Torres de enfriamiento de tiro forzado: alternativas, riesgos y limitaciones

AUTOR: ING. MARTIN BALESTIE, B.A.B.M.
E-mail: cti@adinet.com.uy

• Introducción

A pesar de frecuentemente estar construidas en materiales similares, las torres de enfriamiento de agua pueden diferir notablemente en aspectos, "intangibles" pero fundamentales como ser el rendimiento real de la unidad. A menudo, estas "sutilezas técnicas" son solamente discernibles por los profesionales que diariamente o sistemáticamente participan del diseño, fabricación y/o evaluación de dichas unidades. En muchos casos, verdaderamente lamentables, estas sutilezas se traducen para los confiados usuarios en importantes irregularidades térmicas, "inexplicables", y que a menudo ocasionan trastornos y/o perjuicios en el proceso productivo en montos que exceden varias veces la inversión de capital realizada.

A continuación analizaremos los resultados totalmente dispares, inadmisibles en un contexto de ingeniería informado, que surgen de la fabricación e instalación de unidades con "limitaciones de base."

• Tiro inducido versus tiro forzado

Si bien prácticamente toda torre de enfriamiento de agua o condensador evaporativo incluye algún tipo de tiro mecánico, los distintos fabricantes no siempre instalan los diferentes componentes de la misma manera. Así pues, como se puede ver en la Figura 1., la colocación del ventilador, por ejemplo de flujo axial, puede realizarse induciendo un vacío en el plenum de la torre o forzando el ingreso del aire desde un lateral (ver Figura2).

A simple vista, inspeccionando las distintas unidades, no parecen diferir mucho, suponiendo que los materiales de construcción empleados sean "equivalentes". Sin embargo, aunque fuera del alcance de esta presentación, existen torres de enfriamiento con vida útil comprobable de 20-25 años y torres de enfriamiento cuya vida útil, térmica y materialmente hablando, no supera los 2 años.

La alternativa de tiro forzado simplemente perpetúa disfunciones "térmicas estructurales" inaceptables en contextos contemporáneos.

En este trabajo vamos a comprobar que, por el motivo que sea - desconocimiento o desprolijidad técnica del fabricante, falsos criterios de economía, adaptación "casera" por "fabricantes" locales "inspirados" en modelos de unidades importadas, empleados fuera del contexto previsto por el fabricante original - la alternativa de tiro forzado simplemente perpetúa disfunciones estructurales inaceptables en contextos contemporáneos, tanto del punto de vista térmico (déficits del orden de 20-30% o más) como del punto de vista de costos operativos (del orden de 1 a 3).

Estas limitaciones explican claramente por qué las torres de tiro forzado, en parte son hoy en día prácticamente inexistentes en los parques industriales, usuarios de riesgo que como veremos, no pueden hacer depender el proceso productivo por aleatoriedades como literalmente "de dónde sopla el viento." En las medianas y pequeñas plantas, como por ejemplo la industria plástica, aire acondicionado, fábricas de helado, metalúrgicas, el problema

Figura 1 - Tiro inducido

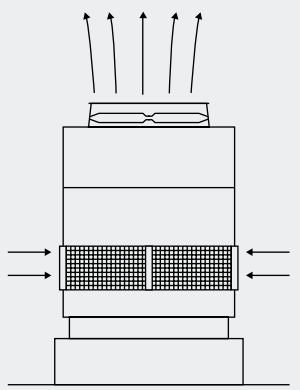
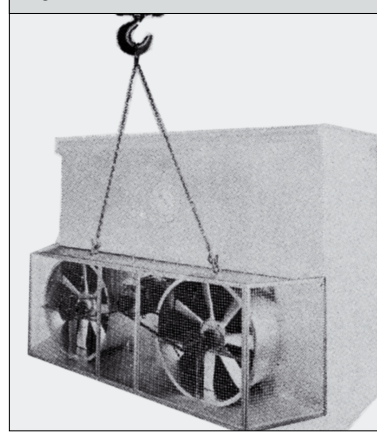


Figura 2 - Tiro forzado



se exacerba por la frecuente instalación de las unidades en espacios relativamente confinados. El rendimiento térmico, un intangible supuesto de buena fé, no es moneda corriente en el 100% de los proveedores, máxime si se trata de proponentes de dedicación parcial y/o no especializada.

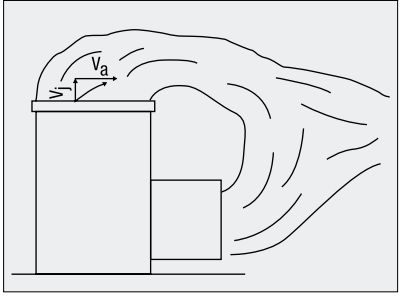
• Primera significación térmica asociada a las torres de enfriamiento de tiro forzado: subrendimiento térmico.

Por las características inherentes al diseño de la torre de tiro forzado (ver Figura 2), la descarga de aire vertical está necesariamente limitada por la velocidad vertical admisible a través del relleno, típicamente entre entre 2 y 4 m/s (1). Esta velocidad de descarga contrasta con la de ingreso de aire a la torre, digamos por ejemplo valores cercanos entre 8 y 9m/s. En una torre de tiro inducido, estos valores naturalmente se permutan dado que en este caso es el ventilador el que "expulsa" el aire en la parte superior (entre 9 y 10 m/s) mientras que las tomas de aire son de baja velocidad de ingreso.

Como resultado de esta decisión de diseño/fabricación, se plantean para las unidades de tiro forzado, en principio, cuatro situaciones estructurales indeseables (6):

1. una baja velocidad de descarga vertical (1/3 de la correspondiente a una torre de tiro inducido);

Figura 3 - Ilustración del problema de recirculación y consecuente colapso térmico inherente asociado al diseño de una torre de tiro forzado.



2. una alta velocidad de ingreso, por ejemplo 2.5 veces la velocidad de descarga;

3. como resultado de 1. y 2. , aumento significativo de instancias de recirculación (ver Figura3) y resultante colapso del rendimiento térmico "prometido" y

4. un exacerbado aumento de ingreso de partículas y polvos frecuentemente presentes en ambientes industriales, debido a la comparativamente "violenta" aspiración de la unidad, 2-3 veces la correspondiente a un diseño de tiro inducido. (ver Figura 3)

• Ilustración del problema de recirculación y consecuente colapso térmico inherente asociado al diseño de una torre de tiro forzado.

El diseño de torre de tiro forzado y en cierta medida el condensador evaporativo de igual diseño, debe mantener una velocidad de descarga lo más alta posible si quiere evitar o minimizar el altísimo riesgo de recirculación que por las características inherentes autogenera. Lamentablemente, esto acarrea de facto, configurar una velocidad de descarga vertical simultáneamente "acotada" por la velocidad permisible a través del relleno. El resultado, cualquiera sea el compromiso elegido, es una velocidad de descarga extremadamente baja con alto riesgo de autosaturación del entorno/aire de alimentación y una velocidad a través del relleno próxima a los límites superiores recomendados con el correspondiente excesivo aumento de la caída de presión a través del mismo y consecuente aumento del brake horsepower (2) de la unidad.

El déficit involucrado puede oscilar entre valores cercanos al 20% y hasta más del 40% según los casos.

Aún suponiendo por ejemplo 600 fpm, esta velocidad termina siendo muy subóptima, pues simultáneamente:

- como velocidad vertical de descarga es "demasiado baja" (debería ser el doble o el triple, un viento desfavorable moderado puede rondar 4 m/s, "mayorando" la dirección de la resultante hacia la zona de aspiración)

- como velocidad a través del relleno es "muy alta" (podría ser la mitad, u optimizando el uso de rellenos y reduciendo el BHP , situando dicho valor dentro del rango 300-675 fpm o 2 a 3,4 m/s).

Vemos entonces que prácticamente para cualquier combinación de velocidades, el resultado asociado está lejísimos de ser satisfactorio; la cota de velocidad impuesta de "circular" a través del relleno (a lo sumo 3,4 m/s) impone una cota para la velocidad de descarga vertical insuficiente para minimizar problemas de recirculación de aire de descarga saturado que lleva a la unidad a autocondenarse además de generar y trabajar en una zona de alto riesgo, con la consecuente disfunción térmica.

La inestabilidad térmica de las torres de tiro forzado está muy bien documentada (Burger.119): "…este tipo de torres puede crear subrendimientos muy significativos que resultan costosos y embarazosos para los ingenieros y consultores. Estos problemas de ninguna manera contribuyen positivamente a la confianza a depositar por parte de los dueños u operadores de la instalación, incluyendo estudios de arquitectura, en los consultores de aire acondicionado y refrigeración…"

Esta "falla" estructural, inherente al diseño de la torre y/o condensadores evaporativos de tiro forzado se ve incluso exacerbada cuando fabricantes tal vez desatentos inclinan incluso el plano del ventilador orientando la zona de aspiración acercando la captación de aire a la masa de aire saturado de las descargas (ver Figura 4).

La consecuencia de la distribución de velocidades resultante es el colapso de la unidad, funcionamiento aleatorio y/o déficits de rendimiento inadmi-

sibles, debido al aumento "brutal" de la temperatura de bulbo húmedo de la masa de aire que efectivamente ingresa. Puede observarse (ver Apéndice I) que el resultado de aplicar las prescripciones clásicas para evaluar la inestabilidad inherente en el rendimiento de estas torres involucra déficits promedio entre 15 y 35%, incluso en muchos casos cercanos al 20% y hasta más del 40%.

Por su parte, en la Figura 5 puede notarse el deterioro térmico esperable, 20% - 40% (entre 1 y 1,6ºC).

Si bien podemos ver déficits "centrales" entre 16% - 33%, lamentablemente, el déficit en las distintas unidades puede ser sensiblemente mayor: el déficit involucrado puede oscilar entre valores cercanos al 20% y hasta más del 40% según los casos. Teniendo en cuenta estas consideraciones, el efecto concreto se traduce en por ejemplo:

- una torre de enfriamiento ofertada para 100 t.r. (toneladas de refrigeración) estará entregando c. 60 – 80 t.r.; (3)

- una torre de enfriamiento ofertada para 150 t.r. estará entregando poco más de 100 t.r. y sucesivamente.

El déficit involucrado puede oscilar entre valores cercanos al 20% y hasta más del 40% según los casos.

Es especialmente "grave" cuando los profesionales intervinientes, consultores y/o los departamentos de ingeniería de las firmas proveedoras/contratistas, renuncian o ignoran advertir los perjuicios y riesgos asociados con unidades de diseños históricamente cuestionables.

Estos resultados numéricos, irrebatibles, coinciden con la infinidad de testimonios de la literatura, incluyendo tanto fabricantes como consultores independientes así como especialistas en equipamiento de intercambio incluyendo torres de enfriamiento, condensadores evaporativos, equipos con condensador por aire y enfriadores en general.

Evapco, Inc. (fabricante de torres de enfriamiento y condensadores evaporativos) mencionó: "… un pequeño aumento en la temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada, por ejemplo de 0,66ºC, digamos desde 25,60 ºC a 26,70ºC involucra una reducción de capacidad térmica de la torre de enfriamiento del 16%. Esto se traduce en un aumento de la temperatura de salida del agua fría de 0,5 ºC. (4)

Hemos visto colapsos debidos a efectos de recirculación con aumentos de temperatura de bulbo húmedo de entrada entre 1,6 Y 2ºC y aún mayores. En estos casos, el colapso térmico es superior al 50% con aumentos en la temperatura de agua de salida de 1,5 ºC o más…"

Robert Burger (consultor independiente) dijo: "… debido a esto, la capacidad de la torre puede reducirse hasta valores tan altos como 30%…" (6)

Nota: bajando sólo 0,3 ºC la temperatura de retorno al condensador de una instalación de aire acondicionado y refrigeración, diagramas de entalpías, ocasiona una economía del 3% en el consumo eléctrico del sistema. Inexplicables "cortes por alta" - es importante esto?

Por su parte, Robert Monroe (ingeniero principal, Hudson Products; fabricante de intercambiadores de calor y ventiladores axiales de gran porte) señaló: "… debido a la recirculación, pueden presentarse problemas de rendimiento drásticos …" (ver Figura 6)

Figura 6

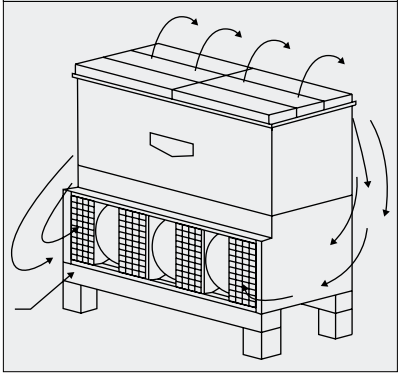


Figura 4

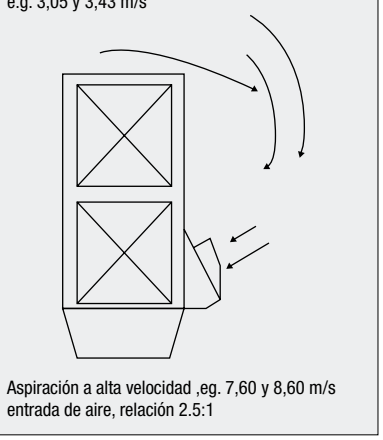
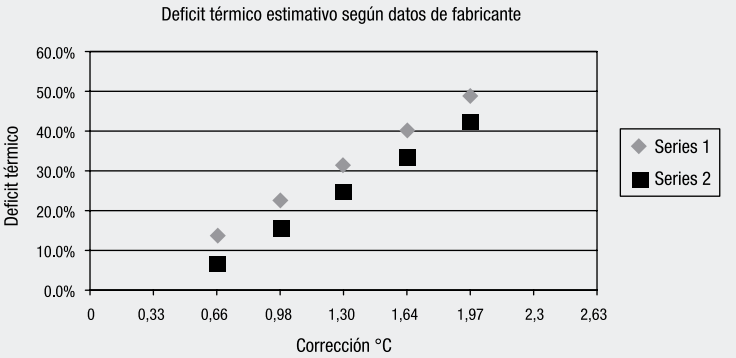


Figura 5 - Deterioro térmico esperable, 20% - 40% (3°F-5°F)



La inestabilidad del rendimiento de estas torres, al considerar seriamente escenarios de encajonamiento de aire en el hacinamiento de unidades, tan frecuente en ambientes industriales e incluso residenciales (ver Figura 6), lleva a comentarios drásticos como el siguiente hecho por Robert Burger: "… para obtener rendimientos siquiera cercanos a las condiciones de diseño, deben considerarse correcciones entre 0,98 y 1,64 ºC en el dimensionamiento de la temperatura de bulbo húmedo…"

En tanto que John Hensley/Marley Cooling Tower Co. (fabricante de torre de enfriamiento) menciona: "… las torres de enfriamiento de tiro forzado están caracterizadas por velocidades altas de ingreso de aire y bajas velocidades de descarga de aire saturado. Por tanto, son extremadamente susceptibles a la recirculación siendo sus rendimientos de mayor inestabilidad…"

Robert Burger (consultor independiente): "… este tipo de torres (Burger.119) puede crear subrendimientos muy significativos que resultan costosos y embarazosos para los ingenieros y consultores. Estos problemas de ninguna manera contribuyen positivamente a la confianza a depositar por parte de los dueños u operadores de la instalación, incluyendo los estudios de arquitectura, en los consultores de aire acondicionado y refrigeración…"

En cuanto a la opinión de John Hensley/Marley Cooling Tower Co. (fabricante de torres de enfriamiento), el mismo acota "… siendo que el impacto en la temperatura de bulbo húmedo del aire de ingreso puede ser incrementada hasta 3 – 5 °Farhenheit más allá de la temperatura de bulbo húmedo ambiente … el usuario requerirá sensatamente el auxilio de profesionales y/o firmas calificadas …"; en ciertos casos "… la temperatura de bulbo húmedo de ingreso ha sido entre 6 y 7° Farhenheits mayor …"

• Segunda significación asociada a las torres de enfriamiento de tiro forzado: consumo en la potencia al freno (BHP) en relación 3:1 con standards contemporáneos

El "tiro de gracia" tal vez para este diseño de torre de enfriamiento lo configura un análisis un poco mas cuidadoso, estudiando una unidad que si bien en el rango de torres de enfriamiento de agua (e.g. hasta 33.160 m^3/h y más) es relativamente pequeña, en el contexto de tal vez la "mayoría" de los usuarios, puede parecer suficientemente "grande" (5)

La alternativa de tiro forzado involucra un despropósito energético del orden de un 300% vs la alternativa de tiro inducido.

Supongamos el pliego de la licitación especificase las siguientes condiciones:
Cantidad de unidades: tres (3) unidades
Capacidad individual de cada unidad:
Caudal: 221,000 l/h (973.2 U.S. GPM)
Temperatura de entrada 37°C (98.6°F)
Temperatura de salida 31°C (87.8°F)
Temperatura bulbo húmedo 25°C (77.0°F)

En principio no se han impuesto otras condiciones a los distintos ofertantes. Dado que se trata de unidades idénticas, nuestro breve estudio puede restringirse a analizar las propuestas unitarias y "cotejar" un poco las distintas alternativas.

Características básicas de la torre A:
Tiro: forzado
Flujo: contracorriente
Largo: 4.88m
Ancho: 2.44m
Altura: 2.80m
Otros: cuatro (4) moto-ventiladores axiales, c/u diámetro 1 metro - motor 7,5 HP
Potencia total instalada: 30 HP

Características básicas de la torre B (KFT-350-C1):
Tiro: inducido
Flujo: contracorriente
Largo: 3.35m
Ancho: 3.35m
Altura: 3.93m
Otros: uno (1) moto-ventilador axial, diám. 2.4 m motor 10 HP
Potencia total instalada: 10 HP

La alternativa A - tiro forzado - impone un costo de operación al usuario proporcional a 90 HP y la alternativa B – tiro inducido – impone un costo de operación de sólo 30 HP, 1/3 de la alternativa anterior. Adicionalmente, la descarga de aire, además de trabajar a velocidades dos o tres veces mayores que en la unidad anterior, se realiza incluso a más de 1 metro por encima de su "colega." Tanto en las instalaciones industriales, como en los espacios disponibles en shoppings usualmente se presentan obstáculos cercanos que conspiran contra el funcionamiento de las torres, en la medida que las descargas de las torres estén por encima todos los riesgos de colapso, inherentes o no, se minimizan.

El interés por lograr velocidades altas de descarga para evitar recirculación en las unidades de tiro forzado se contrapone irremediablemente con cualquier intento de disminuir la potencia efectiva de consumo, un verdadero callejón sin salida. El equipo de tiro forzado, sea torre de enfriamiento o condensador evaporativo, queda condenado a las fallas inherentes al diseño de tiro forzado.

Si a este despropósito agregamos el potencial de disfunciones térmicas comprobables en el punto anterior, podemos confirmar lo que cualquier investigación de mercado apunta: alternativa prácticamente extinguida en los parques industriales y aplicaciones de aire acondicionado, excepto en las infelices instancias en que las características asociadas a este diseño no han trascendido, e.g. ignorancia de los consultores, contratistas y/o revendedores y obviamente, el usuario no especializado.

Es especialmente "grave" cuando los departamentos de ingeniería de las firmas

proveedoras, renuncian o ignoran los perjuicios y riesgos asociados con unidades de diseños históricamente cuestionables, abordando una especialidad con una óptica y/o atención de tipo dedicación "part-time" o incluso "amateur" del problema. Estos esfuerzos manejados por profesionales no especializados en el tema, el afán por obtener ordenes de compra con alternativas de "precios bajos" como único argumento, ignorando la realidad asociada, resulta en perjuicio del usuario industrial, naturalmente no familiarizado con las "sutilezas" de la especialidad y por lo tanto, frecuentemente imposibilitado de evaluar fácilmente dos o más cotizaciones de equipos que aparentemente "ealizan el mismo trabajo".

· Otras significaciones

Existen al menos por lo menos dos observaciones técnicas adicionales, si bien tal vez no de la importancia de las dos anteriores, pero que sin embargo deberán ser consideradas y analizadas.

- Seguridad Industrial: el diseño original de estas torres presumía la utilización de ventiladores centrífugos sin partes móviles expuestas, y en las alternativas de ventiladores axiales, la inclusión de un pequeño túnel de entrada ("fan cowls"). Independientemente que la ausencia de este componente ocasiona un menor rendimiento del ventilador axial, es tal vez contemporáneamente hablando, muchísimo más importante el riesgo de accidente de graves consecuencias al tener un elemento como ser un ventilador axial, a 750 – 900 rpm, sin ninguna protección (para el operario) más allá de una rejilla que la mayoría de las veces termina por "perderse" al efectuar mantenimiento dentro de las torres, algo tan simple como "limpiar" las bateas o piletas de agua de las torres. Es esto importante?

A todos nos gusta bajar costos, pero como todo fabricante responsable entiende, muchos componentes hay que ponerlos porque tienen una función específica a cumplir.

- Uso racional del agua: Debido a que este diseño de torre de enfriamiento (tiro forzado) deja expuesta la capa de eliminador de gotas de la unidad, sin protección, es frecuente el deterioro prematuro de los mismos (material: polipropileno inyectado, material mecánicamente "blando" y el más barato de los plásticos) con la consecuente significativa ejección de gotas hacia los alrededores. Groseramente, una capa de separador de gotas en mal estado puede expulsar 75 veces más agua que la masa prevista en el diseño. Perjuicios involucrado: maquinaria cercana, problemas institucionales (vecinos, playa de estacionamiento linderas), costos de reposición y tratamiento de agua.

Otro problema frecuentemente asociado a la omisión mencionada involucra la aparición crónica de algas en los mismos, al crearse un entorno óptimo para procesos de fotosíntesis de características similares al que se produce en las torres de flujo cruzado. Mayor obturación, mayor dificultad de funcionamiento correcto del equipo (aumenta significativamente la pérdida de carga, como si ya no tuviésemos bastantes parásitos).

· Conclusiones

A pesar de frecuentemente estar construidas de materiales similares, las torres de enfriamiento de agua pueden diferir notablemente en aspectos, "intangibles" pero fundamentales como ser el rendimiento real de la unidad. A menudo, estas "sutilezas técnicas" son solamente discernibles por los profesionales que diariamente o sistemáticamente participan del diseño, fabricación y/o evaluación de dichas unidades. En muchos casos, verdaderamente lamentables, estas sutilezas se traducen para los confiados usuarios en importantes irregularidades térmicas, "inexplicables", y que a menudo ocasionan trastornos y/o perjuicios en el proceso productivo en montos varias veces la inversión de capital realizada.

Las torres de enfriamiento de tiro forzado presentan "intangibles" que frecuentemente son ignorados por usuarios industriales, naturalmente ajenos a la especialidad, pero también por profesionales del sector que tanto especifican como instalan unidades apelando a la buena fé de los proveedores o a la similitud de datos de catálogos. Lamentablemente, por las razones que sean, los riesgos y las limitaciones de un diseño históricamente exhausto se subordinan al interés comercial de proveedores o intermediarios ocasionales o en el mejor de los casos, de escasa formación en la especialidad.

Concretamente, las torres de enfriamiento de tiro forzado:

a. configuran un alto riesgo de déficit, con incumplimientos térmicos cercanos al 20% e incluso fácilmente escalables al 40 – 50%.

b. involucran un despropósito energético del orden de un 300% superior a los standares contemporáneos.

c. provocan un aumento innecesario en el riesgo industrial y seguridad de operarios.

d. plantean perjuicios adicionales (institucionales/vecinos, maquinaria lindera, playas de estacionamiento, costos de tratamiento de agua) por exceso de arrastre o salpicado de gotas al producirse el deterioro prematuro de las capas de eliminadores de gotas, al no contar con las protecciones de otros diseños.

Es especialmente "grave" cuando los departamentos de ingeniería de las firmas proveedoras/contratistas, renuncian o ignoran advertir los perjuicios y riesgos asociados con unidades de diseños históricamente cuestionables, abordando una especialidad con una óptica y/o atención de tipo dedicación "part-time" o incluso "amateur" del problema.

Bibliografía

1. Burger, R. "Cooling Tower Technology: Maintenance, Upgrading and rebuilding," 2nd. Ed., Fairmont Press, Inc. 1989.
2. Bulletin 311A "Equipment Layout for cooling towers, evaporative condensers and closed circuit coolers," Evapco Inc., 1986
3. Bulletin 208 "A-Line Cooling Towers" BAC, January 1965
4. Bulletin 97.09 KS Cooling Tower selection table, King Sun Industry, 1997.
5. Hensley, J. "Cooling Tower Fundamentals," 2nd. Ed. MCT 1985
6. Monroe, R. "Improving Cooling Tower Fan System Efficiencies," Combustion, Volume 50, Number 11, May 1979.
7. Balestié, M. "Restauración de torres de enfriamiento de flujo cruzado", La Técnica del Frío, Año XLVII, N° 508, Buenos Aires, Octubre de 1998.
8. Dodds, J. "Condensadores Evaporativos", La Técnica del Frío, N° 343, Buenos Aires, Marzo/Abril 1984.

Tabla 1

Nota del Editor: En la primer columna , los 3 números 95/85/75 corresponden a temperaturas expresadas en ºF , esto es la temperatura de entrada de agua a la torre de enfriamiento 95ºF (35ºC).
85ºF (29,5ºC) , es la temperatura de salida de agua de la torre de enfriamiento.
mientras que 75ºF(23,9ºC) , es la temeperatura de bulbo húmedo.
Las otras columnas simplemente indican la capacidad ya referida a condiciones de efecto frigorífico en el evaporador , pero ya penalizadas por la retroalimentación con aire saturado, lo que en la práctica se traduce en el recálculo de la capacidad con valores de temperatura de bulbo húmedo mayores , por ejplo : 78ºF(28,56 ºC), 80ºF (26,67ºC).

		3°F			5°F	
95/85/75	95/85/78		DEFICIT	95/85/80		DEFICIT
13.3	10	75.2%	24.8%	7.7	57.9%	42.1%
19	15	78.9%	21.1%	11.3	59.5%	40.5%
24.3	20	82.3%	17.7%	15.7	64.6%	35.4%
30	25	83.3%	16.7%	16.7	55.7%	44.3%
37	30	81.1%	18.9%	23	62.2%	37.8%
40	35	87.5%	12.5%	27.3	68.3%	31.8%
48	40	83.3%	16.7%	31.7	66.0%	34.0%
49	40	81.6%	18.4%	30	61.2%	38.8%
54	45	83.3%	16.7%	35	64.8%	35.2%
60	50	83.3%	16.7%	39	65.0%	35.0%
72	60	83.3%	16.7%	46	63.9%	36.1%
74	60	81.1%	18.9%	48	64.9%	35.1%
85	70	82.4%	17.6%	54	63.5%	36.5%
91	75	82.4%	17.6%	58	63.7%	36.3%
97	80	82.5%	17.5%	63	64.9%	35.1%
100	80	80.0%	20.0%	60	60.0%	40.0%
109	90	82.6%	17.4%	69	63.3%	36.7%
111	90	81.1%	18.9%	72	64.9%	35.1%
123	100	81.3%	18.7%	77	62.6%	37.4%
131	110	84.0%	16.0%	86	65.6%	34.4%
150	125	83.3%	16.7%	102	68.0%	32.0%
179	150	83.8%	16.2%	120	67.0%	33.0%
207	175	84.5%	15.5%	140	67.6%	32.4%
208	200	96.2%	3.8%	164	78.8%	21.2%
244	200	82.0%	18.0%	157	64.3%	35.7%
271	225	83.0%	17.0%	176	64.9%	35.1%
309	250	80.9%	19.1%	186	60.2%	39.8%
312	265	84.9%	15.1%	216	69.2%	30.8%
312	300	96.2%	3.8%	246	78.8%	21.2%
362	300	82.9%	17.1%	249	68.8%	31.2%
417	350	83.9%	16.1%	282	67.6%	32.4%
417	400	95.9%	4.1%	330	79.1%	20.9%
488	400	82.0%	18.0%	314	64.3%	35.7%
542	450	83.0%	17.0%	356	65.7%	34.3%
618	500	80.9%	19.1%	372	60.2%	39.8%
625	525	84.0%	16.0%	425	68.0%	32.0%
625	600	96.0%	4.0%	496	79.4%	20.6%
724	600	82.9%	17.1%	492	68.0%	32.0%
833	700	84.0%	16.0%	564	67.7%	32.3%
833	800	96.0%	4.0%	660	79.2%	20.8%
980	800	81.6%	18.4%	633	64.6%	35.4%
1086	900	82.9%	17.1%	738	68.0%	32.0%
1250	1050	84.0%	16.0%	846	67.7%	32.3%
1250	1200	96.0%	4.0%	990	79.2%	20.8%
		Deficit promedio	15.6%		Deficit promedio	33.4%

• Apendice I

La siguiente tabla, calculada en base a información suministrada por el fabricante, nos ilustra inequívocamente los funestos resultados de ignorar, voluntaria o involuntariamente, las sutilezas una especialidad. (Ver tabla 1).

• Apéndice 2

Ejercicio numérico: Rendimiento Térmico

Como ilustración, veamos concretamente como se interpreta, numéricamente, de manera inequívoca "el concepto ambiguo" de "recirculación" y su impacto en la evaluación de una pequeña unidad de tiro forzado.

La unidad en cuestión está propuesta para entregar el siguiente servicio:

Caudal de agua: 13,626 l/h = 60 U.S. GPM
Temp. agua de entrada 37°C = 98.6°F
Temp. agua de salida 31°C= 87.8°F
Temp. bulbo húmedo: 25°C= 77.0°F
Q original = 13,626 l/h * (37° - 31°C) = c. 81,756 kcal/h

500 * 60 GPM * (98.6-87.8°F) = 82 kcal/h.

Siendo la sección de la torre c. 77cm * 77cm, rápidamente podemos evaluar la densidad de flujo de agua ("water loading"):

Water loading = 60 U.S. GPM / (0.77 * 0.77 * 10.76) = 7686 $m^3/m^2/h$.

Podemos estimar la altura de relleno empleada en aproximadamente 45cm-60 cm, utilizando integración Merkel/ Tchebycheff a 4 puntos y así mismo, inspeccionando groseramente la disponibilidad de espacio para la instalación del mismo. Obtenemos entonces, respectivamente:

98.6/87.8/77.0 675 fpm
98.6/89.0/80.0 675 fpm
→ (98.6-89.0)*100/(98.6-87.8)= 88.8% -> deficit c. 11-12%

98.6/87.8/77.0 675 fpm
98.6/89.9/82.0 675 fpm
→ (98.6-89.9)*100/(98.6-87.8)= 80.5% -> déficit c. 19-20%

Estos déficits corresponden a celdas de testeo en condiciones ideales tanto en la distribución de agua como de aire. De todas maneras, con herramientas rudimentarias, programable en cualquier calculadora científica, ya se perfila el significativo colapso que involucra la inestabilidad en el rendimiento térmico asociado a las torres de tiro forzado.

Evaluación de las velocidades de entrada y salida de la unidad

Estimemos finalmente la velocidad de aspiración de la unidad. Siendo el diámetro del ventilador 55cm, podemos fácilmente derivar:

caudal de aire estimado = 0.77m * 0.77m * 10.76 sq/m2 * 675 fpm = 122 m^3 / minuto.
Siendo el área barrida por el ventilador =3.14* r* r = 3.1415* 0.275m* 0.275m* 10.75 sq/m2= 2.55 sq.ft.
luego la velocidad de ingreso está dada por:
velocidad de ingreso = 4307 / 2.55 = c. 1690 fpm = 2.5 * 675 fpm

Nota: si fuese 600 fpm resultaría idéntico resultado: 3828 CFM -> 1501 fpm ingreso = 2.5 * 600 fpm

La velocidad de aspiración resulta dos veces y media la velocidad de descarga.

Referencias

(1) Nota del Editor: fpm significa pies por minuto, 1 pie por minuto es equivalente a 0,305 metros por segundo.

(2) Nota del Editor: Abreviatura de la expresión inglesa brake horse power, es decir potencia al freno, o sea la potencia efectiva que puede desarrollar un motor y que puede obtenerse por medio de un freno dinamométrico. Es una indicación bastante convencional y genérica, ya que no hace referencia a ninguna norma o modalidad de medida. La obtención de la potencia efectiva de un motor representa uno de los problemas más controvertidos entre los constructores, para el cual aún no se ha encontrado una solución unificada. Es preciso observar, además, que el B.H.P. adopta como unidad de medida el caballo de vapor inglés (símbolo, ligeramente mayor que el CV: 1 HP-76 kgm/s, mientras que 1 CV = 75 kgm/s.

(3) Nota del Editor: La tonelada de refrigeración es la unidad de medida empleada en los países anglosajones, especialmente en los Estados Unidos de Norteamérica, para medir la capacidad de producir frío de las máquinas refrigeradoras. Equivale a una potencia capaz de extraer 12.000 BTUs de calor por hora, es decir que, en el SI, equivale a 3.516 kW.

(4) Nota del Editor: Conversión de temperatura – Fahrenheit a Centígrados

El sistema métrico utiliza la escala Celsius para medir la temperatura. Sin embargo la temperatura en Estados Unidos se mide en grados Fahrenheit.

El agua se congela a 0º Centígrados y hierve a 100º Centígrados, lo que indica una diferencia de 100º. El agua se congela a 32º Fahrenheit y hierve a 212º Fahrenheit, lo que indica una diferencia de 180º. Por lo tanto cada grado en la escala Fahrenheit es igual a 100/180 o 5/9 grados en la escala Celsius. Como convertir grados Fahrenheit a grados Celsius: Resta 32º para adaptar el equivalente en la escala Fahrenheit. Multiplica el resultado por 5/9.

Ejemplo:
convierte 98.6º Fahrenheit a Centígrados. 98.6 - 32 = 66.6 luego si multiplicamos los 66.6 x 5/9 = 37 ºC.

(5) Nota del Editor: US GPM es una medida de volumen denominda Galones Por Minuto americanos y 1 GPM equivale a 3,785 litros.

(6) Nota del Editor: La temperatura del bulbo húmedo [°C; °F] se registra corrientemente usando un psicrómetro. Éste mide, además, la temperatura del bulbo seco (= la temperatura del proceso).

Estructura clásica del psicrómetro:

Para esta finalidad la punta de medición del termómetro de bulbo húmedo está recubierta de un material textil (ej., fieltro) y se humedece usando agua destilada. Ambos termómetros se sitúan en un flujo de aire y se protegen contra la radiación calorífica. El agua se evapora con el aire que circula alrededor, haciendo bajar la temperatura. Junto con la temperatura de bulbo seco, la temperatura del bulbo húmedo es una medida de la humedad del aire. La humedad del aire se puede determinar con la ayuda de una tabla psicrométrica ■