanceo, y sus respectivos accesorios de mediciones de presión y temperatura, las bombas estarán aisladas con válvulas Multipropósito al suministro de agua helada, y con válvulas de compuerta a la

succión, todos estos accesorios son seleccionados y enlistados en la Tabla 15, con estos resultado se puede calcular las pérdidas máximas de cabezal dinámico para determinar las bombas necesarias en el proyecto.

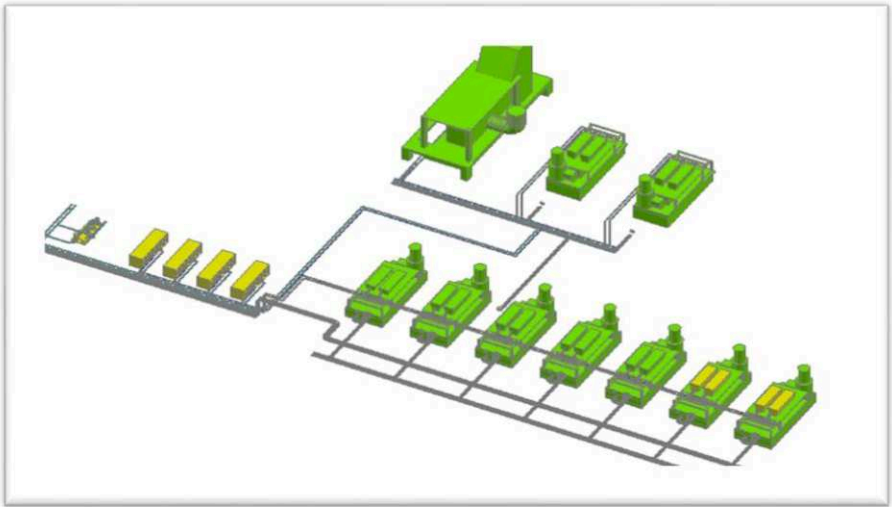


FIGURA 3.5, DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA HELADA

En la figura 3.5 se muestra el diseño de distribución de las tubería de agua helada, este diseño se lo realizó en el software Autocad, con las medidas tomadas en campo, se observa claramente la distribución de los chillers y las turbinas, también se muestra la planta de bombeo, de aquí se determinaron los metros de tubería necesarios en el sistema y demás accesorios que permiten determinar las pérdidas por fricción para poder seleccionar las bombas necesarias, a continuación se muestran los resultadas del

cálculo de las pérdidas por fricción en accesorios y por longitud de tubería.

La tabla 15, muestra los resultados y lista los accesorios del sistema, que fueron seleccionados anteriormente.

TABLA 15

DETERMINACIÓN DE LAS PÉRDIDAS POR FRICCIÓN Y ACCESORIOS

DETERMINACIÓN DE LAS PÉRDIDAS POR FRICCIÓN Y ACCESORIOS								
Tubería [pulg]	Dist. Total	FITTINGS					Distancia Total [Ft]	Pérdidas por Fricción [Ft de agua]
		accesorios	Cant.	equivalente Ft de Tubería	Equivalente Total accesorios [Ft]			
12"	108	Codo a 90°	6	19	114	328	684,4	17,11
		Válvula de Bola	2	12	24			
		Tee	10	19	190			
10"	230	Tee	15	16	240	704	1463	16,093
		Codo a 90°	8	16	128			
		Válvula Multipropósito	3	80	240			
		Válvula de Bola	8	12	96			
8"	58	Tee	6	9	54	132	323,4	11,319
		Codo a 90°	6	13	78			
6"	48	codo a 45°	4	5,2	20,8	554,4	712,8	24,948
		Codo a 90°	8	6,7	53,6			
		Válvula de Bola	4	12	48			
		Válvula de globo	4	120	480			
4"	60	Tee	8	7	56	164	362	11,222
		codo a 45°	14	4	56			
		Válvula de vìas	4	7	28			
		Válvula de balanceo	4	6	24			
3"	30	Tee	14	6	84	426	525	16,275
		codo a 45°	12	4	48			
		Válvula de 3 vìas	18	7	126			
		Válvula de balanceo	28	6	168			
					Pump Friction Head			**96,967**

Referencia perdidas por fricción en accesorios apéndice K.

Selección de Bomba

Con los resultado obtenidos del cabezal dinámico 100 Ft de Agua, y con el caudal total de 3000 gpm, se puede seleccionar las bombas para el proyecto, se ha decidido instalar tres bombas, una en stand by, como ya se lo mencionó anteriormente, entonces los datos para la selección son los siguiente:

– Caudal: 1500 gpm
– Cabezal: 100 Ft

Con la Ayuda del software de Taco, TAcoNet 7.0, se puede seleccionar de una forma fácil las bombas existentes en el mercado. Primero se ingresan los datos en la pantalla principal. Al ingresar los datos se da click en el botón de calcular y automáticamente muestra las bombas disponibles para este requerimiento, se selecciona la de mayor eficiencia.

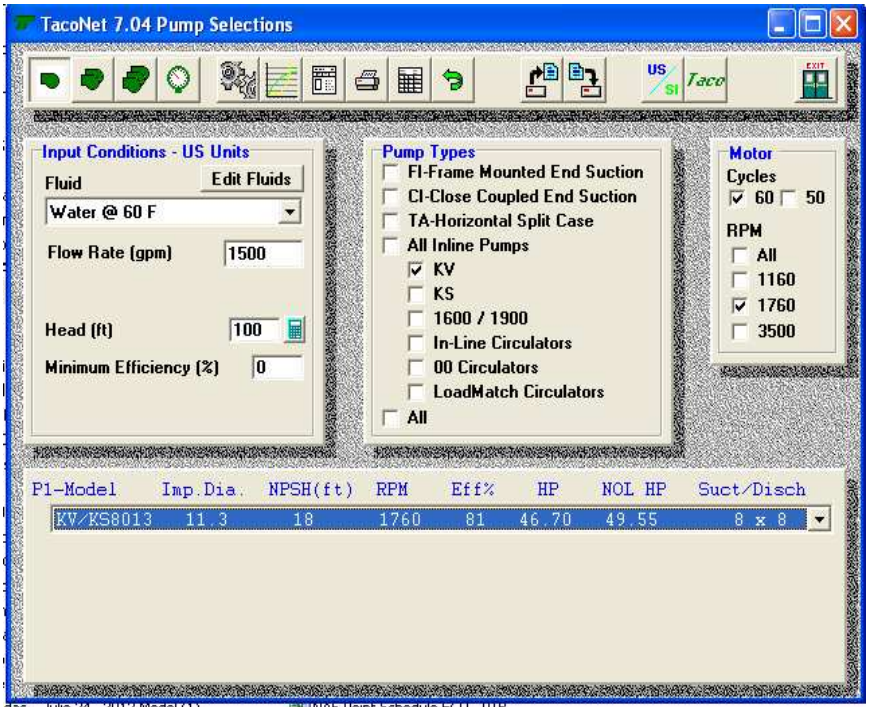


FIGURA 3.6, RESULTADOS SELECCIÓN DE BOMBAS TACONET 7.0

Se escoge el modelo KV/KS8013, bomba vertical con alta eficiencia del 81%, 60 Hp, 8X8 pulgadas de succión y descarga, la cual ahorra espacio y satisface las necesidades del proyecto, a continuación se muestran las curvas correspondientes a la bomba seleccionada.

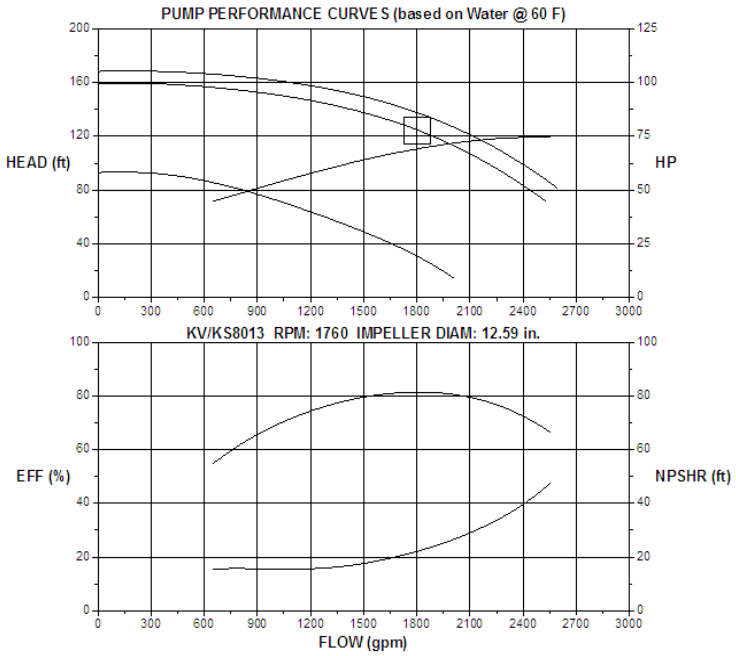


FIGURA 3.7, CURVA DE SELECCIÓN DE BOMBA PRIMARIA

FIGURA 3.8, BOMBA TACO KV/KS8013

3.4 Cálculo y Selección de Fittings para agua helada.

Una vez calculada la carga térmica y haber realizado el análisis necesario, se debe diseñar el sistema de tubería de agua helada, para ello se vale de los conocimientos adquiridos en mecánica de fluidos, a continuación se describe los tipos de sistemas de distribución de agua helada.

Entre los arreglos de tuberías se tiene los siguientes:

- Serie Simple
- Serie Divergente
- Paralelo Directo
- Paralelo Inverso

El arreglo de Tuberías a utilizar es de tipo Paralelo Directo, por ser uno de los arreglos más sencillos y por la ubicación de las turbinas a gas en el campo.

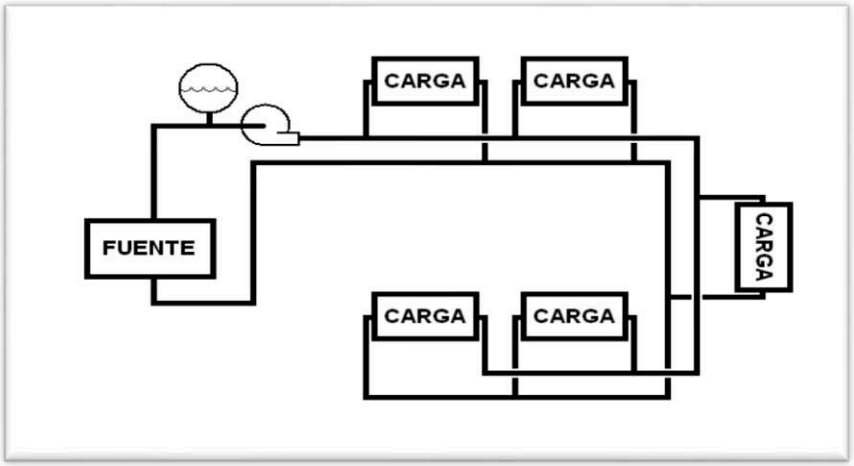


FIGURA 3.9 ARREGLO DE TUBERÍAS EN EL PROYECTO

Para poder seguir con el respectivo diseño del sistema hidráulico de agua helada hay que tomar en cuenta los siguientes criterios de diseño:

- Pérdida por fricción máxima 10% (10 pies/100pies)
- Velocidad máxima 8 fps
- Autoridad de la válvula de control y válvula de balance 30%
- Distancia entre cada componente 5 Pies
- Delta T en Producción 10°F
- Delta T en distribución 10°F

Dimensionamiento de Tuberías

Para el dimensionamiento de las tuberías de agua helada es necesario tomar en consideración dos criterios fundamentales:

– Velocidad

– Caída de presión

Hay que tener en cuenta que la velocidad del agua en las tuberías no debe exceder en ningún caso los 8 pfs, esta recomendación es para evitar el excesivo ruido y erosión en las tuberías, en la Tabla 16, se encuentran las velocidades máximas permitidas dependiendo del tipo de aplicación.

TABLA 16

VALOCIDAD DE AGUA BASADA EN EL TIPO DE SERVICIO

VELOCIDAD DE AGUA BASADA EN EL TIPO DE SERVICIO		
Tipo de Servicio	Velocidad, fps	referencia
General Service	4 to 10	a, b, c
City Water	3 to 7	a, b
	2 to 5	c
Boiler Feed	5 to 15	a, c
Pumpm suction and drain lines	4 to 7	a, b

a. Crane Co. (1976) b. Carrier (1960) c. Grinnell Company (1951)

En la Tabla 17, se muestra la velocidad máxima recomendada dependiendo de las horas de trabajo anuales.

TABLA 17
VELOCIDAD MÁXIMA DEL AGUA PARA UNA MÍNIMA EROSIÓN

VELOCIDAD MAXIMA DEL AGUA PARA UNA MÍNIMA EROSIÓN	
Operación Normal h/yr	Velocidad del Agua fps
1500	25
2000	24
3000	13
4000	12
6000	10

Fuente, Carrier/1960)

Con los datos de caudal de 2900 gpm y velocidad máxima de 8 fps de agua se utiliza la figura 3.4, para seleccionar el diámetro de tubería y pérdidas de fricción.

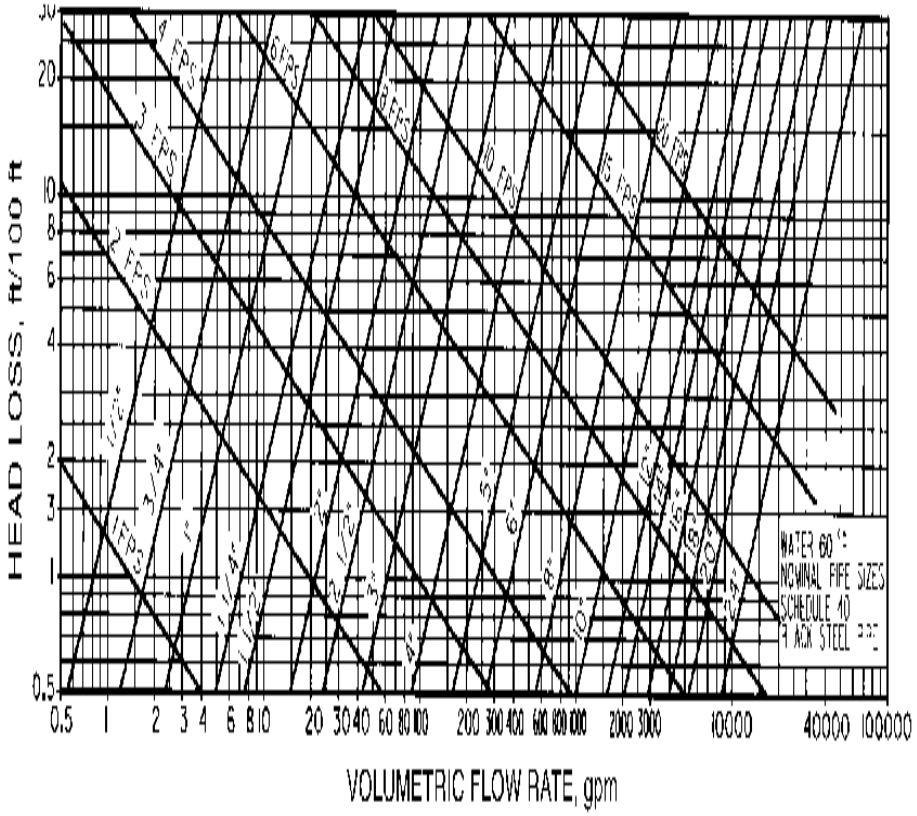


FIGURA 3.10 PÉRDIDAS POR FRICCIÓN Y DIÁMETRO DE TUBERÍAS PARA ACERO NEGRO CÉDULA 40

En la figura 3.10 para tubería de acero negro, cédula 40, se determina los diámetros de las correspondientes tuberías, las pérdidas por fricción equivalentes a 100ft, la tabla 18 muestra los resultados de esta selección.

TABLA 18

RESULTADOS DIMENSIONES DE TUBERÍA

RESULTADOS DIMENSIONES DE TUBERÍA				
Sistema	**GPM**	**Velocidad max.**	**Diámetro de tubería**	**Pérdidas por fricción**
Suministro de Agua helada(chillers)	2900	7.9 fps	12 pulg	3 ft/100ft
Retorno de Agua Helada(chillers)	2900	7.9 fps	12 pulg	3 ft/100ft
Ramal Turbinas Allison	1590	6,3 fps	10 pulg	1.3 ft/100ft
Ramal Turbinas solar	1310	6,3 fps	10 pulg	0,7 ft/100ft
Serpentines de enfriamiento Avon	179	6 fps	4 pulg	3,1 ft/100ft
Serpentines de enfriamiento solar	159	6 fps	3 pulg	5 ft/100ft
Serpentines de enfriamiento Allison	113	4 fps	3 pulg	2,1 ft/100ft
Succión Chillers	720	7.8 fps	6 pulg	3,5 ft/100ft
Retorno Chillers	720	7.8 fps	6 pulg	3,5 ft/100ft

Juntas de Expansión

Cualquier línea de tuberías que está sujeta a cambio de temperatura se expande y se contrae, y para absorber estos cambios se utilizará juntas de expansión del tipo de caucho.

Este tipo de juntas es acoplado para absorber la contracción y expansión del sistema de tuberías y estas son principalmente usada

como conectores flexibles con el equipo para aislar sonidos y vibración, y eliminar esfuerzos en conexiones en un equipo;

Se usarán juntas de expansión de Neopreno del tipo de diseño de arco con uniones bridadas capaces de soportar una presión máxima de 200 psi, para ser colocadas a la succión y descarga de las bombas y en la entrada y salida del evaporador.

Codos y Tees

Se instalarán codos (de radio largo) y tees de acero que cumplan norma ASTM preparados para acoples grooved, que soporten una presión máxima de trabajo de 150 PSI.

Válvulas

Válvulas de compuerta serán colocadas principalmente en la succión y descarga de las bombas de recirculación y a la entrada y salida del evaporador con el propósito de aislar dichos equipos; deben ser con cuerpo y partes húmedas de bronce, bridadas para una presión de trabajo de 150 PSI para agua.

Válvulas Cheque se utilizarán en la descarga de las bombas y se utilizarán válvulas de bronce del tipo oscilante con asientos removibles y uniones bridadas.

Para regulación de flujo se utilizarán válvulas de Globo, con cuerpo y partes húmedas de bronce ASTM B 61 con uniones bridadas

Filtros

Los filtros serán usados en la línea de succión de la bomba, y a la entrada de la válvula de control. Para la protección de la bomba, el filtro no debe ser menor a 40 mallas y debe ser de bronce; Se instalarán filtros de coladera del tipo de canasta simple y sus características se citan a continuación:

Especificaciones de Tuberías y Accesorios

Las diferentes tuberías a utilizarse en el proyecto deben regirse a las siguientes especificaciones:

Tuberías

TABLA 19

ESPECIFIACIÓN PARA TUBERÍA DE DIÁMETRO NOMINAL 2" A 6"

TABLA XVIII, Especificación para Tubería de Diámetro nominal 2" a 6"	
Material	Acero Negro
Tipo	Peso Estándar
Especificaciones	ASTM A53
Fabricación	Sin costura, o con costura de soldadura por fusión eléctrica (Butt Weld)
Presión de Trabajo	150 psi para agua

TABLA 20

ESPECIFICACÓN PARA TUBERÍA DE DIÁMETRO NOMINAL MAYOR A 6"

TABLA XIX, Especificación para Tubería de Diámetro nominal mayor a 6"	
Material	Acero Negro
Tipo	Peso Estándar
Especificaciones	ASTM A53
Fabricación	Sin costura, o con costura de soldadura por fusión eléctrica (Butt Weld)
Presión de Trabajo	250 psi para agua

Uniones.

TABLA 21

ESPECIFICACIÓN PARA UNIONES DE 21/2" EN ADELANTE

TABLA XX, Especificación para Uniones de 21/2" en adelante	
Material	Acero al Carbono
Tipo	Peso Estándar
Especificaciones	ASTM A234 Grado A o B según ASA B16.9
Empaques	Cemento Asbestos de 1/16" de espesor o similar
Tipo	Para soldar a Tope
Presión de Trabajo	150 psi para agua

Accesorios

TABLA 22

ESPECIFICACIÓN PARA ACCESORIOS DE ¼ " A 2"

Especificación para Accesorios de ¼" a 2"	
Material	Hierro maleable
Tipo	Peso Estándar
Especificaciones	ASTM A197 ASA B16.3
Tipo de Junta	Roscado Hembra
Tipo de Rosca	Estándar americana
Presión de Trabajo	150 psi para agua

TABLA 23

ESPECIFICACIÓN ÀRA ACCESORIOS MAYOR A 2”

Especificación para Accesorios mayor a 2”	
Material	Hierro Fundido
Tipo	Peso Estándar
Especificaciones	ASTM A197 ASA B16.5
Tipo	Brida soldada a accesorios empernada a la gemela
Empaques	Cemento asbesto de 1/16” de espesor o similar
Presión de Trabajo	150 psi para agua

Bridas

TABLA 24

ESPECIFICACIÓN ÀRA ACCESORIOS MAYOR A 2”

Especificación para Accesorios mayor a 2”	
Material	Acero Forjado
Tipo	Peso Estándar
Especificaciones	ASTM A181 Grado 1 ASA B16.1
Tipo de Junta	con cuello para soldar y junta en la cara de contacto.
Presión de Trabajo	150 psi para agua

En aquellos sitios donde sea necesario emplear otro tipo de brida por razones de espacio, podrá usar (slip-on) de la clase ASA 150 Lb., de acero forjado ASTM A 181, GRADO I, con junta en la cara de contacto. El estándar dimensional será ASA B 16.5

Neplos

TABLA 25

ESPECIFICACIÓN PARA DIÁMETRO NOMINAL DE ¼" A 2"

Especificación para diámetro nominal de ¼" a 2"	
Material	Acero Negro
Tipo	Peso Estándar
Especificaciones	ASTM A120
Tipo de Junta	Roscada Macho
Tipo de Rosca	Estándar americana
Presión de Trabajo	150 psi para agua

Válvulas o Llaves de Paso

TABLA 26

ESPECIFICACIÓN PARA DIÁMETRO NOMINAL DE ¼" A 2"

Especificación para diámetro nominal de ¼" a 2"	
Material	Bronces
Tipo	Compuerta de cuña separable o sólida
Uniones	Roscada hembra
Casquete o bonete	Roscado
Presión de Trabajo	150 psi para agua

TABLA 27

ESPECIFICACIÓN PARA DIÁMETRO NOMINAL MAYOR A 2”

Especificación para diámetro nominal mayor a 2”	
Material	Cuerpo de Hierro montado en bronce
Tipo	Compuerta de cuña sólida de bronce
Uniones	Bridas para mayor a 2”
Vástago	Ascendente
Casquete o bonete	Empernado
Presión de Trabajo	150 psi para agua

Válvulas de Contra Flujo o “Check”

TABLA 28

ESPECIFICACIÓN PARA DIÁMETRO NOMINAL MAYOR A 2”

Especificación para diámetro nominal mayor a 2”	
Material	Cuerpo de Hierro montado en bronce
Tipo	Compuerta de disco Balanceante
Uniones	Bridas para mayor a 2”
Presión de Trabajo	150 psi para agua

Aislamiento

TABLA 29

ESPECIFICACIÓN PARA DIÁMETRO NOMINAL DE ¼ 1 3”

Especificación para diámetro nominal de ¼” a 3”	
Material	Poliuretano Expandido al 30%
Espesor	2”
Color	Amarillo
Conductividad a 0°C	0.054 W/m.K
Temperatura de Uso	-40 a 105 °C
Pintura	No Aplica
Recubrimiento	Camisa de Aluminio 0,7 mm de espesor min.

TABLA 30

ESPECIFICACIÓN PARA DIÁMETRO NOMINAL MAYOR A 3”

Especificación para diámetro nominal mayor a 3”	
Material	Poliuretano Expandido al 30%
Espesor	21/2”
Color	Amarillo
Conductividad a 0°C	0.054 W/m.K
Temperatura de Uso	-40 a 105 °C
Pintura	No Aplica
Recubrimiento	Camisa de Aluminio 0,7 mm de espesor min.

Nota: El aislamiento de tuberías y accesorios será hermético para evitar goteo por condensación, en las líneas de conducción de agua helada.

Todas las válvulas y accesorios deberán ser también aislados.

En los cruces de tuberías en juntas de construcción se instalarán juntas flexibles con aislamiento.

SOPORTES PARA TUBERÍAS

Soportes Para Tuberías Horizontales

Se fabricarán, de acuerdo a lo que se indica en los planos, soportes para tuberías horizontales construidos en platina de acero estructural al carbono y podrán ser preparados en obra, siempre y cuando se utilicen las herramientas adecuadas.

Todos los soportes serán GALVANIZADOS.

La varilla lisa será de acero estructural al carbono y tendrá rosca según la norma ANSI B 1.1 de la serie U.N.C.

Los pernos y tuercas serán de acero al carbono, hexagonales con rosca Standard Americano con igual número de hilos por pulgada al de las varillas, según el detalle indicado a continuación:

TABLA 31
ESPECIFICACIONES DE PERNOS Y TURCAS

ESPECIFICACIONES DE PERNOS Y TURCAS	
Diámetro Nominal	Hilos / Pulgada
3/8”	16
1/2”	13
5/8”	11
3/4”	10

La fijación del soporte a la losa se hará con pernos expandibles de acero al carbono, de acuerdo a lo que se indica en los planos.

Soportes Para Tuberías Verticales

Se fabricarán, de acuerdo a lo que se indica en los planos, soportes para tubería vertical de platinas de acero estructural al carbono y

podrán ser preparados en obra, siempre y cuando se utilicen las herramientas adecuadas.

Todos los soportes serán GALVANIZADOS.

Los pernos y tuercas serán de acero al carbono, hexagonales con rosca Standard Americano ANSI B 1.1 de la serie U.N.C. con el siguiente número de hilos por pulgada.

TABLA 32
ESPECIFICACIONES DE PERNOS Y TURCAS

ESPECIFICACIONES DE PERNOS Y TURCAS	
Diámetro Nominal	Hilos / Pulgada
3/8”	16
1/2”	13
5/8”	11
3/4”	10

La fijación del soporte a la losa, se hará con pernos expansibles de acero al carbono, de acuerdo a lo que se indica en los planos.

El acabado se lo realizará mediante una limpieza con disolvente de grasas y eliminación de escorias, dos capas de pintura anticorrosiva y una capa de esmalte de acabado.

Separación entre Soportes

La separación entre soportes de tubería, para los tramos rectos, será de acuerdo a lo indicado en el cuadro posterior, con las siguientes excepciones:

Se ubicarán soportes en los puntos donde exista cambio de dirección, antes y después de un accesorio, separados una distancia equivalente al 50% de lo indicado en el cuadro.

En los puntos en donde exista una válvula u otro dispositivo, se recomienda instalar un colgador que soporte el peso del accesorio, de tal manera que la tubería no se vea afectada.

TABLA 33

ESPECIFICACIONES SEPARACIÓN DE SOPOPRTES

ESPECIFICACIONES SEPARACIÓN DE SOPORTES	
Diámetro (pulg.)	**Separación (m.)**
Hasta 1 1/4”	2.10
1 1/2”	2.70
2”	3.00
2 1/2”	3.30
3”	3.60
4”	4.20
6”	5.10
8”	5.80

Tanque De Expansión

Se usará un tanque de expansión del tipo cerrado con interfaces aire – agua, ubicada del lado de la succión del sistema de bombeo. ASME ha metodizado el cálculo y utiliza la siguiente fórmula para determinar la capacidad del tanque:

$$Vt = Vs * \frac{\frac{v_2}{p_0} - \frac{v_1}{P_1} - 1 - 3\alpha\Delta t}{\frac{}{P_2}} \qquad (48)$$

$\mathbf{v_2}$: Volumen específico del agua a la temperatura alta (95°F)

$\mathbf{v_1}$: Volumen específico del agua a la temperatura baja (44°F)

$\mathbf{P_1}$: Prisión a la temperatura baja

$\mathbf{P_2}$: Prisión a la temperatura alta.

$\mathbf{P_0}$: Prisión atmosférica.

$\mathbf{V_s}$: Volumen del sistema

$\boldsymbol{\alpha}$: Coeficiente lineal de expansión térmica

Entonces el volumen del tanque de expansión para el circuito de agua helada será:

$$\boldsymbol{Vt = 11782 * \frac{\frac{0{,}01612}{14{,}7} - \frac{0{,}01602}{24{,}7} - 1 - 3(6{,}3E{-}6)(10)}{\frac{14{,}7}{33{,}18}}} \qquad (49)$$

$$\boldsymbol{Vt = 468 \text{ galones}}$$

Separador de Aire

Un separador de aire se instalará a la salida del tanque de expansión al ingreso de las bombas, el mismo que será de diámetro de conexión 8”

Diseño Asistido por Computadora

Otra Manera de diseñar este sistema hidráulico de agua helada es con la ayuda del mismo programa, con los datos obtenidos anteriormente de gpm en cada manejadora de las turbinas y

diámetros de tubería se puede ingresar estos datos y calcular las pérdidas de cabezal para la selección de bombas además se puede realizar el diseño en mayor detalle añadiendo accesorios como medidores de flujo, de temperatura, de presión. A continuación se muestra el diseño realizado en TacoNet 7.0 y los resultados obtenidos.

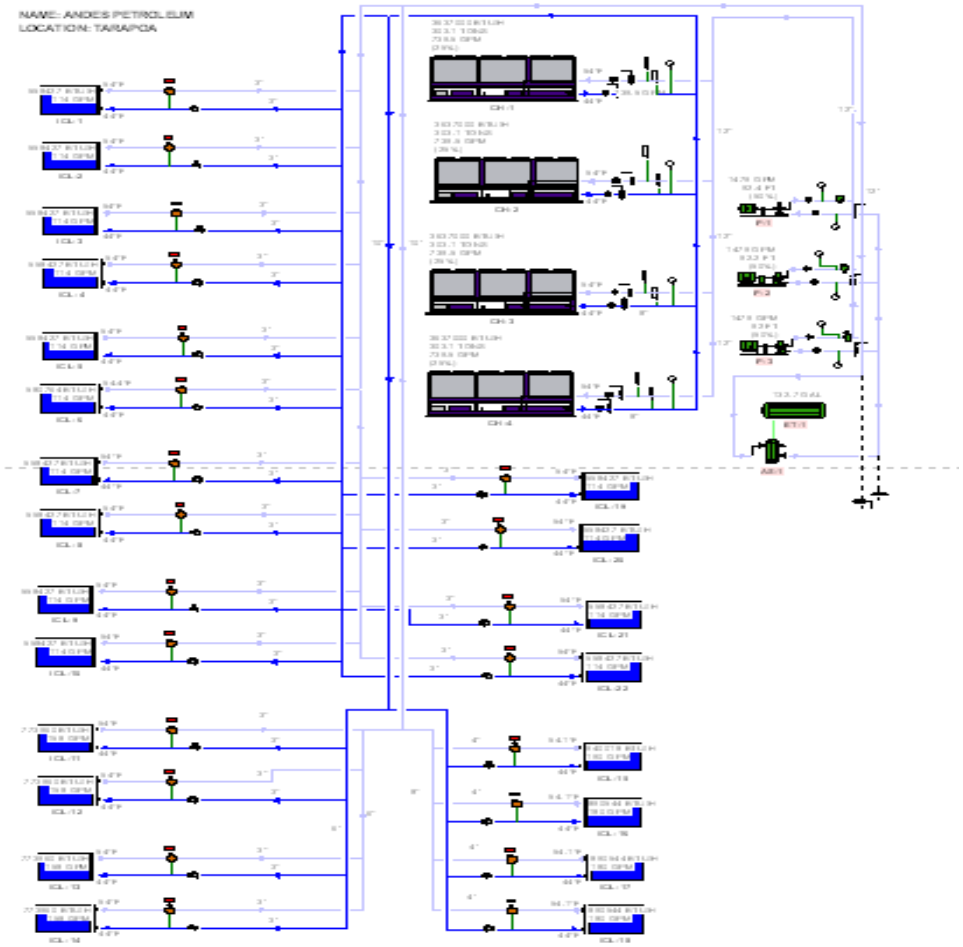


FIGURA 3.11, DISEÑO DEL SISTEMA DISTRIBUCIÓN DE AGUA HELADA

La figura 3.11 muestra el diseño realizado en el sistema de distribución de agua helada, se han colocado válvulas de 3 vías en cada entrada de los serpentines en las turbinas y su respectiva válvula de balanceo, se seleccionaron válvulas de tres vías ya que el sistema seleccionado es de caudal constante, además de esto se añadieron los datos de gpm en cada serpentín, se agregaron medidores de presión, etc. Se colocaron las bombas con una válvula multipropósito, el tanque de expansión y el separador de aire.

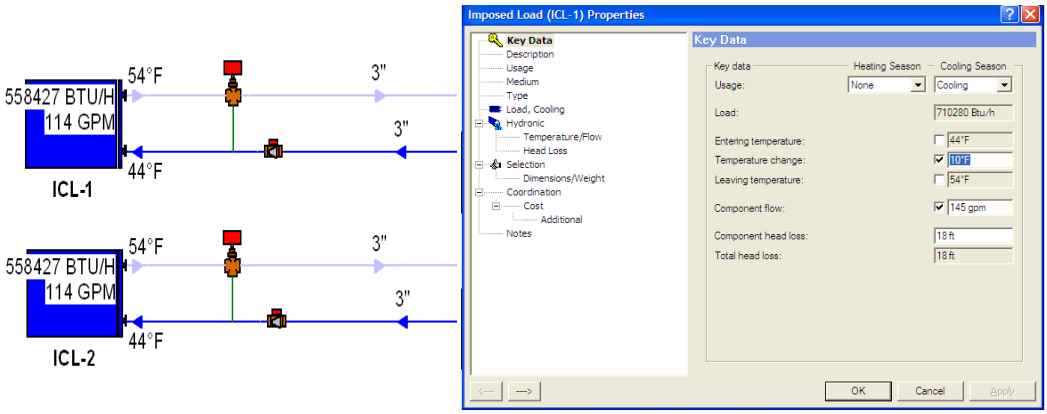


FIGURA 3.12, DISEÑO EN SERPENTINES DE ENFRIAMIENTO E INGRESO DE DATOS

Cada Turbina a gas tiene sus serpentines de enfriamiento y para ello se a colocado una válvula de control de tres vías y una válvula de

balanceo, se muestra también la pantalla de ingreso de los respectivos datos, como lo son caudal de agua y el delta temperatura de la misma.

Una vez ingresado los datos de diámetros de tubería, y accesorios en el diseño se puede utilizar la herramienta de cálculo del software para obtener los respectivos resultados.

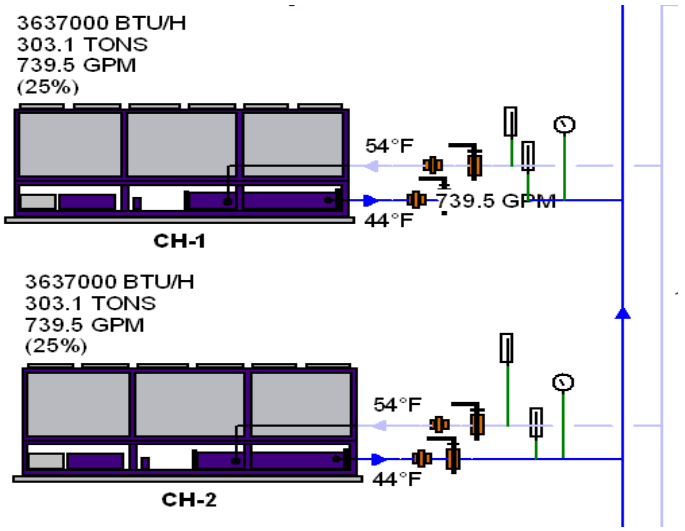


FIGURA 3.13, RESULTADOS PARA LA SELECCIÓN DEL ENFRIADOR DE LÍQUIDO

El resultado de carga para el chiller es de 303.1TONS de refrigeración con 739.5 gpm, trabajando al 25%, los resultados son los mismo que ya se ha determinado anteriormente con el respectivo cálculo.

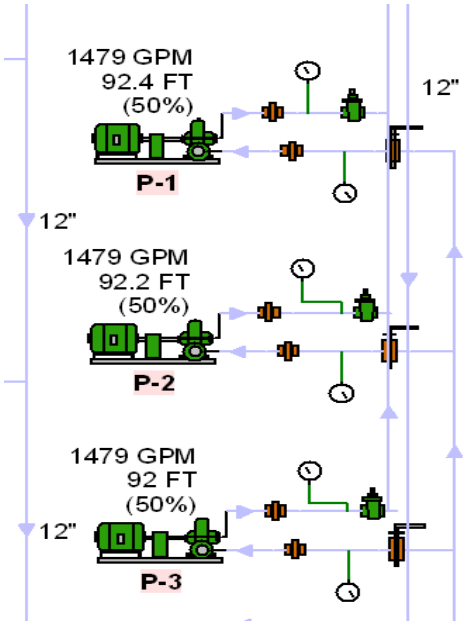


FIGURA 3.14, RESULTADOS PARA SELECCIÓN DE BOMBAS

En la selección de bombas se decidió colocar 3 bombas trabajando al 50% de capacidad cada una, los resultado con la ayuda del software son de 1479 gpm, con 92 Ft de agua de pérdidas de fricción, comprobándose los resultados obtenidos anteriormente para la selección de 1500 gpm y 100 Ft de agua.

Con este software se comprobó los resultados obtenidos anteriormente en la selección de tuberías y accesorios en el sistema de distribución de agua helada.

CAPÍTULO 4

4. AUTOMATIZACION E INTEGRACION DE HVAC-TURBINAS

La automatización del sistema de enfriamiento de aire de las turbinas a gas BAS (Building Automation System) es fundamental para el correcto funcionamiento y para alcanzar el máximo desempeño del sistema de agua helada.

Un Building Automation System tiene los siguientes beneficios:

– Control automático de funciones del edificio, como encendido de equipos por horario.

– Integra funciones de diferentes sistemas, como la evacuación de humos.

– Provee de medios para tener registros históricos,

– Provee de medios para mejor utilización de los recursos de los clientes y reducir sus costos operativos.

– Los BAS de estos días son escalables. Un BAS en realidad puede comenzar con un termostato programable y crecer desde este punto.

El sistema BAS consiste fundamentalmente de los siguientes componentes:

– **Controladores de aplicación especifica,** Especifica por que controlan aplicaciones en específico, como una caja terminal de volumen variable, manejadoras de aire, enfriadoras o control de iluminación. O como se llaman comúnmente controladores de campo.

– **Controladores Supervisores,** a los que les reportan los controladores de campo. Estos supervisores tienen funciones como la asignación de horarios, decisiones lógicas, compartición de señales y análisis de eventos (alarmas).

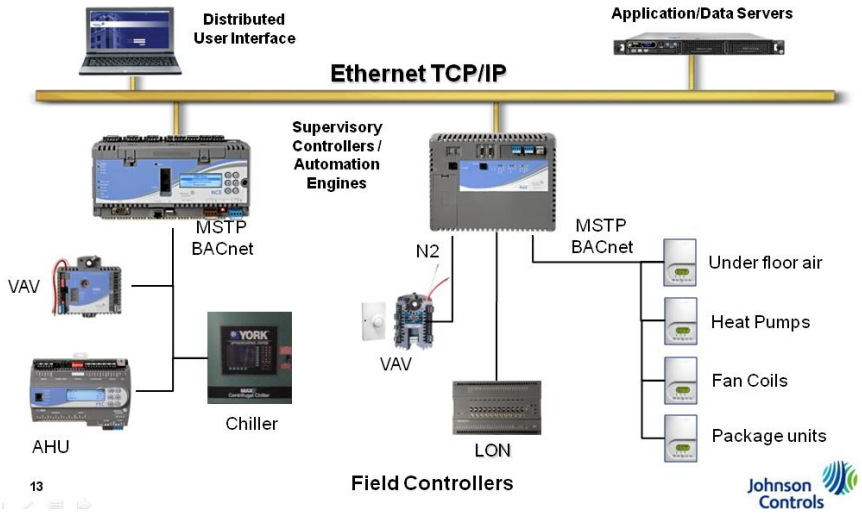


FIGURA 4.1, COMPONENTES DEL BAS

El sistema BAS de Johnson controls permite diseñar y seleccionar el sistema de control para este proyecto, a continuación se muestra en detalle el diseño y controles necesarios en el proyecto.

4.1 Controles HVAC

Para la selección de los controladores a utilizar se necesita conocer la cantidad de equipos a automatizar y las necesidades de los clientes, en este caso se trata de controlar un sistema de agua helada con chillers enfriados por aire, y lo principal es regular el suministro de agua a los serpentines de enfriamiento para así asegurar que la temperatura de entrada del aire a las turbinas es la deseada.

En el sistema BAS, se puede monitorear y controlar toda la planta de agua helada, programar el horario de encendido, consumos energéticos, y observas las correspondientes alarmas si existieran.

Sistema De Gestión Centralizado

Para un funcionamiento óptimo de las instalaciones de caudal Constante en primario, se debe de contar con un Sistema de Gestión Centralizado robusto y avanzado, capaz de realizar las siguientes funciones:

– Control de la presión diferencial entre la entrada y la salida de cada evaporador de las máquinas.

– Medida de caudales de agua en evaporadores.

– Control de la apertura y cierre de las válvulas de aislamiento de las enfriadoras, coordinados con el arranque y paro de las máquinas, para evitar que se produzcan disparidades (compresor al 100% de capacidad con caudal de agua mínimo, situación que podría dañar el evaporador de la máquina). Sincronización de éstas acciones para coordinarlas con la variación de capacidad del equipo.

La gestión conjunta de la instalación aportará las siguientes ventajas:

– Mayor facilidad en la conducción de la instalación, a través de un acceso homogéneo a la información (alarmas, históricos, tendencias, etc.) y mediante unos protocolos de actuación homogéneos.

– Mayor seguridad: Almacenamiento seguro de la información, actuaciones ante eventualidades especiales, gestión correcta de alarmas, etc.

– Mayor control de la interacción entre procesos, por ejemplo en la gestión de la secuencia de enfriadoras, mediante el análisis de los puntos de funcionamiento óptimos de las máquinas, para posicionar en cada momento la instalación al completo en el punto de mayor rendimiento.

Para asegurar su éxito y ratificar los resultados, se necesita de un Sistema de Gestión capaz de:

– Controlar que cada elemento de la instalación trabaje en el punto de su máximo rendimiento.

– Controlar que el funcionamiento se da durante el tiempo que sea preciso.

– Gestión global de consumos del conjunto de la instalación, optimizando arranques y paradas de equipos.

– Auditoria de eficiencia de funcionamiento de los equipos, demostrando con ella los ahorros prometidos al usuario.

– Gestión del mantenimiento y conducción de la instalación

Encaminado a la reducción de paradas de la instalación no programadas, reducción de los costes de mantenimiento y operación, extensión de la vida de los equipos, etc.

Sistema de Control Planta de Agua Helada

Para el control de la planta de agua helada, se diseño un control con los principales puntos como lo son, comando de encendido de las bombas y estatus de las mismas, temperatura de suministro y retorno del agua helada del sistema, encendido y estatus de los chillers, temperatura y humedad del aire exterior. La Figura 4.2, corresponde al diagrama de control de la planta de agua helada.

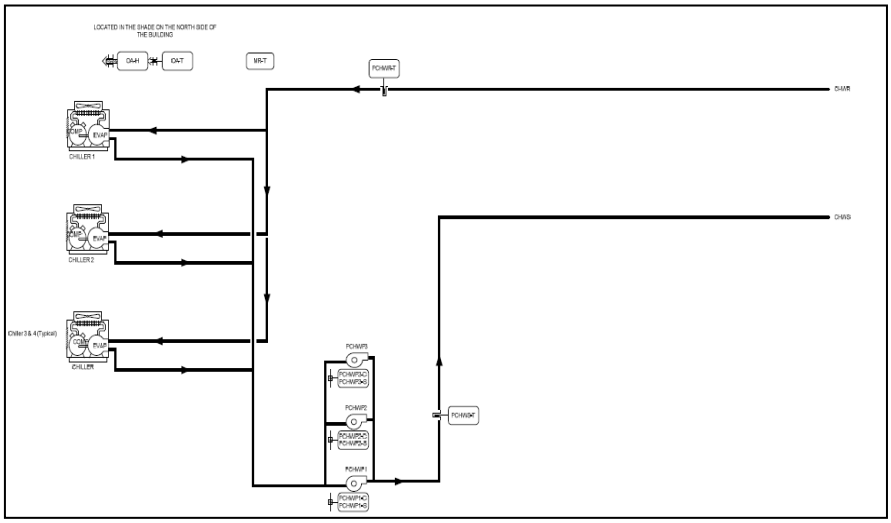


FIGURA 4.2, DIAGRAMA DE CONTROL PLANTA DE AGUA HELADA

Materiales Sistema de Control Planta de Agua Helada

TABLA 34

MATERIALES SISTEMA DE CONTROL PLANTA DE AGUA HELADA

MATERIALES SISTEMA DE CONTROL PLANTA DE AGUA HELADA				
Tag	**Tipo**	**Cant.**	**Modelo**	**Descripción**
CHWS		**PLANTA DE ENFRIAMIENTO DE AGUA**		
CHx-EN	Field	4	RH2B-UAC24-L	DPDT,10A,HC=24VAC
CHx-EN	Field	4	SH2B-05	DPDT RELAY BASE FOR RH2B
OA-H	Field	1	HE-6703-0N0GO	HUM SENS OUTDOOR ,0-10V,3%RH
OA-T	Field	1	TE-6313-P1	SENSOR, T-NI,0.1%,3 IN OAT
PCHWPx-C,-S	Field	3	CSD-SAE1-1	SLD/ADJ LED 1A W/RLY
PCHWR-T	Field	1	TE-6300W-102	T-WELL 6" SS DIRECT MNT
PCHWR-T	Field	1	TE-631AM-2	WELL TEMP SEN 6" 1K NI
PCHWS-T	Field	1	TE-6300W-102	T-WELL 6" SS DIRECT MNT
PCHWS-T	Field	1	TE-631AM-2	WELL TEMP SEN 6" 1K NI
CONTROLLER	Panel	1	MS-NCE2566-0	NCE, 33PTS, MSTP, DISPLY
POWER	Panel	1	Y64T15-0	TRANSFORMER UL CLASS 2
UPS	Panel	1	PSH550-UPS	ENCLOSED UPS INTERFACE

Secuencia de Control

SYSTEM ENABLE: El sistema de refrigeración se iniciará automáticamente cuando el SYSTEM ENABLE está "ON". Cuando el SYSTEM ENABLE está en "OFF", el sistema de refrigeración se puede desactivar.

CHILLER CONTROL: Este sistema consta de cuatro CHILLERS. Los enfriadores deben ser controlados a través de sus propios controles internos para mantener una temperatura suministro de agua helada. Cada chiller permanecerá en estado de ON o OFF mantener el setpoint del diferencial entre la temperatura de suministro y retorno de agua helada.

CHILLER WATER PUMP CONTROL: cuando está activado, una bomba para cada enfriadora se iniciará. Cuando el chiller se comando en OFF, la bomba seguirá funcionando durante un corto tiempo para que el equipo no sufra problemas. Si el Status de la Bomba no coincide con el Comando, una alarma será generada y la bomba se detendrá. Ante la pérdida de estatus, la bomba reiniciará después del restablecimiento del sistema sea activado.

PUNTOS ADICIONALES SUPERVISADOS POR EL FMS:

Chiller status (CHN-S)

Temperatura del aire exterior (OA-T)

Humedad del aire exterior (OA-H)

Temperatura ambiente cuarto mecánico (MR-T)

Sistema de Control Turbinas A Gas

Para el control en las turbinas Gas de igual manera a lo realizado en el control de los chillers es necesario conocer los requerimientos y condiciones de control, para ello se analiza el sistema y se necesita lo siguiente:

Control de las válvulas de tres vías de agua helada, temperatura de entrada y salida del agua a los serpentines de enfriamiento, temperatura y humedad de entrada del aire a la turbina, temperatura y humedad del aire exterior, estos serían los parámetros principales a controlar, en la figura 4.3, se muestra el diagrama de control de las turbinas a gas.

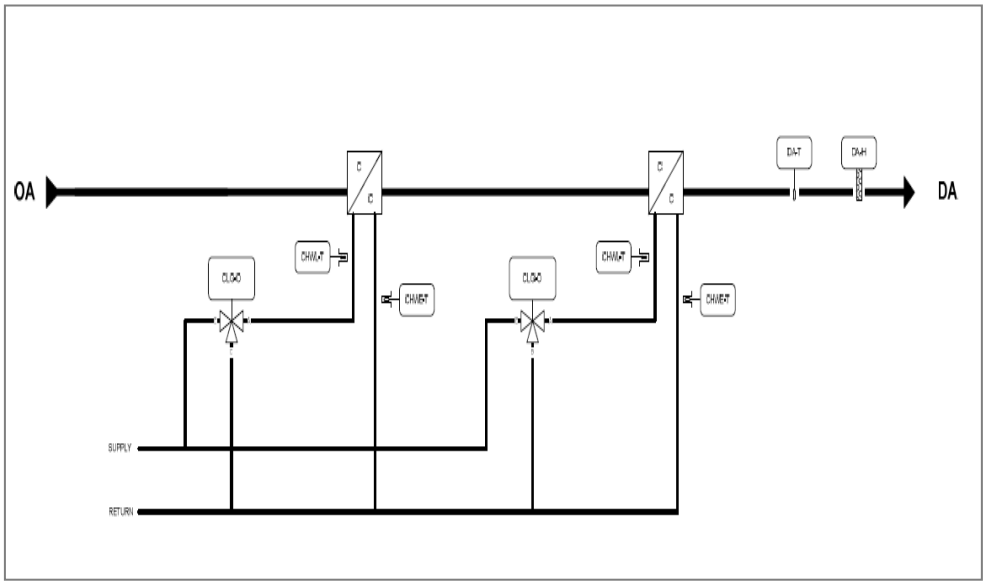


FIGURA 4.3, DIAGRAMA DE CONTROL MANEJADORA DE TURBINAS

TABLA 35

MATERIALES DE CONTROL TURBINAS A GAS

MATERIALES SISTEMA DE CONTROL TURBINAS A GAS				
Tag	**Tipo**	**Cant.**	**Modelo**	**Descripcion**
TURB		**ENFRIAMIENTO TURBINAS A GAS**		
	Field	4	M9000-340	FOR VG1000 BALL VALVES, WITH M9210/M9920
CLG-O	Field	4	VG18A5GU+92NGGA	3W 2,5CV117 M9220-GGA-3
DA-T	Field	1	TE-6311M-1	8" 1000 OHM NI DUCT TEMP
DA-H	Field	1	HT-6703-0N00P	HUMIDITY TRNSMTR DUCT MT
CHWL-T	Field	1	TE-6300W-102	T-WELL 6" SS DIRECT MNT
CHWL-T	Field	1	TE-631AM-2	TEMP SEN 6" 1K NI
CHWE-T	Field	1	TE-6300W-102	T-WELL 6" SS DIRECT MNT
CHWE-T	Field	1	TE-631AM-2	TEMP SEN 6" 1K NI
PFILT-S	Field	1	P32AC-2C	DIFF AIR PRESSURE SWITCH;
PFILT-S	Field	1	FTG18A-600R	REMOTE MTD PROBE
POWER	Panel	1	Y64T15-0	TRANSFORMER UL CLASS 2
PANEL	Panel	1	PAKG00001AH0	FEC2611-0 PNL IN A 20 X 24 X 6-5/8 ENCLOSURE, EXTR

PLANOS Y ESPECIFICACIONES DEL SISTEMA DE CONTROL

Mini Catálogo de Materiales

El correspondiente Catálogo de los materiales a utilizar en el sistema de control de la planta de agua helada y Turbinas a Gas se muestra en el apéndice D.

Diagrama de Comunicación

El diagrama de comunicación corresponde a la estructura del sistema de control, los controladores de campos están en una sola red de comunicación BACnet, esta red termina en un controlador principal el cual se integra al ADS principal por medio de una red Ethernet, con el fin de obtener acceso al monitoreo y control de todo el sistema de control, el diagrama de comunicación corresponde al apéndice I.

Planos del Sistema de Control

En estos planos se diseño la red de control y comunicación a lo largo de todos los equipos, en cada turbina se instalará un panel independiente con su controlador de campo, los cables de comunicación y control están instalados en canaletas metálicas

como se muestra en los planos, se utilizarán cables de calibre detallado en el diseño. En el cuarto de Control se instalará un panel con el controlador principal. Los detalles de este diseño se muestran en el apéndice L, plano 2.

CAPÍTULO 5

5. ANÁLISIS ECONÓMICO DE LA OPTIMIZACIÓN DE ENERGÍA EN EL ENFRIAMIENTO DEL AIRE DE TURBINAS A GAS

A continuación se presentan los costos del sistema de Agua Helada Y control para el enfriamiento de aire de entrada a las turbinas a gas.

Presupuesto Sistema de Agua Helada.

TABLA 36

PRESUPUESTO SISTEMA DE AGUA HELADA

PRESUPUESTO SISTEMA DE AGUA HELADA			
	Cantidad	**Precio Unitario**	**Precio Total**
Materiales y Mano de Obra	1	$ 1,043.711.75	$ 1,043.711.75
Mano de Obra Civil	1	$ 55.809,00	$ 55.809,00
Mantenimiento Anual	1	$ 54,976.04	$ 54,976.04
		TOTAL	$ 1,154,496.79

Este presupuesto presentado corresponde al Costo de los Equipos de Agua helada y la mano de obra que conlleva la instalación de los

mismos; se ha agregado la mano de obra civil, que se refiere a la infraestructura de la casa de bombas, cementaciones, etc. Además, se determinó el valor del mantenimiento anual del sistema, dando un valor de $ 1154.496.79.

Presupuesto Sistema de Control.

TABLA 37

PRESUPUESTO SISTEMA DE CONTROL

PRESUPUESTO SISTEMA DE CONTROL			
Descripción	**Cantidad**	**Precio Unitario**	**Precio Total**
Planta de Agua Helada	1	$ 5.447,59	$ 5.447,59
Turbinas A Gas	11	$ 2.319,44	$ 25.513,84
Válvulas de Control	1	$ 20.090,18	$ 20.090,18
		TOTAL	$ 51.051,61

En el presupuesto del sistema de control están agregados los valores de instalación de los equipos y sensores del sistema, la programación, el arranque de todos los equipos de control, además está el valor de las válvulas de tres vías automáticas, dando monto de $ 51.051,61.

A continuación se presenta el monto total de añadir el sistema de enfriamiento de aire a la entrada de las turbinas a gas para este proyecto.

TABLA 38

PRESUPUESTO SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AIRE DE TURBINAS A GAS

PRESUPUESTO SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AIRE DE TURBINAS A GAS			
Descripción	**Cantidad**	**Precio Unitario**	**Precio Total**
Sistema de agua Helada	1	$ 1,154,496.79	$ 1,154,496.79
Sistema de Control	1	$ 51.051,61	$ 51.051,61
		SUBTOTAL	$ 1,205,548.40

El costo del sistema de enfriamiento del Aire a la entrada de las turbinas a gas es de $ 1.205,548.40, en este valor está incluida la mano de obra y el mantenimiento anual del sistema. Corresponde a la inversión inicial que se debe realizar para obtener el aumento de la eficiencia en la generación de energía de aproximadamente el 10% del valor actual, como ya se lo analizó en el capítulo 2 de este trabajo, no se incluye el costo de consumo de energía eléctrica, ya que en el análisis realizado el 10% de aumento en la eficiencia corresponde a un aumento neto ya considerado el consumo eléctrico de los equipos. A continuación se realiza un análisis económico de recuperación de la inversión conociendo que el aumento de energía corresponde a 2,48 MW instantáneos que son

repartidos al sistema nacional interconectado, conociendo el valor de energía que se vende al estado de 0,0689 ctvs, se tiene:

TABLA 39

AUMENTO DE LA UTILIDAD CON RESPECTO A LA POTENCIA AUMENTADA

UTILIDAD CON RESPECTO A LA ENERGÍA DESARROLLADA			
Descripción	**KW**	**Valor**	**Precio Anual**
Aumento de Energía	2480	$ 0,0689	$ 1,230,099.84
		TOTAL	$ 1,230,099.84

Al agregar el sistema de enfriamiento del aire a las turbinas a gas se logra aumentar la eficiencia considerablemente del sistema lo que se ha comprobado con estos resultados, dando un aumento de eficiencia representado en dólares de $ 1.230.099,84, y teniendo una inversión de $ 1,205,548.40, lo que quiere decir claramente que la inversión se recupera en menos de una año.

CAPÍTULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

Se diseño un sistema de enfriamiento de aire a la entrada de Turbinas a Gas para la optimización de estas y así logrando aumentar la eficiencia de su potencia aproximadamente al 10%, el incremento de la potencia neta es de 2,41 MW instantáneos, que se repartirán directamente al sistema interconectado nacional.

El sistema de enfriamiento del aire es muy recomendado en este tipo de aplicaciones, especialmente en ciudades donde la humedad relativa no es muy alta, ya que influye directamente en la capacidad de enfriamiento.

El análisis realizado fue para una temperatura ambiente de bulbo seco de 30 grados Celsius y 80% de humedad relativa, pero en las noches la temperatura media es alrededor de los 22 grados Celsius

por lo que el sistema diseñado tendrá una mayor eficiencia en estas horas, esto representa un incremento considerable en la eficiencia de las turbinas pudiendo logra superar los 3 MW de aumento en la potencia nominal.

El sistema de enfriamiento es de tipo Primario Constante, donde se utilizarán válvulas de tres vías en los serpentines de enfriamiento de aire que serán instalados en la succión del compresor de las turbinas a gas.

Se instalarán 1200 toneladas de refrigeración que serán repartidas en 4 enfriadores de líquido de 300 toneladas cada uno de marca York.

Las bombas seleccionas son de tipo verticales, marca Taco, de 60 hp, se seleccionaron 3 bombas de las cuales dos trabajan normalmente, y una en stand by.

En el capítulo 3 se muestran todas las especificaciones de tubería a utilizarse como de los accesorios, que componen el sistema de agua helada.

El sistema de control se encargará de monitorear y controlar el correcto funcionamiento de la planta de agua helada, se realizará un control por temperatura de entrada del aire a las turbinas a gas, regulado el flujo de agua a los serpentines, esta temperatura no debe ser menor a 10 grados para evitar la excesiva condensación y formación de hielo que causaría problemas en los alabes del compresor de las turbinas.

Se instalará un sistema centralizado de monitoreo en la sala principal de la planta, teniendo acceso a todos los datos del sistema de control instalado.

Al haber realizado el análisis económico de este proyecto se determinó que la inversión se recupera en aproximadamente un año, lo que justifica claramente la importancia de utilizar estas tecnologías en la generación de energía mediante turbinas a gas.

6.2 Recomendaciones

Es recomendable utilizar el sistema de enfriamiento de aire en las centrales térmicas que utilicen turbinas a gas para la generación de energía ya que los resultados aquí presentados muestran un

aumento considerable en la potencia, sin embargo este sistema es más eficiente en ciudades donde la humedad relativa no sea muy elevada.

Se recomienda la instalación de todo el sistema de automatización integrado al cuarto de monitoreo de la planta de generación, ya que se podrá tener todo el control del sistema de enfriamiento, pudiendo monitorear los problemas que se presente y tomar las debidas precauciones.

APÉNDICE A

ANÁLISIS DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

TURBINAS SOLAR

PERFORMANCE DATA - TURBINE SOLAR

Desing		
Temp.	20	°C
HR	100	%

Air Flow	31300	CFM

Temp. DB °C	HR %	Ambiente Ke	Ambiente H Btu/lbm	Requiered Inlet °C	New Inlet H Btu/Lbm	Air Flow Lbm/hr	CT Cooling Load TR	Total Cooling Load TR	Absorved Kwe	New CT Kwe	Kwe Increase	Total KWe Increase	Gross %	Net Kwe Increase	Net %
40,00	80,00	3500,00	67,77	20,00	32,42	131460,63	387,22	774,44	908,68	4400,00	900,00	1800,00	25,71	891,32	12,73
	70,00	3500,00	62,13				325,44	650,88	763,70		900,00	1800,00	25,71	1036,30	14,80
	60,00	3500,00	56,57				264,60	529,20	620,93		900,00	1800,00	25,71	1179,07	16,84
	50,00	3500,00	51,10				204,69	409,38	480,34		900,00	1800,00	25,71	1319,66	18,85
	40,00	3500,00	45,72				145,68	291,36	341,86		900,00	1800,00	25,71	1458,14	20,83
	30,00	3500,00	40,41				87,55	175,11	205,46		900,00	1800,00	25,71	1594,54	22,78
35,00	80,00	3800,00	54,84	20,00	32,42	131460,63	245,57	491,15	576,28	4400,00	600,00	1200,00	15,79	623,72	8,21
	70,00	3800,00	50,67				199,92	399,84	469,15		600,00	1200,00	15,79	730,85	9,62
	60,00	3800,00	46,55				154,80	309,59	363,26		600,00	1200,00	15,79	836,74	11,01
	50,00	3800,00	42,48				110,19	220,38	258,58		600,00	1200,00	15,79	941,42	12,39
	40,00	3800,00	38,45				66,09	132,18	155,09		600,00	1200,00	15,79	1044,91	13,75
	30,00	3800,00	34,47				22,49	44,98	52,78		600,00	1200,00	15,79	1147,22	15,10
30,00	80,00	4000,00	44,45	20,00	32,42	131460,63	131,79	263,58	309,27	4400,00	400,00	800,00	10,00	490,73	6,13
	70,00	4000,00	41,38				98,20	196,39	230,43		400,00	800,00	10,00	569,57	7,12
	60,00	4000,00	38,34				64,89	129,78	152,28		400,00	800,00	10,00	647,72	8,10
	50,00	4000,00	35,33				31,87	63,75	74,80		400,00	800,00	10,00	725,20	9,07
	40,00	4000,00	32,34				-0,86	-1,73	-2,02		400,00	800,00	10,00	802,02	10,03

	30,00	4000,00	29,38				-33,32	-66,64	-78,19		400,00	800,00	10,00	878,19	10,98
25,00	80,00	4250,00	36,03	20,00	32,42	131460,63	39,57	79,14	92,86	4400,00	150,00	300,00	3,53	207,14	2,44
	70,00	4250,00	33,79				14,99	29,99	35,19		150,00	300,00	3,53	264,81	3,12
	60,00	4250,00	31,56				-9,42	-18,85	-22,11		150,00	300,00	3,53	322,11	3,79
	50,00	4250,00	29,35				-33,69	-67,37	-79,05		150,00	300,00	3,53	379,05	4,46
	40,00	4250,00	27,14				-57,79	-115,59	-135,63		150,00	300,00	3,53	435,63	5,13
	30,00	4250,00	24,96				-81,75	-163,50	-191,84		150,00	300,00	3,53	491,84	5,79
20,00	80,00	4400,00	29,14	20,00	32,42	131460,63	-35,94	-71,88	-84,34	4400,00	0,00	0,00	0,00	-84,34	-0,96
	70,00	4400,00	27,51				-53,79	-107,57	-126,22		0,00	0,00	0,00	-126,22	-1,43
	60,00	4400,00	25,89				-71,55	-143,09	-167,89		0,00	0,00	0,00	-167,89	-1,91
	50,00	4400,00	24,28				-89,22	-178,44	-209,38		0,00	0,00	0,00	-209,38	-2,38
	40,00	4400,00	22,67				-106,82	-213,63	-250,66		0,00	0,00	0,00	-250,66	-2,85
	30,00	4400,00	21,07				-124,33	-248,66	-291,76		0,00	0,00	0,00	-291,76	-3,32
15,00	80,00	4600,00	23,43	20,00	32,42	131460,63	-98,53	-197,06	-231,22	4400,00	-200,00	-400,00	-4,35	-631,22	-6,86
	70,00	4600,00	22,25				-111,37	-222,74	-261,35		-200,00	-400,00	-4,35	-661,35	-7,19
	60,00	4600,00	21,09				-124,17	-248,33	-291,38		-200,00	-400,00	-4,35	-691,38	-7,51
	50,00	4600,00	19,92				-136,92	-273,84	-321,31		-200,00	-400,00	-4,35	-721,31	-7,84
	40,00	4600,00	18,76				-149,63	-299,26	-351,13		-200,00	-400,00	-4,35	-751,13	-8,16
	30,00	4600,00	17,61				-162,30	-324,59	-380,86		-200,00	-400,00	-4,35	-780,86	-8,49

ANÁLISIS A 1200 TONELADAS DE REFRIGERACIÓN

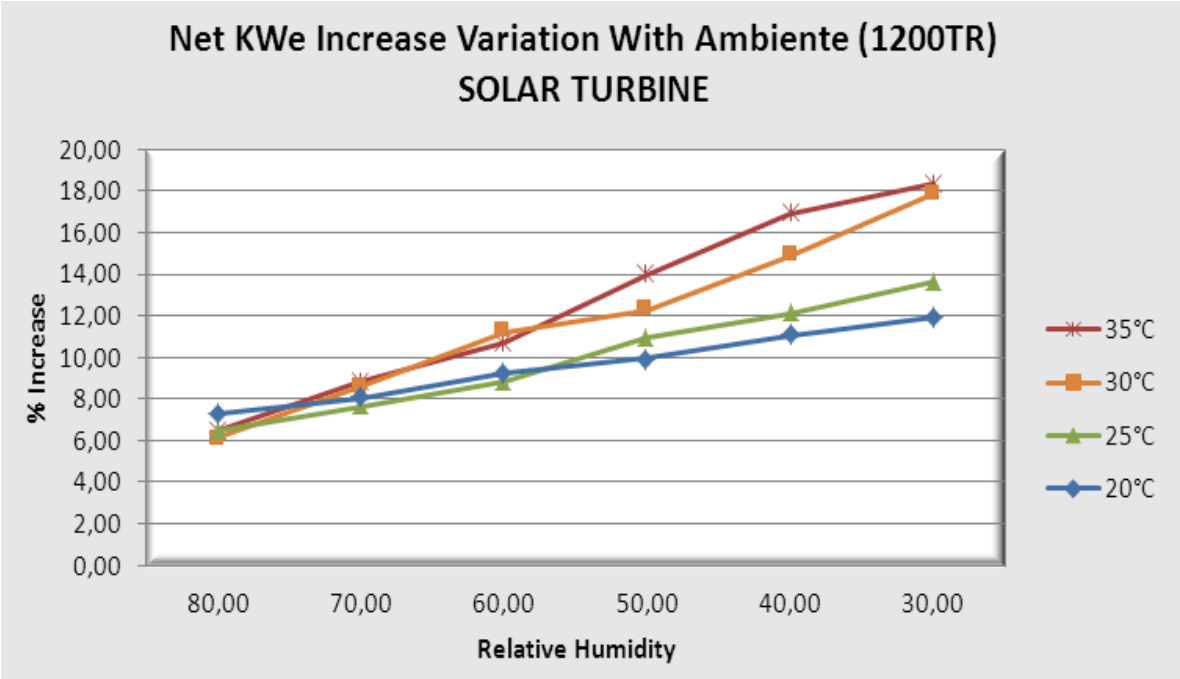
PERFORMANCE DATA - TURBINE SOLAR

Desing	
TR	1200
HR	100 %

Air Flow	31300	CFM

Temp. DB °C	HR %	Ambiente Ke	Ambiente H Btu/lbm	Requiered Inlet °C	New Inlet H Btu/Lbm	Air Flow Lbm/hr	CT Cooling Load TR	Total Cooling Load TR	Absorved Kwe	New CT Kwe	Kwe Increase	Total KWe Increase	Gross %	Net Kwe Increase	Net %
35,00	80,00	3800,00	54,84	26,20	42,79	131460,63	132,01	264,02	309,78	4200,00	400,00	800,00	10,53	490,22	6,45
	70,00	3800,00	50,67	23,90	38,62		132,01	264,02	309,78	4290,00	490,00	980,00	12,89	670,22	8,82
	60,00	3800,00	46,55	21,40	34,53		131,68	263,36	309,01	4360,00	560,00	1120,00	14,74	810,99	10,67
	50,00	3800,00	42,48	18,60	30,43		132,01	264,02	309,78	4486,00	686,00	1372,00	18,05	1062,22	13,98
	40,00	3800,00	38,45	15,55	26,45		131,46	262,92	308,49	4595,00	795,00	1590,00	20,92	1281,51	16,86
	30,00	3800,00	34,47	12,10	22,48		131,35	262,70	308,24	4650,00	850,00	1700,00	22,37	1391,76	18,31
30,00	80,00	4000,00	44,45	20,00	32,42	131460,63	131,79	263,58	309,27	4400,00	400,00	800,00	10,00	490,73	6,13
	70,00	4000,00	41,38	17,80	29,34		131,90	263,80	309,52	4500,00	500,00	1000,00	12,50	690,48	8,63
	60,00	4000,00	38,34	15,40	26,70		127,52	255,03	299,24	4598,00	598,00	1196,00	14,95	896,76	11,21
	50,00	4000,00	35,33	12,90	23,36		131,13	262,26	307,72	4645,00	645,00	1290,00	16,13	982,28	12,28
	40,00	4000,00	32,34	10,00	20,30		131,90	263,80	309,52	4750,00	750,00	1500,00	18,75	1190,48	14,88

	30,00	4000,00	29,38	6,90	17,35		131,79	263,58	309,27	4870,00	870,00	1740,00	21,75	1430,73	17,88
25,00	80,00	4250,00	36,03	13,50	24,03	131460,63	131,46	262,92	308,49	4680,00	430,00	860,00	10,12	551,51	6,49
	70,00	4250,00	33,79	11,40	21,73		106,92	213,84	250,91	4700,00	450,00	900,00	10,59	649,09	7,64
	60,00	4250,00	31,56	9,20	19,51		132,01	264,02	309,78	4780,00	530,00	1060,00	12,47	750,22	8,83
	50,00	4250,00	29,35	6,90	17,35		131,46	262,92	308,49	4870,00	620,00	1240,00	14,59	931,51	10,96
	40,00	4250,00	27,14	4,30	15,11		131,79	263,58	309,27	4920,00	670,00	1340,00	15,76	1030,73	12,13
	30,00	4250,00	24,96	1,50	12,88		132,34	264,67	310,55	4985,00	735,00	1470,00	17,29	1159,45	13,64
20,00	80,00	4400,00	29,14	6,70	17,17	131460,63	131,13	262,26	307,72	4876,00	476,00	952,00	10,82	644,28	7,32
	70,00	4400,00	27,51	4,70	15,44		132,23	264,45	310,29	4908,00	508,00	1016,00	11,55	705,71	8,02
	60,00	4400,00	25,89	2,80	13,89		131,46	262,92	308,49	4960,00	560,00	1120,00	12,73	811,51	9,22
	50,00	4400,00	24,28	0,60	12,20		132,34	264,67	310,55	4993,00	593,00	1186,00	13,48	875,45	9,95
	40,00	4400,00	22,67	-1,50	10,68		131,35	262,70	308,24	5040,00	640,00	1280,00	14,55	971,76	11,04
	30,00	4400,00	21,07	-3,80	9,10		131,13	262,26	307,72	5078,00	678,00	1356,00	15,41	1048,28	11,91



INCREMENTO DE LA POTENCIA EN TURBINAS SOLAR CON LAS CONDICIONES AMBIENTALES

APÉNDICE B

ANÁLISIS DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

TURBINAS ALLISON

PERFORMANCE DATA - TURBINE ALLISON

Desing		
Temp.	20	°C
HR	100	%

Air Flow	22500	CFM

Temp. DB °C	HR %	Ambiente Ke	Ambiente H Btu/lbm	Requiered Inlet °C	New Inlet H Btu/Lbm	Air Flow Lbm/hr	CT Cooling Load TR	Total Cooling Load TR	Absorved Kwe	New CT Kwe	Kwe Increase	Total KWe Increase	Gross %	Net Kwe Increase	Net %
40,00	80,00	1625,00	67,77	20,00	32,42	94500,45	278,35	1948,48	2286,21	2725,00	1100,00	7700,00	67,69	5413,79	47,59
	70,00	1625,00	62,13				233,94	1637,59	1921,44		1100,00	7700,00	67,69	5778,56	50,80
	60,00	1625,00	56,57				190,21	1331,46	1562,25		1100,00	7700,00	67,69	6137,75	53,96
	50,00	1625,00	51,10				147,14	1029,99	1208,52		1100,00	7700,00	67,69	6491,48	57,07
	40,00	1625,00	45,72				104,72	733,05	860,11		1100,00	7700,00	67,69	6839,89	60,13
	30,00	1625,00	40,41				62,94	440,56	516,92		1100,00	7700,00	67,69	7183,08	63,15
35,00	80,00	1900,00	54,84	20,00	32,42	94500,45	176,53	1235,72	1449,91	2725,00	825,00	5775,00	43,42	4325,09	32,52
	70,00	1900,00	50,67				143,71	1006,00	1180,37		825,00	5775,00	43,42	4594,63	34,55
	60,00	1900,00	46,55				111,28	778,93	913,94		825,00	5775,00	43,42	4861,06	36,55
	50,00	1900,00	42,48				79,21	554,46	650,57		825,00	5775,00	43,42	5124,43	38,53
	40,00	1900,00	38,45				47,51	332,56	390,20		825,00	5775,00	43,42	5384,80	40,49
	30,00	1900,00	34,47				16,17	113,17	132,79		825,00	5775,00	43,42	5642,21	42,42
30,00	80,00	2175,00	44,45	20,00	32,42	94500,45	94,74	663,16	778,11	2725,00	550,00	3850,00	25,29	3071,89	20,18
	70,00	2175,00	41,38				70,59	494,12	579,76		550,00	3850,00	25,29	3270,24	21,48
	60,00	2175,00	38,34				46,65	326,53	383,13		550,00	3850,00	25,29	3466,87	22,77
	50,00	2175,00	35,33				22,91	160,38	188,18		550,00	3850,00	25,29	3661,82	24,05
	40,00	2175,00	32,34				-0,62	-4,34	-5,09		550,00	3850,00	25,29	3855,09	25,32

	30,00	2175,00	29,38				-23,95	-167,66	-196,72		550,00	3850,00	25,29	4046,72	26,58
25,00	80,00	2450,00	36,03	20,00	32,42	94500,45	28,45	199,12	233,63	2725,00	275,00	1925,00	11,22	1691,37	9,86
	70,00	2450,00	33,79				10,78	75,45	88,53		275,00	1925,00	11,22	1836,47	10,71
	60,00	2450,00	31,56				-6,77	-47,42	-55,64		275,00	1925,00	11,22	1980,64	11,55
	50,00	2450,00	29,35				-24,22	-169,51	-198,89		275,00	1925,00	11,22	2123,89	12,38
	40,00	2450,00	27,14				-41,55	-290,82	-341,23		275,00	1925,00	11,22	2266,23	13,21
	30,00	2450,00	24,96				-58,77	-411,36	-482,67		275,00	1925,00	11,22	2407,67	14,04
20,00	80,00	2725,00	29,14	20,00	32,42	94500,45	-25,84	-180,86	-212,21	2725,00	0,00	0,00	0,00	-212,21	-1,11
	70,00	2725,00	27,51				-38,66	-270,65	-317,56		0,00	0,00	0,00	-317,56	-1,66
	60,00	2725,00	25,89				-51,43	-360,01	-422,42		0,00	0,00	0,00	-422,42	-2,21
	50,00	2725,00	24,28				-64,14	-448,96	-526,78		0,00	0,00	0,00	-526,78	-2,76
	40,00	2725,00	22,67				-76,79	-537,50	-630,66		0,00	0,00	0,00	-630,66	-3,31
	30,00	2725,00	21,07				-89,37	-625,61	-734,05		0,00	0,00	0,00	-734,05	-3,85
15,00	80,00	3000,00	23,43	20,00	32,42	94500,45	-70,83	-495,79	-581,73	2725,00	-275,00	-1925,00	-9,17	-2506,73	-11,94
	70,00	3000,00	22,25				-80,06	-560,41	-657,55		-275,00	-1925,00	-9,17	-2582,55	-12,30
	60,00	3000,00	21,09				-89,26	-624,80	-733,10		-275,00	-1925,00	-9,17	-2658,10	-12,66
	50,00	3000,00	19,92				-98,43	-688,98	-808,40		-275,00	-1925,00	-9,17	-2733,40	-13,02
	40,00	3000,00	18,76				-107,56	-752,93	-883,44		-275,00	-1925,00	-9,17	-2808,44	-13,37
	30,00	3000,00	17,61				-116,67	-816,67	-958,23		-275,00	-1925,00	-9,17	-2883,23	-13,73

ANÁLISIS A 1200 TONELADAS DE REFRIGERACIÒN

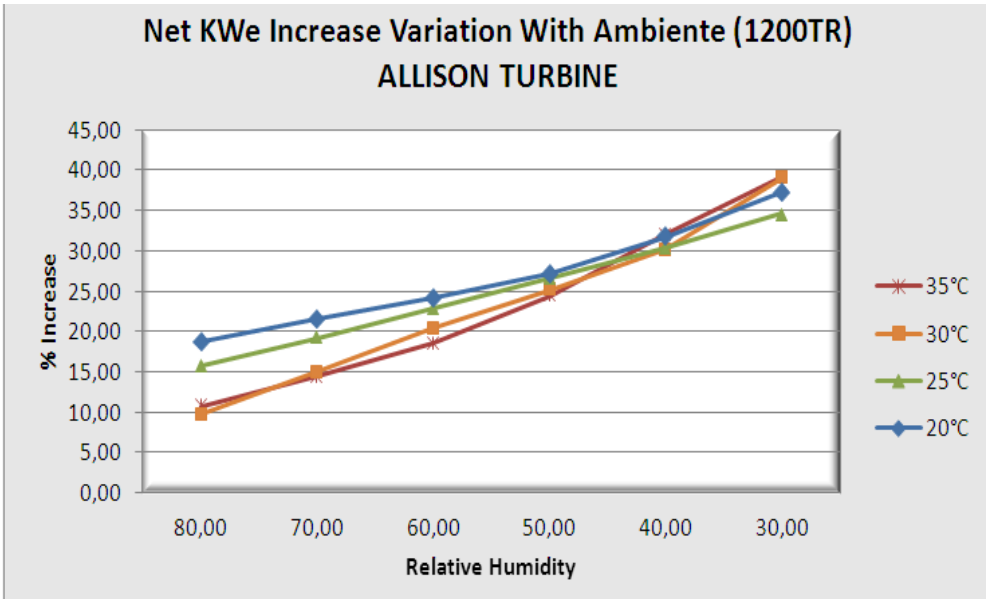
PERFORMANCE DATA - TURBINE ALLISON 1200 TONELADAS

Desing	
TR	1200
HR	100 %

Air Flow	22500	CFM

Temp. DB °C	HR %	Ambiente Ke	Ambiente H Btu/lbm	Requiered Inlet °C	New Inlet H Btu/Lbm	Air Flow Lbm/hr	CT Cooling Load TR	Total Cooling Load TR	Absorved Kwe	New CT Kwe	Kwe Increase	Total KWe Increase	Gross %	Net Kwe Increase	Net %
35,00	80,00	1900,00	54,84	26,20	42,79	94500,95	94,89	664,26	779,40	2384,00	484,00	3388,00	25,47	2608,60	19,61
	70,00	1900,00	50,67	23,90	38,62		94,89	664,26	779,40	2510,50	610,50	4273,50	32,13	3494,10	26,27
	60,00	1900,00	46,55	21,40	34,53		94,66	662,61	777,46	2648,00	748,00	5236,00	39,37	4458,54	33,52
	50,00	1900,00	42,48	18,60	30,46		94,66	662,61	777,46	2802,00	902,00	6314,00	47,47	5536,54	41,63
	40,00	1900,00	38,45	15,52	26,41		94,82	663,71	778,76	2971,40	1071,40	7499,80	56,39	6721,04	50,53
	30,00	1900,00	34,47	12,06	22,44		94,74	663,16	778,11	3161,70	1261,70	8831,90	66,41	8053,79	60,55
30,00	80,00	2175,00	44,45	20,00	32,42	94500,95	94,74	663,16	778,11	2725,00	550,00	3850,00	25,29	3071,89	20,18
	70,00	2175,00	41,38	17,80	29,34		94,82	663,71	778,76	2846,00	671,00	4697,00	30,85	3918,24	25,74
	60,00	2175,00	38,34	15,40	26,27		95,05	665,37	780,70	2978,00	803,00	5621,00	36,92	4840,30	31,79
	50,00	2175,00	35,33	12,86	23,31		94,66	662,61	777,46	3117,70	942,70	6598,90	43,34	5821,44	38,24
	40,00	2175,00	32,34	10,00	20,30		94,82	663,71	778,76	3275,00	1100,00	7700,00	50,57	6921,24	45,46
	30,00	2175,00	29,38	6,90	17,35		94,74	663,16	778,11	3445,50	1270,50	8893,50	58,41	8115,39	53,30
25,00	80,00	2450,00	36,03	13,50	24,03	94500,95	94,50	661,51	776,17	3082,50	632,50	4427,50	25,82	3651,33	21,29
	70,00	2450,00	33,79	11,40	21,73		94,97	664,81	780,05	3198,00	748,00	5236,00	30,53	4455,95	25,98

	60,00	2450,00	31,56	9,20	19,51		94,89	664,26	779,40	3319,00	869,00	6083,00	35,47	5303,60	30,92
	50,00	2450,00	29,35	6,80	17,26		95,21	666,47	781,99	3451,00	1001,00	7007,00	40,86	6225,01	36,30
	40,00	2450,00	27,14	4,30	15,11		94,74	663,16	778,11	3588,50	1138,50	7969,50	46,47	7191,39	41,93
	30,00	2450,00	24,96	1,50	12,88		95,13	665,92	781,34	3742,50	1292,50	9047,50	52,76	8266,16	48,20
20,00	80,00	2725,00	29,14	6,60	17,09	94500,95	94,89	664,26	779,40	3462,00	737,00	5159,00	27,05	4379,60	22,96
	70,00	2725,00	27,51	4,70	15,44		95,05	665,37	780,70	3566,50	841,50	5890,50	30,88	5109,80	26,79
	60,00	2725,00	25,89	2,70	13,81		95,13	665,92	781,34	3676,50	951,50	6660,50	34,92	5879,16	30,82
	50,00	2725,00	24,28	0,60	12,20		95,13	665,92	781,34	3792,00	1067,00	7469,00	39,16	6687,66	35,06
	40,00	2725,00	22,67	-1,60	10,61		94,97	664,81	780,05	3913,00	1188,00	8316,00	43,60	7535,95	39,51
	30,00	2725,00	21,07	-3,80	9,04		94,74	663,16	778,11	4039,50	1314,50	9201,50	48,24	8423,39	44,16



INCREMENTO DE LA POTENCIA EN TURBINAS ALLISON CON LAS CONDICIONES AMBIENTALES

APÉNDICE C

ANÁLISIS DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

TURBINA AVON

PERFORMANCE DATA - TURBINE AVON

Desing		
Temp.	20	°C
HR	100	%

Air Flow	71000	CFM

Temp. DB °C	HR %	Ambiente Ke	Ambiente H Btu/lbm	Requiered Inlet °C	New Inlet H Btu/Lbm	Air Flow Lbm/hr	CT Cooling Load TR	Total Cooling Load TR	Absorved Kwe	New CT Kwe	Kwe Increase	Total KWe Increase	Gross %	Net Kwe Increase	Net %
40,00	80,00	9600,00	67,77	20,00	32,42	298201,42	878,36	878,36	1030,61	11000,00	1400,00	1400,00	14,58	369,39	3,8
	70,00	9600,00	62,13				738,22	738,22	866,17		1400,00	1400,00	14,58	533,83	5,6
	60,00	9600,00	56,57				600,22	600,22	704,25		1400,00	1400,00	14,58	695,75	7,2
	50,00	9600,00	51,10				464,31	464,31	544,79		1400,00	1400,00	14,58	855,21	8,9
	40,00	9600,00	45,72				330,46	330,46	387,73		1400,00	1400,00	14,58	1012,27	10,5
	30,00	9600,00	40,41				198,60	198,60	233,03		1400,00	1400,00	14,58	1166,97	12,2
35,00	80,00	10000,00	54,84	20,00	32,42	298201,42	557,05	557,05	653,61	11000,00	1000,00	1000,00	10,00	346,39	3,5
	70,00	10000,00	50,67				453,50	453,50	532,10		1000,00	1000,00	10,00	467,90	4,7
	60,00	10000,00	46,55				351,14	351,14	412,00		1000,00	1000,00	10,00	588,00	5,9
	50,00	10000,00	42,48				249,95	249,95	293,27		1000,00	1000,00	10,00	706,73	7,1
	40,00	10000,00	38,45				149,92	149,92	175,90		1000,00	1000,00	10,00	824,10	8,2
	30,00	10000,00	34,47				51,02	51,02	59,86		1000,00	1000,00	10,00	940,14	9,4
30,00	80,00	10300,00	44,45	20,00	32,42	298201,42	298,95	298,95	350,77	11000,00	700,00	700,00	6,80	349,23	3,4
	70,00	10300,00	41,38				222,74	222,74	261,35		700,00	700,00	6,80	438,65	4,3
	60,00	10300,00	38,34				147,20	147,20	172,71		700,00	700,00	6,80	527,29	5,1
	50,00	10300,00	35,33				72,30	72,30	84,83		700,00	700,00	6,80	615,17	6,0
	40,00	10300,00	32,34				-1,96	-1,96	-2,30		700,00	700,00	6,80	702,30	6,8
	30,00	10300,00	29,38				-75,58	-75,58	-88,68		700,00	700,00	6,80	788,68	7,7

25,00	80,00	10700,00	36,03	20,00	32,42	298201,42	89,76	89,76	105,32	11000,00	300,00	300,00	2,80	194,68	1,8
	70,00	10700,00	33,79				34,01	34,01	39,91		300,00	300,00	2,80	260,09	2,4
	60,00	10700,00	31,56				-21,38	-21,38	-25,08		300,00	300,00	2,80	325,08	3,0
	50,00	10700,00	29,35				-76,41	-76,41	-89,66		300,00	300,00	2,80	389,66	3,6
	40,00	10700,00	27,14				-131,10	-131,10	-153,82		300,00	300,00	2,80	453,82	4,2
	30,00	10700,00	24,96				-185,44	-185,44	-217,58		300,00	300,00	2,80	517,58	4,8
20,00	80,00	11000,00	29,14	20,00	32,42	298201,42	-81,53	-81,53	-95,66	11000,00	0,00	0,00	0,00	-95,66	-0,9
	70,00	11000,00	27,51				-122,01	-122,01	-143,15		0,00	0,00	0,00	-143,15	-1,3
	60,00	11000,00	25,89				-162,29	-162,29	-190,42		0,00	0,00	0,00	-190,42	-1,7
	50,00	11000,00	24,28				-202,39	-202,39	-237,47		0,00	0,00	0,00	-237,47	-2,2
	40,00	11000,00	22,67				-242,30	-242,30	-284,30		0,00	0,00	0,00	-284,30	-2,6
	30,00	11000,00	21,07				-282,02	-282,02	-330,91		0,00	0,00	0,00	-330,91	-3,0
15,00	80,00	11350,00	23,43	20,00	32,42	298201,42	-223,50	-223,50	-262,24	11000,00	-350,00	-350,00	-3,08	-612,24	-5,4
	70,00	11350,00	22,25				-252,63	-252,63	-296,42		-350,00	-350,00	-3,08	-646,42	-5,7
	60,00	11350,00	21,09				-281,66	-281,66	-330,48		-350,00	-350,00	-3,08	-680,48	-6,0
	50,00	11350,00	19,92				-310,59	-310,59	-364,42		-350,00	-350,00	-3,08	-714,42	-6,3
	40,00	11350,00	18,76				-339,42	-339,42	-398,25		-350,00	-350,00	-3,08	-748,25	-6,6
	30,00	11350,00	17,61				-368,15	-368,15	-431,96		-350,00	-350,00	-3,08	-781,96	-6,9

ANÁLISIS A 1200 TONELADAS DE REFRIGERACIÒN

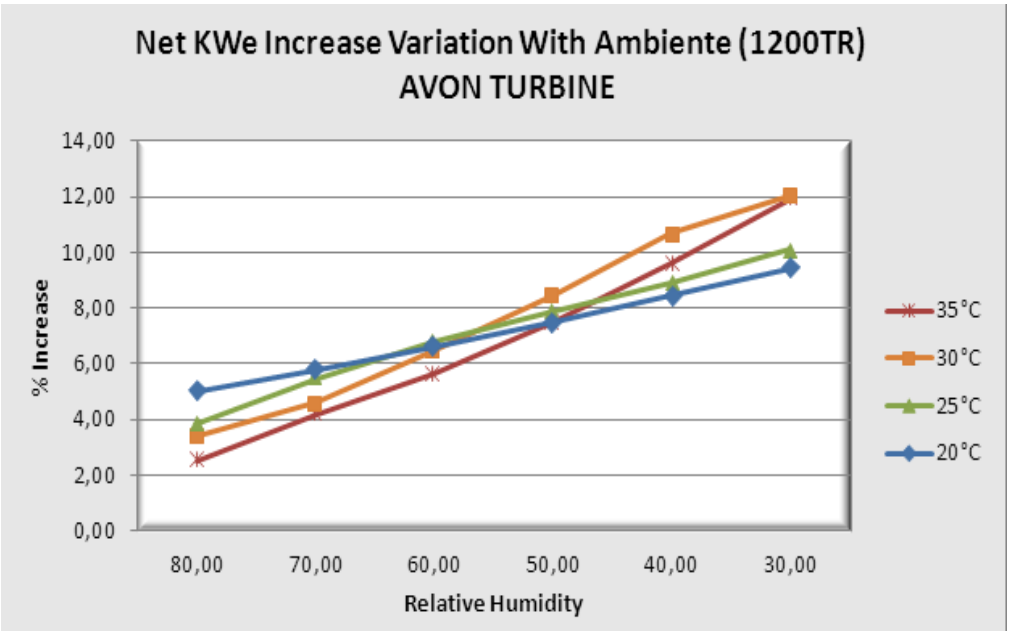
PERFORMANCE DATA - TURBINE AVON

Desing	
TR	1200
HR	100 %

Air Flow	71000	CFM

Temp. DB °C	HR %	Ambiente Ke	Ambiente H Btu/lbm	Requiered Inlet °C	New Inlet H Btu/Lbm	Air Flow Lbm/hr	CT Cooling Load TR	Total Cooling Load TR	Absorved Kwe	New CT Kwe	Kwe Increase	Total KWe Increase	Gross %	Net Kwe Increase	Net %
35,00	80,00	10000,00	54,84	26,20	42,79	298201,42	299,44	299,44	351,35	10604,00	604,00	604,00	6,04	252,65	2,53
	70,00	10000,00	50,67	23,90	38,62		299,44	299,44	351,35	10766,00	766,00	766,00	7,66	414,65	4,15
	60,00	10000,00	46,55	21,40	34,53		298,70	298,70	350,47	10916,00	916,00	916,00	9,16	565,53	5,66
	50,00	10000,00	42,48	18,60	30,46		298,70	298,70	350,47	11098,00	1098,00	1098,00	10,98	747,53	7,48
	40,00	10000,00	38,45	15,52	26,41		299,20	299,20	351,06	11314,00	1314,00	1314,00	13,14	962,94	9,63
	30,00	10000,00	34,47	12,06	22,44		298,95	298,95	350,76	11542,00	1542,00	1542,00	15,42	1191,24	11,91
30,00	80,00	10300,00	44,45	20,00	32,42	298201,42	298,95	298,95	350,76	11000,00	700,00	700,00	6,80	349,24	3,39
	70,00	10300,00	41,38	17,80	29,34		299,20	299,20	351,06	11126,00	826,00	826,00	8,02	474,94	4,61
	60,00	10300,00	38,34	15,40	26,27		299,94	299,94	351,93	11318,00	1018,00	1018,00	9,88	666,07	6,47
	50,00	10300,00	35,33	12,86	23,31		298,70	298,70	350,47	11521,00	1221,00	1221,00	11,85	870,53	8,45
	40,00	10300,00	32,34	10,00	20,30		299,20	299,20	351,06	11750,00	1450,00	1450,00	14,08	1098,94	10,67
	30,00	10300,00	29,38	6,90	17,35		298,95	298,95	350,76	11889,00	1589,00	1589,00	15,43	1238,24	12,02
25,00	80,00	10700,00	36,03	13,50	24,03	298201,42	298,20	298,20	349,89	11462,00	762,00	762,00	7,12	412,11	3,85
	70,00	10700,00	33,79	11,40	21,73		299,69	299,69	351,64	11636,00	936,00	936,00	8,75	584,36	5,46
	60,00	10700,00	31,56	9,20	19,51		299,44	299,44	351,35	11778,00	1078,00	1078,00	10,07	726,65	6,79

	50,00	10700,00	29,35	6,80	17,26		300,44	300,44	352,51	11894,00	1194,00	1194,00	11,16	841,49	7,86
	40,00	10700,00	27,14	4,30	15,11		298,95	298,95	350,76	12006,00	1306,00	1306,00	12,21	955,24	8,93
	30,00	10700,00	24,96	1,50	12,88		300,19	300,19	352,22	12132,00	1432,00	1432,00	13,38	1079,78	10,09
20,00	80,00	11000,00	29,14	6,60	17,09	298201,42	299,44	299,44	351,35	11903,00	903,00	903,00	8,21	551,65	5,02
	70,00	11000,00	27,51	4,70	15,44		299,94	299,94	351,93	11989,00	989,00	989,00	8,99	637,07	5,79
	60,00	11000,00	25,89	2,70	13,81		300,19	300,19	352,22	12080,00	1080,00	1080,00	9,82	727,78	6,62
	50,00	11000,00	24,28	0,60	12,20		300,19	300,19	352,22	12174,00	1174,00	1174,00	10,67	821,78	7,47
	40,00	11000,00	22,67	-1,60	10,61		299,69	299,69	351,64	12280,00	1280,00	1280,00	11,64	928,36	8,44
	30,00	11000,00	21,07	-3,80	9,04		298,95	298,95	350,76	12390,00	1390,00	1390,00	12,64	1039,24	9,45



INCREMENTO DE LA POTENCIA EN TURBINAS AVON CON LAS CONDICIONES AMBIENTALES

APÉNDICE D

MINI CATÁLOGO, MATERIALES SISTEMA DE CONTROL.

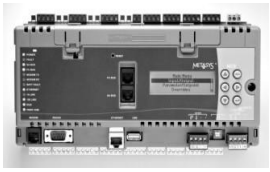
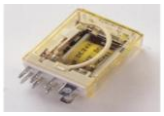
Project Number TESIS SANTIAGO VALAREZO

Catalog

Part Name	Image	Additional Description
A70HA-1C		The A70 and A72 series of temperature controls are heavy-duty temperature controls intended for use with refrigeration and HVAC equipment. A variety of temperature ranges are available to meet most equipment and application needs.
CSD-SA1E1-1		CSD-SA1E1-1 The CSD Series of digital output current switches are non-intrusive devices designed to detect current flow in cables or wires. These units are a very cost effective solution for monitoring on/off status or proof of operation, and ideal for monitoring current loads on motors driving fans, blowers, pumps, heating coils, even lighting. The CSD-SA1E1-1 is a solid core, adjustable setpoint, with an amperage range from 1.0-135A, LED status indicator, output relay, and a hole size diameter of .71 in. (18mm).
FTG18A-600R		FTG18A-600R is a remote mounting kit for use with the P32 Series Sensitive Pressure Switch. The remote mounting kit consists of a four inch flanged sensing tube, two barbed fittings, two No. 10 screws, and a gasket.
HE-6703-0N0GO		The TRUERH Series HE-67xx humidity transmitter with temperature sensor offers dependable technology, ease of installation, and application flexibility in an attractively styled wall mount package. The patented All-Polymer humidity sensor construction improves resistance to chemical corrosion. The element measures humidity within either ±2% or ±3% accuracy, and generates a voltage signal proportional to 0 to 100% Relative Humidity (RH).
HT-6703-0N00P		TrueRH HT-670x Series Humidity Transmitters come in both wall or duct mount packages to meet a variety of sensing application needs. These attractively styled controllers offer ease of installation and application flexibility.
M9000-340		FOR VG1000 BALL VALVES, WITH M9210/M9920 SERIES, SPRING RETURN ACUATORS
MS-FEC2621-0		The Metasys® system family of Field Equipment Controllers comprise a group of versatile BACnet®, Master-Slave/Token-Passing (MS/TP) network compliant field controllers designed to monitor, control, and integrate a wide variety Heating, Ventilating, and Air Conditioning (HVAC) and other building equipment. This family of controllers includes the Field Equipment Controller (FEC) , Input/Output Module (IOM), and the Variable Air Volume

Project Number TESIS SANTIAGO VALAREZO

Catalog

Part Name	Image	Additional Description
MS-NCE2566-0		The Metasys Network Control Engine (NCE) Series controllers combine the network supervisor capabilities and IP network connectivity of a Metasys Network Automation Engine (NAE) with the Input/Output (I/O) point connectivity and direct digital control capabilities of a Metasys Field Equipment Controller (FEC). NCE controllers provide a cost-effective solution designed for integrating central plants and large built-up air handlers into your Metasys networks. All NCE models provide IP Ethernet network connectivity, the Metasys software User Interface (UI), and the network supervisory capabilities featured on NAE35/45 Series network automation engines. The NCE2566 provides connectivity to and supervisory control of up to 32 BACnet MS/TP field controllers, plus includes an integral display. All NCE models feature 33 integral I/O points and an SA Bus, which allows you to increase the NCE's I/O field point capacity and also integrate NS Series Network Sensors and Variable Frequency Drives (VFDs) into your NCE application.
P32AC-2C		This differential pressure switch is for air only.Use for air flow proving with electric duct heaters, humidifiers, etc., maximum air flow control for variable volume systems, reheat duct powered systems, clogged filter detection, and detection of icing of air conditioning coils and initiation of defrost cycle.
PSH550-UPS		Enclosed UPS Interface board w/ 550VA UPS
RH2B-UAC24-L		RH Series General Purpose Midget Relays include a Compact midget size which saves space, High switching capacity (10A), Choice of blade or PCB style terminals, Relay options include indicator light, check button, and top mounting bracket DIN rail, surface, panel, and PCB type sockets available for a wide range of mounting applications.
RIBU1C		Enclosed Relay 10Amp SPDT 10-30Vac/dc/120Vac
SH2B-05		DPDT RELAY BASE FOR RH2B

Project Number TESIS SANTIAGO VALREZO

Catalog

Part Name	Image	Additional Description
TE-6001-8		The TE-6001-8 Mounting Bracket is used with TE-6100 and TE-6300 averaging sensors to maintain the minimum bend radius recommended for these sensors.
TE-6300W-102		TE-6300W-102 Thermowells are used in conjunction with remote temperature controls where thermowell insertion into a vessel or container to sense temperature is required. The TE-6300W-102 is a 6-in (152.4-mm) thermowell made of 304 stainless steel and marked with the Canadian Registration Number (CRN) for pressure vessel compliance.
TE-6311M-1		TE-6311M-1 The TE-6300 Temperature Sensor line offers economical solutions for a variety of temperature sensing applications including, strap-on, wall mount, outdoor air, duct, well, duct averaging, and Variable Air Volume (VAV) applications. The TE-6311M-1 is an 8-in. (203.2-mm), 1k-ohm, nickel sensor probe with a metal enclosure.
TE-6313P-1		The TE-6300 Temperature Sensor line offers an economical solution for a wide variety of temperature sensing needs, including wall mount, outdoor air, duct, well, or duct averaging applications. The TE-6313P-1 thin-film nickel outdoor air sensor with a 3 in. probe comes with a handy box and an 1/2 in. NPT adaptor.
TE-631AM-2		TE-631AM-2 The TE-6300 Temperature Sensor line offers economical solutions for a variety of temperature sensing applications including, strap-mount, wall mount, outdoor air, duct, well, duct averaging, and Variable Air Volume (VAV) applications. The TE-631AM-2 is a 6-in. (152.4-mm), 1 k-ohm, nickel sensor probe with a metal enclosure. This unit is used with the TE-6300W-101 and TE-6300W-102 6-in. direct mount (adapterless) thermowells.
VG1241FR+909GGA		2" Two-Way Ball Valve, 29.2 Cv, Brass Trim, 200 psig closeoff, NPT end connections, with M9109-GGA-2, Non-Spring Return, Electric Actuator, Proportional Control, no end switches
VG18A5GU+92NGGA		2-1/2 in. three-way mixing flanged ball valve, 117Cv (100 Kv) Port A, 74Cv (63Kv) Port B, 150 ANSI Flanged end connections, stainless steel trim, 14 to 284°F fluid temperature rating, rated for 25 psig saturated steam, M9220-GGA-3 Electric Actuator, spring return CCW port A(coil) open to port AB(Common), 0(2) to 10 VDC or 0(4) to 20 mA proportional control, 24 VAC 50/60 Hz or 24 VDC power required, no end switches, 0(2) to 10 VDC feedback, with 48 in. halogen-free cable

Project Number TESIS SANTIAGO VALAREZO

Catalog

Part Name	Image	Additional Description
Y64T15-0		These transformers are designed for use on digital controllers, gas controls, ignition systems, motor actuators, staging controls, and other 24 VAC control systems. The entire line meets all the requirements of UL 1585, UL 506, and C22.2 No. 66. This assures acceptance in both the United States and Canada. Provides best primary/secondary isolation and reduces stocking requirements and offers application flexibility. The Y64T15-0 is a 92 VA capacity transformer with circuit breaker. Its specifications are 120/208/240, 24, male fitting 8 in. primary leads, female fitting 30 in. sec. leads, foot UL, cUL Class 2.

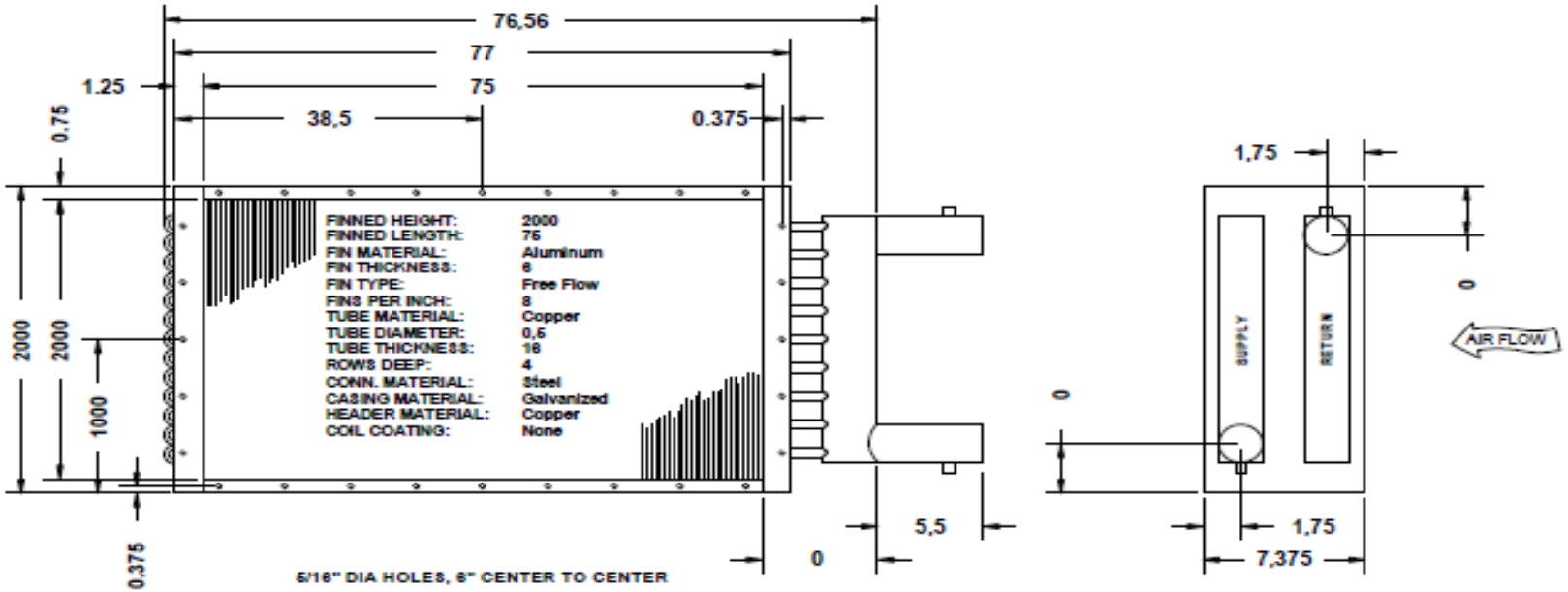
APÉNDICE E

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS – SERPENTÍN DE ENFRIAMIENTO TURBINAS ALLISON

NOTES: DIMENSIONS INCHES UNLESS OTHERWISE NOTED
MODEL: BA060620.0007SG34CB016S016WH02LCS015M3.0005.00ANL99ST

CONNECTIONS: (1 SET)		SUPPLY	300	RETURN	300
AIRFLOW:	5625 cfm	EAT:	86.0 F		
FLOW RATE:	57.0 gpm	EWT:	45.0 F		
APD:	0.31" w.g.	WPD:	2.5 ft		
WEIGHT DRY:	122.0 lbs	OPERATING WEIGHT:		169.5 lbs	
FLUID TYPE:	Water	FLUID VOLUME:		0.8 ft^3	
ORDER QTY:	1				

COIL TAGS: (Qty.) Name



5/16" DIA HOLES, 6" CENTER TO CENTER

RETURN BENDS PROJECT 7/8" (MAX) BEYOND CASING FLANGE

DIMENSIONS ARE IN INCHES ± 1/4" UNLESS OTHERWISE NOTED

PRODUCT DRAWING

LOOSE COIL DRAWINGS
MODEL: DRAINABLE WATER COILS
NOT FOR CONSTRUCTION

Project Name: SANTIAGO TESIS
Location:
Engineer:
Contractor:
For:

Sold To:
Cust Purch Order#:
Contract#:
UNIT TAG: COIL-AL1

Date: 09/10/2012 22:54:51
Rev. Date:
Form No.:
Dwg. Lev.:
Dwg. Scale : NTS

Johnson Controls

Johnson Controls

L

LOOSE COIL PERFORMANCE SPECIFICATION

Unit Tag	Quantity	Coil Type	Air Flow (cfm)	Function
COIL-AL1	**1**	**BDW (Water)**	**5625**	**Rate**

Input Data

General		Air Side		Fluid Side	
Application:	Cooling	Altitude (ft.):	2000	EWT (°F):	45.0
Tube Diameter:	1/2”	Air Flow (cfm):	5625	LWT (°F):	n/a
Tube Wall Thickness:	0.016”	Face Velocity (ft/min):	540	Flow Rate (gpm):	57.0
Casing Material:	Galvanized Steel	EAT-DB (°F):	86.0	Max. WPD (ft.):	n/a
Fin Material:	Aluminum	EAT-WB (°F):	80.0	TPC:	2
Fin Thickness:	0.006”	Max. APD (in. w.g):	3.00	Fluid:	Water
Fin Height:	20.00”	Req. LAT-WB (°F):	n/a	Fluid Volume (ft³):	0.8
Fin Length:	75”	Req. TMBH:	n/a	Fluid Weight (lbs):	47.5
Connection Material:	Steel	Air Flow Direction:	Horizontal		
Connection Type:	MPT				
Dry Weight (lbs.):	122.0				

Note: Coil is not coated.

Output Data

General Performance		Air Side Performance		Fluid Side	
Rows:	4	LAT-DB (°F):	67.85	LWT (°F):	55.22
FPI:	8	LAT-WB (°F):	66.69	Fluid Vel. (fps)	3.1
TPC:	2	TMBH:	292.5	WPD (ft.):	2.5
Connection Size:	3”	SMBH:	106.7	Flow Rate (gpm):	57.0
No. Connections:	1	APD (in. w.g):	0.31		
Coil Dll Version:	5.4a				

Note(s): Coil is certified in accordance with the AHRI Forced-Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils Certification program which is based on AHRI Standard 410. Certified units may be found in the AHRI Directory at www.ahridirectory.org. York suggests using red brass or copper connectors when the coil is to be attached to a copper or brass piping system.

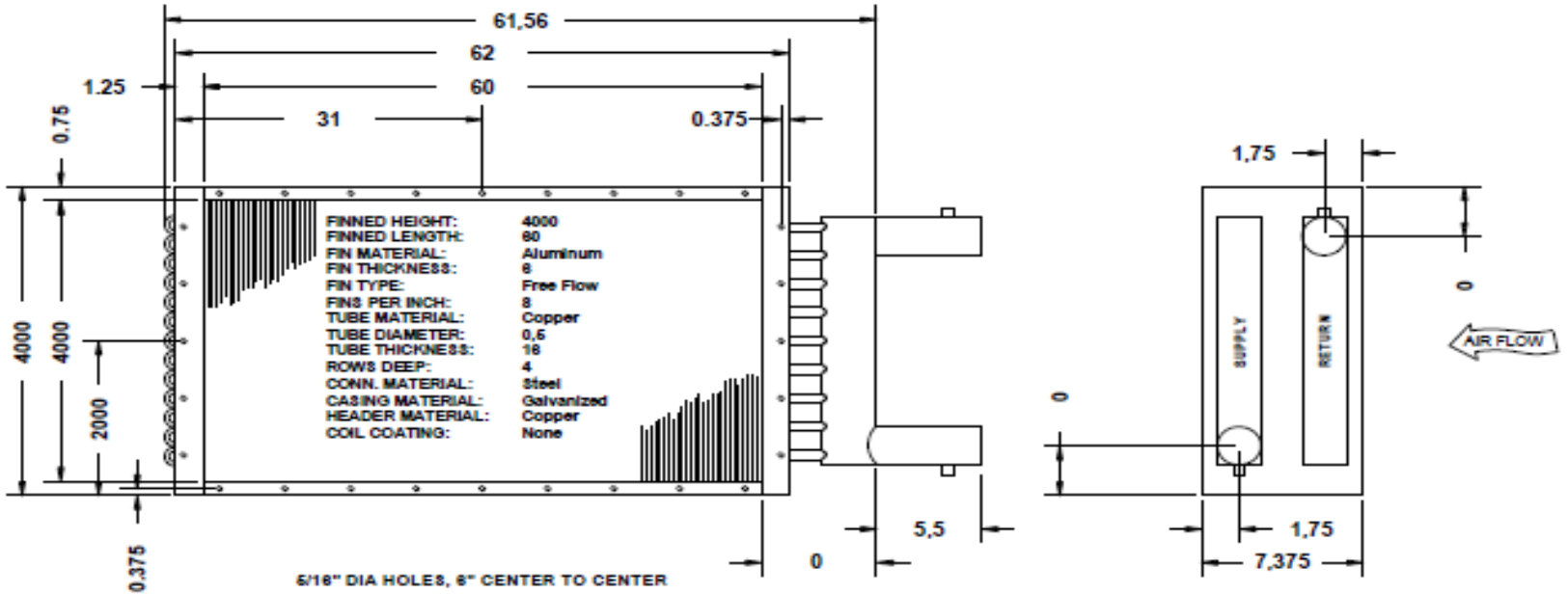
APÉNDICE F

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS – SERPENTÍN DE ENFRIAMIENTO TURBINAS SOLAR

NOTES: DIMENSIONS INCHES UNLESS OTHERWISE NOTED
MODEL: SA0060040.00060G04CB016S016WH02LC5015M3.0005.00ANL96ST

CONNECTIONS: (1 SET)		SUPPLY	300	RETURN	300
AIRFLOW:	7825 cfm	EAT:	86.0 F		
FLOW RATE:	79.0 gpm	EWT:	45.0 F		
APD:	0.25" w.g.	WPD:	1.9 ft		
WEIGHT DRY:	173.8 lbs	OPERATING WEIGHT:		252.7 lbs	
FLUID TYPE:	Water	FLUID VOLUME:		1.3 ft^3	
ORDER QTY:	1				

COIL TAGS: (Qty.) Name



5/16" DIA HOLES, 6" CENTER TO CENTER

RETURN BENDS PROJECT 7/8" (MAX) BEYOND CASING FLANGE

DIMENSIONS ARE IN INCHES ± 1/4" UNLESS OTHERWISE NOTED

PRODUCT DRAWING
LOOSE COIL DRAWINGS
MODEL: DRAINABLE WATER COILS
NOT FOR CONSTRUCTION

Project Name: SANTIAGO TESIS
Location:
Engineer:
Contractor:
For:

Sold To:
Cust Purch Order#:
Contract#:
UNIT TAG: COIL-SOL

Date: 09/10/2012 23:21:59
Rev. Date:
Form No.:
Dwg. Lev.:
Dwg. Scale : NTS

Johnson Controls

Johnson Controls

L

LOOSE COIL PERFORMANCE SPECIFICATION

Unit Tag	Quantity	Coil Type	Air Flow (cfm)	Function
COIL-SOL	**1**	**BDW (Water)**	**7825**	**Rate**

Input Data

General		Air Side		Fluid Side	
Application:	Cooling	Altitude (ft.):	2000	EWT (°F):	45.0
Tube Diameter:	1/2”	Air Flow (cfm):	7825	LWT (°F):	n/a
Tube Wall Thickness:	0.016”	Face Velocity (ft/min):	469	Flow Rate (gpm):	79.0
Casing Material:	Galvanized Steel	EAT-DB (°F):	86.0	Max. WPD (ft.):	n/a
Fin Material:	Aluminum	EAT-WB (°F):	80.0	TPC:	2
Fin Thickness:	0.006”	Max. APD (in. w.g):	3.00	Fluid: Water	
Fin Height:	40.00”	Req. LAT-WB (°F):	n/a	Fluid Volume (ft³):	1.3
Fin Length:	60”	Req. TMBH:	n/a	Fluid Weight (lbs):	78.9
Connection Material:	Steel	Air Flow Direction:	Horizontal		
Connection Type:	MPT				
Dry Weight (lbs.):	173.8				

Note: Coil is not coated.

Output Data

General Performance		Air Side Performance		Fluid Side	
Rows:	4	LAT-DB (°F):	68.34	LWT (°F):	54.82
FPI:	8	LAT-WB (°F):	67.33	Fluid Vel. (fps)	2.1
TPC:	2	TMBH:	389.6	WPD (ft.):	1.9
Connection Size:	3”	SMBH:	144.5	Flow Rate (gpm):	79.0
No. Connections:	1	APD (in. w.g):	0.25		
Coil Dll Version:	5.4a				

Note(s): Coil is certified in accordance with the AHRI Forced-Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils Certification program which is based on AHRI Standard 410. Certified units may be found in the AHRI Directory at www.ahridirectory.org. York suggests using red brass or copper connectors when the coil is to be attached to a copper or brass piping system.

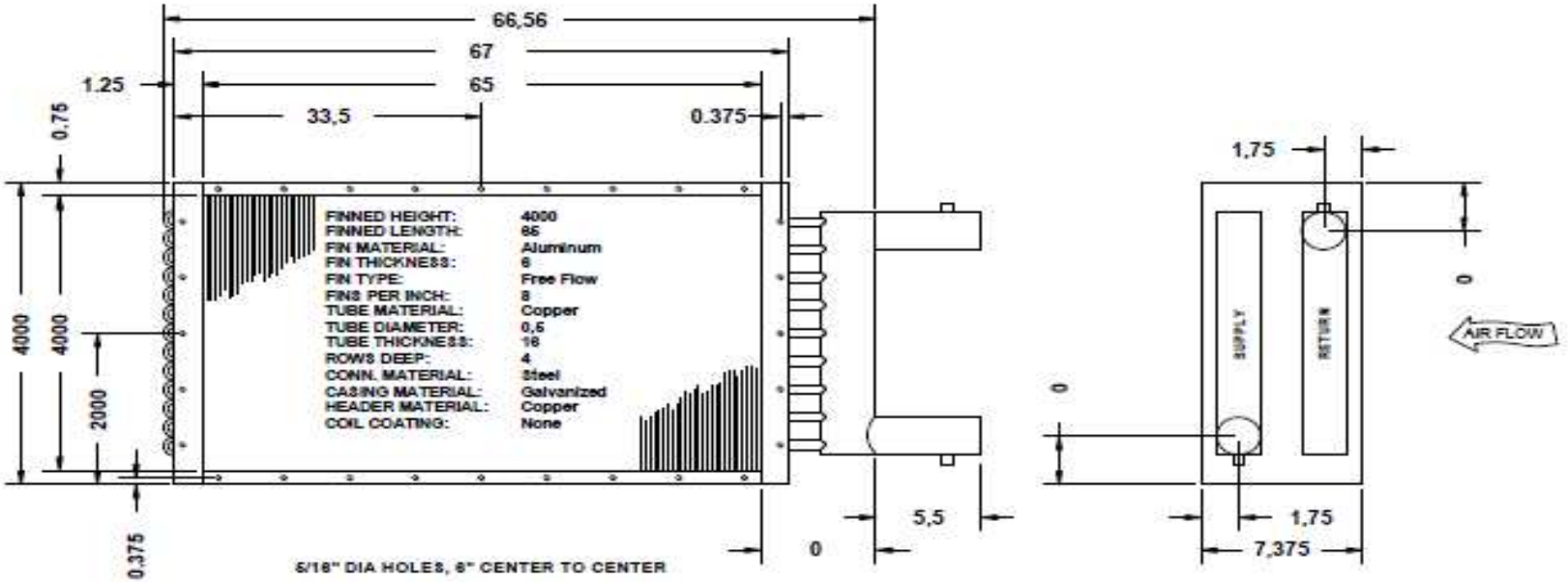
APÉNDICE G

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS – SERPENTÍN DE ENFRIAMIENTO TURBINAS AVON

NOTES: DIMENSIONS INCHES UNLESS OTHERWISE NOTED
MODEL: SA060040.D0065G04CB016S016WH02LCS015MG.0065.00ANL06ST

CONNECTIONS: (1 SET)		SUPPLY	3/0	RETURN	3/0
AIRFLOW:	3875 cfm	EAT:	86.0 F		
FLOW RATE:	96.0 gpm	EWT:	45.0 F		
APD:	5.27" w.g.	WPD:	2.5 ft		
WEIGHT DRY:	189.4 lbs	OPERATING WEIGHT:		272.6 lbs	
FLUID TYPE:	Water	FLUID VOLUME:		1.3 ft^3	
ORDER QTY:	1				

COIL TAGS: (Qty.) Name



5/16" DIA HOLES, 6" CENTER TO CENTER

RETURN BENDS PROJECT 7/8" (MAX) BEYOND CASING FLANGE

DIMENSIONS ARE IN INCHES ± 1/4" UNLESS OTHERWISE NOTED

PRODUCT DRAWING
LOOSE COIL DRAWINGS
MODEL: DRAINABLE WATER COILS
NOT FOR CONSTRUCTION

Project Name: SANTIAGO TESIS
Location:
Engineer:
Contractor:
For:

Sold To:
Cust Purch Order#:
Contract#:
UNIT TAG: COIL-AV

Date: 09/10/2012 23:10:42
Rev. Date:
Form No.:
Dwg. Lev.:
Dwg. Scale : NTS

Johnson Controls

Johnson Controls

LLOOSE
COIL PERFORMANCE SPECIFICATION

Unit Tag	Quantity	Coil Type	Air Flow (cfm)	Function
COIL-AV	**1**	**BDW (Water)**	**8875**	**Rate**

Input Data

General		Air Side		Fluid Side	
Application:	Cooling	Altitude (ft.):	2000	EWT (°F):	45.0
Tube Diameter:	1/2”	Air Flow (cfm):	8875	LWT (°F):	n/a
Tube Wall Thickness:	0.016”	Face Velocity (ft/min):	492	Flow Rate (gpm):	90.0
Casing Material:	Galvanized Steel	EAT-DB (°F):	86.0	Max. WPD (ft.):	n/a
Fin Material:	Aluminum	EAT-WB (°F):	80.0	TPC:	2
Fin Thickness:	0.006”	Max. APD (in. w.g):	3.00	Fluid:	Water
Fin Height:	40.00”	Req. LAT-WB (°F):	n/a	Fluid Volume (ft³):	1.3
Fin Length:	65”	Req. TMBH:	n/a	Fluid Weight (lbs):	83.2
Connection Material:	Steel	Air Flow Direction:	Horizontal		
Connection Type:	MPT				
Dry Weight (lbs.):	189.4				

Note: Coil is not coated.

Output Data

eneral		Air Side Performance		Fluid Side Performance	
Rows:	4	LAT-DB (°F):	68.10	LWT (°F):	54.99
FPI:	8	LAT-WB (°F):	67.04	Fluid Vel. (fps)	2.4
TPC:	2	TMBH:	451.4	WPD (ft.):	2.5
Connection Size:	3”	SMBH:	166.3	Flow Rate (gpm):	90.0
No. Connections:	1	APD (in. w.g):	0.27		
Coil Dll Version:	5.4a				

Note(s): Coil is certified in accordance with the AHRI Forced-Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils Certification program which is based on AHRI Standard 410. Certified units may be found in the AHRI Directory at www.ahridirectory.org.

York suggests using red brass or copper connectors when the coil is to be attached to a copper or brass piping system.

APÉNDICE H

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS – ENFRIADOR DE LÍQUIDO SELECCIONADO

YORK®
A JOHNSON CONTROLS COMPANY

Air Cooled Screw Chiller
Performance Specification

Unit Tag	Qty	Model No.	Capacity (Tons)	Volts/Ph/Hz	Refrigerant
YVAA0303	1	YVAA0303CVV46	300.0	460/3/60	R134a

Pin:

BASE MODEL	POWER	CONTROLS	PIPING	COMP	EVAPORATOR	COND	CABINET	MISC	WARR
YVAA0303CVV46BA	VSXX	XEAXLXXXX60	44XOSXX	V201W	1SXSA3B	MXV	PX1XX	XXXX	XXFX
5 10 15		20 25 30	35	40	45	50	55	60	65

Evaporator Data		Evaporator Data (Cont.)		Performance Data	
EWT (°F)	54.0	Min. Flow Rate (gpm)	0.0	EER / COP	10.5 / 3.1
LWT (°F)	44.0	Max. Flow Rate (gpm)	0.0	IPLV	18.4 / 5.4
Design Flow Rate (gpm)	719.1			Minimum Unit Capacity	10 %
Pressure Drop (ft.)	53.3	**Condenser Data**		**Physical Data**	
Fluid	Water	Ambient Temp. Design (°F)	95.0	Rigging Wt. (lbs.)	17224
Fouling Factor	0.00010	Altitude (ft.)	0	Operating Wt. (lbs.)	17987
Water Volume (gal)	71.0	Ambient Temp. Min (°F)	0.0		

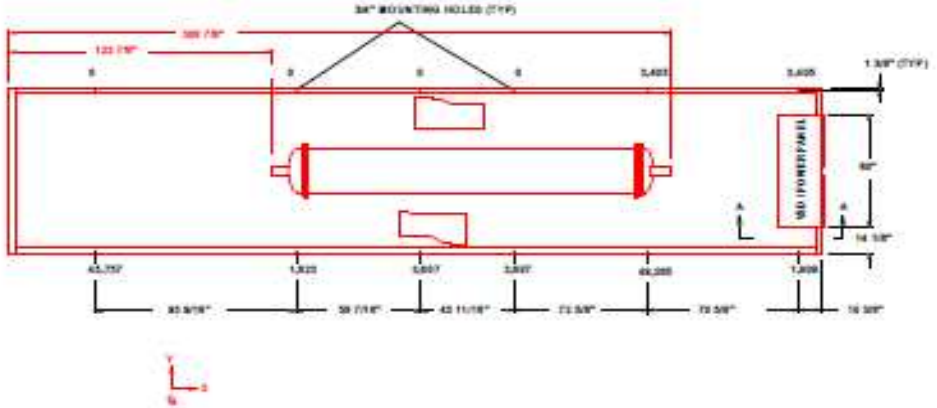
Electrical Data				
Circuit	1	2	3	4
Compressor RLA	233	185		
Fan QTY/FLA (each)	9/2.4	7/2.4		

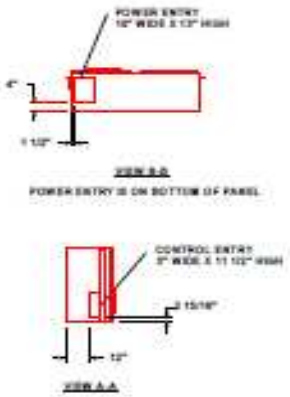
Single Point				
Min. Circuit Ampacity	518			
Recommended Fuse/CB Rating	700			
Max. Inverse Time CB Rating	700			
Max. Dual Element Fuse Size (Amps)	700			
Unit Short Circuit Withstand (STD)	30kA			
Wire Lugs Per Phase*	3			
Wire Range (Lug Size)	#2 - 600 KCM			
Unit Power Factor	0.95			
Control KVA	2.0		**Operating Condition Electrical Data**	
Starter Type	VSD		Compressor kW	315.0
			Total Fan kW	27.4
			Total kW	342.4

RATED AND CERTIFIED IN ACCORDANCE WITH AHRI STANDARD 550/590.

NOTES:

1. PLACEMENT ON A LEVEL SURFACE FREE OF OBSTRUCTIONS (INCLUDING SNOW, FOR WINTER OPERATION) OR AIR RECIRCULATION ENSURES RATED PERFORMANCE, RELIABLE OPERATION AND EASE OF MAINTENANCE. SITE RESTRICTIONS MAY COMPROMISE MINIMUM CLEARANCES INDICATED BELOW, RESULTING IN UNPREDICTABLE AIR FLOW PATTERNS AND POSSIBLE DIMINISHED PERFORMANCE. YORK'S UNIT CONTROLS WILL OPTIMIZE OPERATION WITHOUT NUISANCE HIGH PRESSURE SAFETY CUTOUT; HOWEVER, THE SYSTEM DESIGNER MUST CONSIDER POTENTIAL PERFORMANCE DEGRADATION. ACCESS TO THE UNIT CONTROL CENTER ASSURES THE UNIT IS NO HIGHER THEN ON SPRING ISOLATORS RECOMMENDED MINIMUM CLEARANCES: SIDE TO WALL 3' REAR TO WALL - 6'; CONTROL PANEL TO WALL - 4'; TOP - NO OBSTRUCTIONS ALLOWED; DISTANCE BETWEEN ADJACENT UNITS - 10'; NO MORE THEN ONE ADJACENT WALL MAY BE HIGHER THEN THE UNIT.
2. WEIGHTS (LB): SHIPPING - 172,237, OPERATING - 176,866.
3. CENTER OF GRAVITY FROM ORIGIN: X= 213.3", Y= 48.8".
4. WATER CONNECTIONS ARE GROOVED FOR VICTAULIC CONNECTION.
5. 1" NOMINAL DEFLECTION SPRING ISOLATORS (NOT SHOWN) WILL INCREASE OVERALL UNIT HEIGHT BY APPROXIMATELY 9".

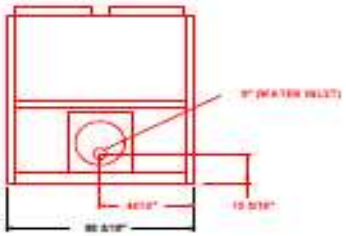


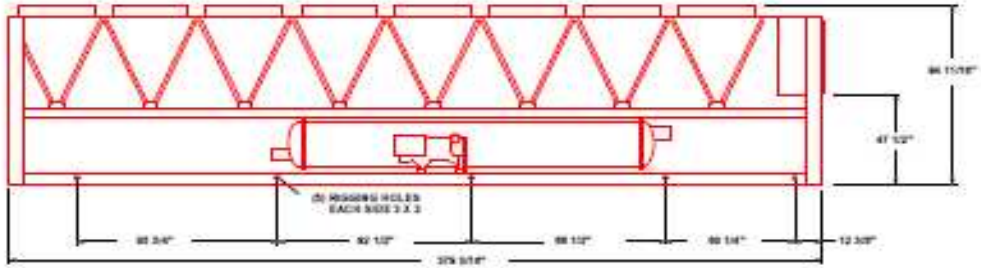


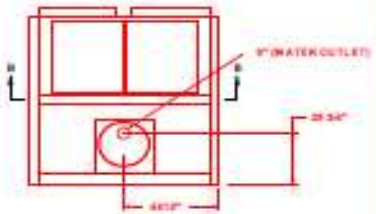
VIEW B-B

POWER ENTRY IS ON BOTTOM OF PANEL

VIEW A-A







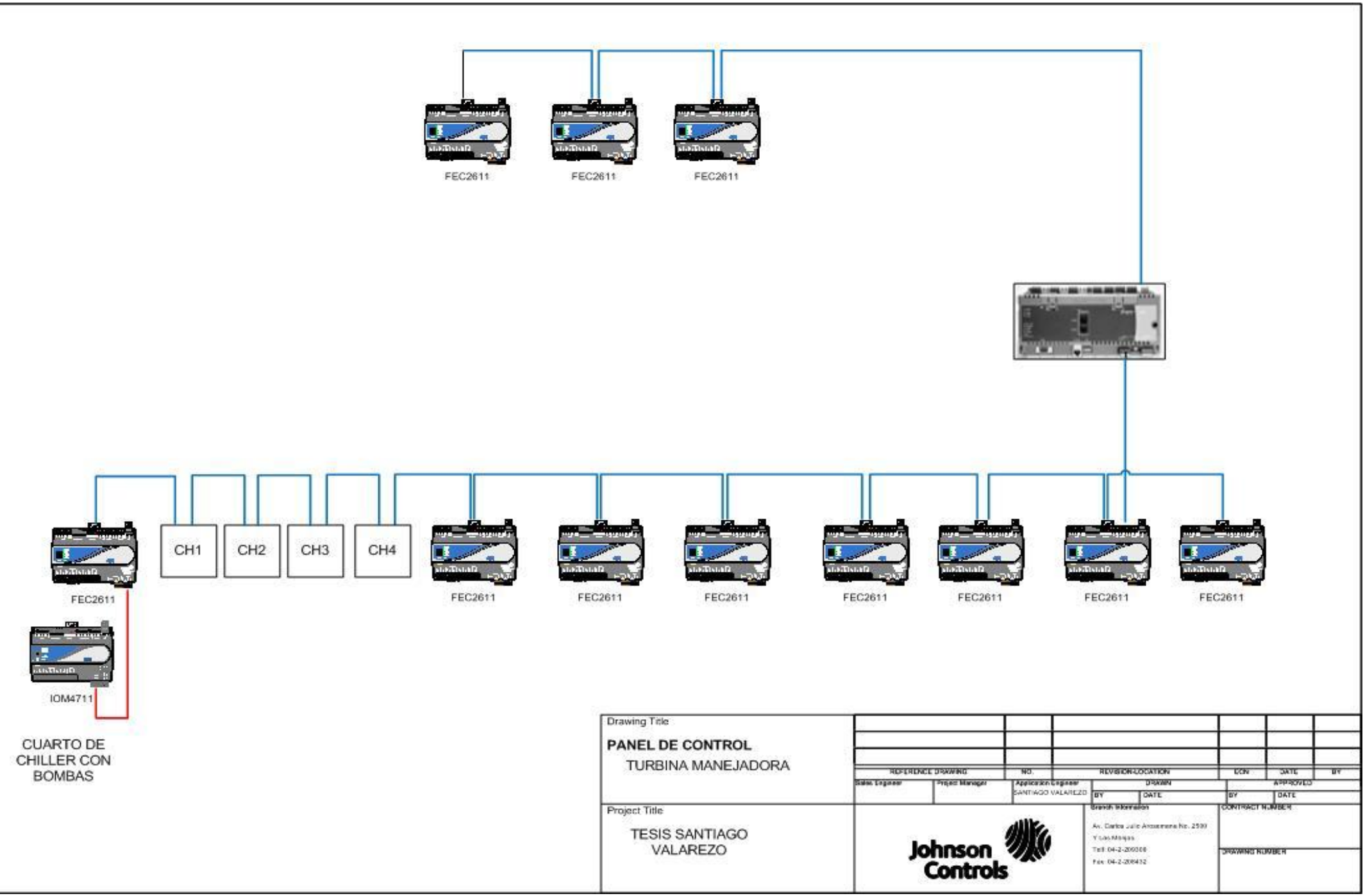
POWER: SINGLE POINT WITH TERMINAL BLOCK

PRODUCT DRAWING AIR-COOLED SCREW CHILLER MODEL: YVAA0303CVV48 NOT FOR CONSTRUCTION	Project Name : TEST8 Location : Engineer : Contractor : For :	Sold To : Cust Purch Order# : York Contract# : UNIT TAG: YVAA0303	Date : 18/10/2012 18:11:56 Rev. Date : Form : 201.28-EG1 Dwg. Lev. : 01/11 Dwg. Scale : NTS	YORK A JOHNSON CONTROLS COMPANY

APÉNDICE I

ESTRUCTURA DE LA RED DEL SISTEMA DE CONTROL HVAC

PARA LAS TURBINAS A GAS


FEC2611
FEC2611
FEC2611
CH1
CH2
CH3
CH4
FEC2611
FEC2611
FEC2611
FEC2611
FEC2611
FEC2611
FEC2611
FEC2611
IOM4711
CUARTO DE CHILLER CON BOMBAS
Drawing Title
PANEL DE CONTROL
TURBINA MANEJADORA
Project Title
TESIS SANTIAGO VALAREZO
REFERENCE DRAWING
NO.
REVISION-LOCATION
DCN
DATE
BY
Sales Engineer
Project Manager
Application Engineer
SANTIAGO VALAREZO
DRAWN
APPROVED
BY
DATE
Branch Information
CONTRACT NUMBER
DRAWING NUMBER
Johnson Controls

APÉNDICE J

PRESUPUESTO SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL AIRE EN LA OPTIMIZACIÓN DE TURBINAS A GAS

PRESUPUESTO POWER PLANT AGUA HELADA

SANTIAGO VALAREZO

PROYECTO: TESIS DE GRADO

ITEM	CANT	DESCRIPCION	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
1	4	DX Chiller Enfriado por aire, YVAA0303CVV46, 300 TONS	$ 194,118.76	$ 776,475.03
2	14	Serpentín de Enfriamiento - Turbina Allison, 22500 CFM	$ 2,328.79	$ 32,603.08
3	8	Serpentín de Enfriamiento - Turbina Avon, 71000 CFM	$ 3,625.90	$ 29,007.21
4	4	Serpentín de Enfriamiento - Turbina Solar, 31300 CFM	$ 3,512.26	$ 14,049.05
5	1	PUMP, HORIZ FRAME-MOUNT SPLIT-CASE, 1479 GPM,	$ 12,459.25	$ 8,090.42
6	1	PUMP, HORIZ FRAME-MOUNT SPLIT-CASE, 1479 GPM,	$ 12,459.25	$ 8,090.42
7	1	PUMP, HORIZ FRAME-MOUNT SPLIT-CASE, 1479 GPM,	$ 12,459.25	$ 8,090.42
8	1	TANK EXPANSION	$ 4,016.38	$ 2,608.04
9	1	AIR SEPARATOR	$ 3,018.76	$ 1,960.24
10	18	VALVE, BALANCING, AUTOMATIC STRAIGHT, 3"	$ 1,197.00	$ 13,990.86
11	4	VALVE, BALANCING, AUTOMATIC STRAIGHT, 4"	$ 1,595.54	$ 4,144.27
12	8	VALVE, BUTTERFLY, HYDRONIC, 8"	$ 433.09	$ 2,249.80
13	5	VALVE, BUTTERFLY, HYDRONIC, 10"	$ 685.61	$ 3,428.05
14	3	VALVE, MULTIPLE-PURPOSE, STRAIGHT, 10"	$ 2,633.13	$ 5,129.47
15	54	INDICATOR, FLUID, PRESSURE	$ 72.33	$ 2,536.36
16	54	INDICATOR, FLUID, TEMPERATURE	$ 74.42	$ 2,609.39
17	36	JOINT, PIPE, UNION, HYDRONIC, 2.5"	$ 69.53	$ 1,625.26
18	76	JOINT, PIPE, UNION, HYDRONIC, 3"	$ 80.71	$ 3,983.13
19	43	JOINT, PIPE, UNION, HYDRONIC, 4"	$ 103.08	$ 2,878.27
20	4	JOINT, PIPE, UNION, HYDRONIC, 6"	$ 178.20	$ 462.86
21	16	JOINT, PIPE, UNION, HYDRONIC, 8"	$ 242.11	$ 2,515.42
22	8	JOINT, PIPE, UNION, HYDRONIC, 10"	$ 409.12	$ 2,125.32
23	30	PIPE, HYDRONIC, STEEL ST, 3", MTS	$ 69.04	$ 2,071.33
24	60	PIPE, HYDRONIC, STEEL ST, 4", MTS	$ 81.61	$ 4,896.85
25	48	PIPE, HYDRONIC, STEEL ST, 6", MTS	$ 130.40	$ 6,259.21
26	58	PIPE, HYDRONIC, STEEL ST, 8", MTS	$ 162.38	$ 9,417.90
27	230	PIPE, HYDRONIC, STEEL ST, 10", MTS	$ 172.79	$ 39,741.24
28	108	PIPE, HYDRONIC, STEEL ST, 12", MTS	$ 206.64	$ 22,316.82
29	30	AISLAMIENTO DE TUBERIA, 3"	$ 33.43	$ 1,002.91
30	60	AISLAMIENTO DE TUBERIA, 4"	$ 40.12	$ 2,406.98
31	48	AISLAMIENTO DE TUBERIA, 6"	$ 46.80	$ 2,246.52
32	58	AISLAMIENTO DE TUBERIA, 8"	$ 53.49	$ 3,102.33
33	230	AISLAMIENTO DE TUBERIA, 10"	$ 60.17	$ 13,840.15
34	108	AISLAMIENTO DE TUBERIA, 12"	$ 71.83	$ 7,757.16
			TOTAL	$ 1,043.711.75

COTIZACION SISTEMA DE CONTROL POWER PLANT

Estimate: Controls, COTIZACION SISTEMA DE CONTROL POWER PLANT

Contract Number: TESIS VALAREZO
Estimator: SANTIAGO VALAREZO

Start: 06/08/2012
End: 04/09/2012

PLANTA DE AGUA HELADA				
Tesis Valarezo\Controls\COTIZACION				
Item	**Description**	**Qty**	**Unit**	**Total**
CSD-SA1E1-1	SLD/ADJ LED 1A W/RLY	3	$ 65.24	$195.72
HE-6703-0N0GO	HUM SENS OUTDOOR,0-10V,3%RH	1	$801.07	$801.07
MS-NCE2566-0	NCE, 33 PTS, MSTP, DISPLY	1	$1,935.80	$1,935.80
PSH550-UPS	ENCLOSED UPS INTERFACE	1	$371.97	$371.97
RH2B-UAC24-L	DPDT,10A,HC=24 VAC,	4	$9.90	$39.59
SH2B-05	DPDT RELAY BASE FOR RH2B	4	$42.24	$168.97
TE-6300W-102	T-WELL 6" SS DIRECT MNT	2	$56.98	$113.96
TE-6313P-1	SENSOR,T-NI,0.1%,3IN OAT	1	$23.00	$23.00
TE-631AM-2	WELL TEMP SEN 6" 1K NI	2	$19.14	$38.27
Y64T15-0	TRANSFORMER UL CLASS 2	1	$91.98	$91.98
§Water Sys-BAC	3. Water System - Average (15-32 HW Points)	1	$1,666.96	$1,666.96
		System Total		**$5,447.29**
		System Quantity	**1**	**$5,447.29**

TURBINA DE GENERACION ALLISON Y SOLAR				
Tesis Valarezo\Controls\COTIZACION				
Item	**Description**	**Qty**	**Unit**	**Total**
AHU System-BAC	MTC tasks for custom BACnet AHU Systems	1	$475.11	$475.11
FTG18A-600R	REMOTE MTD PROBE	2	$12.94	$25.88
HT-6703-0N00P	HUMIDITY TRNSMTR DUCT MT	1	$177.19	$177.19
M9000-340	FOR VG1000 BALL VALVES, WITH M9210/M9920	2	$154.31	$308.62
MS-FEC2621-0	FEC2621-1,FEC 17	1	$587.47	$587.47
P32AC-2C	DIF,0.05 - 5 INWC,DIF=0.04-0.2 INWC,SPDT	2	$91.81	$183.61
P32AC-2C	DIFF AIR PRESSURE SWITCH;	1	$91.80	$91.80
RIBU1C	SPDT,10A,HC=10-30 VAC/DC,W/LED	2	$16.96	$33.93
TE-6300W-102	T-WELL 6" SS DIRECT MNT	2	$56.98	$113.96
TE-6311M-1	8" 1000 OHM NI DUCT TEMP	1	$15.90	$15.90
TE-631AM-2	WELL TEMP SEN 6" 1K NI	2	$19.14	$38.29
Y64T15-0	TRANSFORMER UL CLASS 2	1	$91.97	$91.97
		System Total		**$2,143.73**
		System Quantity	**9**	**$19,293.57**

TURBINA DE GENERACION AVON				
Tesis Valarezo\Controls\COTIZACION				
Item	**Description**	**Qty**	**Unit**	**Total**
AHU System-BAC	MTC tasks for custom BACnet AHU Systems	1	$ 650.79	$650.79
FTG18A-600R	REMOTE MTD PROBE	2	$12.94	$25.88
HT-6703-0N00P	HUMIDITY TRNSMTR DUCT MT	1	$177.19	$177.19
M9000-340	FOR VG1000 BALL VALVES, WITH M9210/M9920	2	$154.31	$308.62
MS-FEC2621-0	FEC2621-1,FEC 17	1	$587.48	$587.48
P32AC-2C	DIF,0.05 - 5 INWC,DIF=0.04-0.2 INWC,SPDT	2	$91.80	$183.60
P32AC-2C	DIFF AIR PRESSURE SWITCH;	1	$91.81	$91.81
RIBU1C	SPDT,10A,HC=10-30 VAC/DC,W/LED	2	$16.97	$33.94
TE-6300W-102	T-WELL 6" SS DIRECT MNT	2	$56.99	$113.99
TE-6311M-1	8" 1000 OHM NI DUCT TEMP	1	$15.90	$15.90
TE-631AM-2	WELL TEMP SEN 6" 1K NI	2	$19.14	$38.28
Y64T15-0	TRANSFORMER UL CLASS 2	1	$91.96	$91.96
		System Total		**$2,319.44**
		System Quantity	**2**	**$4,638.88**

VALVULAS DE CONTROL				
Tesis Valarezo\Controls\COTIZACION				
Item	**Description**	**Qty**	**Unit**	**Total**
VG12A5GT+94NGGA	2-1/2" 2W BALL VAL 74 CV	18	$901.68	$16,230.17
VG12A5HU+94NGGA	3" 2W BALL VALVE 134 CV	4	$965.00	$3,860.01
		System Total		**$20,090.18**
		System Quantity	**1**	**$20,090.18**

TOTAL	**$51051,61**

PRESUPUESTO POWER PLANT CIVIL

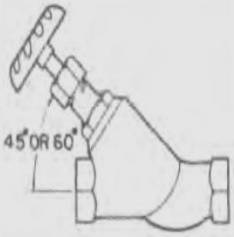
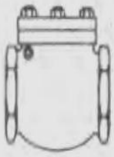
PRESUPUESTO POWER PLANT CIVIL				
ITEM	**DESCRIPTION**	**MANO DE OBRA**	**PRECIO UNITARIO**	**PRECIO TOTAL**
1	CONSTRUCCION ZANJA Y COLOCACION DE TUBERIA ELECTRICA	$4,200.00	$7,927.50	$7,927.50
2	CONSTRUCCION DE BASES Y CUBIERTA DE BOMBAS	$4,800.00	$9,060.00	$9,060.00
3	CONSTRUCCION DE BASES DE HORMIGON	$3,600.00	$6,795.00	$27,180.00
4	IZADO DE MAQUINARIA	$3,000.00	$5,662.50	$5,662.50
			SUB-TOTAL	$49,830.00
			IVA	$5,979.60
			TOTAL	$55,809.60

APÉNDICE K

PERDIDAS EN ACCESORIOS EQUIVALENCIA EN PIES DE TUBERIA

TABLE 10—VALVE LOSSES IN EQUIVALENT FEET OF PIPE*

Screwed, Welded, Flanged, and Flared Connections

NOMINAL PIPE OR TUBE SIZE (in.)	GLOBE†	60° - Y	45° - Y	ANGLE†	GATE††	SWING CHECK‡	LIFT CHECK
							
⅜	17	8	6	6	0.6	5	
½	18	9	7	7	0.7	6	
¾	22	11	9	9	0.9	8	Globe & Vertical Lift Same as Globe Valve**
1	29	15	12	12	1.0	10	
1¼	38	20	15	15	1.5	14	
1½	43	24	18	18	1.8	16	
2	55	30	24	24	2.3	20	
2½	69	35	29	29	2.8	25	
3	84	43	35	35	3.2	30	
3½	100	50	41	41	4.0	35	
4	120	58	47	47	4.5	40	
5	140	71	58	58	6	50	
6	170	88	70	70	7	60	
8	220	115	85	85	9	80	
10	280	145	105	105	12	100	
12	320	165	130	130	13	120	Angle Lift Same as Angle Valve
14	360	185	155	155	15	135	
16	410	210	180	180	17	150	
18	460	240	200	200	19	165	
20	520	275	235	235	22	200	
24	610	320	265	265	25	240	

*Losses are for all valves in fully open position.

†These losses do not apply to valves with needle point type seats.

‡Losses also apply to the in-line, ball type check valve.

**For "Y" pattern globe lift check valve with seat approximately equal to the nominal pipe diameter, use values of 60° "Y" valve for loss.

††Regular and short pattern plug cock valves, when fully open, have same loss as gate valve. For valve losses of short pattern plug cocks above 6 ins. check manufacturer.

Fuente: Manual de Carrier, capitulo 1, parte 3

APÉNDICE L

PLANOS SISTEMA DE AGUA HELADA

BIBLIOGRAFÍA

1. ASHRAE, “CD ASHRAE HANDBOOK”, 1997: Fundamentals, Equipment, Applications, Refrigeration.

2. Taco Company, Catalogo Electrónico Taco Net, 1999.

3. TERMODINAMICA-Faires/Simmang 6ta Edición-Capitulo 15, TURBINAS A GAS Y MOTORES DE REACCION

4. TERMODINAMICA-Faires/Simmang 6ta Edición-Capitulo 17, CICLOS INVERSOS

5. York International – TURBINE INLET AIR CHILLING – THE STELLAR GRUP

6. Johnson Controls – EQUIPMENT SELECTION TOOLS – YORKworks

7. Solar Turbines and Caterpillar Company – Gas Turbine Generator Set.

8. LOREN COOK, “Handbook Engineer”, 2000.

9. CARRIER CORPORATION, “Handbook of Air Conditioning System Design”, McGraw-Hill,1965.