

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DE VALPARAÍSO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“FACTIBILIDAD TÉCNICA DE PLANTA DE EVAPORACIÓN
DE AGUA SALADA CON ENERGÍAS RENOVABLES NO
CONVENCIONALES”**

**Memoria para optar al Título de:
INGENIERO CIVIL MECÁNICO**

**ALUMNO : DAVID ALEJANDRO LÓPEZ ROBRES
PROFESOR GUÍA : JORGE BORNSCHEUER PÉREZ**

2014

PRÓLOGO

En nuestro mundo actual existe gran preocupación por los cambios que los seres humanos hemos causado a nuestro planeta, del agotamiento de los suministros energéticos convencionales y de cómo estos afectarán a las generaciones futuras. Está de más decir que muchos de esos cambios fueron causados por profesionales que buscaban sacar los mayores provechos y beneficios de los recursos naturales y dar comodidad, confortabilidad y seguridad a la humanidad, pero la realidad es que nos estamos quedando sin recursos y esta generación debe encontrar respuestas a las problemáticas que nos enfrentamos.

Existen numerosas tecnologías y propuestas utilizando energías renovables no convencionales (ERNC) que han sido desarrolladas alrededor del mundo, las que han sido catalogadas como inviables a través de los años. Muchos son los motivos para lo anterior, pero la realidad presente y futura de las fuentes energéticas convencionales están continuamente impulsando la utilización de las ERNC; constantemente se están realizando investigaciones y mejoras a estas tecnologías buscando aumentar sus eficiencias y reducir sus costos asociados.

La presente memoria busca responder si es posible desalinizar agua de mar, planteando un sistema de bajo consumo de energía, la cual sea suministrada en parte o en su totalidad por un sistema ERNC específicamente seleccionado para esta ocasión y que pueda a futuro servir para utilizarse como método de comparación para la implementación de otras fuentes energéticas. Por la existencia de información directa y ser un sistema ya probado y no estar en fases de estudios o ser prototipos, se seleccionó el sistema llamado "Bomba de Calor" como fuente de energía calórica. En la presente memoria se intenta expresar mi visión de la ingeniería: encontrar una solución simple a una problemática, que sea efectiva y lo más eficiente posible.

ÍNDICE

PRÓLOGO.....	- 2 -
OBJETIVO	- 5 -
INTRODUCCIÓN.....	- 5 -
CAPÍTULO 1: ORIGEN DE ÉSTE PROYECTO.....	- 10 -
1.1 Descripción del origen de la idea: ^[6]	- 10 -
1.2 Tecnologías para la desalinización de agua salada de uso actual ^[7] :	- 11 -
CAPÍTULO 2: MERCADOS DISPONIBLES.....	- 17 -
2.1 Producto final y sus características	- 17 -
2.2 Niveles de consumo de agua en distintos rubros industriales	- 18 -
2.3 Características necesarias de localización de la planta.	- 25 -
CAPÍTULO 3: DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO.....	- 28 -
3.1 Descripción del proceso planteado	- 30 -
3.2 Referencia al agua a desalar ^[13]	- 36 -
3.3 Descripción del sistema energético utilizar, bomba de calor ^[14]	- 43 -
3.4 Parámetros del proyecto: valores y consideraciones para la operación.....	- 44 -
CAPÍTULO 4: DISEÑO DE PLANTA.....	- 49 -
4.1 Análisis térmico de los distintos equipos de la planta.....	- 49 -
4.1.1 Cámara de condensación ^[14]	- 52 -
4.1.2 Cámara de evaporación	- 65 -
4.1.3 Calentador de aire de proceso	- 68 -
4.1.4 Calentador de agua de alimentación	- 69 -
4.1.5 Bomba de calor ^[14]	- 71 -
4.1.6 Análisis comparativo entre los requerimientos de energías calóricas calculado y las capacidades de aporte de energía calórica del sistema de bomba de calor.	- 79 -
4.1.7 Equipos calentadores de aire y de agua salada.....	- 84 -
4.2 Diseño global del proyecto.....	- 87 -
4.2.1 Circuito primario: circuito de agua de alimentación	- 89 -
4.2.2 Circuito admisión: circuito principal de agua	- 91 -

4.2.3 Circuito de aire.....	- 93 -
4.2.4 Surtidor de agua de mar.....	- 96 -
4.2.5 Cámara de condensación	- 98 -
4.2.6 Cámara de evaporación	- 103 -
4.2.7 Estanque acumulador de condensado.....	- 104 -
4.2.8 Acopio de salmuera	- 105 -
4.3 Memoria de cálculo: diseño hidráulico del proyecto	- 106 -
4.3.1 Presión de bombeo circuito de admisión	- 111 -
CAPÍTULO 5: COSTOS ASOCIADOS A LA PLANTA	- 116 -
5.1 Costos del diseño.....	- 116 -
5.2 Costos de producción	- 116 -
CAPÍTULO 6: ANÁLISIS FINAL, EFICACIA Y EFICIENCIAS DEL PROYECTO	- 118 -
6.1 Análisis FODA.....	- 118 -
6.2 Conclusión final	- 122 -
NOMENCLATURA GENERAL	- 123 -
BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS	- 126 -
ANEXOS.....	- 128 -

OBJETIVO

Plantear un sistema capaz de desalinizar agua de mar a través de un proceso térmico, utilizando como fuente energética un sistema específico de Energías Renovables No Convencionales (ERNC), en forma total o parcial para lograr satisfacer el requerimiento total de la energía que demande el sistema propuesto; el sistema ERNC será analizado en base a su eficacia, eficiencia y costos asociados generales.

INTRODUCCIÓN

La desalinización es el proceso de eliminar la sal del agua de mar o salobre, obteniendo agua dulce. El agua del mar es salada porque tiene sales minerales disueltas, las que precipitan cuando el agua se evapora. Debido a la presencia de estas sales minerales, el agua del mar no es apta para el ser humano y su ingestión en grandes cantidades puede llegar a provocar la muerte. El 97,5% del agua que existe en nuestro planeta es salada y sólo una cantidad inferior al 1% es apta para el consumo humano.

La desalinización es el proceso por el cual el agua de mar, que contiene 35.000 partes por millón (ppm) de sólidos disueltos totales, y de las aguas salobres, que contienen de 5.000 a 10.000 ppm, se convierten en agua apta para el consumo del hombre, usos domésticos y utilización industrial. El agua dulce se identifica como una solución acuosa con menos de 500 ppm del total de sólidos disueltos.^[1]

Las plantas desalinizadoras de agua de mar han producido agua potable desde hace muchos años, pero el proceso era muy costoso y hasta hace relativamente poco sólo se han utilizado en condiciones extremas. Actualmente 300 millones de personas obtienen su agua del mar o de aguas subterráneas muy saladas para beber. La desalinización comenzó a tener éxito en los años setenta en el medio oriente, y desde entonces se ha extendido a 150 países. El primer método de desalinización, aplicado por países ricos en petróleo, fue la llamada “*destilación por fuerza*”, es decir,

calentar el agua de mar hasta que ebulle, dejando atrás la sal y luego condensarla. El modelo actual, que se utiliza en las plantas de reciente entrada en funcionamiento de Tampa Bay (EE.UU.), Florida (EE.UU.) y Perth (Australia), es de Osmosis Inversa, donde se hace pasar el agua por una membrana que atrapa la sal.^[2]

Como una pequeña referencia europea, la primera planta desalinizadora en España se ubicó en Lanzarote^[3] en 1965 y actualmente existen más de 700 en todo el país. En España se consumen un total de 22.771 millones de m³ al año y de estos 1.554 se destinan al consumo industrial, 17.681,3 al sector agrario y 3.535,70 al abastecimiento urbano. Como puede observarse la mayor cifra corresponde al sector agrícola convirtiéndose en uno de los principales demandantes de agua.

Mientras que en la actualidad Israel cuenta con la planta desalinizadora de mayor producción de agua en el mundo, una planta de osmosis inversa capaz de suplir el 20% de los requerimientos de agua potable del país. Una planta de capacidad productora de 127 millones de metros cúbicos al año, el equivalente a la producción de las dos plantas desaladoras de Israel construidas previamente y al triple de la producción de la mayor planta Española de la misma tecnología.^[4]

Las plantas desalinizadoras también presentan inconvenientes. En el proceso de extracción de la sal se producen residuos salinos y sustancias contaminantes que pueden perjudicar a la flora y la fauna. Además, suponen un gasto elevado de consumo eléctrico o de combustible fósil.

Si nos enfocamos en Chile, sabemos que nuestro país pasa frecuentemente por períodos de sequía, causados principalmente por el denominado efecto de “La Niña”, fenómeno atmosférico que produce la disminución de la temperatura de la superficie del Océano Pacífico, lo que dificulta la evaporación de agua que genera humedad y las precipitaciones, acrecentando el problema de la escasez hídrica año tras año. Un ejemplo del problema se vive en la provincia de Petorca, donde los extensos terrenos plantados con paltos se han visto sumamente afectados por la situación. Incluso, la zona fue declarada en escasez hídrica. Con efectos más complejos en Coquimbo, se decretó zona de emergencia agrícola. Al menos 1.600 millones de pesos serán

destinados a alimentación de animales, profundización de pozos y consumo humano.

[5]

La sequía afecta la agronomía, agricultura y el consumo humano, disminuye las exportaciones del país golpeando su economía y puede afectar la matriz eléctrica causando racionamiento y aumento en la tarifa eléctrica.

La propuesta desarrollada en ésta memoria de título no busca dar con una respuesta que mágicamente solucione los problemas antes mencionados. Busca determinar si se puede tener un sistema que utilizando un proceso simple, permita desalinizar agua de mar para obtener agua dulce, a caudales razonables, de relativa simplicidad y de bajo consumo energético; para conseguir lo anterior se analizará cuatro escenarios de caudales de agua desalada producida, para así poder determinar la tendencia de la energía requerida por el sistema en cada caso de producción, así como conocer posibles limitantes constructivas de los equipos a diseñar.

Desde el punto de vista energético, para éste desarrollo se eligió proyectar la fuente como energía solar, esto con el fin de alinearse con las tendencias mundiales actuales de buscar formas alternativas de energía. La idea es utilizar alguna tecnología de energía solar disponible en el mercado, pensando en “el desarrollo tecnológico disponible útil para alcanzar los objetivos”.

Entre las múltiples aplicaciones de la energía solar se encuentran su aprovechamiento como luz directa, como fuente de calor y en la generación de electricidad principalmente. A continuación se amplía cada uno de estos usos:

- Directa: Una de las aplicaciones de la energía solar es directamente como luz solar, por ejemplo, para la iluminación. Otra aplicación directa, muy común, es el secado de ropa y algunos productos en procesos de producción con tecnología simple.
- Térmica: La energía solar puede utilizarse para el calentamiento de algún sistema que posteriormente permitirá la climatización de viviendas, calefacción,

refrigeración, secado, entre otros, son aplicaciones térmicas basadas en la transferencia de energía calórica.

- Fotovoltaica: Es la energía solar aprovechada por medio de celdas fotoeléctricas (celda solar, auto solar), capaces de convertir la luz en un potencial eléctrico, sin la necesidad de pasar por un proceso térmico. Para lograr esto la energía solar se recoge de una forma adecuada mediante módulos fotovoltaicos.

Los sistemas de aprovechamiento térmico permiten que el calor recogido en los colectores pueda destinarse y satisfacer numerosas necesidades. Por ejemplo, se puede obtener agua caliente para consumo doméstico o industrial, o bien generar calefacción a casas, hoteles, colegios, fábricas, entre otros. Incluso se pueden climatizar las piscinas para permitir su uso durante gran parte del año en aquellos países donde se presentan las estaciones.

Las aplicaciones agrícolas son muy amplias con invernaderos solares con los que pueden obtenerse mayores y más tempranas cosechas. Los secaderos agrícolas consumen mucha menos energía si se combinan con un sistema solar y, por citar otro ejemplo, pueden funcionar plantas de purificación o desalinización de aguas sin consumir ningún tipo de combustible. Las "células solares", dispuestas en paneles solares, ya producían electricidad en los primeros satélites espaciales. Actualmente se perfilan como la solución definitiva al problema de la electrificación rural, con clara ventaja sobre otras alternativas, pues, al carecer los paneles de partes móviles, resultan totalmente inalterables al paso del tiempo, no contaminan ni producen ruido alguno, no consumen combustible y necesitan un menor mantenimiento. Además, y aunque con menos rendimiento, funcionan también en días nublados, puesto que captan la luz que se filtra a través de las nubes.

La electricidad que se obtiene de esta manera puede usarse de forma directa, por ejemplo para sacar agua de un pozo o para regar, mediante un motor eléctrico, o bien ser almacenada en acumuladores para usarse en las horas nocturnas. Incluso, de existir la apropiada normativa en el país, sería posible inyectar la electricidad

sobrante a la red general, obteniendo un importante beneficio. Las células solares están hechas con obleas (láminas) finas de silicio, arseniuro de galio u otro.

Los hornos solares son una aplicación importante de los concentradores de alta temperatura. El mayor, situado en Odeillo, en la parte francesa de los Pirineos, tiene 9.600 reflectores con una superficie total de unos 1.900 m² para producir temperaturas de hasta 4.000 °C. Estos hornos son ideales para investigaciones, por ejemplo, en la investigación de materiales, que requieren temperaturas altas en entornos libres de contaminantes.

Enfriamiento solar: Se puede producir frío con el uso de energía solar como fuente de calor en un ciclo de enfriamiento por absorción. Uno de los componentes de los sistemas estándar de enfriamiento por absorción, llamado generador, necesita una fuente de calor.

La tecnología que se ha seleccionado para éste proyecto ha sido la de “Bomba de Calor”, correspondiente a una aplicación térmica de la energía solar y que además nos entrega la flexibilidad de poder utilizar ésta aplicación en plantas industriales donde los procesos que realicen liberen una cantidad considerable de energía calórica al ambiente.

CAPÍTULO 1: ORIGEN DE ÉSTE PROYECTO

1.1 Descripción del origen de la idea: ^[6]

El origen de ésta idea proviene de la propuesta presentada en la exposición de Greenbuild de 2006 llamada *Teatro de Agua*, presentada como una de las iniciativas centrales del Plan Maestro para el borde costero de la ciudad de Las Palmas, en las Islas Canarias, España, desarrollado por la oficina de arquitectura de Nicholas Grimshaw transformándose en una de las obras emblemáticas de producción sustentable de recursos naturales, en este caso agua potable, a través de la destilación pasiva de agua de mar. Basado en una idea original de Charlie Paton llamada *El Invernadero de Agua de Mar*, el sistema produce grandes cantidades de agua de mar destilada a través de múltiples paneles con sistemas combinados de evaporación y condensación de agua de mar. El agua de mar es calentada hasta transformarla en vapor, y luego condensada por el efecto de enfriamiento de tubos a través de los cuales se bombea agua de mar extraída de zonas más profundas, ya que la temperatura promedio del agua va disminuyendo a medida que se va aumentando la profundidad observada.

El sistema completo es casi en su totalidad operado por energías renovables, paneles térmicos y fotovoltaicos. Como los paneles térmicos que proveen el calor necesario para la evaporación requieren de una temperatura constante, cada módulo posee también paneles fotovoltaicos que controlan la operación de celosías de sombreamiento manteniendo el asoleamiento en niveles constantes y por ende la temperatura de operación. En el Teatro de Agua, el conjunto de paneles se dispone de manera tal que el conjunto crea un “telón de fondo” para un gran anfiteatro marino que se ubicará en medio de la bahía como símbolo de la innovación para comunidades en busca de reducir dramáticamente sus emisiones.

Parte del sistema del Teatro de Agua recuerda el principio que utilizan los Atrapa Nieblas en el norte de nuestro país, los que obtienen agua de la camanchaca a través de mallas que sirven de base para condensar el agua de la neblina. Conocer éstas historias y escuchar la descripción del funcionamiento de la propuesta de

Teatro de Agua lleva a pensar que se puede idear una propuesta de dimensiones menores o de diseño más compacto al que se ofrece para España.

Al conocer esta propuesta es muy interesante la idea de poder sintetizar la parte ingenieril de ésta, de manera de poder determinar los parámetros que influyen en éste proceso y cuáles son sus influencias al momento de realizar la proyección dimensional de un equipo que opere con éste proceso. Se intentará plantear la factibilidad de una propuesta de desalinización de agua utilizando el proceso más simplificado posible y cuáles son sus mayores limitaciones.

1.2 Tecnologías para la desalinización de agua salada de uso actual ^[7]:

En la actualidad se utilizan varias tecnologías para la desalinización de agua de mar; éstas están divididas en dos grandes categorías: procesos térmicos y procesos de membranas. Es mencionable que los procesos de desalinización se han diseñado para disminuir la cantidad de sales y otros minerales disueltos en las aguas de mayor abundancia en nuestro planeta, pero los productos de estos procesos no se deben considerar como aptas para consumo humana siguiendo lo establecido por la O.M.S.; aunque la aplicación de algunas de las tecnologías que se mencionarán a continuación sí podrían llegar a esos estándares de calidad, ejemplo es la Osmosis Inversa.

Los procesos térmicos de principal uso son:

Destilación Forzada:

El primer método de desalinización, y todavía el más común sobre todo en los países ricos en petróleo del Golfo Pérsico, fue la desalinización por “energía bruta”: calentar agua de mar hasta que se evapora, dejando atrás la sal, y luego condensarla. ^[8]

Destilación Flash Multi-etapa (MSF):

Utiliza el principio de que al reducir abruptamente la presión del agua de mar a un valor menor al de su presión de vapor de equilibrio, se produce una evaporación súbita de la misma. El agua de mar es calentada hasta valores cercanos a la

temperatura de ebullición en una cámara de vacío llamada “sector de calentamiento”. El calentamiento se efectúa con vapor que ingresa a la cámara y se condensa sobre los tubos de alimentación de agua de mar a la planta. En éste método el agua de mar calentada es transportada a una cámara, llamada de “primera etapa” y que posee una presión menor a la cámara anterior, presión que corresponde a la de saturación del agua de alimentación, iniciándose inmediatamente la ebullición. El vapor que se produce pasa a través de “eliminadores de niebla”, también llamados “demisters”, en los que el vapor se despoja de las gotas de salmuera que arrastra. El vapor se condensa sobre los tubos de agua de mar de alimentación, los que atraviesan ésta cámara. El condensado es recolectado y enviado a la siguiente cámara donde se repite el proceso de evaporación y de condensación. Cada vez que el proceso se repite, la presión relativa de la cámara es menor a la de la anterior hasta obtener en la etapa final condensado de agua desalinizada.

Estas plantas se diseñan en función del valor GOR (*gain output ratio*) y del número de etapas, estos valores determinan la temperatura del agua de alimentación. El GOR es la relación entre la producción de agua y el consumo de vapor. El límite práctico de estas plantas es de $GOR=1,1/1$; pero también se da que a mayor valor de GOR será mayor el costo de inversión, debido a una mayor área de transferencia de calor y número de etapas comparadas a plantas con valores de GOR inferiores. El porcentaje de recuperación del agua producida en relación con la cantidad de agua de mar de alimentación depende de la calidad del agua de mar utilizada y de la temperatura de operación de la planta. La recuperación máxima es del orden del 12-20% con temperaturas de operación de 88-113°C. Son plantas ventajosas para rangos de capacidades grandes en aquellos lugares donde existe la energía térmica disponible en forma de vapor de baja presión. Se construyen generalmente en plantas unidades de aproximadamente 4.000 a 57.000 [m³/día] con una calidad de agua producida de menos de 10 [ppm] de sólidos totales disueltos. La planta más grande actualmente en operación es el Complejo Al Jubail Phase II en Arabia Saudita, con una producción de 0,9 millones de [m³/día].

Destilación Múltiple Efecto (MED):

Las plantas que utilizan éste método son similares a las de MSF; su diferencia radica en el proceso de evaporación propiamente tal. En éstas se utilizan varios evaporadores del tipo de película delgada con los que se pueden obtener mejores coeficientes de transferencia de calor que en los de las plantas de MSF donde la evaporación es de forma súbita.

En estas plantas el agua de mar es precalentada con la condensación del vapor generado en la última etapa, después ingresa a la primera etapa donde es calentada por vapor de calefacción hasta su temperatura de ebullición. El agua de mar es rociada sobre tubos de evaporación, formándose una delgada capa que favorece la rápida ebullición y evaporación.

El vapor producido es recolectado y enviado al interior de los tubos evaporadores de la siguiente etapa, la que opera a temperatura y presión inferiores a las de la etapa anterior. La salmuera proveniente de la primera etapa también es llevada a la siguiente etapa y es rociada sobre los correspondientes tubos de evaporación para que forme la delgada capa repitiendo así el proceso de evaporación. El vapor de cada una de las etapas se convierte en agua desalinizada al ser condensado en el evaporador de la etapa siguiente.

Los factores que limitan el número de etapas son el rango de temperatura total disponible y la diferencia de temperatura mínima requerida entre cada etapa. La temperatura de salida del último efecto está limitada por la del agua de refrigeración disponible, mientras que la temperatura del primer efecto lo está por las incrustaciones probables según la calidad del agua de mar disponible.

Las plantas de MED que utilizan polímeros para controlar la formación de incrustaciones, generalmente se diseñan para un funcionamiento a baja temperatura en la primera etapa del orden de 65-70°C, limitando de ésta manera la formación de incrustaciones.

Se estima que el valor de GOR en las plantas MED es aproximadamente el número de etapas menos uno, siendo un número de etapas mucho menor para las plantas MED que para las MSF a un valor igual de GOR. La cantidad de agua desalinizada que se produce también depende de la calidad del agua de alimentación, donde la recuperación máxima es aproximadamente de 30-40% a 71-113°C de operación. Se construyen típicamente en unidades de 2.000 a 22.500 [m³/día], con una calidad de producto comparable al del MSF.

Destilación con Compresión de Vapor (CV):

El calor necesario en éste proceso, utilizado para llevar al agua de mar a ebullición, se obtiene directamente del vapor que es removido del evaporador y reinyectado en la primera etapa luego de ser comprimido para elevar su temperatura de saturación. Ésta compresión se puede lograr con un compresor mecánico o por un termocompresor (planta CMV y CTV respectivamente).

Como en estas plantas la energía es entregada a través de un compresor, éste determina la magnitud del aumento de temperatura y la eficiencia de la planta. Una planta eficiente con un bajo ingreso de energía la diferencia de temperatura para evaporación será pequeña, por lo que deberá poseer una gran área superficial para la evaporación con uno elevados costos de capital.

La fracción de agua desalinizada capaz de producir las plantas CV dependen de la calidad del agua de alimentación y de su temperatura, obteniéndose una recuperación máxima aproximada de 40-50% a temperatura ambiente de 88°C. Las plantas CMV producen capacidades que van de unos pocos litros diarios hasta 3.000 [m³/día], mientras que las CTV son construidas con rangos de 500 a 22.500 [m³/día], ambos con una calidad de producto igual a las plantas MSF.

Los procesos actuales de destilación por membrana son:

Osmosis Inversa:

Éste método utiliza una membrana semipermeable para extraer los sólidos disueltos en agua, tales como las sales. Es un proceso que no realiza cambios de fase, se

basa en la alta permeabilidad de la membrana hacia el agua y una muy baja permeabilidad hacia las sales. Una bomba es la encargada de impulsar el agua a través de la membrana, realizando la elevación de la presión osmótica natural del agua de mar. Para esto se utilizan bombas de alta presión, del orden de 5,4 a 8,2 [MPa].

La Osmosis es un proceso natural que ocurre en plantas y animales. Cuando dos soluciones con diferentes concentraciones separadas por una membrana semipermeable, es decir, que permite el paso de agua pero de sales, existe un flujo natural de agua de la parte menos concentrada a la parte más concentrada para igualar las concentraciones finales. El paso del agua crea una presión denominada Presión Osmótica. Este proceso puede ser invertido aplicando una presión externa mayor a la presión osmótica haciendo circular el agua de la solución más concentrada a la menos concentrada. Debido a la inversión del proceso natural de osmosis es que el proceso de Osmosis Inversa recibe su nombre.

El agua de mar requiere un pre-tratamiento físico-químico, más complejo que las tecnologías térmicas, para controlar el crecimiento bacteriano, reducir los sólidos totales suspendidos y de-cloración. La fracción de agua desalinizada capaz de producir estas plantas es aproximadamente de 30-45% del agua salada utilizada. Las capacidades con las que se instalan las plantas de Osmosis Inversa van desde unos pocos metros cúbicos hasta decenas de miles de metros cúbicos por día (51.000 [m³/día] para las Islas Canarias). Las membranas operan rechazando normalmente el 99% de las sales del agua de alimentación y el agua final contiene 410-500 [ppm] de sólidos totales disueltos, calidad dentro del rango establecido por la OMS, pero que puede estar fuera norma para algunas aplicaciones industriales, necesitando de un segundo módulo en serie llamado Osmosis Inversa para Agua Salobre.

Futuro de la Osmosis Inversa:^[8]

Osmosis forzada: las moléculas de agua migran por osmosis natural, sin energía externa, hacia una “solución de extracción”, cuya sal especial (verde) es evaporada después con calor de bajo grado. Su entrada al mercado estaba programada

aproximadamente para 2010-2012, se desconoce el estado actual de desarrollo de esta tecnología.

Nanotubos de carbono: una carga eléctrica en la boca del nanotubo repele los iones de sal con carga positiva. Las moléculas de agua sin carga se cuelan con poca fricción, reduciendo la presión de bombeo. En el mercado aproximadamente para 2013-2015.

Bio-mimética: las moléculas de agua pasan a través de canales hechos de acuaporinas, proteínas que conducen eficazmente el agua hacia adentro y afuera de las células vivas. Una carga positiva cerca del centro de cada canal repele la sal. En el mercado aproximadamente para 2013-2015.

CAPÍTULO 2: MERCADOS DISPONIBLES

En el presente capítulo se dará un vistazo a las características que podría tener en el caso eventual de que el método de desalinización aquí propuesto sea capaz de ser útil técnicamente para pensar en un negocio basado en él, esto en base al análisis del producto directo a obtener y sus posibles variables, parámetros con los cuales será posible definir el nivel de producción, así como características y recomendaciones para poder determinar las localizaciones más adecuadas respecto a la fuente energética y de materias primas. Con lo anterior se espera dejar implícito los posibles negocios a los que se podría aspirar.

2.1 Producto final y sus características

La planta funciona con un proceso de destilación térmica, por lo que el producto final sigue las características de los procesos térmicos descritos en el capítulo anterior. El objetivo es producir agua desalinizada de una calidad en el rango de 5-25 [ppm] de sólidos totales disueltos.^[9] Siguiendo la misma información, ésta nos dice que los procesos térmicos mencionados en el capítulo anterior entregan excelentes calidades de agua desalinizada, pero agua que es sumamente corrosiva, por lo que antes de distribuir esta agua es necesario agregar productos químicos que la neutralicen, además de tomar las medidas adecuadas para controlar la corrosión en los equipos a proyectar.

Es difícil encontrar referencias respecto a la calidad y características detalladas del agua desalinizada para cada uno de los procesos antes mencionados, es más difícil aun encontrar tales referencias para el proceso base con el cual se está trabajando (Destilación Solar) ya que éste es considerado como el de menor rendimiento de todos y se ha abandonado su estudio para producción a escala industrial. El proceso que más estudios está acaparando es el de Ósmosis Inversa, pero es difícil realizar una comparación entre las aguas producidas por procesos térmicos con la de ósmosis inversa debido a los pre-tratamientos y post-tratamientos que éste último requiere para asegurar el correcto funcionamiento de la instalación.

2.2 Niveles de consumo de agua en distintos rubros industriales

Realizar ésta sección resulto ser desafiante, el nivel de información sobre el consumo de agua en nuestro país puede ser tanto abrumador como insuficiente. Para algunos rubros se han realizado grandes esfuerzos por contar con el consumo preciso de agua en comparación de sus cantidades de producción, mientras que en otros sólo existen estimados o simplemente es imposible hacer una estadística de estos por lo variado de sus actividades, o la información se encuentra muy dispersa.

Actualmente se tiene conciencia sobre lo necesaria que es el agua para el ser humano. Muchos de los procesos industrializados desarrollados por el hombre utilizan al agua como parte importante del proceso, sólo por nombrar algunos ejemplos en minería tenemos el transporte del mineral desde los molinos a los sistemas de flotación, también se utiliza para controlar el polvo en suspensión que se genera en las distintas etapas; en la agricultura no sólo es necesaria para el regadío, también se puede utilizar en plantas de procesamiento para la limpieza de los productos y su transporte a las distintas etapas de producción; en las zonas urbanizadas es donde probablemente todos nosotros podemos tener la mayor sensación sobre lo vital que nos es el agua, donde además de ser utilizada para consumo humano, es vital en la mantención de áreas verdes y del sistema de alcantarillados.

Por lo variado y difícil de encontrar datos de consumos hídricos en las diferentes industrias del país, y por lo variado y específico que es el consumo de agua en la agricultura y ganadería, sólo se considerarán los datos de consumos registrados en la industria minera y por las empresas sanitarias respecto al abastecimiento de sus clientes particulares, que son los sectores que mejor registro del consumo de agua poseen y más fácil de encontrar y seguir. También, el razonamiento para regir la estimación de producción de ésta planta está dado por los requerimientos energéticos que ésta requerirá y que condicionarán una ubicación geográfica en donde la mayor oportunidad de demanda de agua desalinizada será por el sector minero y el consumo humano (una vez potabilizada para el último caso).

Sector Minero:

La información a presentar corresponde a los consumos y tasas unitarias de consumo de agua fresca de las principales mineras del cobre del país comprendidas entre la I y la VI Región del país, zonas de mayor actividad minera nacional. El conjunto de las empresas mineras que aportan ésta información representan el 99% de la producción de cobre de Chile del año 2009. ^[10]

En la minería del cobre, el uso más común del agua ocurre en el proceso de concentración para la producción de concentrados y en el proceso hidro-metalúrgico para la producción de cátodos. En los procesos involucrados durante la concentración del mineral son el chancado y molienda, seguido de flotación, clasificación y espesamiento, en donde los consumos más significativos de agua se presentan en la flotación, el transporte de concentrados y relaves, y la evaporación e infiltración en los tranques. En tanto, los procesos hidro-metalúrgicos constan de la lixiviación, la extracción por solventes y la electro-obtención, donde los factores más variables para el consumo de agua son la evaporación en las pilas, el descarte de soluciones (el que depende, entre otros factores, de la cinética de dilución del mineral) y el lavado de las soluciones orgánicas.

Entonces, la información sobre el consumo de agua fresca en la minería del cobre durante el año 2009 fue de 11,97 [m³/s] a nivel nacional.

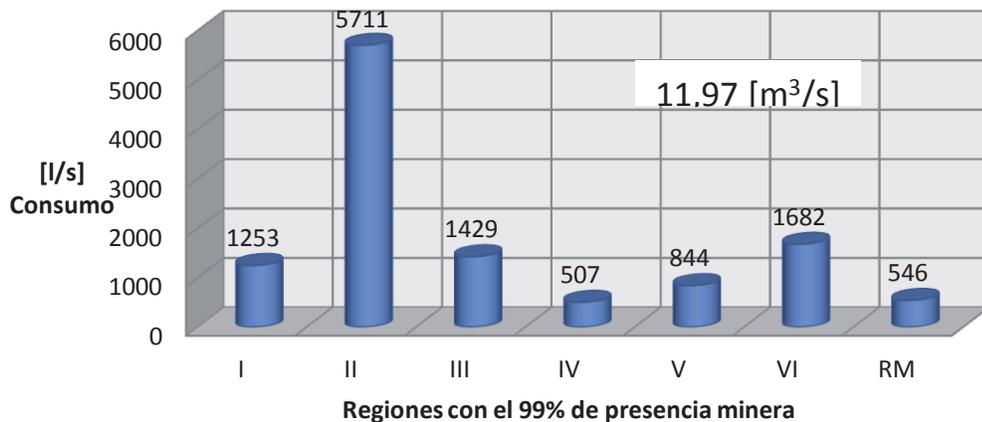


Gráfico N° 1: Extracciones Totales de Agua Fresca de la Minería del Cobre por Región (l/s) Año 2009.

La producción estimada de cobre fino para éste 99% del total de las empresas mineras durante el 2009 fue estimada en 5,3 millones de toneladas.

Ahora al separar el consumo de agua en el proceso de concentrados y en el de fabricación de cátodos, por región, se obtienen los siguientes resultados:

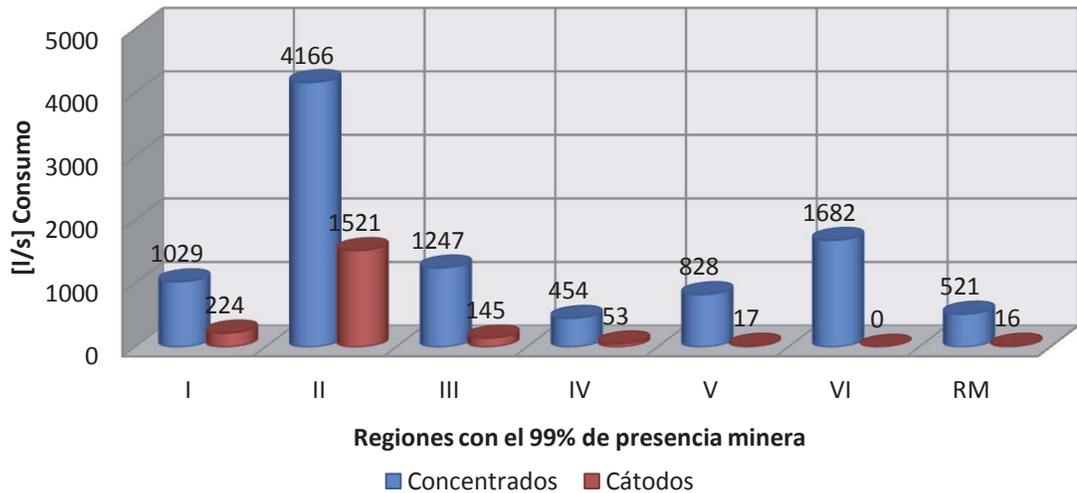


Gráfico N° 2: Comparación de consumo de agua fresca entre la producción de concentrado y la de cátodos.

En términos generales el consumo unitario de agua por tonelada de mineral procesado, separada entre el proceso de concentrado y la producción de cátodos, es respectivamente de 0,72 [m³/ton] y 0,13 [m³/ton].

Región	Miles de Toneladas de Cu Concentrados	Miles de Toneladas de Cu en Cátodos	Miles de Toneladas de Cu	Consumo Agua por Cantidad de Concentrado [m ³]	Consumo Agua por Cantidad de Cátodos [m ³]	Consumo Agua [m ³ /año]
I	493	225	718	355	29	384.210
II	1.386	1.650	3.036	998	215	1.212.420
III	222	113	335	160	15	174.530
IV	322	18	340	232	2	234.180
V	259	4	263	187	1	187.000
VI	408	0	408	194	0	293.760
RM	190	45	235	137	6	142.650

Tabla N° 1: Producción de cobre por región en 2009 y su consumo total de agua fresca.

Estos valores de consumo de agua serán la referencia para ésta área de negocio al momento de realizar la toma de decisión sobre la capacidad de producción de la planta propuesta.

Empresas de Agua Potable:

Para hacer referencia al consumo nacional en forma de agua potable residencial a continuación muestro una tabla resumen basada en el estudio realizado por la Superintendencia de Servicios Sanitarios que comprendió el consumo de agua potable durante el periodo de 2007-2008 registrado por 19 empresas sanitarias, las que abastecen a alrededor de 4 millones de clientes, el 96 % de los clientes del país.

[11]

Como esta memoria no pretende realizar un análisis de nuestro consumo de agua potable, la Tabla N° 2 y Tabla N°3 presentadas a continuación sólo son para referencia y comparación con los datos de otros rubros; siguiendo la justificación anterior, estos valores representan los consumos de personas particulares, por lo que no están los consumos que presentan las empresas sanitarias por concepto de prestación de servicios a empresas de otros rubros.

EMPRESA	REGIÓN	N° CLIENTES APROX.	NIVEL DE CONSUMO [millón de m ³ /mes]		
			INVIERNO	PROMEDIO	VERANO
AGUAS ANDINAS	RM	1.500.000	26	33	41
AGUAS CORDILLERA	RM	125.000	3,6	5,5	7
AGUAS MANQUEHUE	RM	6.400	0,3	0,75	1,2
SMAPA	RM	184.000	3,2	3,7	4,4
SERVILAMPA	RM	4.500	0,062	0,096	0,127
SERVICOMUNAL	RM	18.600	0,333	0,396	0,447
AGUAS DEL ALTIPLANO	XV / I	131.000	2,055	2,243	2,441
AGUAS ANTOFAGASTA	II	138.000	2,315	2,496	2,694
AGUAS CHAÑAR	II	77.000	1,108	1,251	1,427
AGUAS DEL VALLE	IV	176.000	2,144	2,526	3,124
ESVAL	V	519.000	6,447	7,668	9,427
COOPAGUA	V	3.600	0,037	0,122	0,243
AGUAS NUEVO SUR MAULE	VII	213.000	2,299	2,826	3,480
ESSBIO	VI / VIII	645.000	8,650	10,193	12,01
AGUAS ARAUCANÍA	IX	191.000	2,223	2,59	3,184
AGUAS DÉCIMA	XIV	38.000	0,605	0,667	0,787
ESSAL	X / XIV	182.000	2,247	2,259	3,128
AGUAS PATAGONIA	XI	24.000	0,33	0,368	0,427
AGUAS MAGALLANES	XII	46.000	0,743	0,797	0,859
		96% del total nacional	Consumo nacional [m ³ /mes]		
		4.222.100	64,698	79,448	97,405

Tabla N° 2: Nivel de consumo de agua indicado por las empresas distribuidoras.⁽¹¹⁾

EMPRESA	REGIÓN	CONSUMO MEDIO RESIDENCIAL. [m ³ /mes]			CONSUMO MEDIO INDUSTRIAL.[Lts./día]		
		INVIERNO	PROMEDIO	VERANO	INVIERNO	PROMEDIO	VERANO
AGUAS ANDINAS	RM	14	17	21	121	150	186
AGUAS CORDILLERA	RM	27	39	51	276	405	531
AGUAS MANQUEHUE	RM	46	101	160	275	617	982
SMAPA	RM	15	17	20	119	143	181
SERVILAMPA	RM	11	17	23	98	147	204
SERVICOMUNAL	RM	12	14	17	96	117	148
AGUAS DEL ALTIPLANO	XV / I	12	13	15	106	118	140
AGUAS ANTOFAGASTA	II	13	14	15	110	121	137
AGUAS CHAÑAR	II	11	13	14	108	123	152
AGUAS DEL VALLE	IV	10	12	15	102	123	165
ESVAL	V	11	12	16	115	140	189
COOPAGUA	V	9	33	63	194	667	1.331
AGUAS NUEVO SUR MAULE	VII	10	11	14	98	119	155
ESSBIO	VI / VIII	11	13	15	100	117	145
AGUAS ARAUCANÍA	IX	9	11	15	112	128	157
AGUAS DÉCIMA	XIV	12	13	16	112	128	157
ESSAL	X / XIV	9	12	14	84	101	127
AGUAS PATAGONIA	XI	10	11	12	95	95	112
AGUAS MAGALLANES	XII	12	13	15	118	131	148
		Promedio nacional [m ³ /mes]			Promedio nacional [Lts./día]		
		14	20	28	128	194	281

Tabla N° 3: Consumo medio de agua indicado por las empresas distribuidoras. ⁽¹⁾

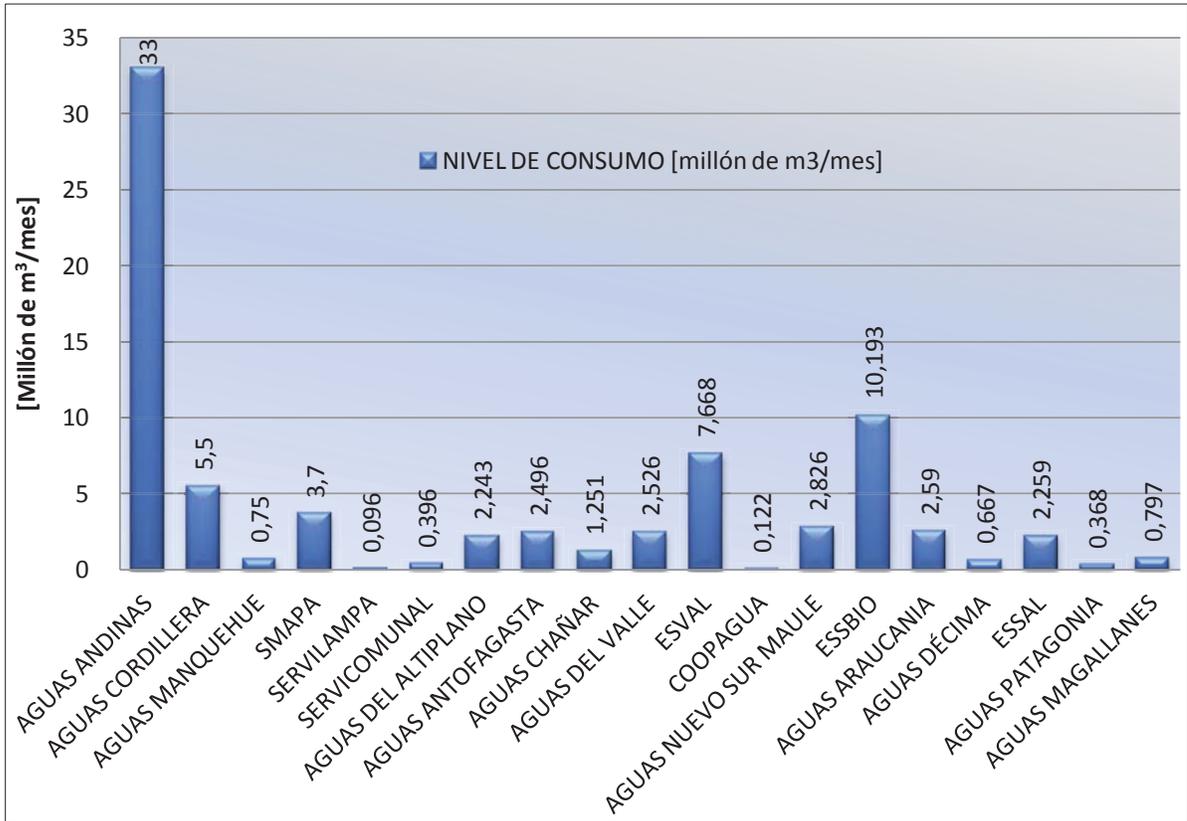


Gráfico N° 3: Nivel de consumo ^[11]

Al tomar los datos de consumo anuales de ambos sectores tenemos que el sector minero nacional registra consumir 2.628.750 [m³/año] y el consumo humano se registra en 79.448.000 [m³/mes]. Claramente el consumo humano se sale de cualquier escala al tratar de comparar ambos datos. Esto da para interpretar que cualquier intento de abastecer de agua potable a la población con una planta de éstas características deberá ser considerada como complementaría a los sistemas existentes y a un profundo análisis de factibilidad, por lo que para establecer la capacidad de producción de la planta desalinizadora será necesario basarse en los requerimientos registrados por la minería.

Con los registros anteriores se puede construir el siguiente gráfico N° 4, donde se puede apreciar el consumo promedio de agua fresca por región y en cantidades de litros por segundo. Destacan los consumos que se realizan en la II, VI y III regiones del país ^[13]; esto se podría explicar con la existencia de grandes yacimientos mineros

o un gran número de estos, en comparación con el resto de las regiones, pero los estudios desde donde se obtuvieron estos datos no hacen mención al respecto.

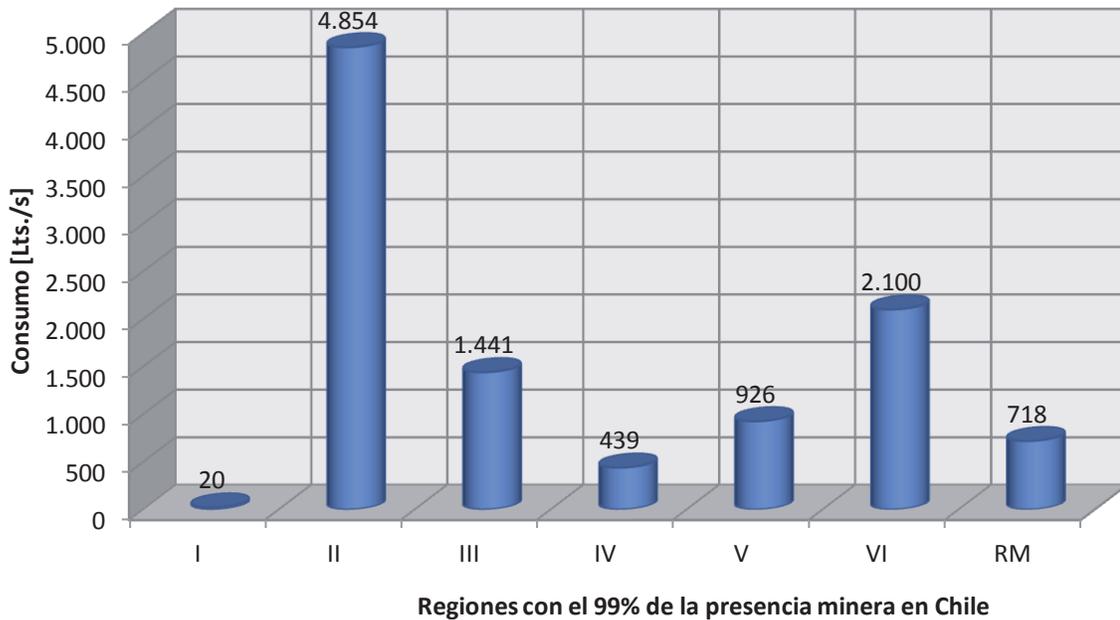


Gráfico N° 4: Consumo total de agua fresca por región en [Lts./s].^[12]

La única mención respecto al consumo de empresas mineras específicas está resumida en el siguiente recuadro:

Cía. Contractual Minera Candalaria	280 Lts./s
División CODELCO Norte	2000 Lts./s
Minera Spence (BHP Billiton)	200 Lts./s
Minera Escondida , Planta Coloso	525 Lts./s

Tabla N° 4: Resumen de consumos indicados

Entonces, los valores presentados en el recuadro anterior son un buen referente de la cantidad de agua desalinizada que debería intentarse producir. Servirán como comparación a los valores que se obtengan al final del desarrollo de ésta memoria.

2.3 Características necesarias de localización de la planta.

Para referirnos a los requerimientos de ubicación para las bombas de calor debemos tener presente las características de su operación; generar calor usando este sistema es una forma de conseguirlo que menos energía consume ya que extrae

energía al entorno, normalmente al aire. El calor generado puede utilizarse para aire y agua.

El principio de funcionamiento es el mismo que usa un aparato frigorífico. Un refrigerador consigue enfriar un recinto ya que quita energía del aire interior, a baja temperatura, y la cede al aire exterior, a mayor temperatura, calentándolo. Si invertimos el funcionamiento de un refrigerador, enfriando el aire exterior y calentando el interior, obtenemos una bomba de calor. Por esta razón la mayoría de estos aparatos diseñados para uso doméstico son reversibles y permiten refrigerar en verano y calefaccionar en invierno. Presenta eficiencias muy elevadas cuando la diferencia entre las temperaturas de los ambientes a utilizar es moderada (alrededor de 10 [°C]). En estas condiciones, se llega a conseguir un coeficiente de eficiencia COP de 4 trabajando en calefacción y de 3,5 en refrigeración. Esto significa que por cada unidad de energía consumida se obtienen 4 unidades de energía térmica. La energía que consume la bomba de calor es eléctrica, y puede provenir de la red o ser generada de forma limpia y sostenible instalando paneles solares fotovoltaicos.

La **bomba de calor aire-agua** extrae calor del aire exterior y lo cede al agua que circula por el sistema de calefacción. Esto permite que pueda adaptarse perfectamente, por ejemplo, a una instalación de calefacción ya existente y que sea muy útil para climatizar piscinas.

Una **bomba de calor aire-aire** extrae energía del aire exterior y la cede a las estancias de un local introduciendo aire a la temperatura de confort. Aunque este tipo de bomba de calor tiene eficiencias levemente inferiores a la de aire-agua, tiene la ventaja que una instalación de este tipo es reversible, no necesita de ningún complemento para generar frío en verano.

Una **bomba de calor geotérmica** es una bomba de calor agua-agua. Mediante un fluido que circula por un lazo enterrado, extrae o cede calor a la grande masa formada por el subsuelo. Este tipo de bomba de calor tiene un eficiencia cuantitativamente superior a la de las anteriores, ya que se beneficia de la

característica que presenta el subsuelo de mantenerse a una temperatura prácticamente constante a lo largo del año.

Entonces, la localización requerida para el tipo de planteamiento que desarrollado dependerá de las solicitudes propias del proceso; en este punto del desarrollo sólo se establecerán dos posibles situaciones: una localización geográfica del tipo desértica en la cual la temperatura máxima promedio esté en 40 [°C], o localizada en ambientes industriales donde los procesos generen grandes cantidades de calor como es el caso de las fundiciones en hornos de arco eléctrico, sólo por nombrar una situación. Esta última situación abre nuevas posibilidades en la obtención de fuentes energéticas térmicas de medianas a altas temperaturas sin necesariamente limitar la instalación de la planta a condiciones climáticas, considerando que no es posible asegurar una alta temperatura ambiente del aire que sea constante durante todo el año.

La posibilidad de instalaciones industriales es la que será planteada, en forma empírica, en el presente desarrollo.

CAPÍTULO 3: DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

El presente capítulo acota el proceso que se plantea, tanto las distintas etapas que se proyectan y el planteamiento de cómo se espera que la planta opere, así como las características esperadas para el agua de aporte, la tecnología energética que se plantea utilizar y los parámetros de funcionamiento que serán la base para los cálculos térmicos a realizar.

Éste capítulo busca entregar una idea textual de lo que se realizará en el proyecto propuesto así como las consideraciones iniciales que se decidieron tomar. Todo el funcionamiento que se plantea para la planta del proyecto correspondería a una “ingeniería de pre-factibilidad”, donde el foco será determinar si es posible realizar la desalinización de agua de mar utilizando ERNC como fuente térmica, por lo cual se deberá determinar las relaciones de operación más apropiadas entre las variables de Caudal de Agua de Mar (agua de alimentación), Caudal de Aire Utilizado, Caudal de Agua para Enfriamiento y la cantidad de Energía Calórica que requerirá ser suministrada, la que se podrá traducir al tamaño y a algunas de las características para ciertos elementos de las instalaciones energéticas que se analicen.

A continuación, en el Diagrama N°1, es posible ver el diagrama de flujo del proceso aquí propuesto.

DIAGRAMA N°1: FUNCIONAMIENTO DE PLANTA DE EVAPORACIÓN DE AGUA SALADA CON ENERGÍAS RENOVABLES NO CONVENCIONALES.

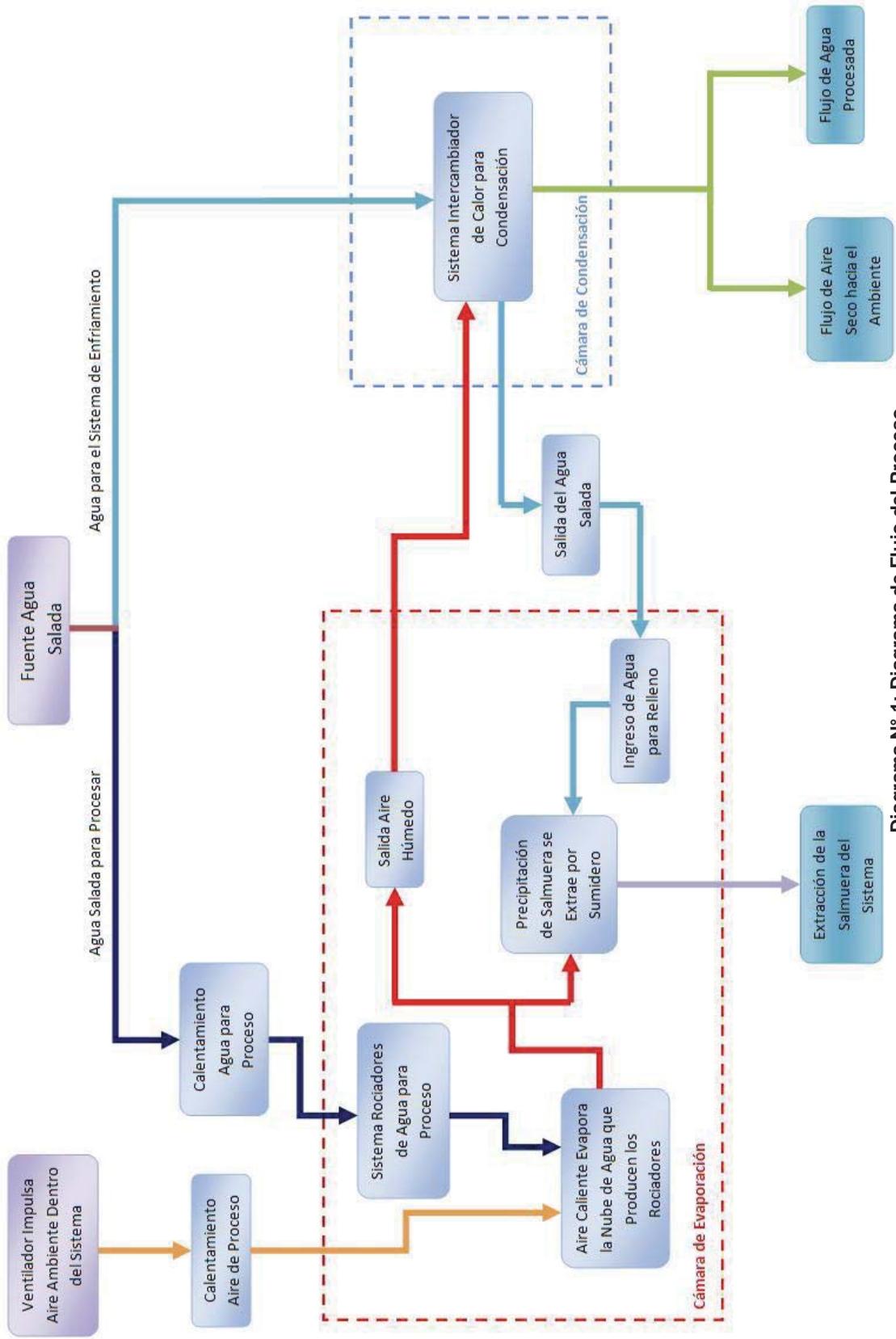


Diagrama N° 1: Diagrama de Flujo del Proceso

3.1 Descripción del proceso planteado

El planteamiento consiste en utilizar la energía solar para calentar el agua de mar, que va a ser desalinizada, y el aire que se va a utilizar para evaporar ésta misma. Para conseguir el calentamiento de ambos elementos se utilizará un sistema de “Bomba de Calor” el cual captará energía desde el aire ambiente, determinada como la zona fría y energía de baja calidad, y la entregará a las zonas calientes donde serán calentados el aire de proceso y el agua a procesar. La razón para no profundizar en tecnologías más novedosas o de más reciente desarrollo reside en la poca información o difusión que sufre la mayoría, así como el hecho que al ser éstas nuevas no existen equipos estandarizados o comerciales, por lo que cuando se decide utilizar alguna de las más nuevas tecnologías también se debe realizar los cálculos y el diseño para que se ajuste a los requerimientos, es decir, se basa en el conocimiento que da el realizar dichas tecnologías, lo cual excede los propósitos de ésta memoria.

La planta recrea el ciclo del agua, donde el agua de mar se evapora quedando como partículas de agua en suspensión en el aire dejando atrás las sales y minerales disueltas. Luego, el agua en suspensión se condensa en agua desalinizada al precipitar desde el aire donde se encontraba. El ciclo del agua es un proceso lento con el cual se pueden obtener pequeños volúmenes de agua dulce al día, pero tiene la ventaja de utilizar, en la naturaleza, fuentes térmicas de baja calidad y no requiere un cambio de estado por parte del agua, lo último quiere decir que, según sean las condiciones presentes, sólo se necesita de una determinada cantidad de calor sensible para que el ciclo se produzca y no se necesita suministrar calor latente.

La planta recrea el ciclo y lo potencia a través del calentamiento del agua de mar y del aire que ingresa al sistema, para así favorecer la evaporación del agua y para aumentar la cantidad de masa de agua en suspensión que es capaz de contener el aire. Además, para aumentar la velocidad de evaporación el agua entra a la cámara de evaporación por rociadores, la idea es reducir el área superficial de interacción aire-agua sin reducir el caudal de agua suministrada.

La planta está diseñada para obtener una desalinización que no es el total del agua que entra al equipo evaporador que se planteará más adelante, esto se debe a que se necesita tener un porcentaje de agua convertida en salmuera para poder retirar del sistema las sales remanentes del proceso. Lo anterior significa que del total de agua de mar procesada, un porcentaje a definir se evaporará para luego obtener agua desalinizada, mientras que el agua no evaporada se utilizará para concentrar la sal y minerales que deje atrás el agua evaporada y, a través de la salmuera formada estos sean descartados del sistema.

El funcionamiento de la planta está representado en el diagrama de flujo “*Diagrama 1*”, donde se puede ver que ella está dividida en seis secciones, el detalle de las etapas de éste es como sigue:

Circuito principal de succión de agua

Un tren de bombas succiona el caudal de agua de mar que se utiliza en los circuitos primario y secundario. Al llegar a la planta el ducto principal se bifurca para alimentar a los respectivos circuitos de agua.

Circuito primario de agua

Agua de mar de niveles superiores (cuando se implementa la propuesta en el borde costero) o acumulada en una piscina de traspaso es bombeada hacia el sistema calentador de agua, el que obtiene su energía de fuentes ERNC.

Una vez que el agua alcanza la temperatura de trabajo, es bombeada hacia un sistema de rociadores dentro de la “Cámara de Evaporación”, los que permiten maximizar la vaporización del agua en relación a la energía consumida al aumentar la superficie de transferencia del agua.

Los rociadores producen una nube de agua en la “Cámara de Evaporación” en la cual entra el aire que previamente pasó por el sistema de calentamiento, el aire absorbe las partículas de agua y las transporta a la siguiente estación del sistema.

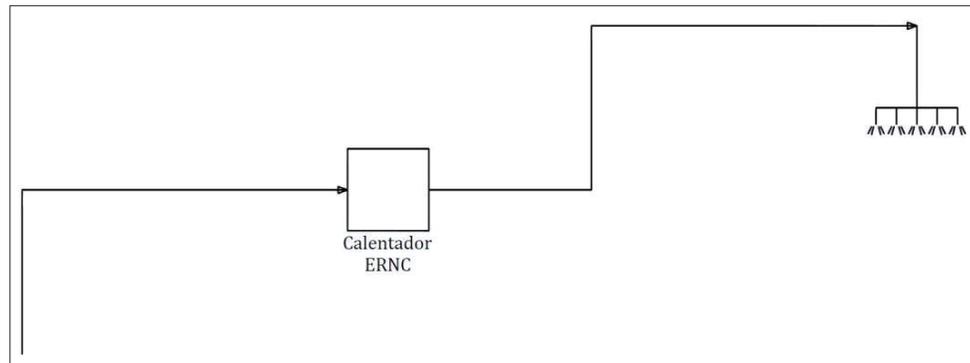


Ilustración N° 1: Circuito Primario

Agua de mar directa de la tuerca y de niveles superiores es bombeada hacia un sistema de tuberías (serpentín) dentro de la “Cámara de Condensación”.

El sistema de tuberías conforma un sistema de intercambiador de calor destinado a condensar en su superficie el agua absorbida por el aire en la “Cámara de Evaporación”; las tuberías se ubican dentro de una segunda cámara llamada “Cámara de Condensación” y que es adyacente a la de evaporación. El fluido frío va a contra flujo respecto del flujo producido por los ventiladores de inyección de aire.

Luego de pasar por el entramado de la “Cámara de Condensación” el agua es conducida por la extensión de la tubería desde la “Cámara de Condensación” hasta el interior de la “Cámara de Evaporación”, donde descarga el agua de enfriamiento ya utilizada en la parte inferior de ésta cámara, por debajo del punto de ingreso de la ráfaga de aire caliente que entra a la cámara. El motivo de esto último es para aumentar el volumen de agua salmuera y favorecer la fluidez de ésta a la salida de la “Cámara de Evaporación”.

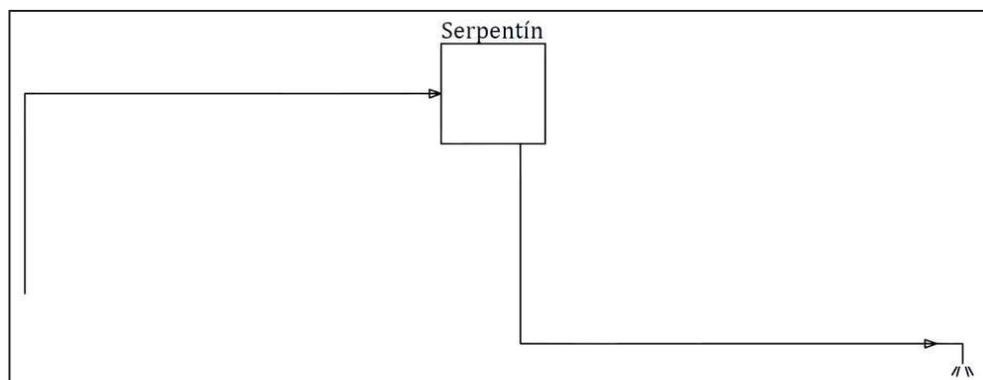


Ilustración N° 2: Circuito Secundario

Circuito de aire

Aire ambiente es introducido al sistema por medio de ventiladores y su función será ser el medio para evaporar el agua de mar; una vez se forme el aire húmedo.

El aire también es calentado hasta la temperatura de trabajo a través de un calentador energizado por tecnologías ERNC.

El aire calentado pasa a la “Cámara de Evaporación” donde absorbe agua de la nube de agua que generan los aspersores.

Al salir el aire húmedo de la “Cámara de Evaporación”, entra en la “Cámara de Condensación” donde se enfrenta a las tuberías de intercambio de calor del circuito secundario de agua, la humedad en aire se condensa sobre éstas y por gravedad escurre al fondo de la cámara, donde a través de un sumidero se extrae el condensado.

El aire seco fluye fuera del sistema hacia el ambiente.

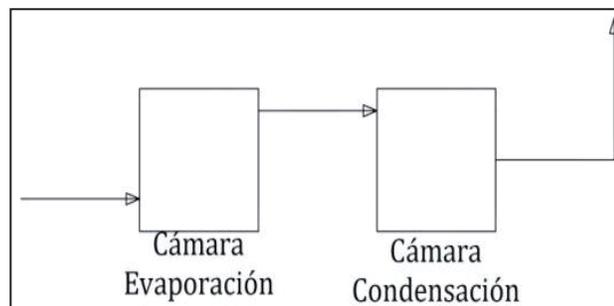


Ilustración N° 3: Circuito Aire

Cámara de Evaporación

Ésta es, básicamente, un área cerrada en donde ocurre la evaporación del agua, es el punto de convergencia para el agua salada y el aire calentado. El ingreso del agua de mar a ésta será desde una posición superior a través de rociadores que buscarán generar un efecto de neblina. Entre tanto, el aire calentado entrará desde una ubicación lateral inferior, que será la opuesta al costado que da hacia la cámara de condensación; también, el fondo de la cámara constará de un sumidero que servirá

para extraer el precipitado de agua salada sobresaturada que no será evaporada por el aire, para efectos de denominación esta agua salada sobresaturada será conocida en este sistema como “Salmuera”. En el fondo de la cámara, por debajo de la línea de flujo de aire está la tubería de descarga del circuito secundario, la que aporta agua para de relleno a la salmuera; su función es aprovechar esta agua para aumentar el volumen de la salmuera y facilitar la fluidez de ésta. La salmuera es conducida fuera del sistema hasta “Piscinas de Acopio” o “Botadero”, según sea definido y que por ningún motivo debe de coincidir con el sector de suministro del circuito primario.

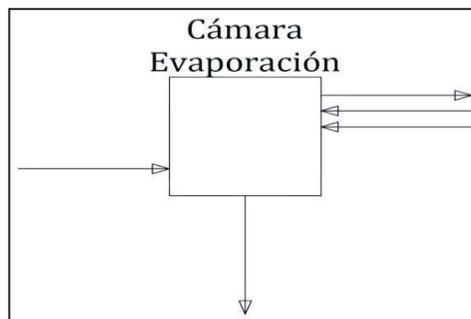


Ilustración N° 4: Cámara de Evaporación

Cámara de Condensación

En la salida de la cámara anterior se encuentra una segunda cámara en la que se realizará la condensación del agua dentro del aire húmedo. En ésta cámara se ubican las tuberías de condensación del circuito secundario de agua. En el fondo de ésta cámara también se encuentra un sumidero encargado de recolectar el fluido condensado para su posterior extracción. El diseño de éste sistema en forma de cámara busca mantener contenido el flujo de aire húmedo y evitar fugas en el sistema. Los fluidos que atraviesan este sistema de condensación interactúan a contraflujo. El condensado de agua desalinizada es llevada desde el sumidero de la cámara de condensación hasta “Estanques de Acumulación de Condensado” a la espera de su distribución. El aire seco saldrá desde el costado opuesto al que ingresa a la cámara y desde una posición inferior para asegurar que el aire recorra la máxima extensión dentro de la cámara.

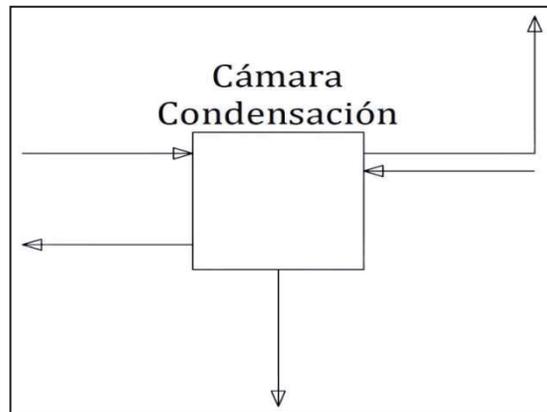


Ilustración N° 5: Cámara de Condensación

Además de los seis componentes principales de la planta ya expuestos existen las siguientes instalaciones de apoyo:

Estanque Acumulador de Condensado: su función es clara, almacenar el producto final a la espera de su distribución. En condiciones de trabajo óptimo será deseable que estos estanques mantengan una cantidad de agua desalinizada, para así poder tener una cantidad de producto que sirva para suplir bajas o interrupciones de producción.

Piscinas de Acopio: su función es el acopio de la salmuera que se produce como desecho durante la producción. La idea de utilizar estas piscinas corresponde a una posible oportunidad de obtener subproductos a partir de la salmuera que se obtiene, además de evitar introducir un exceso de sales a la fuente de agua de mar del sistema. Estas piscinas son opcionales al uso de un botadero.

Piscina de Admisión: la idea de este sistema es poder utilizar agua de mar con una temperatura ambiente en localizaciones apartadas del borde costero. Ésta piscina sería opcional cuando se localice la planta en el borde costero o sea económicamente favorable el transporte directo del agua de mar.

Es posible que surjan otros elementos durante el desarrollo de la memoria y que no fueron previstos en éste punto; cuando esto suceda se especificarán dichos elementos en punto en que aparezcan.

A modo explicativo, el siguiente esquema de flujo servirá de referencia para comprender de mejor forma el flujo de fluidos en el diseño, en función de los equipos y estructuras involucrados.

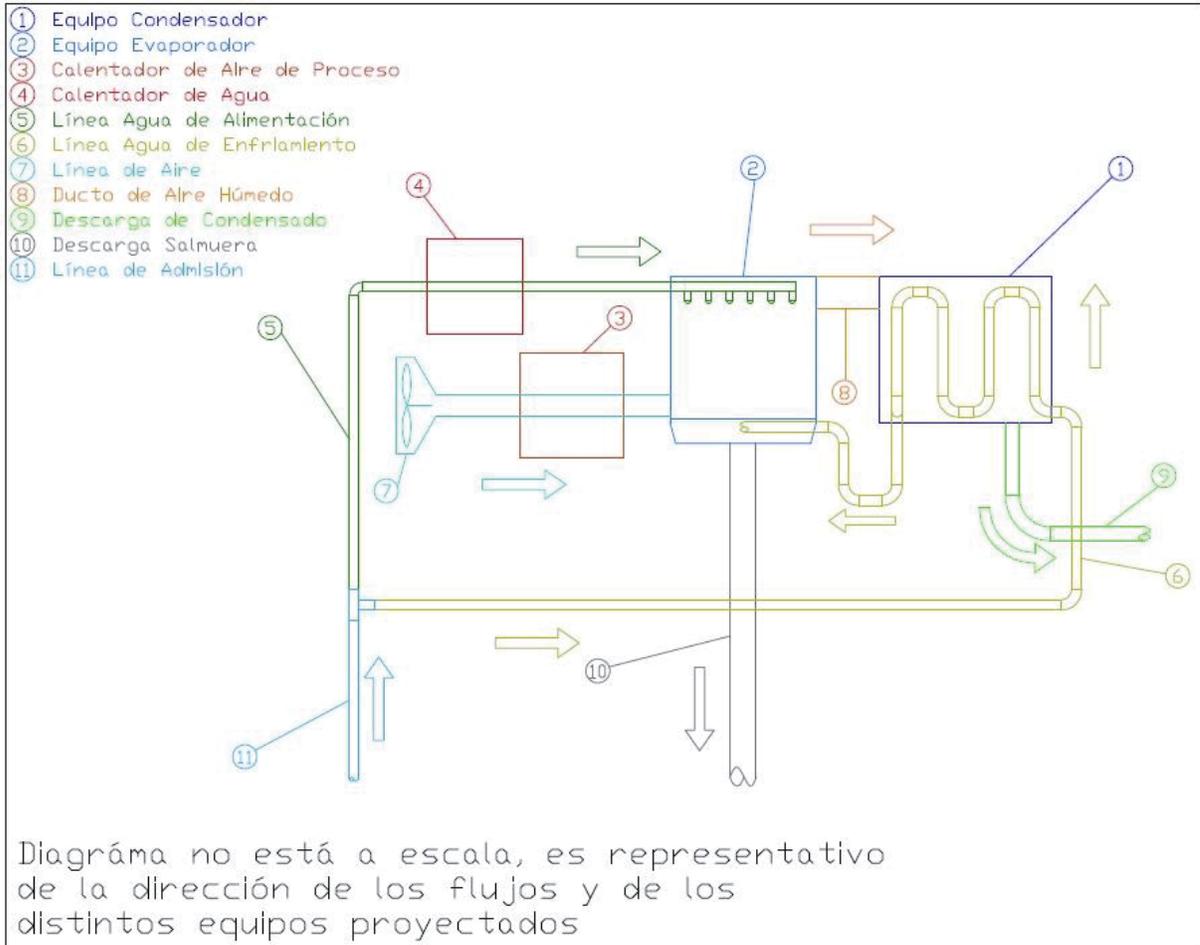


Ilustración N° 6: Esquema flujos de proceso

3.2 Referencia al agua a desalar ^[13]

El agua que puede llegar a ser considerada para ser desalinizada posee distintas características físico-químicas que se deben tener en consideración al momento de plantear el diseño de los equipos adicionales al proceso que planteo. Desde el punto de vista químico son cuatro las características básicas las que definen un tipo de agua:

- Conductividad eléctrica o salinidad
- Dureza
- pH
- Anhídrido carbónico libre

La primera característica mencionada ha sido dotada con un carácter más general que el resto, ya que presenta una idea de conjunto. Las otras, sin embargo, recogen aspectos más concretos respecto a los posibles efectos que se produzcan durante la operación.

i. Salinidad del agua

Se define la salinidad del agua como el contenido total de sales del mismo. En este aspecto deberemos diferenciar el tipo de agua del que estamos hablando ya que no será lo mismo desalar agua de mar con un contenido en sales de 35.000 [ppm] que agua salobre con tan solo 6.000 [ppm]. Incluso un agua con la misma salinidad, como por ejemplo 2.000 [ppm], debido a si esa salinidad la determinan cloruros o si es causada por sulfatos o carbonatos puede tener comportamiento y aplicaciones diferentes.

La aplicación que se le da al agua establece una clasificación diferente de la misma ya que no es lo mismo el agua para uso agrícola que el agua de consumo humano. El siguiente cuadro recoge un espectro de salinidad pudiéndose apreciar grandes variaciones a las que puede estar sometida el agua. Cada una de estas agua tendrá por tanto diferentes aplicaciones o diferentes limitaciones en función de dicha salinidad.

Tipo de Agua	Salinidad [ppm]
Salmuera	300.000
Agua de Mar	30.000
Agua Salobre	3.000
Agua Potable	300
Agua Industrial	30
Agua Des-ionizada	3
Agua Pura de Calderas	0,3
Agua Ultra pura	0,003

Tabla N° 5: Clasificación de agua según su salinidad.^[13]

La salinidad se expresa como residuo seco a 105°C o TDS (Total Dissolved Solids) y se mide normalmente en mg/l o ppm. Utilizando una estufa que alcanza dicha temperatura y calculando la diferencia de peso de la muestra antes y después de ser desecada determinaremos su valor. Para los procesos industriales, la determinación de este valor mediante este procedimiento resulta lenta. Se precisa tener un control instantáneo de forma que el parámetro buscado es la conductividad eléctrica que puede calcularse “in-situ” de forma rápida y precisa.

El agua que contiene más elementos disueltos ofrece una mayor facilidad para conducir la corriente eléctrica a través de ella, por lo tanto una mayor conductividad eléctrica. Pero la conductividad eléctrica de un agua determinada no es un parámetro constante sino que depende de la temperatura, aumentando su valor al hacerlo ésta. Para que puedan hacerse comparaciones se debe tomar una temperatura como referencia, que es de 20 °C según los Métodos Oficiales vigentes. Con el aumento de la conductividad también aumenta su poder de corrosión. Existe una relación entre la conductividad eléctrica y la salinidad, permitiendo el paso inmediato de una a otra unidad, aunque dicha magnitud ni es rigurosamente fija y exacta. Cabe decir que la relación existente es distinta según el tipo de agua en función de la composición química de ésta, entonces, realmente la forma más exacta de determinar esta relación consiste lógicamente en tomar una muestra de agua y determinar tanto la salinidad total en laboratorio, como la conductividad instantánea, estableciendo entre ambos resultados el coeficiente de paso adecuado.

ii. Composición química del agua

Es necesario conocer la composición química del agua, causante de su salinidad, ya que ésta tiene un efecto directo en el uso final que se le puede dar al agua desalada (industrial, agricultura y consumo humano). Existe una gran variedad de elementos que pueden encontrarse en el agua, de múltiples formas y en diferentes proporciones así que se dividen en dos grandes grupos. De un lado los elementos principales o más abundantes y de otro los secundarios o micro-elementos que aun

encontrándose en pequeñas proporciones pueden ser negativos para las membranas ya que pueden provocar precipitados sobre las mismas dañándolas.

Entre los más abundantes se encuentran:

Sodio: Se trata del metal alcalino más frecuente en la composición de las aguas y además el único presente en cantidades significativas en las aguas naturales. Todos los compuestos sódicos son solubles en agua. Es también, con mucha diferencia el ion metálico más abundante en el agua de mar, en concentraciones de alrededor de 10.000 mg/l. ppm El sodio se encuentra en el agua en forma de cloruro, carbonato o bicarbonato sódico. Y no contribuye a la dureza del agua. Es importante conocer los contenidos máximos de sodio que no deben rebasarse teniendo en cuenta el uso que se va a dar al agua desalada. Un agua con índices SAR mayor de 16 puede considerarse de mala calidad.

Calcio y Manganeso: Se encuentran en todas las aguas y son especialmente abundantes en las aguas subterráneas. Forman parte de numerosas sales por lo que su influencia en las características depende del tipo de sales en que estén presentes.

Conjuntamente contribuyen a la dureza del agua, que está causada fundamentalmente por las sales que forman estos dos elementos con los bicarbonatos, sulfatos, cloruros y nitratos. Son responsables en gran medida de las incrustaciones que se producen cuando el agua experimenta cambios en la temperatura, pH y presión.

Las precipitaciones se producen cuando se rebasan los límites de solubilidad de las citadas sales, rompiéndose el equilibrio de la solución y dando lugar a la formación de carbonatos insolubles de estos metales y en ocasiones de sulfatos. Los iones bicarbonato se encuentran en el agua subterránea como resultado del dióxido de carbono disuelto, que ayuda a la disolución de la cal y la dolomita. El contenido máximo de magnesio de un agua destinada al consumo humano no debe sobrepasar los 50 ppm, pero para el calcio no existe límite alguno en la Reglamentación Técnico Sanitaria.

Cloro: Es el elemento más abundante en el agua de mar, donde alcanza concentraciones medias de unos 20.000 ppm. Respecto a los niveles de cloro deseables en un agua, son bastante variables en función del destino final que se vaya a dar a la misma, aunque en general valores de unos 150 ppm se consideran adecuados para la mayor parte de usos. Hay unas limitaciones al contenido máximo de este elemento donde no deben ser superiores a 250. Respecto al agua para usos agrícolas, el cloro produce quemaduras en las hojas de las plantas, por lo que los niveles que se consideran tolerables son muy distintos según se trate de sistemas de riego que mojen o no las hojas. En el primer caso 100 ppm son valores excesivos mientras que en el segundo puede llegarse hasta 350 ppm.

Sulfatos: Contribuyen a la salinidad de las aguas y a veces alcanzan concentraciones tan elevadas como 2.000 ppm. Desde el punto de vista sanitario su contenido no debe sobrepasar los 250 ppm. Los contenidos elevados pueden provocar problemas intestinales. En cuanto a usos agrícolas, concentraciones superiores a 1,2 g/l se consideran negativas.

Carbonatos y Bicarbonatos: Se encuentran en todas las aguas y a veces en proporciones muy elevadas. También son frecuentes los carbonatos en función del pH de ésta. El agua de mar contiene iones bicarbonato que están en equilibrio con iones carbonato e hidroxilo. Alta temperatura o elevado pH desplazan el equilibrio hacia la producción de iones carbonato e hidroxilo y cuando esto ocurre precipita el calcio y/o el magnesio en forma de hidroxilo.

Los elementos que pertenecen al grupo de los micros-elementos o elementos secundarios son los siguientes:

Nitratos: La variación en el contenido de nitratos en el agua es grande y proceden de distintas fuentes. Un alto contenido en nitratos puede indicar polución y ser considerado como un indicador y un aviso que debe ser tenido en cuenta para comprobar la presencia de bacterias peligrosas. Los nitratos en concentraciones mayores de 45 ppm son indeseables en aguas para usos domésticos por el posible efecto tóxico sobre los niños. Esto se conoce como cianosis.

Hierro y Manganeseo: La química del hierro en el agua es bastante compleja. Existen dos tipos de iones, el ferroso y el férrico. El primero es inestable en presencia de aire y cambia a estado férrico. El ion ferroso puede ser disuelto en cantidades de hasta 50 ppm en aguas que son casi neutras e incluso en cantidades mayores, en agua ligeramente ácidas. En contraste con el ion férrico es casi completamente insoluble en agua alcalina o débilmente ácida. Para la eliminación del hierro puede procederse a la aireación del agua, con la que se consigue bajar dicho contenido hasta 0,1 ppm.

El manganeso por su parte tiene un comportamiento químico similar al descrito para el hierro. Aparece como bicarbonato manganoso soluble que cambia en presencia de aire a hidróxido de manganeso insoluble. El mejor pre-tratamiento para ambos consiste en utilizar bombas sumergibles para impulsar directamente el agua a tratar, evitando así su oxidación por contacto con el aire. En el caso de que ambos iones se presenten simultáneamente será muy conveniente utilizar anti-incrustante en el pre-tratamiento puesto que el primero actuaría como catalizador de la reacción de oxidación del segundo.

Sílice: No contribuye a la dureza del agua pero es responsable de gran parte de las incrustaciones formadas por muchas aguas. Si las concentraciones de rechazo superan los 150 mg/l pueden producirse precipitaciones, normalmente silicatos de calcio y magnesio.

Flúor: Es uno de los componentes más problemáticos del agua, la solubilidad de sus sales que se concentran en la salmuera es muy baja, siendo los riesgos de precipitación altos.

Bario y Estroncio: Los sulfatos de estos dos elementos son muy poco solubles por lo que pueden precipitar.

Aluminio: El hidróxido de aluminio es menos soluble en un pH de 5, bajo el cual existe posibilidad de precipitación de este elemento.

Gases Disueltos: Además de sus iones constituyentes, las aguas de distinto origen pueden tener también gases disueltos. Aunque se contenido no se determina en los

análisis rutinarios, su presencia en cantidades importantes tiene un especial significado en el uso de agua en ciertos sectores. Los gases disueltos más comunes son oxígeno, dióxido de carbono, nitrógeno, anhídrido sulfuroso y amoníaco. Como la solubilidad de los gases es inversamente proporcional a la temperatura y aumenta con la presión, los gases disueltos intervienen frecuentemente en problemas de corrosión y de precipitación. La presencia de O₂ en el agua de alimentación favorece la proliferación de bacterias. El dióxido de carbono es un gas que se libera en las aguas carbonatadas como consecuencia de la regulación del pH que se realiza en el pre-tratamiento.

iii. Otros parámetros característicos

Temperatura: La temperatura del agua varía en función de la zona, de la época del año o si se trata de aguas superficiales o subterráneas, o aguas de mar. La importancia de éste valor reside en la influencia que ejerce sobre determinados componentes del agua a tratar, la que se puede resumir en: la solubilidad de determinadas sales aumenta con la temperatura y por tanto a temperaturas más elevadas disminuye el riesgo de precipitación. La temperatura influye en la viscosidad del agua y en la dilatación de los materiales. La elevación de la temperatura favorece la actividad biológica de los microorganismos.

pH: Influye en la solubilidad de los carbonatos y regula por tanto su precipitación. Se considera que las aguas para consumo humano deben tener un pH entre 6,5 y 8,5.

Dureza: La dureza puede ser de dos formas,

Carbonatada, causada por los carbonatos, que incluye la porción de calcio y magnesio que se combina con el bicarbonato y pequeñas cantidades de carbonato presente. Se llama también temporal porque desaparece al hervir el agua.

No carbonatada o permanente, causada por los nitratos, cloruros y sulfatos de calcio y magnesio y que es la diferencia entre la dureza total y la carbonatada.

Las aguas para consumo humano deben tener una dureza de 60 mg/l expresada en Ca.

Como comentario final para éste capítulo es de mencionar que las aguas también se caracterizan según su origen. Haciendo referencia al agua de mar es importante conocer los el total de sólidos disueltos (TDS) y la composición química de ésta, ambas características varían según la zona y la temperatura (cantidad de TDS presentes y del valor de salinidad).

3.3 Descripción del sistema energético utilizar, bomba de calor^[14]

Los criterios de selección que se deben considerar al analizar las fuentes de energía a utilizar están en base a la capacidad y velocidad de entrega de energía calórica, dimensiones proyectadas de la instalación y costos asociados a la construcción de la planta, además del acceso a información respecto a la aplicación e implementación de la tecnología a utilizar. Más allá de lo que se logró y se diseñó en la presente memoria, el enfoque de ésta será a entregar un sistema que posibilite el análisis de otras tecnologías ERNC ya existentes en desarrollo actual y que sean afines con los requerimientos del proyecto propuesto.

Los dispositivos de bombas de calor operan transfiriendo calor desde un medio de baja temperatura a uno de alta temperatura, teniendo por objetivo el mantener un espacio caliente a alta temperatura. Las fuentes de baja temperatura en estos sistemas pueden ser reservorios de agua, aire ambiente y sistemas de tuberías subterráneas, siendo la más sencilla de implementar y de mayor desarrollo las fuentes de aire ambiente. Las bombas de calor operan bajo los mismos principios de los ciclos de refrigeración por compresión por vapor, los que difieren en el objetivo y la dirección del flujo calórico; para todos los cálculos a realizar se utilizarán los del ciclo de refrigeración cuidando la salvedad anterior. Respecto del refrigerante a utilizar se especificará en una primera instancia el R-134a siendo éste de común uso industrial, debido al amplio rango de presiones de operaciones, además de usual utilización en el ámbito académico por la existencia de tablas con sus diferentes valores termodinámicos de operación, sin perjuicio de que se pueda recomendar otro refrigerante existente comercialmente que posea características y propiedades más

adecuadas. También será motivo de análisis el diseño de la bomba de calor en cascada para evaluar la mejor eficiencia posible de conseguir.

A modo de referencia es pertinente mencionar que el 6 de Marzo de 2013, el Diario Oficial de la Unión Europea, publicó la Decisión 2013/114/UE de la Comisión, de 1 de marzo de 2013, por la que se definen las directrices para el cálculo en los Estados miembros de la energía renovable procedente de las bombas de calor de diferentes tecnologías, conforme a lo dispuesto en el artículo 5 de la Directiva 2009/28/CE del Parlamento Europeo y del Consejo. La Directiva establece que, a efectos del rendimiento mínimo de las bombas de calor que debe considerarse como energía renovable, solo se tendrán en cuenta las bombas de calor con un factor de rendimiento medio estacional estimativo SPF superior a $1,15 \times 1/\eta$, siendo η la eficiencia del sistema de energía calculado como el cociente entre la producción total bruta de electricidad y el consumo primario de energía para la producción de electricidad. Si la eficiencia del sistema de energía (η) se fija en el 45,5 % el SPF mínimo de las bombas de calor accionadas eléctricamente que debe considerarse como energía renovable según la Directiva es 2,5.

En las bombas de calor accionadas mediante energía térmica (bien directamente, bien mediante la combustión de combustibles), la eficiencia del sistema de energía (η) es igual a 1. El SPF mínimo de ese tipo de bombas es 1,15 a efectos de su consideración como energía renovable según la Directiva.

3.4 Parámetros del proyecto: valores y consideraciones para la operación

La planta está diseñada con la idea de ser una construcción modular, para que cuando un proyecto necesite de una producción de agua desalinizada mayor a la capacidad de diseño baste con instalar en forma paralela cuantas plantas desalinizadoras sea necesario. También, como ha sido ya mencionado, el diseño de la planta contempla que la fuente calórica y las etapas de desalinización sean dos “módulos” independientes, de ésta forma el diseño de la planta permita el reemplazo de la fuente energética original por alguna otra que se desee analizar bajo las mismas condiciones.

Definir los parámetros iniciales para el cálculo del proyecto es particularmente difícil, existen numerosas variables que influyen y producen efectos muy significativos en el resto de las variables. Antes de redactar este texto fueron realizados diversos cálculos para tratar de definir los parámetros iniciales y las características que se deseaban para la instalación. Por motivo de relevancia estos cálculos no son parte de ésta memoria. De ésta experiencia se descubrió que trabajando el agua y el aire a la misma presión la relación aire/agua es de un valor tan grande que el caudal de aire necesario se vuelve una limitante tecnológica, es por ello que el consumo de aire será una de las variables definidas como limitante técnica/económica para la operación. También tenemos la variable de consumo energético en forma térmica, la que será la variable límite que se debe analizar para verificar la factibilidad de utilización de las diferentes fuentes ERNC que se planteen. Los cálculos requerirán de un punto de partida, ya que las tres variables pueden ser dependientes entre sí, pero se debe establecer una de ellas como constante de operación para poder conocer las restantes. Para poder realizar un análisis comparativo del consumo energético los cálculos considerarán cuatro niveles de producción de caudal de agua desalinizada, los cuales tendrán un valor “pequeño” comparados a los caudales de agua que se consumen en los sectores industriales, agropecuarios y de consumo humano; dichos caudales serán de 1 [lt/min], 2 [lt/min], 5 [lt/min] y 10 [lt/min].

El segundo parámetro que se definió fueron las temperaturas de operación de la planta. Como éste es un planteamiento teórico se define las temperaturas en las distintas etapas del proceso, convirtiéndose éstas en las “*Temperaturas de Operación*” y accediendo a los cálculos del intercambiador de calor a través del método de “Temperatura Media Logarítmica”. La lista de temperaturas definidas se detallan apropiadamente en el Capítulo 4, en la tabla N° 6 para las etapas que correspondan; las temperaturas de entrada corresponden a las temperaturas mínimas que se deben esperar en la localización de la planta, como la localización exacta no es parte de la definición de la memoria estos valores de temperatura representan los gradientes de temperatura máximos que estimo como aceptables

para la operación; cualquier temperatura de entrada superior a las definidas producirá una disminución en la energía calórica requerida.

Temperaturas [°C]			
Fluido	Etapa del Circuito	Id.	Valor
Aire	Entrada Calentador de Aire	t1	15
	Salida Calentador de Aire	t2	75
	Entrada Cámara de Evaporación	t3	75
	Salida Cámara de Evaporación	t4	75
	Entrada Cámara de Condensación	t5	75
	Salida Cámara de Condensación	t6	20
Agua Enfriamiento	Entrada Cámara de Condensación	t7	15
	Salida Cámara de Condensación	t8	65
Agua Alimentación	Entrada Calentador Agua Alimentación	t9	0
	Salida Calentador Agua Alimentación	t10	85
	Entrada Cámara de Evaporación	t11	85
	Salida Cámara de Evaporación	t12	-

Tabla N° 6: Descripción de temperaturas del proceso

El último parámetro que fue definido corresponde a una suposición de la condición de Humedad Relativa del Aire, al momento de ser aspirada por el sistema. Éste es un parámetro que debería ser definido en función a las condiciones de cada una de las localizaciones en las que se plantee la instalación de ésta planta, pero para poder realizar los cálculos aquí necesarios se define la Humedad Relativa del Aire Ambiente en $\varnothing=15\%$. Este valor definido para la humedad relativa del aire se obtuvo considerando que en Chile el valor más bajo para esta humedad ocurre en épocas de verano en el Desierto de Atacama ($\varnothing=18\%$). De esta forma se intenta que los cálculos a realizar contemplen la mayor cantidad de agua a evaporar.

También se definió la Humedad Relativa del Aire después del proceso de “Humidificación” ($\varnothing=100\%$) y para después de la “Des-humidificación” ($\varnothing=100\%$, ya que no es un proceso de des-humidificación como tal, sino que corresponde a un enfriamiento con precipitación siguiendo la curva de saturación del aire). Estas dos

últimas humedades están pensadas para ser fijas como características del proceso, mientras que debe de ser esperable la constante variación de la humedad relativa del aire ambiente por las condiciones naturales que se presenten. Ésta variabilidad influirá en los consumos de potencia de la planta, así como en el caudal de agua condensada y de salmuera que se produzcan.

Como una consideración adicional referente a los parámetros del proyecto es necesario mencionar la posibilidad de tener que realizar un pre-tratamiento del agua de mar de aporte. Como se puede ver en el capítulo anterior el agua de mar posee una gran cantidad de componentes que tendrán distintas reacciones durante la operación del equipo propuesto. Desde mi punto de vista el pre-tratamiento del agua de aporte es fundamental para un proyecto como éste, pero es necesario el análisis de un profesional capacitado de áreas de ingeniería química. Si bien voy a mencionar algunos procesos de pre-tratamiento de los que he podido encontrar información y a la vez seleccionado como posiblemente necesarios para mi proyecto, así como sugerencias para las posibles instalaciones que se requieran, estas referencias se deben considerar como información a nivel de pre-factibilidad de ingeniería y ante cualquier eventualidad de mayor desarrollo se debe consultar con ingenieros químicos que conozcan del tema.

Así como los distintos elementos presentes en el agua de aporte y procesos que se realizarán en la planta proyectada, existen distintos procesos de pre-tratamiento del agua de aporte, de los cuales considero que se deben aplicar son:^[11]

Cloración previa: el objetivo de éste es el oxidar la materia orgánica que pueda contener el agua y así interrumpir los posibles desarrollos bacteriológicos en la conducción y equipos del proyecto. El cloro y sus derivados son los reactivos más utilizados para la desinfección del agua debido a su alto poder oxidante, lo que favorece la destrucción de la materia orgánica; sin embargo su almacenaje y manipulación en estado gaseoso tiene sus inconvenientes. El compuesto de más común uso es el Hipoclorito Sódico (NaClO).

Adición de Anti-incrustantes: ante la posibilidad de que las sustancias disueltas en el agua se vuelvan insolubles formando incrustaciones, generalmente cálcicas y magnésicas, duras y adherentes a las distintas superficies presentes. Para impedir la precipitación de estas sales en el interior es conveniente añadir al agua algún producto inhibidor de incrustaciones. Es importante que al analizar las opciones de agentes inhibidores se deben tomar en cuenta su toxicidad (manipulación y posterior utilización del agua), polución (vertido de desecho), compatibilidad química con los materiales de los distintos elementos de la instalación y su precio.

De-cloración: cuando se utiliza la cloración para controlar la vida bacteriológica presente, es necesario analizar la necesidad de un proceso de de-cloración en relación a posibles daños en determinados materiales de la instalación, así como una evaluación sobre los posibles riesgos tóxicos durante la operación del sistema.

Respecto a la posibilidad de necesitar procesos de post-tratamiento del agua desalinizada, éste quedará a libre criterio según el destino del agua producida, ya que dependiendo de aquello será el post-tratamiento específico necesario de realizar. Según textos consultados en general estos sugieren un post-tratamiento de pasivación para eliminar la acción corrosiva del agua desalada frente a los metales.

CAPÍTULO 4: DISEÑO DE PLANTA

El capítulo 4 trata todo lo concerniente al diseño de esta planta, tanto los cálculos térmicos, los cálculos de flujo de los fluidos y la selección de los distintos elementos que cada equipo que se proyecte necesite. También se va a abarcar el diseño físico que se plantea para la planta, es decir, dimensiones, forma, volúmenes de cada equipo y la ubicación y conexión entre los equipos. Es necesario tener presente que como este ensayo está definido de *factibilidad técnica* los cálculos no van a ahondar en la etapa de cálculo estructural, mas no es limitante en el caso de realizar cálculos específicos que sean necesarios para complementar las operaciones.

4.1 Análisis térmico de los distintos equipos de la planta

En éste punto se realizará el diseño térmico de los diferentes equipos aquí desarrollados y serán expuestos por el nombre de fantasía que les fue dado en ésta memoria. En esta sección se entregarán todos los valores que se utilizarán para definir las características constructivas y operacionales de cada unidad, así como una descripción de ésta cuando sea necesaria; de éste punto se obtendrán los valores que permitirán el análisis comparativo de los requerimientos energéticos para los diferentes caudales planteados para el proceso. Las unidades que aquí se calcularán son:

4.1.1 Cámara de condensación.

4.1.2 Cámara de evaporación.

4.1.3 Calentador de aire de proceso.

4.1.4 Calentador de agua de alimentación.

4.1.5 Bomba de calor.

4.1.6 Análisis comparativo entre los requerimientos de energías calóricas calculado y las capacidades de aporte de energía calórica del sistema de bomba de calor.

4.1.7 Equipos calentadores de aire y de agua salada.

También fue necesario crear denominaciones algebraicas para identificar los valores para las ecuaciones en los distintos equipos y etapas del proceso, esto se puede ver

en la correspondiente tabla de Nomenclatura General; estos son la base de referencia para todos los trabajos que se realizan a continuación.

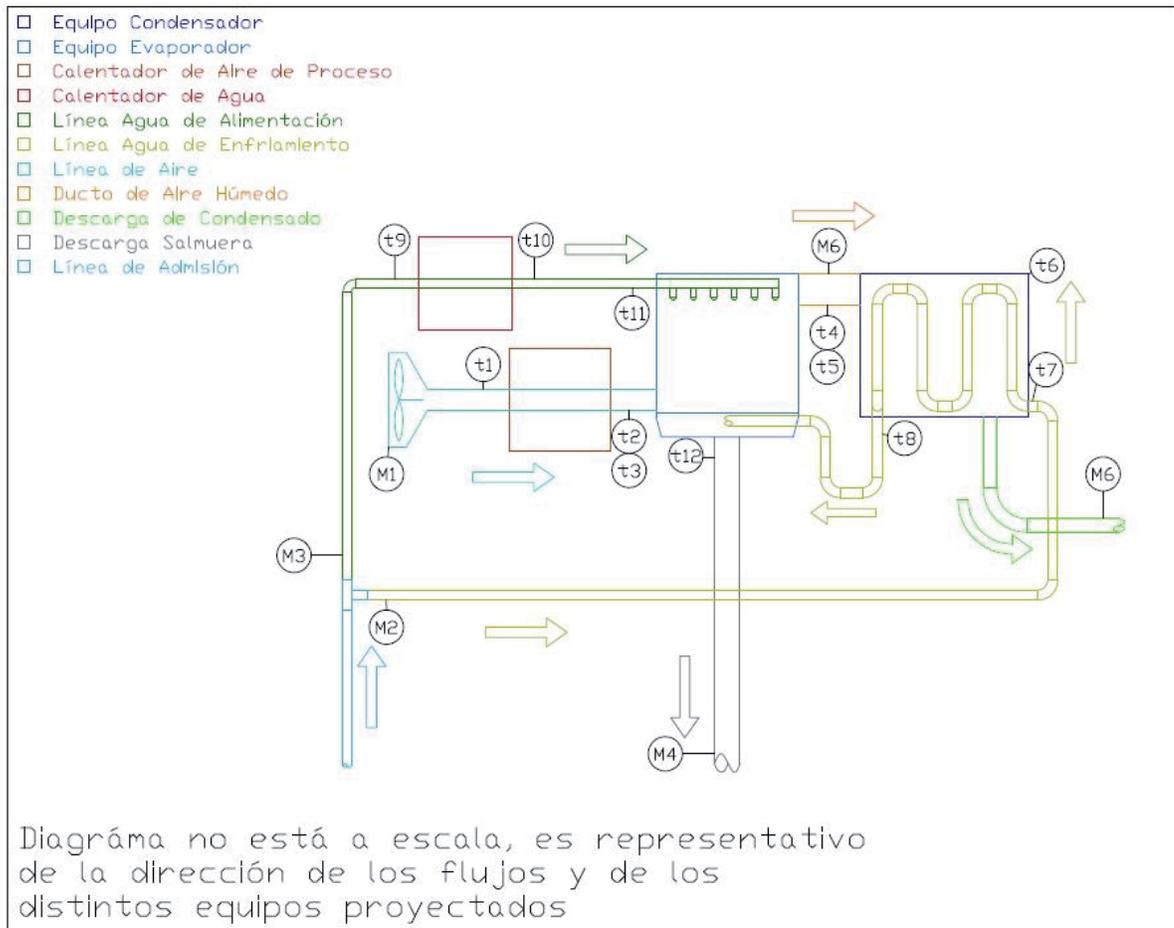


Ilustración N° 7: Esquema de proceso con indicación de nomenclatura

Antes de comenzar a realizar los cálculos asociados a los distintos equipos que he de proyectar, es necesario mostrar de forma concreta en que se basa todo el planteamiento; como sabemos el aire es capaz de transportar agua en forma líquida, capacidad que relacionamos como la humedad del aire. Sin ahondar mucho, existen dos tipos de humedad, específica y relativa; con la humedad específica podemos conocer la cantidad de kilogramos de vapor de agua hay por kilogramos de aire, mientras que con la relativa conocemos el porcentaje de humedad en el aire, ambas humedades representan, simultáneamente, la humedad del aire característica para una determinada condición de temperatura y presión. Como he mencionado, el proceso de desalinización pensado trabaja al aumentar la cantidad de vapor de agua

que es capaz de evaporar el aire, lo que se logra al aumentar la temperatura del aire a presión constante, en forma matemática esto se expresa de la siguiente manera:

Tal como se plantea en el punto 3.4, la humedad relativa del aire ambiente con el cual se trabajará será de $\phi_1=15\%$ a una temperatura ambiente de $15\text{ [}^\circ\text{C]}$, al aire en éstas condiciones se le eleva su temperatura hasta $75\text{ [}^\circ\text{C]}$ a presión constante, con lo cual se determina su humedad relativa (ϕ_{1b}) en la siguiente forma:

$$W = \frac{0,622 * \phi * P_{Sat @ t^\circ}}{P - \phi * P_{Sat @ t^\circ}} \left[\frac{Kg H_2O}{Kg aire seco} \right] \quad (1)$$

$$P_{Sat @ 15^\circ C} = 1,7057 [kPa]$$

$$P_{Sat @ 75^\circ C} = 38,597 [kPa]$$

$$P = 101,325 [kPa]$$

$$w_1 = \frac{0,622 * 0,15 * 1,7057}{101,325 - 0,15 * 1,7057} \Rightarrow w_1 = 0,001574584 \left[\frac{Kg H_2O}{Kg aire seco} \right]$$

Ahora,

$$0,001574584 = \frac{0,622 * \phi_{1b} * 38,597}{101,325 - \phi_{1b} * 38,597} \Rightarrow \phi_{1b} = 0,66\%$$

Éste cambio en la humedad relativa es el que permite que al humedecer el aire hasta su punto de rocío la cantidad de agua absorbida a $75\text{ [}^\circ\text{C]}$ sea mayor que a $15\text{ [}^\circ\text{C]}$. Recordar que para el análisis de factibilidad se plantean cuatro casos de caudales de producción de agua desalinizada:

Caso 1: 1 [lt/min]

Caso 2: 2 [lt/min]

Caso 3: 5 [lt/min]

Caso 4: 10 [lt/min]

Ya que la secuencia de ecuaciones son las mismas para cada caso, en los próximos puntos se presentará el desarrollo lógico de cada serie de ecuaciones y sus resultados irán en tablas resúmenes al final de cada punto.

Ahora se puede comenzar con los cálculos térmicos de los equipos a usar.

4.1.1 Cámara de condensación^[14]

Ésta cámara está diseñada para cumplir con la función de obtener “condensado de agua desalinizada”; su diseño es simple, basando los cálculos en el modelo de un *Intercambiador de Calor de Tubos y Coraza, con 10 pasos y 10 tubos por paso*. Los tubos que conforman los paneles del banco de tubos corresponden a un solo tubo continuo. El funcionamiento de la cámara de condensación sigue los principios de “enfriamiento y des-humidificación de aire”, por lo que ésta cámara cuenta con dos juegos de ecuaciones para cumplir con sus propósitos. Por una parte tenemos la des-humidificación en la cual obtenemos el agua desalinizada que deseamos producir, éste valor de producción está fijado por diseño y es uno de los valores base para todos los cálculos aquí realizados. El proceso de enfriamiento se lleva a cabo, obviamente, con el intercambiador de calor que se menciona en un principio, como el diseño de los tubos de éste es necesario tenerlo definido para los cálculos que serán realizados, irá definido más adelante. También, sobre los tubos del intercambiador de calor es donde se produce la condensación, por lo que se deben diseñar con una inclinación respecto a la horizontal.

Para poder comenzar a calcular los procesos de des-humidificación y de condensación es necesario definir algunos parámetros para el funcionamiento y de diseño de éste equipo que sirvan de base para realizar estos cálculos. Estos parámetros corresponden a las características que he definido para el proceso y las propiedades de los fluidos involucrados en éste; en la tabla siguiente están especificados los parámetros utilizados.

Temperaturas [°C]				
Fluido	Etapa del Circuito		Id.	Valor
Aire	Entrada	Cámara de Condensación	t ₅	75
	Salida		t ₆	20
Agua Enfriamiento	Entrada	Cámara de Condensación	t ₇	15
	Salida		t ₈	65

Tabla N° 7: Temperaturas en la cámara de condensación

Propiedades				
Fluido	Unidad	Descripción	Id.	Valor
Aire	kg/m ³	Densidad	ρ	1,293
	kJ/kg °C	Calor Específico	cp_1	1,005
	W/m K	Cond. Térmica del Aire	k	0,0221
Agua Salada a temperatura promedio de 35 °C	kg/m ³	Densidad	ρ	994
	kJ/kg °C	Calor Específico	cp_2	4,178
	m ² °C/W	Factor de Incrustación Agua de Mar sobre 50 °C	Rf_1	0,0002
	m ² °C/W	Factor de Incrustación Agua de Mar bajo 50 °C	Rf_2	0,0001
	W/m K	Cond. Térmica del Agua	k	0,58

Tabla N° 8: Propiedades físico-químicas de los fluidos.^[14]

El realizar éste proceso utilizando fluidos de densidades tan distintas como son el aire y el agua presentan grandes problemas de limitaciones, tanto en la capacidad para suministrar los volúmenes calculados para el proyecto como en los valores de flujos calóricos que se producen. Lo dicho anteriormente se traduce, a modo de ejemplo, en que el volumen de aire necesario para evaporar agua, siguiendo las temperaturas definidas para éste diseño y ambas a presión atmosférica, puede ser de una relación significativamente grande al punto en que para caudales importantes de producción de agua desalinizada el caudal de aire que se debe suministrar y calentar en éste proceso requeriría de numerosos ventiladores de grandes caudales y costos elevados, así como va aumentando el caudal de aire requerido para el proceso va aumentando proporcionalmente la cantidad de energía calórica utilizada para calentar el aire. Todo lo antes mencionado se puede demostrar a través de los cálculos realizados en ésta memoria en donde se compararan cuatro casos con diferentes valores de caudales de agua obtenida. Para el caso del caudal de aire requerido es necesario tener presente que será limitante la capacidad de caudal volumétrico de los equipos comerciales disponibles, los que serán consultados una vez se tengan los valores necesarios y así disponer de otro criterio de factibilidad; mientras que para cubrir los requerimientos energéticos se debe hacer un

razonamiento similar, el enfoque de la memoria nos llevará a realizar un análisis más específico respecto de la capacidad de la fuente energética.

También, como se mencionó con anterioridad, para poder realizar los cálculos es necesario definir otros parámetros de funcionamiento que son deseados en este equipo. El problema es poder determinar cuáles parámetros serán los más representativos, adecuados y que se pueden definir como base de diseño. Siguiendo el criterio con el cual definí los valores en las tablas anteriores, los siguientes valores que definí como constantes deseadas corresponden a las Humedades Relativas del Aire durante el proceso de condensación, esto pensando en que son las condiciones de operaciones que se deben alcanzar o manejar.

Los valores definidos para las humedades relativas del aire son:

Propiedades				
Fluido	Unidad	Descripción	Id.	Valor
Aire	%	Humedad Relativa Inicial	\emptyset_1	15%
	%	Humedad Relativa Deseada	\emptyset_2	100%
	%	Humedad Relativa Final	\emptyset_3	100%

Tabla N° 9: Humedades relativas definidas para el proceso

Es necesario detallar como es que se irán presentando las humedades relativas aquí expresadas; la humedad relativa inicial corresponde al valor promedio definido como mínimo a la temperatura definida como la temperatura mínima de operación para la captación del aire ambiente. La humedad relativa deseada corresponde a la que se busca obtener después del proceso de humidificación con calentamiento del aire. La humedad relativa final representa el valor final con el que sale el aire utilizado del sistema, para el proceso éste valor indica que el proceso de condensación se llevó a cabo a través del enfriamiento del aire manteniendo la saturación de ésta durante el proceso.

Ahora, para comenzar con los cálculos, primero determinamos los valores de las Humedades Específicas a través de la fórmula:

$$W = \frac{0,622 * \phi * P_{Sat @ t^{\circ}}}{P - \phi * P_{Sat @ t^{\circ}}} \left[\frac{Kg H_2O}{Kg aire seco} \right] \quad (1)$$

En donde, para cada caso, las presiones de saturación del aire será a la temperatura de entrada, la de calentamiento y la de salida desde el condensador.

Unidad	Descripción	Id.	
kPa	Presiones Aire	P	101,325
kPa	Presión Sat. Agua a 75 °C	Pg ₂	38,597
kPa	Presión Sat. Agua a 20 °C	Pg ₂	2,339
kPa	Presión Sat. Agua a 15 °C	Pg ₂	1,706

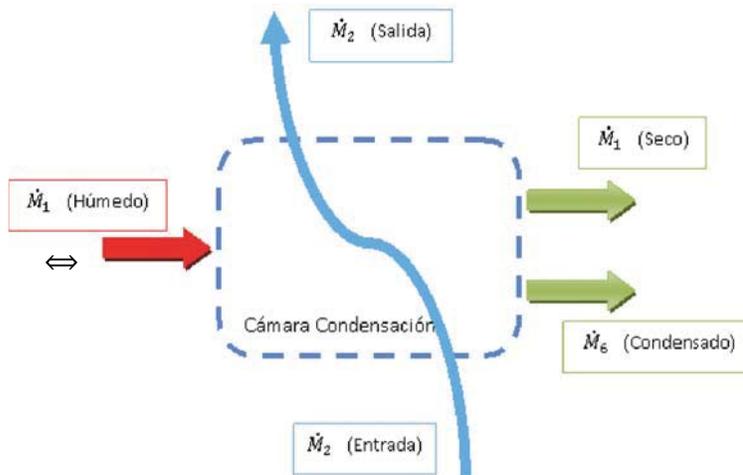
Tabla N° 10: Datos de partida

Como el desarrollo de esta ecuación fue mostrado en el texto precedente, el resumen de los valores utilizados y de los encontrados son:

Unidad	Descripción	Id.	
%	Humedad Relativa Inicial a 75°C	Ø _{1b}	0,66%
Kg H ₂ O / Kg aire seco	Humedad Esp. Aire Entrada Evaporador	w ₁	0,00155
Kg H ₂ O / Kg aire seco	Humedad Esp. Aire Entrada Condensador	w ₂	0,383
Kg H ₂ O/Kg aire seco	Humedad Esp. Aire Salida Condensador	w ₃	0,0147

Tabla N° 11: Valores Calculados

Ahora, realizamos el balance de masas para el proceso de condensación:



$$\dot{M}_1 * w_2 = \dot{M}_1 * w_3 + \dot{M}_6$$

$$\dot{M}_6 = \dot{M}_1 * (w_2 - w_3) \quad (2)$$

Ilustración N° 8: Flujo en el condensador

Como el caudal de agua desalada a producir (\dot{M}_6) está definida para el proceso, y será analizada para cuatro casos de caudales, se puede obtener el caudal de aire (\dot{M}_1) requerido para el proceso a través del balance de masas para el condensador.

Ahora, por balance de energías del proceso de condensación se obtiene que,

$$\dot{Q}_1 = \dot{M}_1 * (h_2 - h_3) - \dot{M}_6 * h_6 \quad (3)$$

Donde, h_6 corresponde a la entalpía de agua líquida saturada a la temperatura de salida del aire seco, ya que éste aire está saturado de agua pero a una temperatura baja, y para el proceso se considera como seco. También se tienen las ecuaciones:

$$\dot{Q}_2 = F * U * A_S * \Delta T_m \quad (4) \quad \wedge \quad \dot{Q}_3 = \dot{M}_2 * cp_2 * (t_8 - t_7) \quad (5)$$

Donde \dot{Q}_2 corresponde a la ecuación de transferencia de calor característica del intercambiador de calor y la ecuación \dot{Q}_3 es la razón de ganancia de calor por parte del agua de enfriamiento. Como el flujo calórico entre aire húmedo caliente y el agua de enfriamiento debe ser teóricamente igual, así mismo con respecto al flujo de calor en función del tipo de intercambiador de calor, las relaciones correspondientes quedan supeditadas a la igualdad:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = \dot{Q}_3$$

Para realizar los cálculos referentes al intercambiador de calor se utilizará el método de “Temperatura Media Logarítmica” ya que se conocen las temperaturas de funcionamiento de equipo, entonces la ecuación de Temperatura Media Logarítmica queda definida como:

$$\Delta T_{ln} = \frac{(t_5 - t_8) - (t_6 - t_7)}{\ln \frac{(t_5 - t_8)}{(t_6 - t_7)}} \quad (6) \quad \Rightarrow \quad \Delta T_{ln} = 7,21 [^{\circ}C]$$

Los valores para calcular la Temperatura Media Logarítmica fueron mostrados con anterioridad en la Tabla 4.1.1 a. Ahora, siguiendo la correlación de ecuaciones podemos utilizar la ecuación \dot{Q}_3 para calcular el caudal de agua de enfriamiento (\dot{M}_2).

Entonces el desarrollo de las ecuaciones anteriores se puede ver en las siguientes tablas, para los cuatro casos de caudal analizados:

Caudal Volumétrico de Agua Desalada Producida

Id.		Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
V6	[lt/min]	1	2	5	10
	[m3/seg]	0,0000167	0,0000333	0,0000833	0,000167

Caudal Másico de Agua Desalada Producida

Id.		Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
M6	[kg/seg]	0,0166	0,0331	0,0828	0,166

Caudal Másico de Aire a Utilizar

Id.		Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
M1	[kg/seg]	0,0450	0,0900	0,2251	0,450

Transferencia de Calor en la Condensación

Id.		Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Q1	[kW]	1,0980	2,196	5,490	10,980

Considerando los valores:

h_2	[kJ/kg]	349,891
h_3	[kJ/kg]	294,616
h_6	[kJ/kg]	83,915

Caudal Másico de Agua de Enfriamiento

Id.		Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
M2	[kg/seg]	0,00526	0,0105	0,0263	0,0526

Tabla N° 12: Resultados para la cámara de condensación

Por su parte la ecuación \dot{Q}_2 requiere establecer las características físicas del intercambiador, específicamente las características dimensionales de éste. Es así que se conforma por un banco de tubos de 10 filas con 10 tubos por fila, con los tubos alineados entre sí. El banco de tubos se conforma por un tubo continuo. Los tubos se encuentran con su eje en posición vertical, cada uno con una longitud de 1 [m], longitud que fue considerada como dimensión efectiva de intercambio de calor. La separación entre tubos se definió en relación al diámetro exterior del tubo (D_2), tal que:

$$D_2 = 0,3 * S_T \quad (7) \quad \wedge \quad S_T = S_L \quad (8)$$

Donde las distancias entre los tubos ($S_T \wedge S_L$) se muestran en la siguiente figura:

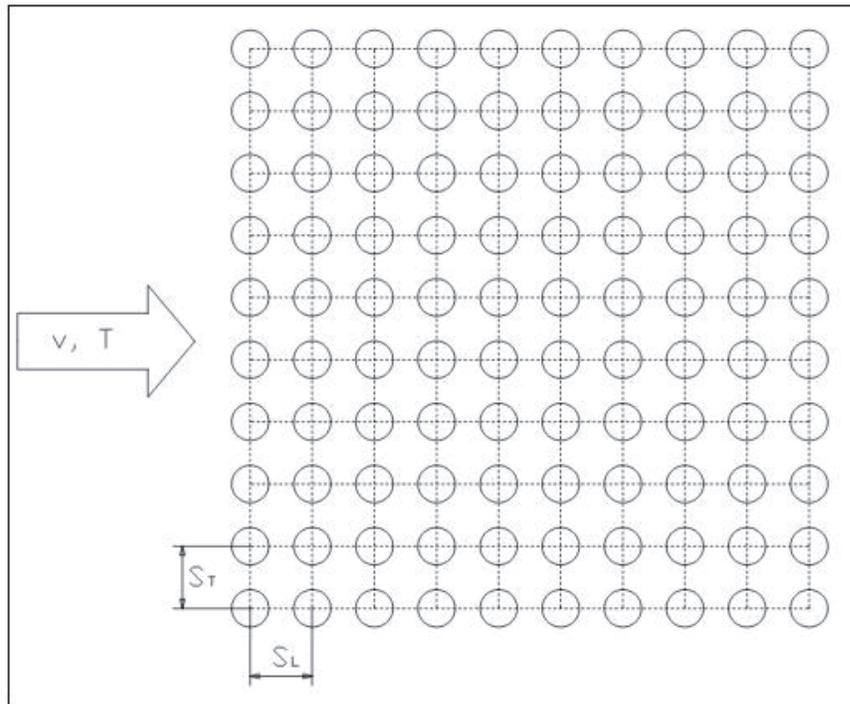


Ilustración N° 9: Disposición tubos de condensación

En ésta etapa se presenta el primer problema, ya que se debe dimensionar el tubo a utilizar, para lo cual se puede utilizar la ecuación de continuidad:

$$\dot{V}_2 = v_2 * A_i \quad (9)$$

$$A_i = \frac{\pi}{4} * D_i^2 \quad (10) \quad \wedge \quad D_e = D_i + 2 * e \quad (11)$$

Donde \dot{V}_2 corresponde al caudal de agua de enfriamiento y v_2 es la rapidez con la cual ésta se desplaza a través de los tubos. Al igual que el diámetro de los tubos la rapidez del agua de enfriamiento es desconocida, al revisar distintos textos existen rangos de valores recomendados para ésta correspondientes a $v_2 = \{2; 2,5; 3; \dots; 7,5\} [m/s]$; con estos valores se puede determinar a priori un diámetro de tubería teórico que será útil para buscar un diámetro cercano entre los diámetros comerciales para tuberías. El siguiente cuadro muestra como resumen la resolución de la ecuación de continuidad para los cuatro casos a analizar:

Resultados Ecuación de Continuidad para Flujo del Agua de Enfriamiento

V2 [m3/seg]		v2 [m/seg]	Aint [m2]			
			caso 1	caso 2	caso 3	caso 4
Caso 1	0,000005288	2	0,000002644	5,288E-06	1,322E-05	2,644E-05
		2,5	0,000002115	4,2304E-06	1,0576E-05	2,1152E-05
		3	0,000001763	3,5253E-06	8,8133E-06	1,7627E-05
Caso 2	0,00001058	3,5	0,000001511	3,0217E-06	7,5543E-06	1,5109E-05
		4	0,000001322	2,644E-06	6,61E-06	1,322E-05
		4,5	0,000001175	2,3502E-06	5,8755E-06	1,1751E-05
Caso 3	0,00002644	5	0,000001058	2,1152E-06	5,288E-06	1,0576E-05
		5,5	0,000000961	1,9229E-06	4,8073E-06	9,6145E-06
		6	0,000000881	1,7627E-06	4,4067E-06	8,8133E-06
Caso 4	0,00005289	6,5	0,000000814	1,6271E-06	4,0677E-06	8,1354E-06
		7	0,000000755	1,5109E-06	3,7771E-06	7,5543E-06
		7,5	0,000000705	1,4101E-06	3,5253E-06	7,0507E-06

Tabla N° 13: Resultados Ecuación de Continuidad para Flujo del Agua de Enfriamiento

V2 [m3/seg]		v2 [m/seg]	d int [in]			
			caso 1	caso 2	caso 3	caso 4
Caso 1	0,000005288	2	0,07224	0,1022	0,1615	0,2284
		2,5	0,06461	0,09137	0,1445	0,2043
		3	0,05898	0,08341	0,1319	0,1865
Caso 2	0,00001058	3,5	0,05461	0,07722	0,1221	0,1727
		4	0,05108	0,07224	0,1142	0,1615
		4,5	0,04816	0,06811	0,1077	0,1523
Caso 3	0,00002644	5	0,04569	0,06461	0,1022	0,1445
		5,5	0,04356	0,06160	0,09740	0,1378
		6	0,04171	0,05898	0,09326	0,1319
Caso 4	0,00005289	6,5	0,04007	0,05667	0,08960	0,1267
		7	0,03861	0,05461	0,08634	0,1221
		7,5	0,03730	0,05275	0,08341	0,1180

Tabla N° 14: Diámetros interiores teóricos

Con los diámetros que se obtienen de la ecuación de continuidad y comparando estos con los diámetros comerciales normas en la ASME B36.19, norma que utilizaré para los tubos del intercambiador de calor, no existen diámetros tan pequeños. Entonces seleccionaré el diámetro más pequeño disponible, para lo cual deberé realizar los siguientes cálculos para determinar el tubo más adecuado:

Determinar el Schedule de un tubo se realiza el siguiente cálculo:

$$1000 * \frac{p}{S}$$

Donde, $p = \text{presión de operación}$
 $S = \text{esfuerzo admisible}$

El material seleccionado para los tubos es el acero inoxidable Súper Dúplex (SAF 2507) A240, UNS Alloy #S32750 (25Cr-4Mo-7Ni) con un esfuerzo admisible para el rango de temperaturas de trabajo de $S=15.000$ [psi].

La presión de diseño mínima debe ser mayor o igual a la de vaporización del agua a la temperatura más alta de operación alcanzada ^[15], en éste caso su valor es de 0,57868 [bar]. Como éste valor es considerablemente bajo comparado a lo sugerido en normas para el tránsito dentro de tubos, determino que la presión en el punto de descarga de agua de los tubos del I.C. cond. sea de 5 [bar].

Ahora,

$$Sch = 1000 * \frac{50.985,811 \left[\frac{kp}{m^2} \right]}{10.546.044 \left[\frac{kp}{m^2} \right]} \Rightarrow Sch = 4,84$$

Entonces la cédula de tubería mínima a utilizar es de Sch 5S, donde la última "S" corresponde a lo que la norma define para identificar los aceros inoxidables.

Para poder calcular el espesor mínimo de los tubos es necesario conocer el diámetro externo de estos, hasta éste punto no se ha definido ningún diámetro por lo que se necesita encontrar alguna relación que permita dar con algún rango de opciones de diámetros según norma. Al mirar los diámetros presentados en la norma ASME B36.19 para la Sch 5S sólo se especifican dos diámetros nominales inferiores a DN 1" con sus espesores como conocidos (DN 1/2" y DN 3/4") por lo que me atenderé a

estas dos opciones. Para referencia utilizaré el menor de los diámetros para situarme en la peor condición. El paso siguiente es calcular el espesor según la norma ASME B31.1 por lo cual se utilizarán las siguientes ecuaciones y consideraciones:

$$t_m = \frac{P \cdot D_e}{2 \cdot (S_A + y \cdot P)} + C \quad \wedge \quad t = \frac{t_m}{1,0 - 0,125} \quad (12)$$

Donde el significado de los términos anteriores y los correspondientes valores son:

t	: Espesor Mínimo Nominal	Pulg.	
t _m	: Espesor Mínimo Teórico	Pulg.	
P	: Presión Manométrica	Psig	72,519
D _e	: Diámetro Exterior de la Tubería	Pulg.	0,840
S _A	: Esfuerzo Permisible	Psi	15.000
y	: Coeficiente Código ASME B31.1	-	0,4
C	: Espesor a Añadir ASME B31.1	Pulg.	1/64

Tabla N° 15: Valores para cálculo de espesores

Realizando el desarrollo correspondiente de lo anterior se llega a un espesor mínimo nominal de $t = 0,0202[\text{pulg}]$

Entonces, para los DN 1/2" y DN 3/4" Sch 5S con el caudal antes definido se tiene que las velocidades estimadas son de:

Caudal Volumétrico de Agua de Enfriamiento

Id.		Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
V2	[m3/seg]	0,0000052880	0,0000105760	0,0000264400	0,0000528799

Tabla N° 16: Caudal Volumétrico de Agua de Enfriamiento

Velocidad del Fluido Dentro de los Tubos Seleccionados

DN [in]	Di [m]	v2 [m/s]			
1/2	0,018034	0,02070	0,04140	0,10351	0,20702
3/4	0,023368	0,01233	0,02466	0,06165	0,12330

Tabla N° 17: Velocidad del Fluido Dentro de los Tubos Seleccionados

El espesor mínimo nominal es menor al espesor definido en la norma, al comparar las dos opciones de diámetros estas quedan en dos extremos opuestos del rango de velocidades para el fluido, por lo que me inclino a utilizar la que genere la mayor

velocidad ya que la diferencia entre las velocidades es baja, las pérdidas de cargas serán similares, de ésta forma al utilizar el de menor diámetro puedo propiciar condiciones de transferencia de calor más favorables.

Desde cualquier punto de vista las velocidades calculadas son muy inferiores a los rangos recomendados, por lo que será conveniente verificar la efectividad de transferencia térmica para cada situación. Un punto a favor que encuentro en un análisis inicial es que el caudal posible de la bomba que se debe proyectar no producirá limitaciones superiores de velocidad para el flujo.

Entonces^[16], el tamaño de tubería seleccionado posee las siguientes características:

Características de Tubos del I.C. cond.				
Schedule	DN	Diám. Exterior	Espesor	Diám. Interior
5S	1/2	0,840 pulg.	0,065 pulg.	0,710 pulg.

Tabla N° 18: Definición tubos intercambiador de calor

Ahora, podemos calcular el área superficial de intercambio de calor para el banco de tubos, siguiendo la siguiente relación:

$$A = \pi * D * L * n_1 * n_2 \quad (13)$$

$$\Rightarrow A = \pi * 0,021336 [m] * 1,0 [m] * 10 * 10$$

$$\Rightarrow A_{i\ supf} = 5,666 [m^2] \quad \wedge \quad A_{e\ supf} = 6,703 [m^2]$$

De ésta forma la rapidez del fluido a través de los tubos queda expresada para todos los casos, y a través de la ecuación de continuidad, según se muestra en la siguiente tabla:

Velocidad del Agua de Enfriamiento Dentro del Circuito

Id.		Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
v2	[m/seg]	0,02070	0,04140	0,10351	0,20702

Tabla N° 19: Velocidad del Agua de Enfriamiento Dentro del Circuito

Con todo lo anterior, se cuenta con la mayor cantidad de los valores correspondientes a la ecuación de transferencia de calor característica del

intercambiador de calor (\dot{Q}_2), donde la única incógnita restante es el Coeficiente de Transferencia de Calor Total (U).

Coeficiente de Transferencia de Calor Total

Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
U [W/m ² °C]	0,029880973	0,059761946	0,149404866	0,298809732

Tabla N° 20: Coeficiente de Transferencia de Calor Total

Como ya se tiene el diámetro de la tubería del intercambiador de calor se pueden realizar los cálculos referentes al flujo de aire sobre la superficie exterior de estos. El objetivo de los recientes cálculos es poder obtener todos los valores característicos del intercambiador de calor para la condensación, así como sus valores de trabajo, y de ser posible llegar a valores que nos permitan determinar la eficiencia del proceso de intercambio energético. Para eso debemos determinar los valores de los coeficientes de convección tanto interno como externo.

Entonces,

$$D_2 = 0,3 * S_T \quad \wedge \quad S_T = S_L$$

$$\Rightarrow S_T = S_L = 0,07112 [m] \cong 71,12 [mm]$$

Con estos valores se puede proyectar el área transversal (A_3) que el aire caliente atravesará para enfrentar de forma perpendicular los tubos del intercambiador de calor para condensación; más claro queda lo anterior en el siguiente diagrama:

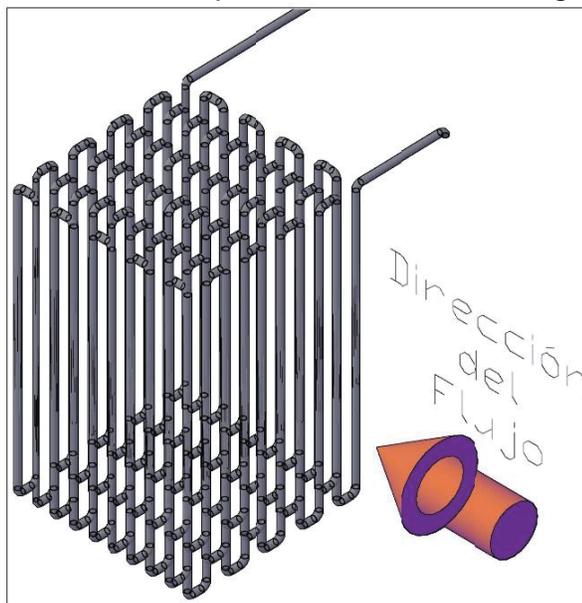


Ilustración N° 10: Intercambiador de Calor

$$A_3 = L * n_1 * S_T \quad (14)$$

$$\Rightarrow A_3 = 1,0 [m] * 10 * 0,07112 [m] \Rightarrow A_3 = 0,7112 [m^2]$$

Caudal Másico de Aire a Utilizar

Id.		Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
M1	[kg/seg]	0,045015391	0,090030782	0,225076955	0,450153909

Velocidad del Aire sobre los Tubos del Intercambiador de Calor

Id.		Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
v3	[m/seg]	0,048952035	0,097904071	0,244760176	0,489520353

Tabla N° 21: Caudal másico de aire

Al momento de pasar el aire a través del banco de tubos la velocidad de éste cambia, ya que el área efectiva disminuye y se debe adecuar la velocidad máxima posible para cumplir con el principio de continuidad, en ese contexto y siguiendo lo expuesto en los textos de referencia se tiene:

$$v_{m\acute{a}x.} = \frac{S_T}{S_T - D_2} * v_3 \quad (15)$$

Velocidad Máxima del Aire sobre los Tubos del I.C. de Calor

Id.		Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
V máx.	[m/seg]	0,069931479	0,139862958	0,349657395	0,69931479

Tabla N° 22: Velocidad del aire

Ahora se procede a calcular los números de Reynolds y Nusselt para el flujo en el exterior de los tubos, con lo que se podrá llegar a determinar el valor del coeficiente de convección para cada caudal de agua desalada. Las ecuaciones necesarias son las que siguen:

$$Re_D = \frac{v_{m\acute{a}x.} * D_2}{\nu_t} \quad (16)$$

$$Nu_D = \frac{h_e * D_2}{k} = c * Re_D^m * Pr^n * \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25} \quad (17)$$

$$\frac{1}{U * A_s} = \frac{1}{h_i * A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{\ln(D/a)}{2 * \pi * k * L} + \frac{R_{fe}}{A_e} + \frac{1}{h_e * A_e} \quad (18)$$

Donde; $c = 0,9 \wedge m = 0,4 \wedge n = 0,36$; recordando que el valor para el coeficiente global de transferencia de calor total fue calculado y entregado en la Tabla N°20 y suponiendo que $A_s \cong A_e$:

Id.		Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Re _D	[-]	73,81	147,61	369,03	738,06
Nu _D	[-]	21,79	28,75	41,48	54,73
h _e	[W/m ² °C]	22,5684	29,7792	42,9624	56,6893
h _i	[W/m ² °C]	0,0357	0,0722	0,1860	0,3918

Tabla N° 23: Resultados cálculos de transferencia de calor

Podemos ver que para los cuatro casos en análisis los valores para los coeficientes de convección interna y externa son muy bajos, lo que era de esperarse al ver el valor del número de Reynolds que también tiene un valor bajo, comportándose el aire como un flujo laminar. Los valores anteriores nos indican que la relación de transferencia de calor es muy deficiente, lo que era de esperarse para valores de rapidez de los fluidos que se han podido ir determinando; rapidez que está condicionada a los valores de caudal analizados en ésta memoria.

4.1.2 Cámara de evaporación

Entre los equipos que se proyectan en la propuesta, la cámara de evaporación es uno de los más simples y, a la vez, el más representativo e importante para el proceso aquí planteado. Es en éste equipo, y como su nombre lo indica, es donde se realiza la evaporación del agua a través del aire que se utiliza en el proceso.

La Cámara de Evaporación es, básicamente, un área confinada en la cual ingresa el agua de alimentación (agua salada calentada hasta la temperatura definida para el proceso) y el aire utilizado (también calentado previamente para maximizar el efecto de evaporación). El aire entra por tiro forzado a través de un ducto colocado en el inferior de uno de los costados de la cámara. El agua es suministrada a través de rociadores desde la parte alta del interior de la cámara, el objetivo de realizarlo de ésta forma es reducir el área de interacción entre el agua y el aire, lo que ayuda a

tener un proceso de evaporación más eficiente. Existe también dos líneas de salida en la cámara de evaporación, una de ellas corresponde al ducto de aire húmedo y se ubica en la parte superior de la cámara, por encima de los rociadores, de ésta forma el flujo de aire se encuentra a contra flujo con el agua de alimentación; la segunda línea de salida corresponde al tubo de recolección de salmuera, ubicado al fondo de la cámara y es el encargado de recolectar y retirar de la cámara todos los residuos dejados en el proceso de evaporación.

A continuación se puede ver una representación esquemática de la cámara de evaporación:

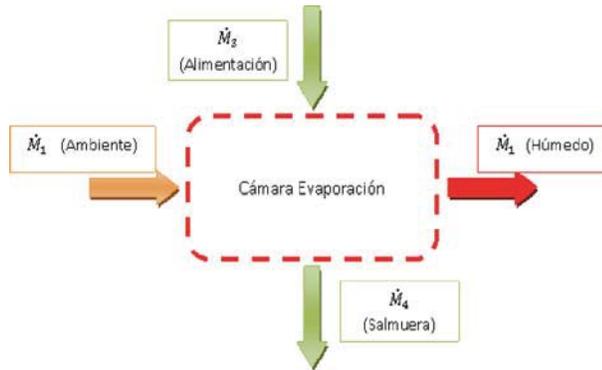


Ilustración N° 11: Flujo en cámara de evaporación

Temperaturas [°C]				
Fluido	Etapa del Circuito		Id.	Valor
Aire	Entrada	Cámara de Evaporación	t ₃	75
	Salida	Cámara de Evaporación	t ₄	75
Agua Alimentación	Entrada	Cámara de Evaporación	t ₁₁	85
	Salida	Cámara de Evaporación	t ₁₂	indef.*

Tabla N° 24: Temperaturas en cámara de evaporación

Valor indefinido (indef.) es de ésta forma porque de conocerse será a través del desarrollo de los cálculos

Respecto a los cálculos térmicos que corresponden a éste equipo tenemos el balance de masas y el de flujo de energías, para lo cual tenemos las siguientes ecuaciones:

Balance de masas,

$$\text{Aire:} \quad \dot{M}_1 * w_1 + \dot{M}_5 = \dot{M}_1 * w_2 \quad \Leftrightarrow \quad \dot{M}_5 = \dot{M}_1 * (w_2 - w_1) \quad (19)$$

$$\text{Agua:} \quad \dot{M}_3 = \dot{M}_5 + \dot{M}_4 \quad (20)$$

En éste caso, en donde se tienen dos incógnitas, es necesario tomar un valor supuesto, recordando que se debe asegurar un volumen de agua que forme salmuera. De forma arbitraria se ha fijado que el caudal de salmuera tendrá una relación respecto al caudal de alimentación tal que $\dot{V}_4 = 1/6 * \dot{V}_3$ (21).

Entonces:

Propiedades			Valor Según Caso			
Unidad	Descripción	Id.	1	2	3	4
kg/seg	Flujo Másico de Agua Alimentación	M3	0,02059	0,04118	0,1030	0,2059
kg/seg	Flujo Másico de Salmuera	M4	0,003432	0,006863	0,01716	0,03432
kg/seg	Flujo Másico de Humedad	M5	0,01716	0,03432	0,08579	0,1716

Tabla N° 25: Caudales másicos

Balance de energías; con respecto al flujo calórico en éste equipo, corresponde a la pérdida de calor durante el proceso de evaporación. La determinación de la pérdida de calor durante la evaporación, así como durante el transporte entre la cámara de evaporación y de condensación, es un valor empírico, que depende de las condiciones de diseño de los equipos. En éste punto del desarrollo no es posible calcular la pérdida de calor durante el proceso de evaporación, pero por considerar que es de gran relevancia que éste valor sea el mínimo posible, durante el diseño mecánico-estructural del equipo, se le proveerá de toda la aislación que se estime apropiada, así como procurar que las distancias que recorran los distintos fluidos calentados y/o humedecidos sean las menores posibles, intentando que este equipo posea características isoentrópicas.

Ahora que ya se han calculado los caudales según se producen en los procesos de condensación y evaporación se debe recordar que a la cámara de evaporación se entrega en agua de enfriamiento proveniente de la cámara de condensación para cumplir con la función de relleno para el caudal de salmuera, así que como resumen de lo presentado en los cálculos anteriores tenemos las siguientes tablas de valores:

Propiedades			Valor Según Caso			
Unidad	Descripción	Id.	1	2	3	4
kg/seg	Flujo Másico de Agua Alimentación	M3	0,02059	0,04118	0,10294	0,20589
kg/seg	Flujo Másico de Salmuera más aporte	M4'	0,00869	0,01738	0,04344	0,08688
kg/seg	Flujo Másico de Humedad	M5	0,01716	0,03431	0,08579	0,17157

Propiedades			Valor Según Caso			
Unidad	Descripción	Id.	1	2	3	4
lt/min	Caudal Volumétrico de Agua Alimentación	V3	1,243	2,486	6,214	12,428
lt/min	Caudal Volumétrico de Salmuera más aporte	V4'	0,524	1,049	2,622	5,244
lt/min	Caudal Volumétrico de Humedad	V5	1,036	2,071	5,178	10,357

Tabla N° 26: Caudales de condensación

4.1.3 Calentador de aire de proceso

Como ha sido mencionado con anterioridad, éste planteamiento utiliza la capacidad del aire para absorber agua en forma líquida, es decir, la humidificación del aire. En el punto 4.1.1 quedó plasmado que en éste proceso la relación aire-agua es de un valor muy grande, es una de las grandes limitaciones ingenieriles de éste tipo de propuestas.

La cantidad de gramos de agua que por kilogramo de aire puede absorber éste último dependen de las condiciones instantáneas de presión y temperatura del aire, las que podemos manejar para potenciar el proceso de evaporación; en éste planteamiento en particular la variable que es manejada es la temperatura, trabajando con presión atmosférica constante.

La ecuación necesaria para calcular cuánto es flujo calórico necesario para elevar la temperatura del aire hasta los valores definidos para trabajo es la ecuación de transferencia de calor tradicional. Para los efectos necesarios el caudal másico del equipo ya fue definido con anterioridad, los datos necesarios para éste equipo son:

Temperaturas [°C]			
Fluido	Etapa del Circuito	Id.	Valor
Aire	Entrada Calentador Aire de Proceso	t ₁	15
	Salida Calentador Aire de Proceso	t ₂	75

Tabla N° 27: Temperaturas aire en el condensador

La ecuación a utilizar es: $\dot{Q}_5 = \dot{M}_1 * cp_1 * (t_2 - t_1)$ (22)

Entonces, $\dot{Q}_5 = \dot{M}_1 * \left(1,005 \left[\frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} \right] \right) * ((75 - 15) [^\circ C])$

Caudal Másico de Aire a Utilizar

Id.		Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
M1	[kg/seg]	0,045015391	0,090030782	0,225076955	0,450153909

Tabla N° 28: Caudal másico de aire

Obteniéndose como resultado:

Id.		Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Q5	[kW]	2,7144	5,4289	13,5721	27,1443

Tabla N° 29: Flujo de energía calórica requerida

Entonces, estos valores de consumo calórico corresponden al requerido para cada caso de caudal de aire calculado.

4.1.4 Calentador de agua de alimentación

El caudal de agua de alimentación que fue calculado en el punto 4.1.1 debe ser calentado para trabajar en las condiciones de temperaturas definidas para el sistema. El cálculo de la cantidad de energía calórica que se debe suministrar al agua de alimentación es simple y se basa en la ecuación tradicional de transferencia de calor, para poder realizar los cálculos primero se debe indicar los valores característicos del agua en el sistema.

La ecuación a utilizar es: $\dot{Q}_4 = \dot{M}_3 * \Delta h_{e-s}$ (23)

Por motivos de variabilidad de las zonas donde pueda ser instalado el equipo, he determinado que la temperatura de entrada del agua de alimentación sea definida en

cero grados Celsius, de ésta forma el equipo queda con un sobre dimensionamiento que permite que en localizaciones con un amplio rango de temperaturas del agua a utilizar respecto a la temperatura que se debe alcanzar en el proceso se conozca el requerimiento energético calculado. Éste sobredimensionamiento genera que el consumo calórico sea menor al definido en el diseño del equipo cuando el gradiente de temperatura del agua de alimentación sea menor al definido por diseño, así como también no condiciona la temperatura del agua a una limitante geográfica tratando de que las limitantes sean sólo respecto a la capacidad calórica de la fuente de energía y de la capacidad de la instalación para evitar pérdidas de calor en el sistema.

Temperaturas [°C]				
Fluido	Etapa del Circuito		Id.	Valor
Agua Alimentación	Entrada	Calentador Agua Alimentación	t ₉	0
	Salida	Calentador Agua Alimentación	t ₁₀	85

Tabla N° 30: Temperaturas agua de alimentación

Propiedades				
Fluido	Unidad	Descripción	Id.	Valor
Agua Alimentación	kJ/kg	Entalpía Agua Entra	h _{ent.}	0,001
	kJ/kg	Entalpía Agua Sale	h _{sal.}	356,02

Tabla N° 31: Entalpía agua de alimentación

Entonces, $\dot{Q}_4 = \dot{M}_3 * ((356,02 - 0,001) [kJ/kg])$

Caudal Másico de Agua de Proceso

Id.		Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
M3	[kg/seg]	0,02059	0,04118	0,10294	0,20589
Id.		Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Q4	[kW]	7,330	14,660	36,650	73,301

Tabla N° 32: Flujo agua de proceso

Estos valores representan los consumos de energía calórica requerida por el proceso, también corresponden a los valores que faltaban para poder realizar el análisis comparativo con el sistema de bomba de calor planteado como fuente energética.

4.1.5 Bomba de calor^[14]

Los cálculos asociados para éste tipo de unidad se dividen en dos análisis: una etapa de compresión y dos etapas de compresión. El proyecto plantea dos situaciones para el uso de dos equipos distintos de bombas de calor, para calentar el aire de proceso y para calentar el agua salada a procesar. Se entiende que cada equipo es independiente por lo que le corresponden sus respectivos cálculos para una etapa y para dos etapas de compresión, tal como sigue a continuación. Realizar estos cálculos presentó dos limitaciones importantes, la primera fue que no se contaba con todos los datos necesarios, y que entrega la puesta en práctica, para poder realizar los cálculos de funcionamiento real, así que se debió calcular de forma ideal; el segundo problema es que no se cuenta con tablas para el refrigerante R-134a sobrecalentado para presiones superiores a 1,60 [MPa], por lo que se debió realizar el cálculo de compresión con un aumento en la entropía entre el inicio y el final de la compresión, causando que ésta no sea ideal, pero acercándose a la situación de compresión real.

4.1.5.1 Bomba de calor con una etapa de compresión, para calentamiento de aire de proceso.

Esquemáticamente el proceso sigue el siguiente diagrama, además de mantener la nomenclatura y la numeración de los puntos a calcular:

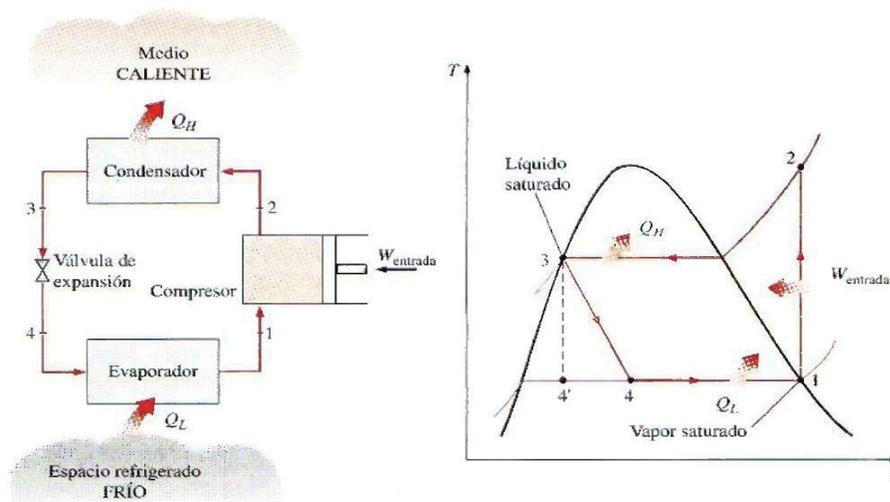


Ilustración N° 12: Esquema térmico operación bomba de calor de una etapa para aire

Como éste es un proceso térmico ideal sabemos que los procesos ocurren con características específicas, eso es:

- Compresión Isoentrópica: $s_1 = s_2$
- Condensación Isobárica
- Expansión a Entalpía constante
- Evaporación Isobárica

Se ha considerado que para propiciar el correcto flujo de calor hacia y desde el refrigerante, éste se encuentre a -10 [°C] en el evaporador respecto del aire ambiente y a $+10$ [°C] en el condensador respecto del aire a calentar. Los resultados y valores correspondientes a cada uno de los puntos definidos y que son necesarios para realizar los cálculos posteriores los podemos ver en la siguiente tabla:

Bomba de calor para aire

Pto.	p [kPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg°C]
1	350,065	5	253,34	0,928775
2	1.600	85	310,795	1,00345
3	1.600	57,88	135,93	0,47911
4	350,065	5	135,93	

Tabla N° 33: Valores cálculo bomba de calor para aire

Siguiendo la nomenclatura del diagrama T-s mostrado, las ecuaciones asociadas al funcionamiento de la bomba de calor son:

$$\dot{Q}_H = \dot{m} * (h_2 - h_3); \dot{Q}_L = \dot{m} * (h_1 - h_4); \dot{W} = \dot{m} * (h_2 - h_1) \quad (24)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W} \quad \wedge \quad COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}}$$

Donde el flujo de calor que se obtiene de la bomba de calor (\dot{Q}_H) corresponde al flujo calórico calculado como necesario para elevar la temperatura del aire de proceso, es decir $\dot{Q}_H = \dot{Q}_5$. A modo de resumen la siguiente tabla entrega los resultados de las ecuaciones anteriores.

Unidad	Descripción	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
kg/s	Caudal másico de refrigerante R-134a	mrf	0,01552	0,03105	0,07761	0,1552
kW	Flujo de calor obtenido	QH	2,714	5,429	13,572	27,144
kW	Flujo de calor desde el ambiente	QL	1,823	3,645	9,113	18,226
kW	Potencia del compresor	Wcomp	0,892	1,784	4,459	8,919
HP			1,196	2,393	5,981	11,963
-	Coeficiente de desempeño	COP _{BC}	3,044	3,044	3,044	3,044

Tabla N° 34: Resultados cálculos bomba de calor de una etapa de aire

4.1.5.2 Bomba de calor con dos etapas de compresión, para calentamiento de aire de proceso.

Para éste caso el esquema térmico se presenta a través de los siguientes diagramas, los que nos muestran los puntos y nomenclatura útil para realizar los cálculos:

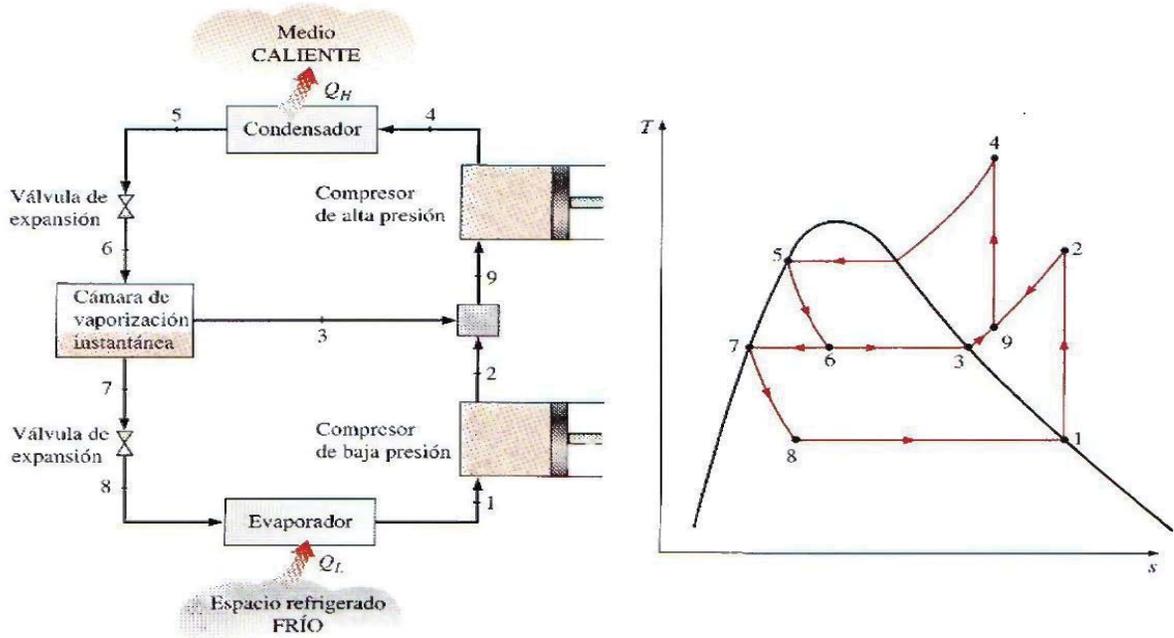


Ilustración N° 13: Esquema térmico operación bomba de calor de dos etapas para aire

Como es posible apreciar este proceso de compresión en dos etapas utiliza una cámara de mezclado llamada “cámara de vaporización instantánea”. En este sistema, el refrigerante se expande en la primera válvula de expansión hasta la

presión de la cámara de vaporización instantánea, que es la misma que la presión entre las etapas del compresor. Parte del líquido se evapora durante este proceso. Este vapor saturado (pto. 3) se mezcla con el vapor sobrecalentado del compresor de baja presión (pto. 2) y la mezcla entra al compresor de presión alta en el pto. 9. El líquido saturado (pto. 7) se expande a través de la segunda válvula de expansión hacia el evaporador, donde recoge calor del espacio refrigerado. Debe tenerse cuidado en las interpretaciones de las áreas en el diagrama T-s dado que los flujos másicos son diferentes en las distintas fases del ciclo.

Para poder determinar los valores asociados a cada uno de los puntos mostrados en el diagrama T-s para el sistema de dos etapas de compresión se realiza la misma operación que para el sistema de una etapa, salvo que es necesario determinar la cantidad de líquido refrigerante se evapora en el pto. 6 y cuál es el valor asociado a la entalpía en el pto. 9. La proporción de líquido evaporado en cámara de vaporización se obtiene de determinar la calidad en ese punto, es decir $x_6 = \frac{h_6 - h_f}{h_{fg}}$; mientras que el valor de la entalpía en el pto. 9 se obtiene de realizar el balance de energía en ese punto, así:

$$\dot{e}_{salida} = \dot{e}_{entrada}$$

$$h_9 = x_6 * h_3 + (1 - x_6) * h_2 \quad (25)$$

Con esto ya podemos obtener todos los valores necesarios para los cálculos a realizar y así determinar los puntos indicados en el diagrama T-s correspondiente, entonces estos valores son:

Bomba de calor para aire

	p [kPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg°C]
1	350,065	5	253,34	0,928775
2	1017,1	43,78	275,5	0,928775
3	1017,1	40	271,27	0,91536
4	1600	85	310,795	1,00345
5	1600	57,88	135,93	0,47911
6	1017,1	40	135,93	-
7	1017,1	40	108,26	0,39486
8	350,065	5	108,26	-
9	1017,1	43,15	274,78	0,92831

x6 0,169

Tabla N° 35: Valores calculados bomba de calor

En éste caso las ecuaciones utilizadas para calcular el proceso son las siguientes:

$$\dot{W}_{entrada} = \dot{W}_{comp.1} + \dot{W}_{comp.2} \quad (26)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m} * (h_4 - h_5); \quad \dot{Q}_L = \dot{m} * (1 - x_6) * (h_1 - h_8) \quad (27)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W} \quad \wedge \quad COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}}$$

Donde el flujo de calor que se obtiene de la bomba de calor (\dot{Q}_H) corresponde al flujo calórico calculado como necesario para elevar la temperatura del aire de proceso, es decir $\dot{Q}_H = \dot{Q}_5$. A modo de resumen la siguiente tabla entrega los resultados de las ecuaciones anteriores.

Unidad	Descripción	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
kg/s	Caudal másico de refrigerante R-134a	m_{rf}	0,01552	0,03105	0,07761	0,1552
kW	Flujo de calor obtenido	Q_H	2,714	5,429	13,572	27,144
kW	Flujo de calor desde el ambiente	Q_L	1,871	3,743	9,357	18,715
kW	Potencia del compresor	W_{comp}	0,845	1,690	4,225	8,449
HP			1,133	2,267	5,666	11,333
-	Coeficiente de desempeño	COP_{BC}	3,213	3,213	3,213	3,213

Tabla N° 36: Resultados cálculos bomba de calor de dos etapas de aire

4.1.5.3 Bomba de calor con una etapa de compresión, para calentamiento de agua salada para procesar.

Esquemáticamente el proceso sigue el siguiente diagrama, además de mantener la nomenclatura y la numeración de los puntos a calcular:

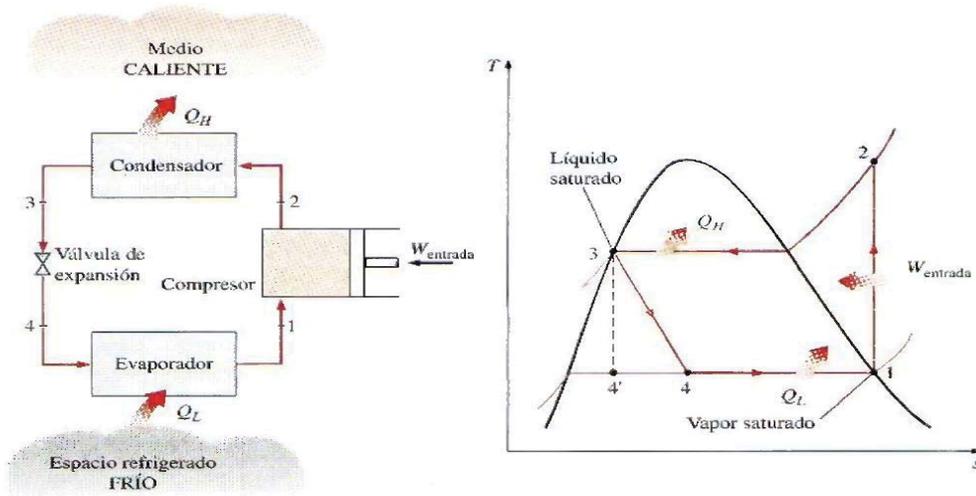


Ilustración N° 14: Esquema térmico operación bomba de calor de una etapa para agua

Se ha considerado que para propiciar el correcto flujo de calor hacia y desde el refrigerante, éste se encuentre a -10 [°C] en el evaporador respecto del aire ambiente y a +0 [°C] en el condensador respecto del agua a calentar. Los resultados y valores correspondientes a cada uno de los puntos definidos y que son necesarios para realizar los cálculos posteriores los podemos ver en la siguiente tabla:

Bomba de calor para agua

	p [kPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg°C]
1	293,01	0	250,45	0,93139
2	1.600	85	310,795	1,00345
3	1.600	57,88	135,93	0,47911
4	293,01	0	135,93	-

Tabla N° 37: Valores calculados bomba de calor

Siguiendo la nomenclatura del diagrama T-s mostrado, las ecuaciones asociadas al funcionamiento de la bomba de calor son:

$$\dot{Q}_H = \dot{m} * (h_2 - h_3); \dot{Q}_L = \dot{m} * (h_1 - h_4); \dot{W} = \dot{m} * (h_2 - h_1) \quad (28)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W} \quad \wedge \quad COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}}$$

Donde el flujo de calor que se obtiene de la bomba de calor (\dot{Q}_H) corresponde al flujo calórico calculado como necesario para elevar la temperatura del aire de proceso, es decir $\dot{Q}_H = \dot{Q}_4$. A modo de resumen la siguiente tabla entrega los resultados de las ecuaciones anteriores.

Unidad	Descripción	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
kg/s	Caudal másico de refrigerante R-134a	m_{rf}	0,04192	0,08384	0,20959	0,41918
kW	Flujo de calor obtenido	Q_H	7,330	14,660	36,650	73,301
kW	Flujo de calor desde el ambiente	Q_L	4,800	9,601	24,002	48,005
kW	Potencia del compresor	W_{comp}	2,530	5,059	12,648	25,296
HP			3,393	6,786	16,965	33,929
-	Coeficiente de desempeño	COP_{BC}	2,898	2,898	2,898	2,898

Tabla N° 38: Resultados cálculos bomba de calor de una etapa de agua

4.1.5.4 Bomba de calor con dos etapas de compresión, para calentamiento de agua salada para procesar.

Para éste caso el esquema térmico se presenta a través de los siguientes diagramas, los que nos muestran los puntos y nomenclatura útil para realizar los cálculos:

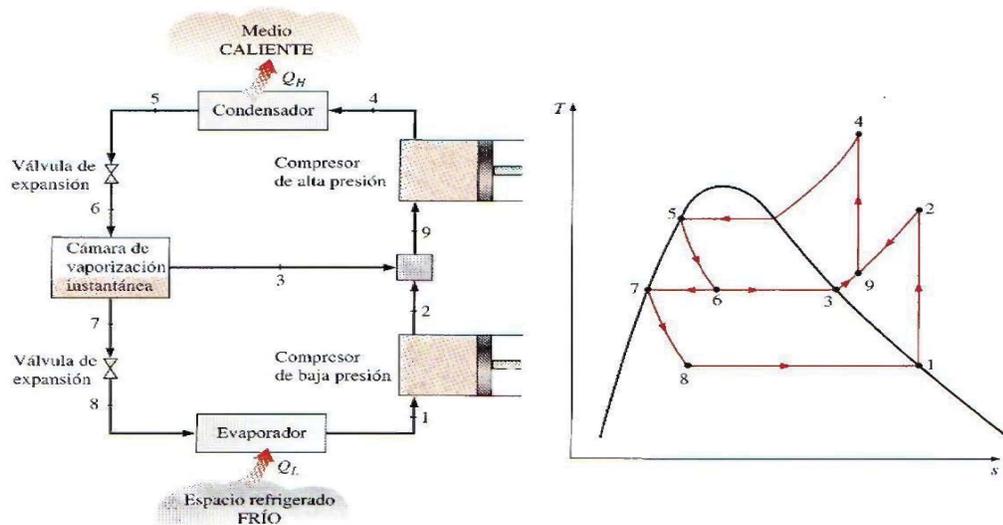


Ilustración N° 15: Esquema térmico operación bomba de calor de dos etapas para agua

La proporción de líquido evaporado en cámara de vaporización se obtiene de determinar la calidad en ese punto, es decir $x_6 = \frac{h_6 - h_f}{h_{fg}}$; mientras que el valor de la entalpía en el pto. 9 se obtiene de realizar el balance de energía en ese punto, así:

$$\dot{e}_{salida} = \dot{e}_{entrada}$$

$$h_9 = x_6 * h_3 + (1 - x_6) * h_2 \quad (29)$$

Con esto ya podemos obtener todos los valores necesarios para los cálculos a realizar y así determinar los puntos indicados en el diagrama T-s correspondiente, entonces estos valores son:

Bomba de calor para agua

	p [kPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg°C]
1	293,01	0	250,45	0,93139
2	1017,1	43,78	275,5	0,93139
3	1.017	40	271,27	0,91536
4	1600	85	310,795	1,00345
5	1.600	57,88	135,93	0,47911
6	1017,1	40	135,93	-
7	1.017	40	108,26	0,39486
8	293,01	0	108,26	-
9	1.017	43,15	274,78	0,92831

x6 0,169

Tabla N° 39: Valores calculados bomba de calor

En éste caso las ecuaciones utilizadas para calcular el proceso son las siguientes:

$$\dot{W}_{entrada} = \dot{W}_{comp.1} + \dot{W}_{comp.2}$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m} * (h_4 - h_5); \dot{Q}_L = \dot{m} * (1 - x_6) * (h_1 - h_8) \quad (30)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W} \quad \wedge \quad COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}}$$

Donde el flujo de calor que se obtiene de la bomba de calor (\dot{Q}_H) corresponde al flujo calórico calculado como necesario para elevar la temperatura del aire de proceso, es

decir $\dot{Q}_H = \dot{Q}_4$. A modo de resumen la siguiente tabla entrega los resultados de las ecuaciones anteriores.

Unidad	Descripción	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
kg/s	Caudal másico de refrigerante R-134a	m_{rf}	0,04192	0,08384	0,2096	0,4192
kW	Flujo de calor obtenido	Q_H	7,330	14,660	36,650	73,301
kW	Flujo de calor desde el ambiente	Q_L	4,953	9,906	24,765	49,531
kW	Potencia del compresor	W_{comp}	2,382	4,765	11,911	23,823
HP			3,195	6,391	15,977	31,954
-	Coeficiente de desempeño	COP_{BC}	3,077	3,077	3,077	3,077

Tabla N° 40: Resultados cálculos bomba de calor de dos etapas de agua

4.1.6 Análisis comparativo entre los requerimientos de energías calóricas calculado y las capacidades de aporte de energía calórica del sistema de bomba de calor.

El siguiente análisis se basa en las capacidades teóricas calculadas para la bomba de calor según los requerimientos térmicos y parámetros de partida definidos, buscando establecer el método para poder establecer el valor de la eficiencia y efectividad del sistema térmico. Desde éste punto de vista, lo primero que debemos tener presente son los requerimientos de energía calórica calculada y que se muestra en el siguiente cuadro resumen:

Unidad	Descripción	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
kW	Calentamiento agua alim.	Q4	7,330	14,660	36,650	73,301
kW	Calentamiento aire de proceso	Q5	2,714	5,429	13,572	27,144
kW	Energía térmica requerida total	QT	10,044	20,089	50,222	100,445

Tabla N° 41: Flujo calórico requerido

Ahora, respecto a los cálculos realizados para definir la bomba de calor desde el punto de vista de los requerimientos de flujos energéticos se debe tener presente

que la operación de ésta implica la existencia de un flujo calórico desde el ambiente al cual se le adiciona trabajo a través de la acción de compresores.

Los valores de energía calórica ambiente que se muestran a continuación corresponden a los valores mínimos necesarios para el funcionamiento del sistema, es por eso que si las condiciones ambientes son inferiores en temperatura y humedad a lo definido en el comienzo de éste capítulo no es viable el funcionamiento de la planta. El flujo calórico requerido desde el ambiente para cada caso es tal que:

Bomba de Calor para AGUA						
COMPRESIÓN DE 1 ETAPA						
Unidad	Descripción	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
kW	Flujo de calor desde el ambiente	Q_L	4,800	9,601	24,002	48,005
COMPRESIÓN DE 2 ETAPAS						
Unidad	Descripción	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
kW	Flujo de calor desde el ambiente	Q_L	4,953	9,906	24,765	49,531

Tabla N° 42:: Flujo calórico requerido desde el ambiente, bomba de agua

Bomba de Calor para AIRE						
COMPRESIÓN DE 1 ETAPA						
Unidad	Descripción	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
kW	Flujo de calor desde el ambiente	Q_L	1,823	3,645	9,113	18,226
COMPRESIÓN DE 2 ETAPAS						
Unidad	Descripción	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
kW	Flujo de calor desde el ambiente	Q_L	1,871	3,743	9,357	18,715

Tabla N° 43: Flujo calórico requerido desde el ambiente, bomba de aire

Mientras que la potencia consumida por los compresores en cada caso de operación es de:

Bomba de Calor para AGUA						
COMPRESIÓN DE 1 ETAPA						
Unidad	Descripción	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
kW	Potencia teórica del compresor	W_{comp}	2,530	5,059	12,648	25,296
HP			3,393	6,786	16,965	33,929
COMPRESIÓN DE 2 ETAPAS						
Unidad	Descripción	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
kW	Potencia teórica del compresor	W_{comp}	2,382	4,765	11,911	23,823
HP			3,195	6,391	15,977	31,954

Tabla N° 44: Potencia requerida por compresor, bomba agua

Bomba de Calor para AIRE						
COMPRESIÓN DE 1 ETAPA						
Unidad	Descripción	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
kW	Potencia teórica del compresor	W_{comp}	0,892	1,784	4,459	8,919
HP			1,196	2,393	5,981	11,963
COMPRESIÓN DE 2 ETAPAS						
Unidad	Descripción	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
kW	Potencia teórica del compresor	W_{comp}	0,845	1,690	4,225	8,449
HP			1,133	2,267	5,666	11,333

Tabla N° 45: Potencia requerida por compresor, bomba de aire

El método más efectivo para comparar los sistemas de compresión con una etapa y dos etapas es a través de los coeficientes de desempeño para cada operación, los que corresponden a:

Bomba de Calor para AGUA						
Unidad	Descripción	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
COMPRESIÓN DE 1 ETAPA						
-	Coeficiente de desempeño	COP_{BC}	2,898	2,898	2,898	2,898
COMPRESIÓN DE 2 ETAPA						
-	Coeficiente de desempeño	COP_{BC}	3,077	3,077	3,077	3,077

Tabla N° 46: Coeficiente de desempeño bomba de calor agua

Bomba de Calor para AIRE						
Unidad	Descripción	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
COMPRESIÓN DE 1 ETAPA						
-	Coeficiente de desempeño	COP_{BC}	3,044	3,044	3,044	3,044
COMPRESIÓN DE 2 ETAPA						
-	Coeficiente de desempeño	COP_{BC}	3,213	3,213	3,213	3,213

Tabla N° 47: Coeficiente de desempeño bomba de calor aire

El primer punto a notar es que para ambos equipos el coeficiente de desempeño se mantiene con el mismo valor calculado en los cuatro casos de operación analizados. Esto es lógico considerando que en cada caso la variación de los caudales a producir implica una variación equivalente para todas las energías consumidas por el sistema, manteniendo de esta forma la relación entre las energías (COP_{BC}) constante. El análisis entonces se vuelve más sencillo, para ambos equipos la operación con dos etapas de compresión presenta un mejor desempeño que con una etapa de compresión, aunque la mejora es mínima, ya que el valor de calor entregado es el mismo para caso mientras que el mejor valor de COP_{BC} se produce en el menor consumo requerido por los equipos de compresión. A continuación es posible ver un simple análisis en función del aumento porcentual al pasar de un sistema de una etapa a uno de dos etapas.

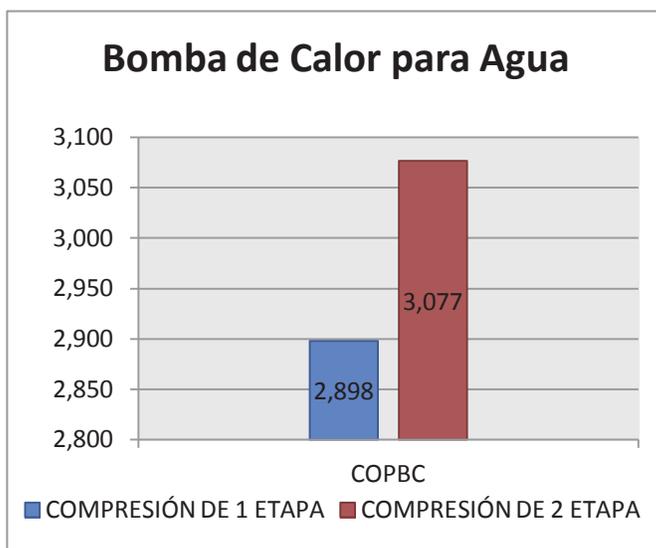


Gráfico N° 5: Comparación bomba de calor agua

$$\frac{(COP_{BC2\ etapas} - COP_{BC1\ etapa})}{COP_{BC1\ etapa}} * 100$$

⇔

6,177%

Es el aumento del desempeño de la bomba de calor para calentar el agua de proceso a pasar de una etapa de compresión a dos etapas.

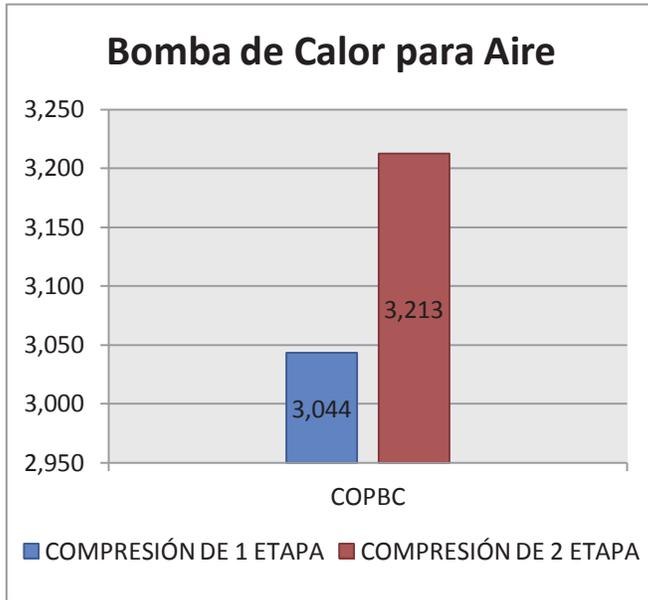


Gráfico N° 6: Comparación bomba de calor aire

$$\frac{(COP_{BC\ 2\ etapas} - COP_{BC\ 1\ etapa})}{COP_{BC\ 1\ etapa}} * 100$$

⇔

5,552%

Es el aumento del desempeño de la bomba de calor para calentar el agua de proceso a pasar de una etapa de compresión a dos etapas.

Podemos ver que el aumento del coeficiente de desempeño es de un valor bajo, por lo que las potencias consumidas serán similares para ambos casos. En éste punto sería recomendable ver los costos asociados para los equipos de compresión, donde se vuelve importante el rango de compresión, así como la presión de entrada y la de salida para el refrigerante. Inicialmente el diseño será proyectado para un sistema con proceso de compresión en dos etapas utilizando una cámara de mezclado llamada “cámara de vaporización instantánea”, tanto para el equipo que suministre calor para el aire de proceso como para el agua a procesar.

Siguiendo lo indicado en el punto 3.3 para verificar que las bombas de calor aquí calculadas operan utilizando fuentes de ERNC se debe verificar el factor de rendimiento medio estacional estimativo (SPF), siguiendo la relación:

$$SPF > 1,15 * \frac{1}{\eta} \quad \wedge \quad Q_L = Q_i * (1 - 1/SPF)$$

Realizando este análisis sólo para las bombas de calor de dos etapas de compresión se obtiene:

Bomba de Calor para AGUA

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
QL	4,953	9,906	24,765	49,531
Q4	7,33	14,66	36,65	73,301
SFP	3,08	3,08	3,08	3,08

Bomba de Calor para AIRE

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
QL	1,871	3,743	9,357	18,715
Q5	2,714	5,429	13,572	27,144
SFP	3,22	3,22	3,22	3,22

Tabla N° 48: Verificación uso energía renovable

De la Tabla N°48 es posible indicar que el SPF de las bombas de calor calculadas es mayor al valor 1,15 definido por la comunidad europea para establecer que estos equipos operan totalmente con energía renovable.

4.1.7 Equipos calentadores de aire y de agua salada

Este punto hace expresa referencia a la configuración de los equipos calentadores de los fluidos utilizados, así de la configuración de estos y de la interface de transferencia de calor. Como se proyecta el mismo diseño para ambos equipos de calentamiento los cálculos sólo se realizarán para el caso de calentar aire y las dimensiones que se definan en éste se aplicarán en ambos casos.

Para el caso del diseño, el serpentín que conforma el condensador de la bomba de calor está dentro de una pequeña sección entre las tuberías de suministro del agua salada y lo mismo pasa para el ducto de aire insuflado. El condensador está expuesto directamente a los fluidos para realizar la transferencia de calor hacia estos, por lo que será necesario realizar cálculos de transferencia de calor similares a los realizados para el intercambiador de calor de condensación de la cámara de condensación. Éste punto representa un problema, ya que al ser esta memoria un planteamiento teórico no está dentro de los planes la realización de los cálculos para el dimensionamiento completo de las bombas de calor, sólo se realizarán los cálculos necesarios para poder obtener los requerimientos energéticos de estos equipos; el

propósito de éste trabajo es el diseño de un equipo de prueba capaz de producir agua desalinizada utilizando diferentes fuentes de energía térmica y, si bien, esta memoria se enfoca en la utilización de bombas de calor como fuente térmica, en el diseño de los equipos calentadores es esencial que se realice pensando como parte de la planta desaladora y con conexiones a los posibles equipos térmicos que se deseen probar. Dicho esto, los cálculos de transferencia de calor en los equipos calentadores irán referidos al área de transferencia de calor que debe tener el serpentín del condensador.

Entonces, como el condensador que entrega la energía calórica a los fluidos de proceso tiene un diseño en forma de serpentín en contacto directo a los fluidos el método de cálculo utilizado será el mismo que se ha estado utilizando, cálculos de transferencia de calor con método de temperatura media logarítmica y para lo cual se presenta el siguiente desarrollo de las ecuaciones:

$$\dot{Q}_5 = F * U * A_s * \Delta T_{ln} \quad (31)$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{(85-75)-(57,88-15)}{\ln \frac{(85-75)}{(57,88-15)}} \quad (32)$$

$$Re_D = \frac{v * D_H}{v_t} \quad (33)$$

El desarrollo de estas ecuaciones queda expresado en el siguiente cuadro resumen:

aire	Q5=	2,714	5,429	13,572	27,144
	ΔT_{ln} =	22,585	22,585	22,585	22,585
	As=	0,03045	0,03045	0,03045	0,03045
	U=	3,947	7,893	19,733	39,465
	vel. Refrig.=	0,098	0,196	0,491	0,981
	ReD=	0,159	0,318	0,795	1,590

Tabla N° 49: Valores de la transferencia energética

Las dimensiones de los condensadores que se obtiene de los cálculos están resumidas en la siguiente tabla, además se entrega el esquema de ambos

condensadores, en el cual se indican los elementos a los que corresponden las dimensiones mencionadas.

Para el caso del Aire:

Descripción		Unidad	Id.	Valor
Diámetro nominal tubos serpentín		in	DN 3/8"	
Diámetro exterior tubos serpentín		in	D	0,675
Espesor tubos serpentín (std)		mm	e	2,11
Diámetro interior tubos serpentín		mm	d	12,925
Área superficial del intercambiador de calor		m ²	As	0,03046
Largo del serpentín		m	L	0,75
Diámetro del serpentín		m	D'	0,1
Número de vueltas del serpentín		-	-	2
Descripción		Unidad	Id.	Valor
Caja contenedora	Alto	m	h	0,45
	Largo	m	l	0,5
	Ancho	m	a	0,23

Tabla N° 50: Dimensiones calentador de aire

Para el caso del Agua:

Descripción		Unidad	Id.	Valor
Diámetro nominal tubos serpentín		in	DN 3/8"	
Diámetro exterior tubos serpentín		in	D	0,675
Espesor tubos serpentín (STD)		mm	e	2,11
Diámetro interior tubos serpentín		mm	d	12,925
Área superficial del intercambiador de calor		m ²	As	0,08771441
Largo del serpentín		m	L	0,66
Diámetro del serpentín		mm	D'	42,16
Número de vueltas del serpentín		-	-	5
Descripción		Unidad	Id.	Valor
Caja contenedora	Alto	m	h	0,7
	Diám. nominal	in	d'	2
	Espesor (STD)	mm	e'	3,58

Tabla N° 51: Dimensiones calentador de agua

Las conclusiones que se pueden obtener de los cálculos realizados sugieren que la capacidad de transferencia de calor esperada es baja y depende en gran medida es dependiente de la geometría del ducto y del caudal del fluido a calentar. Mayores observaciones al respecto serán presentadas en la conclusión de éste trabajo.

4.2 Diseño global del proyecto

En éste punto se presentarán los cálculos del funcionamiento de los equipos proyectados en función de los cálculos térmicos anteriores, partiendo por la entrega del diseño esquemático de la planta, en el cual se pueden ver los diferentes equipos y las direcciones de flujo de los distintos fluidos.

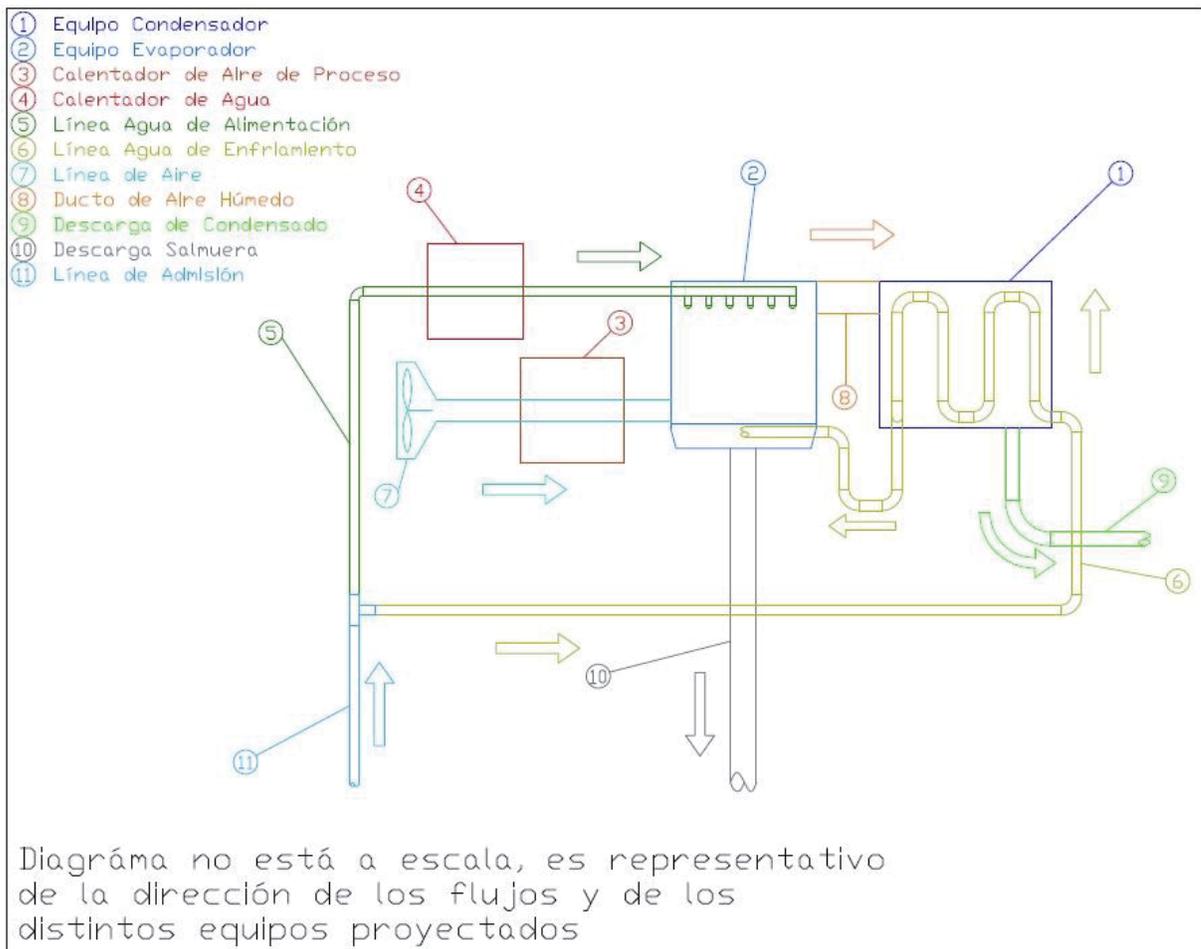


Ilustración N° 16: Esquema flujos de proceso

Como ya ha sido mencionado, la operación de la planta considera la utilización de tres fluidos diferentes, diferenciados por naturaleza y/o características, estos son:

Agua de mar para el circuito primario (nombrada como “*Agua de Alimentación*”), obtenida desde la fuente natural en condiciones ambientales o de una piscina intermedia necesaria por diseño;

Agua de mar para el circuito secundario (nombrada como “*Agua de Enfriamiento*”), que supone ser de una fuente diferente a la del punto anterior, mas no excluyente; y

Aire ambiente, en condiciones ambiente.

El resumen de los datos hasta aquí definidos y de los obtenidos está representado en la siguiente tabla:

Caudal Volumétrico [lt./min]					
Descripción	T° a condición ambiente [°C]	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Agua para enfriamiento	15	0,317	0,635	1,586	3,173
Agua de alimentación	0	1,243	2,486	6,214	12,428
Aire ambiente	15	2.089	4.178	10.444	20.889

Tabla N° 52: Caudales de proceso

Es necesario recordar que los caudales aquí mostrados fueron obtenidos a través de los cálculos térmicos para el diseño de los equipos más relevantes de la planta, pero como fueron realizados en base a los datos de ingreso estimados, por lo que podría ser necesario realizar las consideraciones de ubicación de cada proyecto que se estudie en particular. Todo el diseño y los cálculos están pensados para alcanzar temperaturas de operación especificadas por diseño, además, por supuesto, de que las dimensiones de la planta fueron fijadas en los caudales calculados en el punto 4.1.

Un tren de bombas succiona el agua de mar a utilizar por medio de una tubería principal, la que luego se bifurca hacia el circuito primario y al secundario. Del circuito secundario se tienen tanto el diámetro de tuberías y la velocidad del fluido al interior

de éstas; el diámetro de la tubería se mantiene en todo su trayecto y la velocidad del fluido será la referencia para determinar los diámetros de la tubería del circuito primario y del circuito principal.

La principal característica y consideración para el ducto de aire húmedo será la posible necesidad de un aislamiento térmico en las secciones que sea requieran. Respecto de las cañerías de salmuera y de condensado, al momento de su diseño se podrá determinar si es necesaria la instalación de trenes de bombas en sus respectivos circuitos.

4.2.1 Circuito primario: circuito de agua de alimentación

Éste circuito comprende el tramo de la bifurcación del “Circuito de Alimentación” hasta el interior de la “Cámara de Evaporación” en el sistema de aspersores del agua de alimentación. Éste circuito utiliza como material de tubería Acero Inoxidable Súper Dúplex A240, UNS Alloy #S32750. En el tramo de la tubería especificada se encuentra el “Calentador de Agua de Mar” y cuyo diseño se especificará más adelante.

Para comenzar con el análisis de la selección del diámetro de tubería se consideró los siguientes valores de partida:

Caudales Volumétricos [m ³ /seg]			Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Circuito	Primario	\dot{V}_3	0,0000207132	0,0000414265	0,0001035662	0,0002071323
Flujos Másicos [kg/seg]			Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Circuito	Primario	\dot{M}_3	0,0205890	0,0411779	0,1029448	0,2058896

Teórico

Valor Según Caso

Unidad	Descripción	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
m/s	Vel. int. del tubo circuito secundario	v_2	0,0207	0,0414	0,1035	0,2070
m/s	Vel. int. del tubo circuito primario	v_1	0,0207	0,0414	0,1035	0,2070

Tabla N° 53: Condiciones de diseño

Se buscará que en la línea exista una constante teórica para su funcionamiento y servir como punto de referencia para los cálculos, es decir, se asume que la velocidad inicial en toda la línea corresponde a la del ramal del circuito secundario; así, utilizando el principio de continuidad obtenemos el área teórica y, por supuesto, el diámetro interior teórico:

Teórico			Valor según caso			
Unidad	Descripción	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
m ²	Área transv. interior circuito principal (teórico)	Ai ₄ teo	0,001001	0,001001	0,001001	0,001001
m	Diám. interior tubo circuito principal (teórico)	Di ₄ teo	0,03569	0,03569	0,03569	0,03569
in			1,4052	1,4052	1,4052	1,4052

Tabla N° 54: Dimensiones de diseño

Con estos valores ya podemos realizar la selección de las tuberías según los diámetros comerciales existentes, así tenemos:

	De	e	Di	
Súper Dúplex Sch 5S DN 1 1/4"	1,660	0,065	1,530	in
	0,04217	0,001651	0,03886	m
	42,164	1,651	38,862	mm

Tabla N° 55: Dimensiones cañerías

Volviendo a utilizar el principio de continuidad, ahora con los diámetros comerciales obtenemos la velocidad del fluido a través de las tuberías, es decir:

Valor Según Caso						
Unidad	Descripción	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
m	Diám. interior tubo circuito primario	Di ₄	0,03886	0,03886	0,03886	0,03886
m ²	Área interior tubo circuito primario	Ai ₄	0,001186	0,001186	0,001186	0,001186
m ³ /seg	Agua alimentación	V ₃	0,00002071	0,00004143	0,0001036	0,0002071
m/s	Vel. int tubo circuito primario (real)	v ₁	0,01746	0,03496	0,08731	0,1746

Tabla N° 56: Dimensiones cañerías comerciales

4.2.2 Circuito admisión: circuito principal de agua

Éste circuito comprende la línea de tuberías por la cual es alimentada la planta en su totalidad. Como la planta está pensada para ser instalada en la ubicación que se desee y no está proyectada para una localización en específico, determinar la longitud de esta y cuantos trenes de bombas se requieren es imposible al no conocerse la distancia entre planta y fuente de agua de mar. La solución a ésta problemática es diseñar éste circuito que quede como una conexión de entrada, seguida de un tren de bombas impulsoras que aseguren la circulación del agua a través de la planta. En éste sentido, y al igual que las distintas líneas y equipos, los cálculos y dimensionamientos serán realizados en el Capítulo 4.3.

Respecto a la selección de diámetro de tubería se realizará siguiendo el mismo supuesto del punto 4.2.1; así mismo el material será acero al carbono ASTM B36.10, BE, API 5L Gr. X65, revestido interior y exterior con FBE de acuerdo a AWA C213-07, entonces los datos iniciales son:

Valor Según Caso

Caudales Volumétricos [lt/min]	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Circuito Primario	V_3	1,243	2,486	6,214	12,428
Circuito Secundario	V_2	0,317	0,635	1,586	3,173
Circuito Admisión	V_{adm}	1,560	3,120	7,800	15,601

Valor Según Caso

Flujo Másicos [kg/seg]	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Circuito Primario	M_3	0,0206	0,0412	0,1029	0,2059
Circuito Secundario	M_2	0,0053	0,0105	0,0263	0,0526
Circuito Admisión	M_{adm}	0,0258	0,0517	0,1292	0,2585

Teórico

Valor Según Caso

Unidad	Descripción	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
m/s	Vel. int. del tubo circuito secundario	v_2	0,021	0,041	0,104	0,207
m/s	Vel. int. del tubo circuito admisión	v_{adm}	0,021	0,041	0,104	0,207

Tabla N° 57: Condiciones de diseño

A través de la ecuación de continuidad se obtiene que el área transversal interior teórica del tubo, y por consiguiente su diámetro interior teórico es de:

Teórico			Valor Según Caso			
Unidad	Descripción	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
m ²	Área transv. interior circuito admisión (teórico)	$A_{i \text{ adm teo}}$	0,00126	0,00126	0,00126	0,00126
m	Diám. interior tubo circuito admisión (teórico)	$D_{i \text{ adm teo}}$	0,03999	0,03999	0,03999	0,03999
in			1,5744	1,5744	1,5744	1,5744

Tabla N° 58: Dimensiones de cañería teóricos

Con estos valores ya podemos realizar la selección de las tuberías según los diámetros comerciales existentes; para éste caso es necesario si mantener el diámetro de DN 1¼" que se utiliza en el circuito primario creando una pequeña reducción del diámetro teórico, esto aumentará la velocidad del fluido pero como ésta es muy inferior a la que se recomienda en las literaturas es más conveniente dicha reducción de diámetro, así tenemos:

	De	e	Di	
DN 1 1/4" Sch 5	1,660	0,065	1,53	in
	0,042164	0,001651	0,038862	m
	42,164	1,651	38,862	mm

Tabla N° 59: Dimensiones de cañerías

Volviendo a utilizar el principio de continuidad, ahora con los diámetros comerciales obtenemos la velocidad del fluido a través de las tuberías, es decir:

Valor Según Caso						
Unidad	Descripción	Id.	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
m	Diám. interior tubo circuito admisión	$D_{i \text{ adm}}$	0,03886	0,03886	0,03886	0,03886
m ²	Área interior tubo circuito admisión	$A_{i \text{ adm}}$	0,00119	0,00119	0,00119	0,00119
m ³ /seg	Caudal Agua Admisión	$V_{\text{ adm}}$	0,0000260	0,0000520	0,0001300	0,0002600
m/s	Vel. Int Tubo Circuito Admisión (real)	$v_{\text{ adm}}$	0,02192	0,04384	0,10960	0,21921

Tabla N° 60: Dimensiones cañerías comerciales

La velocidad de flujo calculada para los cuatro casos analizados corresponde valores muy bajos, lo que claramente condicionará la operación de desalinización. La explicación para lo anterior es que el diseño parte por definir cuatro casos de caudales para luego definir los diámetros de las cañerías requeridas sin considerar la posible existencia de velocidades muy bajas. El objetivo de la presente memoria es entregar una proyección estimativa de los requerimientos energéticos requeridos por el diseño propuesto, proyección que por medio de iteraciones es posible definir diferentes valores de caudales de producción, para luego en función de estos realizar los respectivos cálculos para dimensionar la planta a su mejor diseño para cada caso.

Con respecto al ramal que corresponde al Circuito Secundario, éste ya fue calculado en la sección 4.1.1, por lo que no tiene sentido volver a calcularlo en ésta sección, pero sus valores condicionan la validez de éste capítulo.

Se incluye en anexo A.6 ficha técnica de cañerías súper dúplex.

4.2.3 Circuito de aire

Existen dos elementos que condicionan el ducto correspondiente al circuito de aire: 1° las dimensiones del equipo de aire, en especial el diámetro de la salida del equipo; 2° la velocidad ya calculada para el aire desplazándose por la superficie de los tubos de intercambio de calor dentro de la “Cámara de Condensación”.

La primera medida es seleccionar un ventilador que sea capaz de suministrar el caudal de aire que se requiere en el sistema. Esto no sólo porque sea necesario que se cumpla con el suministro, sino porque también se debe determinar si existe un equipo con el que se cumpla el suministro o si será necesario pensar un sistema de suministro en serie, y no menos importante es considerar el costo económico que las diferentes posibilidades presentan. Para los caudales calculados en esta memoria existen diferentes opciones de equipos, el problema surgiría si se deseara aumentar el caudal de agua condensada producida, aumentando el consumo de aire por el sistema.

Otro motivo muy importante para realizar la selección del equipo ventilador son las características constructivas y dimensionales de estos, ya que, entre otros motivos, es necesario conocer las dimensiones y tamaño del agujero de salida del equipo para poder realizar el diseño del ducto de transporte del circuito de aire. Los requerimientos de aire para cada uno de los casos calculados son:

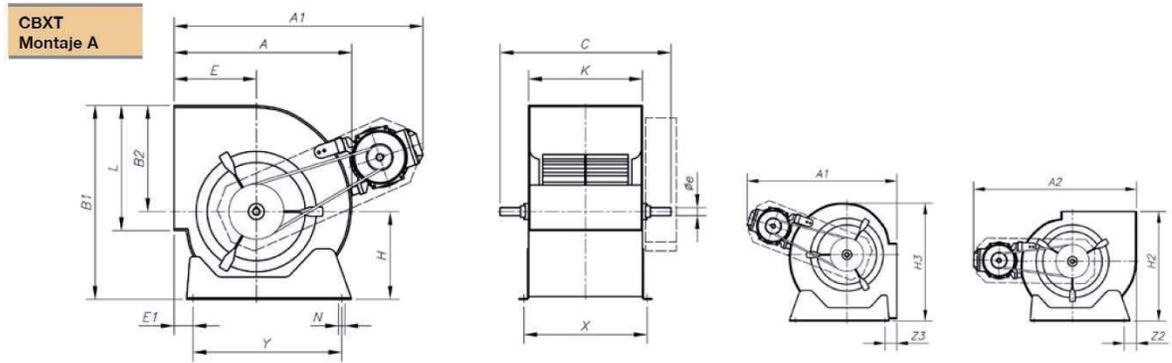
Valor Según Caso

Unidad	Descripción	Id.	1	2	3	4
lt/min	Caudales volumétricos de aire	\dot{V}_1	2.089	4.178	10.444	20.889

Tabla N° 61: Caudal de aire

Entonces, realizando una selección simple de equipos de suministro de aire, selecciono el equipo ofrecido por la empresa SODECA, código modelo CBXT-7/7-0,75; capaz de suministrar un caudal máximo de 1.450 [m³/hr] (~24.150 [lt/min]) valor que excede el máximo requerido y permite operar el equipo sin forzarlo a su máxima capacidad, también entregando la posibilidad de poder realizar pruebas con mayores caudales a los calculados, las diferentes velocidades requeridas para alcanzar los caudales de aire según corresponda se puede lograr al variar la velocidad de rotación del motor eléctrico de corriente alterna utilizando un variador de frecuencia, calculando las frecuencias necesarias para cada caudal; dichos cálculos corresponden a una etapa superior a la que pretende abarcar esta memoria, por lo que no serán incluidos. El respectivo catálogo desde donde se realizó la selección del equipo ha sido incluido en los anexos.

Para los efectos necesarios de éste trabajo el equipo seleccionado posee las siguientes características constructivas:



Modelo	Velocidad (r/min)	Intensidad máxima admisible (A)			Potencia instalada (kW)	Caudal máximo (m³/h)	Temperatura del aire (°C)		Peso aprox. (Kg)	Versión de Montaje
		230V	400V	690V			mín.	máx.		
CBXT-7/7-0,75	1600	2,5	1,45	0,55	1450	-20	+80	41,0	A	

A	A1	A2	B1	B2	C	E	E1	øe	H	H2	H3	K	L	N	X	Y	Z2	Z3
316	470	515	333	189	360	152	64	20	144	320	341	230	208	9x13	258	225	44	36

Ilustración N° 17: Ventilador de aire

El circuito de aire se divide en dos tramos, el primero comprende desde la boca de salida del equipo ventilador que fuerza el caudal de aire requerido hasta la entrada del equipo "Calentador de Aire", este tramo posee unas dimensiones transversales de 230 [mm] horizontal y 208 [mm] vertical definidas por las dimensiones de la boca de salida del ventilador; el segundo tramo del circuito corresponde al tramo entre la salida del equipo "Calentador de Aire" y la entrada a la "Cámara de Evaporación". Por comodidad y estandarización las dimensiones del segundo tramo están definidas igual a las del primer tramo. También está la posibilidad de que el tramo de la segunda sección sea de corta distancia lo cual se podrá ver con más claridad en el punto donde se detalle el diseño de la Cámara de Condensación.

Con lo anterior, el cálculo de la sección transversal del ducto proyectado y la velocidad del aire a través de éste se calculan utilizando la ecuación de continuidad, obteniéndose los siguientes valores:

Valor según caso

Unidad	Descripción	Id.	1	2	3	4
m/s	Velocidad del aire dentro del ducto de 230 [mm] x 208 [mm]	V _{3b}	0,7277	1,4555	3,6387	7,2773

Tabla N° 62: Velocidad del aire

Estas velocidades se pueden considerar como “bajas” respecto de las condiciones acústicas del sistema.

Las longitudes de ambos componentes del ducto de aire están condicionados al diseño Calentador de Aire y el posicionamiento de éste, por lo que se podrá ver las dimensiones finales en el próximo capítulo junto con la proyección general de la planta desaladora.

4.2.4 Surtidor de agua de mar

El método más apropiado para el suministro del agua a la cámara de evaporación sería atomizando ésta, reduciendo lo más posible el área de interface entre agua y aire, pero no es viable utilizar alguno de los métodos disponibles debido al pequeño tamaño que debería tener el agujero por el cual se suministre el agua de mar, provocando que estos se tapen con facilidad con los componentes que contiene el agua de mar. El sistema de suministro del agua a la cámara está pensado para que ésta sea realizada en forma de llovizna, ya que éste proceso tiene gran influencia en los rangos de vaporización del agua, la llovizna del agua incrementa su superficie total de interacción con el medio circundante, en función del volumen particular involucrado, aumentando el ritmo de evaporación.

Para el diseño de éste aparato se consideró que la solución más simple sería una extensión de la línea de suministro, entonces el tramo de descarga será una cañería del mismo material y diámetro que la línea de la que deriva salvo que éste tramo posee agujeros por los cuales se suministra el agua. Será necesario calcular la velocidad de escurrimiento a través de los agujeros y el número de estos, y su diámetro, necesarios para la operación del sistema.

Es necesario saber que mientras más pequeños sean los diámetros de las gotas en el rocío más rápido será la vaporización, mientras que las gotas de mayor tamaño contendrán una mayor cantidad de la masa y momento del fluido inyectado. Una distribución promedio de los tamaños de gotas más comunes para algunas clases de rocíos de típico uso se puede ver en la siguiente figura:

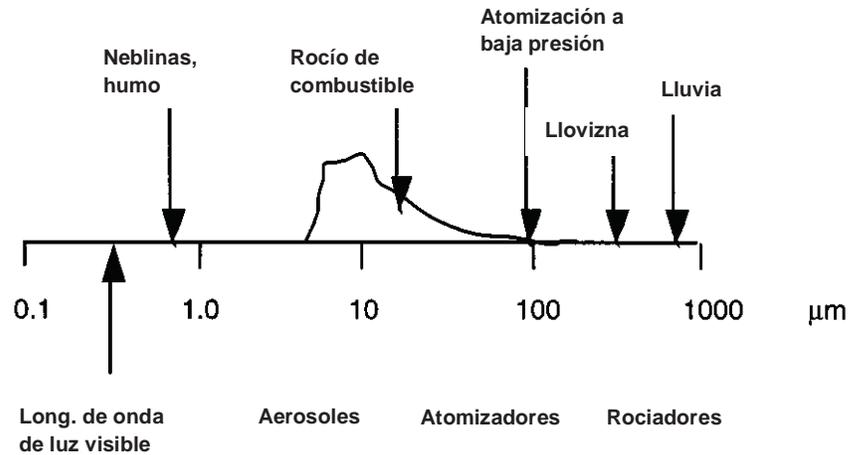


Ilustración N° 18: Clasificación de tamaño gotas de agua para rocío

Para el caso de éste proyecto sería más favorable, desde el punto de vista de la evaporación, conseguir el menor diámetro de gotas posible; pero debemos considerar que para conseguir esto será necesario pequeños diámetros de salida en boquillas de aspersores, las cuales se tapanían con facilidad producto de las sales del agua salada que se utiliza, además de que menores diámetros de estos agujeros implican mayores consumos de potencia por parte del sistema de bombeo. Como mi propuesta contempla un sistema de baja presión es necesario pensar en diámetros mayores para los agujeros de boquillas y de las gotas generadas, por lo que he de considerar en rango de atomización del agua de alimentación dentro de lo caracterizado en la figura anterior como lluvia (rain) y llovizna (drizzle), lo que se podría conseguir con la implementación de simples agujeros a lo largo del tubo de suministro al interior de la cámara de evaporación.

Tomando en consideración lo visto en otros proyectos similares de suministro de agua de mar será de consideración que la presión de descarga de agua de mar en los surtidores de agua sea 10 [psig]; para realizar los cálculos necesarios también es necesario realizar otras asunciones, tales como el diámetro de los agujeros ($d_{\text{aguj}}=4$ [mm]) y una velocidad teórica ($v_{\text{aguj}}=1,75$ [m/s]) para el flujo a través de estos y así poder calcular el número estimado de agujeros, todo esto utilizando la ecuación de continuidad. Entonces el número teórico para cada una de los caudales definidos es de:

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
n aguj	0,942	1,884	4,709	9,419

Tabla N° 63: Cantidad teórico de perforaciones

Considerando los valores anteriores, redondeo el número de perforaciones en seis, quedando su diseño como:

	vel agua real [m/s]
Caso 1	0,275
Caso 2	0,549
Caso 3	1,374
Caso 4	2,747
Diám. perforaciones [mm]	4
Cant. de agujeros	6

Tabla N° 64: Cantidad y diámetro de perforaciones

4.2.5 Cámara de condensación

Para el diseño de la cámara de condensación se debe considerar los tubos de condensación que van en su interior. En éste sentido primero entrego el esquema del diseño constructivo inicial que se busca lograr, para luego realizar los cálculos que correspondan y determinar las dimensiones de la cámara.

El panel de intercambio de calor de condensación se compone de un tubo continuo que conforma diez pasos, estando estos colocados en forma vertical, además de que el banco de intercambiador de calor se compone de diez paneles. El diámetro del tubo y otras características fueron definidos en el punto 4.1.1 al momento de realizar los cálculos térmicos del proceso de condensación. En esa ocasión se definió la sección transversal (A_3) para el flujo de aire frente al banco de tubos del intercambiador de calor de condensación, con la cual también se pudo determinar la rapidez del flujo de aire (v_3).

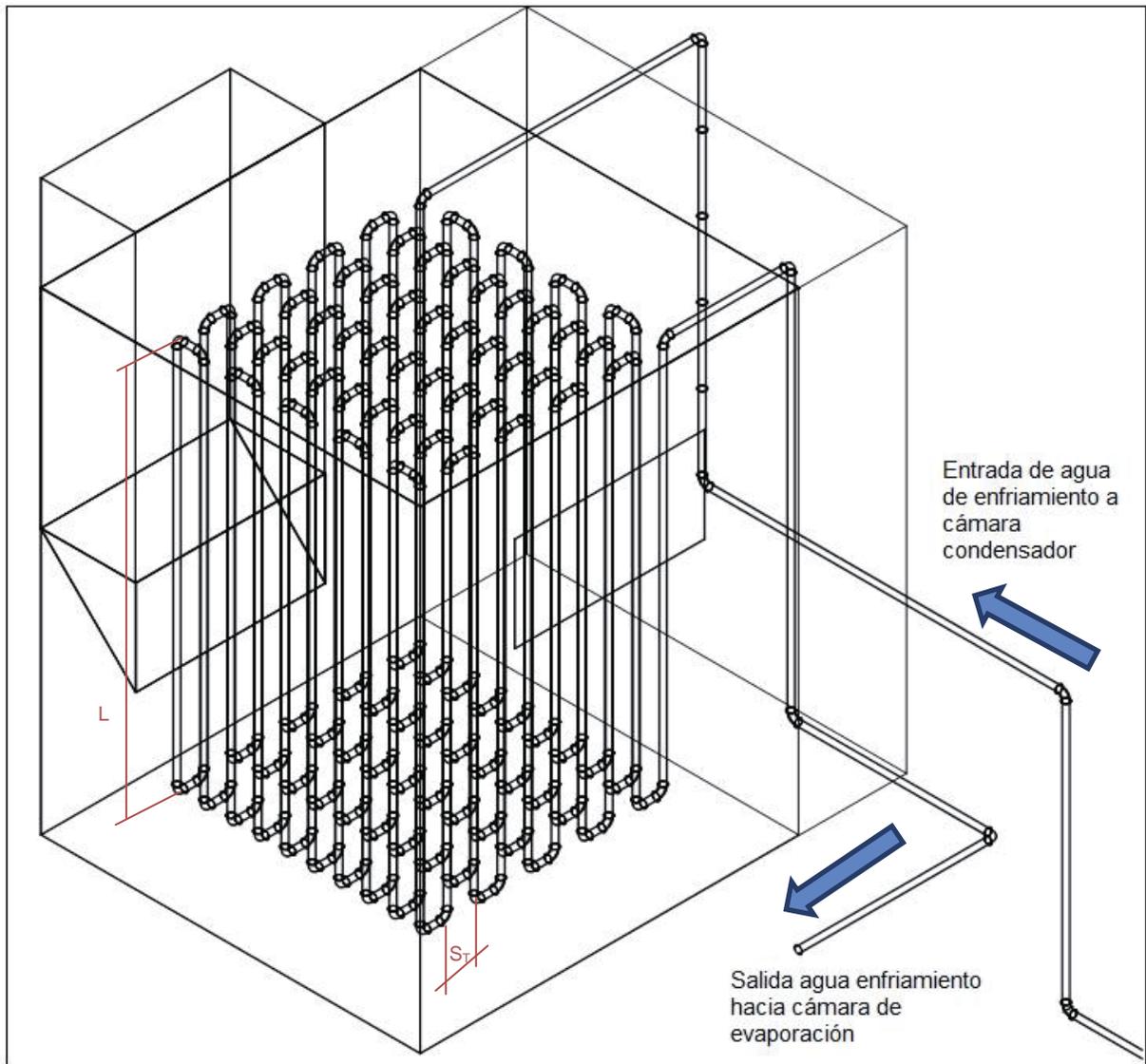


Ilustración N° 19: Cámara de condensación

Teniendo en cuenta éstas y siguiendo la nomenclatura mostrada en el esquema anterior tenemos que:

$$A_3 = L * n_1 * S_T \quad (34)$$

$$\Rightarrow A_3 = 1,0 [m] * 10 * 0,07112 [m] \Rightarrow A_3 = 0,7112 [m^2]$$

Caudal Másico de Aire a Utilizar

Id.		Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
M1	[kg/seg]	0,045015391	0,090030782	0,225076955	0,450153909

Velocidad del Aire sobre los Tubos del Intercambiador de Calor

Id.		Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
v3	[m/seg]	0,048952035	0,097904071	0,244760176	0,489520353

Tabla N° 65: Condiciones de operación

La cámara de condensación se construirá en torno al banco del I. de Calor, teniendo en cuenta el agujero de acceso de aire húmedo, el agujero de salida para el aire seco y el fondo de la cámara abierto, ya que la base de la cámara de condensación está adosada a un acumulador de condensado. Está pensado que ambos elementos estén en comunicación directa y así el condensado caiga al acumulador por gravedad desde la superficie de los tubos del I.C. cond.

Las dimensiones de la cámara quedan expresadas de la siguiente forma: base de 1,0 [m] x 1,0 [m] y una altura de 1,25 [m].

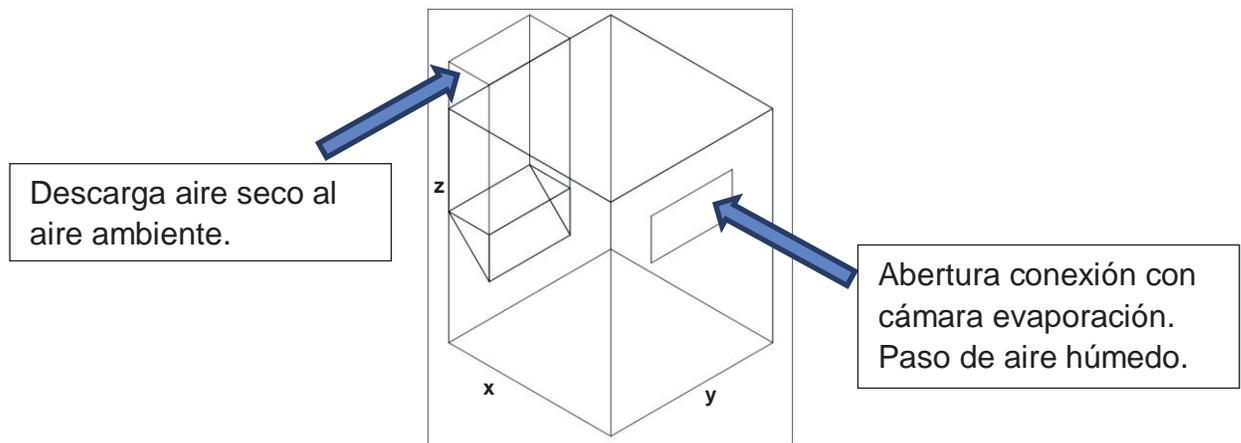


Ilustración N° 20: Cámara de Condensación

Dimensionar el acumulador es bastante trabajoso ya que se deben considerar varias variables de la operación del sistema, si no se dimensiona de forma correcta pueden provocar que las variaciones del nivel de fluido disminuya tanto que provoque vacíos en el tubo de condensado o se eleve tanto que afecte la operación de la cámara o, peor aún, que dañe la cámara y/o se termine fugando parte del condensado obtenido. Se complica más todavía ya que no se han definido las características de una posible bomba de impulsión en ésta línea. Entonces, como ya fue definido en razonamientos anteriores, en el punto 4.3 se realizarán todas las corroboraciones

con respecto a los cálculos y estimaciones que aquí se realicen, ya que en ése punto se podrá ver el sistema como un todo.

Para dimensionar el acumulador se debe tener presente dos elementos que son parte de éste, primero está la confección con la cámara de condensación, se diseñó de forma que ésta esté sobre el acumulador y que la superficie en contacto por parte de la cámara sea menor que la superficie en contacto disponible en el acumulador; segundo es el tamaño del aforo que es la conexión de la tubería de desagüe para el condensado. Para el diseño específico de éste trabajo se presenta el problema de dimensionamiento del acumulador respecto al tiempo de llenado de éste, ya que se está evaluando la eficiencia de una propuesta con una única dimensión constructiva en cuatro regímenes de funcionamiento. Es decir, diferentes caudales de condensado provocan diferentes tiempos de llenado del acumulador de volumen útil fijo y único para todos los casos. Pensando en la seguridad del sistema he decidido que todos los cálculos asociados al acumulador sean basados en los valores del “caso 4” que es de mayor caudal de condensado considerado.

Entonces el problema es cómo determinar el volumen del acumulador; suponiendo que el caudal de condensado es constante, y se apega a lo calculado, el caudal es de 10 [lt/min], es necesario determinar que volúmenes se podrían llegar a acumular después de determinados tiempos de operación continua, tal como se ven en la siguiente tabla:

Tiempo de operación	[hr]	1	5	10	15	20	24
Vol. Útil Total	[m ³]	0,6	3	6	9	12	14,4

Tabla N° 66: Estimación volumen de acumulación

Entonces, suponiendo que se pueda operar continuamente durante 24 horas, tendremos un volumen útil de 14,4 [m³], redondeando para un sobre volumen se proyecta un acumulador de condensado de 15 [m³]. Para poder seguir y determinar las dimensiones del acumulador es necesario realizar iteraciones respecto a las posibles dimensiones y, posteriormente, un bosquejo completo de la cámara de evaporación, todo lo cual se muestra a continuación:

Resumiendo el proceso de iteración sólo diré que los valores escogidos fueron también por el criterio de tener dimensiones redondeadas consecuentes a los procesos y etapas de fabricación; de forma simple tendremos:

$$x * y * z = 15 [m^3]$$

Si: $x = 2,5 [m] \wedge y = 2,5 [m] \Rightarrow \text{Altura de } z = 2,4 [m]$

El diámetro para el aforo y la tubería de desagüe está definido según el tiempo de vaciado máximo definido para el acumulador, que para poder definirlo se realizó las siguientes estimaciones:

Tiempo De Vaciado [min]	Diám. Teo. [mm]	Tiempo De Vaciado [min]	Diám. Teo. [mm]
60	41,2	7,5	116,6
45	47,6	5	142,7
30	58,3	3	184,3
15	82,4	2	225,76
10	100,9	1	319,2

Tabla N° 67: Estimaciones de tiempo de vaciado

Para éste caso se ha seleccionado una tubería de diámetro comercial DN 3½" STD, obteniéndose los siguientes valores para el vaciado del condensado de la cámara de condensación.

DN 3 1/2"	De [mm]	e [mm]	Di [mm]
	101,6	5,74	90,12
Vol. Útil	14,4	t [min]	12,54
Vel. [m/s]	3		

Tabla N° 68: Dimensiones de cañería

Ahora, como se ve en el bosquejo la salida del aire es al ambiente, la tubería de condensado se ubica en posición lateral al inferior del acumulador. También se puede ver la disposición de la línea de agua de enfriamiento, la que descarga dentro de la cámara de evaporación.

4.2.6 Cámara de evaporación

La gran incertidumbre respecto a la cámara de evaporación es la tasa de evaporación del agua debido a los diferentes factores que influyen en el proceso. Por lo que he podido leer la mayor información al respecto está en los estudios realizados para definir la evaporación en estanques, lagos y piscinas de gran tamaño, donde influyen factores como el viento, la altura, la humedad del aire y, más que las anteriores, la radiación solar por metro cuadrado. Las ecuaciones formuladas en las investigaciones no me son útiles en mi planteamiento debido que hacen referencia a grandes superficies de agua calma y calor directo por radiación solar. A modo de referencia y para cualquier utilidad que se pueda lograr, en piscinas cubiertas para condiciones estables, si la temperatura del agua es de 25 [°C] la evaporación es de 0,16 [lt./m²], si la temperatura es de 30 [°C] la evaporación es de 0,20 [lt./m²]. Utilizando los valores anteriores y realizando una proyección simple aproximada tenemos que a la temperatura de operación de 85 [°C] la tasa de evaporación sería de 0,75 [lt./m²]. El primer supuesto para comenzar a definir las dimensiones de la cámara será especificar que el área transversal de ésta sea igual a la de la cámara de condensación, todo esto para poder definir las velocidades de los fluidos.

Para utilizar el valor de la tasa de evaporación, éste dividirá el valor de caudal de condensado siguiendo el siguiente desarrollo:

$$\frac{\dot{V}_6}{\text{tasa de evap.}} \Leftrightarrow \frac{0,0001666667 [m^3/s]}{0,75 [lt/m^2]} = 0,2222 [m^2/s]$$

La velocidad del aire a través de la cámara de evaporación considerando el área transversal de ésta como fue definida, tenemos que es de:

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 = v * A_{transv.} &\Leftrightarrow 20.888,812 [lt/min] = v * (1,0 * 1,0) [m^2] \\ &\Rightarrow v = 0,348147 [m/s] \end{aligned}$$

Sí: $0,2222 [m^2/s] = v * l$

Con " l " la altura de la cámara, ésta se puede establecer como:

$$0,2222 \text{ [m}^2/\text{s]} = 0,348147 \text{ [m/s]} * l$$

$$l = 0,64 \text{ [m]}$$

Es decir, para la tasa de evaporación definida para la temperatura de operación y la cámara de sección transversal definida en $1,0 \text{ [m}^2]$, la altura de ésta debe ser de $l = 0,64 \text{ [m]}$ para que a la velocidad del flujo de aire se produzca un ciclo de evaporación. Por motivos constructivos las dimensiones de la cámara de evaporación será igual a la de la cámara de condensación, virtualmente duplicando el alto calculado. Entonces las dimensiones de la cámara quedan definidas como: base de $1,0 \text{ [m]} \times 1,0 \text{ [m]}$ y una altura de $1,25 \text{ [m]}$.

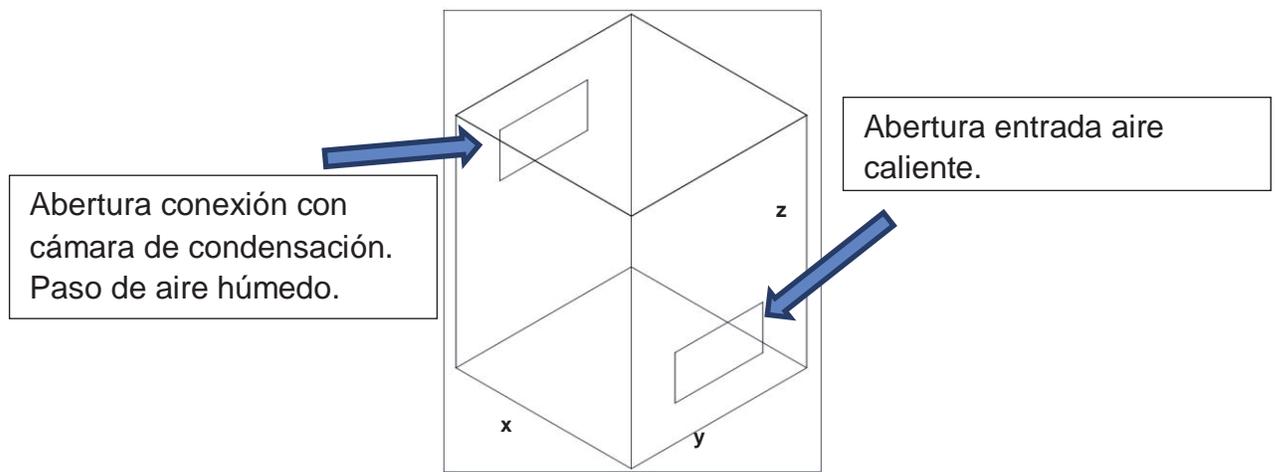


Ilustración N° 21: Cámara de evaporación

El esquema anterior muestra la ubicación de los sistemas de rociadores y de la tubería de relleno para la salmuera, donde las distancias de las ubicaciones estarán definidas en el próximo capítulo.

4.2.7 Estanque acumulador de condensado

Éste punto es uno de los alternativos del proyecto, se espera que el agua dulce que se produzca requiera de un post tratamiento y que se distribuya de inmediato, es por esto que planteo la utilización de estanques capaces de almacenar el agua producida en un determinado número de días. El volumen de estos estanques debe ser mayor

al proyectado para el acumulador en la cámara de condensación, pero dependerá también del proceso de post tratamiento, al que no hago alusiones específicas. Para dimensionar el estanque propuesto consideraré que debe ser al menos de 7 veces el volumen del acumulador de la cámara de condensación, es decir de 105 [m³]. En el punto 4.3 se entregará opciones comerciales de estanques que cumplan con éste volumen.

4.2.8 Acopio de salmuera

Respecto al manejo de la salmuera producida de la operación de la planta se presentan dos opciones, devolver la salmuera a su fuente enfrentando posibles problemas ecológicos y de operación de la planta, ya que si la salmuera es arrojada muy cerca del punto de extracción del agua de alimentación, la salinidad de ésta puede ir aumentando provocando un aumento del consumo energético al ser más difícil el proceso de desalinización; la otra opción es buscar un posible mercado para los compuestos salinos que se obtienen cómo desecho. Lo último excede por mucho mis conocimientos de la química del agua, pero no excluye la posibilidad para un mercado secundario, pero el secado total de la salmuera debe ser llevado de manera natural para lo cual se plantea un secado final en condiciones ambiente en una “piscina” especificada para tal propósito.

El párrafo anterior muestra a muy grandes rasgos lo que preveo se puede lograr con el desecho de mi propuesta, pero para efectos prácticos no sería necesario especificar un sistema de acopio de salmuera, el sistema de bombeo de extracción en el acumulador de salmuera de la cámara de evaporación, controlando el apropiado nivel de salmuera dentro de ésta. Según sea el método definido para la disposición de la salmuera se puede requerir de una piscina de transición seguida de un sistema de bombeo y ductos de dimensiones y características mayores a los que serán definidas a la salida de la cámara de evaporación y no serán parte de esta memoria.

4.3 Memoria de cálculo: diseño hidráulico del proyecto

Éste punto se enfoca en la consolidación del diseño planteado, haciendo entrega de los esquemas proyectados para el diseño, incluyendo alguna de las dimensiones antes calculadas, así como la realización de cualquier cálculo que se deba realizar y no fuese realizado en los puntos anteriores.

El cálculo que si está previsto a ser realizado es el correspondiente a los requerimientos característicos del equipo de bombeo de agua situado en el “Circuito de Admisión” y que debe ser capaz de abastecer de agua a todos los equipos que operen con ella.

En este punto también será mostrado el resumen de las ecuaciones utilizadas, en el orden en el cual fue requerido para el diseño. No se volverán a realizar los cálculos en dicho resumen, su objetivo compilar lo realizado en los puntos 4.1 y 4.2. Siguiendo el esquema mostrado en el punto 4.2 la proyección de la planta es tal como se presenta en la maqueta a continuación:

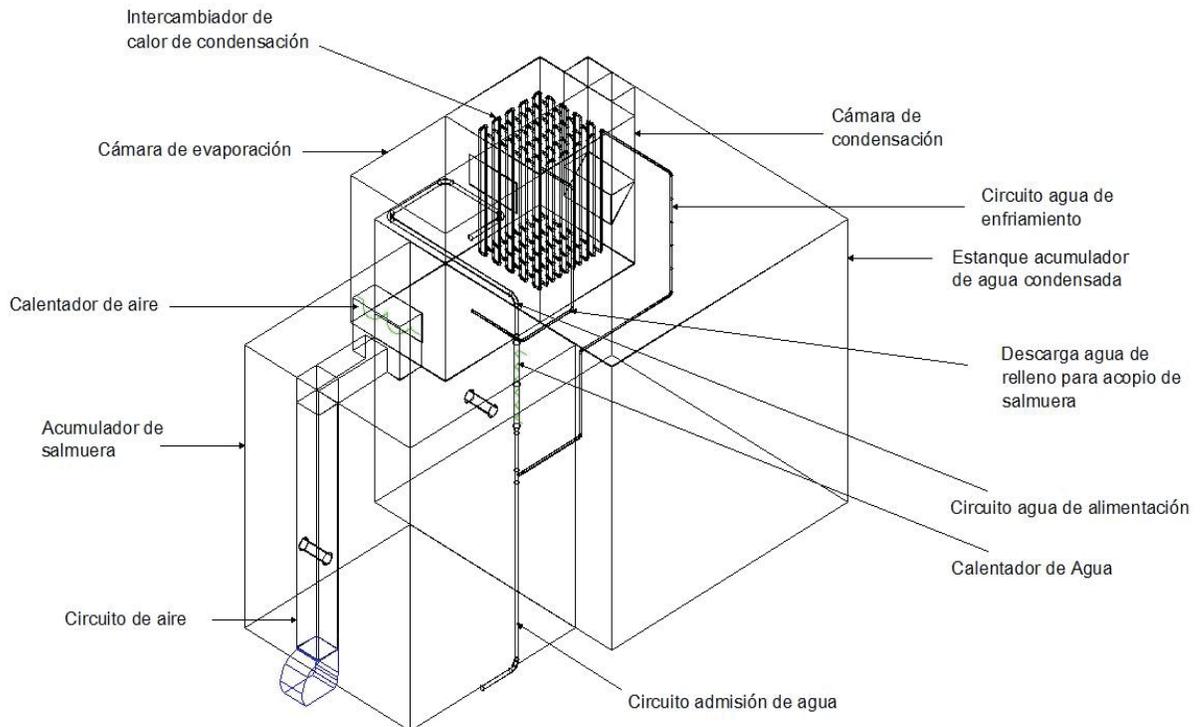


Ilustración N° 22: Esquema general

En el anexo A.2 se presentan las dimensiones del diseño logrado, como se puede ver las dimensiones de las cámaras de evaporación y de condensación son las mismas y comparten una pared en común, la cual en su parte superior posee una abertura que permite la comunicación entre las cámaras para que el aire de proceso pase de la cámara de evaporación a la de condensación.

También podemos ver que la cámara de condensación está posicionada sobre el acumulador de condensado y que posee comunicación con el acumulador, tal como fue definido con anterioridad. En tanto, la cámara de evaporación está posicionada sobre un acumulador de salmuera que posee la mitad del volumen total del acumulador de condensado. Ambos acumuladores poseen puntos de descarga en la parte inferior conectadas a líneas de transporte que se pueden llegar a unir a un sistema de bombeo para la extracción de ambos fluidos. Los equipos de calentamiento de los fluidos se pueden ver en la maqueta y sus dimensiones ya han sido definidas.

El equipo que falta por dimensionar corresponde al ventilador de aire, cuyas dimensiones es posible encontrar en el catálogo desde el que fue seleccionado; este equipo no será parte de la representación realizada, pero sus dimensiones y características de forma de la descarga fueron consideradas para realizar el cálculo de suministro de aire.

Lo primero a realizar será el consolidado de los cálculos, es decir, se entregará la secuencia de cálculo utilizada en el diseño de ésta propuesta, así se podrá observar el procedimiento sin la distracción de las explicaciones incluidas en el punto 4.2.

Comenzamos por especificar las condiciones de entrada y salida de los fluidos a ser utilizados, así como también sus características relevantes para los cálculos.

Temperaturas [°C]			
Fluido	Etapa del Circuito	Id.	Valor
Aire	Entrada Calentador de Aire	t1	15
	Salida Calentador de Aire	t2	75
	Entrada Cámara de Evaporación	t3	75
	Salida Cámara de Evaporación	t4	75
	Entrada Cámara de Condensación	t5	75
	Salida Cámara de Condensación	t6	20
Agua Enfriamiento	Entrada Cámara de Condensación	t7	15
	Salida Cámara de Condensación	t8	65
Agua Alimentación	Entrada Calentador Agua Alimentación	t9	0
	Salida Calentador Agua Alimentación	t10	85
	Entrada Cámara de Evaporación	t11	85
	Salida Cámara de Evaporación	t12	-

Tabla N° 69: Descripción de temperaturas del proceso

Propiedades				
Fluido	Unidad	Descripción	Id.	Valor
Aire	kg/m ³	Densidad	ρ	1,293
	kJ/kg °C	Calor Específico	cp_1	1,005
	W/m K	Cond. Térmica del Aire	k	0,0221
Agua Salada a temperatura promedio de 35 °C	kg/m ³	Densidad	ρ	994
	kJ/kg °C	Calor Específico	cp_2	4,178
	m ² °C/W	Factor de Incrustación Agua de Mar sobre 50 °C	Rf_1	0,0002
	m ² °C/W	Factor de Incrustación Agua de Mar bajo 50 °C	Rf_2	0,0001
	W/m K	Cond. Térmica del Agua	k	0,58

Tabla N° 70: Propiedades físico-químicas de los fluidos

Asumiendo que el aire utilizada esté a 15 [°C] con una humedad relativa de 15%, lo primero será elevar la temperatura del aire sin agregar agua. Una vez alcanzada la temperatura de 75 [°C] se humidificará el aire caliente hasta alcanzar un 100% de humedad relativa. El último paso es disminuir la temperatura del aire manteniendo la humedad relativa a 100%, lo que producirá una disminución en el valor de humedad específica; la diferencia de humedad específica entre las dos últimas temperaturas

corresponde al agua desalinizada que se producirá. Entonces, a continuación se debe calcular las humedades específicas.

$$w = \frac{0,622 * \phi * P_{Sat @ t^{\circ}}}{P - \phi * P_{Sat @ t^{\circ}}} \quad (1)$$

$$P_{Sat @ 15^{\circ}C} = 1,7057 [kPa]$$

$$P_{Sat @ 75^{\circ}C} = 38,597 [kPa]$$

$$P_{Sat @ 20^{\circ}C} = 2,339 [kPa]$$

$$P = 101,325 [kPa]$$

Valores Calculados

Unidad	Descripción	Id.	
%	Humedad Relativa Inicial a 75°C	ϕ_{1b}	0,66%
Kg H2O / Kg aire seco	Humedad Esp. Aire Entrada Evaporador	w_1	0,00155
Kg H2O / Kg aire seco	Humedad Esp. Aire Entrada Condensador	w_2	0,383
Kg H2O/Kg aire seco	Humedad Esp. Aire Salida Condensador	w_3	0,0147

Estos datos son los valores de humedad relativa definidos para realizar el diseño de la propuesta. El siguiente paso son los cálculos térmicos del proceso:

$$\dot{M}_1 * w_2 = \dot{M}_1 * w_3 + \dot{M}_6 \quad (2)$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{M}_1 * (h_2 - h_3) - \dot{M}_6 * h_6 \quad (3)$$

$$\dot{Q}_2 = F * U * A_S * \Delta T_{ln} \quad (4)$$

$$\dot{Q}_3 = \dot{M}_2 * cp_2 * (t_8 - t_7) \quad (5)$$

En este punto existe la relación $\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = \dot{Q}_3$.

$$\Delta T_{ln} = \frac{(t_5 - t_8) - (t_6 - t_7)}{\ln \frac{(t_5 - t_8)}{(t_6 - t_7)}} \quad (6)$$

Ahora se debe pasar a realizar los cálculos con los que se determinarán las características dimensionales de los diferentes equipos proyectados.

$$D_2 = 0,3 * S_T \quad (7) \quad \wedge \quad S_T = S_L \quad (8)$$

$$\dot{V}_2 = v_2 * A_i \quad (9)$$

$$A_i = \frac{\pi}{4} * D_i^2 \quad (10) \quad \wedge \quad D_e = D_i + 2 * e \quad (11)$$

$$t_m = \frac{P * D_e}{2 * (S_A + y * P)} + C \quad \wedge \quad t = \frac{t_m}{1,0 - 0,125} \quad (12)$$

$$A = \pi * D * L * n_1 * n_2 \quad (13)$$

$$v_{m\acute{a}x.} = \frac{S_T}{S_T - D_2} * v_3 \quad (15)$$

$$Re_D = \frac{v_{m\acute{a}x.} * D_2}{v_t} \quad (16)$$

$$Nu_D = \frac{h_e * D_2}{k} = c * Re_D^m * Pr^n * \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25} \quad (17)$$

$$\frac{1}{U * A_s} = \frac{1}{h_i * A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{Ln(D/d)}{2 * \pi * k * L} + \frac{R_{fe}}{A_e} + \frac{1}{h_e * A_e} \quad (18)$$

$$\dot{M}_5 = \dot{M}_1 * (w_2 - w_1) \quad (19)$$

$$\dot{M}_3 = \dot{M}_5 + \dot{M}_4 \quad (20)$$

$$\dot{V}_4 = \frac{1}{6} * \dot{V}_3 \quad (21)$$

$$\dot{Q}_5 = \dot{M}_1 * cp_1 * (t_2 - t_1) \quad (22)$$

$$\dot{Q}_4 = \dot{M}_3 * \Delta h_{e-s} \quad (23)$$

Para el caso del cálculo de las bombas de calor, estas corresponderán ambas a equipos de dos etapas.

Aire:

$$\dot{Q}_H = \dot{m} * (h_4 - h_5); \quad \dot{Q}_L = \dot{Q}_5 = \dot{m} * (1 - x_6) * (h_1 - h_8); \quad \dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}$$

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}} \quad (24)$$

Agua:

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_4 = \dot{m} * (h_4 - h_5); \dot{Q}_L = \dot{m} * (1 - x_6) * (h_1 - h_8); \dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}$$

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}} \quad (30)$$

4.3.1 Presión de bombeo circuito de admisión

Corresponde al mayor consumo de energía de esta propuesta y que para el diseño se ha tratado con una fuente de energía tradicional. Los cálculos que se presentaran a continuación son los que se utilizan para determinar de forma teórica los valores de presión que requiere el sistema en el suministro del agua de proceso, así como los valores de potencia eléctrica que requerirá el sistema.

Para realizar los cálculos se utilizará la ecuación de Bernoulli, la expresión de Darcy-Weisbach y la expresión de Colebrook-White; conforme al diseño planteado en el diagrama de flujos de proceso.

La ecuación de Bernoulli se expresa como:

$$\frac{p_e}{\gamma} + z_e + \frac{1}{2} \frac{v_e^2}{g} = \frac{p_s}{\gamma} + z_s + \frac{1}{2} \frac{v_s^2}{g} + \sum_1^n hp_{fricción} + \sum_1^m hp_{singularidades}$$

Como el valor que se debe determinar corresponde a la presión que se debe suministrar por el equipo de bombeo en el punto de conexión, la ecuación de Bernoulli queda definida de la siguiente forma:

$$\frac{p_e}{\gamma} = \frac{p_s}{\gamma} + (z_s - z_e) + \frac{1}{2} \frac{(v_s^2 - v_e^2)}{g} + \sum_1^n hp_{fricción} + \sum_1^m hp_{singularidades} \quad [m.c.l.] \quad (35)$$

La expresión de Darcy-Weisbach corresponde a:

$$hp_{fricción} = f * \frac{L}{d} * \left(\frac{v^2}{2 * g} \right) \quad [m.c.l.] \quad (36)$$

- f: factor de fricción de Darcy [-]
- L: longitud de la tubería [m]
- d: diámetro interior de la tubería [m]
- v: velocidad del fluido [m/s]

g: aceleración de gravedad [m/s²]

h_{fricción}: pérdida de carga por fricción [m.c.l.]

h_{sing}: pérdida de carga producida por una singularidad [m.c.l.]

Pérdidas de Carga en Singularidades:

$$h_{p_{sing.}} = K * \left(\frac{v^2}{2 * g} \right) \quad (37)$$

v: velocidad del fluido [m/s]

g: aceleración de gravedad [m/s²]

K: coeficiente de pérdida característico de cada singularidad [-]

Expresión de Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -0,869 * \ln \left(\frac{\varepsilon}{3,7 * d} + \frac{2,523}{Re * \sqrt{f}} \right) \quad (38)$$

f: factor de fricción de Darcy [-]

d: diámetro interior de la tubería [m]

ε: Rugosidad absoluta [-]

Re: Número de Reynolds [-]

La tabla presentada a continuación representa un método resumen en el que se puede representar todos los valores de las variables consideradas utilizando las fórmulas previamente aquí indicadas.

CONDICIONES DE OPERACIÓN		
Caudal de Diseño Caso 1	0,06	m ³ /hr
Caudal de Diseño Caso 2	0,12	m ³ /hr
Caudal de Diseño Caso 3	0,3	m ³ /hr
Caudal de Diseño Caso 4	0,6	m ³ /hr
Temperatura del Fluido	15	°C
Densidad del Fluido	998,3	kg/m ³
Viscosidad Dinámica del Fluido	0,001002	N*s/m ²
Presión de Vapor	2,063	kPa
Aceleración de Gravedad	9,81	m/s ²
Presión de Descarga	10,0	psig

Tabla N° 71: Condición de Operación para Equipos de Bombeo

CÁLCULO CAÍDAS DE PRESIÓN: MÉTODO DARCY - WEISBACH - COLEBOOK		DESCARGA							
		Caso 1		Caso 2		Caso 3		Caso 4	
Desde		Circuito I.C.	Alim.	Circuito I.C.	Alim.	Circuito I.C.	Alim.	Circuito I.C.	Alim.
Hasta			Primaria		Primaria		Primaria		Primaria
Diámetro Nominal	pulg	1/2	1 1/4	1/2	1 1/4	1/2	1 1/4	1/2	1 1/4
Material de Cañería		Ac. Inox.	Ac. Inox.						
Schedule		5S	5S	5S	5S	5S	5S	5S	5S
Diámetro Exterior	mm	21,3	42,2	21,3	42,2	21,3	42,2	21,3	42,2
Espesor de Pared	mm	1,65	1,65	1,65	1,65	1,65	1,65	1,65	1,65
Espesor de Recubrimiento	mm	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Diámetro Interior	mm	18,0	38,9	18,0	38,9	18,0	38,9	18,0	38,9
Rugosidad de Cañería	mm	0,046	0,046	0,046	0,046	0,046	0,046	0,0015	0,046
Caudal del Fluido	m ³ /hr	0,0190	0,0621	0,0381	0,1243	0,0952	0,3107	0,1904	0,6214
Longitud de Cañería	m	107,243	5,850	107,243	5,850	107,243	5,850	107,243	5,850
PÉRDIDAS PRESIÓN DEBIDO A ACCESORIOS	Ki	cant.	cant.	cant.	cant.	cant.	cant.	cant.	cant.
Codo 90° Radio Amplio (14*f)	0,196	200	5	200	5	200	5	200	5
Tee (flujo lineal) (20*f)	0,28		1		1		1		1
Tee (flujo ramal) (60*f)	0,84	1		1		1		1	
Reducción $\beta=0,50$	4,55	1		1		1		1	
Válvulas Mariposa Completamente Abierta(45*f)	0,63		1		1		1		1
Factor de Fricción (de Crane pág. A46)	f	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014

Tabla N° 72: Cálculo Perdidas para Equipos de Bombeo

CÁLCULO CAÍDAS DE PRESIÓN: MÉTODO DARCY - WEISBACH - COLEBOOK		DESCARGA							
		Caso 1		Caso 2		Caso 3		Caso 4	
Desde		Circuito I.C.	Alim. Primaria	Circuito I.C.	Alim. Primaria	Circuito I.C.	Alim. Primaria	Circuito I.C.	Alim. Primaria
Hasta									
TOTAL PÉRDIDAS PRESIÓN POR ACCESORIOS	m	0,001	0,000	0,004	0,000	0,025	0,001	0,098	0,002
PÉRDIDAS PRESIÓN POR FRICCIÓN									
Velocidad de Diseño	m/s	0,021	0,015	0,042	0,029	0,104	0,073	0,208	0,145
N° Reynolds	-	372,67	562,89	745,34	1.125,77	1.863,34	2.814,43	3.726,68	5.628,86
Factor de Fricción (Colebrook-White)	-	0,014919	1,014919	0,014919	1,014919	0,014919	1,014919	0,014919	1,014919
TOTAL DE PÉRDIDAS PRESIÓN POR FRICCIÓN	m	0,002	0,002	0,008	0,007	0,049	0,041	0,196	0,164
TOTAL DE PÉRDIDAS EN CADA SECCIÓN	m	0,003	0,002	0,012	0,007	0,073	0,042	0,294	0,166

Tabla N° 73: Cálculo Perdidas para Equipos de Bombeo

PRESIÓN DE TIE-IN REQUERIDA								
PARÁMETROS CONOCIDOS	VALOR CASO 1		VALOR CASO 2		VALOR CASO 3		VALOR CASO 4	
Presión de Descarga	68,95	kPag	68,95	kPag	68,95	kPag	68,95	kPag
Peso Específico del Fluido	9.789,98	N/m ³	9.789,98	N/m ⁴	9.789,98	N/m ⁵	9.789,98	N/m ⁶
Velocidad en punto de entrada del sistema	0,02	m/s	0,04	m/s	0,10	m/s	0,21	m/s
Velocidad en punto de salida del sistema	0,01	m/s	0,03	m/s	0,07	m/s	0,15	m/s
Columna Estática (Δz)	3,2	m	3,2	m	3,2	m	3,2	m
Total Pérdidas por Fricción	0,004	m	0,014	m	0,090	m	0,360	m
Total Pérdidas por Singularidades	0,001	m	0,004	m	0,025	m	0,100	m
PRESIÓN DE ENTRADA (punto 1)	10,25	m.c.l.	10,26	m.c.l.	10,36	m.c.l.	10,70	m.c.l.
	14,55	psig	14,57	psig	14,71	psig	15,20	psig
	1,00	barg	1,00	barg	1,01	barg	1,05	barg
Caudal de Diseño	0,06	m ³ /hr	0,12	m ³ /hr	0,3	m ³ /hr	0,6	m ³ /hr

Tabla N° 74: Presión Requerida para Equipos de Bombeo

POTENCIA DE BOMBA								
CONDICIONES	CASO 1		CASO 2		CASO 3		CASO 4	
Densidad del Fluido	998,3	kg/m ³						
Caudal por Bomba	0,06	m ³ /hr	0,12	m ³ /hr	0,3	m ³ /hr	0,6	m ³ /hr
Total Columna Descarga (TDH)	10,25	m	10,26	m	10,36	m	10,70	m
Potencia Hidráulica	0,00167	kW	0,00335	kW	0,00845	kW	0,01746	kW
Eficiencia de la Bomba	65%	%	65%	%	65%	%	65%	%
Eficiencia de la Transmisión	90%	%	90%	%	90%	%	90%	%
POTENCIA MOTOR	0,00286	kW	0,00572	kW	0,01445	kW	0,02985	kW
	0,00383	HP	0,00768	HP	0,01937	HP	0,04003	HP

Tabla N° 75: Potencia Teórica de los Motores para Equipos de Bombeo

Respecto a la potencia consumida por el ventilador de aire, según catalogo para el equipo seleccionado su potencia instalada es de 0,55 [kW], valor que será considerado en su total para determinar el consumo final.

CAPÍTULO 5: COSTOS ASOCIADOS A LA PLANTA

5.1 Costos del diseño

Este punto hace referencia a los costos que se desprenden de la fabricación de una unidad del prototipo. Los costos son aproximados y están asociados a elementos muy puntuales, ya que el diseño propuesto es conceptual enfocado al proceso y carece de varios elementos que serían necesarios para realizar la operación de éste, como por ejemplo no se han especificado válvulas ni sistemas de control del proceso, cuyos costos asociados no son necesariamente lineales en relación a sus dimensiones. También es de notar que en el diseño aquí propuesto no está pensada la inclusión de algún sistema de control o de automatización; debido al tamaño de esta propuesta no amerita su uso, pero cuando el tamaño de la planta vaya en aumento se requerirá la inclusión de estos sistemas, lo cual representará un costo extra en el valor del diseño.

Como criterio arbitrario definiré el costo de diseño igual a dos y media veces el total de los costos a continuación detallados.

5.2 Costos de producción

A continuación podemos ver los costos esperados para la operación de este prototipo, estos son todos por concepto de consumo eléctrico de los equipos de bombeo necesarios. Para valorizar el consumo de electricidad del proceso se tomó como referencia el valor de la “Tarifa Eléctrica” ^[17] del mes de Septiembre de 2012 para el consumo industrial. (62,091 \$/kWhr)

Consumo Eléctrico Equipos de Bombeo [kW]	Costo por hora [\$/hr]
0,00286	0,17758
0,00572	0,355161
0,01445	0,897215
0,02985	1,853416

Además, considerando que el equipo soplador de aire seleccionado en este diseño tiene una potencia instalada de 0,55 [kW], con un costo de operación de 34,15 [\$/hr].

Con lo anterior podemos realizar la siguiente proyección de costo por hora de operación en función del caudal de agua desalinizada producida:

[lt/min]	1	2	5	10	25	50	75	100	250	500	750	1000
[\$/hr]	34,33	34,51	35,05	36,0	38,59	43,03	47,47	51,91	78,55	122,94	167,34	211,73

Lo anterior significa un costo de 572,167 [\$/m³]. Si comparamos los valores de consumo presentados en las tabla N°3 de la página 23, podemos obtener los cual sería el costo estimado base de producir dichas cantidades de agua desalinizada bajo éste método.

- 280 [lt/s]: 2.983 [\$/hr]
- 2.000 [lt/s]: 21.310 [\$/hr]
- 200 [lt/s]: 2.131 [\$/hr]
- 525 [lt/s]: 5.594 [\$/hr]

Estos costos son en promedio y aproximadamente 2% menores a los esperados en la fase preliminar de esta propuesta.

Es complicado comparar los costos de producción de agua desalinizada entre los diferentes procesos existentes, las diferentes fuentes de agua a desalinizar y el hecho que la mayor parte de la información que pude encontrar al respecto se enfoca al costo total (producción, mantención, fuente, tecnología, lugar geográfico, etc.). Un valor estimado del costo aproximado total de una planta de Osmosis Inversa que desaliniza agua de mar, información obtenida de diferentes fuentes, referencian como costo promedio 1,42 [USD/m³] con un consumo eléctrico de 7,22 [kWh/m³] y una producción diaria de 2.271 [m³/día]. Considerando el valor medio del dólar americano durante este año en 480 [\$/USD], los valores antes dados corresponden a un costo de 681,6 [\$/m³] y una producción de 1.577,08 [lt/min], es decir 64.496,4 [\$/hr]. Ahora, si sólo nos enfocamos en el consumo eléctrico:

$$62,091 \left[\frac{\$}{kW h} \right] * 7,22 \left[\frac{kW h}{m^3} \right] = 448 \left[\frac{\$}{m^3} \right]$$

Es decir, un costo energético 21,65% menor al estimado por este trabajo.

CAPÍTULO 6: ANÁLISIS FINAL, EFICACIA Y EFICIENCIAS DEL PROYECTO

Existen razones por las que este tipo de diseños no son realizados en la actualidad, entre las cuales podemos nombrar: sus costos de operación son elevados, con bajos niveles de producción comparada con los consumos térmicos solicitados en operación que los hace incapaces de competir con los diseños de desalinización industrial que en la actualidad son utilizados alrededor del mundo.

Sigo creyendo que el principio en el que basé mi diseño puede llegar a ser válido para la producción de agua desalada a baja escala, enfocado a la utilización de fuentes de energía calórica libres no aprovechadas para complementar de forma secundaria la obtención de agua desalada.

6.1 Análisis FODA

Para mostrar un análisis más objetivo de la propuesta realizaré un pequeño y simple análisis FODA.

Fortalezas:

- Sistema térmico de desalinización de agua que no utiliza fuentes térmicas convencionales, puede ser considerado como parte del plan de mitigación de contaminación ambiental de una instalación.
- Dependiendo del diseño y configuración de las diferentes partes del equipo este puede ser compacto en relación a otras plantas de tratamiento. Aquí las cámaras de evaporación y de condensación son las que menores variaciones presenta en diferentes diseños.
- La cantidad de elementos que deben estar sujetos a planes regulares de mantenimiento son pocos y limitados. El diseño del equipo está pensado en que la mayoría de los elementos sujeto a mantenimiento estén fuera del equipo.

Oportunidades:

- Se puede presentar como un sistema latente de producción de agua, permitiendo el relleno en sistemas sujetos a pérdidas de agua durante la operación. Como ejemplo tenemos piscinas de decantación abiertas al medioambiente y sujetas a pérdida de volumen por evaporación.
- Su fuente térmica es ambiental de baja energía, es decir, busca la utilización energías térmicas residuales no aprovechadas dentro de un sistema de producción.
- El diseño presentado es conceptual, por lo que existe la posibilidad de, a través de un estudio profundo de diseño,

Debilidades:

- Desde el punto del proceso de transferencia térmica, su eficiencia es muy baja y es muy difícil aumentarla. Los valores obtenidos para los coeficientes de transferencia por convección son extremadamente bajos. Poder mejorar la eficiencia térmica y aumentar los valores de estos coeficientes requiere de un estudio mayor y específico.
- La relación de suministro aire/agua debe estar en gran control con relación al requerimiento térmico del proceso para obtener el mejor rendimiento posible, lo que podría encarecer el diseño en elementos de control. Para este tema es necesario mayor trabajo al momento de diseñar un sistema como el que se propone para determinar a qué niveles de producción se requieren sistemas de control más precisos y los costos asociados.

Amenazas:

- Desde el punto de vista de la eficacia, la propuesta cumple con el objetivo de desalar agua de mar. En teoría este proceso térmico es capaz de producir agua de gran pureza, pero es necesario realizar análisis químicos para comprobar los

niveles de sólidos disueltos y como las variaciones en el proceso los afectan. Este punto podría limitar la viabilidad de utilizar una planta de estas características

- Para el caso de la eficiencia, existe la posibilidad de que futuras mejoras al diseño tengan un efecto marginal en el aumento de la eficiencia térmica, volviendo inviable el proyecto.

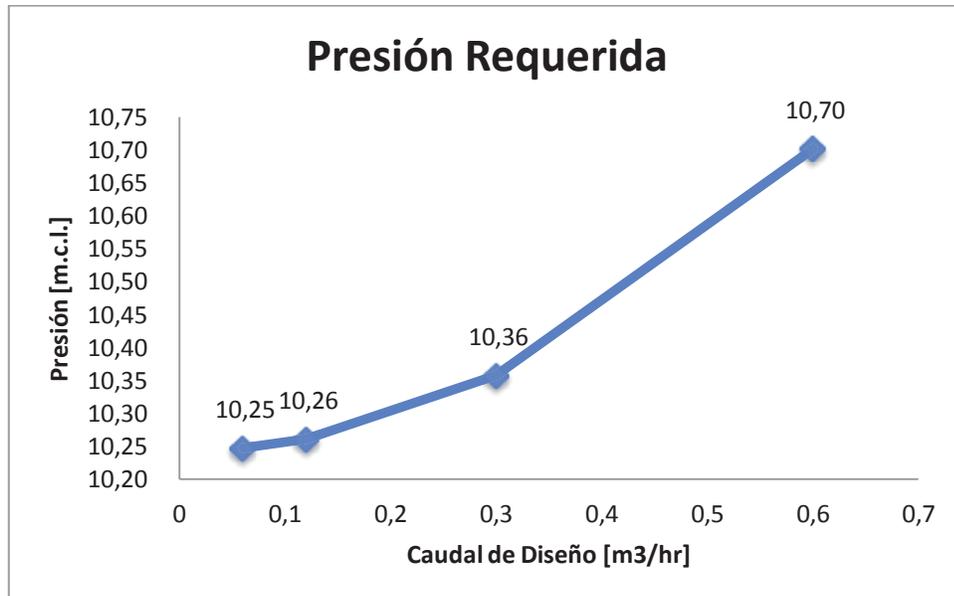


Gráfico N° 7: Presión requerida

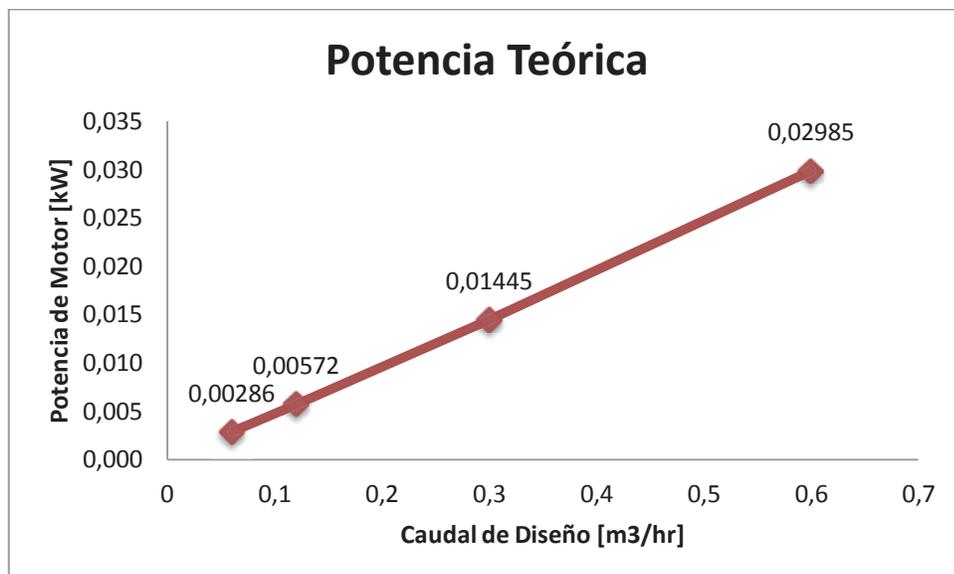


Gráfico N° 8: Potencia teórica

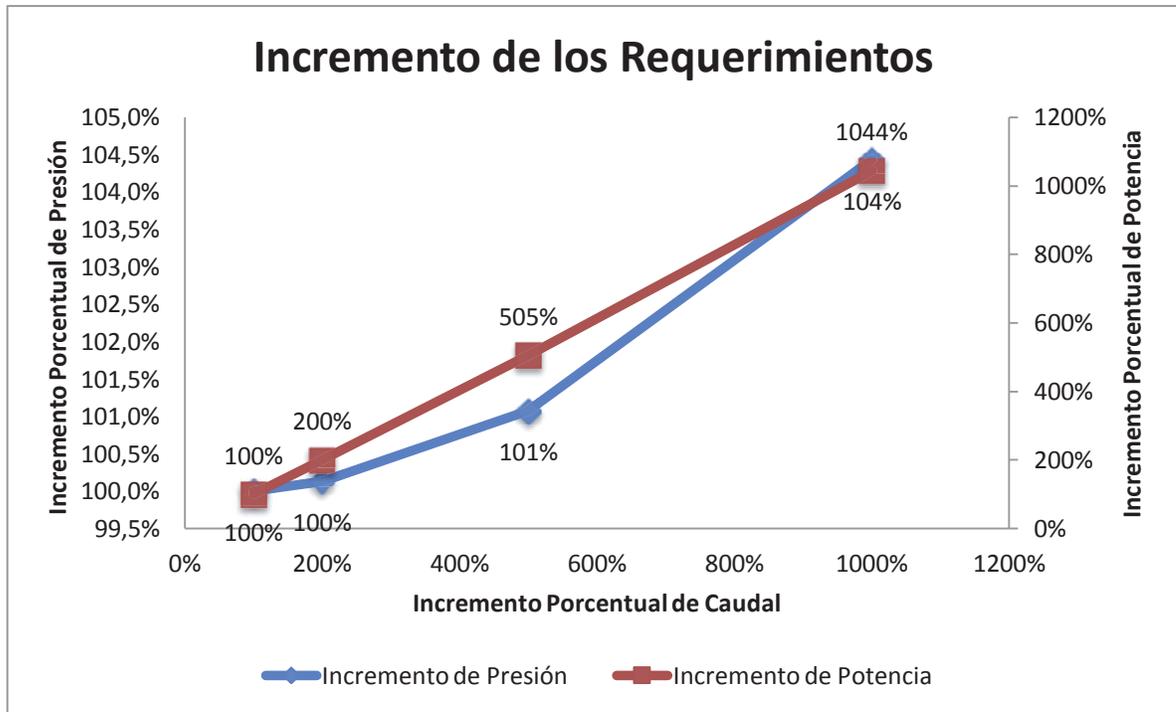


Gráfico N° 9: Incremento de los requerimientos al aumentar la producción

Como es posible apreciar del último gráfico, bajo el método propuesto en el presente ensayo, se puede apreciar un aumento en los requerimientos de presión y potencia de bombeo que se condice con el aumento del caudal. Para poder ver este aumento lo primero es considerar el primer caudal definido como 100% y los caudales mayores como un aumento sobre el 100%.

Vemos que el aumento de la potencia requerida es levemente mayor al aumento del caudal de diseño, mientras que el aumento de la presión es leve y producto del aumento de la velocidad del flujo, ya que se aumenta el caudal dejando constante las dimensiones de las cañerías por las que fluye.

Por supuesto estos valores son teóricos, una vez que se va aumentando el caudal de diseño es necesario verificar las velocidades de los fluidos, las caídas de presión que estas producen y que la presión requerida no supere la de la clase de las cañerías. Otro punto a considerar el costo de la potencia requerida y el costo de los equipos de bombeo adecuados, ya que el aumento en el costo de estos no es lineal a aumento de los requerimientos.

6.2 Conclusión final

Si bien desde el punto de vista teórico y bajo situaciones altamente idealizadas para el cálculo es posible realizar el proceso planteado en este trabajo, no es una tecnología del todo conveniente, su eficiencia conlleva costos que no son competitivos.

El objetivo de volver el sistema térmico de desalinización más eficiente se cumple, es posible aumentar la temperatura del flujo de aire y del agua a ser desalinizada para poder aumentar la capacidad de evaporación del aire, es posible tomar el calor ambiente de baja energía a través de bombas de calor y utilizarlo para calentar el sistema descrito. Los puntos que juegan en contra a la propuesta son la relación aire/agua salina, donde el aire necesario es 2,18 veces el agua suministrada por lo que es un tema de consideración cuando se analiza grandes cantidades de agua a producir. Pero el gran problema que se enfrenta con este tipo de propuesta es el diseño de la planta de producción, ya que los cálculos aquí realizados demuestran que los métodos de transferencia de calor considerados son extremadamente poco eficientes, se requiere mayor revisión al diseño para ver si es realmente posible la implementación de este sistema de desalinización. En especial en la mejora de los coeficientes de transferencia por convección buscando la mejor relación entre diámetro de cañería y velocidad del fluido.

NOMENCLATURA GENERAL

M_1 :	Caudal Másico Aire [kg/s]
M_2 :	Caudal Másico Agua Enfriamiento [kg/s]
M_3 :	Caudal Másico Agua Alimentación Total [kg/s]
M_4 :	Caudal Másico Agua Salmuera [kg/s]
M_5 :	Caudal Másico Humedad [kg/s]
M_6 :	Caudal Másico Condensado [kg/s]
V_1 :	Caudal Volumétrico Aire [m^3/s]
V_2 :	Caudal Volumétrico Agua Enfriamiento [m^3/s]
V_3 :	Caudal Volumétrico Agua Alimentación Total [m^3/s]
V_4 :	Caudal Volumétrico Agua Salmuera [m^3/s]
V_5 :	Caudal Volumétrico Humedad [m^3/s]
V_6 :	Caudal Volumétrico Condensado [m^3/s]
t_1 :	Temperatura Entrada al Calentador de Aire [$^{\circ}C$]
t_2 :	Temperatura Salida al Calentador de Aire [$^{\circ}C$]
t_3 :	Temperatura Entrada Aire a la Cámara de Evaporación [$^{\circ}C$]
t_4 :	Temperatura Salida Aire a la Cámara de Evaporación [$^{\circ}C$]
t_5 :	Temperatura Entrada Aire a la Cámara de Condensación [$^{\circ}C$]
t_6 :	Temperatura Salida Aire a la Cámara de Condensación [$^{\circ}C$]
t_7 :	Temperatura Entrada Agua de Enfriamiento al Condensador [$^{\circ}C$]
t_8 :	Temperatura Salida Agua de Enfriamiento al Condensador [$^{\circ}C$]
t_9 :	Temperatura Entrada Agua de Alimentación al Calentador [$^{\circ}C$]
t_{10} :	Temperatura Salida Agua de Alimentación al Calentador [$^{\circ}C$]
t_{11} :	Temperatura Entrada Agua de Alimentación a Cámara Evaporación [$^{\circ}C$]
t_{12} :	Temperatura Salida Agua de Alimentación a Cámara Evaporación [$^{\circ}C$]
ρ :	Densidad [kg/m^3]
cp_1 :	Calor Específico del Aire [$kJ/kg^{\circ}C$]
cp_2 :	Calor Específico del Agua [$kJ/kg^{\circ}C$]
k :	Constante de Conductividad Térmica [$W/m K$]
Nu :	Número de Nusselt [-]
Pr :	Número de Prandlt [-]

- R_{f1} : Factor de Incrustación Agua de Mar sobre 50 °C [$m^2\text{C}/W$]
 R_{f2} : Factor de Incrustación Agua de Mar bajo 50 °C [$m^2\text{C}/W$]
 ν_t : Viscosidad Cinemática [m^2/s]
 D_i : Diámetro Interior Tubería Comercial [m]
 D_e : Diámetro Exterior Tubería Comercial [m]
 e : Espesor Tubería Comercial [m]
 D : Diámetro Ducto de Aire [m]
 A_i : Área Superficial Interior de Tubería [m^2]
 A_e : Área Superficial Exterior de Tubería [m^2]
 L : Longitud de Tubería [m]
 v_1 : Velocidad Agua en el Circuito Primario [m/s]
 v_2 : Velocidad Agua de Enfriamiento en Tubería [m/s]
 v_3 : Velocidad del Aire Sobre la Superficie de los Tubos [m/s]
 Q_1 : Flujo Transferencia de Calor Cedido por el Aire Húmedo Caliente [kW]
 Q_2 : Flujo Transferencia de Calor Característico del Intercambiador de Calor [kW]
 Q_3 : Flujo Transferencia de Calor Absorbido por el Agua de Enfriamiento [kW]
 Q_4 : Flujo Transferencia de Calor en el Calentador de Agua Alimentación [kW]
 Q_5 : Flujo Transferencia de Calor en el Calentador de Aire de Proceso [kW]
 Re : Número de Reynolds [-]
 f : Factor de Fricción dentro de Tuberías [-]
 h_2 : Entalpía del Aire a la Entrada del Equipo Condensador [kJ/kg]
 h_3 : Entalpía del Aire a la Salida del Equipo Condensador [kJ/kg]
 h_6 : Entalpía del Agua Condensada [kJ/kg]
 \varnothing_1 : Humedad Relativa Inicial [%]
 \varnothing_2 : Humedad Relativa Deseada de Proceso [%]
 \varnothing_3 : Humedad Relativa al Final del Proceso [%]
 w_1 : Humedad Específica del Aire a la Entrada del Equipo [$kg_{H_2O} / kg_{aire\ seco}$]
 w_2 : Humedad Específica Deseada de Proceso [$kg_{H_2O} / kg_{aire\ seco}$]
 w_3 : Humedad Específica al Final del Proceso [$kg_{H_2O} / kg_{aire\ seco}$]
 ΔT_{Ln} : Temperatura Media Logarítmica [°C]
 U : Coeficiente Global de Transferencia de Calor [$W/m^2\text{C}$]

- F: Factor de Corrección por Tipo de Intercambiador de Calor [-]
- h_i : Coef. Transferencia de Calor por Convección Interior Tubos [$W/m^2\text{°C}$]
- h_e : Coef. Transferencia de Calor por Convección Exterior Tubos [$W/m^2\text{°C}$]
- n_1 : Número de Tuberías por Fila en el Equipo Condensador [-]
- n_2 : Número de Filas en el Equipo Condensador [-]
- h_{ent} : Entalpía del Agua que Entra al Equipo Calentador de Agua [kJ/kg]
- h_{sal} : Entalpía del Agua que Sale al Equipo Calentador de Agua [kJ/kg]

BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS

- [1] Clasificaciones de aguas según la Organización Mundial de la Salud (OMS).
- [2] National Geographic Magazine, “*Water*”, April 2010.
- [3] <http://www.nuevatribuna.es/articulo/medio-ambiente/-es-la-desalacion-el-futuro-del-agua-en-el-mundo/20110723190425058416.html>
- [4] <http://noti.hebreos.net/enlinea/2010/05/31/6862/>
- [5] <http://tele13.canal13.cl/nacional/sequia-en-chile-podria-generar-mayores-costos-energeticos>.
- [6] “Construyendo el Mañana”, programa emitido por Discovery Channel, 2008
- [7] “Tecnologías de proceso para desalinización de aguas”, Lucía B. Ramilo, Susana M. Gómez de Soler, Norberto R. Coppari.
- [8] Revista National Geographic, “Reporte Especial: Agua”, Abril de 2010.
- [9] “Tecnologías de proceso para desalinización de aguas”, Lucía B. Ramilo, Susana M. Gómez de Soler, Norberto R. Coppari.
- [10] “Consumo de Agua en la Minería del Cobre 2009”, Comisión Chilena del Cobre, Octubre 2010.
- [11] “Estudio de Consumo de Agua potable 2009”, Superintendencia de Servicios Sanitarios, Gobierno de Chile.
- [12] “Buenas prácticas y uso eficiente del agua en la industria minera”, Comisión Chilena del Cobre, 2009.
- [13] “Estudio de la Desalación de Agua de Mar por el Proceso de Ósmosis Inversa”, Marta Castillo Tobías.
- [14] “Termodinámica” 6^{ta} edición, Yunus Cengel, capítulo 11, pág. 617.

- [15] "ASME Code for Pressure Piping, B31", ASME B31.5-2001, Chapter II: Design, paragraph 501.2.4, page 6.
- [16] "ASME Code for Stainless Steel Pipe", ASME B36.19-1985, Table 2, page 3.
- [17] <http://www.minergia.cl>; Ministerio de Energía.

ANEXOS

A.1 Representación Maqueta Virtual.

A.2 Plano Planta & Elevación Desalinizadora.

A.3 Tabla "Reporte Tarifas de Electricidad", Ministerio de Energía de Chile.

A.4 Ficha técnica "Refrigerante R-134A".

A.5 Ficha técnica equipo "Ventilador Centrífugo marca SODECA".

A.6 Ficha técnica cañerías acero tipo "Súper Duplex #2507".

A.7 Norma técnica "American Society for Testing and Materials ASTM A789".

A.1 Representación Maqueta Virtual.

Documento se encuentra en CD adjunto.

A.2 Plano Planta & Elevación Desalinizadora.

Documento se encuentra en CD adjunto.

A.3 Tabla "Reporte Tarifas de Electricidad", Ministerio de Energía de Chile.

Período	Sectores Económicos		
	Industrial	Comercial	Residencial
Septiembre 2012	62,091	95,464	90,525
Agosto 2012	62,099	95,51	90,562
Julio 2012	62,146	95,805	90,815
Junio 2012	62,499	96,07	91,131
Mayo 2012	62,527	96,241	91,268
Abril 2012	62,522	96,195	91,231
Marzo 2012	62,508	96,109	91,136
Febrero 2012	62,494	96,007	91,048
Enero 2012	62,482	96,381	90,962
Diciembre 2011	70,667	104,611	99,604
Noviembre 2011	70,608	104,251	84,141
Octubre 2011	77,21	110,67	105,87
Septiembre 2011	77,19	110,84	105,75
Agosto 2011	77,18	110,52	105,74
Julio 2011	77,17	110,45	105,67
Junio 2011	75,38	108,52	103,74
Mayo 2011	75,37	108,43	103,65
Abril 2011	76,31	79,19	104,44
Marzo 2011	72,79	106,81	101,51
Febrero 2011	72,75	106,61	101,33
Enero 2011	72,76	106,67	101,38
Diciembre 2010	83,75	118,73	113,23
Noviembre 2010	83,74	118,66	113,17
Octubre 2010	78,13	113,28	107,57
Septiembre 2010	78,13	113,3	107,59
Agosto 2010	78,11	113,21	107,49
Julio 2010	78,1	113,12	107,42
Junio 2010	78,05	112,85	107,18

Período	Sectores Económicos		
	Industrial	Comercial	Residencial
Mayo 2010	78,02	112,7	107,04
Abril 2010	71,29	105,68	100
Marzo 2010	69,01	103,03	97,44
Febrero 2010	75,55	110,99	104,88
Enero 2010	75,57	111,08	104,96
Diciembre 2009	75,64	111,44	105,27
Noviembre 2009	75,64	111,44	105,28
Octubre 2009	79,03	115,19	108,89
Septiembre 2009	87,64	125,13	118,48
Agosto 2009	87,7	125,47	118,77
Julio 2009	87,71	125,55	118,83
Junio 2009	87,75	125,74	118,99
Mayo 2009	87,79	125,99	119,2
Abril 2009	96,71	135,39	128,59
Marzo 2009	96,76	135,67	128,83
Febrero 2009	96,83	136,08	129,2
Enero 2009	96,9	138,51	129,6
Diciembre 2008	100,62	140,39	133,48
Noviembre 2008	102,14	141,73	135,31
Octubre 2008	91,04	128,86	122,82
Septiembre 2008	90,95	128,35	122,34
Agosto 2008	90,85	127,78	121,79
Julio 2008	83,93	118,63	113,21
Junio 2008	83,76	117,67	112,3
Mayo 2008	94,18	128,68	123,25
Abril 2008	86,34	121,18	115,46
Marzo 2008	86,38	121,4	115,65
Febrero 2008	86,37	121,35	115,59

Período	Sectores Económicos		
	Industrial	Comercial	Residencial
Enero 2008	75,7	109,97	104,31
Diciembre 2007	75,72	109,97	104,29
Noviembre 2007	68,39	102,48	96,72
Octubre 2007	68,35	102,24	96,47
Septiembre 2007	61,53	94,76	89,13
Agosto 2007	61,47	94,4	88,77
Julio 2007	56,27	88,55	82,91
Junio 2007	53,96	86,08	80,46
Mayo 2007	53,9	85,72	80,11
Abril 2007	53,88	85,61	80,01
Marzo 2007	53,84	85,42	79,85
Febrero 2007	53,84	85,44	79,89
Enero 2007	53,84	85,44	79,89
Diciembre 2006	53,88	85,61	80,04
Noviembre 2006	53,92	85,84	80,29
Octubre 2006	46,56	77,34	72,2
Septiembre 2006	46,51	77,06	71,94
Agosto 2006	46,43	76,64	71,55
Julio 2006	46,34	76,16	71,12
Junio 2006	46,28	75,85	70,84
Mayo 2006	46,2	75,39	70,39
Abril 2006	48,31	77,27	72,35
Marzo 2006	48,29	77,21	68,44
Febrero 2006	44,6	73,01	68,15
Enero 2006	44,63	73,2	68,33
Diciembre 2005	44,75	73,77	68,88
Noviembre 2005	48,64	77,99	73
Octubre 2005	46,82	76,11	71,07

Período	Sectores Económicos		
	Industrial	Comercial	Residencial
Septiembre 2005	46,82	76,09	71,04
Agosto 2005	46,79	75,93	70,88
Julio 2005	46,75	75,72	70,68
Junio 2005	46,74	75,68	70,64
Mayo 2005	38,72	67,08	62,04
Abril 2005	38,35	66,22	61,3
Marzo 2005	38,34	66,17	61,25
Febrero 2005	38,33	66,12	61,21
Enero 2005	38,39	66,44	61,53
Diciembre 2004	38,45	66,71	61,77
Noviembre 2004	38,4	66,45	61,52
Octubre 2004	40,43	71,18	64,32
Septiembre 2004	40,4	70,99	64,15
Agosto 2004	37,56	66,65	60,45
Julio 2004	37,49	66,21	60,06
Junio 2004	37,41	65,68	59,61
Mayo 2004	37,35	65,35	59,33
Abril 2004	32,12	59,86	53,8
Marzo 2004	32,1	59,74	53,7
Febrero 2004	32,13	59,94	53,87
Enero 2004	35,23	64,14	57,64
Diciembre 2003	35,3	64,58	58,03
Noviembre 2003	35,89	65,93	59,06
Octubre 2003	35,89	65,9	59,03
Septiembre 2003	35,57	65,23	58,43
Agosto 2003	35,57	65,23	58,42
Julio 2003	35,57	65,29	58,48
Junio 2003	35,64	65,7	58,84

Período	Sectores Económicos		
	Industrial	Comercial	Residencial
Mayo 2003	35,62	65,63	58,77
Abril 2003	34,23	63,11	56,69
Marzo 2003	34,17	62,68	56,3
Febrero 2003	34,17	62,73	56,35
Enero 2003	34,21	62,98	56,57
Diciembre 2002	34,23	63,08	56,66
Noviembre 2002	34,18	62,75	56,36
Octubre 2002	32,69	59,9	54,07
Septiembre 2002	32,65	59,7	53,88
Agosto 2002	32,64	59,59	53,78
Julio 2002	32,63	59,52	53,73
Junio 2002	32,59	59,24	53,49
Mayo 2002	32,57	59,14	53,39
Abril 2002	34,72	61,24	55,56
Marzo 2002	34,71	61,12	55,45
Febrero 2002	34,74	61,33	55,63

Período	Sectores Económicos		
	Industrial	Comercial	Residencial
Enero 2002	34,79	61,65	55,9
Diciembre 2001	34,86	62,12	56,32
Noviembre 2001	34,83	61,9	56,13
Octubre 2001	34,14	60,27	54,87
Septiembre 2001	34,12	60,12	54,73
Agosto 2001	33,75	59,57	54,24
Julio 2001	31,49	56,58	51,53
Junio 2001	31,46	56,38	51,35
Mayo 2001	31,45	56,33	51,3
Abril 2001	29	52,01	47,82
Marzo 2001	29,01	52,06	47,86
Febrero 2001	29,02	52,16	47,94
Enero 2001	29,02	52,13	47,91
Diciembre 2000	29,03	52,19	47,97
Noviembre 2000	28,98	51,89	47,7
Octubre 2000	27,25	54,08	48,77

A.4 Ficha técnica “Refrigerante R-134A”.

A.5 Ficha técnica equipo “Ventilador Centrífugo marca SODECA”.

A.6 Ficha técnica cañerías acero tipo “Súper Duplex #2507”.

A.7 Norma técnica "American Society for Testing and Materials ASTM A789".