



15, 16 Y 17 DE SEPTIEMBRE DE 2021

SISTEMA DE ACUMULACION TÉRMICA PARA ACONDICIONAMIENTO DE AIRE EN QUIRÓFANOS DE HOSPITAL

Facundo P. Inzeo ^{1,2}, Bruno E. García ¹, Néstor N. Reina ¹, Mariano Geréz ¹

¹ Facultad Regional San Nicolás, Laboratorio de Máquinas Térmicas, Universidad Tecnológica Nacional.

Av. Colón N°332, San Nicolás de los Arroyos (CP 2900), Argentina.
correo-e: mgerez@frsn.utn.edu.ar.

² CONICET (Instituto de modelado e innovación tecnológica), Universidad Nacional del Nordeste.

Av. Libertad N°5460, Corrientes (CP W3404AAS), Argentina.

RESUMEN

La aplicación de sistemas de acumulación de frío en los quirófanos de un hospital posibilitaría la absorción de picos de demanda de capacidad frigorífica, permitiendo de este modo el uso de equipos frigoríficos de menor capacidad, y con ello, un ahorro considerado de energía.

Por otra parte, uno de los problemas que podría resolverse es la baja capacidad de generación de energía eléctrica que pudiera haber, ya que, en caso de corte de suministro de energía de la red, el grupo electrógeno no tendría suficiente capacidad para abastecer de potencia a todos los equipos frigoríficos que estuvieran funcionando. Actualmente, casi todos los equipos frigoríficos de gran capacidad poseen un sistema de control que impide el arranque de estos en estos casos, hecho que torna inaceptables las condiciones en los quirófanos durante las operaciones quirúrgicas.

Además, otra función interesante de este tipo de sistemas es que podría mantener en condiciones de confort los quirófanos por un cierto tiempo aun cuando la potencia eléctrica disponible sea mínima, ya que requeriría sólo el funcionamiento de los ventiladores y bombas.

Finalmente, puede distinguirse otra función no menos importante, que es la de mantener lo más constante posible la temperatura y humedad dentro los quirófanos. Ello es debido a que el método actual de control de temperatura de estos sistemas se basa en controles del tipo on-off (funcionamiento discontinuo con arranques y paradas constantes). Por lo tanto, con la implementación de estos sistemas se lograría un control continuo de temperatura.

En este trabajo se busca, a través de un estudio teórico de transferencia de calor, dimensionar un tanque con esferas de hielo de polietileno, para determinada capacidad frigorífica. También, dar a conocer los distintos tipos de sistemas con potencial aplicación en nuestro país.

Palabras Clave: *Acumulación Térmica; Cryogel; Acumulación de Frío; Acondicionamiento de Aire.*

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Objetivos y alcance

El propósito de la acumulación térmica consiste básicamente en generar cierta cantidad de calor en un horario determinado para utilizarla en otro, lo que origina muchas ventajas, tales como: Diseño de equipamiento más pequeño; evitar reciclajes de los equipamientos (Funcionamiento discontinuo); mayor seguridad de funcionamiento; recortes de pico de consumo eléctrico (Menor potencia máxima contratada); aprovechamiento de tarifas eléctricas nocturnas (más económicas). De esa manera, los sistemas de almacenamiento permiten la reducción en capacidad de algún grupo electrógeno fijo para los fines de seguridad del servicio de aire acondicionado, ya que sólo debe alimentarse a las bombas y ventiladores, posibilitando de esta manera un tiempo determinado de funcionamiento en caso de corte eléctrico (importante en el caso de quirófanos).

El objetivo de este trabajo es dimensionar un tanque con esferas de hielo de polietileno, para determinada capacidad frigorífica, a través de un estudio teórico de transferencia de calor. También se busca introducir los distintos tipos de sistemas con potencial aplicación nacional.

1.2. Tipos de almacenamiento térmico

Si bien existen dos tipos de sistemas bien diferenciados: Los de calor sensible (agua fría) y calor latente (agua-hielo), sólo describiremos los últimos [1-3]. Al mismo tiempo, existen muchos tipos de almacenamiento con hielo, pero se centrará en aquellos que utilizan cápsulas de hielo. Esta acumulación se realiza a través de tanques llenos con bolas de plástico flexible rellenas con agua común que congela a los 0°C. Las bolas permiten que haya espacio entre ellas para que circule una solución de etilenglicol que puede alcanzar temperaturas de -6°C sin congelarse y sin dificultarse su bombeo.

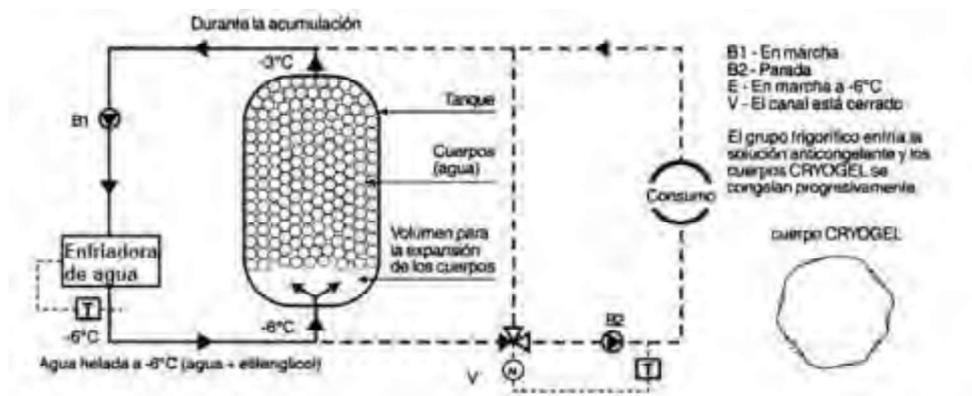


Figura 1. Funcionamiento del sistema con cápsulas de hielo durante la acumulación

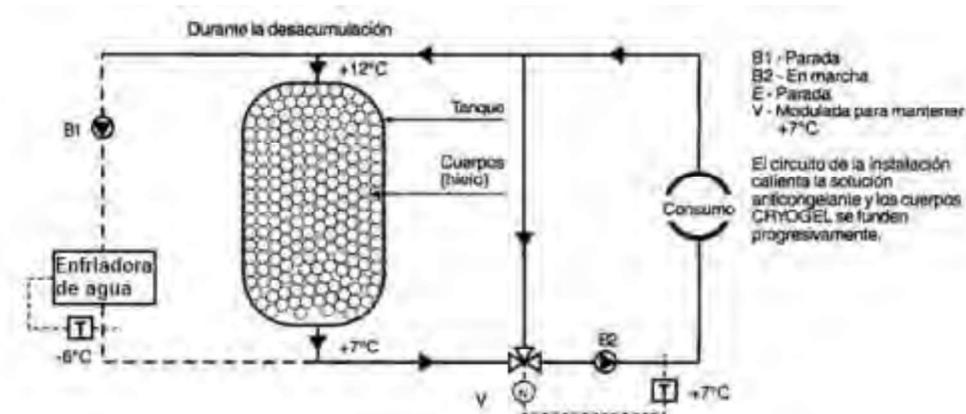


Figura 2. Funcionamiento del sistema con cápsulas de hielo durante el descongelamiento

De esa manera, mientras la solución de etilenglicol está por debajo del punto de congelación, el agente de almacenamiento contenido en las cápsulas se congela. Cuando está por encima, el hielo dentro de los cuerpos de relleno se funde, absorbiendo energía de la solución que alimenta el circuito de utilización.

2. METODOLOGÍA

2.1. Datos disponibles para el estudio

Para el estudio de aplicación de estos sistemas de almacenamiento en los quirófanos se hará uso de los resultados obtenidos en el proyecto final realizado por graduados de la carrera de ingeniería mecánica de la UTN San Nicolás [2] (2010). El mismo consistió en la verificación y rediseño del actual sistema de acondicionamiento de aire de los quirófanos del hospital San Felipe de la ciudad de San Nicolás de los Arroyos.

El sistema a estudiar está conformado por seis quirófanos y un pasillo interno que interconecta los mismos. Este sector cuenta con un total de cuatro equipos acondicionadores de aire, tres de los cuales alimentan dos quirófanos cada uno, y el otro restante, satisface la carga térmica del pasillo. Del trabajo citado se obtuvo la siguiente información:

Tabla 1. Resultado del balance térmico de los quirófanos del hospital San Felipe

| Quirófanos | 1-2 | 3-4 | 5-6 | PASILLO |
|--|-------|-------|-------|---------|
| Potencia de refrigeración (kW) | 46,38 | 51,03 | 50,59 | 31,49 |
| Caudal de aire (m ³ /seg) | 0,89 | 1 | 1 | 0,5 |
| Presión de ventilador (mmH ₂ O) | 212,9 | 212,9 | 212,9 | 42,2 |

Condición de aire exterior considerada: 36 °C HR: 40%

Condición de aire interior de diseño: 20 °C HR: 50%

Las salas de máquinas estarían equipadas, sin considerar la acumulación térmica, con tres unidades de 15 TR (52 kW) para los quirófanos, y una unidad de 10 TR (35 kW) para el pasillo.

2.2. Perfil de carga frigorífica demandada y capacidad de almacenamiento

Se estima que el horario de mayor uso de los quirófanos es durante la mañana a partir de las 10 hs hasta las 14 hs. Se considerará que durante estas 4 horas se utilizan los 6 quirófanos en forma simultánea. Durante las siguientes 6 horas puede considerarse que se utilizan sólo 2 quirófanos. La refrigeración del pasillo no se tendrá en cuenta. Por ello el sistema de almacenamiento se dimensionará para que sea capaz de almacenar: La carga de refrigeración a la máxima potencia demandada por los quirófanos durante las 4 horas enunciadas; La carga de refrigeración de 2 quirófanos durante 6 horas más.

2.3. Parámetros iniciales y consideraciones adicionales

A diferencia de los sistemas convencionales de acondicionamiento de aire en el que el aire es enfriado al atravesar serpentines por los cuales circula freón en evaporación, en estos sistemas el aire es enfriado indirectamente por circuitos de agua fría que anteriormente ha sido enfriada en enfriadores que funcionan bajo un ciclo frigorífico con freón.

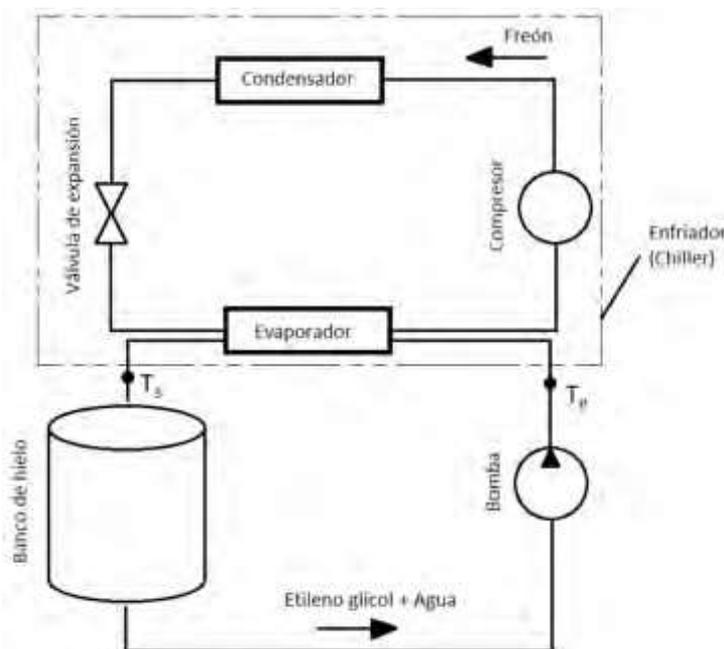


Figura 3. Diagrama básico de funcionamiento del sistema de almacenamiento

De esta figura se definen las temperaturas de entrada y salida del circuito primario (T_e y T_s , respectivamente) con los valores adecuados que posibiliten la producción de hielo. En función de lo visto anteriormente y teniendo en cuenta que el fluido que se refrigera es una mezcla de 70% de agua y 30% de etilenglicol, se establecen: $T_e = -3^\circ\text{C}$; $T_s = -6^\circ\text{C}$.

3. DESARROLLO

3.1. Capacidad nominal de almacenamiento

De acuerdo con lo enunciado en el apartado anterior, la capacidad de almacenamiento a proyectar será:

$$C = 3 \times 52\text{kW} \times 4\text{hs} + 52 \text{ kW} \times 6\text{hs} = 936 \text{ kWh} = \mathbf{3\ 369\ 600 \text{ kJ}} \quad (1)$$

3.2. Cantidad de esferas de hielo

A fin de determinar el tamaño del tanque de almacenamiento, se determinará la cantidad de energía térmica que es capaz de almacenar cada esfera. Para el cálculo se despreciará el calor sensible para llevar el agua a la temperatura de solidificación, considerando sólo el calor latente.

Los datos a tener en cuenta para el cálculo son: Diámetro exterior: 103 mm; Espesor de pared: 3,175 mm; Densidad del hielo: 921 kg/m³; Calor latente de fusión: 333,7 kJ/kg.

La capacidad de cada bola y la cantidad de esferas necesarias serán:

$$Q_{\text{esf}} = m h_{\text{if}} = \rho V h_{\text{if}} = \rho \cdot \frac{\pi (d_e - 2e)^3}{6} \cdot h_{\text{if}} = \mathbf{145,3 \text{ kJ}} \quad (2)$$

$$N = \frac{C}{Q_{\text{esf}}} = \frac{3\ 369\ 600 \text{ kJ}}{145,3 \text{ kJ/esf}} = \mathbf{23190 \text{ esferas}} \quad (3)$$

3.3. Tamaño de los tanques de acumulación

Como se decidió disponer de tres tanques de almacenamiento, se tendrá que cada uno almacenará una cantidad de esferas igual a $23190/3 = 7730$ esferas.

Las esferas dentro del tanque adoptarán una posición aleatoria, por lo que, debido al espacio vacío que queda entre ellas, se tendrá que sólo el 63% del tanque será ocupado por las esferas [2]. Por lo tanto, el volumen de cada tanque será:

$$V_T = \frac{N}{3} \cdot \frac{\pi d_e^3}{6} \cdot \frac{1}{0,63} = \mathbf{7\text{m}^3} \quad (4)$$

Adoptando una relación Longitud/Diámetro = 2 se tendrá que las dimensiones finales, de cada tanque cilíndrico, serán:

$$\left. \begin{array}{l} D = \frac{L}{2} \\ \frac{\pi D^2}{4} \cdot L = V_T \rightarrow L = \frac{4 V_T}{\pi D^2} \end{array} \right\} \Rightarrow D = \frac{4 V_T}{2 \pi D^2} \Rightarrow D = \sqrt[3]{\frac{2 V_T}{\pi}} \quad (5)$$

Por lo tanto, el diámetro y la longitud serán:

$$D = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 7 \text{ m}^3}{\pi}} = 1,65 \text{ m}; L = 2 D = 2 \cdot 1,65 \text{ m} = \mathbf{3,3 \text{ m}} \quad (6)$$

3.4. Cantidad necesaria de fluido refrigerante

En esta sección se procederá a calcular el caudal de mezcla etilenglicol-agua necesario para que, al atravesar el tanque durante su descarga (descongelamiento), deposite la cantidad de calor a la tasa necesaria para suplir la máxima demanda frigorífica por quirófano de 52 kW.

Se considerará que durante la descarga del tanque la mezcla ya ha pasado por el intercambiador que acondiciona el flujo de aire y que a la entrada del tanque su temperatura es de 10°C.

Se calculará el flujo requerido para que, a la salida del tanque, la temperatura del mismo sea de 5°C. Por el primer principio de la termodinámica se tiene que la tasa de transferencia de calor es igual a la velocidad de incremento de su entalpía. Es decir:

$$\dot{Q} = \dot{m} \Delta h = \dot{m} c_p \Delta T \Rightarrow \dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c_p \Delta T} = \mathbf{2,75 \text{ kg/s}} \quad (7)$$

El caudal volumétrico se obtiene al considerar su densidad:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \mathbf{9,48 \text{ m}^3/\text{h}} \quad (8)$$

Durante la carga, la extracción de calor del tanque se realizará una tasa inferior, ya que se utilizarán equipos enfriadores de agua de menor tamaño. Estableceremos un valor de 35 kW. Si el caudal volumétrico es el mismo que durante la descarga, y la temperatura de ingreso al tanque es de -6°C, tendremos que a la salida la temperatura del flujo será:

$$\dot{Q}_{\text{carga}} = \rho \dot{V} c_p (T_{\text{salida}} - T_{\text{entrada}}) \Rightarrow T_{\text{salida}} = \frac{\dot{Q}_{\text{carga}}}{\rho \dot{V} c_p} + T_{\text{entrada}} = \mathbf{-2,6^\circ\text{C}} \quad (9)$$

Del resultado anterior se llega a la conclusión de que se necesita un salto térmico en el tanque de 3,4 °C a fin de que pueda cargarse el tanque. En la siguiente sección se comprobará si ello es posible.

3.5. Verificación de la tasa de transferencia de calor durante la descarga

A continuación, se desea comprobar si es posible que el flujo recién determinado, durante el descongelamiento del hielo de las esferas, sea capaz de depositar la energía térmica en las mismas a la tasa deseada (52 kW) permitiendo que, a la salida del mismo, se produzca el salto térmico preestablecido de 5°C. También se comprobará si es posible realizar la carga de éste en las condiciones descritas en la sección anterior.

Para ello se procederá a elaborar cálculos sobre el comportamiento que tendrán las esferas. En primera instancia se considerará el flujo de agua cálida (10 °C) a través de una sola esfera cuyo interior se halla a 0°C. Se considerará tanto la transferencia de calor por conducción como las de convección forzada y radiación. El caso que se presenta se aprecia en la siguiente figura:

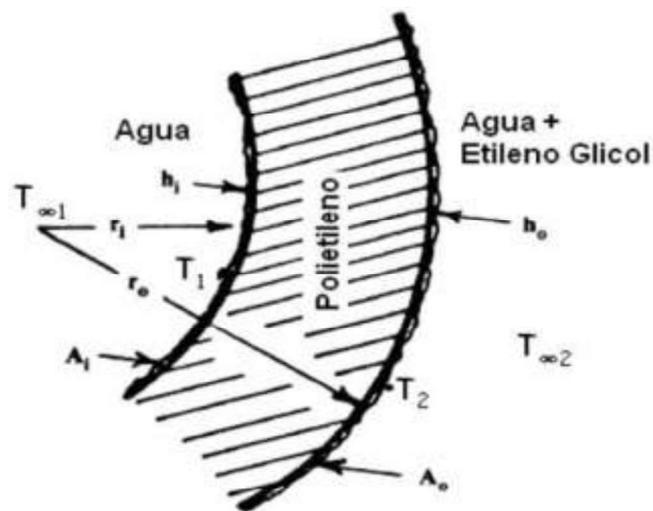


Figura 4. Características de la frontera de cada esfera

Para el cálculo de la tasa de transferencia de calor se calculará en primer lugar la resistencia térmica equivalente, cuyas resistencias individuales se pueden representar de la siguiente manera [5-7]:

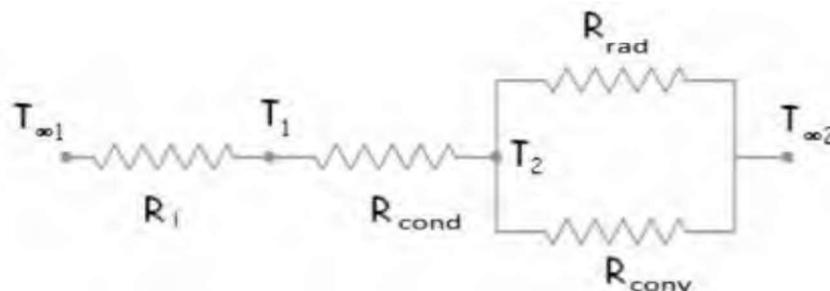


Figura 5. Representación de resistencias térmicas para el balance térmico de las esferas

En nuestro caso, como en el interior de la esfera se tiene una mezcla de agua-hielo, se considerará que su temperatura es constante y uniforme, igual a 0°C, por lo que se asignará un valor nulo a la resistencia térmica R_i .

Resistencia a la conducción:

$$R_{\text{cond}} = \frac{e}{4\pi \left(\frac{d_e - e}{2}\right)^2} = \mathbf{0,3076 \text{ } ^\circ\text{C/W}} \quad (10)$$

Resistencia a la radiación:

$$R_{\text{rad}} = \frac{1}{h_{\text{rad}} A_e} \quad (11)$$

El coeficiente de radiación h_{rad} se calcula como:

$$h_{\text{rad}} = \varepsilon \sigma (T_2^2 + T_{\infty 2}^2)(T_2 + T_{\infty 2}) \quad (12)$$

Donde ε es el factor de emisividad del polietileno estimado en un valor de 0,9. σ es la constante de Boltzmann. Para su cálculo es necesario suponer una temperatura de la superficie exterior de la esfera. En este caso se considerará un valor de 2°C (275,15 K), valor que deberá luego verificarse y que en caso de que difiera se deberá volver a realizar estos cálculos en una siguiente iteración. Por ende:

$$h_{\text{rad}} = \varepsilon \sigma (T_2^2 + T_{\infty 2}^2)(T_2 + T_{\infty 2}) = \mathbf{4,44 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ\text{C}}} \quad (13)$$

El área externa A_e de la esfera es:

$$A_e = \pi d_e^2 = 0,0333 \text{ m}^2 \quad (14)$$

La resistencia térmica a la radiación será entonces:

$$R_{\text{rad}} = \frac{1}{h_{\text{rad}} A_e} = \frac{1}{4,44 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 0,0333 \text{ m}^2} = \mathbf{6,76^\circ\text{C} / W} \quad (15)$$

Resistencia a la convección:

Para su cálculo deben considerarse las propiedades de la solución de etilenglicol en las condiciones en que se encuentra, no mostradas en este trabajo.

Como para poder determinar el número de Reynolds es necesario considerar la velocidad del líquido refrigerante alrededor de cada bola, se aproximó la misma considerando el caudal volumétrico calculado y el área transversal del tanque ya determinado. Considerando la ecuación de continuidad se tiene:

$$\dot{V} = A \cdot v \Rightarrow v = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{4 \dot{V}}{\pi D^2} = \mathbf{1,23 \cdot 10^{-3} \text{ m / s}} \quad (16)$$

Con este valor aproximado de velocidad media se calcula el número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho v d_e}{\mu} = 4,7 \quad (17)$$

Finalmente, se calcula el número de Nusselt, mediante la fórmula de Whitaker que puede ser utilizada en los casos de transferencia de calor por convección forzada siempre que se verifique un valor de Re entre 3,5 y 80000, y el número de Prandtl esté entre 0,7 y 380, lo que en este caso se verifica.

$$Nu = \frac{h_{conv} d_e}{\lambda} = 2 + \left(0,4 \cdot Re^{\frac{1}{2}} + 0,06 \cdot Re^{\frac{2}{3}}\right) \times Pr^{0,4} \times \left(\frac{\mu_{\infty}}{\mu_s}\right)^{\frac{1}{4}} = 10,3 \quad (18)$$

$$h_{conv} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_e} = 47,5 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (19)$$

Por último, la resistencia a la convección será:

$$R_{conv} = \frac{1}{A_e h_{conv}} = \frac{1}{\pi d_e^2 h_{conv}} = 0,63 \text{ } ^\circ C / W \quad (20)$$

Como las resistencias térmicas R_{conv} y R_{rad} están en paralelo, se determina su resistencia equivalente:

$$\frac{1}{R_{eq1}} = \frac{1}{R_{conv}} + \frac{1}{R_{rad}} \Rightarrow R_{eq1} = \frac{R_{conv} R_{rad}}{R_{conv} + R_{rad}} = 0,5763 \text{ } ^\circ C / W \quad (21)$$

Como a su vez esta resistencia se encuentra en serie con R_{cond} se tendrá que la resistencia equivalente total será:

$$R_{equiv} = R_{cond} + R_{eq1} = 0,3076 \frac{^\circ C}{W} + 0,5763 \frac{^\circ C}{W} = 0,8839 \text{ } ^\circ C / W \quad (22)$$

La tasa de transmisión de calor a la bola será entonces:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 2} - T_{\infty 1}}{R_{equiv}} = \frac{10^\circ C - 0^\circ C}{0,8839 \frac{^\circ C}{W}} = 11,3 \text{ } W \quad (23)$$

A continuación, se calculará la temperatura en la superficie externa de la esfera a fin de verificar que la supuesta, inicialmente, es correcta o no.

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 2} - T_2}{R_{eq1}} \Rightarrow T_2 = T_{\infty 2} - \dot{Q} \cdot R_{eq1} = 10^\circ C - 11,3W \cdot 0,5763 \frac{^\circ C}{W} = 3,5^\circ C \quad (24)$$

Como dicho valor es diferente del supuesto inicialmente, es necesario realizar una nueva iteración de cálculos, pero considerando ahora un valor $T_2 = 3,5^\circ C$.

Tras volver a realizar todos los cálculos se arriba a un resultado que es idéntico al que se supuso en la segunda iteración. Entonces, se considera concluido este cálculo.

Ahora bien, la disposición de esferas en el tanque puede considerarse como un apilamiento de "capas de esferas". Se considerará cada capa como un conjunto de esferas que se encuentran en un mismo plano horizontal.

Si llamamos N_i al número de esferas que se encuentran en un mismo plano tendremos que cuando el flujo de etilenglicol-agua, a la temperatura establecida de 10°C , atraviesa la primera capa de esferas, éste estaría entregando calor a las esferas a una tasa:

$$\dot{Q}_i = N_i \cdot \dot{Q} \quad (25)$$

Es decir, a una tasa N_i veces superior a la recientemente calculada (11,35 W). Pero una vez que este flujo entrega dicha cantidad de calor, su temperatura disminuirá un valor:

$$\Delta T_i = \frac{\dot{Q}_i}{\dot{m} c_{p_i}} \quad (26)$$

Quedando el flujo a una temperatura temporal inferior T_{if} .

Luego, el flujo atraviesa la segunda capa de esferas a una temperatura T_{if} inferior a 10°C , con lo que sería necesario realizar nuevamente todos los cálculos a fin de determinar la nueva tasa de transferencia \dot{Q}_2 . Debe observarse que la velocidad de transferencia de la segunda capa será menor que \dot{Q}_1 ya que ahora el salto térmico entre el medio y el centro de la esfera (a 0°C) es menor.

La cantidad de esferas que de cada capa se determinó de forma gráfica, dando un valor de 213 esferas. Por lo tanto, como hay 7730 esferas por tanque, la solución de etilenglicol recorrerá 36 capas de esferas. Ello implica que se deberá realizar el cálculo de la tasa de transferencia de calor de cada bola 36 veces consecutivas. En la primera capa la tasa de entrega de calor \dot{Q}_1 será:

$$\dot{Q}_1 = 213 \cdot 11,35 \text{ W} = \mathbf{2417,6 \text{ W}} \quad (27)$$

Conociendo el flujo de líquido refrigerante, se tiene que la temperatura final del mismo luego de atravesar esta capa será:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m} c_p (T_{\text{inicial}} - T_{\text{final, capa}}) \Rightarrow T_{\text{final, capa}} = T_{\text{inicial}} - \frac{\dot{Q}_1}{\dot{m} c_{p_1}} = \mathbf{9,77^\circ\text{C}} \quad (28)$$

Ahora se deberá repetir el mismo procedimiento hasta ahora descrito para la siguiente y las demás capas de esferas. Debido a la cantidad de cálculos, y teniendo en cuenta que de cada cálculo deben realizarse varias iteraciones, se decidió confeccionar una hora de cálculo en Excel, con lo que se pudo arrastrar las fórmulas para el cálculo de las demás capas de esferas y simplificar de esta manera el procedimiento.

Como resultado de los estos cálculos realizados se obtuvo que la temperatura final del flujo, a la salida del tanque, es de $4,28^\circ\text{C}$. La suma de las tasas de extracción de cada capa de esferas da un valor de 59,4 kW.

Como esta temperatura es inferior a la necesaria de 5°C y como la velocidad de extracción de calor es superior a la necesaria (52 kW), se considera factible el proceso, considerándose aceptable el caudal volumétrico propuesto, teniendo en cuenta además que es posible regular el mismo mediante válvulas reguladoras automáticas a fin de lograr la temperatura de salida del tanque propuesta de 5°C.

3.6. Verificación de la tasa de transferencia de calor durante la carga

El procedimiento es idéntico al anterior. La diferencia está en que anteriormente se consideraba la temperatura de la mezcla de etilenglicol-agua en 10°C. Ahora la mezcla ingresa al tanque a una temperatura de -6°C.

Además, en el caso anterior se consideraba que el agua en las esferas se encontraba en estado sólido. En este caso se tiene agua a 0°C totalmente descongelada, y el flujo de calor será en dirección contraria, posibilitando el congelamiento de la misma.

Cabe destacar que ahora el salto térmico es menor que en el caso del descongelamiento, con lo que es lógico esperar que la tasa de transmisión de calor sea inferior.

Esta condición es buscada ya que, como se mencionó en otras ocasiones, se requiere el uso de equipos frigoríficos de menor capacidad que los que se necesitarían en el caso de que haya unidades de almacenamiento térmico.

Al ser menor esta velocidad de intercambio de calor se necesitará más tiempo para la carga que para la descarga, lo cual es totalmente tolerable en este tipo de instalaciones.

Los cálculos se realizaron utilizando la misma planilla de cálculo de Excel que en el caso anterior.

En resumen, se obtuvieron los siguientes resultados: Tasa de transferencia de calor total a las esferas: 35,6 kW; Temperatura de la mezcla de etilenglicol-agua a la salida: -2,58 °C.

Hasta ahora parece factible la carga del tanque (congelamiento) a la tasa determinada de 35 kW. Sin embargo, aún no se han tenido en cuenta las mermas debido al ingreso de calor al tanque desde el exterior. Este flujo de calor se considera una pérdida y debe calcularse.

Para ello, en una etapa posterior no mostrada en este trabajo, se calcularon las resistencias térmicas que dificultan el intercambio de calor entre el aire exterior que rodea el tanque y el interior del tanque, en cuyo interior circula el flujo de la mezcla de etilenglicol-agua a la temperatura de -6°C. Para ello se requirió definir los materiales constructivos del tanque, así como el espesor de su aislación. De este cálculo se concluye que la velocidad de transmisión total de calor desde el aire ambiente hacia el interior del tanque, a través de su superficie cilíndrica vale:

$$\dot{Q}_{\text{pérdida,cilindro}} = 510 \text{ W} \quad (29)$$

Esto puede considerarse como una merma en la tasa de depósito de calor al tanque, por lo que la velocidad de carga del tanque final será:

$$\dot{Q}_{\text{carga}} = (35600 - 510) \text{ W} = 35090 \text{ W} \cong 35,1 \text{ kW} > 35 \text{ kW} \quad (30)$$

Puede concluirse que la velocidad de carga del tanque inicialmente propuesta es factible.

3.7. Dimensionamiento de las unidades enfriadoras

Adoptando como coeficiente de desempeño (COP) típico del sistema frigorífico de las unidades enfriadoras de agua un valor de 3 se tendría que se necesitarían, a fin de cubrir los picos de demanda de carga de refrigeración de los quirófanos, una cantidad de 3 unidades enfriadoras de capacidad:

$$C_1 = \frac{\dot{Q}_T}{\text{COP}} = \frac{52 \text{ kW}}{3} \cong 17,3 \text{ kW} \quad (31)$$

Y para el pasillo:

$$C_2 = \frac{35 \text{ kW}}{3} \cong 11,7 \text{ kW} \quad (32)$$

Como uno de los fines del almacenamiento térmico es reducir el tamaño de las unidades de enfriamiento a fin de demandar al sistema eléctrico una menor potencia, se seleccionarán para el acondicionamiento de aire de los quirófanos unidades de 12 kW de potencia eléctrica.

De esta manera, los equipos por sí mismos no podrán satisfacer los picos de demanda frigorífica, sino que deberá hacerse uso de la capacidad de los tanques de almacenamiento térmico.

Puede notarse que la merma en potencia demandada se ve disminuida en:

$$\Delta C = 3 \cdot 17,3 \text{ kW} - 3 \cdot 12 \text{ kW} = 16 \text{ kW} \quad (33)$$

Debe tenerse en cuenta además que el ahorro económico se encuentra además en que la carga del tanque se realiza en horarios fuera de pico en donde es notablemente más bajo el valor del kWh de energía eléctrica en una proporción de aproximadamente 1:2.

4. CONCLUSIONES

Los cálculos realizados nos permiten confirmar que efectivamente es posible llevar a cabo este proyecto, que no solamente tiene un impacto económico altamente beneficioso a largo plazo, sino que además otorga alta seguridad operativa en cuanto a la necesidad de acondicionamiento

de aire en los quirófanos de un hospital, donde las condiciones de confort deben ser adecuadas, principalmente durante las maniobras quirúrgicas.

En una etapa posterior de este trabajo se prevé la validación de estos cálculos a través de una simulación numérica computacional por el método de elementos finitos.

5. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Joan Manuel Peña Velandia, César Augusto Moreno Colorado. *Diseño y Construcción de un Banco de Hielo de Esferas para Aplicación en Procesos de Conservación de Alimentos*. Universidad de la Salle, Bogotá D.C., 2008.
- [2] Charles E. Dorgan, James S. Elleson. *Design Guide for Cool Thermal Storage*. ASHRAE American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Registro 1-883413-07-9 (ISBN), 1993.
- [3] Catálogo CRYOGEL Ice Ball Thermal Storage – San Diego, USA. www.cryogel.com
- [4] Zandalazini Marcos, Stroppiana Luciano. *Sistemas de Aire Acondicionado de Quirófanos del Hospital San Felipe*. Proyecto Final UTN - Facultad Regional San Nicolás, Departamento Mecánica, 2010.
- [5] http://en.wikipedia.org/wiki/Close-packing_of_equal_spheres.
- [6] Yunus A. Cengel. *Transferencia de Calor*. Editorial Mc Graw Hill, Tercera Edición, 2007.
- [7] Reina Néstor. *Práctica de Transmisión de Calor*. UTN Facultad Regional San Nicolás, 2010.