



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
Facultad Regional Concepción del Uruguay
INGENIERIA ELECTROMECHANICA

PROYECTO FINAL DE CARRERA
(P F C)

Posibilidad de calefacción del agua en piletas recreativas
de parque acuático

Proyecto Nº:
PFC 1505B

Autores:
Bechelli, Dino
Valentín
Marcó Munilla,
Andrés Ernesto

Tutor:
Ing. Martín, Matías

Dirección de
Proyectos:
Ing. Puente, Gustavo
Ing. De Marco, Luis

AÑO 2015

Abstract

Possibility of heating water in recreational pool for a water park

Colón, Entre Ríos, Argentina is in a mild weather region. Its average temperature range may vary from 23° to 26 C degrees during summer.

Moreover the city is located at Uruguay River's coast, is near the Uruguayan city Paysandú and has hot springs waters.

As a result of its natural resources and geographical location Colón is a place chosen by many people to visit. Therefore the city was able to earn good profit out of tourism.

Hot springs waters are the main attraction the city has during the winter and are a good choice during the whole year.

This hot springs not only offer swimming pools for relaxation but also has recreational facilities. Nowadays the later uses cold water, which allows their usage only a few months for year during summertime (November to March).

We analyzed the possibility of heating some of the recreational pools. To achieve our aim we had to analyze the heatloss of the system. From this research we were able to point out the different thermal requirements and the appropriate heating system.

Posibilidad de calefacción del agua en pileta recreativa de parque acuático

La localidad de Colón, Entre Ríos, Argentina, está ubicada en una región de clima templado, con temperaturas que rondan los 23-26°C de promedio en la época de verano.

Esto, añadido a que está ubicada en la costa del Río Uruguay, a su cercanía con la ciudad Uruguaya de Paysandú y que posee aguas termales, hace que sea un lugar elegido por muchos turistas.

La ciudad ha sabido aprovechar de manera muy adecuada estas ventajas, obteniendo grandes ganancias económicas a partir del turismo. Para el ya mencionado sector, las termas son la principal atracción durante el invierno y brindan una alternativa todo el año.

Las Termas de Colón, no sólo poseen para sus clientes piletas termales para relajación, cuenta también con otras a las que se les da una función recreativa.

Actualmente, estas piletas para entretenimiento utilizan agua a temperatura ambiente, lo que lleva a que solo puedan ser factibles durante la temporada de verano principalmente (de noviembre hasta marzo).

El proyecto analizó la posibilidad de calefaccionar algunas de las piletas recreativas. Para ello, se debió realizar una modelación y análisis del comportamiento de las pérdidas de calor del sistema. A partir de estos estudios se determinaron las necesidades y sistemas de calefacción apropiados.

Agradecimientos

Con la realización de este proyecto culmina nuestro estudio de grado, por tal motivo es el momento para agradecer a todas las personas que de una manera directa o indirecta han hecho posible alcanzar esta etapa tan especial.

En primer lugar darle las gracias a nuestra familia por el apoyo que nos brindaron desde el primer día que decidimos estudiar esta carrera, a todas las personas que conforman esta institución y que dedicaron su tiempo a ofrecernos sus conocimientos y experiencias profesionales propias, a nuestros amigos que nos dieron sus consejos e hicieron mucho más agradable estos seis años de estudio. Muchas gracias a todos.

ÍNDICE GENERAL

Introducción	7
Situación problemática	8
Objetivos, alcances y factibilidad	9
Estimación del impacto	10
Estrategia y plan de trabajo	10
Marco teórico	10
Ingeniería básica	11
Ingeniería de detalles	25
Memoria de cálculo	41
Anexos	93

Introducción

El predio tiene una superficie de 50.000 m^2 , cuenta con un amplio parque, espacios verdes y diversos atractivos para los visitantes, ya sea para relajación como así también para entretenimiento (parque acuático).

Cuenta con trece piletas con agua dulce (por su temperatura de pozo es hipotermal) para relajación de distintas profundidades y temperaturas, diez de ellas son al aire libre y las restantes cubiertas. Para que este sector funcione durante todo el año se le realiza un aporte de calor al agua mediante un sistema de calefacción con una caldera humo-tubular de 3 pasos.

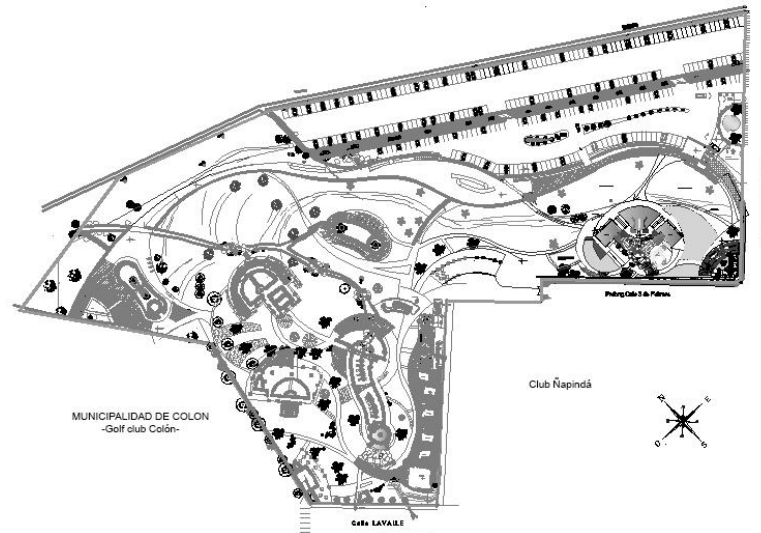


Figura 1

El parque acuático presenta tres piletas con agua a temperatura ambiente. Una de ellas con tres toboganes de poca pendiente, el segundo tiene un tobogán con mayor pendiente y otro en espiral, mientras que el tercero tiene un tobogán con pendiente intermedia y tres carriles y uno de doble espiral. Por las características mencionadas la tercera es la de mayor atractivo.



Figura 2

Situación Problemática

Uso anual limitado para la explotación recreativa, esto se debe a la amplia variación de temperatura durante el año. En el siguiente gráfico se representa esta cuestión, según datos de Dirección de Hidráulica de Entre Ríos correspondientes al año 2014.¹

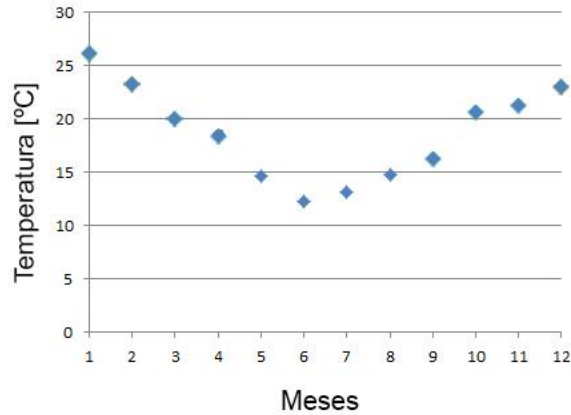


Figura 3

Durante la temporada de verano la temperatura media varía entre 23 y 26 °C mientras que de mayo a agosto se tiene un promedio de 14 °C.

Como el parque acuático utiliza agua a temperatura ambiente, en días fuera de temporada de verano no es factible su aprovechamiento ya que no se genera una situación de confort para el cliente.

Desde el punto de vista económico, el bajo uso del parque significa un mal aprovechamiento de la inversión realizada.

Por otro lado, se genera un aspecto visual negativo para el complejo termal, ya que el parque se encuentra próximo a la entrada del predio y es algo muy llamativo desde lejos (por el tamaño de los toboganes, sus colores, etc.). Esto le quita atractivo e interés para alguien que ve dicha situación desde afuera, generando una disminución de clientes.

¹ <http://www.hidraulica.gob.ar/ema/ema-colon/NOAAPRYR.TXT>

Objetivos y alcances

Objetivo principal

- **Extender el periodo de uso del parque acuático.**

Se fija como propósito trabajar de septiembre hasta abril inclusive, agregándole a la temporada de verano cuatro meses (tres al inicio y uno al final).

Objetivos Secundarios

- **Ampliar la instalación térmica existente.**

De esto se derivan las siguientes metas:

1. Determinar el modelo de pérdidas de calor para los toboganes.
2. Calcular las pérdidas de calor del sistema total.
3. Calcular el calor total necesario para mantener el sistema.
4. Calcular / Seleccionar el intercambiador de calor y otros componentes de la instalación.
5. Establecer los tipos y formas de aislación necesarios.

Por lo tanto los alcances del proyecto son:

- a. Cálculo térmico del modelo o instalación.
- b. Determinación de la carga térmica.
- c. Selección del intercambiador de calor.
- d. Cálculo y diseño de aislaciones térmicas.
- e. Verificación de aptitud de la caldera.
- f. Diseño del circuito hidráulico.
- g. Selección de bombas para circuitos hidráulicos.
- h. Sistema de control de temperatura.
- i. Presupuesto de materiales/ montaje.
- j. Determinar la rentabilidad del proyecto.

Quedando excluidos del mismo los siguientes puntos:

- Selección de caldera, siempre y cuando la existente verifique.

Factibilidad

El proyecto será factible si la relación costo y ganancias es positiva para un aprovechamiento del 30% con respecto a la temporada alta.

INGENIERÍA BÁSICA

Contenido

1. Circuito de calefacción.....	13
1.1. Piletas	14
1.2. Duchas	14
1.3. Intercambiador de calor.....	15
1.4. Caldera	16
1.5. Tanque de expansión.....	16
2. Sistema de bombeo	16
3. Tuberías y accesorios.....	18
4. Aislaciones térmicas	18
5. Control de temperatura.....	19
6. Instalación de gas	20
7. Impacto ambiental.....	22

1. Circuito de calefacción

Actualmente el agua del parque acuático viene directamente del pozo, sin aporte externo de energía (Fig.4).

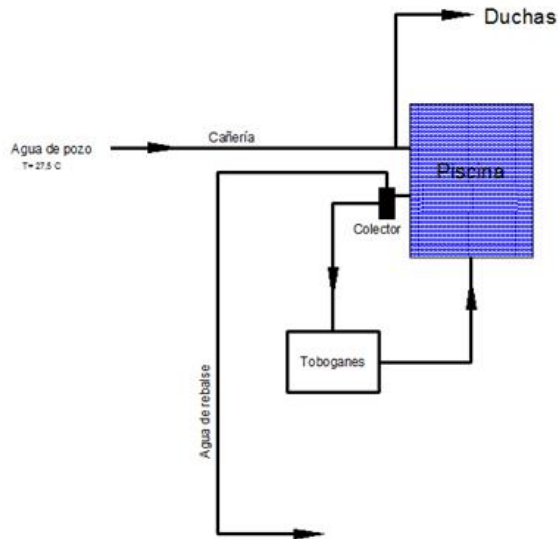


Figura 4

Básicamente se propone aportar calefacción mediante un sistema de caldera e Intercambiador de calor (fig5).

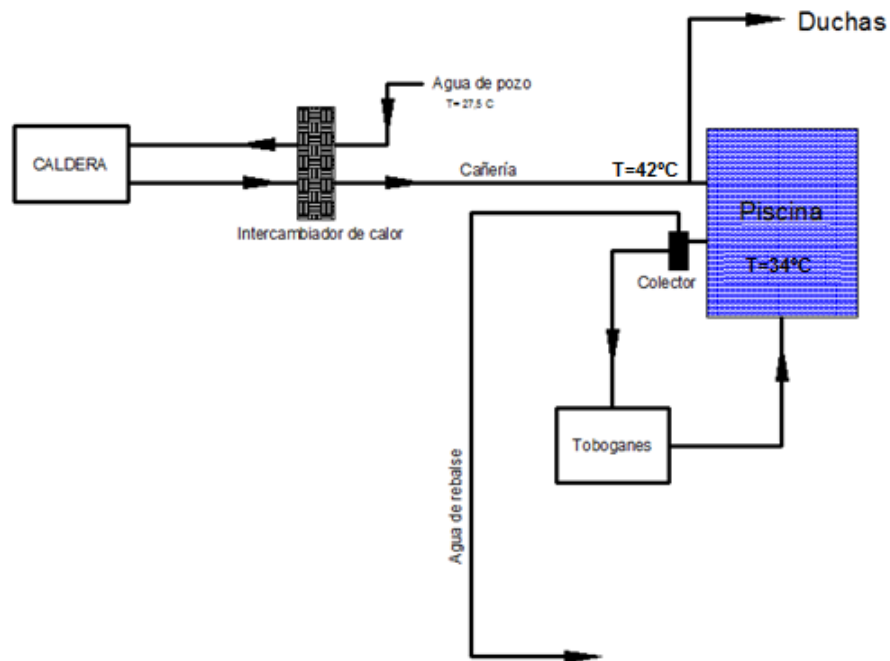


Figura 5

El agua que entrega el intercambiador se utilizará para calefaccionar dos piletas y para el uso de duchas.

1.1. Piletas

Se las pretende mantener a 34°C, aportando un caudal de agua con a 42°C.

La temperatura de las piscinas es un requerimiento del propietario, ya que de esta manera coincide con la más baja del complejo termal. Por otro lado la temperatura de aporte se eligió pensando en no afectar a los bañistas.

Los cálculos térmicos de las piletas y toboganes se desarrollan en los apartados 2.1 a 2.3 de la memoria de cálculo.

1.2. Duchas

Su temperatura es igual a la del caudal de aporte de las piletas.



Figura 6

Se observa que las duchas se encuentran cerca de las piletas pero lejos de la entrada a los toboganes, lo que en épocas de temperaturas ambientales bajas presenta inconvenientes para las personas que ingresan a tirarse a los mismos. Por este motivo se plantea la posibilidad de agregar dos duchas más, ubicadas junto al lugar de ingreso de los tres toboganes, quedando más cerca también del tobogán doble rulo.

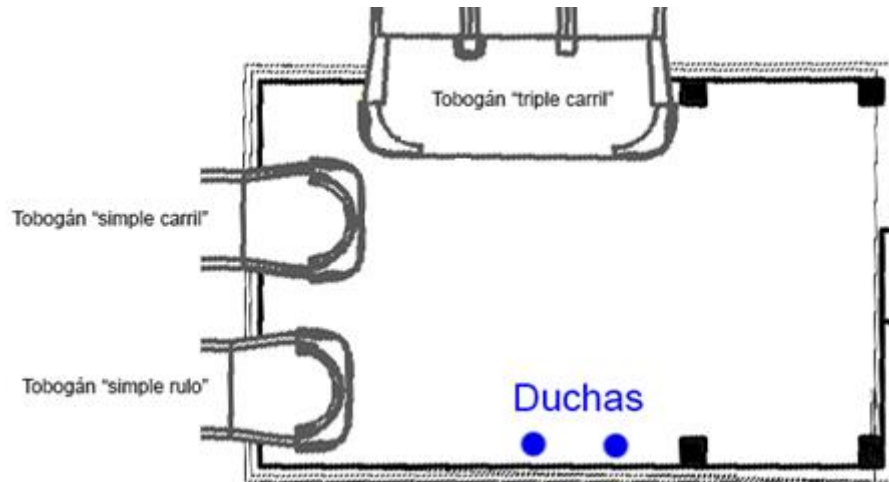


Figura 7

Los cálculos relacionados con este punto se tratan en el apartado 2.4 de la memoria de cálculo.

1.3. Intercambiador de calor

Se usará un intercambiador de placas. La elección se basa debido a sus características de compacidad, alto coeficiente de transferencia global de calor y posibilidad de ser instalado junto sin mayores dificultades justo al resto de los equipos de la sala de máquinas.

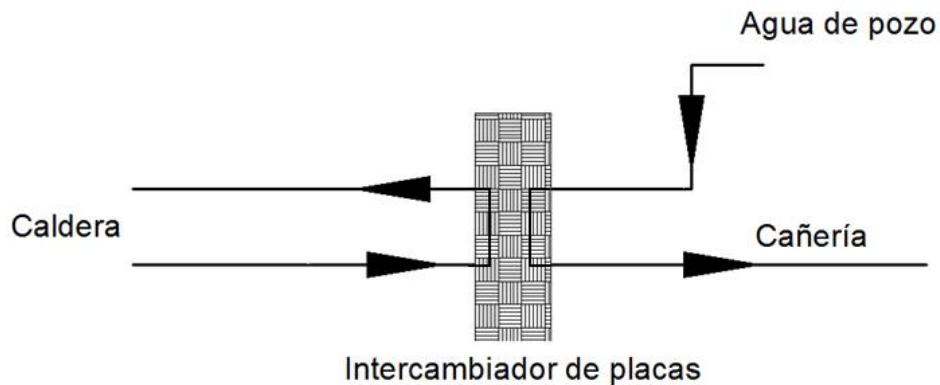


Figura 8

El agua de pozo tiene una temperatura de $27,5^{\circ}\text{C}$ y se la calienta hasta 44°C .

Este tema se desarrolla en el punto 4 de la memoria de cálculo.

1.4. Caldera

Se seleccionará una caldera para cubrir la solicitud de potencia del parque (coincidiendo con la capacidad del intercambiador de calor), pensando en que esta abastezca al mismo y dejando un margen a disposición del complejo termal. En época de invierno, cuando no se utiliza el parque, toda esta potencia quedará para cubrir los requerimientos del complejo termal.

La nueva caldera será del mismo tipo que la existente (humotubular de tres pasos). Se conectará al circuito de agua caliente de la otra, debiendo tener una temperatura de salida de 80°C.

Es necesario proyectar una ampliación de la sala de calderas.



Figura 9

Este punto está desarrollado en el apartado 5 de la memoria de cálculo y en el apartado 2 de la ingeniería de detalle.

1.5. Tanque de expansión

El circuito de agua caliente cuenta con un tanque de expansión para compensar el aumento de volumen de agua al ponerse en régimen la caldera. Cuando el agua del circuito se encuentra a temperatura ambiente el nivel se regula al 50%, incrementándose aproximadamente en un 20% en la condición de régimen de la caldera.

Se bajará el punto de regulación del nivel de líquido, para que en estado de régimen se mantenga el que se tenía.

Se agregarán conexiones al tanque de expansión para unirlo a la parte nueva del circuito de agua.

Lo referido al punto de regulación del nivel de líquido se trató en el punto 6.1 de la memoria de cálculo, mientras que los detalles constructivos del tanque se ven en el plano 5 de los anexos.

2. Sistema de bombeo

Para hacer funcionar el sistema de calefacción se deben instalar bombas que movilicen el agua de los dos circuitos descritos.

Se debe adaptar el circuito hidráulico que se tiene para que se ajuste a los nuevos requerimientos.

Actualmente el parque acuático es alimentado de la siguiente manera.

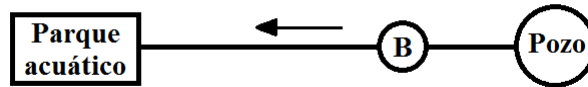


Figura 10

La bomba que se utiliza es una Grundfos CR 64-1-1.

Por otro lado, el circuito que alimenta al sector termal del predio es el siguiente:

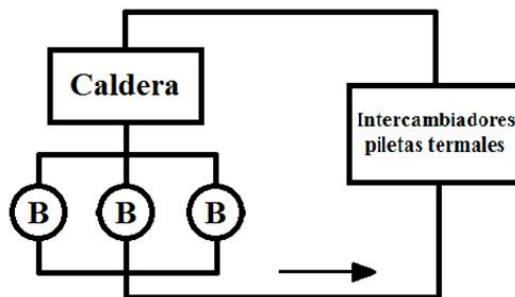


Figura 11

Posee tres bombas Grundfos CR 15-3.

Se unirán los dos circuitos mediante el intercambiador de calor. El esquema resultante es:

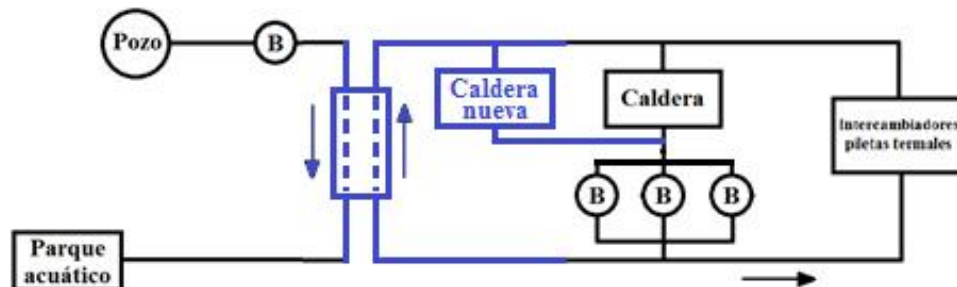


Figura 12

De ser adecuadas para las nuevas exigencias, se utilizarán las mismas bombas. En caso de hacer modificaciones se intentará instalar bombas de similares características, de esta manera se logra estandarizar equipos y reducir el stock de repuestos facilitando el mantenimiento.

El cálculo hidráulico se hace en el punto 7 de la memoria de cálculo.

3. Tuberías y accesorios

Con motivo de respetar los criterios con que se hicieron los circuitos de agua del complejo y para evitar tener problemas de compatibilidad en las conexiones se utilizarán cañerías de PVC unidas mediante termofusión, respetando los diámetros utilizados en el complejo.

Las válvulas y demás accesorios también serán similares a los utilizados.

Los circuitos de agua se ven en los planos 3 y 4 de los anexos, mientras que la selección de tuberías y accesorios se ve en los puntos 6 y 7 de la ingeniería de detalle.

4. Aislaciones térmicas

Parque acuático

No se debe perder de vista que el proyecto se realiza en un parque acuático cuya finalidad es la recreación por lo que el confort y atractivo visual son puntos muy importantes. Por otra parte la mayor utilización del parque se da en la temporada de verano.

Para reducir el impacto visual y requerimiento del propietario se elimina la posibilidad de techar las piscinas y los toboganes aunque esto reduciría las pérdidas de calor.

Piletas

Se las recubrirá con una manta térmica durante el período en que permanecen cerradas para facilitar la puesta en régimen al día siguiente.

En el punto 3.1 de la memoria de cálculo se ve la importancia térmica de utilizarlas.

Cañería principal (desde el intercambiador de calor al parque)

Debido a la dificultad de montaje y mantenimiento que significaría aislar la tubería de agua enterrada y por ser de un material con poca conductividad térmica, la misma no se aislará.

Cañería secundaria

No se considera necesario aislarlas ya que en el complejo existen tuberías con idénticas características, cuya temperatura exterior es similar a la ambiente (incluso en días fríos).

Tanque de expansión

Se aislarán las paredes y el techo del tanque de expansión para disminuir las pérdidas de calor. El material elegido para tal fin es lana mineral.

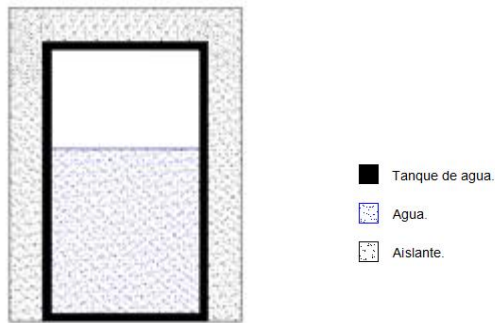


Figura 13

El cálculo de la aislación del tanque se hace en el punto 6.2 de la memoria de cálculo.

5. Control de temperatura

El sistema de control tiene por objetivo regular la temperatura del agua que se utiliza para calefaccionar las piletas. Éste trabajará sobre el intercambiador de calor, sensando la temperatura de salida del lado frío (variable de proceso) y actuando sobre el caudal del lado caliente (variable manipulada).

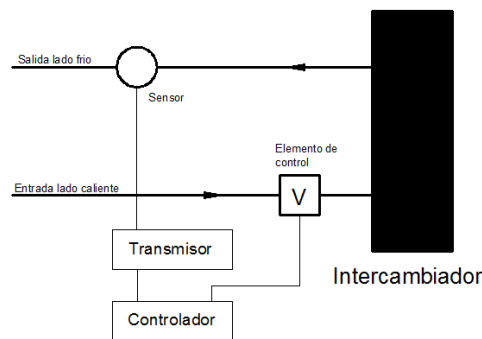


Figura 14

Se usará una Pt100 con transmisor para medir la temperatura y una electroválvula para actuar sobre el caudal. Cabe aclarar que esta última tiene un funcionamiento ON/OFF.

Se opta por un control del tipo ON/OFF debido a que en elementos de transmisión de calor existe una inercia térmica muy grande que hace que la pérdida de temperatura no sea tan rápida. Por otro lado los sistemas de control utilizados en los demás circuitos del complejo son del mismo tipo y muestran un adecuado funcionamiento.

La selección de los componentes mencionados se especifica en el apartado 5 de la ingeniería de detalle.

6. Instalación de gas

Se diseñará una planta de regulación primaria (PRM) que reemplace a la anterior, para abastecer el nuevo consumo de gas. La PRM anterior entregaba una presión regulada de 20 g/cm^2 , mientras que la nueva será de 160 g/cm^2 . Este cambio de presión se hace necesario debido al aumento del consumo de gas.

Para poder seguir utilizando la caldera vieja se debe hacer además una planta de regulación secundaria (PRS) que baje la presión de 160 a 20 g/cm^2 . Para esto se reutilizarán los equipos de la PRM anterior.

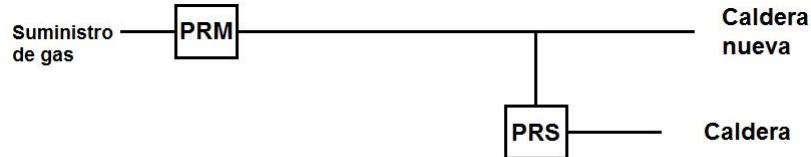


Figura 15

La PRM nueva se montará en el mismo lugar donde está la actual, mientras que la PRS estará ubicada dentro de la sala de calderas, cercano al equipo que alimenta.

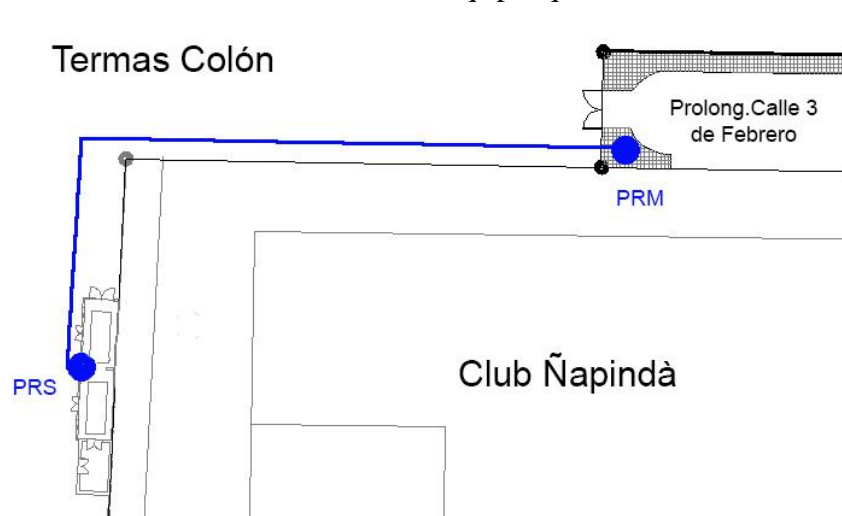


Figura 16

Por otro lado, se debe diseñar el nuevo circuito de gas, PRM, PRS, cañerías, etc.

PRM

Al aumentar la presión regulada la PRM debe ser diseñada según el reglamento para instalaciones industriales. La norma utilizada es la NAG 201.

El layout propuesto es el siguiente.

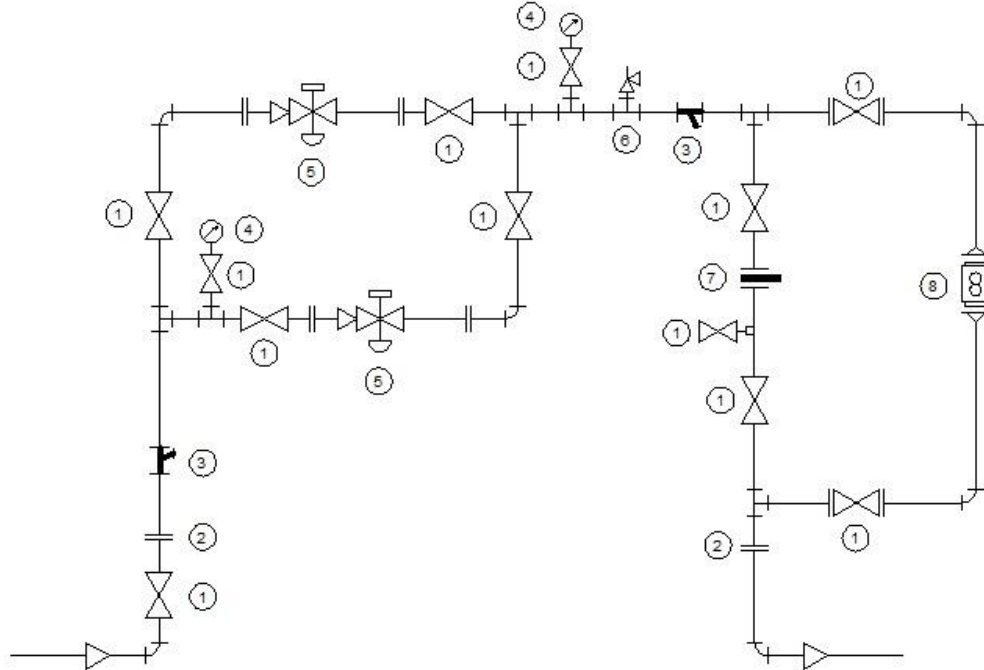


Figura 17

Ítem	Accesorios
1	Válvula esférica de 1/4 vuelta
2	Junta dieléctrica
3	Filtro tipo "Y"
4	Manómetro
5	Regulador de presión
6	Válvula de alivio
7	Válvula ocho
8	Medidor

Tabla 1

PRS

El layout propuesto es el siguiente.

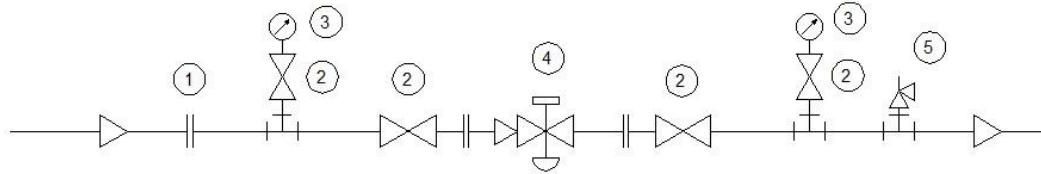


Figura 18

Ítem	Accesorios
1	Junta dieléctrica
2	Válvula esférica
3	Manómetro
4	Regulador de presión
5	Válvula de alivio

Tabla 2

Los diámetros necesarios las las tuberías principales (figura15) se determinan en el punto 8 de la memoria de cálculo. Por otro lado, el detalle de los componentes de PRM y PRS está fuera de los alcances de este proyecto.

7. Impacto ambiental

El complejo termal usa agua dulce que se calienta a la temperatura de las distintas piletas. Una vez utilizada esta es transportada por un canal abierto hasta el arroyo Artalaz, que desemboca al río Uruguay.



Figura 19

Este canal presenta una longitud aproximada de 350 metros.



Figura 20

De acuerdo con el decreto 5837 de la ley provincial 6260, se estipula para la descarga de líquidos a cursos de agua una temperatura inferior a 45°C.

Parámetros	Límites Permitidos	
	A colector cloacal	A curso de agua
1. pH	5,5 a 10	5,5 a 10
2. Sustancia soluble en éter etílico	<100 mg/lit	<100 mg/lit
3. Aceites Minerales	<10 mg/lit	<10 mg/lit
4. Sulfuro	<1 mg/lit	<1 mg/lit
5. Sólido sedimentable en 10 min.	<5,0 ml/lit	<5,0 ml/lit
6. Sólido sedimentable en 2 hs.	(1)	(2)
7. Sólido flotante	(3)	No debe contener
8. Temperatura	<45°C	<45°C
9. Demanda bioquímica de oxígeno	(4)	(5)
10. Oxígeno consumido	(6)	(7)
11. Demanda de Cloro	(8)	(8)
12. Cianuro	<0,1 mg/lit	<0,1 mg/lit
13. Cromo hexavalente	<0,2 mg/lit	<0,2 mg/lit
14. Cromo trivalente	<2 mg/lit	<2 mg/lit
15. Sustancia reactivas al azul de metileno	<2 mg/lit	<2 mg/lit
16. Cadmio	<0,1 mg/lit	<0,1 mg/lit
17. Plomo	<0,5 mg/lit	<0,5 mg/lit
18. Mercurio	<0,005 mg/lit	<0,005 mg/lit
19. Arsénico	<0,5 mg/lit	<0,5 mg/lit
20. Sustancias Fenólicas	<0,5 mg/lit	<0,5 mg/lit

Figura 21

No presentándose inconveniente para el vaciado de las piletas del parque acuático, ya que la temperatura más alta de trabajo de las mismas no supera los 45°C.

En cuanto a los otros parámetros que regula el decreto para el vertido sobre cursos de agua, no se observa ninguno que esté presente en el desague.

INGENIERÍA DE DETALLE

Contenido

1. Resumen de cálculo térmico.....	27
2. Intercambiador de calor.....	28
3. Caldera.....	29
4. Tanque de expansión.....	31
4.1. Aislación.....	31
5. Bombas.....	33
6. Control de temperatura.....	34
7. Accesorios del circuito de agua.....	36
8. Cómputo de materiales y costo	37
9. Factibilidad del proyecto.....	39

1. Resumen de cálculo térmico.

A continuación se tiene un resumen del apartado 2 de la memoria de cálculo, para una temperatura de pileta de 28°C y de 34°C.

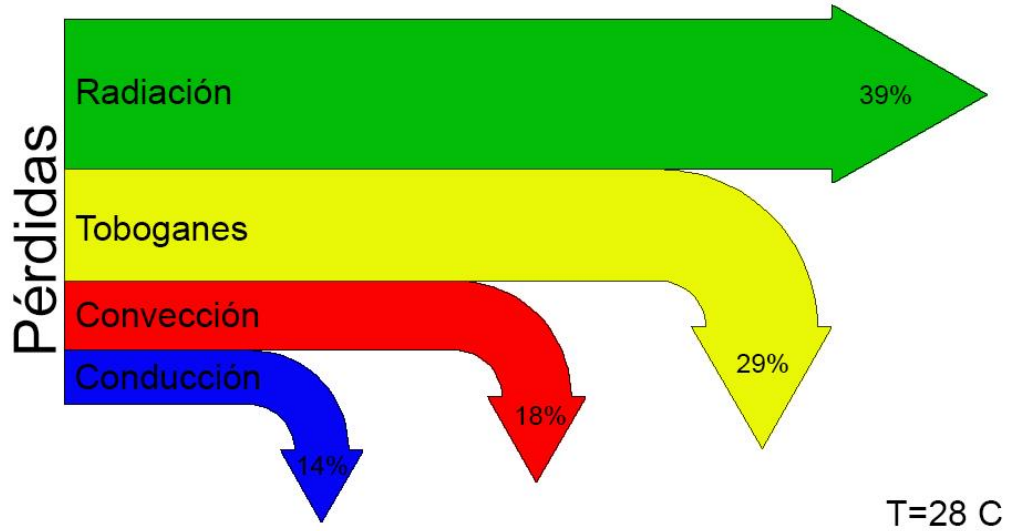


Figura 22

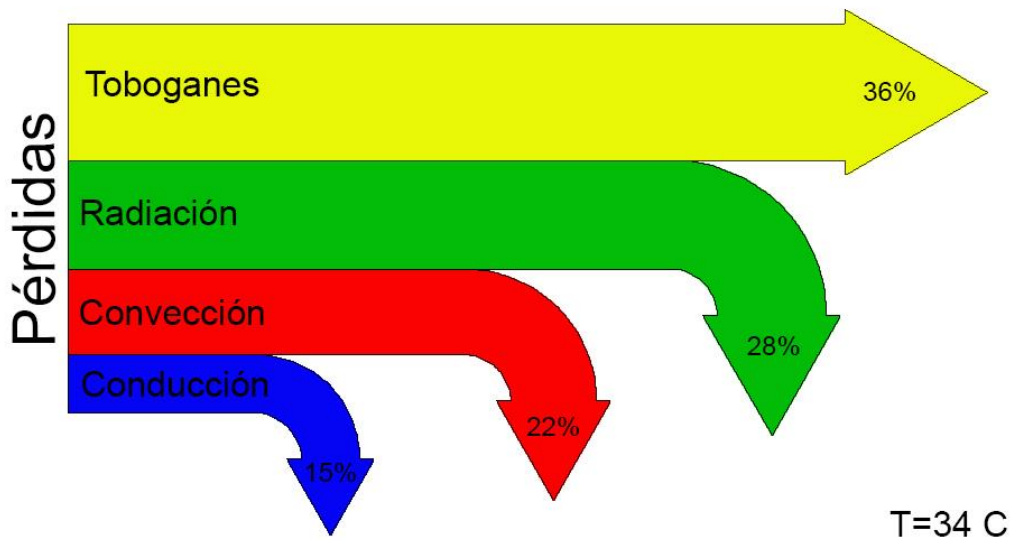


Figura 23

Resumen de cálculo		Temperatura de pileta		
		28°C	34°C	
Pérdidas de calor $\left[\frac{Kcal}{h}\right]$	Conducción	6726,3	11365,1	
	Convección	9097,5	17161	
	Radiación	19065	21437,7	
	Toboganes	14584	27524,8	
	Total	49473,2	77488,6	
Condiciones de entrada a pileta	Temperatura [°C]	35	42	
	Flujo másico $\left[\frac{Kg}{h}\right]$	Por pileta	7067,6	9686
		Duchas	6300	6300
		Total	20435	25672
Velocidad [m/s]	1,34	1,68		
Salida del intercambiador	Temperatura [°C]	36,5	44	

Tabla 3

2. Intercambiador de calor

Tipo: Intercambiador de placas desmontable.



Figura 24

Especificación técnica demandada.

$T_{E1} = 80^{\circ}\text{C}$	Entrada al primario de intercambiador (lado caliente).
$T_{S1} = 55^{\circ}\text{C}$	Salida del primario de intercambiador (lado caliente).
$T_{E2} = 27,5^{\circ}\text{C}$	Entrada al secundario del intercambiador (lado frío).
$T_{S2} = 44^{\circ}\text{C}$	Salida de secundario del intercambiador (lado frío).
$\dot{m} = 25,7 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$	Caudal del secundario.

$$\dot{Q}_{nec} = 500000 \frac{Kcal}{h} \quad \text{Calor que se debe aportar al secundario.}$$

$$p_t = 2 \frac{Kg}{cm^2} \quad \text{Presión de trabajo.}$$

$$p_d = 5 \frac{Kg}{cm^2} \quad \text{Presión de diseño.}$$

Material: Acero inoxidable, AISI 316.

Fluido de trabajo: Agua – Agua

Entendiéndose por primario al lado que recibe el agua de la caldera y secundario al que envía agua a las piletas.

Las variables que faltan definir, como es el caudal del lado primario, se dejan a consideración del fabricante para que tenga mayor libertad en su diseño.

3. Caldera

La caldera seleccionada es marca Boilermax, modelo HL 3 RC 70/5, Industria Argentina.



Figura 25

Posee un quemador automático marca Saacke Rosplet, molelo PAG 25 A2.

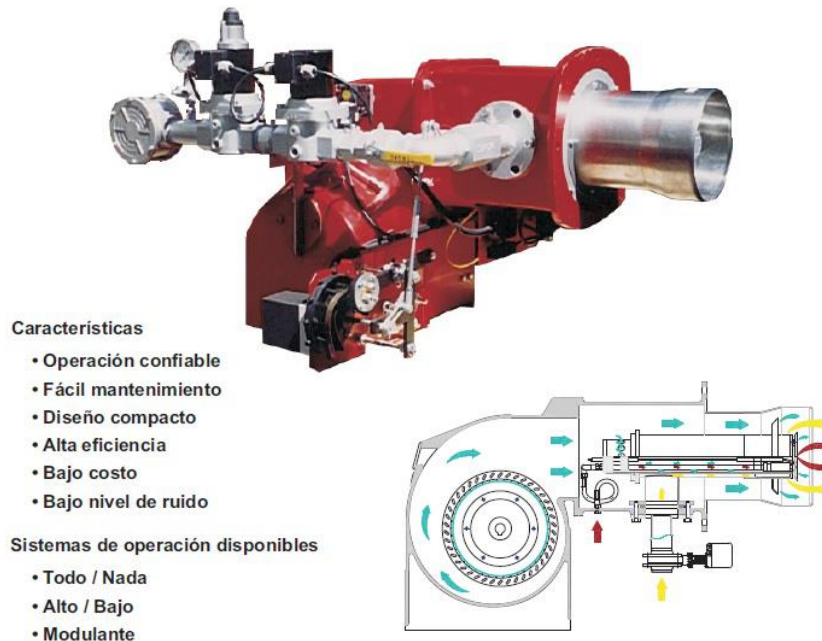


Figura 26

Especificaciones de diseño

• Tipo:	Humotubular 3 pasos
• Presión de diseño:	5 Kg./cm ²
• Presión de trabajo:	5 Kg./cm ²
• Combustible:	Gas natural
• Presión de gas natural:	160 g/cm ²
• Quemador marca:	Saacke Rosplet
• Consumo gas natural:	91,4 Nm ³ /h
• Capacidad térmica:	720.000 kcal/h
• Capacidad quemador:	795.454 kcal/h
• Rendimiento:	88 %
• Diámetro cuerpo:	1.300 mm
• Longitud cuerpo:	2.400/2.700 mm

- Espesor cuerpo: 6,4 mm
- Espesor hogar: 12,7 mm
- Volumen de agua caldera llena: 2.175 l
- Peso caldera vacía: 3.400 Kg

La caldera se entrega completa, con forro térmico, chimenea, tablero de comando eléctrico, termostato y elementos de seguridad (manómetro y válvula de seguridad). El quemador es automático.

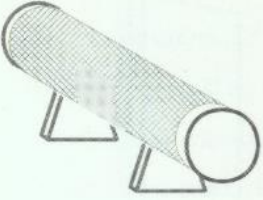
4. Tanque de expansión

De acuerdo al apartado 6.1 de la memoria de cálculo, el tanque de expansión debe tener un nivel de 0,64m cuando el agua se encuentra a temperatura ambiente, esto es el 40% de su volumen.


4.1. Aislación

Se usará aislante mineral en manta de 100mm de espesor, marca Termolana. Cantidad: 3 rollos.

Mantas CCT 80, 100, 120, 192



Las mantas CCT son fabricadas con lana de basalto Termolana especialmente impregnada en cuatro densidades. En una de sus caras lleva cosido un tejido gallinero galvanizado de malla 25 mm. con alambre galvanizado. Este producto puede entregarse cosido con otros materiales. Embalaje: polietileno.



Densidad:	Espesor (mm)	Largo (mm)	Ancho (mm)	Coefficiente de conductividad
CCP 80 aprox. 80 Kgs./m ³	25-100	2.000	1.000	CCT 80 = 0.033 W/mK
CCP 100 aprox. 100 Kgs./m ³				CCT 100 = 0.034 W/mK
CCP 120 aprox. 120 Kgs./m ³				CCT 120 = 0.035 W/mK
CCP 192 aprox. 192 Kgs./m ³				CCT 192 = 0.037 W/mK

Figura 27

Las mantas se ubican de la siguiente forma en el tanque:

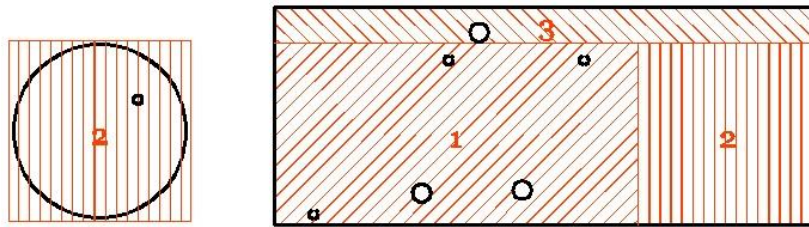


Figura 28

Para esto, las mantas se deben cortar como se muestra a continuación.

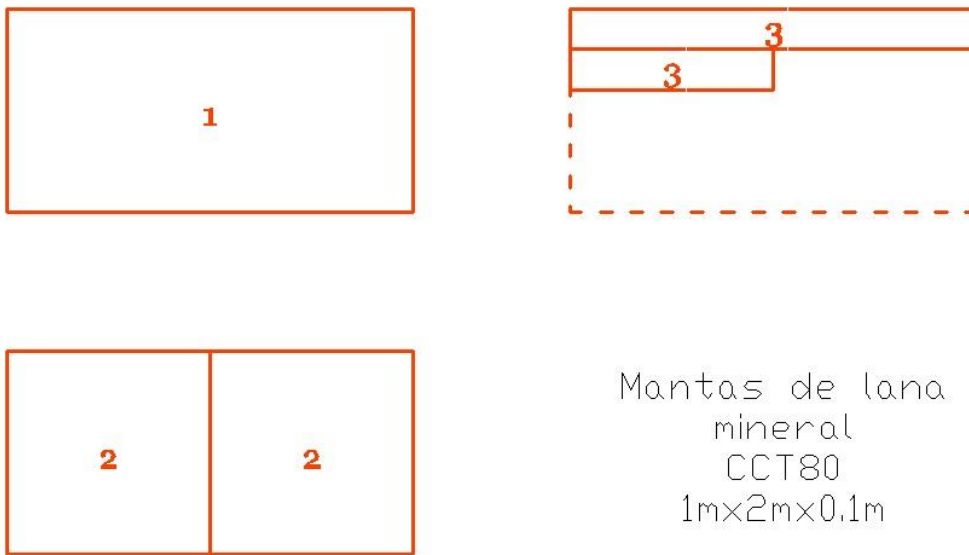


Figura 29

Para fijar el aislante al tanque se utilizará alambre. Además se usará un recubrimiento de chapa galvanizada como protección mecánica y del medio ambiente.



Figura 30

5. Bombas

El circuito del lado frío usará una bomba Grundfos CR 64-1-1 (Figura 31), mientras que para el lado caliente dos CR 15-3 (Figura 32).



Figura 31



Figura 32

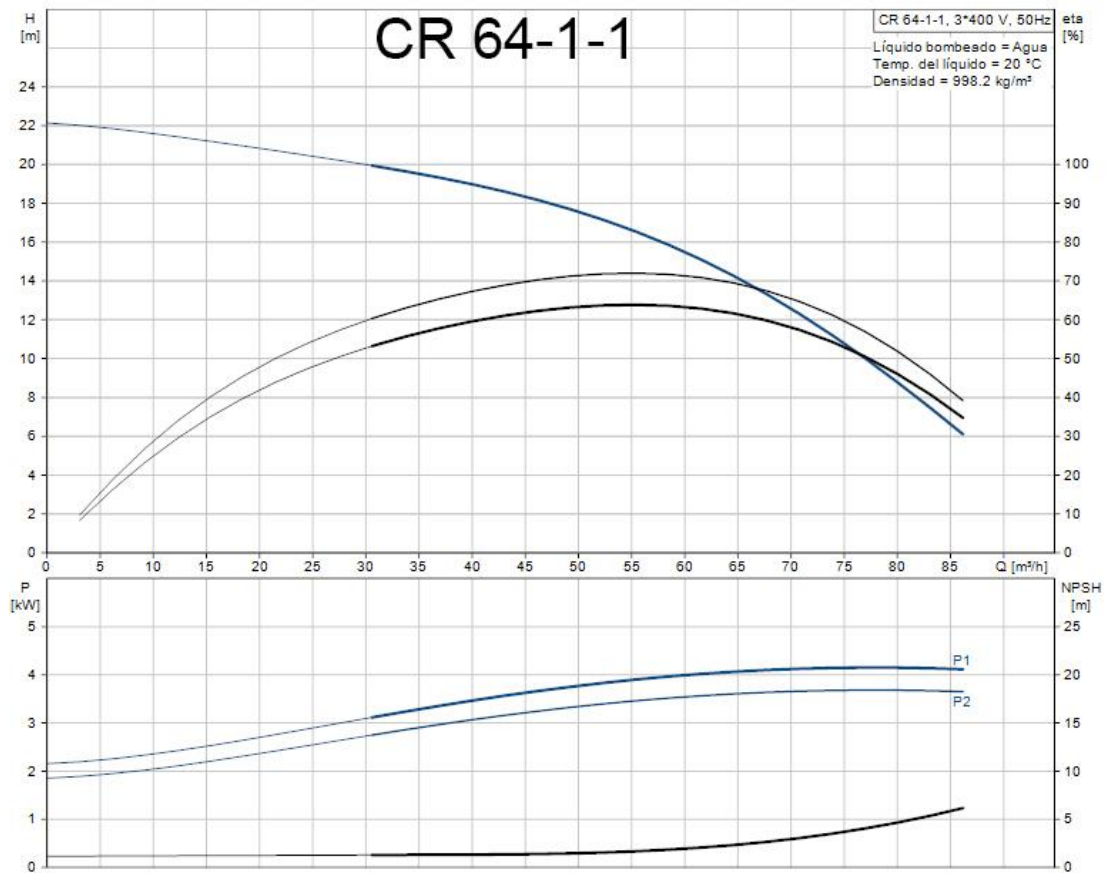


Figura 33

El caudal de trabajo es de $25,7 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$.

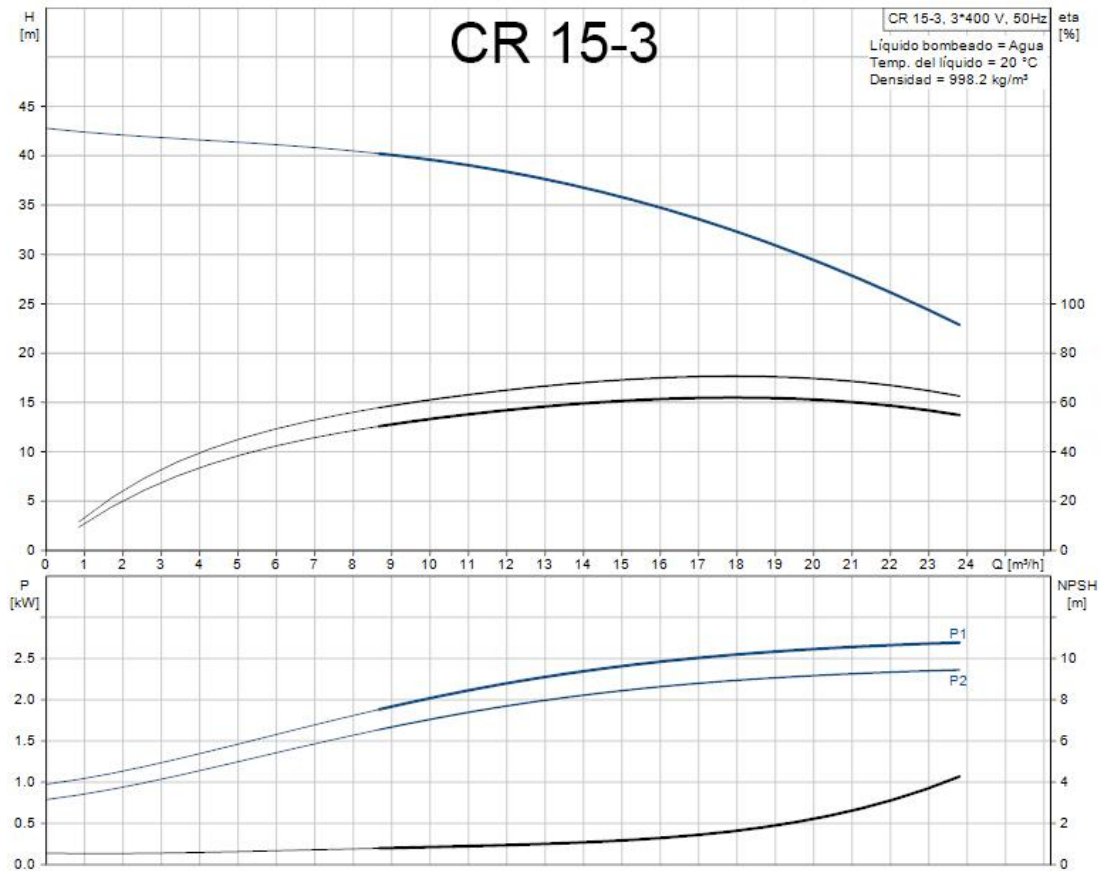


Figura 34

El caudal de trabajo es de $23,3 \frac{m^3}{h}$.

6. Control de temperatura

Los elementos seleccionados para tal fin son:

Electroválvula

- Válvula solenoide de 2 vías.
- Para cañería de 2"
- Normalmente cerrada (NC).
- Funciona mediante 24V C.A.



Figura 35

Se selecciona una válvula marca Jefferson, modelo 1342BE16T.

- Cuerpo de bronce.
- Conexiones roscadas NPT.
- Asiento de EPDM.
- $\Delta p_{m\acute{a}x} = 15 \text{ bar}$.
- Bobina MF11C, 50Hz, 11W, 24V, 155°C.

Material del asiento	Buna "N"	Neoprene	EPDM	FKM	PTFE
Temperatura máxima	+80° C / 176° F	+80° C / 176° F	+150° C / 302° F	+150° C / 302° F	+180° C / 356° F
Usos	Agua, aire, aceites livianos. Gases neutros. Querosene. Bajo y medio vacío.	Oxígeno, alcohol, argón, otros gases y líquidos livianos no corrosivos. Freón 12	Vapor de agua, agua caliente, acetona.	Bencinas, naftas, aromáticos, benceno, etc. Gases calientes. Alto vacío. Gasoil	Vapor de agua, aceites calientes, fluidos corrosivos.

Tabla 4

Sonda Pt100

- Para transmisor de 4-20mA.
- Cabezal de conexión: Tipo KM o DIN B (estanco).
- Temperatura máxima de trabajo 100°C.
- Precisión: clase B (estándar).
- Conexionado: 2 hilos.
- Diámetro del bulbo sensor: 5mm.
- Elemento sensor: RTD simple.
- Sonda para inmersión (punta cerrada).
- Vainas de acero inoxidable de 30mm.
- Conexión a proceso: métrica. Rosca soldada a cabezal.



Figura 36

Transmisor

- Para Pt100 con cabezal DIN B.
- Señal de salida de 4-20mA.
- Alimentación: 24V cc.



Figura 37

Se selecciona un transmisor marca Siemens, modelo SITRANS TH100.

Controlador

- Control On/Off (Termostato).
- Entrada 4-20mA.
- Salida mediante relé.

Se selecciona uno de la marca Novus, modelo N322, con las siguientes características.

- Tamaño del controlador: 75mm x 33mm x 75mm .
- Display con 3 1/2 dígitos de 13mm de altura.
- Una alarma.
- Alimentación: 12-24 Vac/dc.
- Resolución: 0,1°C entre -19,9°C y 199,9°C
- Precisión: $\pm 0,7^\circ\text{C}$ para Pt100



Figura 38

Debe usarse un transformador de 24 V para alimentar la electroválvula y el controlador.

7. Accesorios del circuito de agua

Para el conexionado de los equipos a agregar (caldera e intercambiador de calor) se utilizarán los siguientes componentes.

Válvulas esféricas

- Tipo: Paso total
- Material de cuerpo esfera: AISI 316L
- Conexión: rosca hembra NPT
- Temperatura de trabajo: 80°C
- Asientos: EPDM u otro apto para uso con agua



Figura 39

Válvula mariposa

- Tipo: Wafer
- Diámetro: 4"
- Material del disco: AISI 316L
- Conexión: Entre bridas ASME 150
- Temperatura de trabajo: 80°C
- Asientos: EPDM u otro apto para uso con agua



Figura 40

Entrerrosca

- Material: AISI 316L
- Diámetro: 2"
- Conexión: rosca macho NPT



Figura 41

Bridas

Tipo: Slip-On
 Material: Acero al carbono
 Serie ANSI 150
 Diámetro: 4"



Figura 42

8. Cómputo de materiales y costo

Circuito de agua

Materiales

Los componentes de termofusión para el circuito de agua son:

Cantidad	Accesorio	Tamaño	Conexión	Unidades por caja	Precio unitario [\$]	Precio total [\$]
11	Codo 90°	2"	F	6	64,81	777,72
32	Codo 45°	4"	F	1	234,27	7496,64
6	Tee	4"	F	1	496,93	2981,58
5	Buje de reducción	4x3"	F	2	71,99	431,94
5	Buje de reducción	3x2"	F	4	48,00	384,00
1	Buje de reducción	2x1"	F	5	13,43	67,15
3	Cupla	2"	F	6	55,33	331,98
6	Cupla	4"	F	1	144,66	867,96
12	Cupla	2"	F-M (NPT)	5	310,41	4656,15
4	Unión doble	2"	F	4	197,65	790,60
2	Unión doble c/brida plástica	4"	F	1	486,06	972,12
3	Tubo	2"x6m	F	3	125,67	377,01
6	Tubo	4"x6m	F	1	466,91	2801,46
					TOTAL [\$]	22.936,31

Tabla 5

Los precios son de la línea Hidro3 de Industrias Saladillo S.A. al 23/10/2014.

Los demás ítems necesarios (al 29/06/2015):

Cantidad	Descripción	Tamaño	Material	Conexión	Precio unitario [\$]	Precio total [\$]
1	Válvula esférica	1"	AISI 316L	H-H (NPT)	300	300
4	Válvula esférica	2"	AISI 316L	H-H (NPT)	800	3200
2	Válvula esférica	4"	AISI 316L	H-H (NPT)	1300	2600
1	Válvula mariposa	4"	AISI 316L	Brida ANSI 150	2000	2000
1	Electroválvula	2"	AISI 316L	H-H (NPT)	7800	7800
1	PT100	-	Vaina de acero inoxidable	Rosca NPT soldada a cabezal	2000	2000
1	Controlador ON/OFF	-	-	-	1000	1000
1	Entrerroscas	2"	AISI 316L	M-M (NPT)	150	150
2	Brida Slip-On	4" ANSI 150	Acero al carbono	Soldada	500	1000
					TOTAL [\$]	16.750

Tabla 6

- F Unión por fusión.
- H Rosca hembra.
- M Rosca macho.

Aislación térmica (al 29/06/2015)

- Mantas de lana mineral \$5.000
- Protección mecánica. \$800

Equipos

- Caldera

Us\$ 33.600

- Intercambiador de calor

Us\$ 5.060

Mano de obra

Se considera igual al costo de los materiales.

Obra civil

Se estima un valor de \$8.000 por m² (contempla materiales y mano de obra), teniendo que construirse 26 m².

$$C_{civil} = \frac{\$8.000}{m^2} \cdot 26 m^2 = \$208.000$$

Ampliación de gas

Se estima que toda la instalación de gas cuesta \$600.000 (15/07/2015).

Costo total

Se ajustan los precios anteriores al Dólar Hoy (01/09/2015).

Ítem	Costo [\$]
Componentes de termofusión	25.000
Accesorios	23.500
Aislación térmica	6.000
Mano de obra	54.500
Caldera e intercambiador de calor	360.000
Obra civil	208.000
Ampliación de gas	612.000

Tabla 7

Sumando todos los anteriores se obtiene el siguiente resultado.

Costo total
\$1.289.000

Tabla 8

9. Factibilidad del proyecto

El proyecto es factible, de acuerdo con las hipótesis expuestas en el apartado 9 de la memoria de cálculo, para un periodo de amortización de ocho años.

$$VAN = \$141.000$$

$$TIR = 12,9\%$$

MEMORIA DE CÁLCULO

Contenido

1. Relevamiento de datos	43
2. Pérdidas de calor.....	48
2.1. Pérdidas de calor en pileta	49
2.2. Pérdida de calor en toboganes.....	56
2.3. Cálculo de las condiciones de entrada del agua a pileta.....	60
2.4. Consumo de agua de duchas	61
2.5. Verificación de la velocidad en la tubería.....	61
2.6. Pérdida de calor en tubería	62
3. Puesta en régimen de piletas.....	66
3.1. Utilización de manta térmica.....	69
4. Intercambiador de calor.....	70
5. Caldera.....	72
5.1. Flujos másicos.....	72
5.2. Consumo de gas natural.....	73
6. Tanque de expansión.....	73
6.1. Regulación del nivel de líquido.....	73
6.2. Aislación	74
7. Circuito hidráulico	78
7.1. Circuito lado frío.....	78
7.2. Circuito lado caliente	81
8. Circuito de gas natural	86
9. Factibilidad del proyecto	89

1. Relevamiento de datos

Resumen climático anual

Los datos obtenidos son de Dirección de Hidráulica de Entre Ríos².

NOMBRE: EMA-COLON

CIUDAD: COLON

ESTADO: ENTRE RIOS

ALT: 37 m

LAT: 32.1

LONG: 58.0

AÑO: 2014

Mes	Temperatura [°C]			Velocidad de viento [Km/h]		
	Media máx	Media mín	Media	Media	Máxima	Dirección dominante
1	32,2	20,4	26,1	9,8	98,2	N
2	27,7	19,5	23,3	10,7	85,3	SSE
3	25,3	15	20	7,9	107,8	SSE
4	23,5	13,9	18,4	7,3	67,6	NE
5	18,8	10,9	14,7	5,9	54,7	SSE
6	17	7,9	12,3	8,1	59,5	SSE
7	17,6	9,3	13,2	8,7	53,1	SSE
8	20,8	9	14,8	8,6	69,2	NE
9	21,5	11,3	16,3	11,2	83,7	ENE
10	25,6	15,8	20,6	10,7	86,9	NE
11	26,9	15,5	21,3	10,3	127,1	SSE
12	28,2	17,9	23	7,7	78,9	SSE
	23,7	13,8	18,7	8,9	127,1	SSE

Tabla 9

Para saber que valores tomar en los cálculos como condiciones ambientales se representan gráficamente la variación de temperatura media y velocidad del viento media durante el año.

² <http://www.hidraulica.gob.ar/ema/ema-colon/NOAAPRYR.TXT>

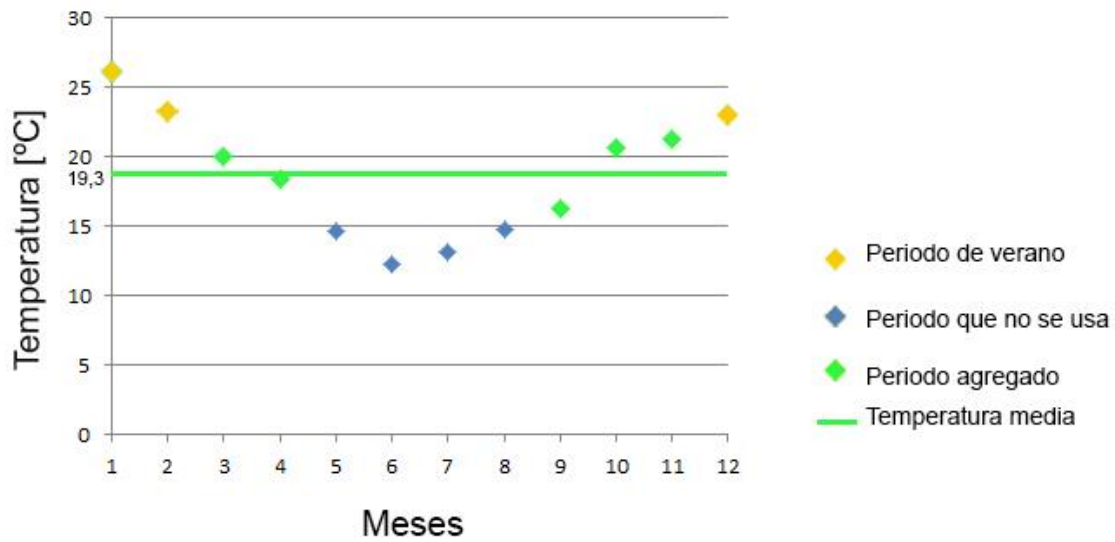


Figura 43

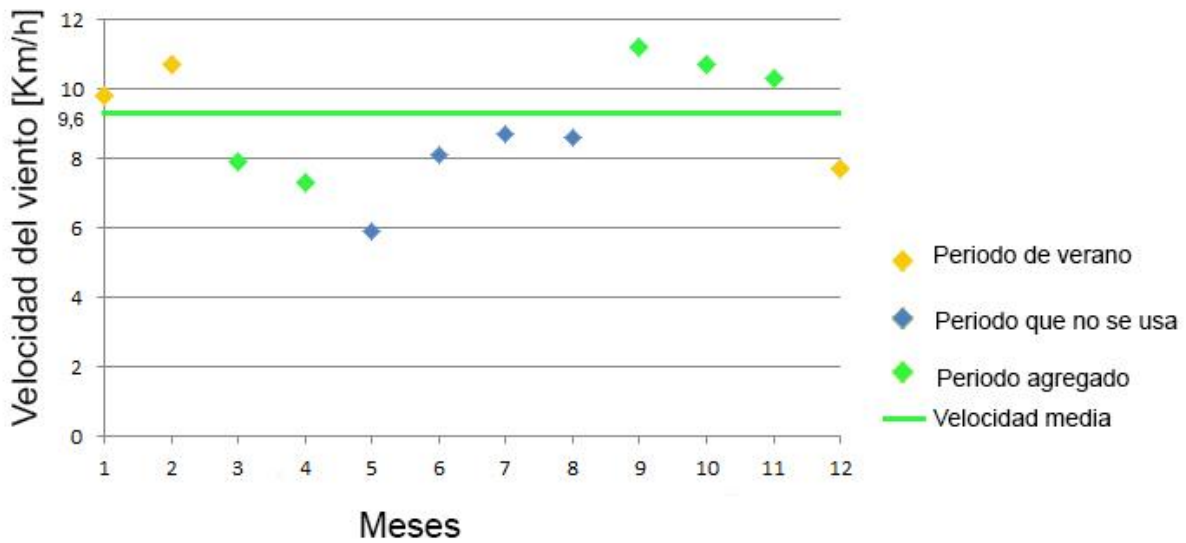


Figura 44

Analizando las figuras, se concluye que lo más adecuado para los cálculos es promediar los valores obtenidos para los meses en los que sería necesario utilizar el sistema de calefacción.

$$T_{amb} = 19,3^{\circ}\text{C}$$

$$v = 9,6 \frac{\text{Km}}{\text{h}}$$

Toboganes

Los toboganes del predio fueron fabricados por la compañía Leisure Group.

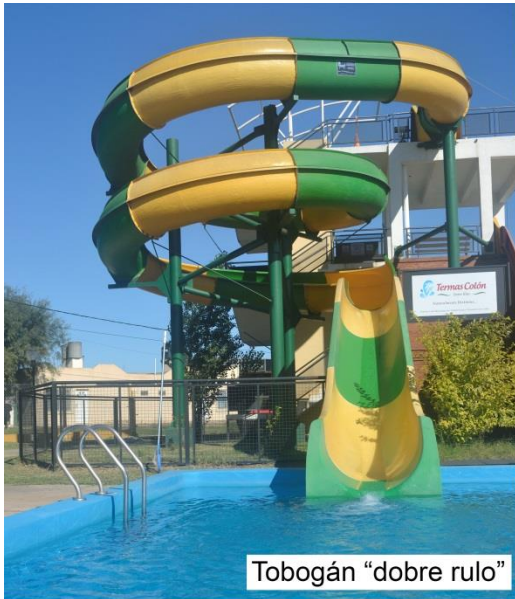


Figura 45

Los datos que son de importancia para el proyecto son:

Longitudes

- Tobogán doble rulo: 57 m
- Tobogán triple carril: 18 m
- Tobogán simple rulo: 35 m
- Tobogán simple carril: 17 m

Alturas

- Tobogán doble rulo: 8,2 m
- Tobogán triple carril, simple rulo y simple carril: 5 m

Tiempo de caída del agua

Es el tiempo que tarda en recorrer los toboganes, para lograr obtener estos datos se realizaron ensayos dejando caer sobre los mismos agua teñida y también objetos livianos. Particularmente, el ensayo con agua teñida permitió ver en forma clara el comportamiento turbulento del flujo. Los tiempos medidos son:

- Tobogán doble rulo: 19 s
- Tobogán triple carril: 6 s
- Tobogán simple rulo: 12 s
- Tobogán simple carril: 6 s

Ancho de los canales de agua

- Tobogán triple carril: 100 mm Cada carril.
- Toboganes simples: 35 mm

Profundidad de los canales

- Tobogán doble rulo: 12 mm
- Tobogán triple carril: 7 mm
- Toboganes simple rulo y simple carril: 20 mm

Material de los toboganes

Fibra de vidrio de 10 mm de espesor.

Cantidad de boquillas de descarga de agua

- Tobogán doble rulo, simple rulo y simple carril: 2 de 49 mm
- Tobogán triple carril: 8 de 44 mm

Piletas

Para las medidas de las piletas se cuenta con los planos que se incluyen en el anexo.

Espesor de pared	Ancho	Largo	Profundidad
0,1 m	6,7 m	11,2 m	1,2 m

Tabla 10

El material de las piletas es hormigón.

Temperatura de confort del agua de la pileta

Es una pileta al aire libre, la temperatura del agua deberá ser más alta que la del ambiente cuando sea necesario calefaccionar la piscina, de modo de brindar a los bañistas una sensación de bienestar.

La siguiente tabla muestra la situación de confort para distintas actividades.³

Temperaturas óptimas del agua	
Usos	Temperatura [°C]
Competición	24
Entrenamiento	26
Enseñanza y recreo	28
Disminuidos físicos	29
Piscina infantil	30
Niños de 3 a 6 años	32
Mujeres embarazadas	32

Tabla 11

Como son piletas de recreación la temperatura de confort es 28 °C.

Tuberías

En los circuitos existentes se utilizaron tubos PN 12,5 de PVC, unidos mediante termofusión. Los diámetros de los mismos se obtuvieron de planos y de observación en campo.

Diámetro [mm]	Función
50	Cañería secundaria y conexiones
90	Cañería principal, circuito de filtros
110	Recirculado de piletas, circuito de toboganes, circuito de caldera
160	Desagüe

Tabla 12

³ (CIATESA, Climatización de piscinas, pag. 5)

2. Pérdidas de calor

Lo que se busca es determinar la pérdida total de calor, con el fin de establecer la necesidad del sistema, para poder así seleccionar el intercambiador de calor y fijar la condición de trabajo del mismo.

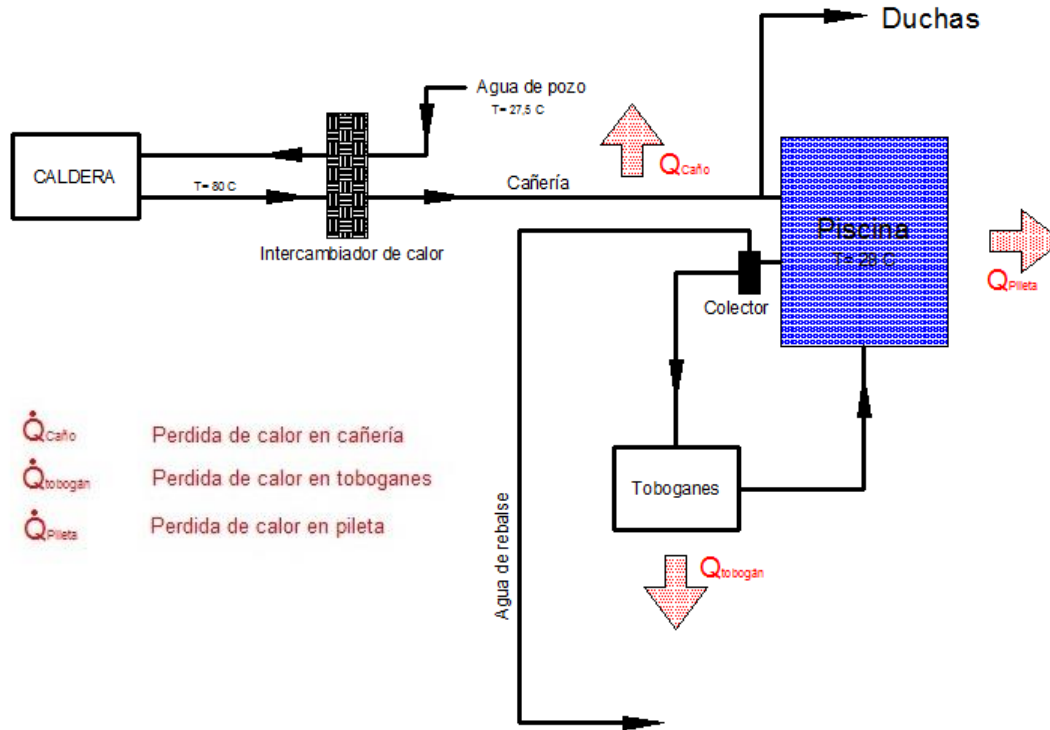


Figura 46

Los lugares donde se transfiere calor son la piscina, toboganes y cañerías.

Primero se debe calcular las pérdidas de calor en la pileta y toboganes, para así determinar las condiciones de caudal y temperatura del agua que ingresa a la piscina. Una vez hecho esto, se calcula la pérdida de calor en la cañería principal para obtener luego la temperatura de salida del intercambiador.

Se hallan las pérdidas de calor para la pileta 1 que es la más crítica de las dos que se podrían calefaccionar, ya que tiene las mismas dimensiones pero con toboganes más grandes. De esta manera los calores obtenidos son por pileta.

El análisis térmico está calculado para la situación de confort (28 C). En la ingeniería de detalle se muestra los resultados del requerimiento del propietario (34 C).

2.1. Pérdidas de calor en pileta

Se dividen en: pérdidas por conducción producidas en las paredes y fondo de la pileta, por convección y radiación en el seno del líquido.



Figura 47

Las dimensiones de la piscina son:

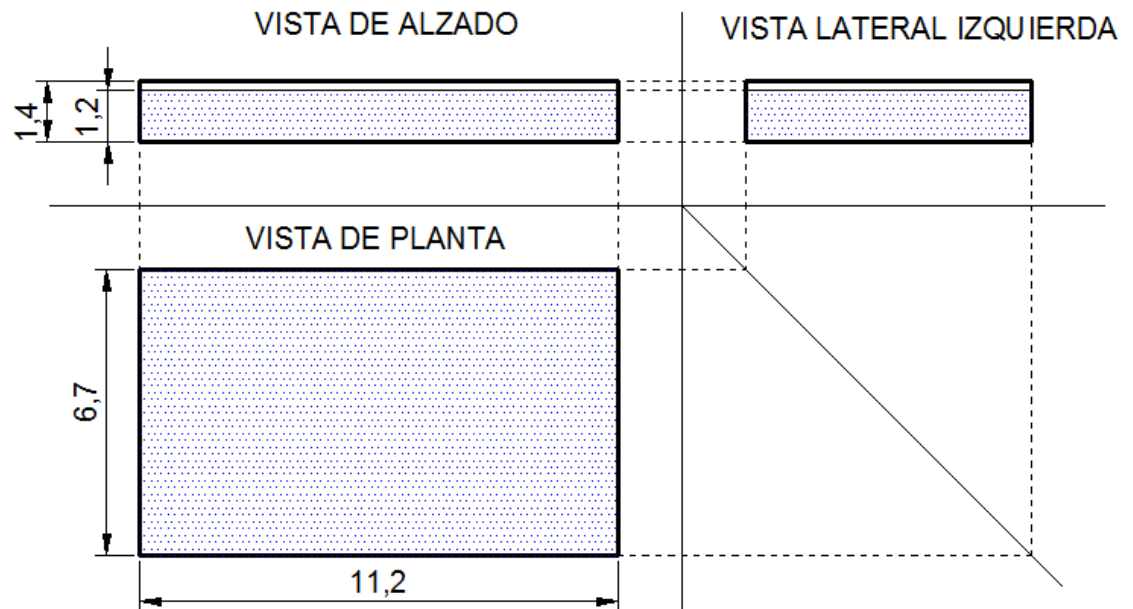


Figura 48

Conducción

La diferencia entre las temperaturas del agua de la pileta y del terreno en la cercanía de las paredes de la pileta genera una transferencia de calor a través de ellas, desde el agua a la tierra.

El modelo de transferencia de calor que se utilizará es: Conducción a través de una pared plana simple de superficie constante.

- **Hipótesis de cálculo.**

Temperatura del agua isotérmica.

Temperatura del terreno igual a la media del periodo analizado, no variable con la profundidad ya que el gradiente térmico es de $0,033\text{ }^\circ\text{C}/\text{m}$.

- **Datos.**

Dimensiones:

$$a = 1,2\text{m}$$

$$b = 6,7\text{m}$$

$$c = 11,2\text{m}$$

$$e = 0,1\text{m}$$

Temperaturas:

$$T_a = 28^\circ\text{C}$$

$$T_T = 19,3^\circ\text{C}$$

Conductividad térmica del hormigón.⁴

$$K = 0,44 \frac{\text{BTU}}{\text{h}\cdot\text{ft}\cdot^\circ\text{F}} = 0,6552 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}\cdot\text{m}\cdot^\circ\text{C}}$$

- **Ecuaciones.**

Ecuación de Fourier.

$$Q_{cond} = \frac{K \cdot A \cdot \Delta T}{e}$$

Q_{cond} Calor transferido por conducción.

A Superficie de transferencia.

ΔT Gradiente de temperatura.

$$\Delta T = T_a - T_T$$

$$A = 2 \cdot a \cdot b + 2 \cdot a \cdot c + b \cdot c$$

- **Desarrollo.**

$$A = 2 \cdot 1,2\text{m} \cdot 6,7\text{m} + 2 \cdot 1,2\text{m} \cdot 11,2\text{m} + 6,7\text{m} \cdot 11,2\text{m} = 118\text{m}^2$$

$$\Delta T = 28^\circ\text{C} - 19,3^\circ\text{C} = 8,7^\circ\text{C}$$

$$Q_{cond} = \frac{0,6552 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}\cdot\text{m}\cdot^\circ\text{C}} \cdot 118\text{m}^2 \cdot 8,7^\circ\text{C}}{0,1\text{m}} = \boxed{6726,3 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}$$

⁴ (Donald Q. Kern, Procesos de transferencia de calor, 31va ed. Continental, tabla 2 Apéndice)

Convección

Es el intercambio de calor que se produce entre el agua y el aire ambiente, en la superficie de la pileta, debido al movimiento del aire. Este proceso es generado por transferencia de calor como así también por transferencia de masa.

Como el movimiento del aire es generado por el viento, más que por variación de densidad, se realiza el cálculo para convección forzada.

Se analizará el sistema como una placa plana con flujo paralelo externo. Se considera como placa plana la superficie de líquido superior y el flujo externo es el generado por el aire ambiente.

- **Hipótesis de cálculo.**

Temperatura del agua isotérmica.

La superficie del líquido se considera como una placa horizontal expuesta a un flujo paralelo de aire.

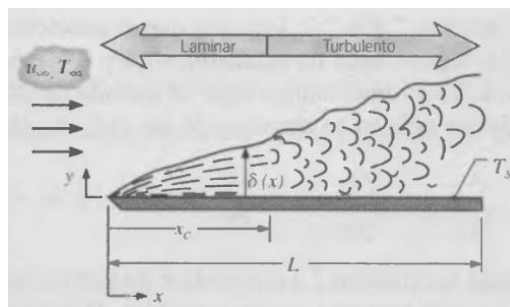


Figura 49

El flujo es laminar desde el inicio de la placa ($x = 0m$) y la transición a régimen turbulento ocurre en x_c , para un número de Reynolds crítico $Re_{x,c}$.

- **Datos.**

Velocidad del viento.

$$v = 9,6 \frac{Km}{h} = 2,67 \frac{m}{s} \quad \text{Velocidad promedio del periodo de análisis.}$$

Temperaturas:

$$T_a = 28^\circ C$$

$$T_{amb} = 19,3^\circ C \quad \text{Temperatura media del periodo analizado.}$$

Densidad⁵.

$$\delta_{amb} = 1,1966 \frac{Kg}{m^3}$$

⁵ (Frank P. Incropera, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed. Prentice Hall, pag. 839, tabla A.4)

Viscosidad⁵.

$$\mu = 180,825 \cdot 10^{-7} \frac{Kg}{m \cdot s} \quad \text{Dinámica.}$$

$$\nu = 15,218 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s} \quad \text{Cinemática.}$$

Conductividad térmica del aire⁵.

$$K = 25,696 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot ^\circ C} = 22,059 \cdot 10^{-3} \frac{Kcal}{h \cdot m \cdot ^\circ C}$$

Número de Prandtl⁵.

$$Pr = 0,709$$

Difusión másica.⁶

$$D_{AB} = 0,26 \cdot 10^{-4} \frac{m^2}{s}$$

Densidad de vapor.⁷

$$\rho_a = 27,255 \cdot 10^{-3} \frac{Kg}{m^3} \quad \text{A la temperatura del agua.}$$

$$\rho_{amb} = 16,600 \cdot 10^{-3} \frac{Kg}{m^3} [10] \quad \text{A la temperatura del aire.}$$

Calor latente de vaporización.

$$h_{fg} = 2257 \frac{KJ}{Kg} = 539,2 \frac{Kcal}{Kg}$$

- Ecuaciones

Transferencia de calor por convección.

$$\dot{Q}_{conv} = \bar{h}_L \cdot A \cdot \Delta T$$

\dot{Q}_{conv} Calor transferido por convección.

\bar{h}_L Coeficiente de convección promedio.

A Superficie de transferencia.

ΔT Gradiente de temperatura.

$$\Delta T = T_a - T_{amb}$$

$$A = b \cdot c$$

⁶ (Frank P. Incropera, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed. Prentice Hall, pag. 849, tabla A.8)

⁷ (M.J. Moran, H.N. Shapiro, Fundamentos de termodinámica técnica, Reverté, pag. 362, tabla A.2)

Transferencia de masa por convección.

$$\dot{m}_{conv} = \bar{h}_m \cdot A \cdot \Delta\rho$$

\dot{m}_{conv}

Masa transferida por convección.

\bar{h}_m

Coefficiente de transferencia de masa promedio.

$\Delta\rho$

Gradiente de densidad de vapor.

$$\Delta\rho = \rho_a - \rho_{amb}$$

Pérdida de calor por transferencia de masa.

$$\dot{Q}_m = \dot{m}_{conv} \cdot h_{fg}$$

Número de Reynolds.

$$Re_L = \frac{\delta \cdot v \cdot l}{\mu}$$

Longitud promedio.

$$L = \frac{A}{P} = \frac{b \cdot c}{2 \cdot (b + c)}$$

Número de Nusselt y Sherwood.

Flujo turbulento local.

$$Nu_x = \frac{h_x \cdot x}{K} = 0,0296 \cdot Re_x^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \quad \text{Para } 0,6 < Pr < 60$$

$$Sh_x = \frac{h_{m,x} \cdot x}{D_{AB}} = 0,0296 \cdot Re_x^{4/5} \cdot Sc^{1/3} \quad \text{Para } 0,6 < Sc < 3000$$

Sc

Número de Schmidt.

D_{AB}

Difusión másica.

$$Sc = \frac{\nu}{D_{AB}}$$

Flujo laminar promedio.

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}_L \cdot L}{K} = 0,664 \cdot Re_L^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad \text{Para } Pr \geq 0,6$$

$$\overline{Sh}_L = \frac{\bar{h}_{m,L} \cdot L}{D_{AB}} = 0,664 \cdot Re_L^{1/2} \cdot Sc^{1/3} \quad \text{Para } Sc \geq 0,6$$

Flujo mezcla promedio.

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}_L \cdot L}{K} = (0,037 \cdot Re_L^{4/5} - 871) \cdot Pr^{1/3} \quad \begin{array}{l} \text{Para } 0,6 < Pr < 60 \\ 5 \cdot 10^5 < Re_L \leq 10^8 \\ Re_{x,c} = 5 \cdot 10^5 \end{array}$$

$$\overline{Sh}_L = \frac{\bar{h}_{m,L} \cdot L}{D_{AB}} = (0,037 \cdot Re_L^{4/5} - 871) \cdot Sc^{1/3} \quad \begin{array}{l} \text{Para } 0,6 < Sc < 3000 \\ 5 \cdot 10^5 < Re_L \leq 10^8 \\ Re_{x,c} = 5 \cdot 10^5 \end{array}$$

Para la condición de flujo forzado sobre una placa plana, la transición de flujo laminar a turbulento se da para un Reynolds de $5 \cdot 10^5$, lo cual ocurre a una distancia x_c del extremo de la placa.⁸

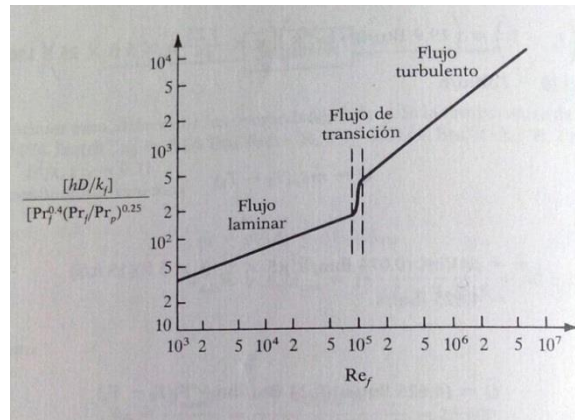


Figura 50

Coefficiente de convección promedio.

$$\bar{h}_x = \frac{1}{x} \cdot \int_0^x h_x \cdot dx$$

- Desarrollo

$$L = \frac{6,7m \cdot 11,2m}{2 \cdot (6,7m + 11,2m)} = 2,096m$$

$$Re_L = \frac{1,1966 \frac{Kg}{m^3} \cdot 2,67 \frac{m}{s} \cdot 2,096m}{180,825 \cdot 10^{-7} \frac{Kg}{m \cdot s}} = 3,70 \cdot 10^5$$

Como el número de Reynolds es menor a $5 \cdot 10^5$ se considera que el flujo es laminar en toda la placa.

Transferencia de calor.

$$\overline{Nu}_L = 0,664 \cdot (3,70 \cdot 10^5)^{1/2} \cdot (0,709)^{1/3} = 349,3$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}_L \cdot L}{K} \Rightarrow \bar{h}_L = \frac{\overline{Nu}_L \cdot K}{L} = \frac{349,3 \cdot 25,696 \cdot 10^{-3} \frac{Kcal}{h \cdot m \cdot ^\circ C}}{2,096m} = 4,28 \frac{Kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$Q_{conv} = \bar{h}_L \cdot A \cdot \Delta T = 4,28 \frac{Kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C} \cdot (6,7m \cdot 11,2m) \cdot (28^\circ C - 19,3^\circ C)$$

$$Q_{conv} = 2794,2 \frac{Kcal}{h}$$

⁸ (William L. Haberman, James E.A. John, Termodinámica para ingeniería con transferencia de calor, Trillas, pag 482)

Transferencia de masa.

$$Sc = \frac{\nu}{D_{AB}} = \frac{15,218 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}}{0,26 \cdot 10^{-4} \frac{m^2}{s}} = 0,585 \cong 0,6$$

$$\overline{Sh}_L = 0,664 \cdot (3,70 \cdot 10^5)^{1/2} \cdot 0,585^{1/3} = 327,62$$

$$\overline{Sh}_L = \frac{\bar{h}_{m,L} \cdot L}{D_{AB}} \Rightarrow \bar{h}_{m,L} = \frac{\overline{Sh}_L \cdot D_{AB}}{L} = \frac{327,62 \cdot 0,26 \cdot 10^{-4} \frac{m^2}{s}}{2,096m} = 4,06 \cdot 10^{-3} \frac{m}{s}$$

$$\dot{m}_{conv} = 4,06 \cdot 10^{-3} \frac{m}{s} \cdot (6,7m \cdot 11,2m) \cdot \left(27,255 \cdot 10^{-3} \frac{Kg}{m^3} - 16,600 \cdot 10^{-3} \frac{Kg}{m^3} \right)$$

$$\dot{m}_{conv} = 3,25 \cdot 10^{-3} \frac{Kg}{s} = 11,69 \frac{Kg}{h}$$

$$\dot{Q}_m = 11,69 \frac{Kg}{h} \cdot 539,2 \frac{Kcal}{Kg} = 6303,3 \frac{Kcal}{h}$$

Pérdida de calor total por convección.

$$\dot{Q}_{conv,T} = 2794,2 \frac{Kcal}{h} + 6303,3 \frac{Kcal}{h} = \boxed{9097,5 \frac{Kcal}{h}}$$

Radiación

Es la pérdida de calor que se genera por emisión a la atmósfera. Para este análisis, los dos cuerpos que intercambian calor son el agua de la pileta y el espacio cercano (que se considera como un cuerpo negro), siendo el último de mucha mayor superficie.

- Hipótesis de cálculo

La fuente de emisión (pileta) es pequeña en comparación con el medio que la rodea (ambiente).

No hay reflexión de lo emitido por la fuente, el aire se considera como un cuerpo negro.

La temperatura del aire se considera la del espacio cercano (Estratósfera), también llamada temperatura efectiva del cielo.⁹

- Datos

Temperaturas:

$$T_a = 28^\circ C = 301,15K$$

Temperatura del agua.

$$T_c = 230K$$

Temperatura de cielo, claro y frío.

Emisividad del agua.¹⁰

$$\epsilon = 0,96$$

⁹ (Frank P. Incropera, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed. Prentice Hall, pag. 683)

¹⁰ (Frank P. Incropera, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed. Prentice Hall, pag. 853)

Constante de Stefan-Boltzmann.

$$\sigma = 4,877 \cdot 10^{-8} \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^4}$$

- **Ecuaciones**

Ley de Stefan-Boltzmann.

$$\dot{Q}_{rad} = \epsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_a^4 - T_c^4)$$

Área.

$$A = b \cdot c$$

- **Desarrollo**

$$\dot{Q}_{rad} = 0,96 \cdot 4,877 \cdot 10^{-8} \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^4} \cdot (6,7\text{m} \cdot 11,2\text{m}) \cdot ((301,15\text{K})^4 - (230\text{K})^4)$$

$$\dot{Q}_{rad} = \boxed{19065 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}$$

Total de pérdidas en pileta

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{pileta} &= \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \\ \dot{Q}_{pileta} &= 6726,3 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} + 9097,5 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} + 19065 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \\ \dot{Q}_{pileta} &= \boxed{34888,8 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}} \end{aligned}$$

2.2. Pérdida de calor en toboganes

Este caso se estudia como convección forzada entre el agua que desciende por los toboganes y el aire ambiente. Para el cálculo es necesario generar una superficie de intercambio más simple, que sea equivalente a la que se tiene en la realidad.

Conociendo el recorrido del agua por el tobogán se supone uno equivalente, sin cambios de dirección del fluido, que mantenga las dimensiones de la superficie de intercambio y el caudal/velocidad del fluido.

Hecho esto, el análisis queda reducido a una placa plana con flujo paralelo externo. Como lo que importa para la transferencia de calor es la velocidad relativa entre los fluidos, se puede suponer que el agua está quieta. De esta forma el aire recorre la placa con una velocidad de magnitud y dirección igual a la que tiene el agua en la realidad, pero con sentido opuesto.

- **Hipótesis de cálculo**

No se considera la pérdida de calor por conducción en las paredes de los toboganes.

Se analiza la pérdida de calor por convección forzada.

Temperatura del agua constante.

La superficie del líquido se considera como una placa expuesta a un flujo paralelo de aire.

- **Datos**

Temperaturas:

$$T_{amb} = 19,3^{\circ}\text{C}$$

Temperatura de aire.

$$T_{a1} = 28^{\circ}\text{C}$$

Temperatura del agua a la entrada.

Ancho de los canales:

$$a_{p1} = 0,35\text{m}$$

Tobogán doble rulo.

$$a_{p2} = 1\text{m}$$

Tobogán tres carriles.



Figura 51

Longitudes:

$$L_{p1} = 57\text{m}$$

Tobogán doble rulo.

$$L_{p2} = 18\text{m}$$

Tobogán tres carriles.

Velocidades del agua:

$$v_{p1} = 3\text{m/s}$$

Tobogán doble rulo.

$$v_{p2} = 3\text{m/s}$$

Tobogán tres carriles.

Densidad ¹¹.

$$\delta_{amb} = 1,1966 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Viscosidad ⁹.

$$\mu = 180,825 \cdot 10^{-7} \frac{\text{Kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

Dinámica.

$$\nu = 15,218 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Cinémática.

¹¹ (Frank P. Incropera, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed. Prentice Hall, pag. 839, tabla A.4)

Conductividad térmica del aire ⁹.

$$K = 25,696 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot ^\circ C} = 22,059 \cdot 10^{-3} \frac{Kcal}{h \cdot m \cdot ^\circ C}$$

Número de Prandtl ⁹.

$$Pr = 0,709$$

Difusión másica ¹².

$$D_{AB} = 0,26 \cdot 10^{-4} \frac{m^2}{s}$$

Densidad de vapor ¹³.

$$\rho_a = 27,255 \cdot 10^{-3} \frac{Kg}{m^3} \quad \text{A la temperatura del agua.}$$

$$\rho_{amb} = 16,600 \cdot 10^{-3} \frac{Kg}{m^3} \quad \text{A la temperatura del aire.}$$

Calor latente de vaporización.

$$h_{fg} = 2257 \frac{KJ}{Kg} = 539,2 \frac{Kcal}{Kg}$$

- Ecuaciones

Se utilizan las mismas ecuaciones con las que se calculó la pérdida de calor por convección forzada.

- Desarrollo

$$Re_{L1} = \frac{1,1966 \frac{Kg}{m^3} \cdot 3 \frac{m}{s} \cdot 57m}{180,825 \cdot 10^{-7} \frac{Kg}{m \cdot s}} = 113,16 \cdot 10^5$$

$$Re_{L2} = \frac{1,1966 \frac{Kg}{m^3} \cdot 3 \frac{m}{s} \cdot 18m}{180,825 \cdot 10^{-7} \frac{Kg}{m \cdot s}} = 35,73 \cdot 10^5$$

Por lo tanto se tiene flujo turbulento en ambos casos. La distancia a la cual se produce la transición de régimen laminar a turbulento es:

$$x_c = \frac{Re_{x,c} \cdot \mu}{\delta_{amb} \cdot v}$$

¹² (Frank P. Incropera, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed. Prentice Hall, pag. 849, tabla A.8)

¹³ (M. J. Moran, H. N. Shapiro, Fundamentos de termodinámica técnica, Reverté, pag. 362, tabla A.2)

$$x_c = \frac{5 \cdot 10^5 \cdot 180,825 \cdot 10^{-7} \frac{Kg}{m \cdot s}}{1,1966 \frac{Kg}{m^3} \cdot 3 \frac{m}{s}} = 2,52m$$

Esta distancia representa un 4,4% de la longitud total para el primer tobogán y un 13,9% para el segundo. A partir de esto, se propone calcular el rulo como flujo turbulento, mientras que el otro como flujo mezcla.

- Tobogán doble rulo

$$Nu_{x1} = \frac{h_{x1} \cdot x}{K} = 0,0296 \cdot Re_{x1}^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \Rightarrow h_{x1} = \frac{0,0296 \cdot Re_{x1}^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \cdot K}{x}$$

$$h_{x1} = \frac{0,0296 \cdot \left(\frac{v \cdot \delta_{amb} \cdot x}{\mu} \right)^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \cdot K}{x}$$

$$\bar{h}_{x1} = \frac{1}{x} \cdot \int_0^x h_{x1} \cdot dx = 0,037 \cdot \frac{K}{x} \cdot Re_{x1}^{4/5} \cdot Pr^{1/3}$$

De manera similar para transferencia de masa.

$$\bar{h}_{m,x1} = 0,037 \cdot \frac{D_{AB}}{x} \cdot Re_{x1}^{4/5} \cdot Sc^{1/3}$$

Resolviendo para la longitud de la placa.

$$\bar{h}_{L1} = 0,037 \cdot \frac{25,696 \cdot 10^{-3} \frac{Kcal}{h \cdot m \cdot ^\circ C}}{57m} \cdot (113,16 \cdot 10^5)^{4/5} \cdot 0,709^{1/3} = 6,537 \frac{Kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$\dot{Q}_{1,c} = 6,537 \frac{Kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C} \cdot (0,35m \cdot 57m) \cdot (28^\circ C - 19,3^\circ C) = 1134,8 \frac{Kcal}{h}$$

$$Sc = \frac{15,218 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}}{0,26 \cdot 10^{-4} \frac{m^2}{s}} = 0,585$$

$$\bar{h}_{m,x1} = 0,037 \cdot \frac{0,26 \cdot 10^{-4} \frac{m^2}{s}}{57m} \cdot (113,16 \cdot 10^5)^{4/5} \cdot 0,585^{1/3} = 6,2 \cdot 10^{-3} \frac{m}{s}$$

$$\dot{m}_1 = 6,2 \cdot 10^{-3} \frac{m}{s} \cdot (0,35m \cdot 57m) \cdot \left(27,255 \cdot 10^{-3} \frac{Kg}{m^3} - 16,600 \cdot 10^{-3} \frac{Kg}{m^3} \right)$$

$$\dot{m}_1 = 1,32 \cdot 10^{-3} \frac{Kg}{s} = 4,74 \frac{Kg}{h}$$

$$\dot{Q}_{1,m} = 4,74 \frac{Kg}{h} \cdot 539,2 \frac{Kcal}{Kg} = 2555,8 \frac{Kcal}{h}$$

- Tobogán tres carriles

$$\overline{Nu}_{L_2} = (0,037 \cdot (35,73 \cdot 10^5)^{4/5} - 871) \cdot 0,709^{1/3} = 4988,9$$

$$\overline{Nu}_{L_2} = \frac{\bar{h}_{L_2} \cdot L_2}{K} \Rightarrow \bar{h}_{L_2} = \frac{\overline{Nu}_{L_2} \cdot K}{L_2} = \frac{4988,9 \cdot 25,696 \cdot 10^{-3} \frac{Kcal}{h \cdot m \cdot ^\circ C}}{18m}$$

$$\bar{h}_{L_2} = 7,12 \frac{Kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$Q_2 = 7,12 \frac{Kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C} \cdot 3 \cdot (1m \cdot 18m) \cdot (28^\circ C - 19,3^\circ C)$$

$$Q_{2,c} = 3345 \frac{Kcal}{h}$$

$$\overline{Sh}_{L_2} = (0,037 \cdot (35,73 \cdot 10^5)^{4/5} - 871) \cdot 0,585^{1/3} = 4679,3$$

$$\bar{h}_{m,L_2} = \frac{\overline{Sh}_{L_2} \cdot D_{AB}}{L_2} = \frac{4988,9 \cdot 0,26 \cdot 10^{-4} \frac{m^2}{s}}{18m} = 6,76 \cdot 10^{-3} \frac{m}{s}$$

$$\dot{m}_2 = 6,76 \cdot 10^{-3} \frac{m}{s} \cdot 3 \cdot (1m \cdot 18m) \cdot \left(27,255 \cdot 10^{-3} \frac{Kg}{m^3} - 16,600 \cdot 10^{-3} \frac{Kg}{m^3} \right)$$

$$\dot{m}_2 = 3,89 \cdot 10^{-3} \frac{Kg}{s} = 14 \frac{Kg}{h}$$

$$Q_{2,m} = 14 \frac{Kg}{h} \cdot 539,2 \frac{Kcal}{Kg} = 7548,8 \frac{Kcal}{h}$$

- Pérdida de calor total en los toboganes

$$Q_{tob} = Q_1 + Q_2 = (Q_{1,c} + Q_{1,m}) + (Q_{2,c} + Q_{2,m})$$

$$Q_{tob} = \left(1134,8 \frac{Kcal}{h} + 2555,8 \frac{Kcal}{h} \right) + \left(3345 \frac{Kcal}{h} + 7548,8 \frac{Kcal}{h} \right)$$

$$Q_{tob} = \boxed{14584,4 \frac{Kcal}{h}}$$

2.3. Cálculo de las condiciones de entrada del agua a pileta

Una vez definidas las pérdidas de calor totales en las piletas y toboganes, se puede obtener la temperatura y el caudal del agua que entra a la pileta, fijando una variable para calcular la otra.

Con esto determinado, y estableciendo el caudal adicional que se requiere para las duchas, se pueden evaluar las pérdidas por conducción de la cañería que transporta el agua desde el intercambiador.

La pérdida de calor producida por la piscina y los toboganes resulta:

$$Q_{p+t} = Q_{pileta} + Q_{tob} = 34888,8 \frac{Kcal}{h} + 14584,4 \frac{Kcal}{h}$$

$$Q_{p+t} = 49473,2 \frac{Kcal}{h}$$

La temperatura del agua que llega a la pileta debe ser mayor a los 28°C para compensar la pérdida, entregando calor sensible.

$$\dot{Q}_{p+t} = \dot{m}_{p+t} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

$$\dot{m}_{p+t}$$

Flujo másico de agua que compensa la pérdida \dot{Q}_{p+t}

$$c_p = 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Calor específico del agua.

$$\Delta T = T_2 - 28^\circ\text{C}$$

Se propone una temperatura de entrada a la pileta de $T_2 = 35^\circ\text{C}$.

$$\dot{Q}_{p+t} = 49473,2 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = \dot{m}_{p+t} \cdot 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot (35^\circ\text{C} - 28^\circ\text{C})$$

$$\dot{m}_{p+t} = \frac{49473,2 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot (35^\circ\text{C} - 28^\circ\text{C})} = 7067,6 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

$$\dot{m}_{p+t} = 1,96 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

2.4. Consumo de agua de duchas

Cantidad de duchas: 14

Caudal unitario estándar: 7,5 l/min

Flujo másico.

$$\dot{m}_{ducha} = 14 \cdot 7,5 \frac{\text{Kg}}{\text{min}} = 105 \frac{\text{Kg}}{\text{min}}$$

$$\dot{m}_{ducha} = \boxed{6300 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}}$$

2.5. Verificación de la velocidad en la tubería

Se debe verificar que, con el caudal total y el diámetro de la tubería existente, no se supere el valor máximo de velocidad recomendado para el fluido de trabajo.

- Datos

Flujos másicos:

$$\dot{m}_{p+t} = 7067,6 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Pileta y toboganes.

$$\dot{m}_{ducha} = 6300 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Duchas.

Densidad.

$$\delta = 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Diámetro externo.

$$D_e = 90\text{mm}$$

Espesor de cañería.

$$e = 8,2\text{mm}$$

- **Ecuaciones**

Flujo másico total.

$$\dot{m} = 2 \cdot \dot{m}_{p+t} + \dot{m}_{ducha}$$

Velocidad del fluido.

$$v = \frac{\dot{m}}{S \cdot \delta}$$

$$S = \frac{\pi \cdot (D_e - 2 \cdot e)^2}{4}$$

- **Desarrollo.**

$$\dot{m} = 2 \cdot 7067,6 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} + 6300 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 20435,2 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 5,68 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$v = \frac{5,68 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{\left(\frac{\pi \cdot (73,6 \cdot 10^{-3} \text{m})^2}{4} \right) \cdot 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = 1,34 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Verificando, ya que la velocidad recomendada para agua en servicios normales es de $1,2 \text{ m/s}$ a $1,8 \text{ m/s}$.

2.6. Pérdida de calor en tubería

Se calcula la pérdida de calor de la tubería que conecta el parque acuático con el intercambiador de calor.

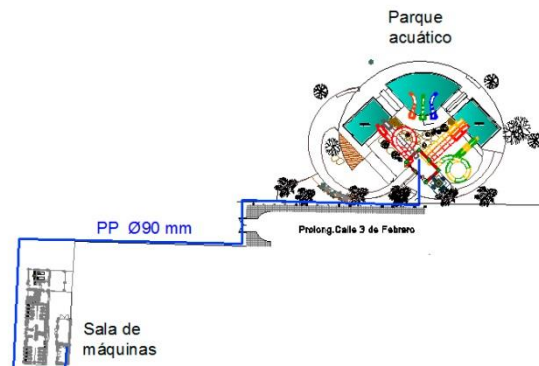


Figura 52

- **Hipótesis de cálculo**

Se considera el caudal de una pileta y las duchas, ya que es más crítico para la variación de temperatura.

- **Datos**

Diámetro externo.

$$D_e = 90mm$$

Longitud.

$$L_t = 200m$$

Material.

Polipropileno

Temperaturas:

$$T_2 = 35^\circ\text{C}$$

$$T_{suelo} = T_{amb}$$

Conductividad térmica del polipropileno. ¹⁴

$$K = 0,19 \frac{\text{Kcal}}{\text{h.m.}^\circ\text{C}}$$

Espesor de cañería. ¹⁵

$$e = 8,2mm$$

Caudales máscicos.

$$\dot{m}_{p+t} = 7067,6 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

$$\dot{m}_{ducha} = 6300 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Calor específico del agua.

$$c_p = 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$$

¹⁴ (<http://www.jq.com.ar/Imagenes/Productos/Polipropileno/PoliProp/dtecnicos.htm>)

¹⁵ (Catálogo técnico Nicoll)

- Ecuaciones

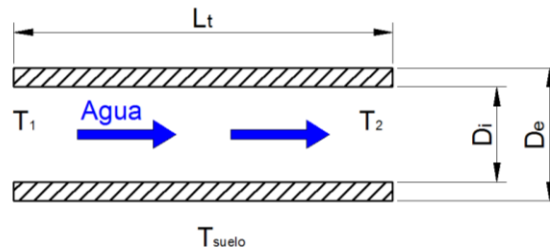


Figura 53

Pérdida de calor por conducción en tubería.

$$Q_{caño,c} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi \cdot K \cdot L_t} \cdot \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}$$

$\frac{D_e}{D_i}$ Relación entre diámetro exterior e interior de la tubería.

Diámetro interior.

$$D_i = D_e - 2 \cdot e$$

Pérdida de calor por variación de temperatura.

$$Q_{caño,T} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_1 - T_2)$$

Temperatura media logarítmica.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$\Delta T_1 = T_1 - T_{suelo}$$

$$\Delta T_2 = T_2 - T_{suelo}$$

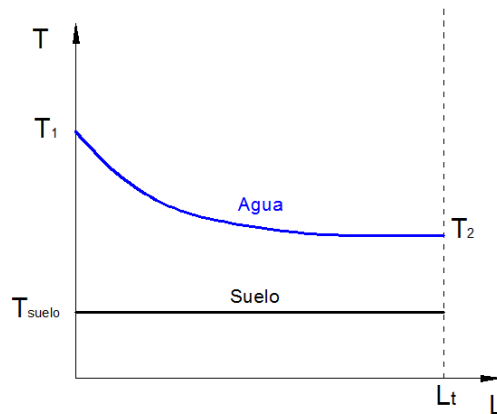


Figura 54

- **Desarrollo**

El cálculo de la transferencia de calor por conducción no puede hacerse de forma directa, ya que la temperatura del agua es variable a lo largo de la cañería. Se debe realizar un método de iteración.

A partir de la temperatura de salida fijada T_2 , se calcula una primera aproximación de calor perdido por conducción, proponiendo:

$$\Delta T = T_2 - T_{suelo}$$

A continuación, sabiendo que $\dot{Q}_{caño,c} = \dot{Q}_{caño,T}$ se halla T_1 . Con esta temperatura se obtiene ΔT_{ml} para luego recalcular la pérdida de calor por conducción. Por último se compara los dos calores hallados.

Se repite el proceso hasta llegar a un error aceptable.

$$\dot{Q}_{caño,c} = \frac{(35^\circ\text{C} - 19,3^\circ\text{C})}{\frac{1}{2\pi \cdot 0,19 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 200\text{m}} \cdot \ln\left(\frac{90\text{mm}}{90\text{mm} - 16,4\text{mm}}\right)} = 18634,2 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

$$\dot{Q}_{caño,T} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_1 - T_2) \Rightarrow T_1 = T_2 + \frac{\dot{Q}_{caño,T}}{\dot{m} \cdot c_p} = 35^\circ\text{C} + \frac{18634,2 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{13367,6 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \cdot 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}}$$

$$T_1 = 36,4^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_1 = 36,4^\circ\text{C} - 19,3^\circ\text{C} = 17,1^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 35^\circ\text{C} - 19,3^\circ\text{C} = 15,7^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{17,1^\circ\text{C} - 15,7^\circ\text{C}}{\ln\left(\frac{17,1^\circ\text{C}}{15,7^\circ\text{C}}\right)} = 16,4^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_{caño,c} = \frac{16,4^\circ\text{C}}{\frac{1}{2\pi \cdot 0,19 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 200\text{m}} \cdot \ln\left(\frac{90\text{mm}}{90\text{mm} - 16,4\text{mm}}\right)} = 19465,1 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

Difiere en un 4,5% del primer calor hallado, por lo tanto se recalcula.

$$T_1 = 35^\circ\text{C} + \frac{19465,1 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{13367,6 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \cdot 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}} = 36,5^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_1 = 36,5^\circ\text{C} - 19,3^\circ\text{C} = 17,2^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{17,2^\circ\text{C} - 15,7^\circ\text{C}}{\ln\left(\frac{17,2^\circ\text{C}}{15,7^\circ\text{C}}\right)} = 16,4^\circ\text{C}$$

$$Q_{caño,c} = \frac{16,4^{\circ}\text{C}}{2\pi \cdot 0,19 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}} \cdot 200\text{m}} \cdot \ln\left(\frac{90\text{mm}}{90\text{mm} - 16,4\text{mm}}\right) = 19465,1 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

Existiendo un error despreciable para las aproximaciones que se hicieron.

$$Q_{caño,c} = \boxed{19465,1 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}$$

$$T_1 \sim \boxed{36,5^{\circ}\text{C}}$$

Se observa que la pérdida de calor hallada justifica la decisión de no aislar la tubería, debido a que solo disminuye $1,5^{\circ}\text{C}$ en 200m .

Cabe aclarar que calefaccionando ambas piletas la variación de temperatura es menos, esto se deduce de las fórmulas de calor planteadas.

3. Puesta en régimen de piletas

Lo que se pretende es determinar el tiempo necesario para alcanzar la temperatura de uso de las piletas, para fijar de esta forma el horario al que se le debe empezar a aportar calor a las mismas con el objetivo de que estén en régimen para su apertura.

Se plantean dos situaciones de puesta en marcha, una en la que las dos piletas se pretenden calentar en forma simultánea y otra en la que se espera alcanzar el régimen de una de ellas para luego empezar a calefaccionar la segunda.

Durante el periodo de arranque, los toboganes no estarán funcionando.

Hecho esto se analizará la alternativa de colocar una manta térmica sobre las piletas, durante el periodo de cierre, para disminuir la pérdida de temperatura de las mismas, buscando que la puesta en marcha sea más rápida.

- Hipótesis de cálculo

Temperatura del agua en las piscinas en la condición inicial es de $19,3^{\circ}\text{C}$.

Temperatura del agua en las piscinas en la condición final es de 28°C .

La temperatura del agua a la entrada de la pileta es la máxima de diseño, 42°C .

No se consideran las pérdidas de calor.

- **Datos**

Flujos:

		Temperaturas de pileta	
		28°C	34°C
Flujo másico [Kg/h]	Por pileta	7067,6	9686
	Duchas	6300	6300
	Total	20435	25672

Tabla 13

Masa de agua de las piletas.

$$m = 90000Kg$$

- **Ecuaciones**

Potencia calorífica aportada a las piletas.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_e \cdot c_p \cdot \Delta T$$

\dot{m}_e Flujo másico de entrada a la piscina.

$\Delta T = 42^\circ\text{C} - T$ Siendo $T = 28^\circ\text{C}$, temperatura de pileta a llegar.

Potencia calorífica absorbida por la pileta.

$$\dot{Q}_p = \frac{dQ_p}{dt}$$

$$Q_p = \frac{d(V \cdot c_p \cdot \Delta T)}{dt} = m \cdot c_p \cdot \frac{d(T - 19,3^\circ\text{C})}{dt} = m \cdot c_p \cdot \frac{dT}{dt}$$

m Masa de agua de la piscina.

- **Desarrollo**

Igualando las potencias calorífica aportada y absorbida por la pileta se halla el tiempo para alcanzar la condición de régimen.

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_p$$

$$\dot{m}_e \cdot c_p \cdot \Delta T = m \cdot c_p \cdot \frac{dT}{dt}$$

$$m \cdot \frac{dT}{(42^\circ\text{C} - T)} = \dot{m}_e \cdot dt$$

$$m \cdot \int_{19,3^\circ\text{C}}^T \frac{dT}{(42^\circ\text{C} - T)} = \dot{m}_e \cdot \int_0^t dt$$

$$-\ln(42^\circ\text{C} - T) + \ln(42^\circ\text{C} - 19,3^\circ\text{C}) = \frac{\dot{m}_e}{m} \cdot t \Rightarrow t = \frac{m}{\dot{m}_e} \cdot (3,12 - \ln(42^\circ\text{C} - T))$$

Puesta en régimen de las dos piletas en simultáneo

Al flujo másico de entrada a cada pileta se le suma la mitad del caudal que aportan las duchas. Estos flujos son los correspondientes para la temperatura de pileta de 34°C.

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{p+t} + \frac{\dot{m}_{ducha}}{2} = 9686 \frac{Kg}{h} + \frac{6300 \frac{Kg}{h}}{2} = 12836 \frac{Kg}{h}$$

$$t = \frac{90000Kg}{12836 \frac{Kg}{h}} \cdot (3,12 - \ln(42^\circ C - 28^\circ C)) = \boxed{3,4h}$$

Puesta en régimen de una pileta y luego la otra

El flujo másico de entrada que le llega a la primera pileta es el total, una vez alcanzado el régimen el caudal disminuye al necesario para mantener las pérdidas y el resto se le aporta a la segunda pileta (descontando también el caudal de la mitad de las duchas).

$$\dot{m}_e = \dot{m}$$

$$t = \frac{90000Kg}{25672 \frac{Kg}{h}} \cdot (3,12 - \ln(42^\circ C - 28^\circ C)) = \boxed{1,7h}$$

El caudal para mantener la piscina a 28°C y permitir su uso, con una temperatura de agua de entrada de 42°C es:

$$\dot{m}_{p+t} = \frac{49473,2 \frac{Kcal}{h}}{1 \frac{Kcal}{Kg \cdot ^\circ C} \cdot (42^\circ C - 28^\circ C)} = 3533,8 \frac{Kg}{h}$$

El caudal disponible para calentar la otra pileta es:

$$\dot{m}_e = \dot{m} - \dot{m}_{p+t} - \frac{\dot{m}_{ducha}}{2} = 25672 \frac{Kg}{h} - 3533,8 \frac{Kg}{h} - \frac{6300 \frac{Kg}{h}}{2} = 18988,2 \frac{Kg}{h}$$

$$t = \frac{90000Kg}{18988,2 \frac{Kg}{h}} \cdot (3,12 - \ln(42^\circ C - 28^\circ C)) = \boxed{2,3h}$$

De esta forma se requieren 4h para tener las dos piscinas en régimen, con la ventaja de que en 1,7h una de las piletas puede ser usada.

- Análisis de resultado

Los tiempos de puesta en marcha obtenidos dieron muy altos, en realidad estos pueden ser menores ya que el intercambiador se selecciona para una potencia mayor a la necesaria. Aun así, una manera de bajar estos tiempos es que la temperatura inicial de la pileta sea mayor, para lograrlo se pueden cubrir las mismas con una manta térmica durante el periodo de cierre del parque.

3.1. Utilización de manta térmica

Estas mantas se fabrican de polietileno formando burbujas de aire que le brindan una buena aislación térmica.



Figura 55

Pérdida de temperatura durante el periodo de cierre

- Hipótesis de cálculo.

El periodo de cierre de parque es de 18:30h a 10:30h, se supone que a partir de las 8.30h se comienza la puesta en marcha de las piletas.

Con la manta colocada las pérdidas que se consideran son por conducción y radiación (se supone que la manta es transparente y no modifica el efecto).

- Datos

Temperaturas:

$T_a = 28^\circ\text{C} = 301,15\text{K}$	Agua de pileta.
$T_{amb} = 19,3^\circ\text{C} = 292,45\text{K}$	Ambiente.
$T_{cielo} = 230\text{K}$	Espacio cercano.

Conductividad térmica.

$$K = 0,6552 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}\cdot\text{m}\cdot\text{K}}$$

Áreas.

$A_1 = 118\text{m}^2$	Paredes y fondo de pileta.
$A_2 = 75,04\text{m}^2$	Superficie de agua de la pileta.

Espesor de pared de pileta.

$$e = 0,1\text{m}$$

Emisividad del agua.

$$\epsilon = 0,96$$

Constante de Stefan-Boltzmann

$$\sigma = 4,877 \cdot 10^{-8}$$

Masa de agua.

$$m = 90000\text{Kg}$$

Calor específico del agua.

$$c_p = 1 \frac{Kcal}{Kg \cdot K}$$

- Ecuaciones

Pérdidas de calor por conducción y radiación.

$$Q_{c,r} = \frac{K \cdot A_1}{e} \cdot (T - T_{amb}) + \epsilon \cdot \sigma \cdot A_2 \cdot (T^4 - T_{cielo}^4)$$

Pérdida de calor por variación de temperatura.

$$Q_T = m \cdot c_p \cdot (T_a - T)$$

- Desarrollo

Igualando las pérdidas de calor.

$$Q_{c,r} = Q_T$$

$$\frac{K \cdot A_1}{e} \cdot (T - T_{amb}) + \epsilon \cdot \sigma \cdot A_2 \cdot (T^4 - T_{cielo}^4) = \frac{d}{dt} (m \cdot c_p \cdot (T_a - T))$$

$$\frac{K \cdot A_1}{e} \cdot T + \epsilon \cdot \sigma \cdot A_2 \cdot T^4 + m \cdot c_p \cdot \frac{dT}{dt} = \frac{K \cdot A_1}{e} \cdot T_{amb} + \epsilon \cdot \sigma \cdot A_2 \cdot T_{cielo}^4$$

Las temperaturas se expresan en Kelvin.

$$773,136 \cdot T + 3,513 \cdot 10^{-6} \cdot T^4 + 90000 \cdot \frac{dT}{dt} = 235,935 \cdot 10^3$$

Resolviendo la ecuación diferencial con el programa de cálculo Matlab, fijando como:

- Condición inicial $T = T_a = 301,15K$ para $t = 0$.
- Periodo de análisis desde $t = 0$ hasta $t = 14h$.

Se obtiene que después de 14h la temperatura disminuye a 297,48K, o sea 24,33°C.

Puesta en régimen

Se recalcula el tiempo de puesta en marcha para las dos piletas en simultáneo, modificando la temperatura inicial por la hallada anteriormente.

$$t = \frac{90000Kg}{12836 \frac{Kg}{h}} \cdot (\ln(42^\circ C - 24,33^\circ C) - \ln(42^\circ C - 28^\circ C)) = \boxed{1,6h}$$

4. Intercambiador de calor

Para culminar con el cálculo térmico se halla la temperatura de salida del agua en el intercambiador, a partir de las pérdidas obtenidas anteriormente y del requerimiento de temperatura calculado/fijado al final de la cañería.

Definidas las temperaturas de entrada y salida del agua del lado frío del intercambiador, se puede establecer el calor que debe aportar.

Por último, se deben establecer una determinada cantidad de variables para que el intercambiador de calor pueda ser diseñado. El diseño y cálculo del mismo no puede ser realizado en este proyecto, ya que para ello se necesitaría contar con muchas certidumbres que forman parte del Know How de la empresa que los construye. Lo que se hará es, a partir de las variables obtenidas, realizar pedidos de cotización a distintos fabricantes para luego evaluar las opciones que se tengan.

- **Datos**

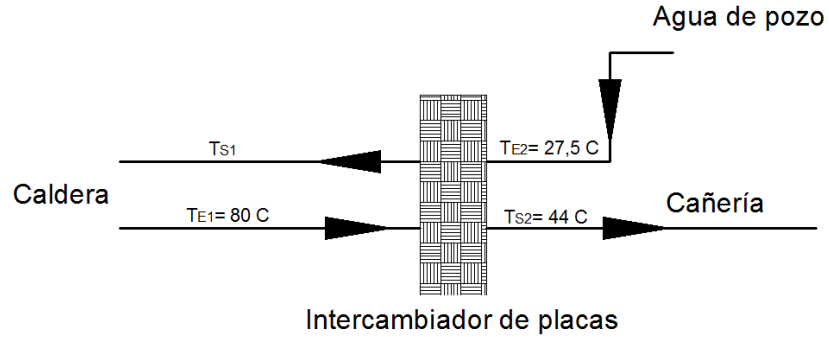


Figura 56

Temperaturas:

$$T_{E2} = 27,5^{\circ}\text{C}$$

Agua de pozo.

$$T_{S2} = 44^{\circ}\text{C}$$

Salida del intercambiador a sector piletas.

Flujo másico.

$$\dot{m} = 25672 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Calor específico del agua.

$$c_p = 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}\cdot^{\circ}\text{C}}$$

- **Ecuaciones**

Transferencia de calor por calor sensible.

$$\dot{Q}_{nec} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{S2} - T_{E2})$$

- **Desarrollo**

$$\dot{Q}_{nec} = 25672 \frac{Kg}{h} \cdot 1 \frac{Kcal}{Kg \cdot ^\circ C} \cdot (44^\circ C - 27,5^\circ C) = \boxed{423588 \frac{Kcal}{h}}$$

5. Caldera

El predio posee una caldera humotubular de tres pasos, marca Gonella, que tiene un quemador de 800.000 Kcal/h funcionando mediante gas natural. La estación reguladora de gas natural trabaja a 20 g/cm² y puede entregar un máximo de 92 m³N/h.

Actualmente la caldera se encuentra trabajando a su máxima capacidad para abastecer el complejo termal, por tal motivo se elimina la posibilidad de utilizarla para el parque acuático.

La instalación de una nueva caldera requiere una gran inversión, al realizarse debe generar un extra de energía que permita el crecimiento de las termas. La potencia que se requiere es de 450.000 Kcal/h, por lo tanto se selecciona una caldera de 720.000 Kcal/h.

5.1. Flujos másicos

En los cálculos posteriores es necesario conocer los flujos de agua de ambas calderas. Para esto se supone que la caldera actual trabaja a su máxima capacidad, mientras que la nueva aporta el caudal necesario para el intercambiador de calor del parque acuático.

Caldera actual

El caudal máximo que puede aportar la caldera existente es:

$$\dot{m}_{m\acute{a}x} = \frac{\dot{Q}_{m\acute{a}x}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \eta} = \frac{688.800 \frac{Kcal}{h}}{1 \frac{Kcal}{Kg \cdot ^\circ C} \cdot (80^\circ C - 55^\circ C)} = \boxed{27.552 \frac{Kg}{h}}$$

Caldera nueva

La potencia que debe suministrarse es la solicitada por el intercambiador de calor, suponiendo que el mismo tiene un rendimiento del 95% se determina el flujo másico a aportar por la caldera.

$$\dot{m}_{cal} = \frac{\dot{Q}_{int}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \eta} = \frac{450.000 \frac{Kcal}{h}}{1 \frac{Kcal}{Kg \cdot ^\circ C} \cdot (80^\circ C - 55^\circ C) \cdot 0,95} = \boxed{18.947 \frac{Kg}{h}}$$

5.2. Consumo de gas natural

Se calculará el consumo de gas natural de la caldera para la capacidad de máxima potencia del intercambiador.

- Hipótesis de cálculo.

Se considera el rendimiento del intercambiador de calor $\eta_{int} = 0,95$.

Se considera el rendimiento de la caldera $\eta_{cal} = 0,90$.

- Datos.

Poder calorífico del gas natural.

$$PCI = 8400 \text{ Kcal/m}^3$$

Capacidad del intercambiador.

$$\dot{Q}_{int} = 500.000 \text{ Kcal/h}$$

- Desarrollo.

El caudal de gas necesario es:

$$\dot{V}_g = \frac{\dot{Q}_{int}}{\eta_{int} \cdot \eta_{cal} \cdot PCI} = \frac{500.000 \text{ Kcal/h}}{0,95 \cdot 0,90 \cdot 8400 \text{ Kcal/m}^3} = \boxed{69,6 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}$$

6. Tanque de expansión

6.1. Regulación del nivel de líquido

- Hipótesis de cálculo

No se considera la expansión del agua presente en el interior de las cañerías, ya que esta es solo de un 8%.

- Datos.

Volumen de agua en calderas:

$$V_1 = 3000l \quad \text{Caldera actual.}$$

$$V_2 = 2175l \quad \text{Caldera nueva.}$$

Dimensiones del tanque.

$$\text{Altura: } h = 1,2 \text{ m}$$

$$\text{Diámetro: } D = 0,954 \text{ m}$$

Densidad del agua.

$$\delta_1 = 998,55 \text{ Kg/m}^3 \quad \text{Temperatura ambiente.}$$

$$\delta_2 = 965,06 \text{ Kg/m}^3 \quad \text{Para } 90^\circ\text{C.}$$

- **Desarrollo**

El volumen del tanque es:

$$V_t = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot h = \pi \cdot \frac{(0,954 \text{ m})^2}{4} \cdot 1,2 \text{ m} = 857,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 857,8 \text{ l}$$

El volumen de agua que contiene el tanque en la condición de régimen actual es:

$$V_r = 0,5 \cdot V_t + (V_1 + 0,5 \cdot V_t) \cdot \left(\frac{\delta_1}{\delta_2} - 1 \right)$$

$$V_r = 0,5 \cdot 857,8 \text{ l} + (3000 \text{ l} + 0,5 \cdot 857,8 \text{ l}) \cdot \left(\frac{998,55 \text{ Kg/m}^3}{965,06 \text{ Kg/m}^3} - 1 \right) = 547,9 \text{ l}$$

Manteniendo el volumen hallado para la nueva condición de régimen, se determina el volumen de agua en el tanque a temperatura ambiente.

$$547,9 \text{ l} = V_x + (V_1 + V_2 + V_x) \cdot \left(\frac{\delta_1}{\delta_2} - 1 \right)$$

$$547,9 \text{ l} = V_x + (3000 \text{ l} + 2175 \text{ l} + V_x) \cdot \left(\frac{998,55 \text{ Kg/m}^3}{965,06 \text{ Kg/m}^3} - 1 \right) \Rightarrow V_x = 356 \text{ l}$$

$$V_x \% \approx \boxed{42\%}$$

6.2. Aislación

El tanque actualmente no tiene aislación, se halla disminución en la pérdida de calor aislándolo adecuadamente. Se propone aislarlo como se muestra a continuación.

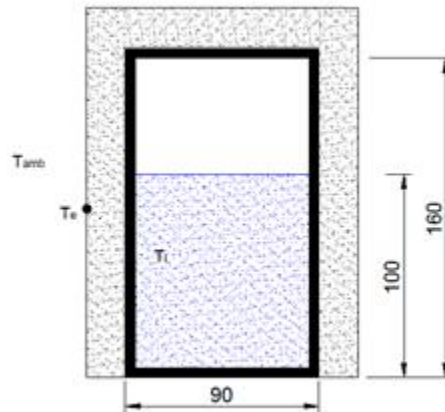


Figura 57

- **Hipótesis**

No se tiene en cuenta el espesor de la chapa con que está fabricado el tanque.

Se considera aislación de lana mineral.

Se hace el cálculo para la condición del tanque lleno, que es la situación más crítica.

- **Datos**

Diámetro.

$$D = 0,954 \text{ m}$$

Altura del tanque.

$$a = 1,2 \text{ m}$$

Temperaturas.

$$T_i = 80 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{amb} = 19,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

Conductividad térmica del aislante.

$$K = 0,033 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} = 0,028 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}\cdot\text{m}\cdot\text{K}} \quad \text{Del aislante.}$$

Constante de Stefan-Boltzmann.

$$\sigma = 4,877 \cdot 10^{-8} \frac{\text{Kcal}}{\text{h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{K}^4}$$

Emisividad.

$$\varepsilon_p = 0,9 \quad \text{Pintura negra.}$$

$$\varepsilon_g = 0,28 \quad \text{Chapa galvanizada.}$$

- **Ecuaciones**

Pérdida de calor en tanque.

Sin aislación

$$\dot{Q}_{sa} = (T_i - T_{amb}) \cdot \left(\frac{1}{\frac{1}{A_p \cdot (h_{rp} + h_{cp})}} + \frac{1}{\frac{1}{A_t \cdot (h_{rt} + h_{ct})}} \right)$$

$$A_p = \pi \cdot D \cdot a \quad \text{Superficie de pared.}$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \quad \text{Superficie de tapa.}$$

Con aislación

$$\dot{Q}_{ca} = (T_i - T_{amb}) \cdot \left(\frac{1}{R_{cp} + \frac{1}{A_p \cdot (h_{rp} + h_{cp})}} + \frac{1}{R_{ct} + \frac{1}{A_t \cdot (h_{rt} + h_{ct})}} \right)$$

$$A_p = \pi \cdot (D + 2 \cdot e) \cdot a$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} \cdot (D + 2 \cdot e)^2$$

Coefficiente de transferencia de calor por radiación.

Sin aislación

$$h_{rp} = h_{rt} = \frac{\sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_i^4 - T_{amb}^4)}{T_i - T_{amb}}$$

Con aislación

$$h_{rp} = h_{rt} = \frac{\sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_e^4 - T_{amb}^4)}{T_i - T_{amb}}$$

Coefficiente de transferencia de calor por convección.

$$h_{ct} = \frac{K \cdot \overline{Nu}_L}{L_c}$$

$$L_c = \frac{A_t}{P_t} = \frac{\pi \cdot D^2 / 4}{\pi \cdot D} = \frac{D}{4} \quad \text{Longitud característica.}$$

Sin aislación

$$h_{cp} = 1,13 \cdot \left(\frac{T_i - T_{amb}}{D} \right)^{0,25}$$

Con aislación

$$h_{cp} = 1,13 \cdot \left(\frac{T_e - T_{amb}}{D + 2 \cdot e} \right)^{0,25}$$

Resistencia por conducción.

$$R_{cp} = \frac{1}{2\pi \cdot K \cdot a} \cdot \ln \left(\frac{D + 2 \cdot e}{D} \right)$$

e Espesor del aislante.

Número de Rayleigh.

$$Ra_{L,c} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_t - T_{amb}) \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha}$$

$T_t = T_i$ sin aislación.

$T_t = T_e$ con aislación.

$\beta = \frac{1}{T_{amb}}$ T_{amb} en K.

Las demás propiedades térmicas se toman a la temperatura $T_m = (T_t + T_{amb})/2$.

Número de Nusselt.

$$\overline{Nu}_L = 0,54 \cdot Ra_{L,c}^{1/4} \quad 10^7 \leq Ra_{L,c} \leq 10^{11}$$

- **Desarrollo**

Se pretende que la temperatura exterior del aislante sea cercana a:

$$T_e = T_{amb} + \frac{1}{10} \cdot (T_i - T_{amb}) = 19,3^\circ\text{C} + \frac{1}{10} \cdot (80^\circ\text{C} - 19,3^\circ\text{C}) \approx 25^\circ\text{C}$$

Además se desea que el ahorro de energía sea cercano al 95%.

Partiendo de este valor se halla el calor cedido al ambiente por el tanque mediante un proceso de iteración. Esto se realiza para distintos espesores de aislante, volcándose los resultados en la siguiente tabla:

Variables	Sin aislación	Con aislación	
		25mm	100mm
h_r [Kcal/h · m ² · K]	5,96	4,60	4,46
h_{cp} [Kcal/h · m ² · K]	3,19	1,95	1,45
h_{ct} [Kcal/h · m ² · K]	4,77	3,04	2,26
R_{cp} [°C · h/Kcal]	-	0,24	0,90
R_{ct} [°C · h/Kcal]	-	1,13	3,41
\dot{Q} [Kcal/h]	2462,8	259,7	80,7
T_e [°C]	80	28,3	22,4
Ahorro [%]	0	89,5	96,7

Tabla 14

Por lo tanto el espesor más adecuado es 100 mm.

7. Circuito hidráulico

Primero se analizará el circuito del lado frío del intercambiador de calor y luego el correspondiente al lado caliente.

7.1. Circuito lado frío

Se analiza el circuito entre los puntos 1 y 2 del mismo.

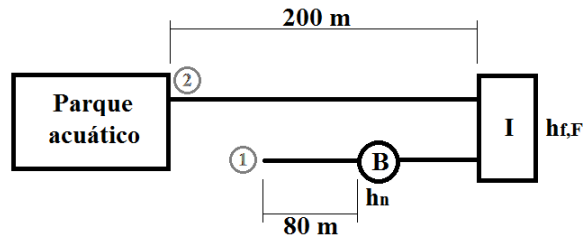


Figura 58

Siendo $h_{f,F}$ la pérdida de carga del lado frío del intercambiador y h_n la altura manométrica necesaria de la bomba.

Generalmente un intercambiador de calor bien diseñado tiene una pérdida de calor en el lado frío alrededor de 70 KPa.

- Datos

Temperatura.

$$T_1 = 27,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 42 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Densidad.

$$\delta_1 = 996,45 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\delta_2 = 991,05 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Viscosidad dinámica.

$$\mu_1 = 842,5 \cdot 10^{-6} \frac{\text{Kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

$$\mu_2 = 618 \cdot 10^{-6} \frac{\text{Kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

Diámetro.

$$D = 73,6 \text{ mm} \quad \text{Tubo PN 12,5 de PVC de 90 mm}$$

Rugosidad absoluta.

$$\varepsilon = 0,0015 \text{ mm} \quad \text{PVC}$$

Caudal.

$$Q = 25,7 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 7,14 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Presión de vapor a 27,5°C (temperatura de aspiración).

$$p_v = 3,67 \text{KPa}$$

Presión atmosférica.

$$p_{atm} = 101,325 \text{KPa}$$

- Ecuaciones

Ecuación de Bernoulli.

$$y_1 + \frac{P_1}{\delta_1 \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + h_n = y_2 + \frac{P_2}{\delta_2 \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + \sum h_f$$

Número de Reynolds.

$$Re = \frac{\delta \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{4 \cdot \delta \cdot Q}{\pi \cdot \mu \cdot D}$$

Ecuación de Darcy-Weisbach.

$$h_f = f \cdot \frac{L \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot D} = f \cdot \frac{8 \cdot L \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2 \cdot D^5}$$

- Desarrollo

El número de Reynolds para las dos condiciones es:

$$4 \cdot 996,45 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 7,14 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Re_1 = \frac{4 \cdot 996,45 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 7,14 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 842,5 \cdot 10^{-6} \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \cdot 73,6 \cdot 10^{-3} \text{m}} = 146089$$

$$4 \cdot 991,05 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 7,14 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Re_2 = \frac{4 \cdot 991,05 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 7,14 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 618 \cdot 10^{-6} \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \cdot 73,6 \cdot 10^{-3} \text{m}} = 198078$$

La rugosidad relativa de la tubería es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,0015 \text{mm}}{73,6 \text{mm}} = 0,00002$$

A partir del diagrama de Moody, con el número de Reynolds y la rugosidad relativa, se obtiene el factor de Darcy-Weisbach.

$$f_1 = 0,0165$$

$$f_2 = 0,0160$$

Con esto se halla la pérdida de carga en cada tramo del circuito.

$$h_{f,1-B} = 0,0165 \cdot \frac{8 \cdot 80 \text{ m} \cdot \left(7,14 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}\right)^2}{9,8 \text{ m}/\text{s}^2 \cdot \pi^2 \cdot (73,6 \cdot 10^{-3} \text{ m})^5} = 2,58 \text{ m}$$

$$h_{f,B-2} = 0,0160 \cdot \frac{8 \cdot 200 \text{ m} \cdot \left(7,14 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}\right)^2}{9,8 \text{ m}/\text{s}^2 \cdot \pi^2 \cdot (73,6 \cdot 10^{-3} \text{ m})^5} = 6,25 \text{ m}$$

$$h_{f,F} = \frac{70 \cdot 10^3 \text{ Pa}}{994 \text{ Kg}/\text{m}^3 \cdot 9,8 \text{ m}/\text{s}^2} = 7,19 \text{ m}$$

Por lo tanto, la pérdida de carga total es:

$$\sum h_f = 2,58 \text{ m} + 6,25 \text{ m} + 7,19 \text{ m} = 16,02 \text{ m}$$

Reemplazando en la ecuación de Bernoulli, teniendo en cuenta que:

$$Q_1 = Q_2$$

$$P_1 = P_2$$

$$y_1 = y_2$$

$$h_n = \sum h_f = \boxed{16,02 \text{ m}}$$

La altura manométrica que entrega en el punto de funcionamiento es:

$$H_d = 20 \text{ m}$$

El NPSH (Altura de aspiración positiva neta) disponible de la instalación es:

$$NPSH_{dis} = \frac{p - p_v}{\delta_{27,5^\circ\text{C}} \cdot g} - h_{f,1-B} = \frac{101325 \text{ Pa} - 3674,5 \text{ Pa}}{996,45 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} - 2,58 \text{ m}$$

$$NPSH_{dis} = \boxed{7,4 \text{ m}}$$

La misma requiere un NPSH de:

$$NPSH_{req} = 1,3m$$

Verificando ya que $NPSH_{disp} > NPSH_{req}$, no se produce cavitación en la bomba.

Por lo tanto la bomba que está funcionando actualmente puede ser utilizada en el circuito nuevo.

7.2. Circuito lado caliente

Se halla la pérdida de carga en la cañería de impulsión y aspiración del cuadro de bombas, para esto se determina la longitud equivalente de ambos tramos que unen a los equipos nuevos, ya que el resto de la instalación se encuentra trabajando en paralelo al cuadro.

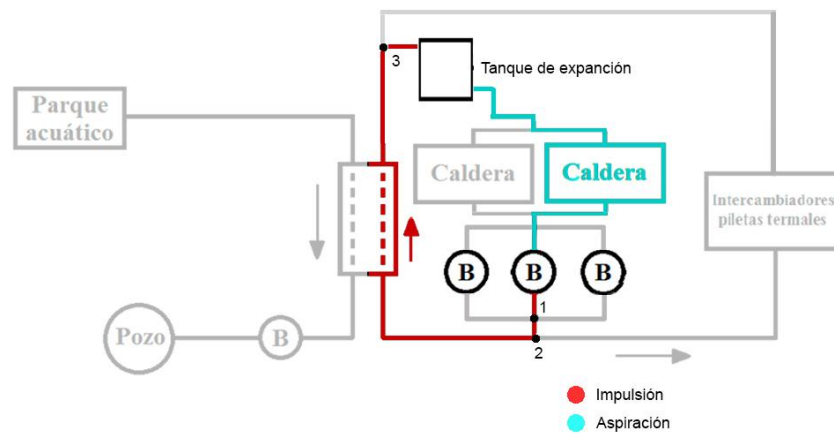


Figura 59

- Hipótesis de cálculo.

Se considera que la caldera existente está trabajando a su máxima capacidad, mientras que la nueva aporta el caudal necesario para el intercambiador nuevo.

Todas las variables térmicas se hallan para una temperatura promedio del circuito.

$$T_m = 67,5^{\circ}\text{C}$$

- Datos.

Caudales de la instalación.

$$Q_c = 27,6 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_I = 18,9 \frac{m^3}{h}$$

Diámetros.

Tramo de cañería	Diámetro[in]
Bomba a 1	2''
1 a 2	4''
2 a 3	2''
3 a Tanque	4''
Tanque a bomba	4''

Tabla 15

Longitudes cañerías y equivalente de accesorios (curvas, codos, válvulas, etc.).

Tramo de cañería	Longitud [m]	Longitud equivalente [m]	Longitud total [m]
Bomba a 1	0,3	13,45	13,75
1 a 2	9,35	13,3	22,65
2 a 3	3,5	10,45	13,95
3 a Tanque	7,3	6	13,3
Tanque a bomba	27,3	57,6	84,9

Tabla 16

Alturas:

$h_e = 4 \text{ m}$	Entrada de agua del tanque de expansión.
$h_s = 3 \text{ m}$	Salida de agua del tanque de expansión.
$h_t = 0,5 \text{ m}$	Nivel de líquido del tanque de expansión a temperatura ambiente.

Diámetro.

$D_2 = 45,3 \text{ mm}$	Para 2'' de termofusión.
$D_4 = 88,9 \text{ mm}$	Para 4'' de termofusión.

Caídas de presión:

$\Delta p_l = 40 \text{ KPa}$	En intercambiador (Estimada).
$p_{ev} = 22 \text{ KPa}$	En electroválvula ($K_v = 40$).

Densidad.

$\delta = 979,06 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$	Temperatura promedio de la instalación.
$\delta_{80^\circ\text{C}} = 971,6 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$	Para 80°C.

Viscosidad dinámica.

$$\mu_1 = 419 \cdot 10^{-6} \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

Presión de vapor a 80°C (temperatura de aspiración).

$$p_v = 47,39\text{KPa}$$

- **Ecuaciones.**

Se usan las mismas que para el circuito del lado frío.

- **Desarrollo.**

El cuadro de bombas tiene tres Grundfos, modelo 15-3 con una capacidad de bombeo de $24 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ cada una.

El caudal total con que trabajaría el sistema es el aportado por la caldera existente y el necesario para el intercambiador.

$$Q_T = Q_c + Q_I = 27,6 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} + 18,9 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 46,5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Trabajando en paralelo dos de las bombas se cumple la necesidad, cada una bombeara la mitad del caudal total del circuito.

Los caudales en los distintos tramos de cañería son:

Tramo	Caudal [m^3/h]	Descripción
Bomba a 1	23,3	La mitad del total.
1 a 2	46,5	El total de la instalación.
2 a 3	18,9	El que atraviesa el nuevo intercambiador de calor.
3 a Tanque	46,5	El total de la instalación.
Tanque a bomba	18,9	El que atraviesa el nuevo intercambiador de calor.

Tabla 17

Quedando el circuito equivalente para la impulsión y aspiración de la siguiente manera:

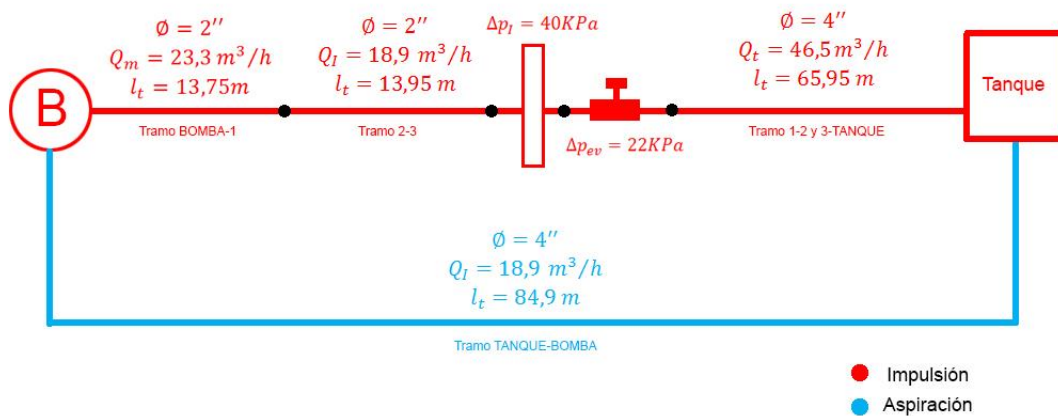


Figura 60

Los números de Reynolds para ambos circuitos son:

$$4 \cdot 979,06 \text{ Kg}/\text{m}^3 \cdot 6,47 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Re_{Imp(B-1)} = \frac{4 \cdot 979,06 \text{ Kg}/\text{m}^3 \cdot 6,47 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot 419 \cdot 10^{-6} \text{ Kg}/\text{m} \cdot \text{s} \cdot 45,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 424924$$

$$4 \cdot 979,06 \text{ Kg}/\text{m}^3 \cdot 5,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Re_{Imp(2-3)} = \frac{4 \cdot 979,06 \text{ Kg}/\text{m}^3 \cdot 5,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot 419 \cdot 10^{-6} \text{ Kg}/\text{m} \cdot \text{s} \cdot 45,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 344799$$

$$4 \cdot 979,06 \text{ Kg}/\text{m}^3 \cdot 12,92 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Re_{Imp(1-2 \text{ y } 3-T)} = \frac{4 \cdot 979,06 \text{ Kg}/\text{m}^3 \cdot 12,92 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot 419 \cdot 10^{-6} \text{ Kg}/\text{m} \cdot \text{s} \cdot 88,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 432380$$

$$4 \cdot 979,06 \text{ Kg}/\text{m}^3 \cdot 5,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Re_{Asp(T-B)} = \frac{4 \cdot 979,06 \text{ Kg}/\text{m}^3 \cdot 5,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot 419 \cdot 10^{-6} \text{ Kg}/\text{m} \cdot \text{s} \cdot 88,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 174023$$

La rugosidad relativa para la tubería de 2" y 4" son:

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,0015 \text{ mm}}{45,3 \text{ mm}} = 0,00003 \quad \text{Para } 2''$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,0015 \text{ mm}}{88,9 \text{ mm}} = 0,00002 \quad \text{Para } 4''$$

Del diagrama de Moody, con el número de Reynolds y la rugosidad relativa, se obtiene el factor de Darcy-Weisbach. Luego se haya la pérdida de carga de cada tramo.

Tramo	Reynolds	F	h_f [m]
B-1 (2'')	424924	0,0141	3,5
2-3 (2'')	344799	0,0143	2,4
1-2 y 3-T (4'')	432380	0,0140	2,3
T-B (4'')	174023	0,0165	0,6

Tabla 18

De la ecuación de Bernoulli se halla la altura manométrica necesaria. Se toma como punto 1 la salida del tanque de expansión y 2 la entrada de agua del mismo.

$$y_1 = h_s$$

$$y_2 = h_e$$

$$P_1 = h_t$$

$$P_2 = 0$$

$$v_1 = v_2$$

$$\sum h_f = h_{f,B-1} + h_{f,2-3} + h_{f,2-3} + h_{f,2-3} + \frac{\Delta p_I}{\delta \cdot g} + \frac{\Delta p_{ev}}{\delta \cdot g}$$

Remplazando:

$$3m + 0,5m + h_n = 4m + \left(3,5 + 2,4 + 2,3 + 0,6 + \frac{40.000Pa}{979,06 \frac{Kg}{m^3} \cdot 9,8 \frac{m}{s^2}} + \frac{22.000Pa}{979,06 \frac{Kg}{m^3} \cdot 9,8 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$h_n = \boxed{15,8m}$$

Las bombas Grundfos CR 15-3 para un caudal de 23,3 m³/h, poseen una altura manométrica de:

$$H_d = 23,8 m$$

El NPSH disponible de la instalación es:

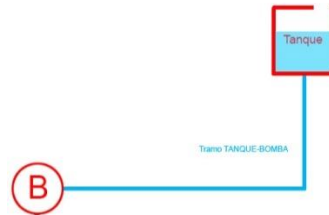


Figura 61

$$NPSH_{disp} = \frac{p - p_v}{\delta_{80^\circ C} \cdot g} + (h_s - h_t) - h_{f,T-B} = \frac{101.325Pa - 47.390Pa}{971,6 \frac{Kg}{m^3} \cdot 9,8 \frac{m}{s^2}} + 3,5m - 0,6m$$

$$NPSH_{disp} = \boxed{8,56m}$$

La misma requiere un NPSH de:

$$NPSH_{req} = 3,92m$$

Verificando ya que $NPSH_{disp} > NPSH_{req}$, no se produce cavitación en la bomba.

8. Circuito de gas natural

Se calcularán los diámetros de cañerías necesarios para conectar el circuito de gas propuesto en la ingeniería básica (apartado 6).

- **Hipótesis de cálculo.**

Servicio ininterrumpido los 365 días de año.

- **Datos.**

Longitud equivalente de los tramos.

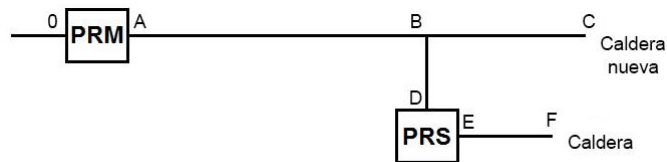


Figura 62

$$L_{AB} = 80m$$

$$L_{BC} = 15m$$

$$L_{BD} = 15m$$

$$L_{EF} = 5m$$

Presión de suministro.

$$p_0 = 4 - 1 \text{ Kg/cm}^2$$

Presión requerida:

$$p_C = 160 \text{ g/cm}^2$$

$$p_F = 20 \text{ g/cm}^2$$

Consumos.

$$Q_F = 92 \text{ m}^3/\text{h} \quad \text{Caldera actual.}$$

$$Q_C = 92 \text{ m}^3/\text{h} \quad \text{Caldera nueva.}$$

Caudal de diseño.

$$Q_F = 240 \text{ m}^3/\text{h}$$

Densidad relativa del gas natural.

$$\rho_r = 0,6$$

Presión atmosférica.

$$p_{amb} = 1,033 \text{ Kg/cm}^2$$

- **Ecuaciones**

Ecuación de Renouard simplificada.

$$p_1^2 - p_2^2 = 48600 \cdot \rho_r \cdot L \cdot Q^{1,82} \cdot D^{-4,82}$$

- p Presión absoluta [Kg/cm²].
- ρ_r Densidad relativa.
- L Longitud equivalente de cañería [Km].
- Q Caudal [m³/h].
- D Diámetro de la cañería [mm].

Velocidad en cañería.

$$v = \frac{365,35 \cdot Q}{D^2 \cdot p} \left[\frac{m}{s} \right]$$

Las unidades de la ecuación son las mismas que se utilizan en Renouard simplificada.

- **Desarrollo**

La norma NAG 201 exige una caída de presión máxima entre plantas de regulación del 20% de la presión regulada y del 10% entre la misma y el consumo. Para tramos con presión menor a 35 g/cm² la caída de presión máxima es 1 g/cm².

Se considera las siguientes caídas de presión:

$$\begin{aligned} \Delta p_{AB} \% &= 8\% \\ \Delta p_{BC} \% &= 2\% \\ \Delta p_{BD} \% &= 12\% \\ \Delta p_{EF} &= 1 \text{ g/cm}^2 \end{aligned}$$

Se hallan las presiones p_A , p_B , p_D y p_E .

$$\begin{aligned} p_A &= \frac{160 \text{ g/cm}^2}{0,9} \approx 180 \frac{\text{g}}{\text{cm}^2} \\ p_B &= 0,92 \cdot p_A = 165,6 \frac{\text{g}}{\text{cm}^2} \\ p_D &= 0,8 \cdot p_A = 144 \frac{\text{g}}{\text{cm}^2} \\ p_E &= p_F + 1 \text{ g/cm}^2 = 21 \frac{\text{g}}{\text{cm}^2} \end{aligned}$$

Para dimensionar la cañería de la instalación se utilizara la ecuación de Renouard simplificada.

$$D = \sqrt[4]{\frac{p_1^2 - p_2^2}{48600 \cdot \rho_r \cdot L \cdot Q^{1,82}}}$$

$$D_{AB} = \sqrt[4]{\frac{(1,213 \text{ Kg/cm}^2)^2 - (1,199 \text{ Kg/cm}^2)^2}{48600 \cdot 0,6 \cdot 0,080 \text{ Km} \cdot (240 \text{ m}^3/\text{h})^{1,82}}} = 79,9 \text{ mm}$$

$$D_{BC} = \sqrt[4]{\frac{(1,199 \text{ Kg/cm}^2)^2 - (1,193 \text{ Kg/cm}^2)^2}{48600 \cdot 0,6 \cdot 0,015 \text{ Km} \cdot (92 \text{ m}^3/\text{h})^{1,82}}} = 47 \text{ mm}$$

$$D_{BD} = \sqrt[4]{\frac{(1,199 \text{ Kg/cm}^2)^2 - (1,177 \text{ Kg/cm}^2)^2}{48600 \cdot 0,6 \cdot 0,015 \text{ Km} \cdot (92 \text{ m}^3/\text{h})^{1,82}}} = 35,9 \text{ mm}$$

$$D_{EF} = \sqrt[4]{\frac{(1,054 \text{ Kg/cm}^2)^2 - (1,053 \text{ Kg/cm}^2)^2}{48600 \cdot 0,6 \cdot 0,005 \text{ Km} \cdot (92 \text{ m}^3/\text{h})^{1,82}}} = 55,7 \text{ mm}$$

Se debe verificar que en cada tramo la velocidad del gas no supere los 40 m/s.

$$v_{AB} = \frac{365,35 \cdot 240 \text{ m}^3/\text{h}}{(79,9 \text{ mm})^2 \cdot 1,199 \text{ Kg/cm}^2} = 11,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_{BC} = \frac{365,35 \cdot 92 \text{ m}^3/\text{h}}{(47 \text{ mm})^2 \cdot 1,193 \text{ Kg/cm}^2} = 12,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_{BD} = \frac{365,35 \cdot 92 \text{ m}^3/\text{h}}{(35,9 \text{ mm})^2 \cdot 1,177 \text{ Kg/cm}^2} = 22,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_{EF} = \frac{365,35 \cdot 92 \text{ m}^3/\text{h}}{(55,7 \text{ mm})^2 \cdot 1,053 \text{ Kg/cm}^2} = 10,3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- **Resumen de diámetros de cañerías.**

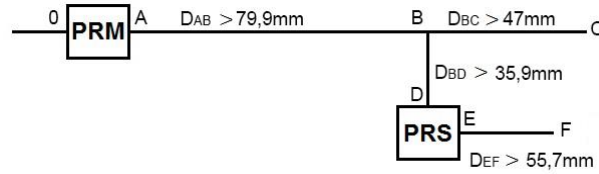


Figura 63

9. Factibilidad del proyecto

El proyecto será factible si la relación entre la inversión inicial y los ingresos del parque acuático fuera de la temporada de verano es positiva.

- **Consideraciones**

De acuerdo a lo especificado en tabla 8 (apartado 8 de Ingeniería de Detalle), el valor total de la inversión es \$1.289.000.

Según la Dirección General de Estadísticas y Censos de Entre Ríos, la concurrencia al complejo termal en la temporada de verano 2014 es:

Mes	Cantidad de personas
Enero	33.383
Febrero	30.525
Marzo	25.250
Total	89.158

Tabla 19

Esta fue una temporada normal para la ciudad ya que el río Uruguay se encontraba en su nivel normal, cuando esto no ocurre aumenta la cantidad de personas que concurren a las termas.

Las tarifas que se cobran a la fecha (Otoño/Invierno 2015) al público son:

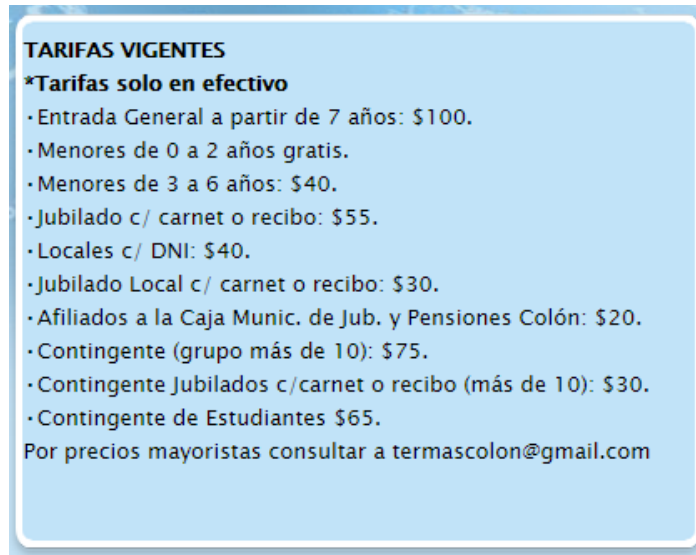


Figura 64

- **Hipótesis**

- En la temporada de verano el 25% de total de personas que ingresan al complejo utilizan el parque acuático, esto se debe a que el mismo está destinado principalmente a niños y adolescentes.
- Se considera un aprovechamiento fuera de temporada del 30% con respecto a la temporada alta.
- Analizando las tarifas, para el cálculo se considera un valor de \$65 por persona.
- El 60% de lo recaudado con las entradas al parque fuera de la temporada de verano (\$40 por persona) se destina a amortizar la inversión. El 40% restante se destina a cubrir gastos operativos y de mantenimiento.
- Se desea un periodo de amortización de al menos 8 años.

- **Desarrollo**

La cantidad de personas que concurren al parque durante la temporada de verano (P_V) es:

$$P_V = 0,25 \cdot 89.200 = 22.300 \text{ personas}$$

La cantidad de personas que lo hacen fuera de la temporada de verano (P_{FV}) es:

$$P_{FV} = 0,3 \cdot P_V \cong 6.700 \text{ personas}$$

El total de ingresos (Q_T) del parque destinado a amortizar la inversión (por año) es:

$$Q_T = \frac{\$40}{\text{persona}} \cdot 6.700 \text{ personas} = \$268.000$$

La factibilidad del proyecto se determina mediante:

- Valor actual neto (VAN).
- Tasa interna de retorno (TIR).

Estos dos métodos son los más utilizados y aceptados en cálculos financieros.

El VAN se halla mediante la siguiente ecuación:

$$VAN = -I + \sum_{t=1}^n VA = -I + \sum_{t=1}^n \frac{Q_t}{(1+r)^t}$$

I Inversión inicial

Q_t Flujo de caja al final de cada periodo, tomándose como duración del periodo un año.

r Tasa anual de descuento, para este cálculo se considera del 10%.

t Número de periodo.

n Cantidad de periodos con los que se realiza el cálculo.

El proyecto será rentable si VAN es mayor que cero.

Mientras que TIR es la tasa de descuento para que VAN sea igual a cero para la misma cantidad de periodos. El proyecto será rentable si $TIR > r$.

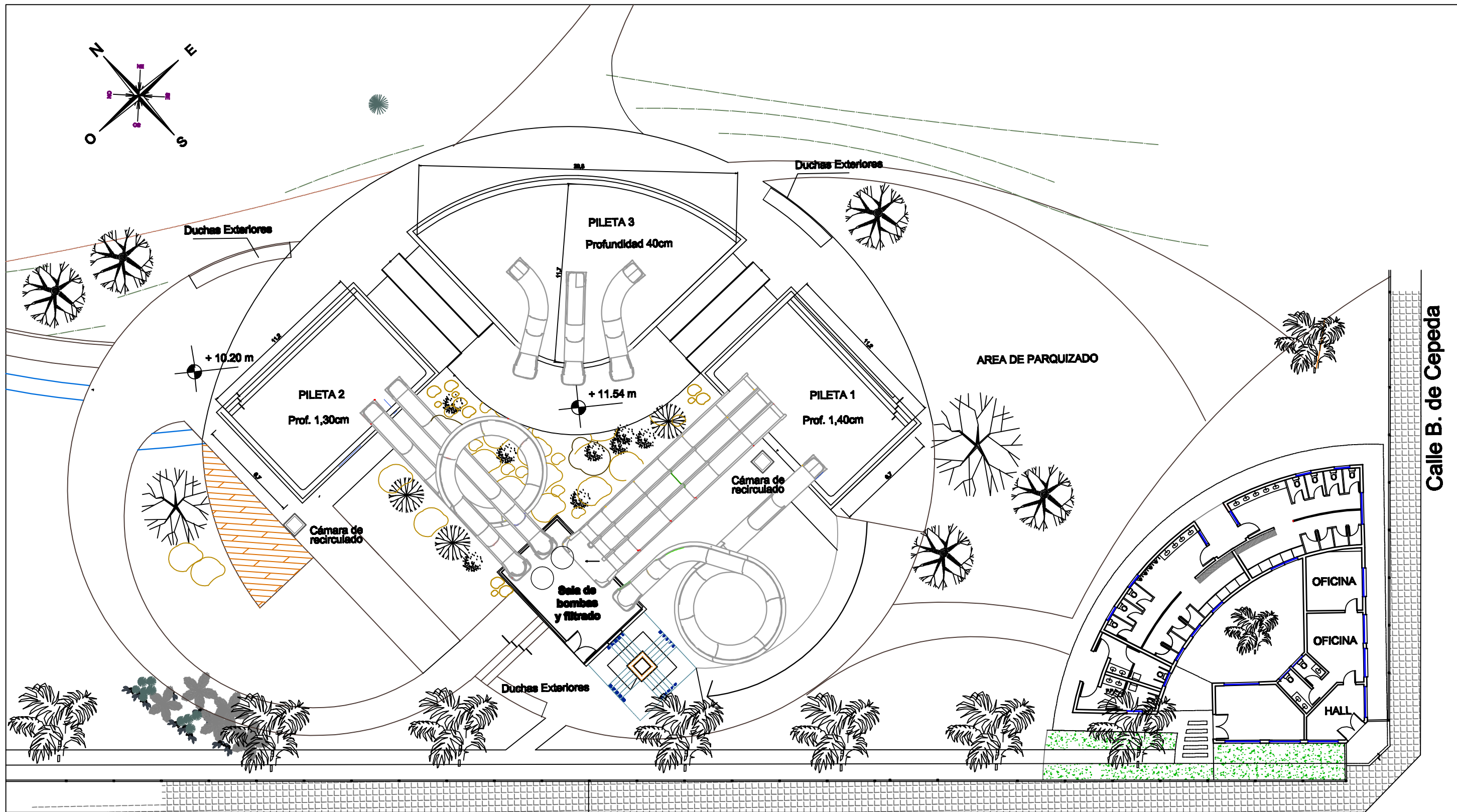
Mediante el uso del software Microsoft Excel se determinaron estos dos valores para un periodo de análisis de ocho años.

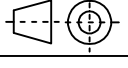
Se considera un flujo de caja por periodo o valor final (VF) constante y se los convierte a valor actual (VA). Todos los valores de la siguiente tabla son en \$.

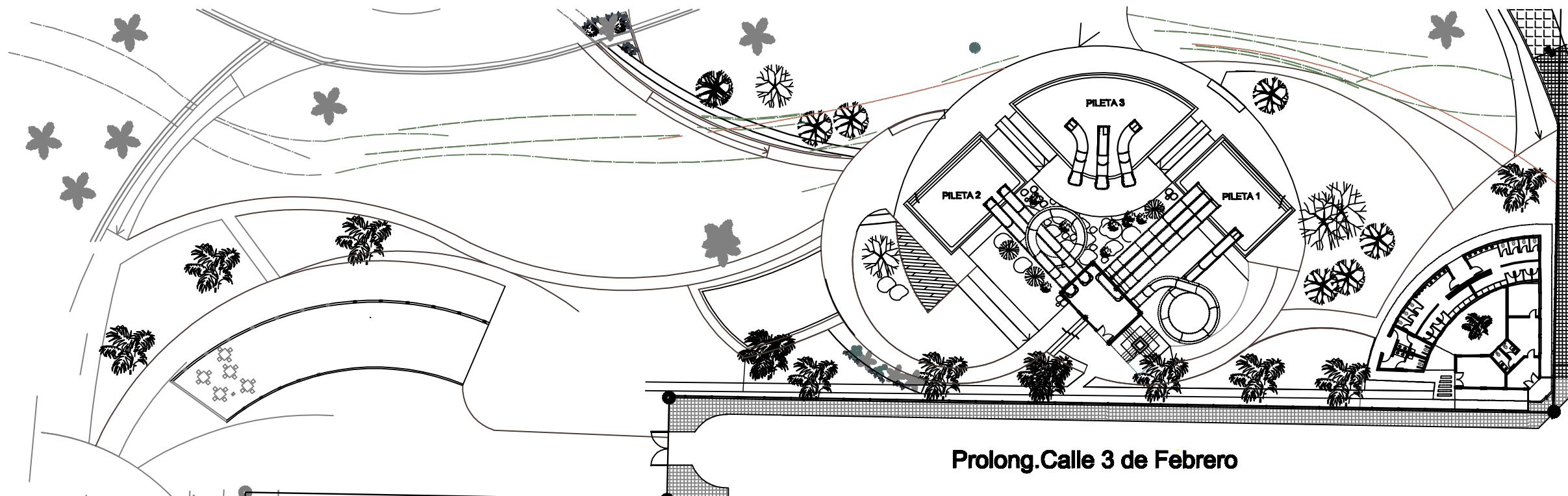
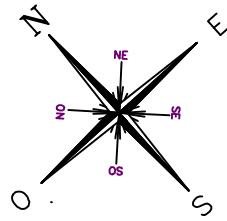
	Inversión inicial (I)	Temporadas							
		1	2	3	4	5	6	7	8
VF	-1.289.000	268.000	268.000	268.000	268.000	268.000	268.000	268.000	268.000
VA	-1.289.000	243.636	221.488	201.352	183.048	166.407	151.279	137.526	125.024
VAN	140.760								
TIR	12,9%								

Tabla 20

Por lo tanto el proyecto es factible para las consideraciones planteadas.



Observación	Dibujó	Fecha	Nombre	Para: Caja de Jubilaciones y Pensiones de Colón	Bechelli Dino Marcó Munilla Andrés
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala 1:248			PARQUE ACUÁTICO	PLANO N° 2
			10/ 06/ 15		
Toler.					
Rug.					



Calle Batalla de Cepeda

Prolong. Calle 3 de Febrero

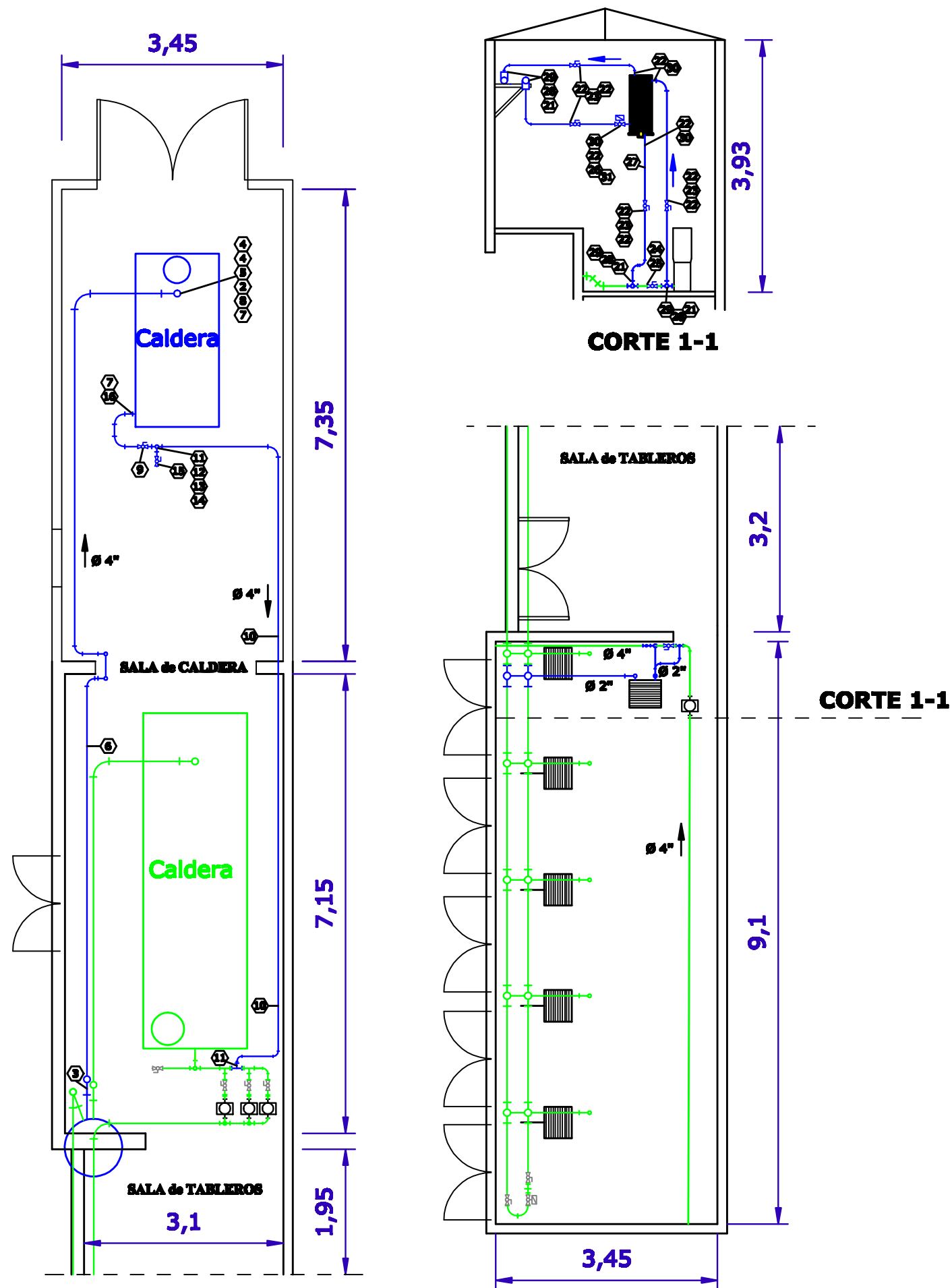
3 de Febrero

Club Ñapindá

SALA DE CALDERA

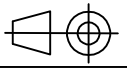
SALA DE MÁQUINAS

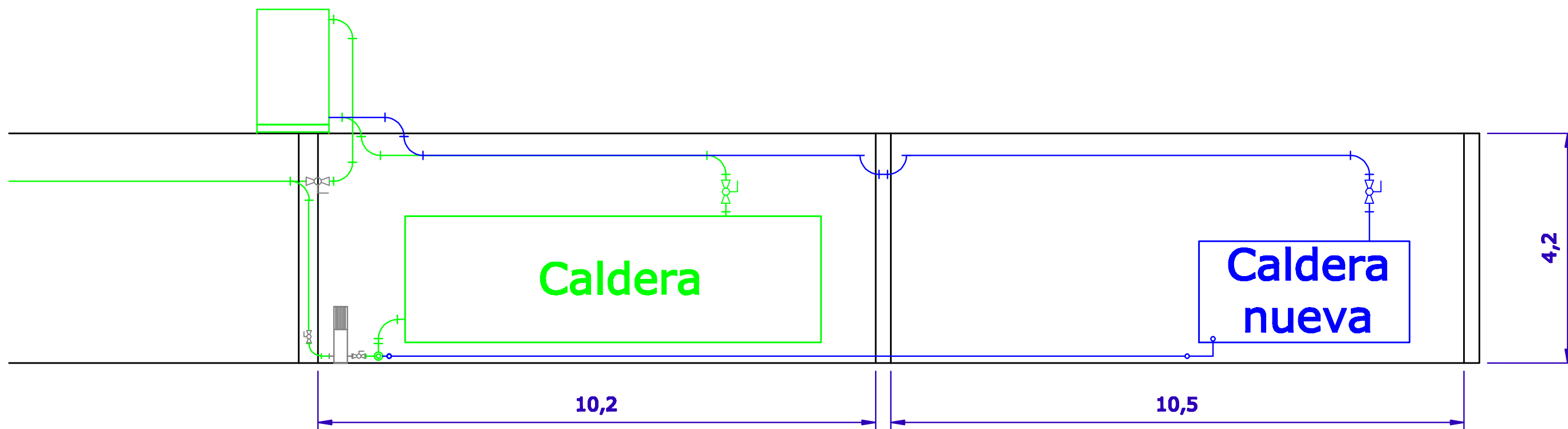
Observación	Dibujó	Fecha	Nombre	Para: Caja de Jubilaciones y Pensiones de Colón	Bechelli Dino Marcó Munilla Andrés
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala 1:576	UBICACIÓN DE PARQUE ACUÁTICO Y SALA DE CALDERAS / MÁQUINAS			PLANO N° 1
	10/06/15				
Toler.					
Rug.					

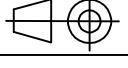


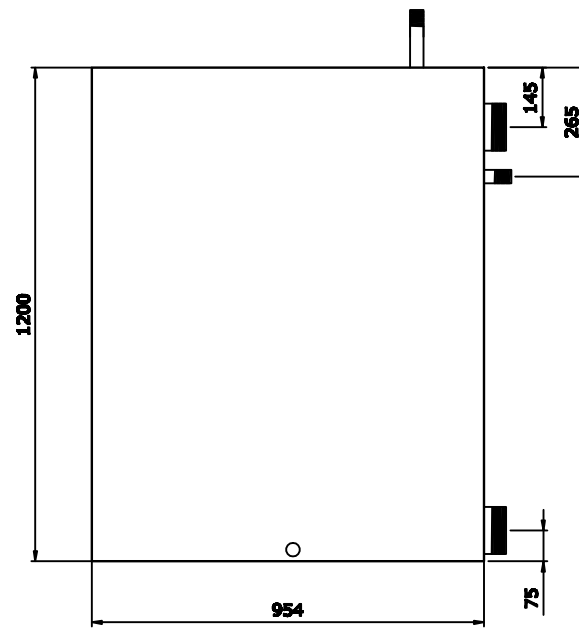
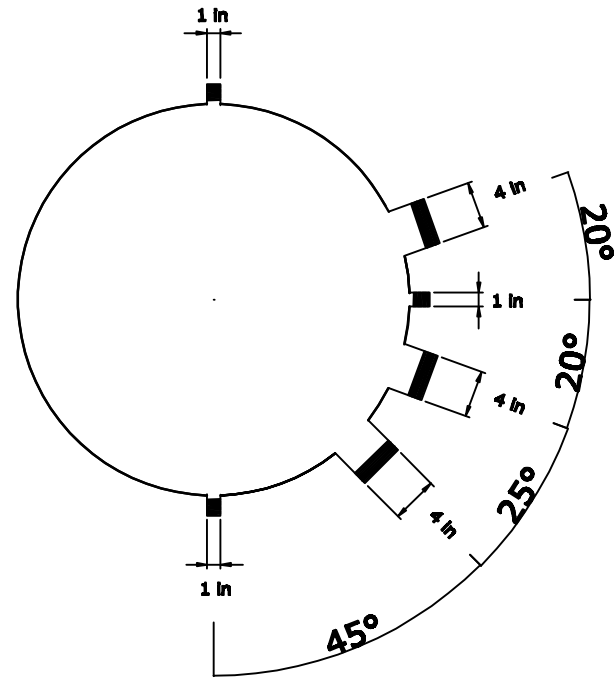
PLANTA GENERAL

Conexión de Intercambiador de calor						
Item	Cantidad	Descripción	Diámetro	Presión de diseño	Material	Marca
32	3	Cupla termofusión	2"	14 bar	PP-H	Saladillo H3
31	1	Entrerrosca, rosca NPT	2"	10 bar	ASTM A351 CF8M	Famig
30	4	Unión doble termofusión	2"	14 bar	PP-H	Saladillo H3
29	4	Buje reducción termofusión	3" x 2"	14 bar	PP-H	Saladillo H3
28	4	Buje reducción termofusión	4" x 3"	14 bar	PP-H	Saladillo H3
27	4	PT100, 4-20mA, cabezal DIN B	4"			
26	1	Electroválvula, NC, 24V C.A., 1342BE16T	2"	15 bar	AISI 316	Jefferson
25	1	Unión doble con brida plástica	4"	14 bar	PP-H	Saladillo H3
24	1	Válvula mariposa p/montaje entre brida	4"	10 bar	ASTM A126	Valmec
23	4	Válvula esf. paso total 1 pieza, rosca NPT	2"	25 bar	ASTM A351 CF8M	Valmec
22	12	Cupla termofusión-rosca metálica NPT (M)	2"	14 bar		Saladillo H3
21	4	Te termofusión	4"	14 bar	PP-H	Saladillo H3
20	11	Codo 90° termofusión	2"	14 bar	PP-H	Saladillo H3
19	3	Caño termofusión	2"	4,5 bar	PP-H	Saladillo H3
Conexión de caldera a cuadro de bombas						
18	3	Caño termofusión	4"	4 bar	PP-H	Saladillo H3
17	12	Codo 45° termofusión	4"	14 bar	PP-H	Saladillo H3
16	25 cm	Caño con costura	4"	sch 40	ASTM A53	Siderca
15	1	Válvula esf. paso total 1 pieza, rosca NPT	1"	25 bar	ASTM A351 CF8M	Valmec
14	1	Buje reducción termofusión	2" x 1"	14 bar	PP-H	Saladillo H3
13	1	Buje reducción termofusión	3" x 2"	14 bar	PP-H	Saladillo H3
12	1	Buje reducción termofusión	4" x 3"	14 bar	PP-H	Saladillo H3
11	2	Te termofusión	4"	14 bar	PP-H	Saladillo H3
10	3	Cupla termofusión	4"	14 bar	PP-H	Saladillo H3
9	1	Válvula esf. paso total 1 pieza, rosca NPT	4"	25 bar	ASTM A351 CF8M	Valmec
Conexión de tanque de expansión a caldera						
8	25 cm	Caño con costura	4"	sch 40	ASTM A53	Siderca
7	1	Brida Slip-On	4"	ANSI 150	ASTM A105	Bripetrol
6	3	Cupla termofusión	4"	14 bar	PP-H	Saladillo H3
5	3	Caño termofusión x 6m	4"	4 bar	PP-H	Saladillo H3
4	20	Codo 45° termofusión	4"	14 bar	PP-H	Saladillo H3
3	1	Unión doble con brida plástica termofusión	4"	14 bar	PP-H	Saladillo H3
2	1	Válvula esf. paso total 1 piezas, rosca NPT	4"	25 bar	ASTM A351 CF8M	Valmec
1	1	Codo 45°	4"	sch 40	ASTM A234	Siderca

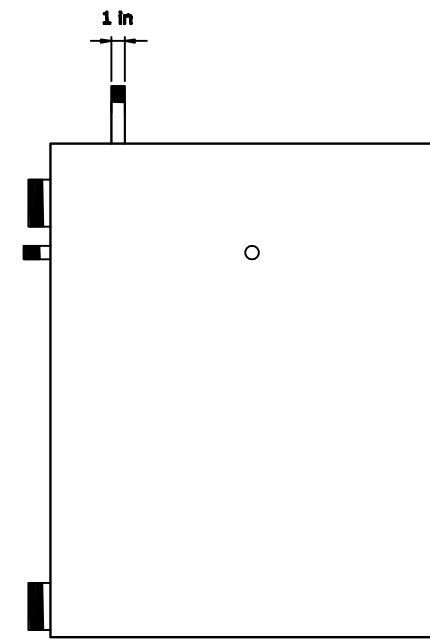
Item	Cantidad	Descripción	Diámetro	Presión de diseño	Material	Marca
Observación						
Dibujó		Fecha	Nombre	Para:		Bechelli Dino Marcó Munilla Andrés
Revisó				Caja de Jubilaciones y Pensiones de Colón		
Aprobó						
Escala 1:576		<p style="text-align: center;">AMPLIACIÓN DEL CIRCUITO DE AGUA</p>				<p style="text-align: center;">PLANO N° 3</p>
						
Toler. Rug.						
						<p style="text-align: center;">10/ 06/ 15</p>



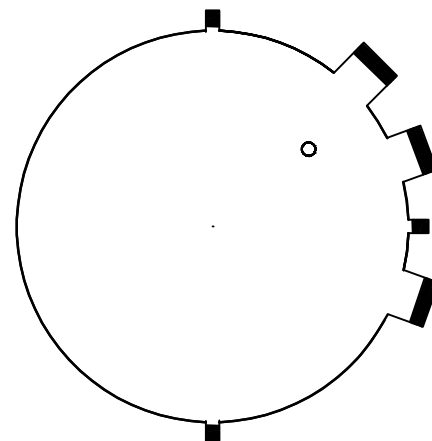
Observación	Dibujó	Fecha	Nombre	Para: Caja de Jubilaciones y Pensiones de Colón	Bechelli Dino Marcó Munilla Andrés
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala 1:576	VISTA LATERAL-SALA DE CALDERAS		PLANO N° 4	
				10/ 06/ 15	
Toler.					
Rug.					



Vista frontal



Vista posterior



Observación	Dibujó	Fecha	Nombre	Para: Caja de Jubilaciones y Pensiones de Colón	Bechelli Dino Marcó Munilla Andrés
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala 1:576	TANQUE DE EXPANSIÓN		PLANO N° 5	
	10/ 06/ 15				
Toler. Rug.					