



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA EN COMPLEJOS
HIDROTERMALES”**

GUILLERMO ALEJANDRO GUIJARRO TIXE

SERGIO ANTONIO BASANTES ANILEMA

TESIS DE GRADO

PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

Riobamba – Ecuador

2011

Espoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Junio, 06 del 2011

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

GUILLERMO ALEJANDRO GUIJARRO TIXE

Titulada:

“USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA EN COMPLEJOS HIDROTERMALES”

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Gilberto Zabala N.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Cristina Pomboza F.
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: GUILLERMO ALEJANDRO GUIJARRO TIXE

TÍTULO DE LA TESIS: “USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA EN COMPLEJOS
HIDROTERMALES”

Fecha de Examinación: Junio 06 del 2011.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. EDUARDO VÁSQUEZ B.			
ING. GILBERTO ZABALA N.			
ING. CRISTINA POMBOZA F.			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la
defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

Espoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Junio, 06 del 2011

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

SERGIO ANTONIO BASANTES ANILEMA

Titulada:

“USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA EN COMPLEJOS HIDROTERMALES”

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Gilberto Zabala N.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Cristina Pomboza F.
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: SERGIO ANTONIO BASANTES ANILEMA

TÍTULO DE LA TESIS: “USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA EN COMPLEJOS HIDROTERMALES”

Fecha de Examinación: Junio 06 del 2011.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. EDUARDO VÁSQUEZ B.			
ING. GILBERTO ZABALA			
ING. CRISTINA POMBOZA F.			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Guillermo Alejandro Guijarro Tixe.

Sergio Antonio Basantes Anilema.

AGRADECIMIENTO

Agradezco principalmente a Dios por haberme dado salud y vida, a mis padres José Guijarro y Marina Tixe, a mis hermanos, por el apoyo incondicional que me han brindado a lo largo de toda mi vida ya que ese es el motivo para que yo haya salido adelante.

A los Docentes de la Escuela de Ingeniería Mecánica por brindarnos sus conocimientos, experiencias y así formar Ingenieros competitivos en esta sociedad.

Guillermo Guijarro T.

Agradezco a Dios por guiar mis pasos y llevarme a alcanzar mis metas y objetivos.

A mi familia a mi esposa e hija que con su incondicional apoyo permanente supieron ser un soporte en todo momento de mi vida.

A todas las personas que de uno u otro modo colaboraron en la realización de este trabajo y especialmente al Ing. Gilberto Zabala y a la Ing. Cristina Pomboza por su invaluable ayuda.

A la Escuela de Ingeniería Mecánica que me dio la oportunidad de poder estar entre sus filas y es la misma que me vio entrar y la misma que me vera salir pero esta vez de un modo diferente, pues en esta ocasión saldré como un profesional y gracias a las enseñanzas de todos los profesores que tuvieron la dedicación y esmerada preocupación de transmitirme sus conocimientos.

Por último quiero dejar constancia de mis sinceros agradecimientos a todas y cada una de las personas que creyeron en mí.

Sergio Basantes A.

DEDICATORIA

Esta tesis va dedicada a mi familia en especial a mis padres José y Marina, que siempre me brindaron su apoyo, afecto y optimismo.

Del mismo modo quiero dedicarlo a mis grandes maestros, amigos y amigas con los que he tenido la suerte de encontrarme a lo largo de mi vida, especialmente aquellos con los que compartí los momentos de estudio.

Guillermo Guijarro T.

Dedicado con todo el amor de mí ser: a mi padre Manuel Basantes, a mis hermanos Juan Pablo, María Teresa a mi esposa e hija Dina y Adrianita y a los cuales toda la vida les estaré infinitamente agradecido por la comprensión paciencia y gran apoyo que me han brindado incondicionalmente para enfrentar los retos y momentos difíciles de la vida, este logro es suyo.

Sergio Basantes A.

TABLA DE CONTENIDOS.

<u>CAPÍTULO</u>		<u>PÁGINA</u>
1	GENERALIDADES.....	30
1.1	Introducción.....	30
1.2	Justificación.....	30
1.3	Objetivos.....	31
1.3.1	Objetivo general.....	31
1.3.2	Objetivos específicos.....	31
2	MARCO TEÓRICO.....	32
2.1	Introducción.....	32
2.1.1	Requerimientos en complejos hidrotermales.....	32
2.1.2	Impermeabilización y aislamiento.....	33
2.2	Sauna.....	33
2.2.1	Introducción.....	33
2.2.2	Generalidades.....	33
2.2.3	Características técnicas.....	34
2.2.4	Localización y espacio requerido.....	34
2.2.5	Condiciones requeridas.....	35
2.2.6	Instalaciones típicas.....	35
2.2.6.1	Recinto.....	35
2.2.6.2	Equipos y accesorios.....	36
2.2.6.3	Selección de la potencia del equipo.....	37
2.3	Turco.....	37
2.3.1	Introducción.....	37
2.3.2	Generalidades.....	37
2.3.3	Características técnicas.....	37
2.3.4	Localización y espacio requerido.....	39
2.3.5	Condiciones requeridas.....	40
2.3.6	Instalaciones típicas.....	40
2.3.6.1	Recinto.....	40
2.3.6.2	Equipo generador de vapor.....	40
2.4	Hidromasaje.....	41
2.4.1	Introducción.....	41
2.4.2	Generalidades.....	41
2.4.3	Características técnicas.....	42
2.4.4	Localización y espacio requerido.....	43
2.4.5	Condiciones requeridas.....	43
2.4.6	Instalaciones típicas.....	43

2.4.6.1	Jet de hidromasaje	44
2.4.6.2	Conexionado hidráulico.....	45
2.4.6.3	Calentador de agua	45
2.5	Agua caliente sanitaria	46
2.5.1	Introducción	46
2.5.2	Generalidades.....	47
2.5.3	Características técnicas	47
2.5.3.1	Acometida de agua fría de consumo humano (AFCH).....	48
2.5.4	Condiciones requeridas.....	48
2.5.5	Instalación típica	48
2.5.5.1	Funcionamiento	49
2.6	Piscina	50
2.6.1	Introducción	50
2.6.2	Generalidades.....	50
2.6.3	Características técnicas	50
2.6.4	Localización y espacio requerido.....	52
2.6.5	Condiciones requeridas.....	53
2.6.6	Instalaciones típicas	54
2.6.6.1	Tipos de recirculación	54
2.6.6.2	Prefiltro.....	56
2.6.6.3	Skimmers.....	57
2.6.6.4	Vaso de compensación	57
2.6.6.5	Bombas.....	58
2.6.6.6	Filtración	58
2.6.6.7	Filtros de arena	60
2.6.6.8	Válvulas selectoras para filtros.....	61
2.6.6.9	Para mantenimiento de la piscina	62
2.7	Alternativa de calentamiento en lugar del uso de combustibles.....	62
2.7.1	Energía solar	63
2.7.2	Características técnicas	64
2.7.3	Subsistema de captación	65
2.7.4	Subsistema de acumulación	66
2.7.5	Instalaciones	67
2.7.5.1	Orientación de los paneles.....	70
2.7.5.2	Inclinación.....	70
3	DISEÑO DE LOS SISTEMAS TÉRMICOS, HIDRÁULICOS Y ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS Y SELECCIÓN DE LA(S) MÁS ADECUADA(S), CON EL CRITERIO DE USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA.....	72
3.1	Ecuaciones para determinar las propiedades termodinámicas del agua, vapor saturado y aire. [16]	72
3.1.1	Ecuaciones básicas para la región 1 (Sólido).....	73

3.1.2	Ecuación para determinar la línea de saturación.....	75
3.1.3	Ecuación para encontrar la presión de saturación.....	76
3.1.4	Ecuación para encontrar la temperatura de saturación.....	77
3.1.5	Presión de vapor del agua.....	77
3.1.6	Ecuaciones para vapor saturado.....	78
3.1.7	Viscosidad dinámica y conductividad térmica del agua y del vapor saturado.....	81
3.1.7.1	Viscosidad dinámica.....	81
3.1.7.2	Conductividad térmica.....	83
3.1.8	Presión atmosférica en función de la altitud sobre el nivel del mar. [17].....	85
3.1.9	Propiedades termofísicas del aire.....	85
3.1.9.1	Densidad del aire. [18].....	85
3.1.9.2	Capacidad calorífica a volumen constante (Cv). [19].....	86
3.1.9.3	Capacidad calorífica a presión constante (Cp). [19].....	88
3.1.9.4	Viscosidad dinámica del aire. [20].....	89
3.1.9.5	Conductividad térmica del aire. [20].....	91
3.2	Sauna.....	93
3.2.1	Definición del número de usuarios.....	93
3.2.2	Condiciones requeridas.....	93
3.2.3	Cálculos y selección de equipos.....	93
3.2.3.1	Cálculo del calor sensible.....	93
3.2.3.2	Pérdidas de calor por conducción en las paredes piso y techo.....	97
3.2.3.3	Resumen de pérdidas de energía en la sauna.....	113
3.2.3.4	Potencia teórica del equipo calefactor.....	113
3.2.3.5	Potencia real del equipo calefactor.....	114
3.3	Turco.....	114
3.3.1	Definición del número de usuarios.....	114
3.3.2	Condiciones requeridas.....	114
3.3.3	Cálculo de la cantidad de vapor necesario.....	114
3.3.3.1	Cálculo del calor sensible.....	114
3.3.3.2	Cálculo del calor latente.....	117
3.3.3.3	Presión de alimentación.....	118
3.3.3.4	Pérdidas de calor por conducción en las paredes, piso y techo.....	119
3.3.3.5	Resumen de pérdidas de energía en el turco.....	130
3.3.3.6	Potencia teórica del generador de vapor.....	130
3.3.3.7	Potencia real del generador de vapor.....	131
3.3.3.8	Cálculo de la masa de vapor.....	131
3.3.3.9	Selección de tuberías de vapor.....	131
3.3.3.10	Esquema hidráulico.....	132
3.4	Hidromasaje.....	132
3.4.1	Definición del número de usuarios.....	132

3.4.2	Condiciones requeridas.....	132
3.4.3	Cálculos y selección de equipos.....	133
3.4.3.1	Cálculo del caudal necesario.....	133
3.4.3.2	Cálculo del caudal de cada tubería.....	133
3.4.3.3	Selección del diámetro de las tuberías de succión y descarga.....	134
3.4.3.4	Selección del filtro de arena.....	134
3.4.3.5	Cálculo de la altura útil efectiva (H). [2].....	134
3.4.3.6	Potencia teórica de la bomba de filtración.....	142
3.4.3.7	Potencia real de la bomba de filtración.....	143
3.4.3.8	Selección de la bomba de presión.....	143
3.4.3.9	Potencia teórica de la bomba de presión.....	150
3.4.3.10	Potencia real de la bomba de presión.....	150
3.4.3.11	Potencia teórica del equipo calefactor.....	150
3.4.3.12	Potencia real de equipo calefactor.....	153
3.4.4	Diagrama.....	154
3.5	Agua caliente sanitaria.....	154
3.5.1	Definición del número de usuarios.....	154
3.5.2	Condiciones requeridas.....	154
3.5.3	Potencia teórica del equipo calefactor.....	155
3.5.4	Potencia real del equipo calefactor.....	158
3.5.5	Volumen de tanque reservorio de agua caliente.....	158
3.6	Piscina.....	159
3.6.1	Condiciones requerida. [24].....	159
3.6.2	Cálculos y selección de equipos.....	159
3.6.2.1	Cálculo del volumen de agua de la piscina.....	159
3.6.2.2	Selección de la bomba de filtración.....	161
3.6.2.3	Caudal total de succión por los skimmers.....	161
3.6.2.4	Número de skimmers.....	162
3.6.2.5	Caudal por cada uno de los skimmers.....	163
3.6.2.6	Caudal de cada inyector.....	163
3.6.2.7	Parámetros de selección de la bomba de agua.....	164
3.6.2.8	Selección del diámetro de la tubería de succión y descarga.....	164
3.6.2.9	Selección del filtro de arena.....	165
3.6.2.10	Cálculo de la altura útil efectiva (H).....	165
3.6.2.11	Selección del calentador de agua.....	180
3.6.2.12	Resumen de pérdidas por transferencia de calor en la piscina.....	184
3.6.2.13	Potencia teórica del equipo calefactor.....	184
3.6.2.14	Potencia real del equipo calefactor.....	185
3.6.3	Selección del intercambiador de calor.....	186

3.7	Análisis de las alternativas y selección de la(s) más adecuada(s) con el criterio de uso eficiente de la energía.....	187
3.7.1	Calentadores de agua.....	187
3.7.1.1	Calentadores eléctricos.....	188
3.7.1.2	Paneles solares.....	188
3.7.1.3	Calentadores a gas GLP.....	194
3.7.1.4	Calentadores híbridos.....	195
3.8	Parámetros de valoración para la selección del equipo calefactor.....	203
4	ANÁLISIS ECONÓMICO DEL PROYECTO.....	204
4.1	Costos directos.....	204
4.1.1	Costo de materiales y equipos.....	204
4.1.2	Costo total de materiales y equipos.....	207
4.1.3	Costos de mano de obra.....	207
4.1.4	Costo de transporte.....	207
4.1.5	Valor total de costos directos.....	207
4.2	Costos indirectos.....	208
4.3	Costos totales.....	208
4.4	Análisis de costos por operación y mantenimiento.....	208
4.4.1	Análisis de la afluencia de usuarios.....	209
4.4.2	Salvamento de la inversión en el complejo hidrotermal.....	210
4.4.3	Depreciación anual del complejo hidrotermal.....	210
4.4.4	Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR). [9].....	211
4.4.5	Análisis del punto de equilibrio.....	213
4.4.6	Período de recuperación.....	214
4.5	Costos directos con la utilización de un sistema híbrido.....	215
4.5.1	Costo de materiales y equipos.....	215
4.5.2	Costos de mano de obra.....	215
4.5.3	Costo de transporte.....	216
4.5.4	Valor total de costos directos.....	216
4.6	Costos indirectos.....	216
4.7	Costos totales.....	216
4.8	Análisis de costos por operación y mantenimiento.....	217
4.8.1	Análisis de la afluencia de usuarios.....	217
4.9	Salvamento de la inversión en el complejo hidrotermal.....	217
4.9.1	Depreciación anual del complejo hidrotermal.....	218
4.9.2	Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR).....	218
4.10	Análisis financiero del sistema híbrido a 10 años plazo.....	220
4.10.1	Depreciación anual del complejo hidrotermal a 10 años.....	220
4.11	Análisis tecno-económico entre el sistema térmico y el sistema híbrido.....	221

5	DESARROLLO Y EVALUACIÓN DEL SOFTWARE.....	222
5.1	Introducción.....	222
5.1.1	Particularidades del software.....	222
5.2	Algoritmo de solución y explicación de funcionamiento.....	223
5.3	Tutorial de manejo.....	230
5.3.1	Introducción.....	230
5.3.1	Instalación del programa.....	230
5.3.2	Actualizar la base de datos.....	233
5.3.3	Manual del usuario.....	237
5.4	Pruebas del software y análisis de resultados.....	246
5.4.1	Casos de estudio.....	246
5.4.2	Análisis de resultados.....	248
6	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	249
6.1	Conclusiones.....	249
6.2	Recomendaciones.....	249

REFERENCIAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

LISTA DE TABLAS.

<u>TABLA</u>	<u>PÁGINA</u>
2.1: TEMPERATURAS DEL AGUA SEGÚN RITE 10.2.1.2.	53
3.1: COEFICIENTES Y EXPONENTES DE LA ECUACIÓN (3.2) EN FORMA ADIMENSIONAL.	74
3.2: RELACIONES DE LAS PROPIEDADES TERMODINAMICAS PARA LA ADIMENSIONAL ENERGÍA LIBRE DE GIBBS γ Y SUS DERIVADAS CUANDO SE USA LA ECUACIÓN (3.2).	75
3.3: LA ADIMENSIONAL ENERGIA LIBRE DE GIBBS γ , ECUACIÓN (3.2), Y SUS DERIVADAS (LOS COEFICIENTES Y EXPONENTES SE DAN EN LA Tabla 3.1).	75
3.4: COEFICIENTES PARA LAS ECUACIONES (3.3) A (3.5).	76
3.5: COEFICIENTES Y EXPONENTES PARA LA PARTE DE GAS IDEAL.	79
3.6: COEFICIENTES Y EXPONENTES DE LA PARTE RESIDUAL γ_r .	79
3.7: RELACIONES DE LAS PROPIEDADES TERMODINAMICAS PARA LA ADIMENSIONAL ENERGÍA LIBRE DE GIBBS γ Y SUS DERIVADAS CUANDO SE USA LA ECUACIÓN (3.2).	80
3.8: LA PARTE DE GAS IDEAL γ_0 DE LA ADIMENSIONAL ENERGIA LIBRE DE GIBBS Y SUS DERIVADAS.	81
3.9: LA PARTE DE GAS RESIDUAL γ_r DE LA ADIMENSIONAL ENERGIA LIBRE DE GIBBS Y SUS DERIVADAS.	81
3.10: COEFICIENTES DE n_{i0} .	82
3.11: COEFICIENTES DE n_i , l_i , j_i .	82
3.12: COEFICIENTES DE n_{i0} .	83
3.13: COEFICIENTES DE n_i .	84
3.14: CONSTANTES UTILIZADAS PARA LAS PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DEL AIRE.	86
3.15: COEFICIENTES PARA LA ECUACIÓN (3.17).	87
3.16: COEFICIENTES Y EXPONENTES PARA LAS ECUACIONES (3.18), (3.20), (3.21), (3.22), (3.22).	88
3.17: PARÁMETROS DE LAS ECUACIONES DE VISCOSIDAD Y CONDUCTIVIDAD TÉRMICA.	89
3.18: COEFICIENTES DE LA ECUACIÓN DE LA INTEGRAL DE COLISIÓN.	90
3.19: COEFICIENTES Y EXPONENTES DE LA ECUACIÓN DE VISCOSIDAD FLUIDICA RESIDUAL.	90
3.20: COEFICIENTES Y EXPONENTES DE LA ECUACIÓN DE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA FLUIDICA RESIDUAL.	92
3.21: PÉRDIDAS DE CALOR POR CONDUCCIÓN EN LA SAUNA.	113
3.22: PÉRDIDAS DE ENERGÍA POR TRANSFERENCIA DE CALOR Y CARGA TÉRMICA.	113
3.23: PÉRDIDAS DE CALOR POR CONDUCCIÓN EN EL TURCO.	129
3.24: PÉRDIDAS DE ENERGÍA POR TRANSFERENCIA DE CALOR Y CARGA TÉRMICA.	130
3.25: PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA TUBERÍA DE SUCCIÓN DEL HIDROMASAJE.	137
3.26: RESULTADOS DEL PROCEDIMIENTO DE LA ECUACIÓN (3.65).	138
3.27: RESULTADOS DEL PROCEDIMIENTO DE LAS ECUACIONES (3.66).Y (3.67).	139
3.28: PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA TUBERÍA DE DESCARGA DEL HIDROMASAJE.	140

3.29: RESULTADOS DEL PROCEDIMIENTO DE LAS ECUACIONES (3.66) y (3.67).	145
3.30: PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA TUBERÍA DE SUCCIÓN.	145
3.31: RESULTADOS DEL PROCEDIMIENTO DE LAS ECUACIONES (3.66) y (3.67).	147
3.32: PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA TUBERÍA.	148
3.33: RESULTADOS DEL PROCEDIMIENTO DE LA ECUACIÓN (3.65).	166
3.34: PÉRDIDA SECUNDARIA EN LA TOMA DEL SKIMMER.	168
3.35: RESULTADOS DEL PROCEDIMIENTO DE LA ECUACIÓN (3.67).	170
3.36: PÉRDIDAS PRIMARIAS EN LA TUBERÍA DE SUCCIÓN DE LA PISCINA.	170
3.37: PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA TUBERÍA DE SUCCIÓN DE LA PISCINA.	171
3.38: RESULTADOS DEL PROCEDIMIENTO DE LA ECUACIÓN (3.66).	172
3.39: RESULTADOS DEL PROCEDIMIENTO DE LAS ECUACIONES (3.66) y (3.67).	173
3.40: PÉRDIDAS PRIMARIAS EN LA TUBERÍA DE DESCARGA DE LA PISCINA.	174
3.41: PÉRDIDAS SECUNDARIA EN EL TRAMO 1 EN LA DESCARGA.	175
3.42: PÉRDIDAS SECUNDARIA EN EL TRAMO 2 EN LA DESCARGA.	175
3.43: PÉRDIDAS SECUNDARIA EN EL TRAMO 3 EN LA DESCARGA.	176
3.44: PÉRDIDAS SECUNDARIA EN EL TRAMO 4 EN LA DESCARGA.	176
3.45: PÉRDIDAS SECUNDARIA EN EL TRAMO DEL CALENTADOR DE AGUA.	176
3.46: PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA DESCARGA DE LA PISCINA.	176
3.47: PÉRDIDAS DE CALOR EN LA PISCINA.	184
3.48: RESULTADOS DEL PROCEDIMIENTO DE LA ECUACIÓN (3.96).	193
3.49: REQUERIMIENTOS DEL HIDROMASAJE.	195
3.50: REQUERIMIENTOS DEL EQUIPO CALEFACTOR DEL HIDROMASAJE.	195
3.51: REQUERIMIENTOS DE LA PISCINA.	198
3.52: REQUERIMIENTOS DEL EQUIPO CALEFACTOR DE LA PISCINA.	198
3.53: REQUERIMIENTOS DEL ACS.	200
3.54: REQUERIMIENTOS DEL EQUIPO CALEFACTOR DEL ACS.	201
3.55: VALORACIÓN DE LOS CRITERIOS DE SELECCIÓN DEL EQUIPO CALEFACTOR.	203
4.1: COSTOS DE MATERIALES Y EQUIPOS DE LA SAUNA.	204
4.2: COSTOS DE MATERIALES Y EQUIPOS DEL TURCO.	204
4.3: COSTOS DE MATERIALES Y EQUIPOS DEL HIDROMASAJE.	205
4.4: COSTO DE MATERIALES Y EQUIPOS DE ACS.	205
4.5: COSTO DE MATERIALES Y EQUIPOS DE LA PISCINA.	206
4.6: RESUMEN TOTAL DE COSTOS DE MATERIALES Y EQUIPOS.	207
4.7: COSTOS POR MANO DE OBRA.	207
4.8: COSTO POR TRANSPORTE.	207
4.9: RESUMEN TOTAL DE COSTOS DIRECTOS.	207
4.10: COSTOS INDIRECTOS.	208
4.11: COSTOS TOTALES.	208
4.12: COSTO POR CONSUMO DE AGUA.	208
4.13: COSTO POR CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA.	208

4.14: COSTO POR CONSUMO DE COMBUSTIBLE.	209
4.15: COSTO POR MANTENIMIENTO.	209
4.16: RESUMEN TOTAL DE COSTOS POR OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.	209
4.17: NÚMERO DE USUARIOS DEL COMPLEJO HIDROTERMAL.	209
4.18: INGRESO MÍNIMO MENSUAL.	210
4.19: DEPRECIACIÓN ANUAL DEL COMPLEJO HIDROTERMAL.	211
4.20: FLUJO DE CAJA.	212
4.21: COSTOS FIJOS Y COSTOS VARIABLES DE FUNCIONAMIENTO ANUAL.	213
4.22: COSTO DE LOS PANELES SOLARES NECESARIOS.	215
4.23: COSTO TOTAL DE MATERIALES Y EQUIPOS.	215
4.24: COSTOS POR MANO DE OBRA.	215
4.25: COSTO POR TRANSPORTE.	216
4.26: RESUMEN TOTAL DE COSTOS DIRECTOS.	216
4.27: COSTOS INDIRECTOS.	216
4.28: COSTOS TOTALES.	216
4.29: COSTO DEL 70% DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE.	217
4.30: RESUMEN TOTAL DE COSTOS POR OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.	217
4.31: INGRESO MÍNIMO MENSUAL.	217
4.32: DEPRECIACIÓN ANUAL DEL COMPLEJO HIDROTERMAL.	218
4.33: FLUJO DE CAJA.	218
4.34: FLUJO DE CAJA A 10 AÑOS PLAZO.	220
4.35: COMPARACIÓN ECONÓMICA Y TÉCNICA ENTRE LOS DOS SISTEMAS.	221
5.1: DATOS PARA ANALIZAR UN COMPLEJO HIDROTERMAL CON HydroSoft 1.0.	246
5.2: POTENCIAS EXISTENTES EN EL COMPLEJO DE LA ESPOCH.	247
5.3: POTENCIAS OBTENIDAS UTILIZANDO HydroSoft 1.0.	248

LISTA DE FIGURAS.

<u>FIGURA</u>	<u>PÁGINA</u>
2.1: Instalación del gabinete.	34
2.2: Dimensiones mínimas de una sauna.	34
2.3: Vista transversal de la pared de la Sauna.	35
2.4: Vista del interior de una sauna.	35
2.5: Localización del equipo calefactor.	36
2.6: Iluminación interna de la sauna.	36
2.7: Esquema del interior de un baño turco.	38
2.8: Recomendaciones de piso y banco.	39
2.9: Dimensiones mínimas.	39
2.10: Vista transversal de la pared de un turco.	40
2.11: Recomendación de la ubicación del equipo.	41
2.12: Elementos de un sistema de hidromasaje.	42
2.13: Hidromasaje en fibra de vidrio e hidromasaje en hormigón.	43
2.14: Inyección de agua aire.	44
2.15: Inyección de aire.	45
2.16: Detalle interno de un calefón.	46
2.17: Sistema hidráulico de agua caliente sanitaria.	47
2.18: Sistema centralizado de A.C.S.	49
2.19: Sistema básico de recirculación.	51
2.20: Circuito de hidráulico.	52
2.21: Localización de la Piscina.	53
2.22: Sistema de recirculación inversa.	54
2.23: Sistema de recirculación mixto.	55
2.24: Sistema de recirculación clásico.	55
2.25: Sistema de recirculación recomendado.	56
2.26: Prefiltro.	56
2.27: Ubicación recomendada del skimmer.	57
2.28: Sistema de filtración.	59
2.29: Filtros de arena.	60
2.30: Interior de un filtro de arena.	60
2.31: Válvula de 6 vías.	62
2.32: Ubicación de la válvula de seis vías.	62
2.33: Irradiación solar Vs los recursos energéticos globales establecidos.	63
2.34: Incidencia de la irradiación en el planeta.	64
2.35: Elementos de un sistema de ACS con energía solar.	64
2.36: Elementos de un colector solar plano.	66

2.37: Acumulador de agua.....	67
2.38: Generación de agua caliente mediante un sistema híbrido.....	68
2.39: Instalación típica de un sistema de A.C.S.	69
2.40: Orientación recomendada de los paneles.....	70
2.41: Altitud solar a las 12 horas.	70
2.42: Ángulo de inclinación de los paneles respecto al plano horizontal.	71
3.1: Regiones y ecuaciones de la formulación industrial IAPWS-IF97.	73
3.2: Vista isométrica de la sauna.	95
3.3: Vista seccional de los asientos.	96
3.4: Ilustración de las paredes de la sauna.	97
3.5: Sección de la pared P1.....	98
3.6: Vista seccional de la pared.	105
3.7: Sección de la pared P3.....	108
3.8: Vista seccional del techo.	110
3.9: Vista seccional del piso.	111
3.10: Vista seccional de la puerta.	111
3.11: Vista isométrica del turco.....	116
3.12: Vista seccional del asiento del turco.....	117
3.13: Ilustración de las paredes del turco.....	119
3.14: Vista seccional de la pared P1.	120
3.15: Circuito térmico equivalente.	120
3.16: Vista seccional de la pared P3 y P4.....	124
3.17: Circuito térmico equivalente.	124
3.18: Vista seccional del techo.	126
3.19: Vista seccional del piso.	127
3.20: Vista seccional de la puerta del turco.	128
3.21: Esquema de montaje de un baño turco.	132
3.22: Sistema hidráulico del Hidromasaje.	154
3.23: Sistema de instalación hidráulica de ACS.	155
3.24: Vista lateral del vaso.	159
3.25: Ilustración de los diferentes volúmenes.....	161
3.26: Ilustración de un skimmer.	162
3.27: Ilustración de la succiones de un skimmer.	167
3.28: Sistema de tuberías de los skimmers.	169
3.29: Sistema de tuberías en la descarga.	172
3.30: Paredes de transferencia de calor.....	183
3.31: Montaje horizontal del intercambiador de calor.....	187
3.32: Montaje vertical del intercambiador de calor.	187
3.33: Diagrama de instalación.	189
3.34: Sistema híbrido de calefacción de Hidromasaje.....	197

3.35: Sistema híbrido de calefacción de la piscina.	200
3.36: Sistema híbrido de calefacción del ACS.	202
4.1: Diagrama de evaluación financiera.	212
4.2: Diagrama de evacuación financiera del sistema híbrido.	219
4.3: Diagrama de evacuación financiera del sistema híbrido a 10 años plazo.	220
5.1: Diagrama de flujo general de funcionamiento del software.	223
5.2: Diagrama de flujo para el cálculo de equipo de sauna.	224
5.3: Diagrama de flujo para el cálculo de equipo de turco.	225
5.4: Diagrama de flujo para el cálculo de equipos de hidromasaje.....	226
5.5: Diagrama de flujo para el cálculo de equipo de piscina (Pseudocódigo).	227
5.6: Diagrama de flujo para el cálculo de equipo de ACS.....	228
5.7: Diagrama de flujo para el cálculo de paneles solares.	229
5.8: Tutorial A0.	230
5.9: Tutorial A1.	231
5.10: Tutorial A2.	231
5.11: Tutorial A3.	232
5.12: Tutorial A4.	232
5.13: Tutorial A5.	233
5.14: Tutorial A6.	233
5.15: Tutorial A7.	234
5.16: Tutorial A8.	234
5.17: Tutorial A9.	235
5.18: Tutorial A10.	235
5.19: Tutorial A11.	236
5.20: Tutorial A12.	236
5.21: Tutorial A13.	237
5.22: Tutorial A14.	237
5.23: Tutorial A15.	238
5.24: Tutorial A16.	239
5.25: Tutorial A17.	240
5.26: Tutorial A18.	241
5.27: Tutorial A19.	241
5.28: Tutorial A20.	242
5.29: Tutorial A21.	243
5.30: Tutorial A22.	243
5.31: Tutorial A23.	244
5.32: Tutorial A24.	245

SIMBOLOGÍA.

β :		Presión transformada.
ϑ :		Temperatura transformada.
$n_1 \dots n_{10}$:		Constantes.
A, B, C :		Constantes para la presión de saturación.
p^* :	[Mpa]	Presión reducida.
D, E, F, G :		Constantes para la temperatura de saturación.
P_v :	[Psia (abs)]	Presión de vapor.
T :	[°F]	Temperatura.
v :	[m ³ kg ⁻¹]	Volumen específico.
h :	[kJ kg ⁻¹]	Entalpía específica.
u :	[kJ kg ⁻¹]	Energía interna específica.
s :	[kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]	Entropía específica.
C_p :	[kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]	Capacidad calorífica a presión constante.
C_v :	[kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]	Capacidad calorífica a volumen constante.
$\eta = \Psi$	[Pa * s]	Viscosidad dinámica.
$\delta = \rho/\rho^*$		Densidad reducida.
ρ :	[kg m ⁻³]	Densidad.
ρ^* :	[kg m ⁻³]	Densidad de referencia.
T^* :	[°K]	Temperatura Crítica.
$\theta = T/T^*$:		Temperatura reducida.
η^* :	[Pa * s]	Viscosidad dinámica reducida.
$\Psi_0(\theta)$:	[Pa * s]	Viscosidad dinámica de gas ideal.
$\lambda = \bar{\lambda}$:	[W m ⁻¹ °K ⁻¹]	Conductividad térmica.
λ^* :	[W m ⁻¹ °K ⁻¹]	Conductividad térmica de referencia.
$\lambda_0(\theta)$:	[W m ⁻¹ °K ⁻¹]	Conductividad térmica en el límite de gas ideal.
P :	[Pa]	Presión atmosférica.
Z :	[msnm]	Altitud a nivel del mar.
M_a :	[kg/mol]	Masa molar del aire seco.
Z :		Factor de compresibilidad.
R :	[J/K(mol)]	Constante molar de los gases.
x_v :		Fracción molar de vapor de agua.
M_v :	[kg/mol]	Masa del vapor de agua.
h_u :	[%]	Humedad relativa del aire.
T_j :	[°K]	Maxcondentherm temperature.
P_j :	[Mpa]	Maxcondentherm pressure.
ρ_j :	[mol/dm ³]	Maxcondentherm density.

T_p :	[°K]	Maxcondenbar temperature.
P_p :	[Mpa]	Maxcondenbar pressure.
ρ_p :	[mol/dm ³]	Maxcondenbar density.
T_c :	[°K]	Temperatura crítica.
P_c :	[Mpa]	Presión crítica.
ρ_c :	[mol/dm ³]	Densidad crítica.
T_s :	[°K]	Temperatura de solidificación.
P_s :	[Mpa]	Presión de solidificación.
ρ_s :	[mol/dm ³]	Densidad de solidificación.
M :	[g/mol]	Masa molar.
R :	[J/mol°K]	Constante Universal de los Gases.
τ :		Temperatura reducida.
η :	[$\mu Pa s$]	Viscosidad dinámica del aire.
η^o :	[$\mu Pa s$]	Viscosidad diluida del gas.
η^r :	[$\mu Pa s$]	Viscosidad fluidica residual.
σ :		Parámetro de medida de Lennard-Jones.
Ω :		Integral de colisión.
(ε/k):		Parámetro de energía de Lennard-Jones.
λ :	[mW m ⁻¹ K ⁻¹]	Conductividad térmica.
λ^o :	[mW m ⁻¹ K ⁻¹]	Conductividad térmica diluida del gas.
λ^r :	[mW m ⁻¹ K ⁻¹]	Conductividad térmica critica mejorada.
λ^c :		Conductividad térmica crítica.
k :	[J K ⁻¹]	Constante de Boltzman.
q_{pr} :	[Btu/h]	Potencia necesaria.
$C_{P\ aire}$:	[Btu/lb °F]	Calor específico del aire.
C_{Paire1} :	[Btu/lb °F]	Calor específico a temperatura inferior.
C_{Paire2} :	[Btu/lb °F]	Calor específico a temperatura superior.
ΔT :	[°F]	Variación de temperatura.
T_1 :	[°F]	Temperatura inferior.
T_2 :	[°F]	Temperatura superior.
t :	[h]	Tiempo.
δ_1 :	[lb/ft ³]	Densidad del aire a temperatura inferior.
δ_2 :	[lb/ft ³]	Densidad del aire a temperatura Superior.
V_c :	[m ³]	Volumen del cuarto.
L :	[m]	Largo de la habitación.
a :	[m]	Ancho de la habitación.
h_o :	[m]	Altura de la habitación.
V_a :	[m ³]	Volumen del asiento.
A :	[m]	Ancho del banco.

$H_S:$	$[m]$	Altura del banco.
$V_{aire}:$	$[m^3]$	Volumen de aire.
$q_P:$	$[W]$	Pérdida de calor a través de las paredes.
$T_{\infty,s}:$	$[^{\circ}C]$	Temperatura en el interior de la sauna.
$T_{\infty,t}:$	$[^{\circ}C]$	Temperatura en el interior del turco.
$T_{\infty,a}:$	$[^{\circ}C]$	Temperatura en el ambiente externo.
$A_P:$	$[m^2]$	Área de la pared.
$L_A:$	$[m]$	Espesor de la madera (Pino).
$L_B:$	$[m]$	Espesor del aislante y barrera de vapor.
$L_C:$	$[m]$	Espesor del ladrillo.
$L_D:$	$[m]$	Espesor del enlucido.
$L_E:$	$[m]$	Espesor de la baldosa.
$L_H:$	$[m]$	Espesor del hormigón.
$L_V:$	$[m]$	Espesor del vidrio templado.
$L_{AT}:$	$[m]$	Espesor de la baldosa (cerámica).
$L_{BT}:$	$[m]$	Espesor del mortero de cemento.
$k_A:$	$[W/m\ ^{\circ}C]$	Conductividad térmica de la madera (pino).
$\square_{\square}:$	$[W/m\ ^{\circ}C]$	Conductividad térmica de la fibra de vidrio.
$\square_{\square}:$	$[W/m\ ^{\circ}C]$	Conductividad térmica del ladrillo.
$\square_{\square}:$	$[W/m\ ^{\circ}C]$	Conductividad térmica del enlucido.
$\square_{\square}:$	$[W/m\ ^{\circ}C]$	Conductividad térmica de la cerámica.
$\square_{\square}:$	$[W/m\ ^{\circ}C]$	Conductividad térmica del hormigón.
$\square_{\square}:$	$[W/m\ ^{\circ}C]$	Conductividad térmica de la puerta.
$\square_{\square\square}:$	$[W/m\ ^{\circ}C]$	Conductividad térmica de la cerámica.
$\square_{\square\square}:$	$[W/m\ ^{\circ}C]$	Conductividad térmica del mortero de cemento.
$h_{\infty,\square}:$	$[W/m^2\ ^{\circ}K]$	Coefficiente convectivo en el interior de la sauna.
$h_{\infty,\square}:$	$[W/m^2\ ^{\circ}K]$	Coefficiente convectivo en el interior de la piscina
$h_{\infty,\square}:$	$[W/m^2\ ^{\circ}K]$	Coefficiente convectivo en el ambiente externo.
$h_{\infty,\square}:$	$[W/m^2\ ^{\circ}K]$	Coefficiente convectivo en el interior del turco.
$\square_{\square}:$		Número de Nusselt.
$\square_{\square}:$		Número de Rayleigh.
$\square_{\square}:$		Número de Prandtl.
$\square_{\square}:$	$[^{\circ}C]$	Temperatura fílmica.
$\square_{\square}:$	$[^{\circ}C]$	Promedio de temperaturas en el interior.
$\square_{\square}:$	$[^{\circ}\square]$	Temperatura superficial en la pared.
$\square:$	$[\square * \square / \square^2]$	Viscosidad dinámica del aire.
$\square_{\square}:$	$[\square / \square^{\circ}\square]$	Conductividad térmica del aire.
$\square_{\square}:$		Número de Grashof.
$\square:$	$[\square / \square^2]$	Gravedad.

l_c :	$[l]$	Longitud característica.
α :	$[1/l]$	Coefficiente volumétrico de expansión.
ν :	$[l^2/s]$	Viscosidad cinemática.
Q_{th} :	$[kW]$	Carga térmica de los usuarios.
Q_{re} :	$[kW]$	Potencia real.
Q_{te} :	$[kW]$	Potencia teórica.
η :		Eficiencia del equipo según el fabricante.
Q_{ps} :	$[kJ/s]$	Calor sensible.
Q_{pl} :	$[kJ/s]$	Calor latente.
\dot{m} :	$[kg/s]$	Flujo de la masa de vapor.
Δh :	$[kJ/kg]$	Variación de entalpías.
$h_{f,w}$:	$[kJ/kg]$	Entalpía del agua.
$h_{f,v}$:	$[kJ/kg]$	Entalpía del vapor.
p_m :	$[Pa]$	Presión manométrica.
p_a :	$[Pa]$	Presión absoluta.
p_{atm} :	$[Pa]$	Presión atmosférica.
z_r :	$[m]$	Altura del reservorio.
z_u :	$[m]$	Altura útil efectiva.
H_{sd} :	$[m]$	Cabeza o columna dinámica de succión.
$H_{sd,est}$:	$[m]$	Cabeza estática de succión.
$H_{sd,din}$:	$[m]$	Cabeza dinámica de succión.
$h_{p,s}$:	$[m]$	Pérdida de carga en la succión.
H_{ps} :	$[m]$	Cabeza de presión en la succión.
$H_{sd,d}$:	$[m]$	Cabeza o columna dinámica de descarga.
$H_{sd,est,d}$:	$[m]$	Cabeza estática de descarga.
$H_{sd,din,d}$:	$[m]$	Cabeza dinámica de descarga.
$h_{p,d}$:	$[m]$	Pérdida de carga en la descarga.
H_{pd} :	$[m]$	Cabeza de presión en la descarga.
h_{p1} :	$[m]$	Pérdidas de carga primarias.
h_{p2} :	$[m]$	Pérdidas de carga secundarias.
f :		Coefficiente de fricción en tuberías.
L_{eq} :	$[m]$	Longitud equivalente en metros de tubería.
L :	$[m]$	Longitud de la tubería.
D :	$[m]$	Diámetro de la tubería.
v :	$[m/s]$	Velocidad de circulación.
$H_{ps,d}$:	$[m]$	Cabeza neta de succión positiva en la descarga.
ρ :	$[kg/m^3]$	Peso específico del agua.
p_v :	$[Pa]$	Presión del vapor.
Q_{req} :	$[kJ]$	Calor requerido para calentar el agua.

$Q_{frío}$:	$[Q]$	Calor que gana el agua fría.
$Q_{caliente}$:	$[Q]$	Calor que pierde el agua caliente.
$V_{frío}$:	$[Q^3]$	Volumen de agua fría.
N_c :		Número de calentadores
P_n :	$[Q^2]$	Potencia nominal.
V_{tanque} :	$[Q^3]$	Volumen del tanque reservorio de agua caliente.
N_{sk} :		Número de skimmers.
N_{inj} :		Número de inyectores.
D_i :	$[Q]$	Diámetro interno.
M_{evap} :	$[Q^2/Q]$	Masa de agua evaporada.
S :		Grado de saturación.
$h_{a,s}$:	$[Q_{frío}/Q_{caliente}]$	Humedad absoluta del aire saturado a la temperatura del agua.
$h_{a,w}$:	$[Q_{frío}/Q_{caliente}]$	Humedad absoluta del aire saturado a la temperatura del agua.
A :	$[Q^2]$	Superficie de la piscina.
N_b :		Número de bañistas.
N_e :		Número de espectadores.
T_w :	$[°Q]$	Temperatura del agua.
T_a :	$[°Q]$	Temperatura del ambiente.
c_p :	$[Q * Q / Q * °Q]$	Calor específico del agua.
U :	$[Q / Q^2]$	Coefficiente de transmisión de muros y solería.
G :	$[Q / Q^2]$	Radiación solar en la superficie terrestre.
G_o :	$[Q / Q^2]$	Constante de radiación en la atmósfera superior.
a, b :		Dispersión de la radiación en la atmósfera.
n :		Número de horas de sol brillante (heliofanía).
N :		Número máximo de horas de sol al día.
\dot{Q}_{comb} :	$[Q^2/Q]$	Flujo másico de combustible.
PC :	$[Q^2/Q]$	Poder calorífico del combustible.

LISTA DE ABREVIACIONES.

AFCH	Agua fría de consumo humano.
PVC	Poli (Cloruro de Vinilo)
ACS	Agua caliente sanitaria.
RITE	Reglamentos de instalaciones térmicas en los edificios.
IAPWS	International Association for the Properties of Water and Steam.
GLP	Gas licuado de petróleo.
TIR	Tasa interna de retorno.
VAN	Valor actual neto.
VAI	Valor anual de ingresos.
VAE	Valor anual de egresos.
USD	Dólares americanos.

LISTA DE ANEXOS.

ANEXO 1	Propiedades termofísicas del aire.
ANEXO 2	Propiedades de aislantes térmicos.
ANEXO 3	Selección de los diámetros de tubería.
ANEXO 4	Selección del filtro de arena.
ANEXO 5	Selección del diámetro interno.
ANEXO 6	Propiedades mecánicas del agua.
ANEXO 7	Pérdida de carga de accesorios equivalente en metros de tubería de PVC.
ANEXO 8	Propiedades de la atmosfera.
ANEXO 9	Presión de vapor y carga de presión de vapor del agua.
ANEXO 10	Propiedades del agua.
ANEXO 11	Propiedades termofísicas del agua saturada.
ANEXO 12	Selección del intercambiador de calor para uso con calderas.
ANEXO 13	Humedad absoluta del aire saturado.

RESUMEN.

El presente trabajo se trata del Uso Eficiente de la Energía en Complejos Hidrotermales y tiene como finalidad desarrollar un software para diseñar y seleccionar las potencias de los equipos de calentamiento de agua, bombas de filtración y presión, tuberías de succión y descarga, filtros de arena; y en sistemas híbridos, el número de paneles solares de un Complejo Hidrotermal con criterio de eficiencia.

La selección de los equipos de calentamiento se realiza a partir del volumen de agua, tiempo de calentamiento, temperatura deseada, pérdidas de calor y número de usuarios, la selección de las bombas de filtración es a partir del caudal, pérdidas primarias y secundarias, los filtros de arena se seleccionaron con el caudal de cada bomba, El número de paneles solares, a partir del porcentaje de energía solar a utilizar, el recurso energético disponible y las propiedades físicas del panel solar. Se realiza la validación del software con el complejo de la politécnica obteniendo los resultados esperados.

El software HidroSoft 1.0 permite seleccionar equipos en cualquier ciudad ya que cuenta como datos de ingreso las propiedades físicas de cada ciudad como son altura, humedad relativa, temperatura ambiente. Estos datos sirven para calcular las propiedades del aire, agua y vapor, existentes en cada ciudad y de esa manera se calcula con datos reales. Se presenta además un manual de usuario.

El complejo hidrotermal obtenido a través del sistema desarrollado en este trabajo, consta de sauna, turco, hidromasaje, piscina y agua caliente sanitaria.

SUMMARY.

The present work deals with the Efficient Use of Energy at the Hydrothermal Structures and its finality is developing a software to design and select the water heating equipment power, filtration and pressure pumps, suction and discharge piping and sand filters; in hybrid systems, the number of solar panels of a Hydrothermal Structure considers the efficiency criteria.

The heating equipment selection is carried out from the water volume, heating time, wanted temperature, head losses and number of users. The filtration pump selection is performed from the caudal, and primary and secondary losses; the sand filters were selected with the caudal of each pump. The number of solar panels depends on the solar energy percentage to be used, the available energy resource and the physical properties of the solar panel. The software validation is carried out with the Polytechnic School Structure with the expected results.

The HidroSoft 1.0 software permits to select the equipment in any city as it has as entry data the physical properties of the city such as altitude, relative humidity and environmental temperature. These data serve to calculate the properties of air, water and steam in each city so as to calculate with real data. Moreover a user manual is presented.

CAPÍTULO I.

1 GENERALIDADES.

1.1 Introducción.

En los últimos años y debido a la importancia creciente del turismo de salud, los complejos hidrotermales han pasado de ser un gusto excéntrico a una necesidad básica para la comodidad y confort del ser humano; actualmente la construcción de estos ha ascendido debido a que estos son ya parte de un estilo de vida saludable; se los suele asociar a los gimnasios y spas pero hoy podemos encontrarlos en complejos deportivos, turísticos y hasta en algunas viviendas.

Este interés por la potenciación de los complejos hidrotermales, es debido a una serie de factores, que se han ido produciendo progresivamente. Así, el incremento de la demanda potencial real del sector termal y debido a su carácter aplicable en edificios de nueva construcción y rehabilitación de cualquier uso en los que exista una demanda de agua caliente sanitaria y/o climatización de piscina cubierta, han hecho que nazca la idea de elaborar un programa capaz de diseñar (tecnificar) y verificar los costos que dichos sistemas requieren, pero con un criterio de eficiencia energética. La tesis que se realiza recoge el diseño y la metodología de funcionamiento de un software para el cálculo y diseño de instalaciones de agua caliente sanitaria, y calentamiento de piscinas, con las herramientas de cálculo que faciliten y permitan el dimensionamiento y la evaluación de los costos de dichos sistemas.

1.2 Justificación.

En el negocio de las instalaciones hidrotermales, la figura fundamental es el inversor (ya sea persona natural o jurídica), la falta de conocimiento de muchos inversionistas sobre los costos que requieren las instalaciones térmicas para un complejo han hecho que surja este estudio para facilitar el entendimiento de el diseño y los costos que estos requieren.

Con este estudio cada inversor podrá tener una información muy completa de cuáles son las instalaciones y sistemas que le interesan con el menor consumo de energía posible, para garantizar el éxito de la inversión que quieren realizar.

Sin embargo vale la pena aclarar que en el sector de las instalaciones hidrotermales (balnearios, spas, talasoterapia, wellness, etc.) está configurado por ingenierías, arquitectos, empresas de construcción, fabricantes de equipos, empresas distribuidoras, fabricantes, Distribuidores de productos cosméticos, empresas de asesoramiento y empresas de gestión además aspectos como la arquitectura y el diseño, las estrategias de comercialización y marketing y el estudio de viabilidad financiera y técnica previo a la promoción del proyecto, son determinantes para alcanzar su éxito.

1.3 Objetivos.

1.3.1 Objetivo general.

Usar eficientemente la energía en instalaciones de complejos hidrotermales.

1.3.2 Objetivos específicos.

- Analizar la bibliografía sobre los requerimientos en complejos hidrotermales.
- Diseñar los sistemas térmicos – hidráulicos.
- Analizar alternativas y seleccionar la(s) más adecuada(s) para el diseño definitivo, con el criterio de uso eficiente de la energía.
- Evaluar los costos que se requieren para las instalaciones.
- Desarrollar el software, y realizar su validación.

CAPÍTULO II.

2 MARCO TEÓRICO.

2.1 Introducción.

Es sabido que la utilización del calor, en sus diferentes formas, como medio de curación o prevención, se conoce desde tiempos inmemoriales. La radiación solar, las aguas termales, el lodo volcánico, el vapor, el calor seco, son agentes caloríficos beneficiosos para la salud y el mantenimiento físico.

Hace apenas 15 años, en Ecuador tan sólo existían algunos complejos hidrotermales, muchos de ellos centenarios, en aquellos lugares de nuestra geografía donde el agua tiene propiedades beneficiosas para la salud. La cultura termalista era, por tanto, absolutamente minoritaria. Sin embargo, con la década de los noventa el culto al cuerpo y la preocupación por el bienestar personal pasaron de ser una tendencia incipiente a instalarse en todos los ámbitos de la sociedad. Rápidamente, los hoteles de lujo se volcaron en atender esa nueva demanda, añadiendo a sus instalaciones los spas o centros de wellness como un servicio añadido para atraer y contentar a sus huéspedes.

Una vez superado el concepto purista de complejo hidrotermal, se ha asistido a la proliferación de los llamados spas urbanos, que, a través de su oferta de tratamientos relajantes y cosméticos, a menudo suponen un complemento de gran éxito, añadido a los tradicionales espacios para la práctica de deportes y gimnasios.

El diseño y construcción de este tipo de instalaciones es muy complejo, puesto que se requieren soluciones que integren los tres elementos clave de las mismas: agua, calor y vapor de agua. La selección de materiales, los equipos para producción de calor, los climatizadores para las termas y baños turcos, las duchas especiales etc.

2.1.1 Requerimientos en complejos hidrotermales.

Los materiales que se deben utilizar para la construcción de complejo hidrotermal son ladrillo, cemento, recubrimientos cerámicos, cristal, estuco de cal, suelos antideslizantes no porosos, techos hidrófugos antibacterianos, perfiles y tuberías de cobre, acero inoxidable AISI 316, polipropileno reticulado o polietileno.

Los materiales que no deben utilizarse son, yeso, mármol, plásticos y hierro ya que los tres primeros facilitan la formación de microorganismos que producirán oscurecimiento del material y malos olores; en el caso del yeso también se produce la descomposición del material.

2.1.2 Impermeabilización y aislamiento.

La impermeabilización y el aislamiento térmico de todo el local para la creación del centro de termalismo son factores muy importantes para evitar problemas de manchas en el exterior y en los locales colindantes, tanto por encima, debajo o en los laterales.

Para evitar cualquier problema de manchas o goteras se aislará todo el local, suelo, paredes y techo, con 60 mm de paneles de poliestireno extruido de alta densidad, machihembrado, y una vez colocado se sellarán las juntas con silicona.

Después de aislar el local para evitar el efecto de pared fría, se colocará mallazo en el suelo y las paredes.

Con todo el local aislado e impermeabilizado ya se pueden iniciar todas las instalaciones y tabiquería para hacer las distribuciones de los diversos servicios e instalaciones.

2.2 Sauna.

2.2.1 Introducción.

La construcción de saunas a nivel mundial data ya de largo tiempo, su tradición proviene de los países nórdicos y desde allí se ha divulgado en cada continente del mundo; antiguamente los baños de calor se realizaban en cabañas especiales con un hogar de piedra y una bañera con agua caliente; es así como los individuos obtenían una combinación de calor, relajamiento, humedad y en ocasiones, compañía.

2.2.2 Generalidades.

La construcción de saunas varía de acuerdo al tipo de que deseemos establecer, disponemos de diferentes formas de tomar sauna: seca, a vapor, húmeda y aromática, entre muchas otras; la diferencia obvia entre la sauna de vapor y la seca es la presencia del agua, el vapor no es más que agua condensada, es decir, calor húmedo. Los baños de vapor usualmente tienen temperaturas más bajas que las saunas tradicionales, no excede los 90 °C.

La sauna seca carece de humedad, su humedad relativa es tan baja como 5-10%; por ello la temperatura aquí dentro aumenta a 90 °C o más; la sauna seca se disfruta mejor si se fija entre 75 °C y 85 °C, teniendo una humedad relativa de entre 15% y 30%.

La construcción de saunas admitió como dos últimos modelos a la sauna infrarroja y a la aromática, ambos son las tipologías más modernas; la primera es más eficiente en cuanto a aliviar dolencias crónicas o severas, mientras que la aromática es similar a la sauna de vapor pero para obtener fragancias refrescantes se deben mezclar esencias líquidas con el agua antes de verterla sobre la estufa. Las saunas son mucho más eficientes si se construyen con madera (paredes y asientos), deben contar con estufa, en lo posible, a leña la cual calentará las piedras a las que se les arrojará agua para intensificar el calor y así, estimular la transpiración.

2.2.3 Características técnicas.



Figura 2.1: Instalación del gabinete.

La construcción de saunas posee características obligatorias, una de ellas es el gabinete, éste se confecciona en madera machihembrada especialmente diseñada para soportar temperaturas altas; esta madera tiene una alta capacidad de absorción de humedad y soporta temperaturas de hasta 230 °C. Para la construcción de las paredes y el techo se utilizan paneles previamente prensados, machihembrados y prolijamente ensamblados entre sí; el aislamiento es parte fundamental en la construcción de saunas, éste debe ser apropiado para evitar que la humedad pueda filtrarse en otros cuartos; lo que preocupa mayormente a los dueños es la transmisión del vapor entre los revestimientos de madera y el aislante.

2.2.4 Localización y espacio requerido.

Para la localización de la sauna se recomienda que se ubique junto al turco para disminuir las pérdidas de calor. El espacio requerido no se rige a ninguna norma por lo que podemos tener una variedad de dimensiones y así podemos encontrar saunas para un usuario de las siguientes dimensiones.

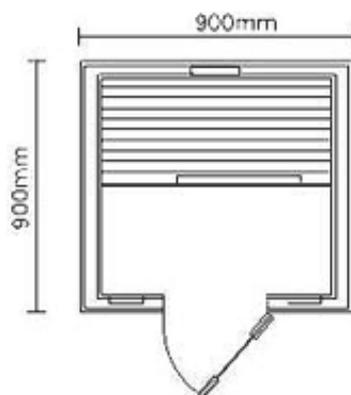


Figura 2.2: Dimensiones mínimas de una sauna.

2.2.5 Condiciones requeridas.

Las condiciones que se requiere en el interior de una sauna son:

La temperatura esta en el rango de los 80 – 90°C, el secreto para que no se produzca quemaduras en la piel es que se combina con una humedad muy baja (calor seco), la humedad relativa está en el rango 5- 15% lo que propicia una abundante sudoración por parte del cuerpo como mecanismo de refrigeración.

2.2.6 Instalaciones típicas.

2.2.6.1 Recinto.

Los módulos deben ser construidos en Pino, con una aislación térmica realizada en lana de vidrio de 2" de espesor con barrera de vapor.

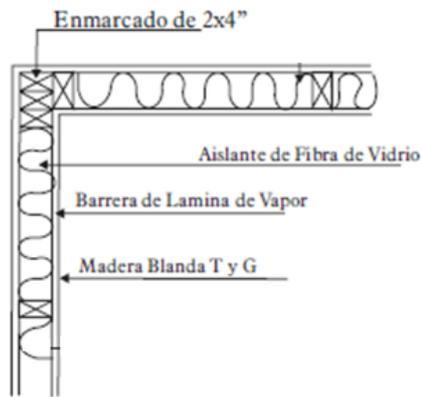


Figura 2.3: Vista transversal de la pared de la Sauna.

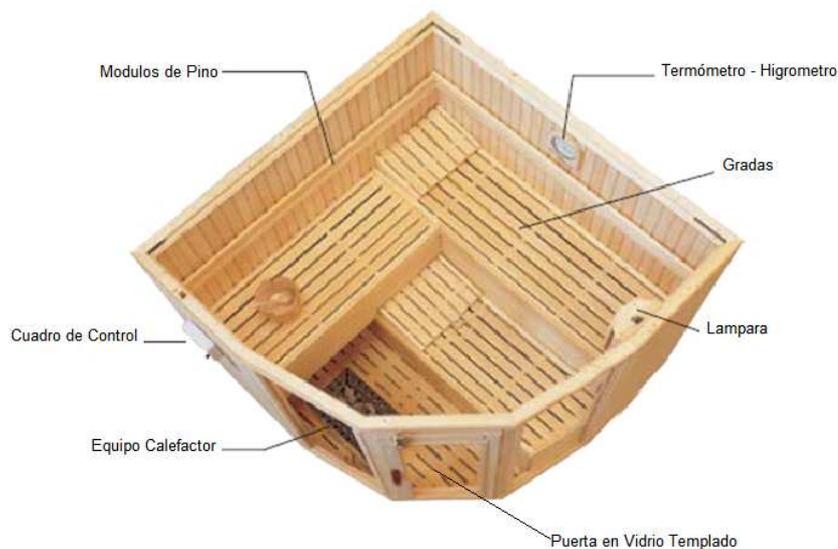


Figura 2.4: Vista del interior de una sauna.

2.2.6.2 Equipos y accesorios.

Los más imprescindibles para cualquier sauna son la luminaria, el sensor de temperatura el control de potencia el tablero de comando la estufa o equipo calefactor.

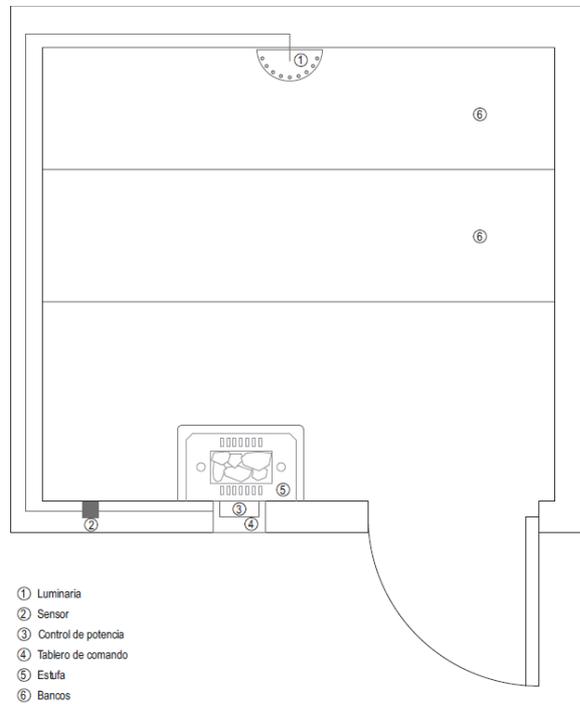


Figura 2.5: Localización del equipo calefactor.

En la sauna el equipo calefactor va en el interior en la parte inferior del recinto.

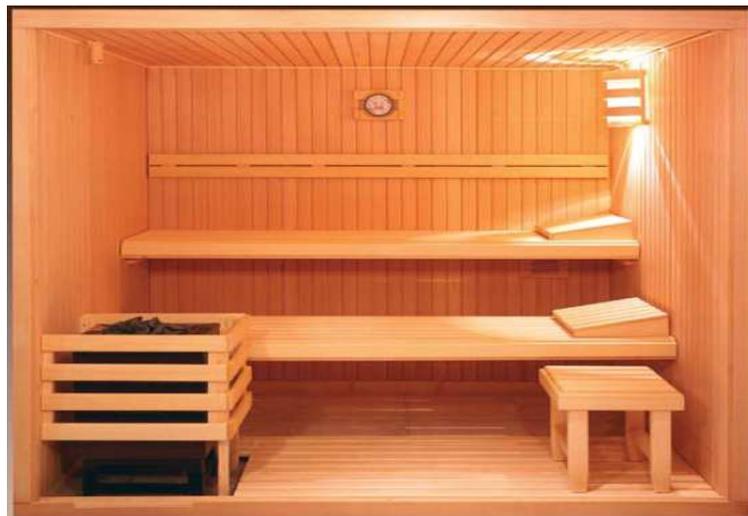


Figura 2.6: Iluminación interna de la sauna.

2.2.6.3 Selección de la potencia del equipo.

Para un cálculo exacto del equipo calefactor se han de estimar las pérdidas de calor del recinto y parámetros como los materiales de construcción de las paredes, aislamiento, condiciones ambientales externas, etc.

2.3 Turco.

2.3.1 Introducción.

Los baños de vapor eran una costumbre muy difundida entre turcos y romanos y todavía hoy, como en aquellos tiempos, seguimos beneficiándonos de sus numerosas propiedades para mejorar nuestra calidad de vida y alcanzar un estado físico y psíquico armónico.

Con el baño de vapor conseguimos, como principal beneficio, una distensión total de los músculos que ayudan a aliviar el estrés y a limpiar, depurar e hidratar nuestra piel de suciedad y toxinas.

Al dilatar los poros, el vapor permite una limpieza profunda y duradera de la piel, dejando la epidermis lisa y aterciopelada. El flujo de vapor caliente y húmedo contribuye, además, a combatir los problemas de las vías respiratorias: garganta, nariz y bronquios reciben efectos muy beneficiosos. Por otro lado, al desarrollar un efecto calmante sobre el sistema nervioso, permite una total relajación

2.3.2 Generalidades.

Durante la evolución y desarrollo del baño de vapor, y en diferentes zonas, éste se ha conocido con distintas terminologías, así podemos asociar al baño de vapor con: Baño de vapor, Hammam, Baño turco, Baño romano, Steambath.

Durante todo éste período, el vapor se generaba a través de calderas de agua calentadas al fuego hasta que producían vapor al hervir, este era conducido y acumulado en los habitáculos para realizar los baños. La regulación de la temperatura se realizaba de forma tan simple como reducir o aumentar la cantidad de leña o la cantidad de agua a hervir. De esta forma se esparcía el vapor por todo el habitáculo.

Tradicionalmente la primera imagen gráfica, cuando pensamos en un baño de vapor, es la de un habitáculo de amplio espacio construido en bloques de piedra o recubierto con piezas cerámicas y decorado al estilo romano. Y efectivamente así era.

Hoy en día, el desarrollo de la tecnología moderna ha aportado a esta terapia curadora y relajadora una serie de mejoras en los materiales, componentes y sistema de generación de vapor que han supuesto una auténtica revolución de forma que el baño de vapor se ha transformado en su aspecto y sistema constructivo, aunque el concepto básico y los efectos y resultados son los mismos que desde su creación.

2.3.3 Características técnicas.

El baño de vapor es un habitáculo cerrado y estanco, diseñado para ser ocupado por varios usuarios sentados o acostados, construidos con la combinación de diversos materiales cuya característica común es la resistencia a la

oxidación y a la temperatura. Este habitáculo incorpora un equipo eléctrico cuya función principal es la generación e inyección de vapor en el interior de la cabina, controlar y regular la cantidad de vapor y temperatura automáticamente. Este es el factor más importante de las cabinas de vapor.

Al diseñar un baño turco se debe tener siempre presente que lo más importante es el confort para el usuario. Este debe sentirse cómodo, tranquilo y relajado.

Un baño turco es un ambiente húmedo. No se utiliza en el diseño materiales que presenten corrosión o deterioro con el agua.

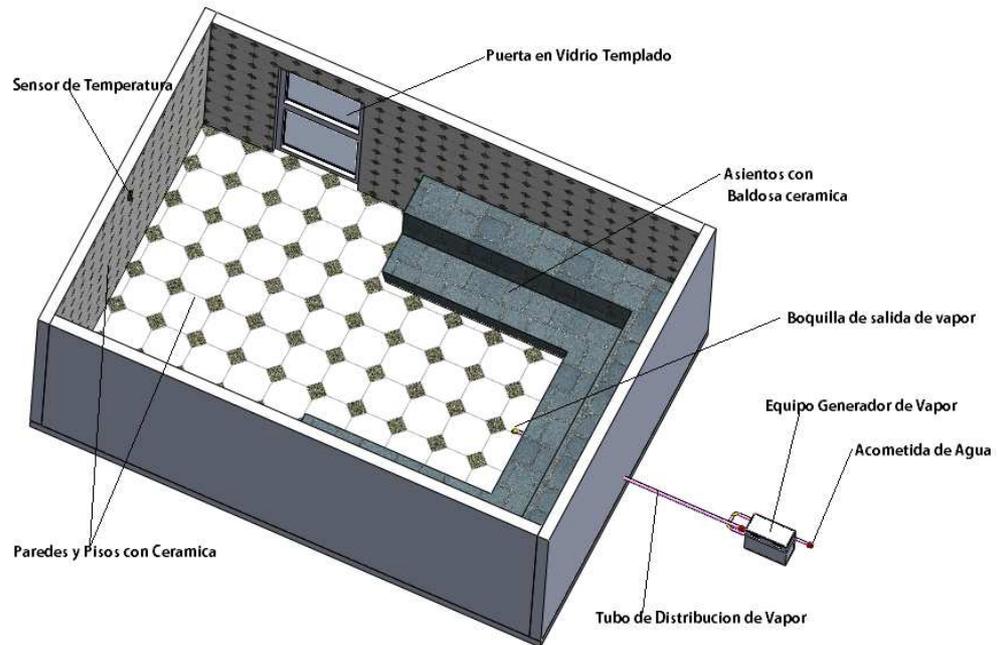


Figura 2.7: Esquema del interior de un baño turco.

La superficie interna del baño turco debe ser completamente sellada y los materiales a utilizar deben ser impermeables. Por lo general se utiliza, cerámicas, porcelanatos, etc.

Las medidas de las escalas del cuarto deben tener una pendiente del 2% para evitar encharques y facilitar la caída del agua al desagüe.

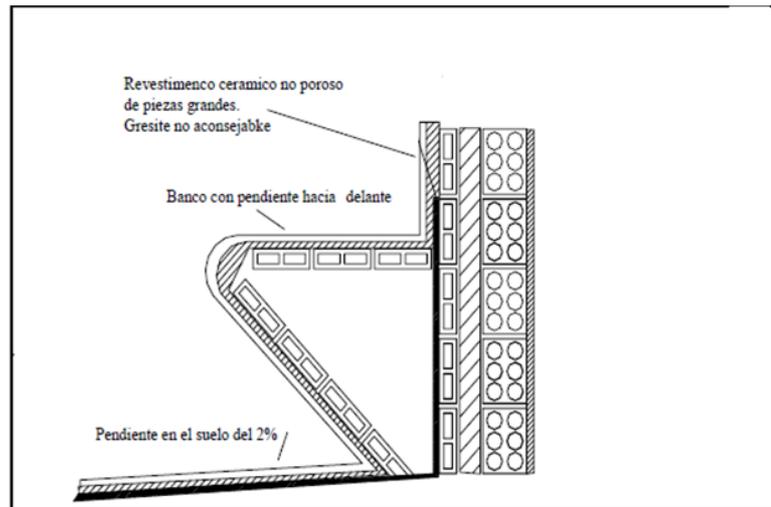


Figura 2.8: Recomendaciones de piso y banco.

La forma del techo tiene varias alternativas. Se recomienda techos sencillos, planos. Algunos hablan de formas ovaladas, en punta, con declives por diseño o con el fin de facilitar la condensación del agua y que las goteras caigan por las paredes y no molesten al usuario. Sin embargo en la práctica observamos que la gotera se corta en el empate entre las baldosas permitiendo la caída de la gotera directamente desde el techo. Además diseñar techos ovalados, etc. incrementa el volumen del cuarto en la parte superior requiriéndose mayor potencia en el equipo para poderlo calentar.

2.3.4 Localización y espacio requerido.

Para la localización del turco se recomienda que se ubique junto a la sauna para disminuir las pérdidas de calor. El espacio requerido no se rige a ninguna norma por lo que podemos tener una variedad de dimensiones y así podemos encontrar turcos con un solo usuario cuyas dimensiones son A 145 x L 145 x Al 230 cm.

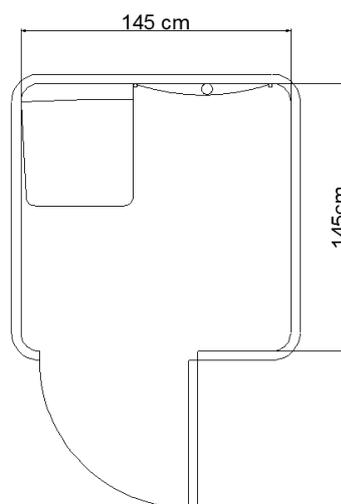


Figura 2.9: Dimensiones mínimas.

La altura máxima del cuarto debe ser 2.10 metros. Alturas superiores no permiten un adecuado aprovechamiento de los espacios del cuarto y por lo tanto el calentamiento de la parte media e inferior del cuarto puede ser deficiente ocasionando insatisfacción del usuario.

2.3.5 Condiciones requeridas.

Las condiciones que se requiere en el interior de un turco son:

- La temperatura esta en el rango de los 43 – 46 °C.
- La humedad relativa debe ser del 100% ya que se trabaja con vapor saturado.

2.3.6 Instalaciones típicas.

2.3.6.1 Recinto.

Las paredes deben ser de materiales cerámicos y en algunos casos también se coloca aislante pero en lo general solamente se coloca la baldosa cerámica después de la pared y después del enlucido de la pared.

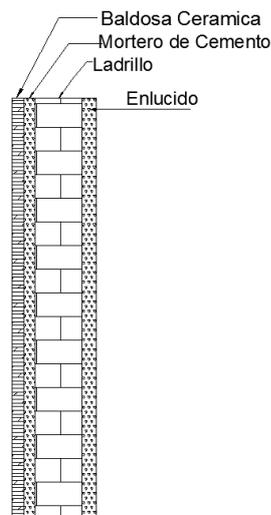


Figura 2.10: Vista transversal de la pared de un turco.

2.3.6.2 Equipo generador de vapor.

El baño turco requiere de un equipo generador de vapor, en el cual para su ubicación se deben seguir las siguientes recomendaciones: [11]

Debe ir en una zona adyacente al cuarto a una distancia no superior a 3 metros del cuarto, y sin superar 15 metros de recorrido de tubo.

Por ningún motivo el equipo puede ir ubicado en el interior del baño turco. El equipo contiene componentes eléctricos.

Debe de ubicarse en un habitáculo de medidas no inferiores a 80 cm de ancho, 50 cm de profundidad 170 cm de altura.

El habitáculo donde se instale tiene que estar bien seco y ventilado.

El equipo puede ser instalado en una planta inferior a la cabina, para ello si se utiliza aroma terapia se ha de implantar una bomba para los aromas.

El equipo ha de ser instalado en un armario adosado en la fachada de la cabina. Este puede tener el mismo acabado, de manera que se integre en la misma.

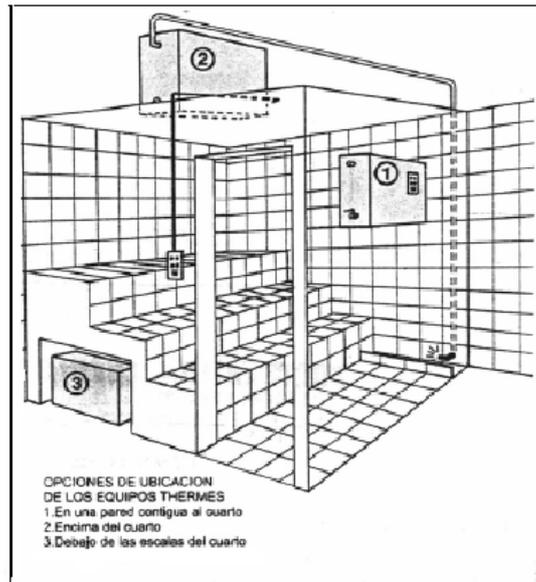


Figura 2.11: Recomendación de la ubicación del equipo.

2.4 Hidromasaje.

2.4.1 Introducción.

La bañera de hidromasaje o spa como terapia de alivio es una valiosísima ayuda; a diferencia de otros sistemas, el cuerpo queda enteramente sumergido en el agua a una temperatura de 38° C a 40° C, con presión y flujo variables a voluntad por medio de las distintas boquillas incorporadas a la bañera que producen el efecto de hidromasaje combinando aire con agua.

El impacto de las burbujas de oxígeno mezclado con agua sobre la piel reactiva la circulación de la sangre y acentúa la dilatación periférica, beneficiando así la actividad cardíaca y estimulando el aparato neurovegetativo en general.

2.4.2 Generalidades.

Una bañera de hidromasajes es una tina con agua caliente, con diferentes boquillas, para hacer mover el agua, mediante un motor que es en esencia en lo que se basa la bañera de hidromasaje, con un sistema de iluminación para cromoterapia y algunas otras incorporan un sistema de inducción de fragancias para proveer aroma terapia en el agua. El agua en un hidromasaje o spa se cambia en promedio de 3 o 4 meses ya que incorporan un sistema

de filtración, y para sanitizar el agua la mayoría tienen como opción incorporar un ozonador, más el uso de un desinfectante adicional que puede ser dicloro o bromo. Se pueden usar dentro de la casa o a la intemperie.

Los primeros hidromasajes eran unos barriles de madera, con agua temperada por un calefactor a leña y diseñado especialmente para usarlo a la intemperie.

2.4.3 Características técnicas.

El sistema de hidromasaje consta de una bomba de agua propulsora por medio de un motor eléctrico, jets de salida de agua, sistemas de aspiración de seguridad, sistema de calentamiento de agua y sistema de conductos de alta presión.

El agua en el sistema pasa a través de la rejilla de aspiración y a través de los skimmers que se colocan en la superficie del agua de ahí pasan hacia la bomba para luego propulsarla por los conductos de alta presión hacia los jets, allí se mezcla con el aire aducido por la bomba y el conducto paralelo que fluye a la bañera, bajo presión. La cantidad de agua expulsada por los jets determina la intensidad del masaje y puede regularse por medio del control de mandos, independientemente del tipo del sistema de hidromasaje.

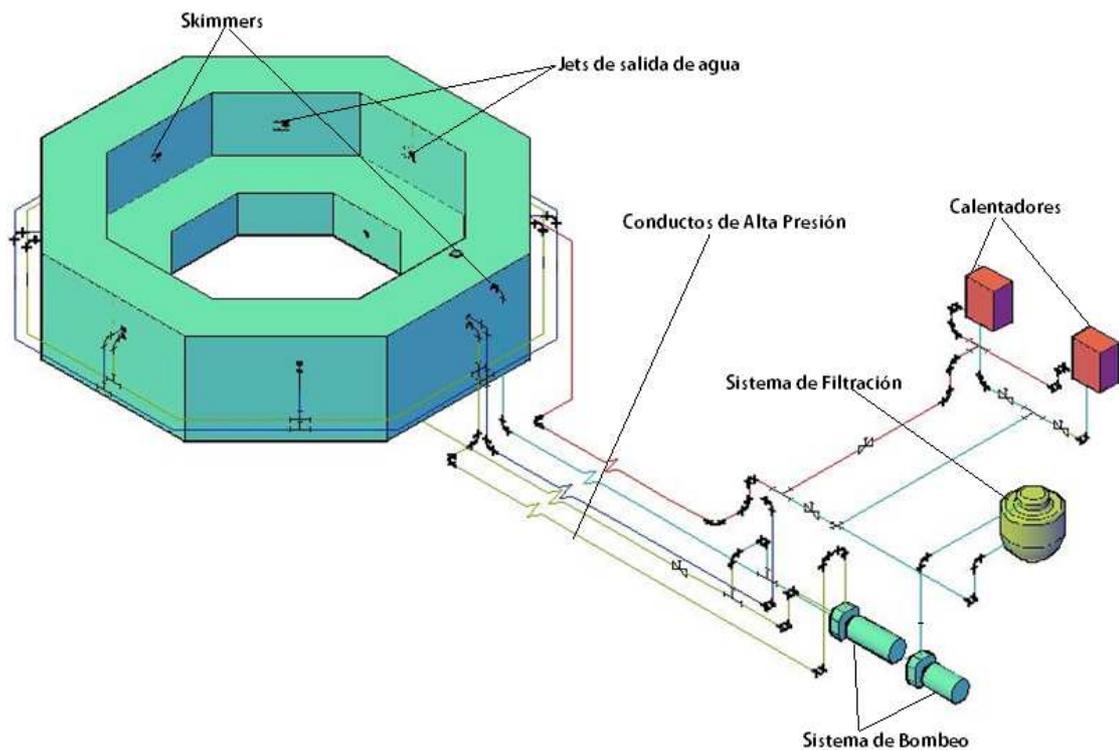


Figura 2.12: Elementos de un sistema de hidromasaje.

2.4.4 Localización y espacio requerido.

En la localización del hidromasaje en un complejo hidrotermal lo recomendable es que se ubique junto a la piscina pero con sistemas individuales dejando la forma y espacio de acuerdo al número de usuarios y a criterio del inversionista.

En el caso de los Hidromasajes o Spas podemos encontrar infinidad de posibilidades, así como la forma, que puede ser rectangular (derecha o izquierda), circular, ovalada, esquinera, poligonal, etc.; El objetivo de la forma es lograr que el cuerpo se adapte completamente a la bañera, consiguiendo la mejor posición para un perfecto masaje, las formas recomendadas son la circular y las poligonales, la que se utilizara será la poligonal ya que en cada lado del polígono puede ubicarse un usuario con su respectivo inyector, combinando así la comodidad del asiento y la posición de los inyectores.

2.4.5 Condiciones requeridas.

Las condiciones que se requiere en el Hidromasaje son:

Volumen de Agua que en este caso dependerá del número de usuarios, la temperatura del agua está en el rango de los 26-40 °C, siendo lo recomendable 40°C, además se requiere la velocidad de los hidrojets pero que en este caso no se calcularan sino que más bien están estandarizados para proporcionar confort a los usuarios.

2.4.6 Instalaciones típicas.

La bañera de hidromasaje puede venir en bañeras prefabricadas de poliéster reforzado con fibra de vidrio pero estas por lo general tienen costos elevados además que son para un número inferior de usuarios lo recomendable para complejos es que se los construya de manera similar que las piscinas es decir en hormigón armado con su respectiva armadura, y se las recubra con materiales cerámicos.



Figura 2.13: Hidromasaje en fibra de vidrio e hidromasaje en hormigón.

En cuanto al sistema de funcionamiento es muy similar al de la piscina con los mismos sistemas:

- Recogida del film superficial por los rebosaderos o skimmers (desnatadores), y la aspiración de fondo.
- Pre filtración.
- Bombeo.
- Filtración.
- Calentamiento.
- Inyección de desinfectante.
- Retorno del agua a través de las bocas de impulsión.

Debido a que el hidromasaje es una piscina pequeña entonces los equipos serán los mismos como bombas, filtros válvulas, calentadores, skimmers, etc., pero esto involucrara equipos de menor potencia y tamaño. Lo único que cabe destacar es el sistema de Hidrojets los cuales generan chorros de aire y agua, el resto de elementos se los vera con mayor detenimiento en la sección de piscina.

2.4.6.1 Jet de hidromasaje.

Los jets de hidromasajes, los podemos definir sencillamente como bombas, en donde se combina la presencia de agua y de aire, es decir de oxígeno, y gracias a la combinación de estos dos elementos se puede largar un chorro de agua más fuerte, más potente, que produce una sensación de relajación muy interesante y satisfactoria para quien este en ese momento tomando el baño. El jet del hidromasaje, es una de las partes más esenciales de los mismos, porque sin ellos, no se produciría la sensación del hidromasaje, es decir, del masaje a través de la presencia y del impulso del agua en cierta proporción y fuerza.

Existen diversos modelos, los cuales básicamente realizan su trabajo de dos maneras: inyectando agua y aire a través de chorros orientables o inyectando aire al agua a través de múltiples salidas ubicadas en el fondo de la tina.

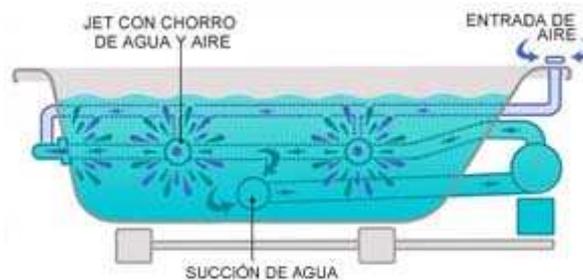


Figura 2.14: Inyección de agua aire.

Los primeros inyectan un flujo de agua a presión mezclado con millones de pequeñas burbujas de aire, y lo lanzan por varias salidas de dirección variable llamadas "jets". De esta forma, entregan un masaje enérgico, ideal para aliviar stress, dolores musculares, lumbago, artritis, diversos niveles de fatiga física, e incluso para recuperaciones post-operatorias.

Los segundos insuflan aire al agua en reposo, a través de numerosos inyectores ubicados en el fondo de la tina. Este sistema proporciona un masaje más suave y relajador, que ayuda a oxigenar las células del cuerpo y favorece al vaso-dilatación. Es apropiado para terapia de arteriosclerosis y para estimulación del sistema sanguíneo.

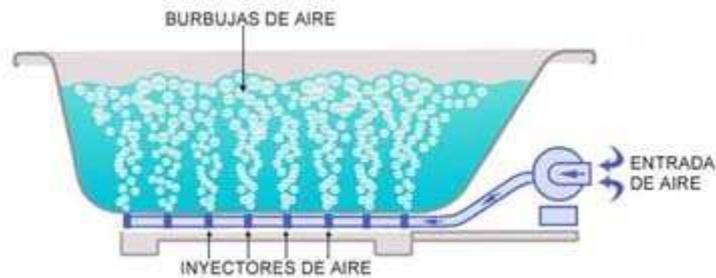


Figura 2.15: Inyección de aire.

Al chocar un flujo de agua y aire contra la piel, a una presión y temperatura apropiadas, provocan en el cuerpo esa sensación de bienestar y relajación que conocemos como "hidromasaje".

Hay modelos que incorporan uno o los dos sistemas simultáneamente. Al complementar ambos, se consigue ampliar su efecto a un área más extensa del cuerpo.

2.4.6.2 Conexión hidráulica.

Para el conexionado, se utiliza tuberías de PVC y adhesivo adecuado para este tipo de material. No se debe utilizar tuberías metálicas.

Se debe asegurar que no quedan bolsas de aire acumuladas ni agua estancada en la conexión de llenado o vaciado. El circuito de vaciado debe garantizar un perfecto vaciado y, si el uso del desagüe lo permite, un sifón para evitar malos olores.

De la misma manera, si no se disponen, es necesario dotar a los circuitos de llenado y vaciado de dispositivos anti retorno para evitar posibles retro succiones.

2.4.6.3 Calentador de agua.

Por lo general como los hidromasajes no son de grandes volúmenes, en la actualidad existen diferentes tecnologías para producir el agua caliente, una de ellas es el calentador eléctrico que por medio de una resistencia y el paso de una corriente eléctrica disipa calor, el cual es absorbido por el agua acumulada en un recipiente, elevando su temperatura. Otra tecnología y la más utilizada es la combustión de un hidrocarburo, de los cuales los más usuales son el gas licuado o envasado constituido principalmente por propano C_3H_8 o butano C_4H_{10} y el gas natural constituido principalmente por metano CH_4 . Dentro de esta segunda tecnología existen en el mercado tres grupos de aparatos destinados a tal fin:

- Calentadores acumuladores (Calderas y termo tanques).
- Caldera de doble servicio (calefacción y agua caliente).
- Calentadores instantáneos (Calefones).

La característica principal de los calefones es calentar el agua a medida que ésta es consumida. Al disminuir la temperatura en el hidromasaje envía una señal, la cual al detectarse, enciende el quemador principal aportando su calor al líquido circulante por la serpentina produciendo un aumento de su temperatura.

El calefón es un artefacto constituido básicamente por los siguientes elementos.

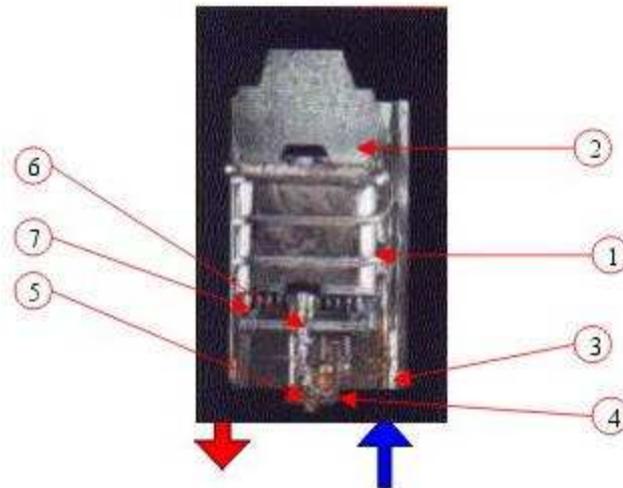


Figura 2.16: Detalle interno de un calefón.

- El intercambiador de calor compuesto por un serpentín, por el cual circula el agua a calentar. (1)
- Sombrero superior. (2)
- Tubo venturi y cámara de agua. (3)
- Válvula agua – gas (con llama piloto y sin llama piloto). (4)
- Sistema de seguridad. (5)
- El piloto. (6)
- El quemador principal o mechero. (7)

2.5 Agua caliente sanitaria.

2.5.1 Introducción.

Los sistemas de preparación de Agua Caliente Sanitaria están muy extendidos en nuestra sociedad. En la actualidad consideramos el agua caliente como un requisito de confort imprescindible en nuestras vidas.

Los sistemas de preparación y distribución de agua caliente evolucionaron de la mano de la ingeniería hidráulica y energética hasta el punto de poder convertirse en un bien común al alcance de la mayoría de la población.

El desarrollo de la industria electrónica permitió la evolución de técnicas de regulación automática capaces de garantizar una distribución de agua adecuada a las necesidades de confort de cada usuario. La evolución de los distintos sistemas de aislamiento, Intercambiadores, etc., ha permitido la fabricación de sistemas con mayor rendimiento. Las fuentes alternativas de energía, por ejemplo la energía solar, son cada vez más utilizadas, permitiendo la obtención de un agua caliente de calidad con menor impacto en el medio ambiente y un considerable ahorro energético.

2.5.2 Generalidades.

Los sistemas de preparación de Agua Caliente Sanitaria se dividen en tres grandes grupos:

1. Sistemas instantáneos, en los que el agua se prepara como dice la misma palabra, de forma instantánea.
2. Sistemas de acumulación (o semi-instantáneos o de semi-acumulación, según otros), en los que el sistema está dotado de un pequeño volumen de acumulación.
3. Sistemas de gran acumulación (o simplemente de acumulación, según otros), en los que el sistema está dotado de un gran volumen de acumulación.

Cualquiera de los sistemas anteriores puede estar al servicio de un solo usuario (sistema individual) o de varios usuarios (sistema centralizado o colectivo).

Se comprende que un sistema ACS de preparación es tanto más flexible y seguro cuanto más elevado sea su volumen de acumulación. En otras palabras: los sistemas instantáneos, especialmente si son de tipo centralizado, entrañan el riesgo de quedarse cortos durante los períodos de máxima demanda de los usuarios.

2.5.3 Características técnicas.

Los sistemas de Agua Caliente Sanitaria son aquellos que distribuyen agua de consumo sometida a algún tratamiento de calentamiento.

Los elementos que constituyen un sistema de ACS son:

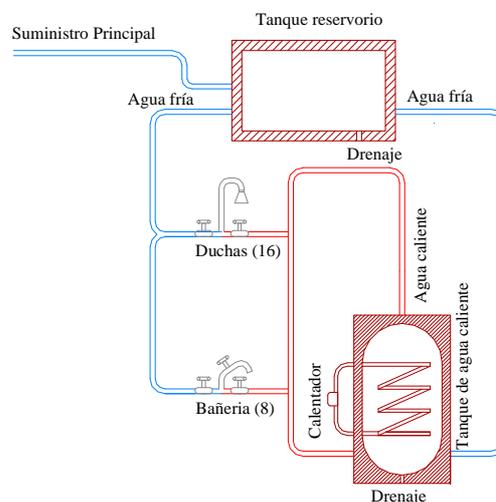


Figura 2.17: Sistema hidráulico de agua caliente sanitaria.

2.5.3.1 Acometida de agua fría de consumo humano (AFCH).

Generador de calor.- Es el elemento o grupo de elementos destinados a elevar la temperatura del agua fría. Existen multitud de posibilidades para elevar la temperatura del agua. En algunas instalaciones, típicamente las de menor tamaño, se utilizan calderas o calentadores que actúan calentando directamente el AFCH. En las instalaciones de mayor tamaño se usan intercambiadores de calor, diferenciándose el circuito de ACS del circuito de agua de caldera.

Red de suministro.- Conjunto de tuberías que transportan el agua atemperada hasta elementos terminales.

Acumulador.- Depósito o depósitos que almacenan el agua caliente, incrementando la inercia térmica del sistema y permitiendo la utilización de generadores de calor de potencia inferior a la demanda máxima puntual del sistema.

Elementos terminales.- Grifos, duchas que nos permiten el uso y disfrute del ACS.

Circuito de retorno.- Red de tuberías que transportan el agua de vuelta desde los puntos más alejados de la red de suministro hasta el acumulador. Su objeto es mantener un nivel aceptable de temperatura del agua caliente en toda la red de suministro, aún cuando los elementos terminales no demanden consumo durante largos períodos de tiempo.

2.5.4 Condiciones requeridas.

Para que un sistema de ACS pueda proporcionar de manera eficiente agua caliente se debe considerar el número de servicios o puntos de agua como son duchas lavamanos etc., además se debe considerar el volumen aproximado que utilizaran dichos servicios.

En los circuitos de ACS, los criterios de actuación se deben basar en el control de la temperatura del agua por encima de los 50°C, de forma que alcance 40°C en los depósitos o acumuladores finales.

El caudal instantáneo demandado por la instalación de ACS varía de forma extremadamente brusca de un instante a otro. Estas variaciones obligan generalmente a disponer de una reserva acumulada que sea capaz de compensar la demanda de un determinado momento.

2.5.5 Instalación típica.

El sistema más utilizado en las instalaciones de agua caliente sanitaria es el centralizado, en el cual los focos caloríficos son calderas centrales instaladas en Salas de Calderas, pudiendo funcionar mediante combustibles sólidos, líquidos o gaseosos. El agua caliente sanitaria se obtiene por calentamiento indirecto en intercambiadores de calor, a donde llega un circuito primario desde la caldera, (en circuito cerrado), que va cediendo el calor al agua contenida en el secundario del mismo.

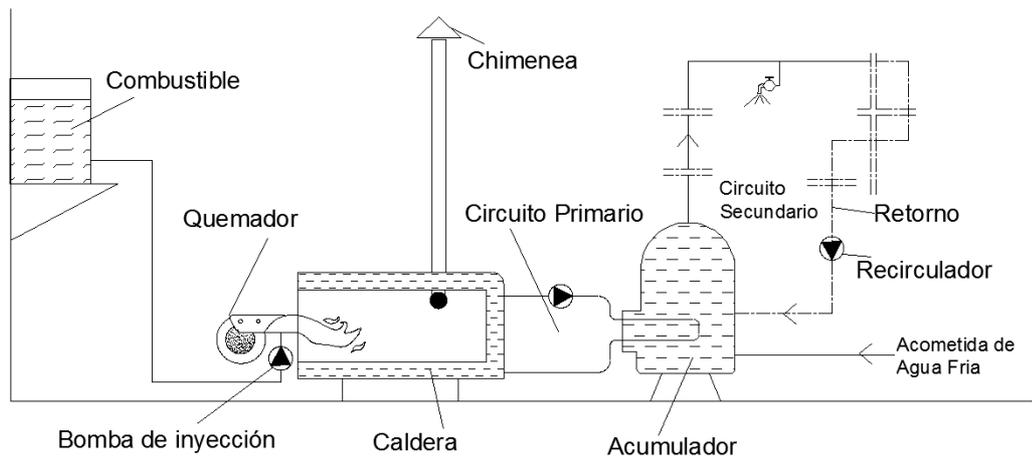


Figura 2.18: Sistema centralizado de A.C.S.

2.5.5.1 Funcionamiento.

El agua fría, procedente de la red del edificio, entra en el *acumulador* a presión, desplazando al agua caliente hacia los puntos del edificio.

La *caldera* mantiene la temperatura del agua del acumulador mediante el agua sobrecalentada que circula por un circuito cerrado e independiente llamado *circuito primario*.

Una bomba de aceleración o *acelerador*, situada en el circuito primario, se encarga de suministrar el caudal preciso de agua sobrecalentada y, por tanto, la temperatura del agua al acumulador.

Otra bomba de aceleración o *recirculador* hace que el *circuito secundario* se mantenga permanentemente en movimiento, a fin de que no se enfríe el agua de los montantes en los períodos en que no hay consumo.

Como elementos complementarios cabe reseñar los siguientes:

Chimenea de dimensiones y trazado adecuados para la evacuación de los gases del hogar de la caldera.

Purgadores en la parte alta de cada montante para la eliminación de posibles burbujas de aire.

Tanque nodriza de combustible líquido para la alimentación del quemador.

Por su parte los elementos de control básico del conjunto son los siguientes:

Termostato en caldera, que regula la micro bomba y válvulas de entrada de combustible del quemador.

Sistema termostático de control de las temperaturas de los circuitos de agua caliente

Intercambiadores de Calor deben construirse en materiales resistentes a la corrosión como aceros inoxidable adecuados, titanio, etc.

Los acumuladores de agua caliente sanitaria son normalmente de acero al carbono con un revestimiento, aunque también se construyen en acero inoxidable. Los acumuladores de acero al carbono revestido, tienen un comportamiento frente a la corrosión que depende del tipo de agua y las condiciones de trabajo y la mayoría incorpora un sistema de protección catódica complementario. Los acumuladores de acero inoxidable pueden sufrir corrosión localizada en función del tipo de acero inoxidable utilizado, de las técnicas de construcción del depósito, del tipo de agua y de las condiciones de trabajo (principalmente la temperatura).

Tubería, no se deben instalar tuberías de cobre que precedan a las tuberías de acero galvanizado, a fin de evitar que el cobre soluble se deposite aguas abajo sobre el acero galvanizado y cause ataques galvánicos.

2.6 Piscina.

2.6.1 Introducción.

Al momento de buscar la definición de la palabra piscinas, son muchas las alternativas y respuestas que se encuentran ante este término.

Según la Real Academia Española: La palabra piscinas, que tiene su origen como tantas otras en el Latín, define la misma como: “Estanque destinado al baño, a la natación o a otros ejercicios y deportes acuáticos.”

Un dato curioso de las piscinas, es que en un principio se utilizaba este término para nombrar los pozos para peces de distintos tipos de agua, posteriormente y con el paso de los años, con el Cristianismo se lo utilizaba para mencionar la pila bautismal.

Sin embargo y si nos queremos remontar a los registros más antiguos, ya se han encontrado imágenes de receptáculos similares a los que serían en la actualidad las piscinas, en jeroglíficos dentro de las Pirámides Egipcias

Hoy en día, la palabra piscinas ha adquirido su lugar en nuestro vocablo y este término es reconocido y asociado inmediatamente al relax, diversión y a la salud.

2.6.2 Generalidades.

Al proyectar una piscina se debe diseñar una correcta instalación, para el tratamiento físico, que ofrezca una buena depuración, algo definitivo para combatir los problemas de la piscina: la suciedad y la descomposición bacteriológica. Debe tenerse en cuenta que el agua recibe de los usuarios y del entorno, aire e infinidad de materia productora de contaminación y turbiedad.

El tratamiento del agua tiene como finalidad reducir el potencial de riesgo sanitario derivado el uso y disfrute de las piscinas, y comprende un conjunto de operaciones, a realizar de forma continua y simultánea, que se agrupan en cuatro bloques:

- Circulación - Renovación del agua.
- Filtración.
- Desinfección.

2.6.3 Características técnicas.

La instalación de tratamiento del agua debe constar de un sistema de extracción y de retorno a la piscina, es indispensable realizar una recirculación del agua. Se diseñará de forma que no se deje masas de agua aisladas sin depurar, aunque la difusión natural alivie en parte este problema.

Es necesario aportar diariamente agua nueva para compensar la pérdida de agua y para reducir la concentración en el agua de compuestos orgánicos y amoniacales o minerales.

En este sentido, es de destacar que la mayor concentración de elementos contaminantes de todo tipo (polvo, suciedad, grasas, bacteria, etc.) se produce en la capa superficial del agua, por este motivo es importante la extracción del agua superficial.

El agua de la piscina deberá de ser renovada por recirculación, previa filtración y desinfección de ésta, durante las 24 horas del día, para que en todo momento el agua se encuentre en las condiciones sanitarias apropiadas.

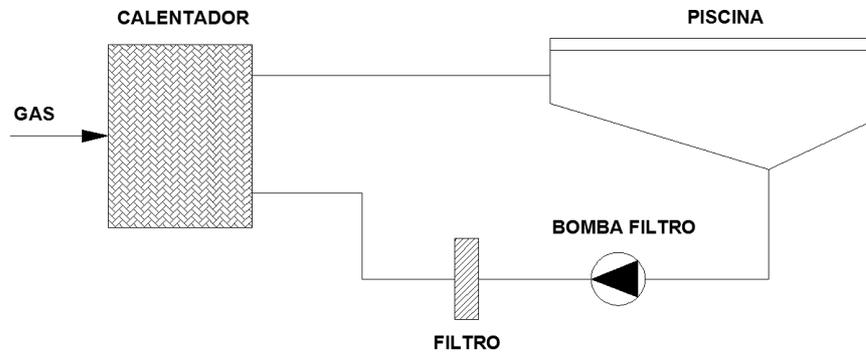


Figura 2.19: Sistema básico de recirculación.

En las piscinas públicas deberá haber una aportación de agua nueva, las normativas regulan que ésta será diariamente el 5 % del volumen del agua del vaso, o en función del aforo, de acuerdo con la siguiente fórmula:

La renovación será de 30 lts x bañista x día.

El número de boquillas de expulsión del agua dependerá del caudal de recirculación, del diseño de las boquillas y del film superficial de la piscina y en cuanto a su distribución debe favorecer la circulación del agua, se colocarán en el vaso de modo que:

- No quede ninguna “zona muerta”, en particular en los ángulos y cerca de las escaleras.
- Se eviten los depósitos.
- La contaminación del agua se elimine rápidamente.
- Se asegure una difusión rápida y homogénea de desinfectante.

El circuito de agua comprende:

- Recogida del film superficial por los rebosaderos o skimmers (desnatadores), y la aspiración de fondo.
- Pasó de agua al vaso de compensación (en los casos que se utilice los rebosaderos).
- Pre filtración.
- Bombeo.
- Filtración - Coagulación.
- Calentamiento (en las piscinas cubiertas).
- Inyección de desinfectante.
- Retorno del agua tratada al vaso a través de las bocas de impulsión.

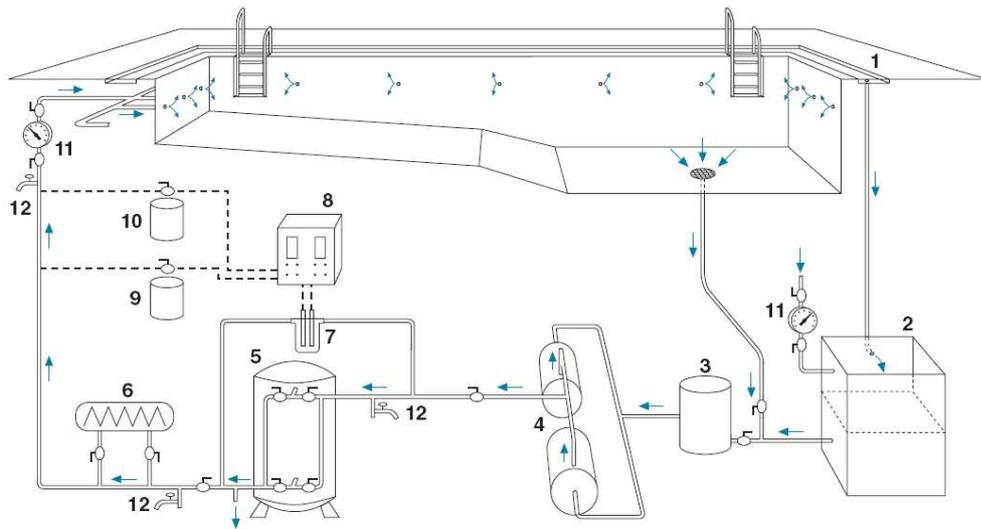


Figura 2.20: Circuito de hidráulico.

1. Rebosadero
2. Depósito de compensación
3. Prefiltro
4. Bombas
5. Filtro multicapa
6. Intercambiador de calor
7. Sondas de pH y cloro
8. Regulador
9. Dosificación de hipoclorito sódico
10. Dosificación ácido clorhídrico
11. Contador
12. Toma de muestras

Con el fin de compensar la pérdida de tiempo de carga que supone el paso del agua por las instalaciones, existirá un equipo de bombeo que cumpla esta función, capaz, además, de invertir, en su caso y con el juego adecuado de válvulas, la circulación en los filtros y así proceder a su limpieza.

Ello hace necesario extraer el agua a tratar por la superficie principalmente, mediante rebosaderos o skimmers.

2.6.4 Localización y espacio requerido.

En cuanto a la localización si es el caso de piscinas públicas y cubiertas se recomienda que se localice en el centro del complejo hidrotermal y en sus alrededores la sauna, turco, hidromasaje, esto es una recomendación ya que la localización dependerá del espacio disponible y de criterios como lo son los sistemas de tubería y equipos ya que en el caso de piscinas ocupan mucho espacio.



Figura 2.21: Localización de la Piscina.

Otros aspectos a tomar en cuenta son:

La forma, en la cual se tiene una infinidad pero en nuestro caso nos remitiremos a la rectangular para piscinas de uso público.

- El fondo en el cual podemos tener plano o variable.

2.6.5 Condiciones requeridas.

Condiciones ideales en piscina públicas, entre las más importantes tenemos:

- Temperatura del agua 25 °C
- Temperatura del aire 20°C
- Humedad relativa 65 %

Como referencia se puede tomar la siguiente tabla

Tabla 2.1: TEMPERATURAS DEL AGUA SEGÚN RITE 10.2.1.2.

Competición	24 °C
Entrenamiento	26 °C
Enseñanza y recreo	25 °C
Disminuidos físicos	29 °C
Piscina infantil	30 °C
Niños de 3 a 6 años y tercera edad	32 °C
Mujeres embarazadas	30 - 32 °C

Como regla general se aconseja que la temperatura del aire se sitúe siempre dos o tres grados por encima de la del agua y la humedad relativa en torno al 65%, las razones son en primer lugar el confort, ya que debemos evitar en lo posible que los bañistas que salen mojados tengan sensación de frío, bien sea por una temperatura

ambiente baja o bien por el calor cedido por el cuerpo en el proceso de evaporación del agua de la piel mojada, que es más rápida cuanto menor sea la humedad del ambiente.

2.6.6 Instalaciones típicas.

2.6.6.1 Tipos de recirculación.

Existen 3 tipos de recirculación en función de cuál sea la disposición de los elementos que aporten agua tratada y evacuen la contaminada.

Inversa.- El agua es impulsada al vaso a través de los difusores del fondo, que lo impulsan en forma de abanico hacia los rebosaderos que bordean el vaso, arrastrando las partículas sobrantes. Las tomas de los sumideros únicamente se utilizan para el vaciado de la piscina.

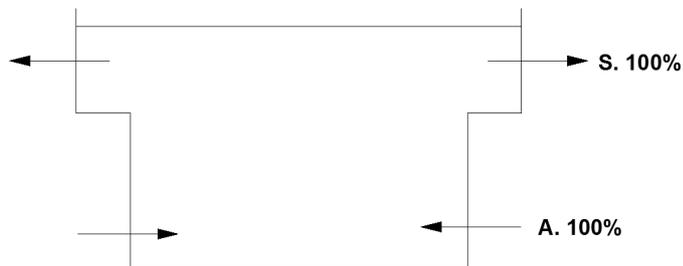


Figura 2.22: Sistema de recirculación inversa.

Ventajas: Buena renovación de la superficie de lámina de agua. El caudal desbordado es del 100 %.

En las piscinas climatizadas se consigue un mayor aprovechamiento de la energía calorífica aportada.

Inconvenientes: Los depósitos en el fondo del vaso no se eliminan continuamente, pero un buen emplazamiento de los difusores permite limitar la acumulación.

Mixta.- La entrada del agua tratada se realiza a través de difusores situados en las paredes del vaso a una profundidad adecuada y la recogida del agua contaminada se realiza tanto por la superficie el 75 % (skimmers, rebosaderos) como por el fondo el 25 %.

La recogida de agua del fondo se realizará mediante sumidero, que para evitar accidentes, la velocidad de aspiración en las ranuras de la rejilla de los sumideros estará comprendida entre los 0,3 y 0,5 m / s.

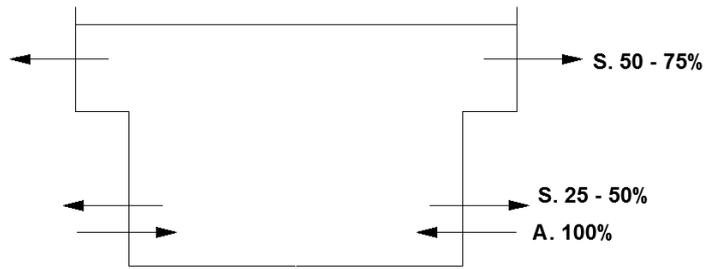


Figura 2.23: Sistema de recirculación mixto.

Ventajas: este sistema permite eliminar al mismo tiempo las impurezas de la lámina superficial y del fondo. A la práctica se recomienda que el volumen de agua eliminado por la superficie sea el más elevado posible.

Inconvenientes: Este tipo de recirculación es más difícil de controlar. El caudal recogido por el fondo es bajo y, por tanto, la recogida de los dispositivos es baja.

Clásica.-También hay otro sistema, el clásico o antiguo, aunque no está permitido por algunas normativas. El retorno del agua tratada está situado en la pared menos profunda y la recogida del agua solamente es a través del desagüe del fondo, en fuerte depresión.

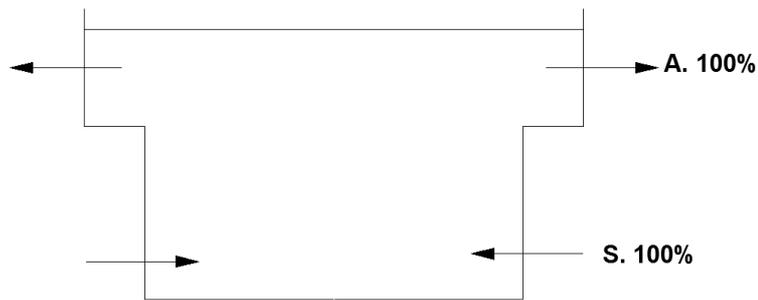


Figura 2.24: Sistema de recirculación clásico.

Inconvenientes: no permite la recirculación de la lámina superficial del agua.

Un sistema de recirculación – compensación recomendado deberá recoger de la lámina superficial un volumen aproximado del 70% del total del volumen por los skimmers, y un 30% se lo recogerá por la rejilla de fondo. Los retornos deberán ser de igual número que los skimmers y se recomienda ubicarlos según se muestra en la figura. [12]

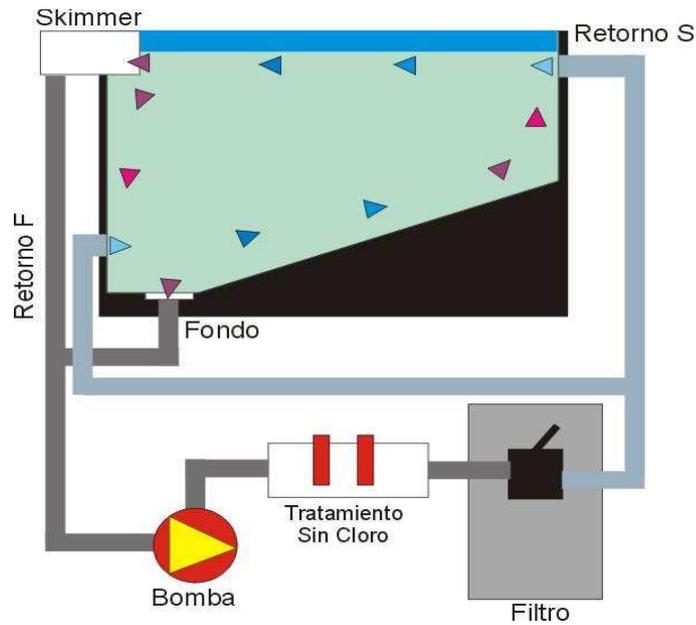


Figura 2.25: Sistema de recirculación recomendado.

2.6.6.2 Prefiltro.

También llamado filtro de pelos, se instalará inmediatamente a la entrada de las bombas, para protegerlas mecánicamente de los diversos residuos que puedan ir en el agua de la piscina, y que pueden perjudicar el rendimiento de la instalación.



Figura 2.26: Prefiltro.

El pre filtro tiene que ser capaz de retener cabellos, hojas, horquillas, materias fibrosas, etc., Llevará un cesto colador y una tapa de apertura con cierre rápido.

2.6.6.3 Skimmers.

El nombre apropiado, en función de la misión que tiene asignada, debe ser el de aspirador laminar de superficie. Se trata de un aparato que asegura la limpieza automática y permanente de la superficie del agua, sustituyendo al rebosadero.

En esencia, el aparato consiste en una arqueta metálica, que se sitúa fuera del vaso de la piscina, colocada en la parte superior de una de sus paredes, con preferencia en el lugar que corresponda a la mayor profundidad.

El skimmer consta de un cuerpo cilíndrico y de otro rectangular que es el que debe empotrarse en la pared de la piscina, y en cuyo frente de éste último hay una abertura para la toma de agua en superficie, que debe ponerse en contacto con el nivel de la piscina.

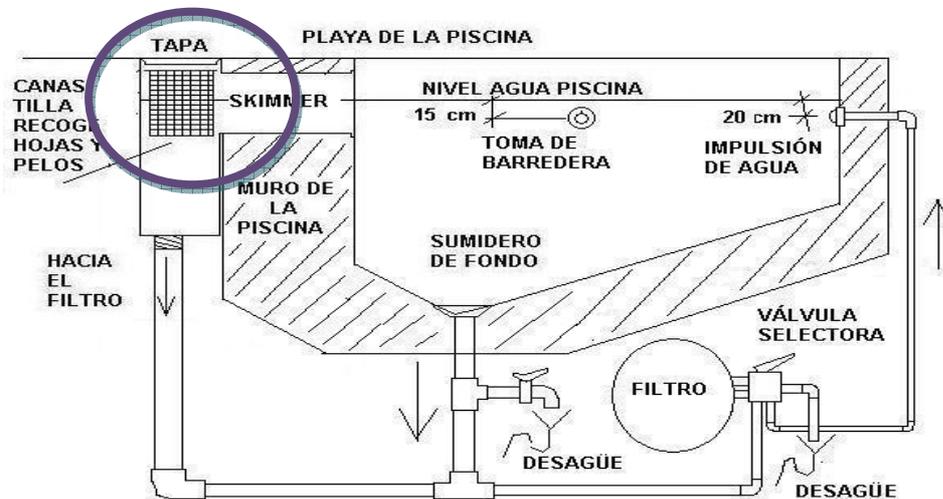


Figura 2.27: Ubicación recomendada del skimmer.

La velocidad de aspiración en las tuberías no sobrepasará los 1,5 m/seg.

En la reja de protección de los desagües la velocidad de aspiración no sobrepasará los 0,5 m/seg.

Se instalará 1 skimmer por cada 25 m² o fracción de lámina de agua y la proporción de agua recirculada será de un mínimo del 75 % procedente de los skimmers y un máximo del 25 % procedente del fondo. [13]

2.6.6.4 Vaso de compensación.

Servirá para alimentar los tubos de aspiración de las bombas. Su capacidad deberá prever el volumen para lavado de los filtros y el desplazado por los bañistas. A título orientativo, su capacidad puede ser, aproximadamente del 10 % del volumen de la piscina.

El vaso de compensación, las canaletas desbordantes y el sistema de conducción tienen que formar un circuito cerrado y armonizado.

Las características constructivas del vaso de compensación serán las siguientes:

- Recubrimiento no poroso.
- Material resistente a ácidos y alcalinos, para garantizar su limpieza.
- Pendientes y desagües que garanticen el vaciado total.
- Aspiración de bomba a filtros a una altura ≥ 20 cm. del fondo.
- De fácil acceso.
- Con ventilación.

2.6.6.5 Bombas.

Con el objeto de poder filtrar, re circular la totalidad del agua de la piscina es necesario colocar la bomba. La finalidad de la bomba es proporcionar al filtro el caudal necesario de agua.

Los principales factores que se deben tener en cuenta son su perfecta colocación que le procure siempre un buen cerramiento. La bomba se instalará cerca del agua, a ser posible debajo del nivel de la misma, si por razones técnicas no se instala por encima del nivel del agua, deberá instalarse una válvula antirretorno, tipo esfera, en las canalizaciones de aspiración de superficie y de fondo, bajo el nivel del agua.

Dentro de la gran variedad de tipos de bombas que existen en el mercado, las bombas centrífugas son las que se utilizan en la recirculación del agua de las piscinas.

Para realizar una buena elección de la bomba hay que considerar que la variación del caudal a lo largo de la carrera del filtro no debe exceder del 10 al 20 % del nominal. También, la presión de la bomba con la válvula cerrada no debe superar el 175 % de la presión de servicio y su rendimiento nunca debe estar por debajo del 65 %. Generalmente se utilizan bombas de alta presión y poco caudal, dependiendo del volumen del agua, equipo de filtración, etc.

2.6.6.6 Filtración.

La filtración consiste en el paso del agua a través de un material poroso que retiene las partículas en suspensión y materias coloidales. Las dimensiones de los poros del filtro determinan la calidad de la filtración, en piscinas públicas los filtros recomendados son los de arena.

Para que el agua esté limpia, la filtración debe ser capaz, independientemente de cuál sea el tipo de filtro, de retener las partículas en suspensión de un tamaño superior a 20 μm .

Se debe diseñar e instalar los filtros de tal forma que se puedan desmontar con facilidad para retirar los elementos filtrantes, En los filtros que trabajan a presión se debe tener en cuenta la velocidad de filtración es el caudal de m^3/hora que pasa a través del lecho filtrante y su determinación en la relación $Q = \text{caudal de agua a filtrar}$ y $S = \text{superficie filtrante}$, por tanto la velocidad de filtración se define de la forma siguiente.

$$V = Q * S \quad (2.1)$$

Donde:

V = Volumen, en m^3/h .

Q = Caudal de agua a filtrar, en m^3/h .

S = Superficie filtrante, en m^2 .

La velocidad hay que adecuarla al tipo de filtro y a la estructura molecular del elemento filtrante, es recomendable que el ciclo de renovación de una piscina no sea más de 8 horas.

La filtración se realiza en 2 etapas:

- Pre filtración.- Consiste simplemente en un tamizado que se realiza mediante un cesto colador o Prefiltro que generalmente precede a la electrobomba.

Su objetivo es retener las impurezas más gruesas y duras (cabellos, insectos, piedras, etc.) a fin de proteger el grupo electrobomba. La malla del tramo no debe ser inferior a 3 mm a fin de no crear excesivas pérdidas de carga.

- Filtración.- Propiamente dicha, consiste en el paso de agua a través de una masa porosa. El tamaño de los poros determina la capacidad de retención del filtro. El agua llega al filtro por la parte superior, atraviesa lentamente el lecho de arenas, y una vez limpia de material sólidos, saldrá por la parte inferior, para ser enviada a la piscina, previa desinfección que completa la acción.

Cuando la presión en el filtro haya subido por encima de $1,3 \text{ kg/cm}^2$ significa que es la hora de un lavado

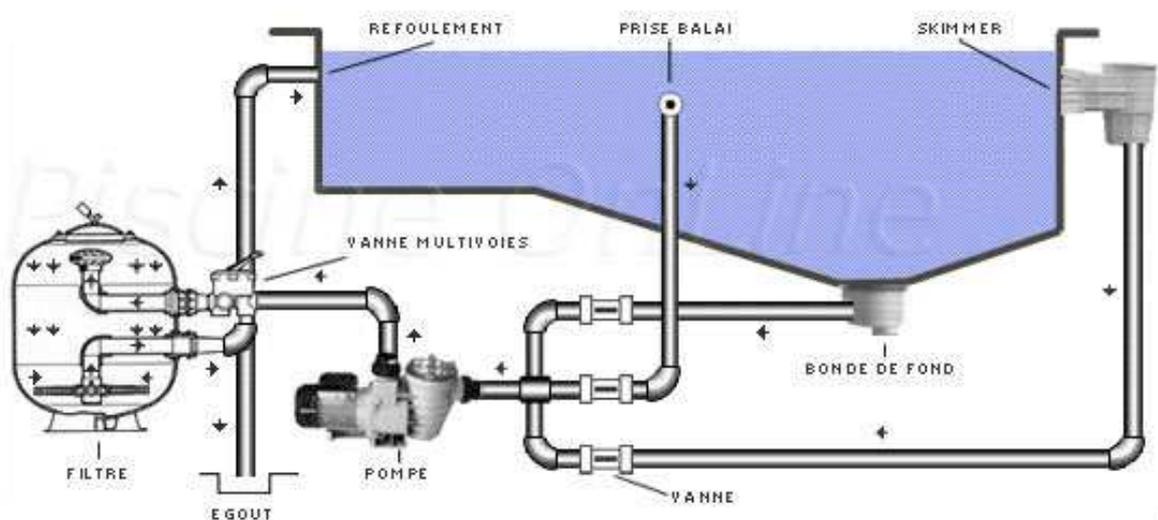


Figura 2.28: Sistema de filtración.

La capacidad o rendimiento de un sistema de filtrado se mide principalmente por un valor equivalente a $m^3 \times h \times m^2$ ($m^3/h/m^2$), que equivale al volumen de agua que deja pasar por cada metro cuadrado de superficie filtrante y por cada hora.

Obviamente a valor más bajo de velocidad mejor calidad de filtrado y a la inversa, mayor velocidad peor calidad obtenida.

Aclarar que cuanto menor es la velocidad de filtrado, obviamente se precisa de mayor superficie y por tanto de un filtro más grande.

2.6.6.7 Filtros de arena.

Están generalmente constituidos por una cuba cilíndrica de poliéster o de acero. Los filtros son cerrados de modo que el agua a presión circula a través de la masa filtrante. Estos filtros pueden ser horizontales o verticales.



Figura 2.29: Filtros de arena.

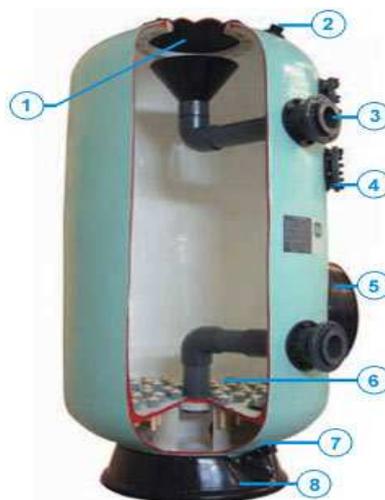


Figura 2.30: Interior de un filtro de arena

1. Boca de acceso y de carga
2. Purga de aire
3. Tubería en PVC
4. Indicadores de nivel (opcionales)
5. Boca lateral (en opción)
6. Placa de difusores o de crepinas.
7. Conexión para el lavado con aire
8. Base en poliéster

Trabajan a presión, de tal forma que el agua entra por la parte superior y circula a través del lecho filtrante, siendo evacuada a través del colector micro granulado que se encuentra en la parte baja del filtro, inmersa en la capa de soporte, si la hubiere.

El difusor de entrada del agua a filtrar debe garantizar una repetición homogénea sobre toda la superficie de arena.

En su interior contienen una capa de arena que actúa como medio filtrante y una o varias capas que actúan como soporte. La arena utilizada habitualmente en los filtros es sílice de una granulometría específica, no debe contener piedra caliza, arcilla o material perjudicial. La velocidad de filtración depende de la granulometría de la arena.

Los filtros de arena tendrán una altura filtrante mínima de 0,8 - 1 m y permitirán una expansión del 30 % del volumen ocupado por la arena en su lavado.

La granulometría más habitual del lecho filtrante es de 0,4 - 0,6 mm. que permite obtener una calidad de filtración de 20 / 25 micras, y del techo soporte será de 2 mm.

2.6.6.8 Válvulas selectoras para filtros.

Es el control de mando de la piscina, ya que indica las funciones a realizar según la posición en que la coloquemos. Para ello dichas funciones deben combinarse con las posiciones de las llaves de los accesorios. La válvula selectora tiene seis vías que corresponden con otras tantas funciones:

- Filtración
- Lavado
- Enjuague
- Desagüe
- Recirculación
- Cerrado



Figura 2.31: Válvula de 6 vías.

2.6.6.9 Para mantenimiento de la piscina.

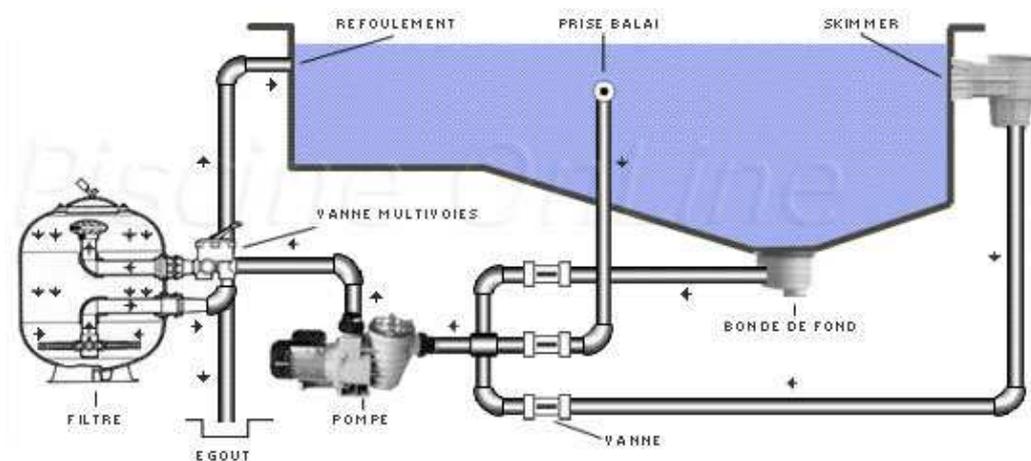


Figura 2.32: Ubicación de la válvula de seis vías.

La piscina tiene varias tomas o boquillas, que corresponden con el mismo número de tuberías y por consiguiente con otras tantas válvulas, llamadas coloquialmente llaves. Así tenemos llave de skimmer, llave de fondo (Sumidero) y llave de barredera (Limpia fondo), y que en diferentes combinaciones de abierto o cerrado podremos realizar las operaciones anteriormente mencionadas.

2.7 Alternativa de calentamiento en lugar del uso de combustibles.

Una de las maneras de evitar el calentamiento global es la utilización de energías alternativas o también conocidas como energía renovable. Se obtiene de fuentes naturales virtualmente inagotables, unas por la inmensa cantidad de energía que contienen, y otras porque son capaces de regenerarse por medios naturales.

La energía renovable o energía alternativa es energía que no se puede agotar. Las fuentes energéticas renovables son aquellas generadas naturalmente en un corto período de tiempo. Estas fuentes incluyen cualquier tecnología que dependa exclusivamente y se derive directa o indirectamente del sol o de agua en movimiento, o de otros movimientos y mecanismos naturales del medio ambiente. Algunos ejemplos de energía renovable son la

electricidad solar (fotovoltaica), calefacción solar de agua, energía de viento, presas hidroeléctricas, energía de marea u oceánica o energía geotérmica proveniente de manantiales calientes o géiseres.

2.7.1 Energía solar.

El sol nos regala su energía en forma de luz y calor. Hoy, una tecnología establecida, eficiente y no contaminante nos permite utilizarlo para iluminar y calentar nuestras casas y negocios reduciendo los consumos energéticos para la producción de: ACS, la calefacción, el calentamiento de piscinas y la climatización.

Su utilización se justifica no solo en el ahorro energético y la rentabilidad del usuario sino que además contribuye al bien común: la mejora de la calidad del aire de las ciudades y del país; la rentabilidad macroeconómica por el uso de recursos propios, la generación de riqueza interna y de empleos, y la reducción de la dependencia energética externa.

En un informe que publico Greenpeace en el 2010, las cifras son muy alentadoras y ofrece una buena perspectiva sobre el potencial de la energía solar, en la siguiente imagen los cubos de representan a nuestras diferentes fuentes de energía.

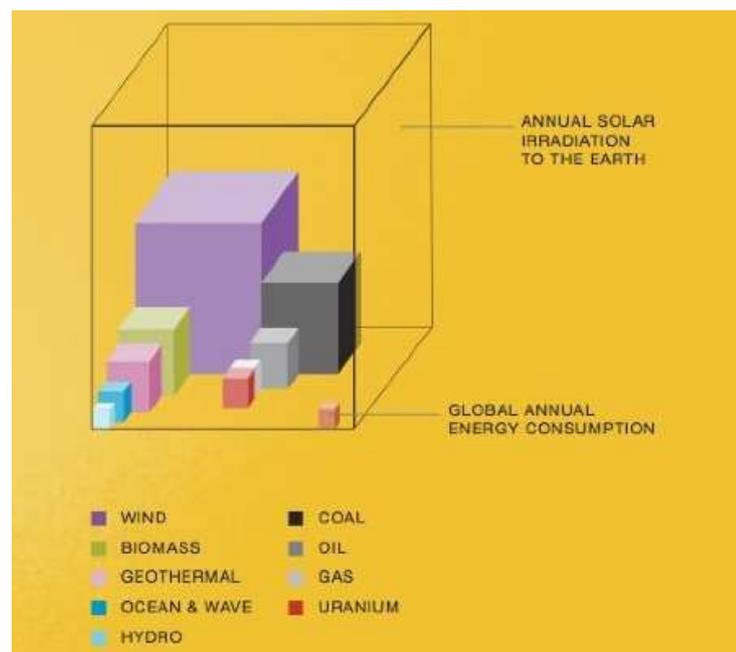


Figura 2.33: Irradiación solar Vs los recursos energéticos globales establecidos.

Como se puede ver, la energía que brinda anualmente el sol a la tierra, representada por la caja transparente, es la mayor de todas y es mayor que las otras fuentes de energía juntas.

De acuerdo con Wikipedia, el potencial teórico de la energía solar es de 6.000 veces el consumo anual mundial de energía. [14]

Obviamente no vamos llenar todo el planeta con paneles solares. Pero con esa cantidad de energía que nos llega de nuestra estrella, no es necesario. En el mapa de abajo se pueden ver seis puntos si estos fueran plantas de energía solar con sólo un 8 por ciento de eficiencia, nos darían la energía que necesitamos a nivel mundial.

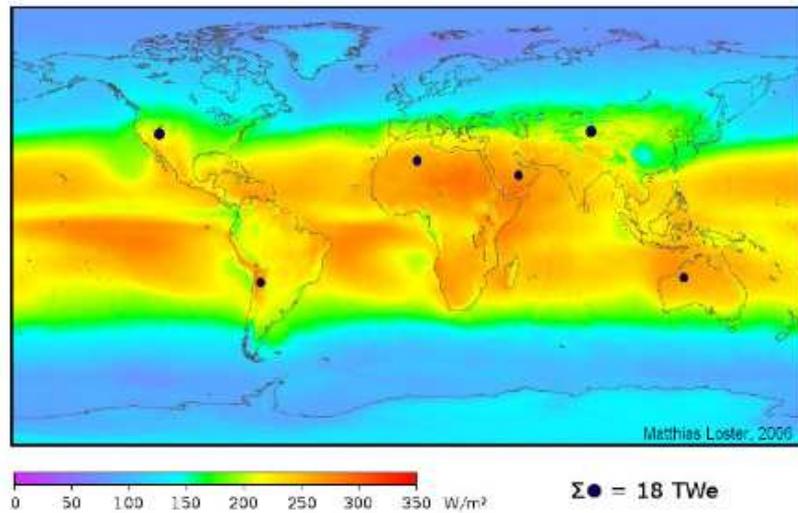


Figura 2.34: Incidencia de la irradiación en el planeta.

Sin embargo la tecnología para capturar la energía solar y transformarla en energía sigue avanzando y cada vez son más eficientes las celdas solares por lo que no dudaría que en unos pocos años la energía solar se comience a masificar, pero todo depende de los gobiernos del mundo que decidan dejar los combustibles fósiles de una vez por todas e inviertan en energía solar y de lugar de seguir quemando petróleo lo podrían utilizar para generar nuevos materiales (polímeros) para darle un mejor uso y valor agregado en lugar de solo quemarlo y contaminar.

2.7.2 Características técnicas.

Un sistema solar térmico está constituido por los siguientes elementos:

Subsistema de Captación: Formado por los colectores solares, estructuras o fijaciones a las distintas cubiertas, accesorios para su conexionado y valvulería (purgadores, válvulas de equilibrado, válvulas de seguridad, vasos de expansión, etc.) necesaria para su correcto funcionamiento.



Figura 2.35: Elementos de un sistema de ACS con energía solar.

- Subsistema de Intercambio y Circulación (tuberías, bombas, intercambiadores); Formado por los elementos electromecánicos que provocan la circulación del fluido caloportador hasta el Subsistema de Captación y los elementos en los que se produce el intercambio de la energía generada en los colectores al Subsistema de Acumulación.
- Subsistema de Acumulación: Formado por el o los acumuladores en los que se almacena la energía generada en el Subsistema de Captación en forma de agua Caliente. Para aplicaciones distintas a la producción de ACS, los acumuladores de agua sanitarios de sustituyen por depósitos de inercia o por los vasos de las propias piscinas.
- Subsistema Eléctrico y de control: Formado por los distintos elementos eléctricos y electrónicos que permiten la regulación y control de la instalación solar de manera automatizada.
- Subsistema auxiliar y de consumo: Formado por elementos de energía convencional (gas, gasoil, etc.) que apoyan a la instalación solar en épocas de baja radiación, puntas de consumo o mantenimientos. Este Subsistema se une al circuito de consumo de la vivienda.

2.7.3 Subsistema de captación.

Los colectores solares son el corazón de cualquier sistema de utilización de la energía solar: absorben la luz solar y la transforman en calor. Están constituidos por 4 elementos principales:

- Cubierta transparente que es de cristal.
- Absorbedor
- Aislamiento
- Carcasa



Figura 2.36: Elementos de un colector solar plano.

Los criterios básicos para seleccionar el tipo de colector térmico a utilizar son:

- Productividad energética a la temperatura de trabajo.
- Costo
- Durabilidad y calidad
- Posibilidades de integración arquitectónica
- Fabricación y reciclado no contaminante

Dependiendo de la aplicación el tipo de colector solar que hay que utilizar varía: para aplicaciones que requieren un fluido a baja temperatura ($<100^{\circ}\text{C}$) los sistemas con colectores de placa plana son los más utilizados, seguidos por los de tubo de vacío en los que se tiene menores pérdidas térmicas, mayor rendimiento, flexibilidad, pero el costo es más elevado.

2.7.4 Subsistema de acumulación.

Debido a que la energía solar muchas de las veces no nos llegan en el preciso momento que la necesitamos, sino repartida durante todas las horas de sol. Opuesta a esta producción nos encontramos con los perfiles de consumo de las instalaciones, que variarán en función de su uso. Para conseguir acoplar la producción del sistema solar con el consumo de la instalación siempre nos hará falta una acumulación de energía solar. Esta acumulación tendrá mayor o menor volumen en función de dos factores principales.

- El nivel de cobertura con energía solar de la demanda de la instalación.
- El perfil de consumo de la instalación.

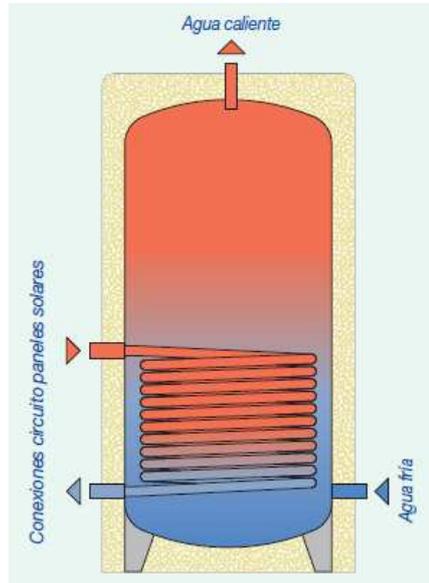


Figura 2.37: Acumulador de agua.

Cuanto mayor sea el nivel de cobertura, mayor tendrá que ser esta acumulación. La mayor heterogeneidad del perfil de consumo también hará que sea necesaria una acumulación mayor.

2.7.5 Instalaciones.

Una instalación de energía solar térmica concentra el calor del Sol acumulado en los colectores y la transmite, bien al agua corriente que usamos en nuestras casas para ducharnos, fregar, etc., bien al fluido usado para calentar mediante radiadores o suelo radiante. Es por tanto, un ingenio que concentra y transmite el calor solar desde un sitio a otro, sin producir electricidad en ningún caso al contrario que las placas fotovoltaicas, que sí generan corriente eléctrica.

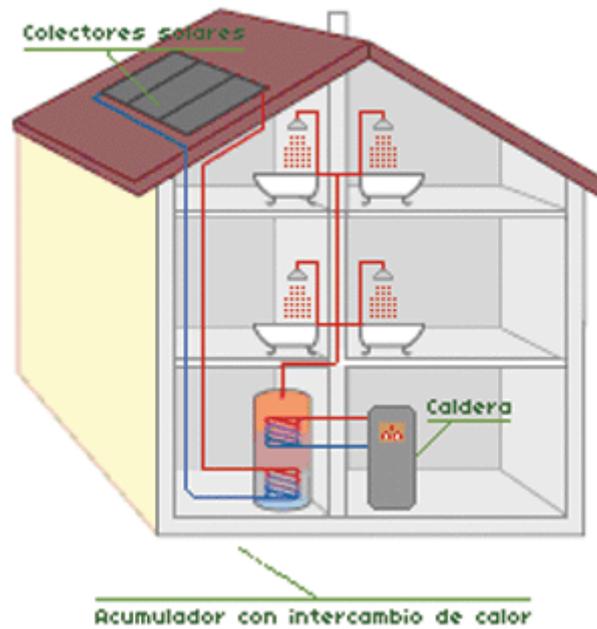


Figura 2.38: Generación de agua caliente mediante un sistema híbrido.

El agua puede ser usada tanto en un edificio unifamiliar como en un bloque de edificios. Los colectores absorben este calor y lo concentran gracias al efecto invernadero creado en el interior de la placa, al aislamiento desde el medio exterior, y a la capacidad de la absorción de los cuerpos fomentado por el tratamiento químico al que se somete ciertas partes de la placa.

En el interior de los colectores existe un circuito cerrado –circuito primario- por el cual discurre un fluido caloportador. Este líquido alcanza temperaturas superiores a 100°C en las placas con recubrimiento selectivo, que son el tipo que usamos, y se hace circular, siempre en circuito cerrado, hasta el interior de una cisterna llamada acumulador, donde el tubo adquiere forma de serpentín y entra en contacto directo con el agua que nosotros usaremos posteriormente en nuestra casa –circuito secundario.

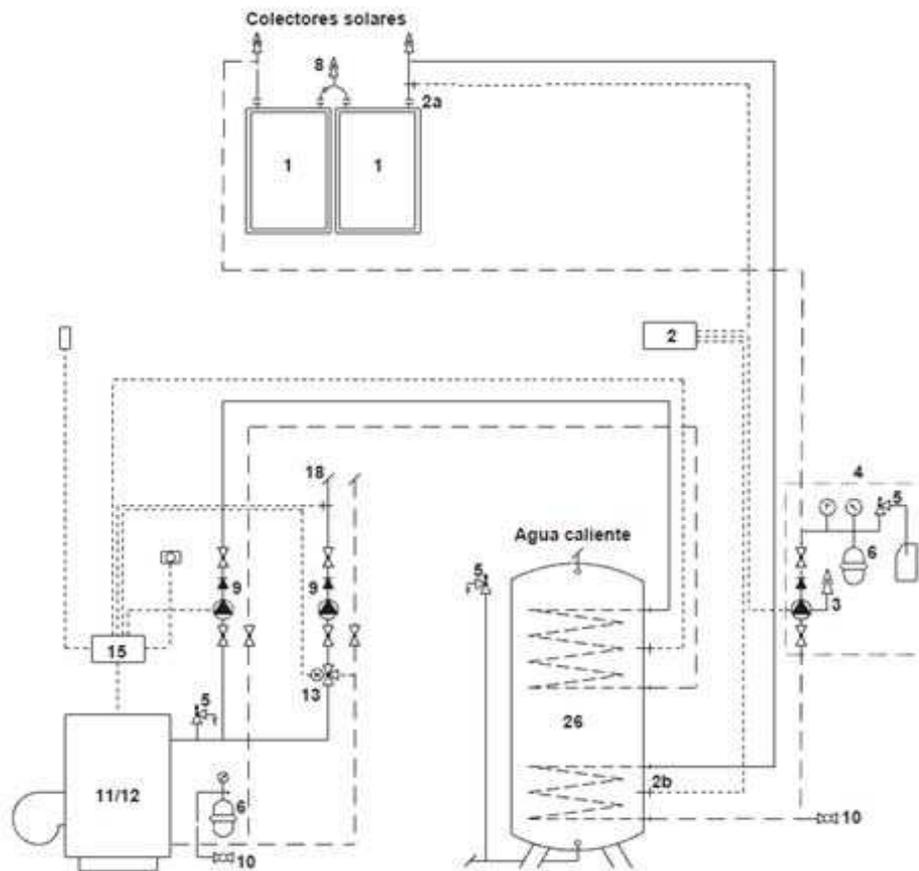


Figura 2.39: Instalación típica de un sistema de A.C.S.

1. Colector solar
2. Regulador solar SOM
- 2a. Sonda en el colector
- 2b. Sonda en el termo acumulador
3. Bomba de circulación con purga de aire
4. Instalación compacta
5. Válvula de seguridad
6. Vaso de expansión
8. Conexión entre colector con purga de aire
9. Válvula antiretorno
10. Llave de llenado y vaciado
- 11/12. Caldera de gas
13. Válvula motorizada de 3 vías
15. Regulador de caldera
17. Sonda de temperatura exterior
18. Sonda de temperatura en la impulsión
26. Termo acumulador

El calor del fluido que atraviesa el serpentín se transmite al agua destinada al consumo que la rodea, aumentando su temperatura. En caso de necesidad, por ejemplo días nublados, se hace uso de un equipo generador auxiliar, generalmente una caldera de gas o gasóleo, para elevar la temperatura los grados que sea necesario. Según la actual normativa, el agua debe salir del acumulador a una temperatura de 60°C, para evitar peligro de legionella,

aunque posteriormente es mezclada con agua fría para rebajar la temperatura hasta 45°C, que es la temperatura convencional de consumo.

Todo este proceso está controlado por un dispositivo electrónico central que es el que se encarga de automatizar y coordinar la circulación del agua del circuito primario cuando es necesaria mayor aportación térmica, controlar la temperatura de los colectores, garantizar la seguridad del sistema, e incluso en modelos más avanzados, de enviar un correo electrónico avisando de incidencias.

2.7.5.1 Orientación de los paneles.

Los paneles solares deben estar orientados de preferencia en dirección al Sur, también pueden tener una orientación descentrada desde el Nor-este hasta el Nor-oeste. [15]

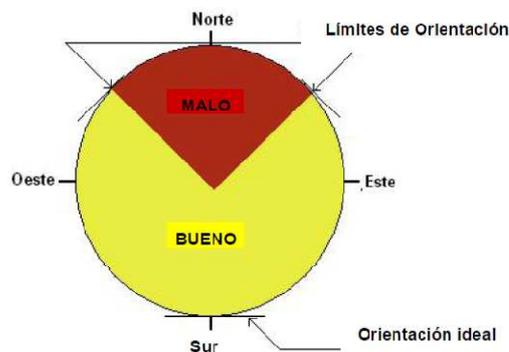


Figura 2.40: Orientación recomendada de los paneles.

2.7.5.2 Inclinación.

El ángulo de inclinación de los rayos solares en relación a la horizontal varía según las estaciones del año.

En el invierno, el Cenit, y los rayos solares forman un ángulo de 20° a 40° en relación con el horizonte. En el verano este ángulo comprendido entre 60° y 80°.

Para obtener la máxima intensidad de rayos solares en el panel es conveniente seleccionar una inclinación entre 45° y 90°. En ciertas situaciones especiales los paneles se pueden colocar con otras inclinaciones.

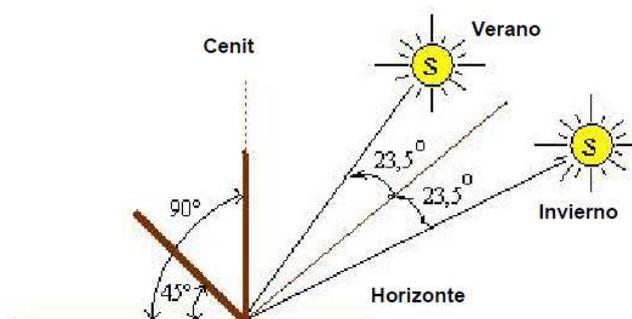


Figura 2.41: Altitud solar a las 12 horas.

Si los paneles se instalan sobre un techo inclinado, en general conviene mantener la misma inclinación del techo.

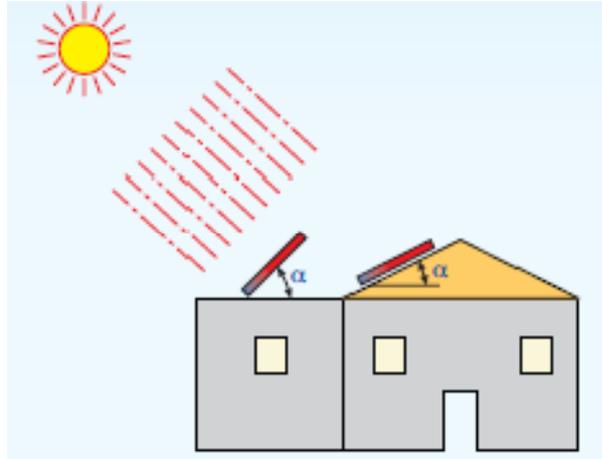


Figura 2.42: Ángulo de inclinación de los paneles respecto al plano horizontal.

En cambio si los paneles están sobre una superficie horizontal, según la latitud conviene adoptar los siguientes ángulos de inclinación:

$\alpha = 15 \div 35^\circ$ para sistemas utilizados en verano

$\alpha = 45 \div 60^\circ$ para sistemas utilizados en invierno

$\alpha = 35 \div 50^\circ$ para sistemas utilizados todo el año

CAPÍTULO III.

3 DISEÑO DE LOS SISTEMAS TÉRMICOS, HIDRÁULICOS Y ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS Y SELECCIÓN DE LA(S) MÁS ADECUADA(S), CON EL CRITERIO DE USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA.

3.1 Ecuaciones para determinar las propiedades termodinámicas del agua, vapor saturado y aire. **[16]**

Las propiedades del aire agua y vapor saturado varían de acuerdo a la ciudad esta es la razón principal por la que en el software realizado en esta tesis utilizamos estas ecuaciones las cuales nos dan valores más aproximados de cada ciudad.

Constantes de Referencia para propiedades de agua y vapor saturado.

$R = 0.461526 \text{ [kJ Kg}^{-1} \text{ K}^{-1}]$	Constante específica del Gas para el agua ordinaria.
$Rm = 8.31451 \text{ [kJ Kmol}^{-1} \text{ K}^{-1}]$	Constante Molar de Gas
$M = 18.015257 \text{ [Kg Kmol}^{-1}]$	Masa Molar del Agua ordinaria
$T_c = 647.096 \text{ [}^\circ\text{K}]$	Temperatura Crítica
$p_c = 22.064 \text{ [Mpa]}$	Presión Crítica
$\rho_c = 322 \text{ [kg m}^{-3}]$	Densidad Crítica
$T_t = 273.16 \text{ [}^\circ\text{K}]$	Temperatura de Punto-Triple
$p_t = 611.657 \text{ [Pa]}$	Presión de Punto-Triple
$T_b = 373.1243 \text{ [}^\circ\text{K}]$	Temperatura del Punto Normal de Ebullición (a una Presión de 1 atm)

Según la IAPWS (International Association for the Properties of Water and Steam) la siguiente gráfica la cual se divide en 5 regiones muestra los rangos de Presión y temperatura para lo cual se aplicaran las ecuaciones correspondientes, según las temperaturas y presiones que se han de utilizar en este estudio tenemos que las ecuaciones que regirán serán las de la Región 1 para agua, y la Región 2 para vapor pero con las temperaturas y Presiones de saturación las cuales se encuentran mediante ecuaciones de la Región 4 que es la de vapor saturado.

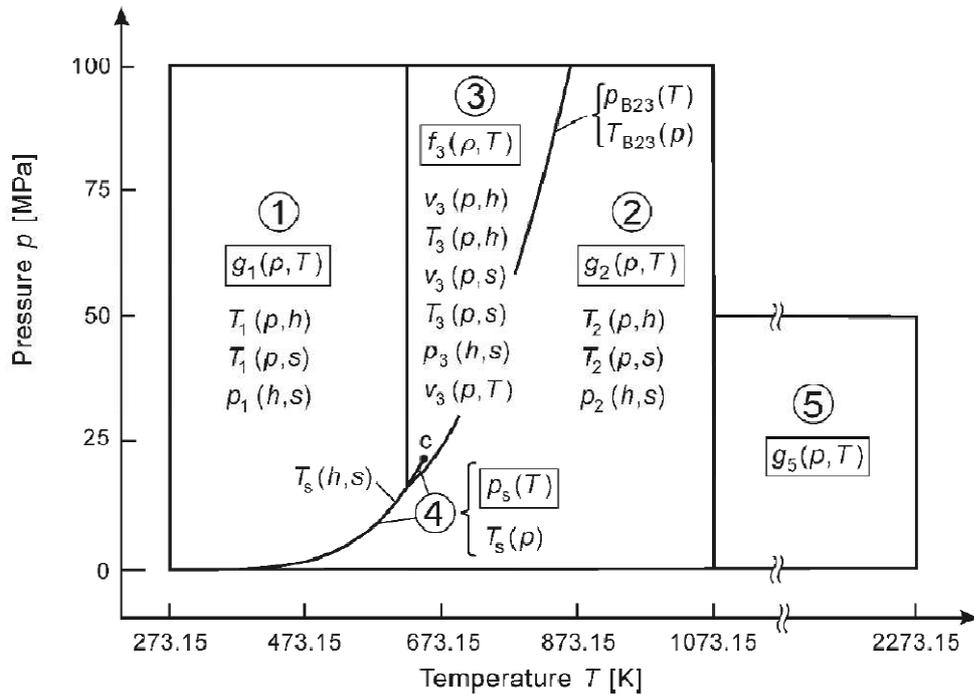


Figura 3.1: Regiones y ecuaciones de la formulación industrial IAPWS-IF97.

3.1.1 Ecuaciones básicas para la región 1 (Sólido).

El rango en el cual se puede aplicar estas ecuaciones es:

$$- \quad 273,15 \text{ }^\circ\text{K} \leq T \leq 623,15 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$P_s(T) \leq p \leq 100 \text{ MPa}$$

La ecuación básica para esta Región es una ecuación fundamentalmente basada en la energía específica de Gibbs (g). Esta ecuación esta expresada en forma adimensional.

$$\gamma = g/(RT) \tag{3.1}$$

$$\frac{g_1(p,T)}{RT} = \gamma(\pi, \tau) = \sum_{i=1}^{34} n_i (7,1 - \pi)^{l_i} (\tau - 1,222)^{j_i} \tag{3.2}$$

Dónde:

$P_s(T)$ [MPa]	Presión de saturación en función de la temperatura
γ	Energía libre de Gibbs en forma adimensional
$\pi = p/p^*$	Presión reducida en forma adimensional
p [MPa]	Presión manométrica
$p^* = 16,53$ [MPa]	Presión reducida
$\tau = T^*/T$	Temperatura reducida inversa en forma adimensional

T [°K]	Temperatura Termodinámica
$T^* = 1386$ [°K]	Temperatura reducida
$R = 0,461526$ [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]	Constante especifica de Gas para el agua ordinaria
I_i, J_i, n_i	Constantes

Tabla 3.1: COEFICIENTES Y EXPONENTES DE LA ECUACIÓN BÁSICA (3.2) EN FORMA ADIMENSIONAL.

i	I_i	J_i	n_i
1	0	-2	0,14632971213167
2	0	-1	-0,84548187169114
3	0	0	-3,75636036720400
4	0	1	3,38551691683850
5	0	2	-0,95791963387872
6	0	3	0,15772033851323
7	0	4	-0,16616417199501(10) ⁻¹
8	0	5	0,81214629983568(10) ⁻³
9	1	-9	0,28319080123804(10) ⁻³
10	1	-7	-0.60706301565874(10) ⁻³
11	1	-1	-0.18990068218419(10) ⁻¹
12	1	0	-0.32529748770505(10) ⁻¹
13	1	1	-0.21841717175414(10) ⁻¹
14	1	3	-0.5283835796993(10) ⁻⁴
15	2	-3	-0.5283835796993(10) ⁻⁴
16	2	0	-0.47184321073267(10) ⁻³
17	2	1	0.47661393906987(10) ⁻⁴
18	2	3	-0.44141845330846(10) ⁻⁵
19	2	17	-0.72694996297594(10) ⁻¹⁵
20	3	-4	-0.31679644845054(10) ⁻⁴
21	3	0	-0.28270797985312(10) ⁻⁵
22	3	6	-0.85205128120103(10) ⁻⁹
23	4	-5	-0.22425281908(10) ⁻⁵
24	4	-2	-0.65171222895601(10) ⁻⁶
25	4	10	-0.14341729937924(10) ⁻¹²
26	5	-8	-0.40516996860117(10) ⁻⁶
27	8	-11	-0.12734301741641(10) ⁻⁸
28	8	-6	-0.17424871230634(10) ⁻⁹
29	21	-29	-0.68762131295531(10) ⁻¹⁸
30	23	-31	0.14478307828521(10) ⁻¹⁹
31	29	-38	0.26335781662795(10) ⁻²²
32	30	-39	-0.11947622640071(10) ⁻²²
33	31	-40	0.18228094581404(10) ⁻²³
34	32	-41	-0.93537087292458(10) ⁻²⁵

Todas las propiedades termodinámicas pueden derivarse de la ecuación (3.2) pero usando la combinación apropiada de la forma adimensional de la energía libre de Gibbs γ .

Tabla 3.2: RELACIONES DE LAS PROPIEDADES TERMODINAMICAS PARA LA ADIMENSIONAL ENERGIA LIBRE DE GIBBS γ Y SUS DERIVADAS CUANDO SE USA LA ECUACIÓN (3.2).

Propiedad	Relación
Volumen específico [$m^3 kg^{-1}$] $v = (\partial g / \partial p)_T$	$v(\pi, \tau) \frac{p}{RT} = \pi \gamma_\pi$
Entalpia específica [$kJ kg^{-1}$] $h = g - T (\partial g / \partial T)_p$	$\frac{h(\pi, \tau)}{RT} = \tau \gamma_\tau$
Energia interna Especifica [$kJ kg^{-1}$] $u = g - T (\partial g / \partial T)_p - p (\partial g / \partial T)_T$	$\frac{u(\pi, \tau)}{RT} = \tau \gamma_\tau - \pi \gamma_\pi$
Entropía Especifica [$kJ kg^{-1} K^{-1}$] $[kJ kg^{-1} K^{-1}]$ $s = -(\partial g / \partial T)_p$	$\frac{s(\pi, \tau)}{R} = \tau \gamma_\tau - \gamma$
Capacidad calorifica a Presión Constante [$kJ kg^{-1} K^{-1}$] $c_p = (\partial h / \partial T)_p$	$\frac{c_p(\pi, \tau)}{R} = -\tau^2 \gamma_{\tau\tau}$
Capacidad calorifica a Volumen Constante [$kJ kg^{-1} K^{-1}$] $c_v = (\partial u / \partial T)_v$	$\frac{c_v(\pi, \tau)}{R} = -\tau^2 \gamma_{\tau\tau} + \frac{(\gamma_\pi - \tau \gamma_{\pi\tau})^2}{\gamma_{\pi\pi}}$

Tabla 3.3: LA ADIMENSIONAL ENERGIA LIBRE DE GIBBS γ , ECUACIÓN (3.2), Y SUS DERIVADAS (LOS COEFICIENTES Y EXPONENTES SE DAN EN LA Tabla 3.1).

$\gamma = \sum_{i=1}^{34} n_i (7,1 - \pi)^{i-1} (\tau - 1,222)^{J_i}$	$\gamma_\tau = \sum_{i=1}^{34} n_i (7,1 - \pi)^{i-1} J_i (\tau - 1,222)^{J_i-1}$
$\gamma_\pi = \sum_{i=1}^{34} -n_i I_i (7,1 - \pi)^{i-1} (\tau - 1,222)^{J_i}$	$\gamma_{\tau\tau} = \sum_{i=1}^{34} n_i (7,1 - \pi)^{i-1} J_i (J_i - 1) (\tau - 1,222)^{J_i-2}$
$\gamma_{\pi\pi} = \sum_{i=1}^{34} n_i I_i (I_i - 1) (7,1 - \pi)^{i-2} (\tau - 1,222)^{J_i}$	$\gamma_{\pi\tau} = \sum_{i=1}^{34} -n_i I_i (7,1 - \pi)^{i-1} J_i (\tau - 1,222)^{J_i-1}$

3.1.2 Ecuación para determinar la línea de saturación.

La ecuación que describe la línea de saturación está regida por la Región 4 y es una ecuación cuadrática implícita, la cual puede ser resuelta directamente considerando la Presión de saturación y la Temperatura de saturación, la ecuación es la siguiente:

$$\beta^2 \vartheta^2 + n_1 \beta^2 \vartheta + n_2 \beta^2 + n_3 \beta \vartheta^2 + n_4 \beta \vartheta + n_5 \beta + n_6 \vartheta^2 + n_7 \vartheta + n_8 = 0 \quad (3.3)$$

Donde:

$$\beta = \text{Presión transformada.} \quad (3.3 \text{ a})$$

$$\vartheta = \text{Temperatura transformada.} \quad (3.3 \text{ b})$$

$$\beta = (p_s/p^*)^{0,25}$$

$$\vartheta = \frac{T_s}{T^*} + \frac{n_9}{(T_s/T^*) - n_{10}}$$

$$p^* = 1 \text{ Mpa}$$

$$T^* = 1^\circ K$$

$n_1 \dots n_{10}$ Constantes

Los coeficientes del n_1 a n_{10} se dan en la Tabla 3.4.

3.1.3 Ecuación para encontrar la presión de saturación.

La solución de la ecuación (3.2) considerando la Presión de saturación es:

$$\frac{p_s}{p} = \left[\frac{2C}{-B + (B^2 - 4AC)^{0,5}} \right]^4 \quad (3.4)$$

Donde:

A, B, C Constantes

$p^* = 1 \text{ Mpa}$ Presión Reducida

$$A = \vartheta^2 + n_1\vartheta + n_2$$

$$B = n_3\vartheta^2 + n_4\vartheta + n_5$$

$$C = n_6\vartheta^2 + n_7\vartheta + n_8$$

Con ϑ de acuerdo a la ecuación (3.3 b). Los coeficientes n_i de la ecuación (3.4) se dan en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4: COEFICIENTES PARA LAS ECUACIONES (3.3) A (3.5).

i	n_i
1	1167,052145
2	-724213,1603
3	-17,07384694
4	12020,8247
5	-3232555,032
6	14,91510861
7	-4823,265736
8	405113,4054
9	-0,238555576
10	650,1753484

La ecuación (3.4) es válida a lo largo de la línea de saturación líquido-Vapor desde 273.15°K hasta 647.096°K.

3.1.4 Ecuación para encontrar la temperatura de saturación.

La solución de la ecuación (3.3) considerando la Temperatura de saturación es:

$$\frac{T_S}{T^*} = \frac{n_{10} + D - [(n_{10} + D)^2 - 4(n_9 + n_{10}D)]^{0.5}}{2} \quad (3.5)$$

Donde:

D, E, F, G Constantes

$T^* = 1^\circ K$

$$D = \frac{2G}{-F - (F^2 - 4EG)^{0.5}}$$

Con

$$E = \beta^2 + n_3\beta + n_6$$

$$F = n_1\beta^2 + n_4\beta + n_7$$

$$G = n_2\beta^2 + n_5\beta + n_8$$

Y β de acuerdo a la ecuación (3.3a). Los coeficientes n_i de la Ec. (3.5) se dan en la Tabla 3.4.

La ecuación (3.4) es válida a lo largo de la línea de saturación líquido-Vapor desde 611.212677 Pa hasta 22.064 Mpa.

3.1.5 Presión de vapor del agua.

La carga de Presión de vapor de cualquier líquido aumenta con rapidez con el incremento de temperatura.

La ecuación para determinar la Presión de vapor en función de la temperatura viene dado por la siguiente expresión.

$$P_v = 6,11340833(10)^{-1} + 4,39597417(10)^{-2} * T + 1,47616542(10)^{-3} * T^2 + 2,52728559(10)^{-5} * T^3 \\ + 2,93021628(10)^{-7} * T^4 + 2,69578949(10)^{-9} * T^5$$

Donde:

P_v = Presión de Vapor, en KPa [abs].

T = Temperatura, en $^\circ C$.

$$P_v = 2,88613082(10)^{-2} + 6,56408086(10)^{-4} * T + 2,69505944(10)^{-5} * T^2 + 2,98565576(10)^{-7} * T^3 \\ + 7,98661708(10)^{-10} * T^4 + 2,06729507(10)^{-11} * T^5$$

Donde:

P_v = Presión de vapor, en $Psia$ [abs].

T = Temperatura, en $[^{\circ}F]$.

3.1.6 Ecuaciones para vapor saturado.

Como ya se mencionó anteriormente está regida por las ecuaciones de la Región 2 pero en función de la Presión y Temperatura de Saturación.

El rango en el cual se puede aplicar estas ecuaciones es:

$$\begin{array}{ll} 273,15^{\circ}K \leq T \leq 623,15^{\circ}K & 0 \leq p \leq P_s(T) \\ 623,15^{\circ}K < T \leq 863,15^{\circ}K & 0 < p \leq P_{B23}(T) \\ 863,15^{\circ}K < T \leq 1073,15^{\circ}K & 0 < p \leq 100MPa \end{array}$$

La ecuación básica para esta Región es una ecuación fundamentalmente basada en la energía específica libre de Gibbs (g). Esta ecuación esta expresada en forma adimensional $\gamma = g/(RT)$, y está separada en dos partes, una parte que es la de gas ideal γ^0 y otra parte residual γ^r que es la siguiente.

$$\frac{g_2(p, T)}{RT} = \gamma(\pi, \tau) = \gamma^0(\pi, \tau) + \gamma^r(\pi, \tau) \quad (3.6)$$

La ecuación para la parte adimensional de gas ideal γ^0 de la ecuación (3.6) es:

$$\gamma^0(\pi, \tau) = \ln \pi + \sum_{i=1}^9 n_i^0 \tau^{J_i^0} \quad (3.7)$$

Dónde:

$$\pi = p/p^*$$

$$\tau = T^*/T$$

$$p^* = 1 MPa$$

$$T^* = 540^{\circ}K$$

$$R = 0,461526 \text{ kJ kg}^{-1}K^{-1}$$

Los coeficientes n_i^0 y J_i^0 se dan en la Tabla 3.5.

Tabla 3.5: COEFICIENTES Y EXPONENTES PARA LA PARTE DE GAS IDEAL.

i	J_i⁰	n_i⁰
1	0	-9,6927686002170000
2	1	10,0866559680180000
3	-5	-0,0056087911283020
4	-4	0,0714527380814550
5	-3	-0,4071049822392800
6	-2	1,4240819171444000
7	-1	-4,3839511319450000
8	2	-0,2840863246077200
9	3	0,0212684637533070

La ecuación para la parte residual de gas ideal γ^r de la ecuación 3.6 es la siguiente:

$$\gamma^r(\pi, \tau) = \ln \pi + \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{l_i} (\tau - 0.5)^{J_i} \quad (3.8)$$

Dónde:

$$\pi = p/p^*$$

$$\tau = T^*/T$$

$$p^* = 1 \text{ MPa}$$

$$T^* = 540 \text{ }^\circ\text{K}$$

Los coeficientes n_i e l_i se dan en la Tabla 3.6.

Tabla 3.6: COEFICIENTES Y EXPONENTES DE LA PARTE RESIDUAL γ^r .

i	l_i	J_i	n_i
1	1	0	-0.177 317 424 732 13(10) ⁻²
2	1	1	-0.178 348 622 923 58(10) ⁻¹
3	1	2	-0.459 960 136 963 65(10) ⁻¹
4	1	3	-0.575 812 590 834 32(10) ⁻¹
5	1	6	-0.503 252 787 279 30(10) ⁻¹
6	2	1	-0.330 326 416 702 03(10) ⁻⁴
7	2	2	-0.189 489 875 163 15(10) ⁻³
8	2	4	-0.393 927 772 433 55(10) ⁻²
9	2	7	-0.437 972 956 505 73(10) ⁻¹
10	2	36	-0.266 745 479 140 87(10) ⁻⁴
11	3	0	0.204 817 376 923 09(10) ⁻⁷
12	3	1	0.438 706 672 844 35(10) ⁻⁶
13	3	3	-0.322 776 772 385 70(10) ⁻⁴
14	3	6	-0.150 339 245 421 48(10) ⁻²
15	3	35	-0.406 682 535 626 49(10) ⁻¹
16	4	1	-0.788 473 095 593 67(10) ⁻⁹
17	4	2	0.127 907 178 522 85(10) ⁻⁷
18	4	3	0.482 253 727 185 07(10) ⁻⁶
19	5	7	0.229 220 763 376 61(10) ⁻⁵
20	6	3	-0.167 147 664 510 61(10) ⁻¹⁰
21	6	16	-0.211 714 723 213 55(10) ⁻²
22	6	35	-0.238 957 419 341 04(10) ⁻²

23	7	0	-0.590 595 643 242 70(10) ⁻¹⁷
24	7	11	-0.126 218 088 991 01(10) ⁻⁵
25	7	25	-0.389 468 424 357 39(10) ⁻¹
26	8	8	0.112 562 113 604 59(10) ⁻¹⁰
27	8	36	-0.823 113 408 979 98(10) ⁻¹
28	9	13	0.198 097 128 020 88(10) ⁻⁷
29	10	4	0.104 069 652 101 74(10) ⁻¹⁸
30	10	10	-0.102 347 470 959 29(10) ⁻¹²
31	10	14	-0.100 181 793 795 11(10) ⁻⁸
32	16	29	-0.808 829 086 469 85(10) ⁻¹⁰
33	16	50	0.106 930 318 794 09
34	18	57	-0.336 622 505 741 71
35	20	20	0.891 858 453 554 21(10) ⁻²⁴
36	2	35	0.306 293 168 762 32(10) ⁻¹²
37	2	48	-0.420 024 676 982 08(10) ⁻⁵
38	21	21	-0.590 560 296 856 39(10) ⁻²⁵
39	22	53	0.378 269 476 134 57(10) ⁻⁵
40	23	39	-0.127 686 089 346 81(10) ⁻¹⁴
41	24	26	0.730 876 105 950 61(10) ⁻²⁸
42	24	40	0.554 147 153 507 78(10) ⁻¹⁶
43	24	58	-0.943 697 072 412 10(10) ⁻⁶

Todas las propiedades termodinámicas pueden derivarse de la ecuación (3.5) pero usando la combinación apropiada de parte de gas ideal γ^0 y la parte residual γ^r .

Tabla 3.7: RELACIONES DE LAS PROPIEDADES TERMODINAMICAS PARA LA ADIMENSIONAL ENERGIA LIBRE DE GIBBS γ Y SUS DERIVADAS CUANDO SE USA LA ECUACIÓN (3.2).

Propiedad	Relación
Volumen específico [$m^3 kg^{-1}$] $v = (\partial g / \partial p)_T$	$v(\pi, \tau) \frac{p}{RT} = \pi(\gamma_\pi^0 + \gamma_\pi^r)$
Entalpia específica [$kJ kg^{-1}$] $h = g - T(\partial g / \partial T)_p$	$\frac{h(\pi, \tau)}{RT} = \tau(\gamma_\tau^0 + \gamma_\tau^r)$
Energia interna Especifica [$kJ kg^{-1}$] $u = g - T(\partial g / \partial T)_p - p(\partial g / \partial T)_T$	$\frac{u(\pi, \tau)}{RT} = \tau(\gamma_\tau^0 + \gamma_\tau^r) - \pi(\gamma_\pi^0 + \gamma_\pi^r)$
Entropía Especifica [$kJ kg^{-1} K^{-1}$] $s = -(\partial g / \partial T)_p$	$\frac{s(\pi, \tau)}{R} = \tau(\gamma_\tau^0 + \gamma_\tau^r) - (\gamma^0 + \gamma^r)$
Capacidad calorifica a Presión Constante [$kJ kg^{-1} K^{-1}$] $c_p = (\partial h / \partial T)_p$	$\frac{c_p(\pi, \tau)}{R} = -\tau^2(\gamma_{\tau\tau}^0 + \gamma_{\tau\tau}^r)$
Capacidad calorifica a Volumen Constante [$kJ kg^{-1} K^{-1}$] $c_v = (\partial u / \partial T)_v$	$\frac{c_v(\pi, \tau)}{R} = -\tau^2(\gamma_{\tau\tau}^0 + \gamma_{\tau\tau}^r) + \frac{(1 + \pi\gamma_\pi^r - \tau\pi\gamma_{\pi\tau}^r)^2}{1 - \pi^2\gamma_{\pi\pi}^r}$

Tabla 3.8: LA PARTE DE GAS IDEAL γ^0 DE LA ADIMENSIONAL ENERGIA LIBRE DE GIBBS Y SUS DERIVADAS.

$\gamma^0 = \ln \pi + \sum_{i=1}^9 n_i^0 \tau^{J_i^0}$	$\gamma_\tau^0 = \sum_{i=1}^9 n_i^0 J_i^0 \tau^{J_i^0 - 1}$
$\gamma_\pi^0 = \pi^{-1}$	$\gamma_{\tau\tau}^0 = \sum_{i=1}^9 n_i^0 J_i^0 (J_i^0 - 1) \tau^{J_i^0 - 2}$
$\gamma_{\pi\pi}^r = -\pi^{-2}$	$\gamma_{\pi\tau}^0 = 0$

Tabla 3.9: LA PARTE DE GAS RESIDUAL Γ^R DE LA ADIMENSIONAL ENERGIA LIBRE DE GIBBS Y SUS DERIVADAS.

$\gamma^r = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{l_i} (\tau - 0.5)^{J_i}$	$\gamma_\tau^r = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{l_i} J_i (\tau - 0.5)^{J_i - 1}$
$\gamma_\pi^r = \sum_{i=1}^{43} n_i l_i \pi^{l_i - 1} (\tau - 0.5)^{J_i}$	$\gamma_{\tau\tau}^r = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{l_i} J_i (J_i - 1) (\tau - 0.5)^{J_i - 2}$
$\gamma_{\pi\pi}^r = \sum_{i=1}^{43} n_i l_i (l_i - 1) \pi^{l_i - 2} (\tau - 0.5)^{J_i}$	$\gamma_{\pi\tau}^r = \sum_{i=1}^{43} n_i l_i \pi^{l_i - 1} (\tau - 0.5)^{J_i - 1}$

3.1.7 Viscosidad dinámica y conductividad térmica del agua y del vapor saturado.

Según la IAPWS las ecuaciones para aplicaciones industriales son las siguientes tanto para agua y para vapor saturado lo que las diferencia es la densidad que es lo primero que se tiene que calcular, y de la sección anterior tanto para agua como para vapor saturado se dio la fórmula para calcular el volumen específico entonces la densidad será el inverso.

3.1.7.1 Viscosidad dinámica.

$$\frac{\eta(\rho, T)}{\eta^*} = \Psi(\delta, \theta) = \Psi_0(\theta) * \Psi_1(\delta, \theta) \quad (3.9)$$

Donde:

$\eta = \Psi$ = Viscosidad dinámica, en $Pa * s$.

$\delta = \rho / \rho^*$ = Densidad Reducida.

ρ = Densidad, en $kg m^{-3}$.

$\rho^* = 322$ = Densidad de referencia, en $kg m^{-3}$.

$T^* = T_c = 647.096$ = Temperatura Crítica, en $^{\circ}K$.

$\theta = T / T^*$ = Temperatura reducida.

$\eta^* = 1 * 10^{-6}$ = Viscosidad dinámica reducida, en $Pa * s$.

$\Psi_0(\theta) = \theta^{0.5} [\sum_{i=1}^4 n_i^0 \theta^{1-i}]^{-1} =$ Viscosidad dinámica de gas ideal.

Los coeficientes n_i^0 están listados en la Tabla 3.10.

Tabla 3.10: COEFICIENTES DE n_i^0 .

i	n_i^0
1	0,016775200
2	0,022046200
3	0,006366564
4	-0,002416050

$$\Psi_1(\delta, \theta) = \exp \left[\delta \sum_{i=1}^{21} n_i (\delta - 1)^{I_i} (\theta^{-1} - 1)^{J_i} \right]^{-1}$$

$$\delta = \rho/\rho^* \text{ con } T^* = T_c = 647.096 \text{ }^\circ K$$

Los coeficientes n_i, I_i, J_i están listados en la Tabla 3.11

Tabla 3.11: COEFICIENTES DE n_i, I_i, J_i .

i	I_i	J_i	n_i
1	0	0	0,520094000
2	0	1	0,085089500
3	0	2	-1,083740000
4	0	3	-0,289555000
5	1	0	0,222531000
6	1	1	0,999115000
7	1	2	1,887970000
8	1	3	1,266130000
9	1	5	0,120573000
10	2	0	-0,281378000
11	2	1	-0,906851000
12	2	2	-0,772479000
13	2	3	-0,489837000
14	2	4	-0,257040000
15	3	0	0,161913000
16	3	1	0,257399000
17	4	0	-0,032537200
18	4	3	0,069845200
19	5	4	0,008721020
20	6	3	-0,004356730
21	6	5	-0,000593264

3.1.7.2 Conductividad térmica.

$$\frac{\lambda(\rho, T)}{\lambda^*} = {}_0(\theta) + {}_1(\delta) + {}_2(\delta, \theta) \quad (3.10)$$

Donde:

λ = Conductividad Térmica, en $Wm^{-1}K^{-1}$.

$$\delta = \rho/\rho^*$$

$$\theta = T/T^*$$

λ^* = Conductividad Térmica de Referencia, en $Wm^{-1}K^{-1}$.

λ = Conductividad Térmica de Referencia, en $Wm^{-1}K^{-1}$.

${}_0(\theta)$ = Representa la conductividad térmica en el límite de gas-ideal y su ecuación es la siguiente.

$${}_0(\theta) = \theta^{0.5} \sum_{i=1}^4 n_i \theta^{i-1}$$

Donde:

$$\theta = T/T^*$$

$$T^* = 647.26 \text{ } ^\circ K$$

Los coeficientes n_i^0 se dan en la Tabla 3.12.

Tabla 3.12: COEFICIENTES DE n_i^0 .

i	n_i
1	0,0102811
2	0,0299621
3	0,0156146
4	-0,00422464

La función ${}_1(\delta)$ se define por:

$${}_1(\delta) = n_1 + n_2\delta + n_3\exp[n_4(\delta + n_5)^2]$$

Donde:

$$\delta = \rho/\rho^*$$

$$\theta = T/T^*$$

$$\rho^* = 317.7 \text{ } kgm^{-3}$$

$$T^* = 647.26 \text{ } ^\circ K$$

Los coeficientes n_i se dan en la Tabla 3.12a.

Tabla 3.12a: COEFICIENTES DE n_i .

i	n_i
1	-0,3970700
2	0,4003020
3	1,0600000
4	-0,1715870
5	2,3921900

La función $z(\delta, \theta)$ se define por

$$z(\delta, \theta) = (n_1\theta^{-10} + n_2)\delta^{1.8}\exp[n_3(1 - \delta^{2.8})] + n_4A\delta^B\exp\left[\left(\frac{B}{1+B}\right)(1 - \delta^{1+B})\right] + n_5\exp[n_6\theta^{1.5} + n_7\delta^{-5}]$$

Donde:

$$\delta = \rho/\rho^*$$

$$\theta = T/T^*$$

$$\rho^* = 317.7 \text{ kgm}^{-3}$$

$$T^* = 647.26 \text{ }^\circ\text{K}$$

$A, B, \Delta\theta$ Constantes de Referencia

$$A(\theta) = 2 + n_8(\Delta\theta)^{-0.6}$$

$$B(\theta) = \begin{cases} (\Delta\theta)^{-1} & \text{para } \theta \geq 1 \\ n_9(\Delta\theta)^{-0.6} & \text{para } \theta < 1 \end{cases}$$

$$\text{Con } \Delta\theta = |\theta - 1| + 10$$

Los coeficientes n_i se dan en la Tabla 3.13.

Tabla 3.13: COEFICIENTES DE n_i .

i	n_i
1	0,070130900
2	0,011852000
3	0,642857000
4	0,001699370
5	-1,020000000
6	-4,117170000
7	-6,179370000
8	0,082299400
9	10,093200000
10	0,003089760

3.1.8 Presión atmosférica en función de la altitud sobre el nivel del mar. [17]

$$p = \frac{1013.25}{e^{\left(\frac{z}{8430.15 - z * 0.09514}\right)}} * 100 \quad (3.11)$$

Donde:

P = Presión atmosférica, en Pa .

Z = Altitud, en $msnm$.

3.1.9 Propiedades termofísicas del aire.

3.1.9.1 Densidad del aire. [18]

$$\rho = \frac{p * M_a}{Z * R * T} * \left[1 - x_v * \left(1 - \frac{M_v}{M_a}\right)\right] \quad (3.12)$$

Dónde:

ρ = Densidad del aire, en $\frac{kg}{m^3}$.

p = Presión atmosférica, en Pa .

M_a = Masa molar del aire seco = $0.0289635 \frac{kg}{mol}$.

Z = Factor de compresibilidad, adimensional.

R = Constante molar de los gases = $8.31451 \frac{J}{K(mol)}$.

T = Temperatura termodinámica, en $^{\circ}K$.

x_v = Fracción molar de vapor de agua, adimensional.

M_v = Masa del vapor de agua = $0.0180154 \frac{kg}{mol}$.

3.1.9.1.1 Cálculo de fracción molar de vapor de agua(x_v).

$$x_v = \frac{h_u}{100} * (\alpha + \beta * p + \gamma * t^2) * \frac{e^{(A * T^2 + B * T + C + \frac{D}{T})}}{p} \quad (3.13)$$

Dónde:

t = Temperatura ambiente, en $^{\circ}C$.

h_u = Humedad relativa, en %.

p = Presión, en Pa

T = Temperatura termodinámica, en $^{\circ}K$.

t = Temperatura, en $^{\circ}C$.

Constantes requeridas

$$\alpha = 1.0062$$

$$\beta = 3.14(10)^{-8}$$

$$\gamma = 5.6(10)^{-7}$$

$$A = 1.24(10)^{-5}$$

$$B = -1.91(10)^{-2}$$

$$C = 33.93711047$$

$$D = -6.34(10)^3$$

3.1.9.1.2 Cálculo del factor de compresibilidad (Z).

$$Z = 1 - \frac{p}{T} * (a_0 + a_1 * t + a_2 * t^2 + (b_0 + b_1 * t) * x_v + (c_0 + c_1 * t) * x_v^2) + \frac{p^2}{T^2} * (d + E * x_v^2) \quad (3.14)$$

Contantes requeridas

$$a_0 = 1.58123(10)^{-6}$$

$$c_0 = 1.9898(10)^{-4}$$

$$a_1 = -2.9331(10)^{-8}$$

$$c_1 = -2.3760(10)^{-6}$$

$$a_2 = 1.1043(10)^{-10}$$

$$d = 1.83(10)^{-11}$$

$$b_0 = 5.7070(10)^{-6}$$

$$E = -7.65(10)^{-9}$$

$$b_1 = -2.05(10)^{-8}$$

3.1.9.2 Capacidad calorífica a volumen constante (Cv). [19]

Tabla 3.14: CONSTANTES UTILIZADAS PARA LAS PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DEL AIRE.

Símbolo	Valor	Propiedad
T_j	132,6312 [°K]	Maxcondentherm temperature
P_j	3,78502 [Mpa]	Maxcondentherm pressure
ρ_j	10,4477 [mol/dm ³]	Maxcondentherm density
T_p	132,6035 [°K]	Maxcondenbar temperature
P_p	3,7891 [Mpa]	Maxcondenbar pressure
ρ_p	11,0948 [mol/dm ³]	Maxcondenbar density
T_c	132,5306 [°K]	Temperatura Critica
P_c	3,7860 [Mpa]	Presión Critica
ρ_c	11,8308 [mol/dm ³]	Densidad Critica
T_s	59,75 [°K]	Temperatura de Solidificación
P_s	0,005265 [Mpa]	Presión de Solidificación
ρ_s	33,067 [mol/dm ³]	Densidad de solidificación
M	28,9586 [g/mol]	Masa Molar
R	8,314510 [J/mol°K]	Constante Universal de los Gases

$$C_v = \frac{c_v}{M} \quad (3.15)$$

Dónde:

C_v = Capacidad calorífica a volumen constante, en J/mol°K.

$$\frac{c_v}{R} = -\tau^2 \left[\left(\frac{\partial^2 \alpha^0}{\partial \tau^2} \right)_{\delta} + \left(\frac{\partial^2 \alpha^r}{\partial \tau^2} \right)_{\delta} \right] \quad (3.16)$$

Dónde:

$\tau = \frac{T_j}{T}$ = Temperatura reducida

$\delta = \rho/\rho_j$ = Densidad reducida

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial^2 \alpha^0}{\partial \tau^2} \right|_{\delta} = & \sum_{i=1}^5 (i-4)(i-5)N_i \tau^{i-6} + 0,75N_6 \tau^{-0,5} - N_7/\tau^2 - \frac{N_8 N_{11}^2 e^{N_{11}\tau}}{(e^{N_{11}\tau} - 1)^2} - \frac{N_9 N_{12}^2 e^{N_{12}\tau}}{(e^{N_{12}\tau} - 1)^2} \\ & + \frac{(2/3)N_{10} N_{13}^2 e^{N_{13}\tau}}{[(2/3)e^{-N_{13}\tau} + 1]^2} \end{aligned} \quad (3.17)$$

Tabla 3.15: COEFICIENTES PARA LA ECUACIÓN (3.17).

i	N_i
1	6,05719(10) ⁻⁸
2	-2,10275(10) ⁻⁵
3	-0,000158861
4	-13,84192808
5	17,27526658
6	-0,000195363
7	2,490888032
8	0,791309509
9	0,212236768
10	-0,197938904
11	25,36365
12	16,90741
13	87,31279

$$\left. \frac{\partial^2 \alpha^r}{\partial \tau^2} \right|_{\delta} = \sum_{k=1}^{10} j_k(j_k - 1)N_k \delta^{i_k} \tau^{j_k - 2} + \sum_{k=1}^{19} j_k(j_k - 1)N_k \delta^{i_k} \tau^{j_k - 2} \exp(-\delta^{i_k}) \quad (3.18)$$

Tabla 3.16: COEFICIENTES Y EXPONENTES PARA LAS ECUACIONES (3.18), (3.20), (3.21), (3.22), (3.22).

k	N_k	i_k	j_k	I_k
1	0,118160747	1	0	0
2	0,713116391	1	0,33	0
3	-1,618241921	1	1,01	0
4	0,071414018	2	0	0
5	-0,08654214	3	0	0
6	0,134211177	3	0,15	0
7	0,01126267	4	0	0
8	-0,042053323	4	0,2	0
9	0,034900843	4	0,35	0
10	0,000164957	6	1,35	0
11	-0,101365038	1	1,6	1
12	-0,173813691	3	0,8	1
13	-0,047210318	5	0,95	1
14	-0,012252355	6	1,25	1
15	-0,14662961	1	3,6	2
16	-0,031605588	3	6	2
17	0,000233595	11	3,25	2
18	0,014828789	1	3,5	3
19	-0,009387829	3	15	3

3.1.9.3 Capacidad calorífica a presión constante (Cp). [19]

$$C_p = \frac{c_p}{M} \quad (3.19)$$

Donde:

C_p = Capacidad calorífica a presión constante, en $\frac{J}{g} \cdot ^\circ K$.

C_p = Capacidad calorífica a presión constante, en $\frac{J}{mol} \cdot ^\circ K$.

$$\frac{c_p}{R} = \frac{c_v}{R} + \frac{\left[1 + \delta \left(\frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta}\right)_\tau + \delta \tau \left(\frac{\partial^2 \alpha^r}{\partial \delta \partial \tau}\right)_\tau\right]^2}{\left[1 + 2\delta \left(\frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta}\right)_\tau + \delta^2 \left(\frac{\partial^2 \alpha^r}{\partial \delta^2}\right)_\tau\right]^2} \quad (3.20)$$

$$\left.\frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta}\right|_\tau = \sum_{k=1}^{10} i_k N_k \delta^{i_k-1} \tau^{j_k} + \sum_{k=11}^{19} N_k \delta^{i_k-1} \tau^{j_k} * \exp(-\delta^{I_k})(i_k - I_k \delta^{I_k}) \quad (3.21)$$

$$\left.\frac{\partial^2 \alpha^r}{\partial \tau \partial \delta}\right|_\tau = \sum_{k=1}^{10} i_k j_k N_k \delta^{i_k-1} \tau^{j_k-1} + \sum_{k=11}^{19} j_k N_k \delta^{i_k-1} \tau^{j_k-1} * \exp(-\delta^{I_k})(i_k - I_k \delta^{I_k}) \quad (3.22)$$

$$\left.\frac{\partial^2 \alpha^r}{\partial \delta^2}\right|_\tau = \sum_{k=1}^{10} i_k (i_k-1) N_k \delta^{i_k-2} \tau^{j_k} + \sum_{k=11}^{19} N_k \delta^{i_k-2} \tau^{j_k} * \exp(-\delta^{I_k})[(i_k - I_k \delta^{I_k})(i_k - 1 - I_k \delta^{I_k}) - I_k^2 \delta^{I_k}] \quad (3.23)$$

3.1.9.4 Viscosidad dinámica del aire. [20]

Esta se encuentra en función de la temperatura y de la densidad, y son expresados usando la siguiente ecuación.

$$\eta = \eta^o(T) + \eta^r(\tau, \delta) \quad (3.24)$$

Donde:

η = Es la viscosidad, en $\mu Pa \cdot s$.

η^o = Es la viscosidad diluida del gas, en $\mu Pa \cdot s$.

η^r = Es la viscosidad fluídica residual, en $\mu Pa \cdot s$.

$$\tau = T_c/T$$

$$\delta = \rho/\rho_c$$

Los parámetros críticos T_c y ρ_c son tomados de las ecuaciones termodinámicas de estado dadas en la Tabla 3.14.

$$\eta^o(T) = \frac{0.0266958}{\sigma^2 \Omega(T^*)} \quad (3.25)$$

$$\Omega(T^*) = \exp \left(\sum_{i=0}^4 b_i [\ln(T^*)]^i \right)$$

$$T^* = T/(\varepsilon/k)$$

Donde:

σ = Parámetro de medida de Lennard-Jones.

Ω = Integral de Colisión.

(ε/k) = Parámetro de Energía de Lennard-Jones.

b_i Se selecciona de la tabla 3.18.

Tabla 3.17: PARÁMETROS DE LAS ECUACIONES DE VISCOSIDAD Y CONDUCTIVIDAD TÉRMICA.

Parámetro	Aire
$T_c [K]$	132,6312
$\rho_c [mol. dm^{-3}]$	10,4477
$P_c [MPa]$	3,78502
$M [g. mol^{-1}]$	28,9586
$\varepsilon/k [K]$	103,3
$\sigma [nm]$	0,36
$\xi_a [nm]$	0,11
Γ	0,055
$q_D [nm]$	0,31
$T_{ref} [K]$	265,262

Tabla 3.18: COEFICIENTES DE LA ECUACIÓN DE LA INTEGRAL DE COLISIÓN.

i	b_i
0	0,431
1	-0,4623
2	0,08406
3	0,005341
4	-0,00331

La contribución fluidica residual (η^r) está dada en $\mu\text{Pa} \cdot \text{s}$ por:

$$\eta^r(\tau, \delta) = \sum_{i=1}^n N_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} \exp(-\gamma_i \delta^{l_i}) \quad (3.26)$$

Donde:

$N_i, t_i, d_i, \gamma_i =$ Coeficientes.

$\gamma_i =$ Es cero cuando l_i es cero, y uno cuando l_i no es cero.

Los coeficientes y exponentes de esta ecuación se dan en la tabla 3.19.

Tabla 3.19: COEFICIENTES Y EXPONENTES DE LA ECUACIÓN DE VISCOSIDAD FLUIDICA RESIDUAL.

i	N_i	t_i	d_i	l_i
1	10,72	0,2	1	0
2	1,122	0,05	4	0
3	0,002019	2,4	9	0
4	-8,876	0,6	1	1
5	-0,02916	3,6	8	1

3.1.9.5 Conductividad térmica del aire. [20]

Esta se encuentra en función de la temperatura y de la densidad

$$\lambda = \lambda^0(T) + \lambda^r(\tau, \delta) + \lambda^c(\tau, \delta) \quad (3.27)$$

Donde:

λ = Conductividad térmica, en $mW * m^{-1} * K^{-1}$.

λ^0 = Conductividad térmica diluida del gas, en $mW * m^{-1} * K^{-1}$.

λ^r = Conductividad térmica crítica mejorada, en $mW * m^{-1} * K^{-1}$.

λ^c = Conductividad térmica crítica.

$\tau = T_c/T$

$\delta = \rho/\rho_c$

Los parámetros críticos T_c y ρ_c se dan en la Tabla 3.17.

La conductividad térmica diluida del gas esta expresada por:

$$\lambda^0 = N_1 \left[\frac{\eta^0(T)}{1 \mu Pa * s} \right] + N_2 \tau^{t_2} + N_3 \tau^{t_3} \quad (3.28)$$

Donde:

η^0 = Viscosidad diluida del gas descrita anteriormente.

Los coeficientes (N_1, N_2, N_3) y exponentes (t_2, t_3) se dan en la Tabla 3.17.

La contribución residual de la conductividad térmica esta dado en ($mW * m^{-1} * K^{-1}$) por:

$$\lambda^r = \sum_{i=4}^n N_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} \exp(-\gamma_i \delta^{l_i}) \quad (3.29)$$

Donde:

N_i, t_i, d_i, γ_i = Coeficientes.

γ_i = Es cero cuando I_i es cero, y uno cuando I_i no es cero.

Los coeficientes y exponentes de esta ecuación se dan en la Tabla 3.20.

Tabla 3.20: COEFICIENTES Y EXPONENTES DE LA ECUACIÓN DE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA FLUIDICA RESIDUAL.

i	N_i	t_i	d_i	I_i
1	1,308	0	0	0
2	1,405	-1,1	0	0
3	-1,036	-0,3	0	0
4	8,743	0,1	1	0
5	14,76	0	2	0
6	-16,62	0,5	3	2
7	3,793	2,7	7	2
8	-6,142	0,3	7	2
9	-0,3778	1,3	11	2

La conductividad térmica crítica viene dada por:

$$\lambda^c = \rho c_p \frac{kR_0 T}{6\pi\xi\eta(T, \rho)} (\tilde{\Omega} - \tilde{\Omega}_0) \quad (3.30)$$

Donde:

$$\tilde{\Omega} = \frac{2}{\pi} \left[\left(\frac{c_p - c_v}{c_p} \right) \tan^{-1} \left(\frac{\xi}{q_d} \right) + \frac{c_v}{c_p} \left(\frac{\xi}{q_d} \right) \right] \quad (3.31)$$

$$\tilde{\Omega}_0 = \frac{2}{\pi} \left\{ 1 - \exp \left[\frac{-1}{(\xi/q_d)^{-1} + \frac{1}{3}(\xi/q_d)^2 (\rho_c/\rho)^2} \right] \right\} \quad (3.32)$$

La correlación ξ esta dado por:

$$\xi = \xi_0 \left[\frac{\tilde{\chi}(T, \rho) - \tilde{\chi}(T_{ref}, \rho) \frac{T_{ref}}{T}}{\Gamma} \right]^{\nu/\gamma}$$

Donde:

$$(T, \rho) = \frac{p_c \rho}{\rho_c^2} \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_T$$

k = Constante de Boltzmann = $1.380658(10)^{-23} J K^{-1}$.

R_0 , ν y γ son teóricamente constantes con valores de

$R_0=1.01$

$\nu = 0.63$

$\gamma = 1.2415$

Los términos q_d , ξ_0 y Γ son términos específicos del fluido.

T_{ref} = temperatura referencial que esta significativamente cerca de la temperatura crítica.

Los valores de estos términos están dados en la Tabla 3.17.

3.2 Sauna.

3.2.1 Definición del número de usuarios.

El número de usuarios indica el volumen necesario para la habitación y además es una variable importante para el cálculo de la carga térmica.

3.2.2 Condiciones requeridas.

- En la sauna existen valores de temperatura estandarizados los cuales proporcionan el confort para los usuarios. [21]
- Temperatura máxima = 80°C
- El tiempo de calentamiento de la sauna designamos en una hora este tiempo podemos variar de acuerdo al requerimiento del constructor cabe acotar que si el tiempo es menor el equipo de calentamiento será de mayor potencia.
- Tiempo de calentamiento = 1 h

3.2.3 Cálculos y selección de equipos.

El cálculo de equipo requerido para el calentamiento de la habitación se lo realiza con el concepto de calor sensible, pérdidas de calor por conducción, cálculo de la carga térmica que producen los usuarios los cuales detallamos a continuación.

3.2.3.1 Cálculo del calor sensible.

$$q_{pr} = \frac{V \delta C_{p \text{ aire}} \Delta T}{t} \quad (3.33)$$

Donde:

q_{pr} = Potencia necesaria, en Btu/h .

V = Volumen de la habitación, en ft^3 .

$C_{p \text{ aire}}$ = Calor específico del aire, en $Btu/lb \text{ } ^\circ F$.

ΔT = Variación de temperatura, en $^\circ F$.

t = tiempo, en h .

δ = Densidad, en lb/ft^3 .

a) **Cálculo de la densidad promedio.**

$$\delta = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2} \quad (3.34)$$

Donde:

δ = Promedio de densidades del aire, en lb/ft^3 .

δ_1 = Densidad del aire a temperatura inferior, en lb/ft^3 .

δ_2 = Densidad del aire a temperatura Superior, en lb/ft^3 .

Con la temperatura inferior y superior se selecciona la respectiva densidad en el ANEXO 1.

Con $T_1 = 15\text{ }^\circ\text{C} = 288\text{ K}$ se selecciona $\delta_1 = 0,076\text{ lb}/ft^3$

Con $T_2 = 80\text{ }^\circ\text{C} = 353\text{ K}$ se selecciona $\delta_2 = 0,062\text{ lb}/ft^3$

$$\delta = \frac{(0,076 + 0,062) \frac{lb}{ft^3}}{2}$$
$$\delta = 0,069 \frac{lb}{ft^3}$$

b) **Cálculo del calor específico promedio.**

$$C_{Paire} = \frac{C_{Paire1} + C_{Paire2}}{2} \quad (3.35)$$

Donde:

C_{Paire} = Calor específico promedio del aire, en $\frac{Btu}{lb\text{ }^\circ\text{F}}$.

C_{Paire1} = Calor específico a temperatura inferior, en $\frac{Btu}{lb\text{ }^\circ\text{F}}$.

C_{Paire2} = Calor específico a temperatura superior, en $\frac{Btu}{lb\text{ }^\circ\text{F}}$.

Con las temperaturas inferiores y superiores se selecciona el respectivo calor específico en el ANEXO 1.

Con $T_1 = 14\text{ }^\circ\text{C} = 287\text{ K}$ se selecciona $C_{Paire1} = 0,2405 \frac{Btu}{lb\text{ }^\circ\text{F}}$

Con $T_2 = 80\text{ }^\circ\text{C} = 353\text{ K}$ se selecciona $C_{Paire2} = 0,2411 \frac{Btu}{lb\text{ }^\circ\text{F}}$

$$C_{Paire} = \frac{(0,2405 + 0,2411) \frac{Btu}{lb\text{ }^\circ\text{F}}}{2}$$
$$C_{Paire} = 0,2408 \frac{Btu}{lb\text{ }^\circ\text{F}}$$

c) **Cálculo de la variación de temperatura.**

$$\Delta T = (T_2 - T_1) \quad (3.36)$$

Donde:

ΔT = Variación de temperatura, en °F.

T_1 = Temperatura inferior, en °F.

T_2 = Temperatura superior, en °F.

$$\Delta T = (176 - 57,2)^\circ\text{F}$$

$$\Delta T = 118,8^\circ\text{F}$$

d) **Tiempo de calentamiento.**

$$t = 1 \text{ h}$$

e) **Cálculo del volumen de la habitación.**

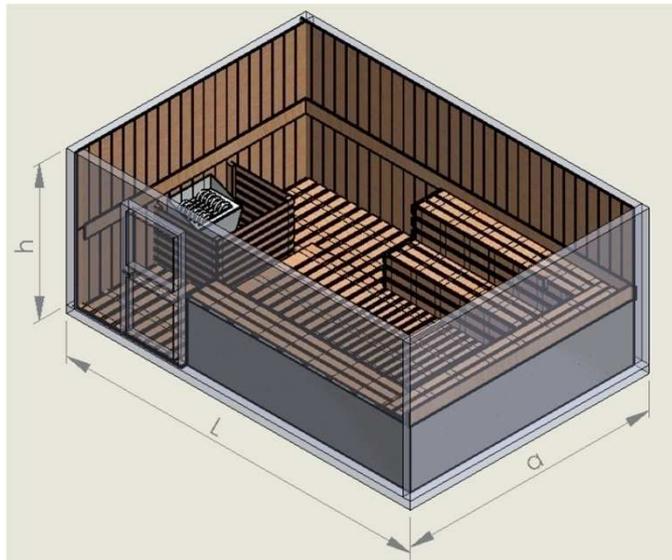


Figura 3.2: Vista isométrica de la sauna.

$$V_c = L * a * h_o \quad (3.37)$$

Donde:

V_c = Volumen de la habitación, en m^3 .

L = Largo de la habitación, en m .

a = Ancho de la habitación, en m .

h_o = Altura de la habitación, en m .

$$V_c = 4m * 3,2m * 2,16m$$

$$V_c = 27,6 m^3$$

f) **Cálculo del volumen que ocupa los asientos.**

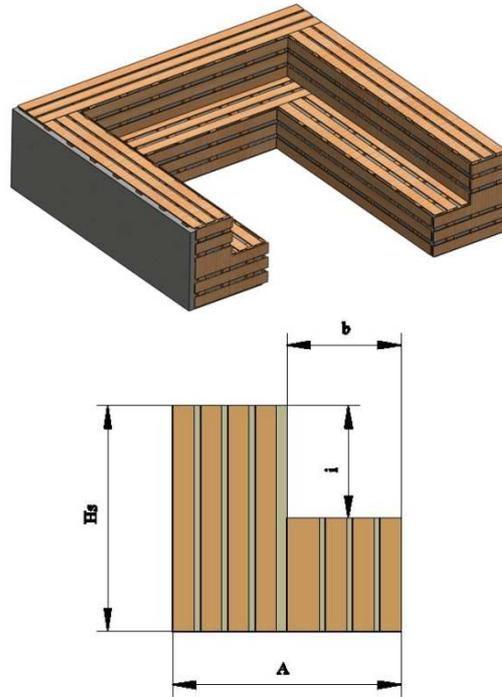


Figura 3.3: Vista seccional de los asientos.

$$V_a = (A * H_s - b * i)L \quad (3.38)$$

Donde:

V_a = Volumen del banco, en m^3 .

L = Largo del banco, en m .

A = Ancho del banco, en m .

H_s = Altura del banco, en m .

$$V_a = (0,9m * 0,9m - 0,45m * 0,45m) * 8m$$

$$V_a = 4,86 m^3$$

g) **Volumen de aire a calentar.**

El volumen de aire es la diferencia entre el volumen de la habitación y el volumen de los asientos.

$$V_{aire} = V_c - V_a \quad (3.39)$$

Donde:

V_{aire} = Volumen de aire, en m^3 .

V_c = Volumen de la habitación, en m^3 .

V_a = Volumen de los asientos, en m^3 .

$$V_{aire} = 27,6 m^3 - 4,86 m^3$$

$$V_{aire} = 22,74 m^3 * \frac{35,32 ft^3}{1m^3}$$

$$V_{aire} = 803,18 ft^3$$

h) **Remplazando los datos tenemos.**

$$q_{pr} = \frac{803,18 ft^3 * 0,069 \frac{lb}{ft^3} * 0,2408 \frac{Btu}{lb \cdot ^\circ F} * 118,8 ^\circ F}{1h}$$

$$q_{pr} = 1585,38 \frac{Btu}{h}$$

$$q_{pr} = 467 W$$

3.2.3.2 Pérdidas de calor por conducción en las paredes piso y techo.

Las secciones de un cuarto sauna tienen diferentes formas que se ilustra en la Figura.

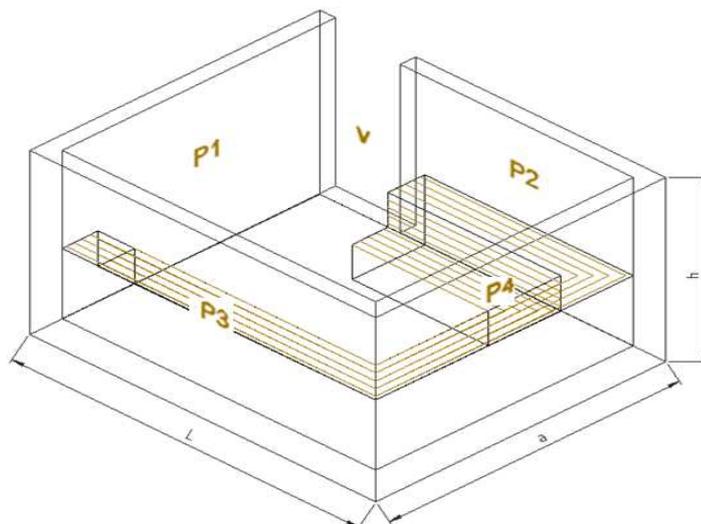


Figura 3.4: Ilustración de las paredes de la sauna.

P1, P2, P3, P4: Representan las paredes del habitáculo.

V, Representa la puerta

P1: Por ser la de mayor sección se recomienda que deba tener como habitación contigua el cuarto de Turco y debido a que este se encuentra a menor temperatura se consideran las pérdidas por conducción en esta sección.

P2: Esta sección debe tener como ambiente contiguo el de la piscina debido a que el ambiente de la piscina se encuentra a menor temperatura se consideran las pérdidas por conducción a través de esta pared.

P3: Esta sección en la mayoría de los casos tiene como ambiente contiguo el aire ambiente local, por lo tanto también se consideran las pérdidas por conducción a través de esta pared.

P4: Esta sección en la mayoría de los casos tiene como ambiente contiguo un cuarto o ambiente que comparte con el de la piscina (bar, duchas, vestidores, etc.) por lo tanto debido a que el ambiente de la piscina se encuentra a menor temperatura se consideran las pérdidas por conducción a través de esta pared.

V: Pérdida de Calor debido a la puerta de acceso

3.2.3.2.1 Pérdida de calor por conducción en la pared "P1" (Cálculo Tipo). [6]

Consideraciones:

1. Estado estacionario, por lo tanto $q = \text{cte.}$
2. Suponemos conducción unidimensional en x .
3. La conductividad térmica varía de acuerdo al material.
4. $T_{\infty,s} > T_{\infty,t}$

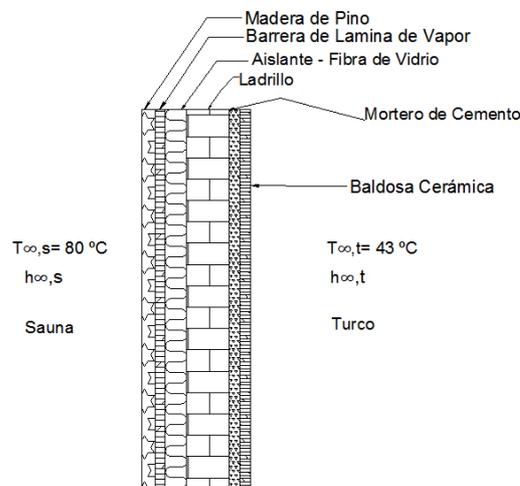


Figura 3.5: Sección de la pared P1.

a) **Circuito térmico equivalente.**

La pared P1 de la sauna tiene adyacente al turco

$$q_{P1} = \frac{T_{\infty,s} - T_{\infty,t}}{\sum R_t * \frac{1}{A_{P1}}} \quad (3.40)$$

$$q_{P1} = \frac{T_{\alpha,s} - T_{\alpha,t}}{\left[\left(\frac{1}{h_{\alpha,s}} \right) + \left(\frac{L_A}{k_A} \right) + \left(\frac{L_B}{k_B} \right) + \left(\frac{L_C}{k_C} \right) + \left(\frac{L_D}{k_D} \right) + \left(\frac{L_E}{k_E} \right) + \left(\frac{1}{h_{\alpha,t}} \right) \right] * \frac{1}{A_{P1}}} \quad (3.41)$$

Donde:

q_{P1} = Perdida de calor a través de la pared, en W .

$T_{\infty,s}$ = Temperatura en el interior de la sauna, en $^{\circ}C$.

$T_{\infty,t}$ = Temperatura en el interior del turco, en $^{\circ}C$.

A_{P1} = Área de la pared, en m^2 .

L_A = Espesor de la madera (Pino), en m .

L_B = Espesor del Aislante (Fibra de Vidrio) y barrera de vapor, en m .

L_C = Espesor del ladrillo, en m .

L_D = Espesor del enlucido, en m .

L_E = Espesor de la baldosa, en m .

k_A = Conductividad térmica de la madera (pino), en $\frac{W}{m^{\circ}C}$.

k_B = Conductividad térmica de la Fibra de Vidrio y lámina de vapor, en $\frac{W}{m^{\circ}C}$.

k_C = Conductividad térmica del ladrillo, en $\frac{W}{m^{\circ}C}$.

k_D = Conductividad térmica del enlucido, en $\frac{W}{m^{\circ}C}$.

k_E = Conductividad térmica de la cerámica, en $\frac{W}{m^{\circ}C}$.

$h_{\infty,s}$ = Coeficiente convectivo en el interior de la sauna, en $\frac{W}{m^2 \cdot K}$.

b) Cálculo del área de la pared P1.

$$A_{P1} = (a * h) - (A * H - b * i) \quad (3.42)$$

$$A_{P1} = (3,2m * 2,16m) - (0,9m * 0,9m - 0,45m * 0,45m)$$

$$A_{P1} = 6,30 m^2$$

c) Temperatura inicial y final.

Temperatura en el interior de la sauna.

$$T_{\infty,s} = 80^{\circ}C$$

Temperatura en el interior del turco

$$T_{\infty,t} = 43^{\circ}C$$

d) Espesor de los componentes de la pared.

$$L_A = \text{Espesor de la madera (pino)} = \frac{3}{4} \text{ plg} = 0,019 m$$

$$L_B = \text{Espesor del Aislante (fibra de vidrio) y barrera de vapor} = 2 \text{ plg} = 0,051m$$

$L_C =$ Espesor del ladrillo = 12 cm = 0,12 m

$L_D =$ Espesor del enlucido = 10 mm = 0,1 m

$L_E =$ Espesor de la baldosa (cerámica) = 6 mm = 0,06 m

e) **Conductividades térmicas de los materiales.**

La conductividad térmica de los materiales se selecciona en el ANEXO 2.

$k_A =$ Conductividad térmica de la madera (pino) = $0,147 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

$k_B =$ Conductividad térmica de la fibra de vidrio y lamina de vapor = $42,5 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

$k_C =$ Conductividad térmica del ladrillo = $0,69 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

$k_D =$ Conductividad térmica del enlucido = $1,16 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

$k_E =$ Conductividad térmica de la cerámica = $3 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

f) **Cálculo del ambiente convectivo $h_{\infty,s}$ [7]**

$h_{\infty,s} =$ Coeficiente convectivo en el interior de la sauna

Consideraciones:

1. Convección natural en una placa vertical que se extiende sobre toda la longitud de la placa.
2. Para una placa vertical consideremos que la longitud característica L_c es igual a la altura de la placa.

$$Nu = 0,68 + \frac{0,670Ra^{0,25}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right]^{4/9}} \text{ Para } Ra \leq 109 \quad (3.43)$$

Donde:

$Nu =$ Número de Nusselt.

$Ra =$ Número de Rayleigh.

$Pr =$ Número de Prandtl.

Las propiedades se determinan a temperatura fílmica

$$T_f = \frac{T_W + T_b}{2} \quad (3.44)$$

$$T_b = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (3.45)$$

Donde:

T_b = Promedio de temperaturas, en °C.

T_1, T_2 = Temperatura del recinto teóricamente se encuentra, en °C.

T_w = Temperatura superficial en la pared, en °C.

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

$$T_w = 62,3^\circ\text{C}$$

$$T_f = \frac{(62,3 + 80)^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_f = 71,15^\circ\text{C}$$

$$T_f = 344,15^\circ\text{K}$$

$$L_c = h = 2,16\text{m}$$

$$Pr = \frac{\mu * C_p}{k_f} \quad (3.46)$$

Donde:

Pr = Número de Prandtl.

μ = Viscosidad dinámica del aire, en $\frac{N \cdot s}{m^2}$.

C_p = Calor específico del aire, en $\frac{kJ}{kg \cdot K}$.

k_f = Conductividad térmica del aire, en $\frac{W}{m \cdot K}$.

$$Ra = Gr * Pr \quad (3.47)$$

Donde:

Ra = Número de Rayleigh.

Gr = Número de Grashof.

$$Gr = \frac{g * Lc^3 * \beta(T_b - T_w)}{\nu^2} \quad (3.48)$$

Donde:

Gr = Número de Grashof.

g = Gravedad, en $\frac{m}{s^2}$.

Lc = Longitud característica, en m .

β = Coeficiente volumétrico de expansión, en $\frac{1}{K}$.

T_w = Temperatura de la pared, en K .

T_b = Temperatura deseada, en K .

ν = Viscosidad cinemática, en $\frac{m^2}{s}$.

Con la temperatura filmica $T_f = 344,15 \text{ }^\circ K$ se selecciona las propiedades termo físicas del aire en el ANEXO 1.

$$k_f = 29,57(10)^{-3} \frac{W}{m^\circ K}$$

$$\mu = 205,44(10)^{-7} \frac{N \cdot s}{m^2}$$

$$\rho = 1,0145 \frac{kg}{m^3}$$

$$\nu = 20,33(10)^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} = \frac{1}{344,15 \text{ }^\circ K} = 0,003 \text{ }^\circ K^{-1}$$

$$Pr = 0,7008$$

$$g = 9,8 \frac{m}{s^2}$$

Reemplazando los datos tenemos

$$Gr = \frac{g * Lc^3 * \beta(T_b - T_w)}{\nu^2}$$

$$Gr = \frac{9,8 \frac{m}{s^2} * (2,16m)^3 * 0,003 \frac{1}{^\circ K} * (353 - 335,3)^\circ K}{\left(20,33 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}\right)^2}$$

$$Gr = 1\ 268\ 8406\ 769$$

$$Ra = Gr * Pr$$

$$Ra = 12\ 688\ 406\ 769 * 0,7008$$

$$Ra = 8\ 892\ 035\ 463,8$$

$$Nu = 0,68 + \frac{0,670Ra^{0,25}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}}$$

$$Nu = 0,68 + \frac{0,670 * (1,9(10)^9)^{0,25}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{0,7008}\right)^{9/16}\right]^{4/9}}$$

$$Nu = 158,4$$

$$Nu = \frac{h_{\infty,s} * L_c}{K_f}$$

$$h_{\infty,s} = \frac{Nu * K_f}{L_c}$$

$$h_{\infty,s} = \frac{158,4 * 29,57(10)^{-3} \frac{W}{m^\circ K}}{2,16m}$$

$$h_{\infty,s} = 2,16 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

g) **Cálculo del ambiente convectivo $h_{\infty,t}$ adyacente a la pared P1. [7]**

$$h_{\infty,t} = \frac{Nu * k_f}{Lc} \quad (3.49)$$

Donde:

$h_{\infty,t}$ = Coeficiente convectivo en el interior del turco, en $\frac{W}{m^2 \cdot C}$.

Nu = Número de Nusselt.

k_f = Conductividad térmica del vapor, en $\frac{W}{m \cdot C}$.

Lc = Longitud característica, en m .

Consideraciones:

- Convección Forzada en una placa plana que se extiende sobre toda la longitud de la placa.
- Las propiedades se determinan a Temperatura fílmica.

$$T_f = \frac{T_W + T_b}{2}$$

$$T_b = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

Donde:

T_1, T_2 = Temperatura del recinto teóricamente se encuentra, en $^{\circ}C$.

T_W = Temperatura superficial en la pared P2, en $^{\circ}C$.

$$T_b = 43 \text{ }^{\circ}C$$

$$T_W = 33 \text{ }^{\circ}C$$

$$T_f = \frac{(33 + 43)^{\circ}C}{2}$$

$$T_f = 38 \text{ }^{\circ}C$$

$$T_f = 311 \text{ }^{\circ}K$$

$$Re_L = \frac{\delta * V_v * Lc}{\mu}$$

Donde:

Re_L = Número de Reynolds.

δ = Densidad del vapor, en $\frac{kg}{m^3}$.

V_v = Velocidad del vapor, en $\frac{m}{s}$.

μ = Viscosidad dinámica, en $\frac{N.s}{m^2}$.

L_c = Longitud característica, en m .

Propiedades del vapor saturado en tablas de vapor con $T_f = 311 \text{ }^\circ\text{K}$

$$\delta = 0,0463107 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu = 10,25(10)^{-6} \frac{N.s}{m^2}$$

$$V_v = 0,8 \frac{m}{s}$$

$$Re_L = \frac{0,0463107 \frac{kg}{m^3} * 0,8 \frac{m}{s} * 2,15m}{10,25(10)^{-6} \frac{N.s}{m^2}}$$

$$Re_L = 7771,16$$

$$Nu = \frac{h_{\infty,t} * L_c}{k_f} = 0,662 * (Re_L)^{0,5} * Pr^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

Nu = Número de Nusselt.

$h_{\infty,t}$ = Coeficiente convectivo, en $\frac{W}{m^2 \cdot K}$.

L_c = Longitud característica, en m .

Re_L = Número de Reynolds.

Pr = Número de Prandtl.

$$L_c = 2,15 \text{ m}$$

$$Pr = 1,01598$$

$$k_f = 0,0194519 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$Nu = \frac{h_{\infty,t} * L_c}{k_f} = 0,662 * (Re_L)^{0,5} * Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 0,662 * (7771,16)^{0,5} * Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 0,662 * (7771,16)^{0,5} * (1,01598)^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 58,67$$

$$h_{\infty,t} = \frac{Nu * k_f}{L_c}$$

$$h_{\infty,t} = \frac{58,67 * 0,0194519 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}}{2,15m}$$

$$h_{\infty,t} = 0,53 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

h) **Flujo de calor por conducción a través de la pared P1.**

$$q_{p1} = \frac{(80 - 43)^\circ C}{\left(\frac{1}{2,16 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} + \frac{0,019m}{0,147 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} + \frac{0,051m}{42,5 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} + \frac{0,12m}{0,69 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} + \frac{0,01m}{1,16 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} + \frac{0,006m}{3 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} + \frac{1}{0,53 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} \right) * \frac{1}{6,30m^2}}$$

$$q_{P1} = 87,47 W$$

3.2.3.2.2 Pérdida de calor por conducción en las paredes "P2 y P4".

Como estas secciones se encuentran compartiendo los mismos ambientes convectivos tomamos el mismo cálculo pero se debe tomar en cuenta que el área es la suma del área de las paredes P2 y P4.

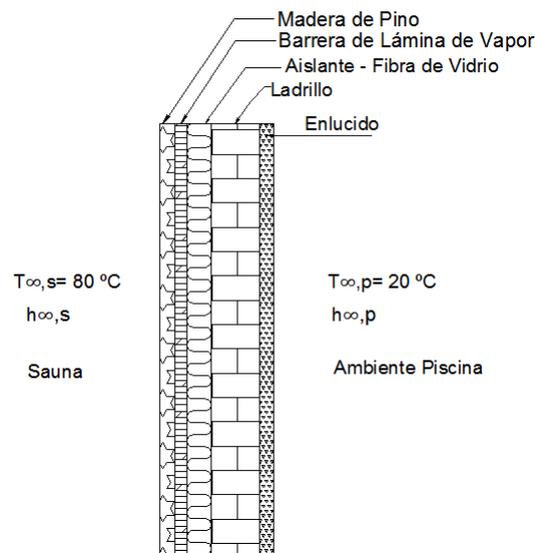


Figura 3.6: Vista seccional de la pared.

a) **Cálculo del ambiente convectivo $h_{\infty,p}$ del ambiente de la piscina.**

Consideraciones:

1. Convección Natural sobre superficies exteriores.
2. Las propiedades se determinan a Temperatura filmica.

$$T_f = \frac{T_w + T_b}{2}$$

$$T_b = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

$$T_b = 22^\circ\text{C} = 295^\circ\text{K}$$

$$T_w = 20^\circ\text{C} = 293^\circ\text{K}$$

$$T_f = \frac{(20 + 22)^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_f = 21^\circ\text{C}$$

$$T_f = 294^\circ\text{K}$$

$$Gr = \frac{g * Lc^3 * \beta(T_w - T_\infty)}{v^2} \quad (3.50)$$

$$L_c = h = 2.15\text{m}$$

$$Ra = Gr * Pr \quad (3.51)$$

Con la temperatura filmica $T_f = 294^\circ\text{K}$ se selecciona las propiedades termo físicas del aire en el ANEXO 1.

$$k = 25,82(10)^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$$

$$\mu = 181,6(10)^{-7} \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}$$

$$\rho = 1,1894 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$v = 15,356(10)^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} = \frac{1}{294^\circ\text{K}} = 0,0034^\circ\text{K}^{-1}$$

$$Pr = 0,7086$$

$$g = 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$Gr = \frac{g * Lc^3 * \beta(T_b - T_w)}{v^2}$$

$$Gr = \frac{9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * (2,16\text{m})^3 * 0,0034 \frac{1}{^\circ\text{K}} * (295 - 293)^\circ\text{K}}{\left(15,356 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)^2}$$

$$Gr = 2848000327,86$$

$$Ra = Gr * Pr$$

$$Ra = 2848000327,86 * 0,7086$$

$$Ra = 2018093032,32$$

$$Ra = 2(10)^9$$

$$Nu = 0,68 + \frac{0,670Ra^{0,25}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right]^{4/9}}$$

$$Nu = 0,68 + \frac{0,670 * (2(10^9))^{0,25}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{0,7086}\right)^{9/16}\right]^{4/9}}$$

$$Nu = 109,4$$

$$Nu = \frac{h_{\infty,p} * L_c}{K_f}$$

$$h_{\infty,p} = \frac{Nu * K_f}{L_c}$$

$$h_{\infty,p} = \frac{109,4 * 25,82(10)^{-3} \frac{W}{m^{\circ}K}}{2,15m}$$

$$h_{\infty,p} = 1,31 \frac{W}{m^2 \circ K}$$

b) **Coefficientes convectivos.**

Coefficiente convectivo en el interior del sauna

$$h_{\infty,s} = 2,16 \frac{W}{m^2 \circ K}$$

Coefficiente convectivo en el ambiente de la piscina

$$h_{\infty,p} = 1,31 \frac{W}{m^2 \circ K}$$

c) **Cálculo de las áreas de las paredes P₂ y P₄.**

A_{P_2} = Área de la pared P₂, en m².

$$A_{P_2} = [h(L - 1)] - [H_s(L - 1)]$$

$$A_{P_2} = [2,16(4 - 1)] - [0,9(4 - 1)]$$

$$A_{P_2} = 3,78m^2$$

A_{P_4} = Área de la pared P₄, en m².

$$A_{P_4} = (h * a) - (H_s * a)$$

$$A_{P_4} = (2,16 * 3,2) - (0,9 * 3,2)$$

$$A_{P_4} = 4,032m^2$$

$$A_T = A_{P_2} + A_{P_4}$$

$$A_T = (3,78 + 4,032)m^2$$

$$A_T = 7,812m^2$$

3.2.3.2.3 Pérdida de calor por conducción en la pared "P3".

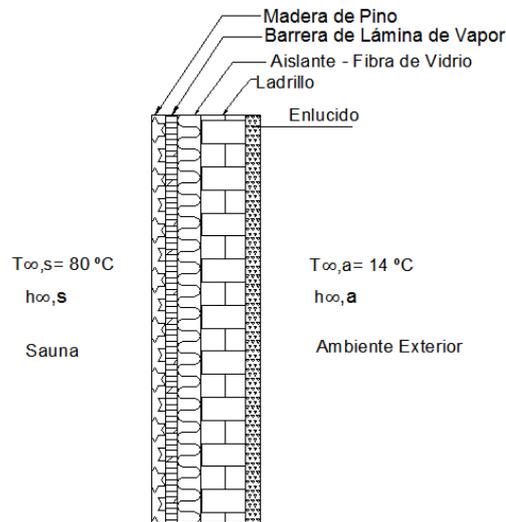


Figura 3.7: Sección de la pared P3.

a) Cálculo del área de la pared P3.

$$A_{P3} = (h - H_s) L$$

$$A_{P3} = (2,15 - 0,9)m * 4m$$

$$A_{P3} = 5m^2$$

b) Cálculo del ambiente convectivo $h_{\infty,a}$.

$h_{\infty,a}$ = Coeficiente convectivo del ambiente exterior

Consideraciones:

1. Convección natural en una placa vertical que se extiende sobre toda la longitud de la placa.
2. Para una placa vertical consideremos que la longitud característica L_c es igual a la altura de la placa.

Para $Ra \leq 10^9$

$$Nu = 0,68 + \frac{0,670Ra^{0,25}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right]^{4/9}}$$

Para $10^9 < Ra < 10^{12}$

$$Nu = 0,10(Ra)^{\frac{1}{3}}$$

Las propiedades se determinan a Temperatura fílmica

$$T_f = \frac{T + T_b}{2}$$

$$T_b = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

$$T_b = 14^\circ\text{C} = 287^\circ\text{K}$$

$$T_f = \frac{(14 + 12)^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_f = 13^\circ\text{C} = 286^\circ\text{K}$$

$$L_c = h = 2,15\text{m}$$

Con la temperatura fílmica $T_f = 286^\circ\text{K}$ se selecciona las propiedades termo físicas del aire en el ANEXO 1.

$$k_f = 25,18(10)^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$$

$$\mu = 177,6(10)^{-7} \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}^2}$$

$$\rho = 1,2267 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$v = 14,64(10)^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} = \frac{1}{286^\circ\text{K}} = 0,0035^\circ\text{K}^{-1}$$

$$Pr = 0,7106$$

$$g = 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Reemplazando los datos tenemos

$$Gr = \frac{g * Lc^3 * \beta(T_b - T_w)}{v^2}$$

$$Gr = \frac{9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * (2,16\text{m})^3 * 0,0035 \frac{1}{^\circ\text{K}} * (287 - 285)^\circ\text{K}}{\left(14,64 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)^2}$$

$$Gr = 3225545821$$

$$Ra = Gr * Pr$$

$$Ra = 317777588,47 * 0,7106$$

$$Ra = 2292072860$$

$$Ra = 3,3 \times 10^{10}$$

$$Nu = 0,10(Ra)^{\frac{1}{3}} = 0,10(3,3(10^{10}))^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 131,8$$

$$Nu = \frac{h_{\infty,s} * L_c}{K_f}$$

$$h_{\infty,a} = \frac{Nu * K_f}{L_c}$$

$$h_{\infty,a} = \frac{131,2 * 25,18(10)^{-3} \frac{W}{m^2K}}{2,15m}$$

$$h_{\infty,a} = 1,54 \frac{W}{m^2K}$$

$$h_{\infty,a} = 1,54 \frac{W}{m^2C}$$

3.2.3.2.4 Pérdida de calor por el techo.

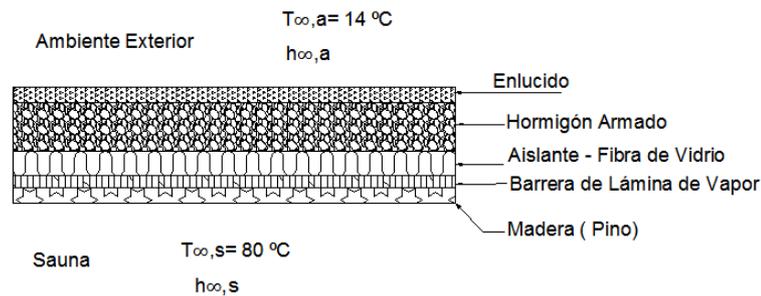


Figura 3.8: Vista seccional del techo.

a) **Circuito térmico equivalente.**

$$q_x = \frac{T_{\infty,s} - T_{\infty,a}}{\sum R_t * \frac{1}{A_{Techo}}}$$

$$q_x = \frac{T_{\alpha 1} - T_{\alpha 4}}{\left[\left(\frac{1}{h_{\infty,s}} \right) + \left(\frac{L_A}{k_A} \right) + \left(\frac{L_B}{k_B} \right) + \left(\frac{L_C}{k_C} \right) + \left(\frac{L_D}{k_D} \right) + \left(\frac{1}{h_{\infty,a}} \right) \right] * \frac{1}{A_{Techo}}}$$

b) **Cálculo del área del techo.**

$$A_{Techo} = a * L$$

$$A_{Techo} = 3,2m * 4$$

$$A_{Techo} = 12,8 m^2$$

3.2.3.2.5 Pérdida de calor por el piso.

Se toma $\Delta T = 4 °C$.

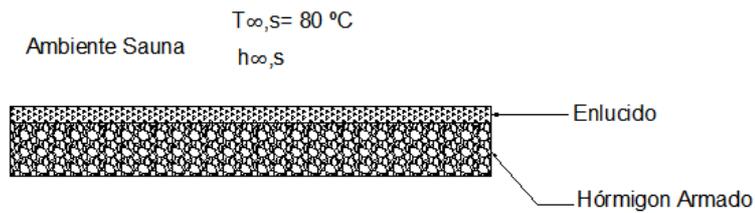


Figura 3.9: Vista seccional del piso.

a) **Circuito térmico equivalente.**

$$q_x = \frac{\Delta T}{\sum R_t * \frac{1}{A_{piso}}}$$

$$q_x = \frac{\Delta T}{\left[\left(\frac{1}{h_{\infty,s}} \right) + \left(\frac{L_A}{k_A} \right) + \left(\frac{L_B}{k_B} \right) \right] * \frac{1}{A_{piso}}}$$

b) **Coefficiente convectivo en el interior de la sauna.**

$$h_{\infty,s} = 2,16 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

c) **Cálculo del área del piso.**

$$A_{piso} = (a * L) - [(L - 1m) + (a - 2A) + L] * A$$

$$A_{piso} = (3,2m * 4m) - [(4m - 1m) + (3,2m - 2 * 0,9m) + 4m] * 0,9m$$

$$A_{piso} = 5,24m^2$$

3.2.3.2.6 Pérdida de calor a través de la puerta.

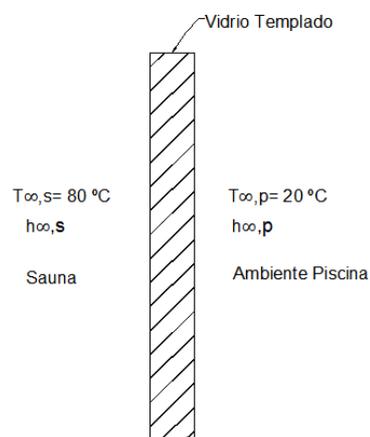


Figura 3.10: Vista seccional de la puerta.

a) **Circuito térmico equivalente.**

$$q_x = \frac{t_{\infty,s} - t_{\infty,p}}{\sum R_t * \frac{1}{A_{Puerta}}}$$

$$q_x = \frac{t_{\infty,s} - t_{\infty,p}}{\left[\left(\frac{1}{h_{\infty,s}} \right) + \left(\frac{L_A}{k_A} \right) + \left(\frac{1}{h_{\infty,p}} \right) \right] * \frac{1}{A_{Puerta}}}$$

b) **Cálculo del área de la puerta.**

$$A_{Puerta} = (h * 1m)$$

$$A_{Puerta} = (2,15m * 1m)$$

$$A_{Puerta} = 2,15m^2$$

3.2.3.2.7 Carga térmica por los usuarios.

Para que se evapore 1 g de sudor de la superficie de la piel se requieren aproximadamente 0,58 kcal las cuales se obtienen del tejido cutáneo, con lo que la piel se enfría y consecuentemente el organismo, y la pérdida es de 30 g de sudor por minuto en la sauna. [22]

Tiempo aproximado dentro de la sauna 20 minutos la sauna está diseñado para 25 personas.

Se pierde aproximadamente $30 \frac{g}{min}$ por persona

$$Q_p = 30 \frac{g}{min} * \frac{0,58 kcal}{g} * 20 min$$

$$Q_p = 348 kcal$$

$$Q_p = 348 kcal * 25 personas$$

$$Q_p = 8700 kcal * \frac{1 kWh}{859 kcal}$$

$$Q_p = 10,128 kW.h$$

Realizando los cálculos de pérdidas de acuerdo al cálculo tipo tenemos los siguientes resultados:

Tabla 3.21: PÉRDIDAS DE CALOR POR CONDUCCIÓN EN LA SAUNA.

	PARED P1	PARED P2	PARED P3	PARED P4	TECHO	PISO	PUERTA
Àrea [m ²]	6,3	3,78	5	4,032	12,8	5,24	2,15
Temp. Interior [°C]	80	80	80	80	80		80
Temp. Exterior [°C]	43	22	14	22	14		22
Espesor de la madera de Pino L _A [m]	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,01	0,006
Espesor del aislante L _B [m]	0,051	0,051	0,051	0,051	0,051	0,25	
Espesor del ladrillo L _C [m]	0,12	0,12	0,12	0,12	0,25		
Espesor del enlucido L _D [m]	0,1	0,1	0,1	0,1	0,01		
Espesor de la cerámica L _E [m]	0,06	0					
Cond. Térmica del Pino K _A [W/m°C]	0,147	0,147	0,147	0,147	0,147	1,16	1,16
Cond. Térm. del aislante K _B [W/m°C]	42,5	42,5	42,5	42,5	42,5	1,63	
Cond. Térm. del ladrillo K _C [W/m°C]	0,69	0,69	0,69	0,69	1,63		
Cond. Térm. del enlucido K _D [W/m°C]	1,16	1,16	1,16	1,16	1,16		
Cond. Térm. cerámica K _E [W/m°C]	3	0					
Q [W]	87,47	142,42	231,2	151,92	601,4	33,53	101,57

3.2.3.3 Resumen de pérdidas de energía en la sauna.

La siguiente tabla muestra las pérdidas de calor existentes en la sauna y la carga térmica que producen los usuarios.

Tabla 3.22: PÉRDIDAS DE ENERGÍA POR TRANSFERENCIA DE CALOR Y CARGA TÉRMICA.

Elemento de transferencia	Pérdida [W]	%
Pared (P1)	87,47	1
Pared (P2+P4)	294,35	2
Pared (P3)	231,2	3
Techo	601,4	7
Piso	33,53	0
Puerta	101,57	1
Carga térmica personas	10128	87
Totales	11 477,52	

3.2.3.4 Potencia teórica del equipo calefactor.

Para la potencia necesaria del equipo se deben considerar las pérdidas totales que se producen en una hora y sumar el calor necesario para calentar el aire.

$$P_t = \text{Pérdidas} + q_{pr}$$

$$P_t = (11,477 + 0,46)kW$$

$$P_t = 11,93 kW$$

3.2.3.5 Potencia real del equipo calefactor.

$$P_r = \frac{P_t}{\eta}$$

Donde:

P_r = Potencia real, en *kW*.

P_t = Potencia teórica, en *kW*.

η = Eficiencia del equipo según el fabricante, en%.

$$P_r = \frac{11,93 \text{ kW}}{0,8}$$

$$P_r = 14,92 \text{ kW}$$

3.3 Turco.

3.3.1 Definición del número de usuarios.

El número de usuarios indica el volumen necesario para la habitación y además es una variable importante para el cálculo de la carga térmica.

3.3.2 Condiciones requeridas.

- En el turco existen valores de temperatura estandarizados los cuales proporcionan el confort para todos los usuarios.
- Temperatura máxima = 43°C
- El tiempo de calentamiento del turco designamos en una hora este tiempo podemos variar de acuerdo al requerimiento del constructor cabe acotar que si el tiempo es menor el equipo de calentamiento será de mayor potencia.

3.3.3 Cálculo de la cantidad de vapor necesario.

3.3.3.1 Cálculo del calor sensible.

$$q_{s1} = \frac{V \delta C_{paire} \Delta T}{t} \quad (3.52)$$

Donde:

q_{s1} = Calor sensible, en $\frac{Btu}{h}$.

V = Volumen del turco, en ft^3 .

δ = Densidad del aire, en $\frac{lb}{ft^3}$.

C_{Paire} = Calor específico del aire, en $\frac{Btu}{lb \cdot ^\circ F}$.

T_1 = Temperatura inicial, en $^\circ F$.

T_2 = Temperatura final, en $^\circ F$.

t = Tiempo de calentamiento, en h .

a) **Cálculo de la densidad promedio.**

$$\delta = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2}$$

Donde:

δ = Promedio de densidades del aire, en $\frac{lb}{ft^3}$.

δ_1 = Densidad del aire a temperatura inferior, en $\frac{lb}{ft^3}$.

δ_2 = Densidad del aire a temperatura Superior, en $\frac{lb}{ft^3}$.

Con la temperatura inferior y superior seleccionar la respectiva densidad en el ANEXO 1.

Con $T_1 = 15 \text{ }^\circ C = 288 \text{ K}$ seleccionar $\delta_1 = 0,076 \frac{lb}{ft^3}$

Con $T_2 = 43 \text{ }^\circ C = 316 \text{ K}$ seleccionar $\delta_2 = 0,069 \frac{lb}{ft^3}$

$$\delta = \frac{(0,076 + 0,069) \frac{lb}{ft^3}}{2}$$

$$\delta = 0,0725 \frac{lb}{ft^3}$$

b) **Cálculo del calor específico promedio.**

$$C_{Paire} = \frac{C_{Paire1} + C_{Paire2}}{2}$$

Con las temperaturas inferiores y superiores seleccionar el respectivo calor específico en el ANEXO 1.

Con $T_1 = 15 \text{ }^\circ C = 288 \text{ K}$ se selecciona $C_{Paire1} = 0,2405 \frac{Btu}{lb \cdot ^\circ F}$

Con $T_2 = 43 \text{ }^\circ C = 316 \text{ K}$ se selecciona $C_{Paire2} = 0,2407 \frac{Btu}{lb \cdot ^\circ F}$

$$C_{Paire} = \frac{(0,2405 + 0,2407) \frac{Btu}{lb \text{ } ^\circ F}}{2}$$

$$C_{Paire} = 0,2406 \frac{Btu}{lb \text{ } ^\circ F}$$

c) **Cálculo de la variación de temperatura.**

$$\Delta T = (T_2 - T_1)$$

$$T_1 = 14^\circ C = 57,2 \text{ } ^\circ F$$

$$T_2 = 43^\circ C = 109 \text{ } ^\circ F$$

$$\Delta T = (109 - 59)^\circ F$$

$$\Delta T = 51,8^\circ F$$

d) **Tiempo de calentamiento.**

$$t = Ih$$

e) **Cálculo del volumen de la habitación.**

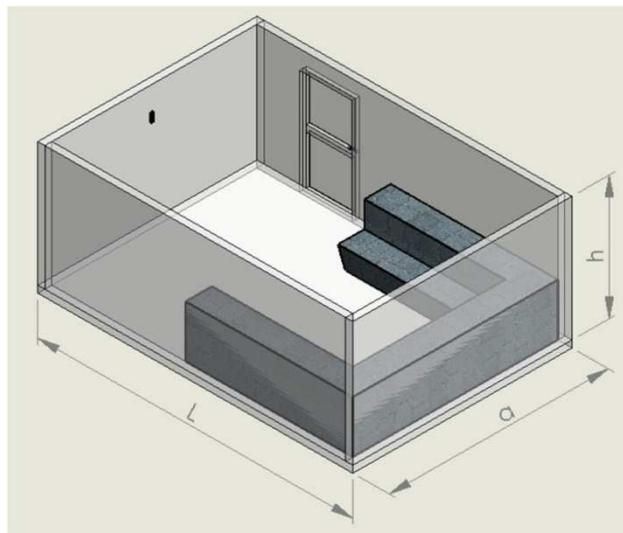


Figura 3.11: Vista isométrica del turco.

$$V_c = L * a * h_o$$

$$V_c = L * a * h_o$$

$$V_c = 5,15m * 3,75m * 2,15m$$

$$V_c = 41,52 \text{ } m^3$$

f) **Cálculo del volumen que ocupa los asientos.**

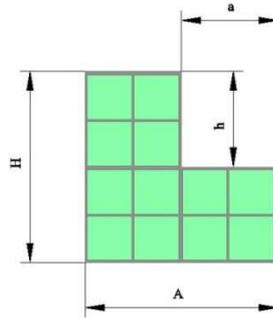


Figura 3.12: Vista seccional del asiento del turco.

$$V_a = (A * H - a * h) * L_s$$

Donde:

V_a = Volumen del asiento, en m^3 .

$A = 2a$ = Ancho total del asiento, en m .

$H = 2h$ = Alto total del asiento, en m .

L_s = Largo total del asiento, en m .

$$V_a = (0,9m * 0,9m - 0,45m * 0,45m) * 11m$$

$$V_a = 6,7 m^3$$

g) **Cálculo del volumen de aire.**

$$V = V_c - V_a$$

$$V = 41,52 m^3 - 6,7 m^3$$

$$V = 34,82m^3 = 1230 ft^3$$

Remplazando los datos tenemos

$$q_{s1} = \frac{1230 ft^3 * 0,0725 \frac{lb}{ft^3} * 0,2406 \frac{Btu}{lb \cdot ^\circ F} * 51,8 ^\circ F}{1h}$$

$$q_{s1} = 1072 \frac{Btu}{h}$$

$$q_{s1} = 313 W$$

3.3.3.2 Cálculo del calor latente.

$$q_L = \dot{m} \Delta h \tag{3.53}$$

Donde:

$q_L =$ Calor latente, en $\frac{Btu}{h}$.

$\dot{m} =$ Flujo de la masa de vapor, en $\frac{kg}{h}$.

$\Delta h =$ Variación de entalpías, en $\frac{Btu}{lb}$.

$$\Delta h = h_g - h_f \quad (3.54)$$

Las entalpías se selecciona de las tablas de vapor a la presión de alimentación del agua que varía entre 14,5 a 145,4 Psi

$h_f =$ Entalpia del agua

$h_g =$ Entalpia del vapor

3.3.3.3 Presión de alimentación.

En el tanque reservorio la superficie de agua se encontrara a una altura h (m) de la entrada del generador de vapor con esta altura encontramos la presión estática de alimentación.

$$P_m = \delta g h_r \quad (3.55)$$

Donde:

$P_m =$ Presión manométrica, en Pa .

$\delta =$ Densidad del agua, en $\frac{kg}{m^3}$

$g =$ Gravedad, en $\frac{m}{s^2}$.

$h_r =$ Altura del reservorio, en m .

$$h_r = 8m$$

$$\delta = 999,12 \frac{kg}{m^3}$$

$$g = 9,8 \frac{m}{s^2}$$

$$P_m = 999,12 \frac{kg}{m^3} * 9,8 \frac{m}{s^2} * 8m$$

$$P_m = 78331 Pa$$

$$P_m = 11,36 psi$$

$$P_{ab} = P_m + P_{at} \quad (3.56)$$

Donde:

P_{ab} = Presión absoluta, en *psi*.

P_m = Presión manométrica, en *psi*.

P_{at} = Presión atmosférica, en *psi*.

$$P_{ab} = P_m + P_{at}$$

$$P_{ab} = 11,36 \text{ psi} + 14,7 \text{ psi}$$

$$P_{ab} = 26 \text{ psi}$$

En las tablas de vapor con una presión de 26 psi

$$h_f = 210,31 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

$$h_g = 1161,32 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

$$\Delta h = (1161,32 - 210,31) \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

$$\Delta h = 951,01 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

3.3.3.4 Pérdidas de calor por conducción en las paredes, piso y techo.

Las secciones de un cuarto de turco tienen diferentes formas que se ilustra en la figura

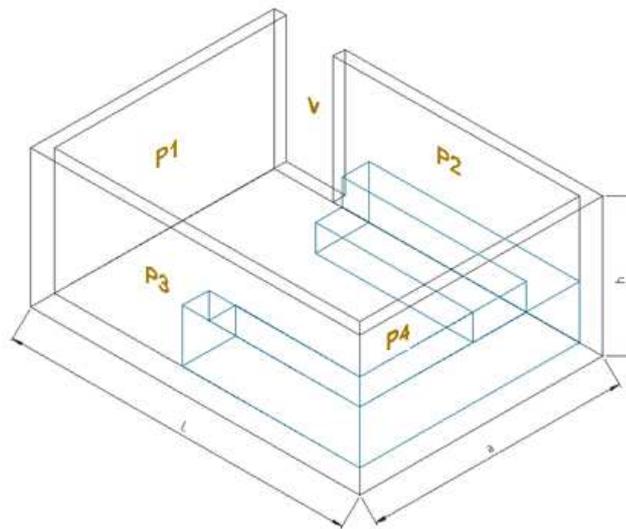


Figura 3.13: Ilustración de las paredes del turco.

P1, P2, P3, P4: Representan las secciones del habitáculo.

V, representa la puerta

P1: Esta sección debe tener como ambiente contiguo el de la piscina debido a que el ambiente de la piscina se encuentra a menor temperatura se consideran las pérdidas por conducción a través de esta pared.

P2: Esta sección debe tener como habitación contigua el cuarto de sauna y debido a que este se encuentra a mayor temperatura no existe pérdidas por conducción en esta sección.

P3, P4: Esta sección en la mayoría de los casos tiene como ambiente contiguo el aire ambiente exterior, por lo tanto también se consideran las pérdidas por conducción a través de esta pared.

V: Pérdida de calor debido a la puerta de acceso.

3.3.3.4.1 Pérdida por conducción en la pared "P1" (Calculo Tipo).

Consideraciones:

1. Estado estacionario, por lo tanto $q = \text{cte.}$
2. Suponemos conducción unidimensional en x.
3. La conductividad térmica varía de acuerdo al material.
4. $T_{\infty,t} > T_{\infty,p}$

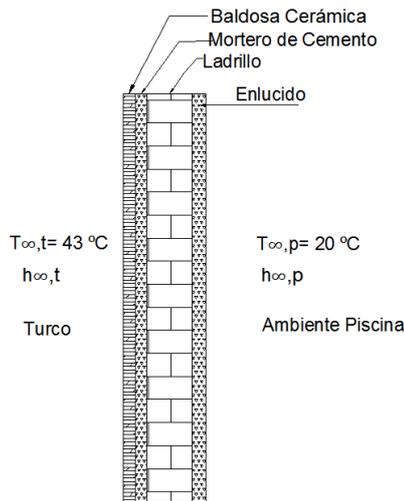


Figura 3.14: Vista seccional de la pared P1.

a) **Circuito térmico equivalente.**

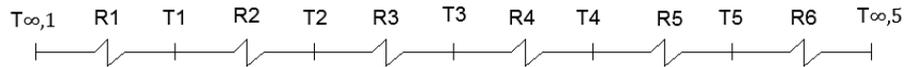


Figura 3.15: Circuito térmico equivalente.

$$q_x = \frac{T_{\infty,t} - T_{\infty,p}}{\sum R_t * \frac{1}{A}} \tag{3.57}$$

$$q_x = \frac{T_{\alpha 1} - T_{\alpha 4}}{\left[\left(\frac{1}{h_{\infty,t}} \right) + \left(\frac{L_A}{k_A} \right) + \left(\frac{L_B}{k_B} \right) + \left(\frac{L_C}{k_C} \right) + \left(\frac{L_D}{k_D} \right) + \left(\frac{1}{h_{\infty,p}} \right) \right] * \frac{1}{A_{P1}}}$$

b) **Cálculo del área de la pared P1.**

$A_{P1} = \text{Área de la Pared P1}$

$$A_{P1} = (a * h)$$

$$A_{P1} = (3,75m * 2,15m)$$

$$A_{P1} = 8,0625m^2$$

c) **Temperatura inicial y final.**

Temperatura en el interior del turco

$$T_{\infty,t} = 43 \text{ } ^\circ C$$

Temperatura en el ambiente de la piscina

$$T_{\infty,p} = 22 \text{ } ^\circ C$$

d) **Espesor de los componentes de la pared.**

$L_A = \text{Espesor de la baldosa (cerámica)} = 0,006 \text{ m}$

$L_B = \text{Espesor del mortero de cemento} = 0,01 \text{ m}$

$L_C = \text{Espesor del ladrillo} = 0,12 \text{ m}$

$L_D = \text{Espesor del enlucido (mortero de cemento)} = 0,01 \text{ m}$

e) **Conductividades térmicas de los materiales.**

La conductividad térmica de los materiales lo se selecciona en el ANEXO 2.

$k_A = \text{Conductividad térmica de la cerámica} = 3 \frac{W}{m \text{ } ^\circ C}$

$k_B = \text{Conductividad térmica del mortero de cemento} = 1,16 \frac{W}{m \text{ } ^\circ C}$

$k_C = \text{Conductividad térmica del ladrillo} = 0,69 \frac{W}{m \text{ } ^\circ C}$

$k_D = \text{Conductividad térmica del enlucido (mortero de cemento)} = 1,16 \frac{W}{m \text{ } ^\circ C}$

f) **Cálculo del ambiente convectivo $h_{\infty,t}$ adyacente a la pared P2. [1]**

$$h_{\infty,t} = \frac{Nu * k_f}{Lc} \tag{3.58}$$

Donde:

$h_{\infty,t} = \text{Coeficiente convectivo en el interior del turco, en } \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}.$

$Nu = \text{Número de Nusselt.}$

$k_f = \text{Conductividad térmica del vapor, en } \frac{W}{m \text{ } ^\circ C}.$

$Lc = \text{Longitud característica, en } m.$

Consideraciones:

1. Convección Forzada en una placa plana que se extiende sobre toda la longitud de la placa.
2. Las propiedades se determinan a Temperatura fílmica.

$$T_f = \frac{T_w + T_b}{2}$$

$$T_b = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

Donde:

T_1, T_2 = Temperatura del recinto teóricamente se encuentra, en °C .

T_w = Temperatura superficial en la pared P2, en°C.

$$T_b = 43 \text{ °C}$$

$$T_w = 33 \text{ °C}$$

$$T_f = \frac{(33 + 43) \text{ °C}}{2}$$

$$T_f = 38 \text{ °C}$$

$$T_f = 311 \text{ °K}$$

$$Re_L = \frac{\delta * V_v * Lc}{\mu}$$

Donde:

Re_L = Número de Reynolds.

δ = Densidad del vapor, en $\frac{kg}{m^3}$.

V_v = Velocidad del vapor, en $\frac{m}{s}$.

μ = Viscosidad dinámica, en $\frac{N.s}{m^2}$.

Lc = Longitud característica, en m .

Propiedades del vapor saturado en tablas de vapor con $T_f = 311 \text{ °K}$

$$\delta = 0,0463107 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu = 10,25(10)^{-6} \frac{N.s}{m^2}$$

$$V_v = 0,8 \frac{m}{s}$$

$$Re_L = \frac{0,0463107 \frac{kg}{m^3} * 0,8 \frac{m}{s} * 2,15m}{10,25 * 10^{-6} \frac{N.s}{m^2}}$$

$$Re_L = 7771,16$$

$$Nu = \frac{h_{\infty,t} * Lc}{k_f} = 0,662 * (Re_L)^{0,5} * Pr^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

Nu = Número de Nusselt.

$h_{\infty,t}$ = Coeficiente convectivo, en $\frac{W}{m^2 \cdot K}$.

Lc = Longitud característica, en m .

Re_L = Número de Reynolds.

Pr = Número de Prandtl.

$$Lc = 2,15 m$$

$$Pr = 1,01598$$

$$k_f = 0,0194519 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$Nu = \frac{h_{\infty,t} * Lc}{k_f} = 0,662 * (Re_L)^{0,5} * Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 0,662 * (7771,16)^{0,5} * 1,01598^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 0,662 * (7771,16)^{0,5} * (1,01598)^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 58,67$$

$$h_{\infty,t} = \frac{Nu * k_f}{Lc}$$

$$h_{\infty,t} = \frac{58,67 * 0,0194519 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}{2,15m}$$

$$h_{\infty,t} = 0,53 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Coeficiente convectivo en el ambiente piscina

$$h_{\infty,p} = 1,31 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Flujo de calor por conducción a través de P1

$$q_{P1} = \frac{(43 - 20)^{\circ}\text{C}}{\left(\frac{1}{0,53} + \frac{0,006\text{m}}{3} + \frac{0,01\text{m}}{1,16} + \frac{0,12\text{m}}{0,69} + \frac{0,01\text{m}}{1,16} + \frac{1}{1,31}\right) * \frac{1}{\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}} * 8,0625\text{m}^2}}$$

$$q_{P1} = 65 \text{ W}$$

3.3.3.4.2 Pérdida a través de "P3 y P4".

Como estas secciones se encuentran compartiendo los mismos ambientes convectivos tomamos el mismo cálculo pero se debe tomar en cuenta que el área es la suma del área de P3 y P4.

Consideraciones:

1. Estado estacionario, por lo tanto $q = \text{cte.}$
2. Suponemos conducción unidimensional en x .
3. La conductividad térmica varía de acuerdo al material.
4. $T_{\infty,t} > T_{\infty,a}$

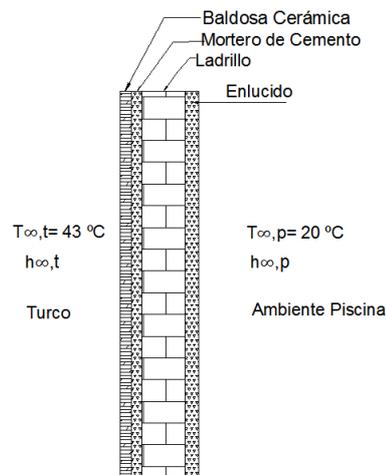


Figura 3.16: Vista seccional de la pared P3 y P4.

a) **Circuito térmico equivalente.**

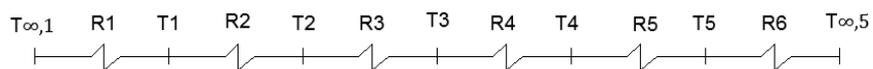


Figura 3.17: Circuito térmico equivalente.

$$q_{P3P4} = \frac{T_{\infty,t} - T_{\infty,a}}{\sum R_t * \frac{1}{A_T}}$$

$$q_{P3P4} = \frac{T_{\infty,t} - T_{\infty,a}}{\left[\left(\frac{1}{h_{\infty,t}} \right) + \left(\frac{L_A}{k_A} \right) + \left(\frac{L_B}{k_B} \right) + \left(\frac{L_C}{k_C} \right) + \left(\frac{L_D}{k_D} \right) + \left(\frac{1}{h_{\infty,a}} \right) \right] * \frac{1}{A_{PT}}}$$

b) **Temperatura inicial y final.**

Temperatura en el interior del turco

$$T_{\infty,t} = 43 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura en el ambiente externo

$$T_{\infty,a} = 14 \text{ } ^\circ\text{C}$$

c) **Cálculo del área de la pared P3 y P4.**

A_{P3} = Área de la pared P3

$$A_{P3} = (h * L) - \left(H * \frac{(L_S - a)}{2} \right)$$

$$A_{P3} = (2,15m * 5,15m) - \left(0,9m * \frac{(11m - 3,75m)}{2} \right)$$

$$A_{P3} = (11,073 - 3,2625)m^2$$

$$A_{P3} = 7,8105m^2$$

A_{P4} = Área de la pared P4

$$A_{P4} = (h - H) * a$$

$$A_{P4} = (2,15m - 0,9m) * 3,75m$$

$$A_{P4} = 4,6875m^2$$

$$A_{PT} = A_{P3} + A_{P4}$$

$$A_{PT} = 7,8105m^2 + 4,6875m^2$$

$$A_{PT} = 12,5m^2$$

d) **Coefficientes convectivos.**

Coefficiente convectivo en el interior del turco

$$h_{\infty,t} = 0,53 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Coefficiente convectivo en ambiente externo

$$h_{\infty,a} = 1,53 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$q_{P3,P4} = \frac{(43 - 14)^\circ\text{C}}{\left(\frac{1}{0,53 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ\text{C}}} + \frac{0,006m}{3 \frac{W}{m \cdot ^\circ\text{C}}} + \frac{0,01m}{1,16 \frac{W}{m \cdot ^\circ\text{C}}} + \frac{0,12m}{0,69 \frac{W}{m \cdot ^\circ\text{C}}} + \frac{0,01m}{1,16 \frac{W}{m \cdot ^\circ\text{C}}} + \frac{1}{1,53 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ\text{C}}} \right) * 12,5m^2}$$

$$q_{P3,P4} = 132,6 \text{ W}$$

3.3.3.4.3 Pérdida por el techo.

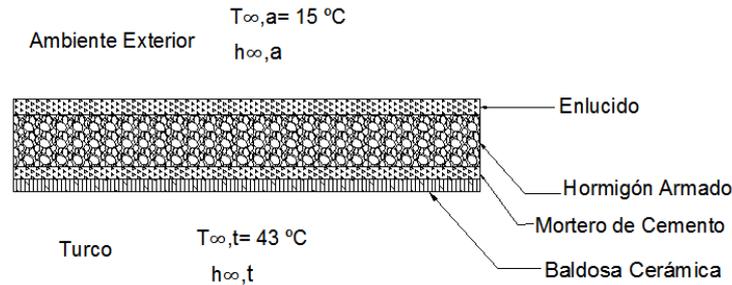


Figura 3.18: Vista seccional del techo.

a) **Circuito térmico equivalente.**

$$q_{techo} = \frac{T_{\infty,t} - T_{\infty,a}}{\sum R_t * \frac{1}{A_{techo}}}$$

$$q_{techo} = \frac{T_{\infty,t} - T_{\infty,a}}{\left[\left(\frac{1}{h_{\infty,t}} \right) + \left(\frac{L_A}{k_A} \right) + \left(\frac{L_B}{k_B} \right) + \left(\frac{L_C}{k_C} \right) + \left(\frac{L_D}{k_D} \right) + \left(\frac{1}{h_{\infty,a}} \right) \right] * \frac{1}{A_{techo}}}$$

b) **Coefficientes convectivos.**

Coefficiente convectivo en el interior del turco

$$h_{\infty,t} = 0,53 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

Coefficiente convectivo en el ambiente externo

$$h_{\infty,a} = 1,53 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

c) **Cálculo del área del techo.**

$$A_{techo} = a * L$$

$$A_{techo} = 3,75\text{m} * 5,15\text{m}$$

$$A_{techo} = 19,3125 \text{ m}^2$$

d) **Temperatura inicial y final.**

Temperatura en el interior del turco

$$T_{\infty,s} = 43 \text{ °C}$$

Temperatura en el ambiente externo

$$T_{\infty,a} = 14 \text{ } ^\circ\text{C}$$

e) **Flujo de calor por conducción a través del techo.**

$$q_{Techo} = \frac{(43 - 14)^\circ\text{C}}{\left(\frac{1}{0,53 \frac{W}{m^2^\circ\text{C}}} + \frac{0,006m}{3 \frac{W}{m^\circ\text{C}}} + \frac{0,01m}{1,16 \frac{W}{m^\circ\text{C}}} + \frac{0,25m}{1,63 \frac{W}{m^\circ\text{C}}} + \frac{0,01m}{1,16 \frac{W}{m^\circ\text{C}}} + \frac{1}{1,53 \frac{W}{m^2^\circ\text{C}}} \right) * 19,3125m^2}$$

$$q_{Techo} = 206,45 \text{ W}$$

3.3.3.4.4 Pérdida por el piso.

Se toma $\Delta T = 4 \text{ } ^\circ\text{C}$.

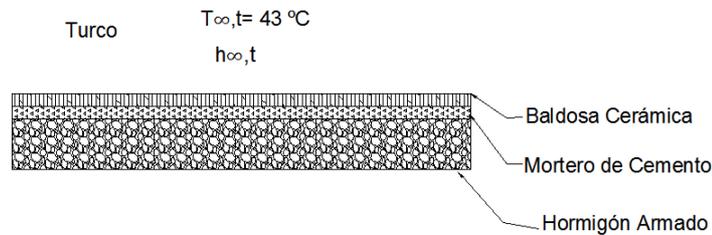


Figura 3.19: Vista seccional del piso.

a) **Circuito térmico equivalente.**

$$q_x = \frac{\Delta T}{\sum R_t * \frac{1}{A_{Piso}}}$$

$$q_x = \frac{\Delta T}{\left[\left(\frac{1}{h_{\infty,t}} \right) + \left(\frac{L_A}{k_A} \right) + \left(\frac{L_B}{k_B} \right) + \left(\frac{L_C}{k_C} \right) \right] * \frac{1}{A_{Piso}}}$$

b) **Coefficiente convectivo.**

Coefficiente convectivo en el interior del turco

$$h_{\infty,t} = 0,91 \frac{W}{m^2^\circ\text{C}}$$

c) **Cálculo del área del piso.**

$$A_{Piso} = (a * L) - (A * 11m)$$

$$A_{Piso} = (3,75m * 5,15m) - (0,9m * 11m)$$

$$A_{Piso} = 9,4125m^2$$

d) **Flujo de calor por conducción a través del piso.**

$$q_{Piso} = \frac{4^{\circ}\text{C}}{\left(\frac{1}{0,53 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}} + \frac{0,006\text{m}}{3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}} + \frac{0,01\text{m}}{1,16 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}} + \frac{0,25\text{m}}{1,63 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}} \right) * 9,4125\text{m}^2}$$

$$q_{Piso} = 18,35 \text{ W}$$

3.3.3.4.5 Pérdida de calor a través de la puerta.

Consideraciones:

1. Estado estacionario, por lo tanto $q = \text{cte}$.
2. Suponemos conducción unidimensional en x.

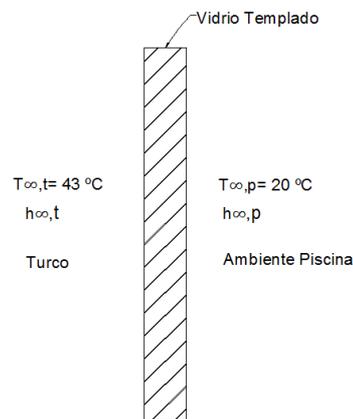


Figura 3.20: Vista seccional de la puerta del turco.

a) **Circuito térmico equivalente.**

$$q_x = \frac{t_{\infty,t} - t_{\infty,p}}{\sum R_t * \frac{1}{A_{Puerta}}}$$

$$q_x = \frac{t_{\infty,s} - t_{\infty,p}}{\left[\left(\frac{1}{h_{\infty,s}} \right) + \left(\frac{L_A}{k_A} \right) + \left(\frac{1}{h_{\infty,p}} \right) \right] * \frac{1}{A_{Puerta}}}$$

b) **Coefficientes convectivos.**

Coefficiente convectivo en el interior del turco

$$h_{\infty,t} = 0,53 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

Coefficiente convectivo en el ambiente de la piscina

$$h_{\infty,p} = 1,31 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

c) **Cálculo del área de la pared P3 y P4.**

$$A_{puerta} = (h * 1m)$$

$$A_{puerta} = (2,15m * 1m)$$

$$A_{puerta} = 2,15m^2$$

Realizando los cálculos de pérdidas de acuerdo al cálculo tipo tenemos los siguientes resultados:

Tabla 3.23: PÉRDIDAS DE CALOR POR CONDUCCIÓN EN EL TURCO.

	PARED P1	PARED P2	PARED P3	PARED P4	TECHO	PISO	PUERTA
Área [m ²]	8,0625	0	7,8105	4,6875	19,3125	9,4125	2,15
Temp. Interior [°C]	43	0	43	43	43		43
Temp. Exterior [°C]	22	0	14	14	14		22
Esesor de la cerámica L _A [m]	0,006	0	0,006	0,006	0,006	0,006	0,006
Esesor del mortero de cemento L _B [m]	0,01	0	0,01	0,01	0,01	0,01	
Esesor del ladrillo/ Hormigón L _C [m]	0,12	0	0,12	0,12	0,25	0,25	
Esesor del enlucido L _D [m]	0,01	0	0,01	0,01	0,01		
Cond. Térmica de la cerámica K _A [W/m°C]	3	0	3	3	3	3	1,16
Cond. Term. mort. de cemento K _B [W/m°C]	1,16	0	1,16	1,16	1,16	1,16	
Cond. Térmica del ladrillo K _C [W/m°C]	0,69	0	0,69	0,69	0,69	1,63	
Cond. Térmica del enlucido K _D [W/m°C]	1,16	0	1,16	1,16	1,16		
Q [W]	87,47	0	82,74	49,86	206,45	18,35	17

3.3.3.4.6 Carga térmica por los usuarios.

Para que se evapore 1 g de sudor de la superficie de la piel se requieren aproximadamente 0,58 kcal las cuales se obtienen del tejido cutáneo, con lo que la piel se enfría y consecuentemente el organismo.

La pérdida es de 15 g de sudor por minuto en el turco.

Tiempo aproximado dentro del turco 20 minutos, pero el análisis lo realizamos para 1 hora asumiendo que entran y salen las 35 personas cada 20 minutos, el turco está diseñado para 35 personas.

Se pierde aproximadamente $15 \frac{g}{min}$ por persona

$$Q_p = 15 \frac{g}{min} * \frac{0,58 kcal}{g} * 60 min$$

$$Q_p = 522 kcal$$

$$Q_p = 522 kcal * 35 personas = 18270 kcal * \frac{1 kW/h}{859 kcal}$$

$$Q_p = 21,3 \frac{kW}{h} * 1 h$$

$$Q_p = 21,3 kW$$

3.3.3.5 Resumen de pérdidas de energía en el turco.

La siguiente tabla muestra las pérdidas de calor existentes en el turco y la carga térmica que producen los usuarios.

Tabla 3.24: PÉRDIDAS DE ENERGÍA POR TRANSFERENCIA DE CALOR Y CARGA TÉRMICA.

Sitio de transferencia	Pérdida [W]
Pared (P1)	65
Pared (P3+P4)	132,6
Pared (P2)	0
Techo	206,45
Piso	18,35
Puerta	17
Carga térmica de personas	21300
Totales	22078

$$q_p = 22078 W$$

3.3.3.6 Potencia teórica del generador de vapor.

Para la potencia necesaria del equipo se deben considerar las pérdidas totales que se producen en una hora y sumar el calor necesario para calentar el aire.

Entonces el calor sensible total es:

$$P_t = q_{s1} + q_p$$

$$P_t = 313 W + 22078W$$

$$P_t = 22391 W$$

$$P_t = 22,4 kW$$

3.3.3.7 Potencia real del generador de vapor.

$$P_r = \frac{P_t}{\eta}$$

Donde:

P_r = Potencia real, en kW.

P_t = Potencia teórica, en kW.

η = Eficiencia, en%.

$$P_r = \frac{22,4 \text{ kW}}{0,8}$$

$$P_r = 28 \text{ kW}$$

3.3.3.8 Cálculo de la masa de vapor.

La masa de vapor encontramos igualando el calor sensible más las pérdidas con el calor latente.

$$q_L = q_{s1} + q_p$$

$$q_L = \dot{m} * \Delta h$$

$$P_t = q_{s1} + q_p$$

$$P_t = 28 \text{ kW}$$

$$P_t = 95609,8 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

$$\dot{m} = \frac{P_t}{\Delta h} = \frac{95609,8 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}}{951,01 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}}$$

$$\dot{m} = 100,5 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

$$\dot{m} = 45,7 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

3.3.3.9 Selección de tuberías de vapor.

Las tuberías de vapor son accesorios que vienen incluidos con la marca del generador de vapor que seleccionemos

3.3.3.10 Esquema hidráulico.

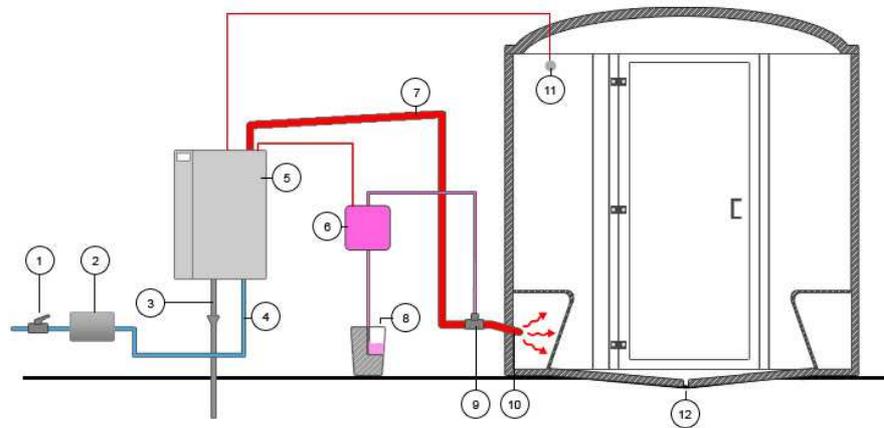


Figura 3.21: Esquema de montaje de un baño turco.

- | | |
|-----------------------------------|---|
| 1. Válvulas de parada. | 7. Tubo de distribución de vapor (10% de inclinación). |
| 2. Filtro. | 8. Reserva de perfume. |
| 3. Evacuación de los condensados. | 9. Te inox con válvula de inyección anti retorno. |
| 4. Agua fría. | 10. Chorro difusión de vapor (sobre un banco o en un nicho) |
| 5. Generador de vapor. | 11. Sonda de temperatura. |
| 6. Bomba perfume. | 12. Vaciado 40mm, suelo con una pendiente de 1/100 para vaciar. |

3.4 Hidromasaje.

3.4.1 Definición del número de usuarios.

El número de usuarios es el parámetro inicial para los cálculos de los equipos ya que de esta variable depende el volumen de agua necesaria en el hidromasaje.

3.4.2 Condiciones requeridas.

En el hidromasaje existen valores de temperatura y velocidades de los hidrojets estandarizados los cuales proporcionan el confort para todos los usuarios.

- Forma clásica octogonal
- La profundidad es variable
- Temperatura del agua de suministro 14 °C
- Temperatura deseada del agua en el hidromasaje 40 °C
- Número de usuarios 8 personas, con un $V = 3 \text{ m}^3$ máximo.

3.4.3 Cálculos y selección de equipos.

3.4.3.1 Cálculo del caudal necesario.

$$Q_{BH} = \frac{V}{t} \quad (3.59)$$

Donde:

Q_{BH} = Caudal total necesario, en *GPM*.

V = Volumen de agua, en m^3 .

t = Tiempo de recirculación, en *min*.

$$V = 0,375 m^3 * N_{usuarios}$$

$$V = 0,375 m^3 * 8 personas$$

$$V = 3 m^3$$

$$t = 12 min$$

$$Q_{BH} = \frac{3 m^3}{12 min}$$

$$Q_{BH} = \frac{3 m^3}{12 min} * \frac{1 min}{60 s}$$

$$Q_{BH} = 4,17(10)^{-3} \frac{m^3}{s}$$

$$Q_{BH} = 15 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_{BH} = 66 GPM$$

3.4.3.2 Cálculo del caudal de cada tubería.

En el hidromasaje existen dos tomas de succión la tubería del skimmer y la tubería del fondo entonces el caudal se divide en 2.

$$Q_s = \frac{Q_{BH}}{2} \quad (3.60)$$

El caudal del skimmer y de la tubería de fondo es.

$$Q_s = \frac{15 \frac{m^3}{h}}{2}$$

$$Q_s = 7,5 \frac{m^3}{h}$$

3.4.3.3 Selección del diámetro de las tuberías de succión y descarga.

Las tuberías se seleccionan con el caudal en el ANEXO 3.

Tubería del skimmer

$$\text{Con } Q_S = 7,5 \frac{m^3}{h} \quad \text{se selecciona} \quad D_S = 1\frac{1}{4} \text{ plg}$$

Tubería de la rejilla de fondo

$$\text{Con } Q_F = 7,5 \frac{m^3}{h} \quad \text{se selecciona} \quad D_F = 1\frac{1}{4} \text{ plg}$$

Tubería de descarga

$$\text{Con } Q_{BH} = 15 \frac{m^3}{h} \quad \text{seleccioo} \quad D_D = 1\frac{1}{2} \text{ plg}$$

3.4.3.4 Selección del filtro de arena.

Para la selección del filtro se lo realiza en el ANEXO 4 con un $Q_{BH} = 15 \frac{m^3}{h}$

Entonces se selecciona un filtro Marca *Jacuzzi* Modelo "22CF5", con un área de filtración de $0,25 \text{ m}^2$ en el cual tenemos solo un tanque de filtración. Además se recomienda una caída en estos filtros de 2.4 m.c.a.

3.4.3.5 Cálculo de la altura útil efectiva (H). [2]

$$H = hs + hd \quad (3.61)$$

$$hs = -hes + hvs + Hrs \pm hpms \quad (3.62)$$

$$hd = -hed + hvd + Hrd \pm hpmd \quad (3.63)$$

Donde:

H = Altura útil efectiva, en m .

hs = Cabeza o columna dinámica de succión, en m .

hes = Cabeza estática de succión, en m .

hvs = Cabeza dinámica de succión, en m .

Hrs = Pérdida de carga en la succión, en m .

$hpms$ = Cabeza de Presión en la succión, en m .

hd = Cabeza o columna dinámica de descarga, en m .

hed = Cabeza estática de descarga, en m .

hvd = Cabeza dinámica de descarga, en m .

Hrd = Pérdida de carga en la descarga, en m .

$hpmd$ = Cabeza de Presión en la descarga, en m .

3.4.3.5.1 Cálculo de la cabeza o columna dinámica de succión (hs).

a) **Cabeza estática de succión.**

Medida desde el nivel de la bomba al nivel de la superficie del agua.

$$h_{es} = 1,4 \text{ m.}$$

b) **Cabeza dinámica de succión.**

$$h_{vs} = \frac{v^2}{2g} \quad (3.64)$$

Caudal que circula por el skimmer

$$Q_s = 7,5 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_s = 0,00208 \frac{m^3}{s}$$

Con $D_s = 1 \frac{1}{4} \text{ plg}$ se selecciona diámetro interno en el ANEXO 5.

$$D_{ints} = 0,0345 \text{ m}$$

$$A_s = 0,00094 \text{ m}^2$$

$$V_s = \frac{Q_s}{A_s}$$

$$V_s = \frac{0,00208 \frac{m^3}{s}}{0,00094 \text{ m}^2}$$

$$V_s = 2,2 \frac{m}{s}$$

$$h_{vs} = \frac{v^2}{2g}$$

$$h_{vs} = \frac{\left(2,2 \frac{m}{s}\right)^2}{19,6 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_{vs} = 0,246 \text{ m}$$

c) **Cabeza de presión en la succión.**

El hidromasaje se encuentra a presión atmosférica por lo tanto

$$h_{pms} = 0$$

3.4.3.5.2 Pérdida de carga en la tubería de succión (Hrs).

Para el análisis de las pérdidas en la succión se toma en cuenta las pérdida en la tubería del Skimmer y en la tubería de fondo, a su vez estos dos sistemas de tuberías se encuentran en paralelo, en un sistema de tuberías en paralelo se toma en cuenta las pérdidas por un solo ramal y por los otros las pérdidas son las mismas.

a) **Pérdidas primarias.**

$$h_1 = \lambda * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g} \quad (3.65)$$

Donde:

h_1 = Pérdidas primarias, en m .

λ = Coeficiente de fricción.

L_o = Longitud de la tubería, en m .

D = Diámetro de la tubería, en m .

V = Velocidad de circulación, en $\frac{m}{s}$

g = Gravedad, en $\frac{m}{s^2}$

$$Q_s = 7,5 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_s = 0,002083 \frac{m^3}{s}$$

$$D_s = 1\frac{1}{4} plg$$

$$D_{ints} = 0,0345 m$$

$$A_s = 0,00094 m^2$$

$$V_s = \frac{Q_s}{A_s}$$

$$V_s = \frac{0,002083 \frac{m^3}{s}}{0,00094 m^2}$$

$$V_s = 2,2 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{\delta * V * D}{\mu} \quad (3.66)$$

Donde:

Re = Número Reynolds.

δ = Densidad del fluido, en $\frac{Kg s^2}{m^4}$.

μ = Viscosidad dinámica, en $\frac{kg\ s}{m^2}$.

Con $T = 40^\circ\ C$ se selecciona las siguientes propiedades en el ANEXO 6.

$$\delta = 101,18 \frac{kg\ s^2}{m^4}$$

$$\mu = 6,69 (10)^{-5} \frac{kg\ s}{m^2}$$

$$Re = \frac{101,18 \frac{kg\ s^2}{m^4} * 2,2 \frac{m}{s} * 0,0345\ m}{6,69 (10)^{-5} \frac{kg\ s}{m^2}}$$

$$Re = 114792$$

Para Reynolds >100000

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log \left(\frac{Re}{\sqrt{\lambda}} \right) - 0,8$$

$$\lambda = 0,0175$$

La tubería tiene una longitud de, $L_o = 6\ m$

$$h_1 = 0,0175 * \frac{6\ m}{0,0345\ m} * \frac{\left(2,2 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9,8 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_1 = 0,75\ m$$

b) **Pérdidas secundarias.**

Tabla 3.25: PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA TUBERÍA DE SUCCIÓN DEL HIDROMASAJE.

Accesorio	Diámetro [plg]	Número de accesorios	L_{eq} [m]	ΣL_{eq} Total [m]
Codo 90°	1 ¼	2	0,7	1,4
Tee	1 ¼	1	1,5	1,5
ΣL_{eq}				2,9

Las pérdidas secundarias se deben al número de accesorios las cuales las encontramos hallado su equivalencia de pérdida en metros de tubería de PVC en el ANEXO 7.

$$h_2 = \lambda * \frac{\Sigma L_{eq}}{D} * \frac{V^2}{2g} \quad (3.67)$$

Donde:

ΣL_{eq} = La sumatoria de las pérdidas por accesorios equivalentes en longitud de tubería de PVC, en *m*.

$$h_2 = 0,0175 * \frac{2,9 \text{ m}}{0,0345 \text{ m}} * \frac{\left(2,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$h_2 = 0,36 \text{ m}$$

$$Hrs = h_1 + h_2$$

$$Hrs = 0,75 \text{ m} + 0,36 \text{ m}$$

$$Hrs = 1,11 \text{ m}$$

$$hs = -hes + hvs + Hrs \pm hpms$$

$$hs = 1,4 \text{ m} + 0,246 \text{ m} + 1,11 \text{ m} \pm 0 \text{ m}$$

$$hs = 2,75 \text{ m}$$

3.4.3.5.3 Cálculo de la cabeza o columna dinámica de descarga (hd).

a) **Cabeza estática de descarga.**

Medida desde el nivel de la bomba al nivel de la superficie del agua

$$hed = 1,4 \text{ m}$$

b) **Cabeza dinámica de descarga.**

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.65)

$$hvd = \frac{v^2}{2g}$$

Tabla 3.26: RESULTADOS DEL PROCEDIMIENTO DE LA ECUACIÓN (3.65).

$Q_{BH} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$	$D_{intD} [m]$	$A_D [m^2]$	$V \left[\frac{m}{s} \right]$	$hvd [m]$
0,00416	0,0404	0,00128	3,2	0,52

c) **Cabeza de presión en la descarga.**

El hidromasaje se encuentra a presión atmosférica por lo tanto

$$h_{pmd} = 0$$

d) **Pérdidas primarias.**

Utilizando el procedimiento de las ecuaciones (3.66) y (3.67).

$$h_1 = \lambda * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g}$$

$$Re = \frac{\delta * V * D}{\mu}$$

Con $T = 40^\circ C$, se selecciona las siguientes propiedades del ANEXO 6.

Tabla 3.27: RESULTADOS DEL PROCEDIMIENTO DE LAS ECUACIONES (3.66).Y (3.67).

$\delta \left[\frac{kg s^2}{m^4} \right]$	$\mu \left[\frac{kg s}{m^2} \right]$	$V \left[\frac{m}{s} \right]$	$D_{intD} [m]$	Re	λ
101,18	$6,69 \times 10^{-5}$	3,2	0,0404	195524	0,016

La tubería tiene una longitud de, $L_o=14,75$ m.

$$h_1 = 0.016 * \frac{14.75 m}{0.0404 m} * \frac{\left(3.2 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.8 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_1 = 3 m$$

e) **Pérdidas secundarias.**

Las pérdidas secundarias se deben al número de accesorios las cuales las encontramos hallado su equivalencia de pérdida en metros de tubería de PVC del ANEXO 7.

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.68)

$$h_2 = \lambda * \frac{\Sigma L_{eq}}{D} * \frac{V^2}{2g}$$

Tabla 3.28: PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA TUBERÍA DE DESCARGA DEL HIDROMASAJE.

Accesorio	Diámetro [plg]	Número de accesorios	L_{eq} [m]	ΣL_{eq} Total [m]
Codo 90°	1 1/2	16	1,2	19,2
Tee	1 1/2	3	7,3	21,9
Intercambiador	--	1	1	1
Filtro de arena	--	1	3,5	3,5
Válvula Check	1 1/2	1	6,8	6,8
Válvula globo	1 1/2	1	36	36
ΣL_{eq}				88,4

$$h_2 = 0,016 * \frac{88,4 \text{ m}}{0,0404 \text{ m}} * \frac{\left(3,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$h_2 = 18 \text{ m}$$

$$Hrd = h_1 + h_2$$

$$Hrd = 3 \text{ m} + 18 \text{ m} = 21 \text{ m}$$

$$hd = hed + hvd + Hrd \pm hpmd$$

$$hd = 1,4 \text{ m} + 0,52 \text{ m} + 21 \text{ m} + 0$$

$$hd = 23 \text{ m}$$

3.4.3.5.4 Altura útil efectiva.

$$H = hs + hd$$

$$H = 2,75 \text{ m} + 23 \text{ m}$$

$$H = 25,75 \text{ m}$$

$$H = 84,5 \text{ ft}$$

3.4.3.5.5 Cálculo de la $NPSH|_d$.

Es la condición de entrada en la succión de la bomba. Depende de la naturaleza del fluido que se esté bombeando, la tubería de succión la ubicación del depósito del fluido y la presión aplicada al fluido en el depósito

Por lo tanto calculamos el $NPSH|_d$ con la siguiente relación

$$NPSH|_d = \frac{P_{at}}{\gamma} + h_{es} - H_{rs} - \frac{P_v}{\gamma} \quad (3.68)$$

Donde:

$NPSH|_d$ = Cabeza neta de succión positiva en la descarga, en ft .

P_{at} = Presión atmosférica de la localidad, en $\frac{lb}{ft^2}$.

γ = Peso específico del agua, en $\frac{lb}{ft^3}$.

hes = Cabeza estática de succión., en m .

Hrs = Pérdida de carga, en m .

P_v = Presión del vapor, en $\frac{lb}{ft^2}$.

La presión del lugar se selecciona con 2750 msnm en el ANEXO 8.

$$P_{at} = 1522,96 \frac{lb}{ft^2}$$

La presión de vapor se selecciona con $T = 40^\circ C = 104^\circ F$ en el ANEXO 9.

$$P_v = 154 \frac{lb}{ft^2}$$

El peso específico se selecciona con una $T = 40^\circ C = 104^\circ F$ en el ANEXO 10.

$$\gamma = 62 \frac{lb}{ft^3}$$

Reemplazando datos tenemos:

$$\frac{P_{at}}{\gamma} = \frac{1522,96 \frac{lb}{ft^2}}{62 \frac{lb}{ft^3}}$$

$$\frac{P_{at}}{\gamma} = 24,56 ft = 7,48 m$$

$$\frac{P_v}{\gamma} = \frac{154 \frac{lb}{ft^2}}{62 \frac{lb}{ft^3}}$$

$$\frac{P_v}{\gamma} = 2,48 ft = 0,755m$$

$$NPSH|_d = \frac{P_{at}}{\gamma} + hes - Hrs - \frac{P_v}{\gamma}$$

$$NPSH|_d = 7,48 m + 1,4 m - 1,11 m - 0,755m$$

$$NPSH|_d = 7 m = 23 ft$$

3.4.3.5.6 Selección de la bomba según el catálogo. [5]

La selección de la Bomba se lo realiza con el caudal “Q” y la Altura útil efectiva “H” en el catalogo de bombas “Pedrollo”.

$$Q_{BH} = 66 \text{ GPM}$$

$$H = 84,5 \text{ ft}$$

Con estos datos hemos seleccionado una bomba.

Modelo PKm 60

Eficiencia del 72%

Caudal 66 GPM

3.4.3.6 Potencia teórica de la bomba de filtración.

$$P_t = \gamma * H * Q \quad (3.69)$$

Donde:

P_t =Potencia teórica de la bomba, en *Hp*.

γ = Peso específico del agua, en $\frac{N}{m^3}$.

H = Altura útil efectiva, en *m*.

Q = Caudal, en $\frac{m^3}{s}$.

Con los datos anteriores calculamos la potencia real de la bomba.

$$\gamma = 62 \frac{lb}{ft^3} = 9740 \frac{N}{m^3}$$

$$Q = 66 \text{ GPM} = 0,00416 \frac{m^3}{s}$$

$$H = 25,75 \text{ m}$$

$$P_t = \gamma * H * Q$$

$$P_t = 9740 \frac{N}{m^3} * 25,75 \text{ m} * 0,00416 \frac{m^3}{s}$$

$$P_t = 1043,34 \text{ W}$$

$$P_t = 1,39 \text{ hp}$$

3.4.3.7 Potencia real de la bomba de filtración.

$$P_r = \frac{P_t}{\eta} \quad (3.70)$$

Donde:

P_r = Potencia real de la bomba, en *hp*.

P_t = Potencia real de la bomba, en *hp*.

η = Eficiencia, en %.

$$n = 72\%$$

$$P_r = \frac{P_t}{\eta}$$

$$P_r = \frac{1,39 \text{ hp}}{0,72}$$

$$P_r = 1,93 \text{ hp}$$

3.4.3.8 Selección de la bomba de presión.

Esta bomba sirve básicamente para masajear a las personas con chorros de agua, en este tipo de bombas se requiere que las mismas manejen un caudal de entre $6(10)^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ y $9(10)^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ con una velocidad de salida de alrededor de 4 m/s por cada hidrojete.

Entonces si tomamos como referencia un caudal de $6(10)^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, y si el hidromasaje tiene 8 hidrojets, tendrá un caudal de la bomba de $4,8 (10)^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$.

Cálculo del diámetro de succión.

$$Q_B = 4,8(10)^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$V_S = 4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$D_s = \sqrt{\frac{4 * Q_B}{\pi * V_S}}$$

$$D_s = \sqrt{\frac{4 * 4,8(10)^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi * 4 \frac{\text{m}}{\text{s}}}}$$

$$D_s = 0,039 \text{ m}$$

Con $D_s = 0,039 \text{ m}$ seleccionar en el ANEXO 7 un diámetro existente.

El diámetro corregido es $D_{sc} = 1\frac{1}{2} \text{ plg}$ con $D_{intS} = 0,0404 \text{ m}$

Corrección de la velocidad con $D_{intS} = 0,0404 \text{ m}$

$$V_{sc} = \frac{Q_B}{A}$$

$$V_{sc} = \frac{4,8(10)^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 4}{\pi * (0,0404 \text{ m})^2}$$

$$V_{sc} = 3,74 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El diámetro de descarga es.

El diámetro corregido es $D_{Dc} = 1\frac{1}{4} \text{ plg}$ con $D_{intD} = 0,0345 \text{ m}$

$$V_{Dc} = \frac{Q_B}{A}$$

$$V_{Dc} = \frac{4,8(10)^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 4}{\pi * (0,0345 \text{ m})^2}$$

$$V_{Dc} = 5,13 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

3.4.3.8.1 Cálculo de la cabeza o columna dinámica de succión (hs).

a) Cabeza estática de succión.

Medida desde el nivel de la bomba al nivel de la superficie del agua.

$$h_{es} = 1,4 \text{ m.}$$

b) Cabeza dinámica de succión.

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.65)

$$h_{vs} = \frac{v^2}{2g}$$

$$V_{sc} = 3,74 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$h_{vs} = 0,71 \text{ m}$$

c) **Cabeza de presión en la succión.**

El hidromasaje se encuentra a presión atmosférica por lo tanto

$$h_{pms} = 0$$

3.4.3.8.2 Pérdida de carga en las tuberías (Hrs).

a) **Pérdidas primarias.**

Utilizando el procedimiento de las ecuaciones (3.66) y (3.67).

$$h_1 = \lambda * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g}$$

$$Re = \frac{\delta * V * D}{\mu}$$

Tabla 3.29: RESULTADOS DEL PROCEDIMIENTO DE LAS ECUACIONES (3.66) y (3.67).

$\delta \left[\frac{kg \ s^2}{m^4} \right]$	$\mu \left[\frac{kgs}{m^2} \right]$	$V_{sc} \left[\frac{m}{s} \right]$	$D_{ints}[m]$	Re	λ
101,18	$6,69 (10)^{-5}$	3,74	0,0404	195524	0,016

La tubería tiene una longitud de, $L_o = 6.5 \text{ m}$

$$h_1 = 0,015 * \frac{6.5 \text{ m}}{0,0404 \text{ m}} * \frac{\left(3,74 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9,8 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_1 = 1,7 \text{ m}$$

a) **Pérdidas secundarias.**

Tabla 3.30: PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA TUBERÍA DE SUCCIÓN.

Accesorio	Diámetro [plg]	Número de accesorios	$L_{eq}[m]$	$\Sigma L_{eq} \text{ Total [m]}$
Codo 90°	1 ½	4	1,2	4,8
V. Compuerta	1 ½	1	6,8	6,8
ΣL_{eq}				11,6

Las pérdidas secundarias se deben al número de accesorios las cuales las encontramos hallado su equivalencia de pérdida en metros de tubería de PVC en el ANEXO 7.

$$h_2 = \lambda * \frac{\Sigma L_{eq}}{D} * \frac{V^2}{2g}$$

Donde:

ΣL_{eq} = La sumatoria de las pérdidas por accesorios equivalentes en longitud de tubería de PVC, en *m*.

$$h_2 = 0,015 * \frac{11,6 \text{ m}}{0,0404 \text{ m}} * \frac{\left(3,74 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$h_2 = 3 \text{ m}$$

$$Hrs = h_1 + h_2$$

$$Hrs = 1,7 \text{ m} + 3 \text{ m}$$

$$Hrs = 4,7 \text{ m}$$

$$hs = -hes + hvs + Hrs \pm hpms$$

$$hs = -1,4 \text{ m} + 0,71 \text{ m} + 4,7 \text{ m} \pm 0 \text{ m}$$

$$hs = 4 \text{ m}$$

3.4.3.8.3 Cálculo de la cabeza o columna dinámica de descarga (hd).

a) **Cabeza estática de descarga.**

Medida desde el nivel de la bomba al nivel de la superficie del agua

$$hed = 1,4 \text{ m}$$

b) **Cabeza dinámica de descarga.**

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.65).

$$hvd = \frac{v^2}{2g}$$

$$V_{DC} = 5,13 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$hvd = 1,3 \text{ m}$$

c) **Cabeza de presión en la descarga.**

El hidromasaje se encuentra a presión atmosférica por lo tanto

$$hpms = 0$$

d) **Pérdidas primarias.**

Utilizando el procedimiento de las ecuaciones (3.66) y (3.67).

$$h_1 = \lambda * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g}$$

$$Re = \frac{\delta * V * D}{\mu}$$

Con $T = 40^\circ \text{C}$, se selecciona las siguientes propiedades del ANEXO 6.

Tabla 3.31: RESULTADOS DEL PROCEDIMIENTO DE LAS ECUACIONES (3.66) y (3.67).

$\delta \left[\frac{kg \ s^2}{m^4} \right]$	$\mu \left[\frac{kg \ s}{m^2} \right]$	$V_{DC} \left[\frac{m}{s} \right]$	$D_{intD} [m]$	Re	λ
101,18	$6,69 (10)^{-5}$	5,13	0,0345	267673	0,0148

La tubería tiene una longitud de, $L_o=10 \text{ m}$.

$$h_1 = 0,0148 * \frac{10 \text{ m}}{0,0345 \text{ m}} * \frac{\left(5,13 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9,8 \frac{m}{s^2}}$$
$$h_1 = 5,75 \text{ m}$$

e) **Pérdidas secundarias.**

Las pérdidas secundarias se deben al número de accesorios las cuales las encontramos hallado su equivalencia de pérdida en metros de tubería de PVC del ANEXO 7.

Utilizando el procedimiento de la ecuaciones (3.68)

$$h_2 = \lambda * \frac{\Sigma L_{eq}}{D} * \frac{V^2}{2g}$$

Tabla 3.32: PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA TUBERÍA.

Accesorio	Diámetro [plg]	Número de accesorios	L _{eq} [m]	Σ L _{eq} Total [m]
Codo 90°	1 $\frac{1}{4}$	6	0,7	4,2
V. Compuerta	1 $\frac{1}{4}$	1	4,9	4,9
Hidrojets	1 $\frac{1}{4}$	8	0,6	4,8
Tee	1 $\frac{1}{4}$	8	1,5	12
ΣL _{eq}				25,9

$$h_2 = 0,0148 * \frac{25,9m}{0,0345 m} * \frac{\left(5,13 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9,8 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_2 = 14,9 m$$

$$H_{rd} = h_1 + h_2$$

$$H_{rd} = 5,75 m + 14,9 m = 20,7 m$$

$$hd = -h_{ed} + h_{vd} + H_{rd} \pm h_{pmd}$$

$$hd = -1,4 m + 1,3 m + 20,7 m + 0$$

$$hd = 20,6 m$$

3.4.3.8.4 Altura útil efectiva.

$$H = h_s + hd$$

$$H = 4 m + 20,6 m$$

$$H = 24,6 m$$

$$H = 80,7 ft$$

3.4.3.8.5 Cálculo de la NPSH_d.

Es la condición de entrada en la succión de la bomba. Depende de la naturaleza del fluido que se esté bombeando, la tubería de succión la ubicación del depósito del fluido y la presión aplicada al fluido en el depósito.

Por lo tanto calculamos el $NPSH|_d$ con la siguiente relación

Utilizando el procedimiento de las ecuaciones (3.69).

$$NPSH|_d = \frac{P_b}{\gamma} + h_{es} - H_{rs} - \frac{P_v}{\gamma}$$

La presión del lugar se selecciona con 2750 msnm en el ANEXO 8.

$$P_{at} = 1522,96 \frac{lb}{ft^2}$$

La presión de vapor se selecciona con $T = 40^{\circ}C = 104^{\circ}F$ en el ANEXO 9.

$$P_v = 154 \frac{lb}{ft^2}$$

El peso específico se selecciona con una $T = 40^{\circ}C = 104^{\circ}F$ en el ANEXO 10.

$$\gamma = 62 \frac{lb}{ft^3}$$

Reemplazando datos tenemos:

$$\frac{P_{at}}{\gamma} = \frac{1522,96 \frac{lb}{ft^2}}{62 \frac{lb}{ft^3}}$$

$$\frac{P_{at}}{\gamma} = 24,56 ft = 7,48 m$$

$$\frac{P_v}{\gamma} = \frac{154 \frac{lb}{ft^2}}{62 \frac{lb}{ft^3}}$$

$$\frac{P_v}{\gamma} = 2,48 ft = 0,755m$$

$$NPSH|_d = \frac{P_{at}}{\gamma} + h_{es} - H_{rs} - \frac{P_v}{\gamma}$$

$$NPSH|_d = 7,48 m + 1,4 m - 0,175 m - 0,755m$$

$$NPSH|_d = 7,95 m = 26 ft$$

3.4.3.8.6 Selección de la bomba según el catálogo. [5]

La selección de la Bomba se lo realiza con el caudal “Q” y la Altura útil efectiva “H” en el catalogo de bombas “Pedrollo”.

$$Q_{BH} = 76 GPM$$

$$H = 80,7 ft$$

Con estos datos hemos seleccionado una bomba.

Modelo HF 20A

Eficiencia del 72%

Caudal 87 GPM

3.4.3.9 Potencia teórica de la bomba de presión.

$$P_t = \gamma * H * Q \quad (3.71)$$

Con los datos anteriores calculamos la potencia real de la bomba.

$$\gamma = 62 \frac{lb}{ft^3} = 9740 \frac{N}{m^3}$$

$$H = 24,6 \text{ m}$$

$$Q_B = 4,8(10)^{-3} \frac{m^3}{s}$$

$$P_t = \gamma * H * Q$$

$$P_t = 9740 \frac{N}{m^3} * 24,6 \text{ m} * 0,0048 \frac{m^3}{s}$$

$$P_t = 1150.1 \text{ W}$$

$$P_t = 1,54 \text{ hp}$$

3.4.3.10 Potencia real de la bomba de presión.

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.71).

$$P_r = \frac{P_t}{\eta}$$

$$n = 63\%$$

$$P_r = \frac{P_t}{\eta}$$

$$P_r = \frac{1,54 \text{ hp}}{0,63}$$

$$P_r = 2,44 \text{ hp}$$

3.4.3.11 Potencia teórica del equipo calefactor.

En el hidromasaje existen valores de temperatura estandarizados los cuales proporcionan el confort para todos los usuarios.

Condiciones requeridas:

- Temperatura máxima = 40°C

- Temperatura mínima = 14°C
- Tiempo de calentamiento = 2 h

Para calentar el agua sin tomar en cuenta las pérdidas tenemos:

$$Q_c = V * \delta * C_p * (T_2 - T_1) \quad (3.72)$$

Donde:

Q_c = Calor requerido para calentar el agua, en W .

δ = Densidad del fluido, en $\frac{kg}{m^3}$.

V = Volumen de agua, en m^3 .

C_p = Calor específico del agua, en $\frac{kJ}{kg K}$.

T_1 = Temperatura del fluido frío, en K .

T_2 = Temperatura del fluido caliente, en K .

$$V = 3 m^3$$

a) **Cálculo de la densidad promedio.**

Con T_1 y T_2 se selecciona la respectiva densidad en el ANEXO 6.

Con $T_1 = 14 \text{ }^\circ\text{C}$ se selecciona $\delta_1 = 999,12 \frac{kg}{m^3}$

Con $T_2 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ se selecciona $\delta_2 = 992,25 \frac{kg}{m^3}$

$$\delta = \frac{999,12 \frac{kg}{m^3} + 992,25 \frac{kg}{m^3}}{2}$$

$$\delta = 995,685 \frac{kg}{m^3}$$

b) **Cálculo del calor específico promedio**

Con T_1 y T_2 se selecciona el respectivo calor específico en el ANEXO 11.

Con $T_1 = 14 \text{ }^\circ\text{C} = 287 K$ se selecciona $C_{p1} = 4,195 \frac{kJ}{kg K}$

Con $T_2 = 40 \text{ }^\circ\text{C} = 313 K$ se selecciona $C_{p2} = 4,174 \frac{kJ}{kg K}$

$$C_p = \frac{4,195 \frac{kJ}{kg K} + 4,174 \frac{kJ}{kg K}}{2}$$

$$C_p = 4,1845 \frac{kJ}{kg K}$$

$$Q_c = 995,685 \frac{kg}{m^3} * 3 m^3 * 4184,5 \frac{J}{kg K} * (313 K - 287 K)$$

$$Q_c = 324 982 622,8 J$$

Se considera que las pérdidas representan el 10% del calor necesario para el calentamiento, entonces el calor total necesario para calentar el agua del hidromasaje será:

$$Q_{ct} = \left(324 982 622,8 + 324 982 622,8 * \frac{10\%}{100\%} \right) J$$

$$Q_{ct} = 357 480 885 J$$

El equipo de calentamiento debe trabajar en alrededor de 2 horas; por lo que de acuerdo a esto la potencia del equipo de calentamiento será:

$$P_t = \frac{Q_{ct}}{t} \tag{3.73}$$

Donde:

P_t = Potencia del equipo de calentamiento, en *kw*.

Q_{ct} = Calor total necesario, en *J*.

t = Tiempo de calentamiento, en *h*.

$$P_t = \frac{357480885 J}{2 h * \frac{3600 s}{1 h}}$$

$$P_t = 49650 \frac{J}{s}$$

$$P_t = 49,65 kW$$

En el mercado comúnmente se encuentran calentadores de agua de 19,2 kW, 23,6 kW, 30,5 kW.

Número de calentadores de agua requeridos.

$$N_c = \frac{P_t}{P_n}$$

Donde:

N_c = Numero de calentadores.

P_t = Potencia teórica, en kW .

P_n = Potencia nominal, en kW .

$$N_c = \frac{49,65 \text{ kW}}{19,2 \text{ kW}}$$

$$N_c = 3$$

Para satisfacer la potencia teórica requerida de 49,65 kW se selecciona 3 equipos de 19,2 kW .

3.4.3.12 Potencia real de equipo calefactor.

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.71).

$$P_r = \frac{P_t}{\eta}$$

$$\eta = 72 \%$$

$$P_r = \frac{49,65 \text{ kW}}{0,72}$$

$$P_r = 69 \text{ kW}$$

3.4.4 Diagrama.

El siguiente esquema muestra las conexiones hidráulicas del hidromasaje.

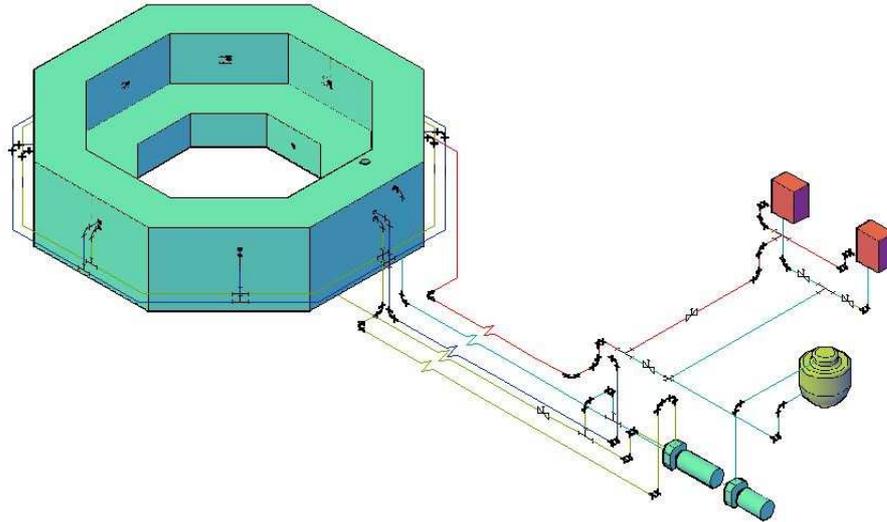


Figura 3.22: Sistema hidráulico del Hidromasaje.

3.5 Agua caliente sanitaria.

3.5.1 Definición del número de usuarios.

El número de usuarios para las duchas lo definimos en 16, 8 para hombres y 8 para mujeres además tenemos 8 lavamanos.

3.5.2 Condiciones requeridas.

El agua caliente ideal en la ducha se obtiene de una mezcla entre agua caliente y fría.

- Número de duchas 16
- Número de lavamanos 8
- Temperatura del agua ambiente 14° C
- Temperatura del agua caliente 50° C
- Temperatura del agua de la ducha 38° C

3.5.3 Potencia teórica del equipo calefactor.

- El agua fría se calentará desde 14° C hasta 38°C al mezclarse con el agua caliente
- El agua caliente se enfriará desde 50° C hasta 38°C al mezclarse con el agua fría.

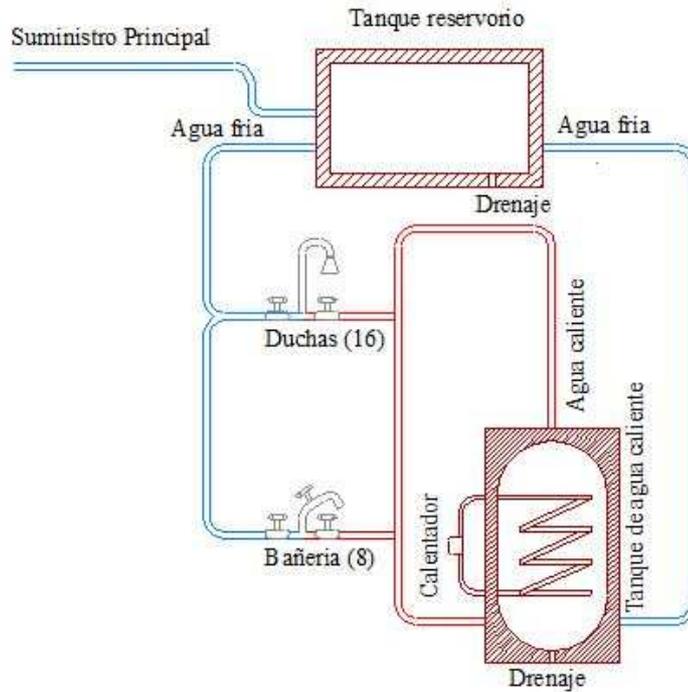


Figura 3.23: Sistema de instalación hidráulica de ACS.

Por lo tanto el calor que gana el agua fría es igual al calor que pierde el agua caliente, es decir:

$$Q_{af} = Q_{ac} \quad (3.74)$$

$$V_{af} * \delta * C_p * \Delta T_1 = V_{ac} * \delta * C_p * \Delta T_2 \quad (3.75)$$

Donde:

Q_{af} = Calor que gana el agua fría, en J .

Q_{ac} = Calor que pierde el agua caliente, en J .

V_{af} = Volumen de agua fría, en m^3 .

δ = Densidad del agua, en kg/m^3 .

C_p = Calor específico del agua a presión constante, en $J/kg \text{ } ^\circ K$.

ΔT_1 = Cambio de temperatura del agua fría, en $^\circ K$.

V_{ac} = Volumen del agua caliente, en m^3 .

ΔT_2 = Cambio de temperatura del agua caliente, en $^\circ K$.

Luego se tiene:

$$\frac{V_c}{V_f} = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \quad (3.76)$$

En este caso $\Delta T_1 = 24$ y $\Delta T_2 = 12$; es decir:

$$V_c = 2 V_f \quad (3.77)$$

El volumen del agua de la ducha será igual al volumen de agua fría más el volumen de agua caliente; es decir:

$$V_T = V_f + V_c \quad (3.78)$$

De esto:

$$V_f = V_T - V_c \quad (3.79)$$

Por lo tanto:

$$V_f = \frac{1}{3} V_T$$
$$V_c = \frac{2}{3} V_T$$

Se sabe por recomendaciones que para que una persona se duche, necesita 60 litros de agua. De esto se observa que la cantidad de agua caliente respecto a la cantidad total de agua para ducharse es: [23]

$$V_c = 40 \frac{lt}{persona}$$

Para que una persona se lave las manos, se necesita 3 litros de agua por persona

$$V_{lm} = 3 \frac{lt}{persona}$$

Si se considera que ingresan al complejo un promedio de 150 personas en el día, entonces se necesita un volumen total de agua caliente de:

$$V_{CT} = V_c * N_p \quad (3.80)$$

$$V_{CT} = 43 \frac{lt}{persona} * (150 personas)$$

$$V_{CT} = 6,45 m^3$$

Para calentar esta cantidad de agua desde 14° C hasta 50° C necesitamos:
Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.73).

$$Q_c = V * \delta * C_p * (T_2 - T_1)$$

Con las temperaturas superior e inferior se selecciona la densidad promedio en el ANEXO 6.

$$\delta = 993,6 \frac{kg}{m^3}$$

Con las temperaturas superior e inferior se selecciona el calor específico promedio en el ANEXO 11.

$$C_p = 4174 \frac{J}{kg^{\circ}K}$$

$$Q_c = 6,45 m^3 * 993,6 \frac{kg}{m^3} * 4174 \frac{J}{kg^{\circ}K} * (323 - 287)^{\circ}K$$

$$Q_c = 9,6(10)^8 J$$

Este calor debe ser obtenido del equipo de calentamiento con una potencia adecuada, el mismo que trabajará un determinado tiempo en el día.

Si consideramos que debe trabajar 6 horas en el día, el equipo tendrá una potencia de:

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.74).

$$P_t = \frac{Q_c}{t}$$

$$P_t = \frac{9,6(10)^8 J}{21600 s}$$

$$P_t = 44,6 kW$$

En el mercado comúnmente se encuentran calentadores de agua con una potencia nominal de 19,2 kW, 23,6 kW, 30,5 kW

Número de calentadores de agua

$$N_c = \frac{P_t}{P_n}$$

$$N_c = \frac{44,6 kW}{23,6 kW}$$

$$N_c = 2$$

Para satisfacer la potencia teórica requerida de 44,6 kW se selecciona 2 equipos de 23,6 kW

3.5.4 Potencia real del equipo calefactor.

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.71)

$$P_r = \frac{P_t}{\eta}$$

$$\eta = 72\%$$

$$P_r = \frac{44,6 \text{ kW}}{0,72}$$

$$P_r = 62 \text{ kW}$$

3.5.5 Volumen de tanque reservorio de agua caliente.

El volumen del tanque de reserva del agua caliente debe tener una capacidad mínima de igual al número de duchas abiertas por 6 minutos y por un factor de seguridad.

Si se consideró que para que una persona se duche se necesita 60 litros de agua durante 6 minutos, se obtiene que el caudal de la ducha será de 10 lt/ min, $10(10)^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$.

Caudal de agua Caliente

$$Q_c = \frac{V_c}{t}$$

$$Q_c = \frac{43 \text{ lt}}{6 \text{ min}}$$

$$Q_c = 7,16 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

$$Q_c = 7,16(10)^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Por lo tanto tenemos:

$$V_{TR} = 1,5 * N * Q_c * t$$

Donde:

V_{TR} = Volumen del tanque reservorio de agua caliente, en m^3 .

N = Número de duchas.

Q_c = Caudal de agua caliente, en m^3/s .

t = Tiempo de referencia, en s.

$$V_{TR} = 1,5 * 16 * 7,16(10)^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{min}} * 6 \text{ min}$$

$$V_{TR} = 1 \text{ m}^3$$

$$V_{TR} = 264 \text{ gal}$$

La bomba de recirculación del agua caliente, debe ser capaz de alimentar adecuadamente al equipo de calentamiento. Por lo general para este tipo de instalaciones se utiliza una bomba con una capacidad de $5,83(10)^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, una altura de 5 m y con una potencia de 0,5 hp.

3.6 Piscina.

3.6.1 Condiciones requerida. [24]

- Forma cuadrada, rectangular.
- Profundidad (fondo), plano, variable.
- Temperatura del agua de suministro 14 °C.
- Temperatura del agua deseada en la piscina 25 °C.

3.6.2 Cálculos y selección de equipos.

3.6.2.1 Cálculo del volumen de agua de la piscina.

La forma de la piscina que analizaremos es una piscina semi olímpica de profundidad variable

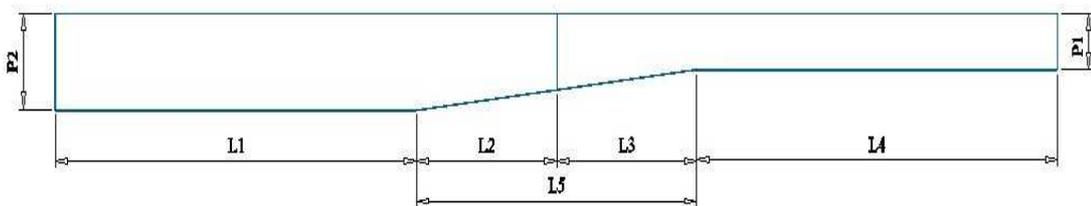


Figura 3.24: Vista lateral del vaso.

Dimensiones del vaso

$$L1 = 9m$$

$$L5 = 7m$$

$$L4 = 9m$$

$$P1 = 1m$$

$$P2 = 1,7m$$

$$A = 12,5 m$$

Volumen 1

$$V1 = A * L1 * P2$$

$$V1 = 12,5m * 9m * 1,7m$$

$$V1 = 191,25 \text{ m}^3$$

Volumen 2

$$x = 1,5 - P1$$

$$x = 1,5m - 1m$$

$$x = 0,5m$$

$$L3 = \frac{x * L5}{P2 - P1}$$

$$L3 = \frac{0,5m * 7m}{1,7 - 1} = 5m$$

$$L2 = L5 - L3$$

$$L2 = 7m - 5m = 2m$$

$$V2 = \frac{(P2 + 1,5m)}{2} * L2 * A$$

$$V2 = \left(\frac{1,7m + 1,5m}{2}\right) * 2m * 12,5m$$

$$V2 = 40 m^3$$

Volumen 3

$$V3 = \frac{(1,5 + P1)}{2} * L3 * A$$

$$V3 = \left(\frac{1,5m + 1m}{2}\right) * 5m * 12,5m$$

$$V3 = 78,125 m^3$$

Volumen 4

$$V4 = A * L4 * P1$$

$$V4 = 12,5m * 9m * 1m$$

$$V4 = 112,5 m^3$$

Volumen total del vaso

$$V_T = V1 + V2 + V3 + V4$$

$$V_T = 191,25 m^3 + 40 m^3 + 78,125 m^3 + 112,5 m^3$$

$$V_T = 422 m^3$$

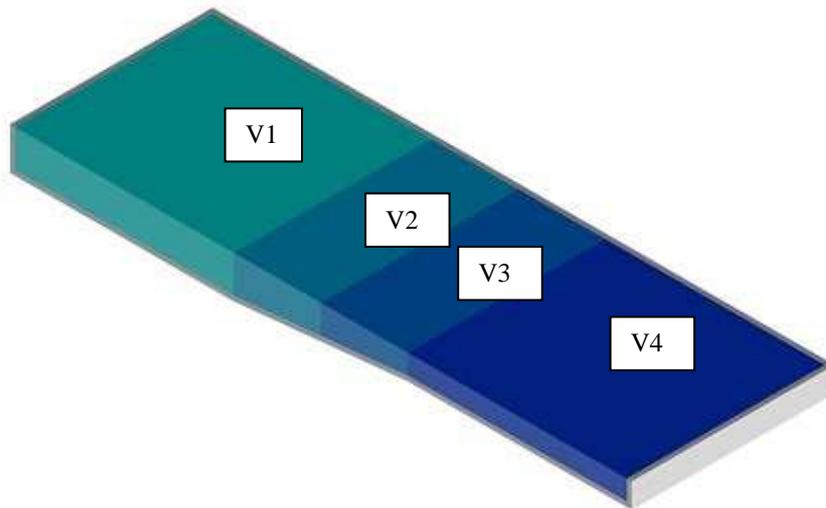


Figura 3.25: Ilustración de los diferentes volúmenes.

3.6.2.2 Selección de la bomba de filtración.

Se considera que la piscina se rige por una normativa que indica que el tiempo de renovación ha de ser igual o inferior a.

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.60)

Para piscinas públicas un ciclo cada 8h.

$$Q_T = \frac{V_T}{t}$$

$$Q_T = \frac{422 \text{ m}^3}{8 \text{ h}}$$

$$Q_T = 52,75 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$Q_T = 232 \text{ GPM}$$

3.6.2.3 Caudal total de succión por los skimmers.

De acuerdo a recomendaciones, se tiene que el 70% de la cantidad de agua en la succión, debe pasar por los Skimmers, y el 30% restante por la rejilla de fondo. [25]

232 GPM	→	100%
Q_2	→	70%

$$Q_2 = \frac{70 * 232 \text{ GPM}}{100}$$

$$Q_2 = 162,4 \text{ GPM}$$

$$Q_2 = 36,9 \frac{m^3}{h}$$

3.6.2.4 Número de skimmers.

Según recomendaciones de fabricantes de Skimmers de debe colocar 1 Skimmer por cada 50 m² de Superficie de piscina esto para piscinas públicas. [26]

$$S = L * A \quad (3.81)$$

Donde:

S = Superficie de la piscina, en m².

L = Longitud de la piscina, en m.

A = Ancho de la piscina, en m.

$$S = L * A$$

$$S = 25m * 12,5m$$

$$S = 312,5 \text{ m}^2$$

$$N_{sk} = \frac{S}{50m^2}$$

$$N_{sk} = \frac{312,5 \text{ m}^2}{50m^2} = 6,25 \text{ u}$$

Por lo tanto se instalaran 6 skimmers

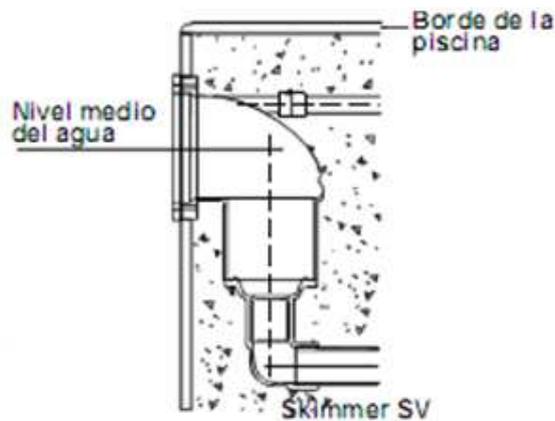


Figura 3.26: Ilustración de un skimmer.

3.6.2.5 Caudal por cada uno de los skimmers.

$$Q_3 = \frac{Q_2}{N_{sk}} \quad (3.82)$$

Donde:

Q_3 = Caudal por cada skimmer, en $\frac{m^3}{h}$.

Q_2 = Caudal total de los skimmers, en $\frac{m^3}{h}$.

N_{sk} = Número de skimmers, en unidades.

$$Q_3 = \frac{36,9 \text{ m}^3}{6 \text{ h}}$$

$$Q_3 = 6,15 \frac{m^3}{h}$$

Caudal de la rejilla de fondo

Se toma el 30% del caudal total

232 GPM	→	100 %
Q_1	→	30 %

$$Q_1 = \frac{30 * 232 \text{ GPM}}{100}$$

$$Q_1 = 69,6 \text{ GPM}$$

$$Q_1 = 15,8 \frac{m^3}{h}$$

3.6.2.6 Caudal de cada inyector.

El número skimmers debe ser igual al número de inyectores.

$$Q_{exp} = \frac{Q_T}{N_{iny}} \quad (3.83)$$

Donde:

Q_{exp} = Caudal de expulsión de cada inyector, en $\frac{m^3}{h}$.

Q_T = Caudal total de retorno, en $\frac{m^3}{h}$.

N_{iny} = Número de inyectores, en unidades.

$$N_{iny} = N_{sk} = 6$$

$$Q_{exp} = \frac{Q_T}{N_{iny}}$$

$$Q_{exp} = \frac{52,75 \frac{m^3}{h}}{6}$$

$$Q_{exp} = 8,8 \frac{m^3}{h}$$

3.6.2.7 Parámetros de selección de la bomba de agua.

Lugar:	Riobamba
Altitud:	2750 m.s.n.m.
Humedad:	75%
Temperatura:	10- 25 °C
Fluido	Agua
Punto de ebullición:	92 °C

Con $T = 25 \text{ °C}$ se selecciona la presión de vapor del fluido en el ANEXO 9

$$P_v = 0,46377 \frac{lb}{plg^2}$$

Con $T = 25 \text{ °C}$ se selecciona las siguientes propiedades del agua en el ANEXO 6.

$$\text{Densidad: } \delta = 101,67 \frac{kg}{m^3}$$

$$\text{Viscosidad dinámica: } \mu = 9,12(10)^{-5} \frac{kg \cdot s}{m^2}$$

3.6.2.8 Selección del diámetro de la tubería de succión y descarga.

Estas tuberías tendrán diámetros diferentes, ya que tanto los Skimmers como los inyectores, manejan diferentes caudales debido a que tenemos sistema de tuberías ramificadas, además el material de las tuberías será de PVC con una resistencia mínima de trabajo de 1 MPa (144,7 p.s.i.).

El diámetro de las tuberías se selecciona con su respectivo caudal en el ANEXO 3.

Para los skimmers se selecciona 2 diámetros.

Tubería para las tomas de cada skimmer

$$\text{Con } Q_3 = 6,15 \frac{m^3}{h} \text{ se selecciona } D_3 = 1 \frac{1}{4} plg$$

Tubería Principal de los Skimmers

Con $Q_2 = 36,9 \frac{m^3}{h}$ se selecciona $D_2 = 3 \text{ plg}$

Tubería de la Rejilla de Fondo

Con $Q_1 = 15,8 \frac{m^3}{h}$ se selecciona $D_1 = 2 \text{ plg}$

Tubería de descarga

Con $Q_T = 52,75 \frac{m^3}{h}$ se selecciona $D = 3 \text{ plg}$

Desde la bomba hasta la Te de distribución y también la tubería principal de descarga.

Con $Q_{exp} = 8,8 \frac{m^3}{h}$ se selecciona $D_{exp} = 1 \frac{1}{4} \text{ plg}$

Desde la tubería principal hasta c/u de las boquillas de impulsión.

3.6.2.9 Selección del filtro de arena.

La selección del filtro de arena la realizamos en el ANEXO 4 con un $Q = 52,75 \frac{m^3}{h}$ si no hay un caudal exacto tomamos uno superior en nuestro caso $Q = 54 \frac{m^3}{h}$ entonces se selecciona un filtro Marca *Jacuzzi* Modelo "54SR8" en el cual tenemos solo un tanque de filtración. Además se recomienda una de presión en estos filtros de 2,5 m.c.a.

3.6.2.10 Cálculo de la altura útil efectiva (H).

$$H = h_s + h_d$$

$$h_s = -h_{es} + h_{vs} + H_{rs} \pm h_{pms}$$

$$h_d = h_{ed} + h_{vd} + H_{rd} \pm h_{pmd}$$

3.6.2.10.1 Cabeza o columna dinámica de succión (hs).

a) Cabeza estática de succión.

Desde el nivel de la bomba al nivel de la piscina

$$h_{es} = 1,05 \text{ m}$$

b) **Cabeza dinámica de succión.**

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.65)

$$h_{vs} = \frac{v^2}{2g}$$

Caudal que succiona cada skimmer

$$Q_3 = 0,001708 \frac{m^3}{s}$$

Con $D_s = 1\frac{1}{4} plg$ se selecciona diámetro interno en el ANEXO 5.

$$D_{int3} = 0,0345 m$$

Tabla 3.33: RESULTADOS DEL PROCEDIMIENTO DE LA ECUACIÓN (3.65).

$Q_3 \left[\frac{m^3}{s} \right]$	$D_{int3} [m]$	$A_3 [m^2]$	$V_3 \left[\frac{m}{s} \right]$	$h_{vs} [m]$
0,001708	0,0345	0,00094	1,82	0,17

c) **Cabeza de presión en la succión.**

Por estar la piscina a presión atmosférica

$$h_{pms} = 0$$

3.6.2.10.2 Pérdida de carga en las tuberías (Hrs).

Para el análisis de las pérdidas en la succión se toma en cuenta las pérdidas en las tuberías de los Skimmers y en la tubería de la Rejilla de fondo, a su vez estos dos sistemas de tuberías se encuentran en paralelo, en un sistema de tuberías en paralelo se toma en cuenta las pérdidas por un solo ramal y por los otros las pérdidas son las mismas, en nuestro caso se determinara las pérdidas primarias y secundarias por el sistema de los skimmers.

a) **Pérdidas primarias.**

Pérdidas primarias desde la toma de los Skimmers hasta la tubería principal de estos:

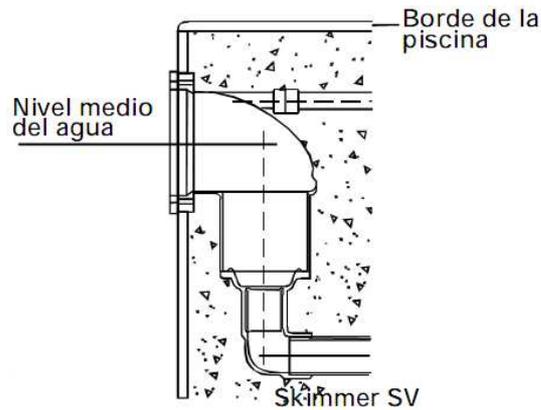


Figura 3.27: Ilustración de la succiones de un skimmer.

Utilizando el procedimiento de las ecuaciones (3.66) y (3.67).

$$h_{1.1} = \lambda_{1.1} * \frac{L_{1.1}}{D_{int3}} * \frac{V_3^2}{2g}$$

$$Re = \frac{\delta * V_3 * D_{int3}}{\mu}$$

$$Re = \frac{101,67 \frac{kg \cdot s^2}{m^4} * 1,83 \frac{m}{s} * 0,0345 \text{ m}}{9,12 (10)^{-5} \frac{kg \cdot s}{m^2}}$$

$$Re = 70383$$

Para $Re < 100000$

$$\lambda_{1.1} = \frac{0,316}{Re^{0,25}}$$

$$\lambda_{1.1} = \frac{0,316}{70383,06^{0,25}}$$

$$\lambda_{1.1} = 0,019$$

La tubería tiene una longitud de, $L_o = 1,17 \text{ m}$

$$h_1 = 0,019 * \frac{1,17 \text{ m}}{0,0345 \text{ m}} * \frac{\left(1,83 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9,8 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_1 = 0,11 \text{ m}$$

b) **Pérdidas secundarias.**

Pérdidas secundarias desde la toma de los Skimmers hasta la tubería principal de estos:

Las pérdidas secundarias se deben al número de accesorios las cuales las encontramos hallado su equivalencia de pérdida en metros de tubería de PVC en el ANEXO 7.

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.68)

$$h_{2.1} = \lambda * \frac{\Sigma L_{eq}}{D} * \frac{V^2}{2g}$$

Tabla 3.34: PÉRDIDA SECUNDARIA EN LA TOMA DEL SKIMMER.

Accesorio	Diámetro [plg]	Número de accesorios	L _{eq} [m]	Σ L _{eq} [m]
Codo 90°	1 ¼	4	0,7	2,8
ΣL _{eq}				2,8

$$h_{2.1} = 0,019 * \frac{2,8 m}{0,0345 m} * \frac{\left(1,83 \frac{m}{s}\right)^2}{19,6 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_{2.1} = 0,26 m$$

$$H_{rs1} = h_{1.1} + h_{2.1}$$

$$H_{rs1} = 0,11 m + 0,26 m$$

$$H_{rs1} = 0,37 m$$

c) **Pérdidas primarias en la tubería principal de los Skimmers.**

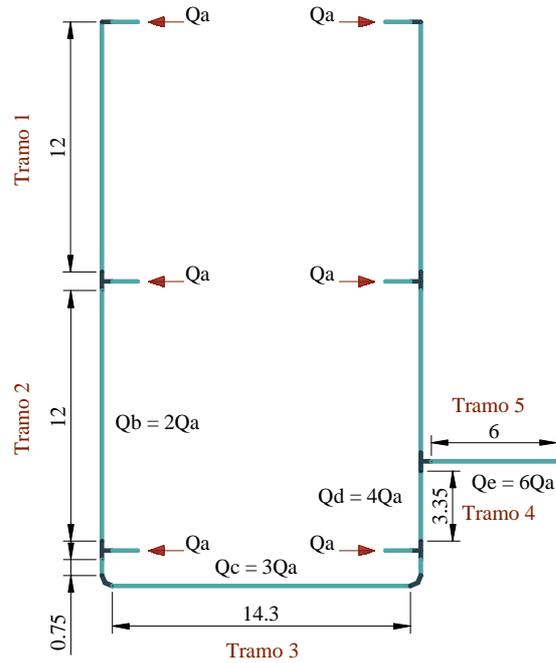


Figura 3.28: Sistema de tuberías de los skimmers.

$$Q_a = 0,001708 \frac{m^3}{s}$$

$$Q_b = 0,003416 \frac{m^3}{s}$$

$$Q_c = 0,005124 \frac{m^3}{s}$$

$$Q_d = 0,006832 \frac{m^3}{s}$$

$$Q_e = 0,00854 \frac{m^3}{s}$$

$$Q_2 = 36,9 \frac{m^3}{h} = 0,01025 \frac{m^3}{s}$$

$$D_2 = 3 plg$$

$$D_{int} = 0,0771 m$$

$$A = 0,00467 m^2$$

Existen 5 tramos de igual diámetro pero de diferente caudal, analizaremos un tramo y los demás tramos se calculan de la misma manera.

Tramo1

Cálculo de la velocidad en el tramo 1

$$V_1 = \frac{Q_a}{A}$$

$$V_1 = \frac{0,001708 \frac{m^3}{s}}{0,00467 m^2}$$

$$V_1 = 0,3657 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{\delta * V * D}{\mu}$$

Tabla 3.35: RESULTADOS DEL PROCEDIMIENTO DE LA ECUACIÓN (3.67).

$\delta \left[\frac{kg s^2}{m^4} \right]$	$\mu \left[\frac{kgs}{m^2} \right]$	$V_1 \left[\frac{m}{s} \right]$	$D_{intD} [m]$	Re	λ
101,67	$9,12 (10)^{-5}$	0,3657	0,0771	31432,38	0,024

$$h_{1.2} = \lambda * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{1.T1} = 0,024 * \frac{12,22 m}{0,0771 m} * \frac{\left(0,3657 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9,8 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_{1.T1} = 0,026 m$$

Tabla 3.36: PÉRDIDAS PRIMARIAS EN LA TUBERÍA DE SUCCIÓN DE LA PISCINA.

Tramos de la succión	$Q \left[\frac{m^3}{s} \right]$	$D [m]$	$A [m^2]$	$L [m]$	$V \left[\frac{m}{s} \right]$	Re	λ	$h1 [m]$
Tramo 1	0,00171	0,077	0,0047	12,2	0,37	31436	0,024	0,026
Tramo 2	0,00342	0,077	0,0047	12,2	0,73	62871	0,020	0,086
Tramo 3	0,00512	0,077	0,0047	15,7	1,09	94307	0,018	0,226
Tramo 4	0,00683	0,077	0,0047	3,8	1,46	125743	0,017	0,092
Tramo 5	0,01025	0,077	0,0047	6,0	2,19	188614	0,016	0,304
							$h1_{total}$	0,733

$$h_{1 total} = 0,733 m$$

d) **Pérdidas secundarias en la tubería principal.**

Las pérdidas secundarias se deben al número de accesorios las cuales las encontramos hallado su equivalencia de perdida en metros de tubería de PVC en el ANEXO 7.

Tramo 1

$$h_{2.T1} = \lambda * \frac{\Sigma L_{eq}}{D} * \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{2.T1} = 0,024 * \frac{1,5 m}{0,0771 m} * \frac{\left(0,366 \frac{m}{s}\right)^2}{19,6 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_{2.T1} = 0,0032 m$$

Tabla 3.37: PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA TUBERÍA DE SUCCIÓN DE LA PISCINA.

	Q [$\frac{m^3}{s}$]	D [m]	A [m ²]	Accesorio	Leq [m]	V [$\frac{m}{s}$]	Re	λ	h2 [m]
T1	0,0017	0,077	0,0047	Codo	1,5	0,36	31436	0,024	0,003
T2	0,0034	0,077	0,0047	2 Tee	16	0,73	62871	0,020	0,113
T3	0,0051	0,077	0,0047	2 codos	3	1,09	94307	0,018	0,043
T4	0,0068	0,077	0,0047	Tee	8	1,46	125743	0,017	0,193
T5	0,0102	0,077	0,0047	Tee+val	48	2,195	188665	0,017	2,556
								h _{2total}	2,908

$$h_{2total} = 2,908 m$$

$$H_{rs2} = h_{1total} + h_{2total}$$

$$H_{rs2} = 0,733 m + 2,908 m$$

$$H_{rs2} = 3,641 m$$

$$H_{rs} = H_{rs1} + H_{rs2}$$

$$H_{rs} = 0,37 m + 3,641 m$$

$$H_{rs} = 4,011 m$$

$$hs = -hes + hvs + Hrs \pm hpms$$

$$hs = -1,05m + 0,17m + 4,011m$$

$$hs = 3 m$$

3.6.2.10.3 Cabeza o columna dinámica de descarga (hd).

a) **Cabeza estática de descarga.**

Desde el nivel de la bomba al nivel de la piscina

$$hed = 1,05 \text{ m}$$

b) **Cabeza dinámica de descarga.**

Calculamos el valor de la velocidad en la descarga

$$V = \frac{Q}{A}$$

$$hvd = \frac{V^2}{2g}$$

$$Q = 232 \text{ GPM}$$

Tabla 3.38: RESULTADOS DEL PROCEDIMIENTO DE LA ECUACIÓN (3.66).

$Q \left[\frac{m^3}{s} \right]$	$D_{int} [m]$	$A [m^2]$	$V \left[\frac{m}{s} \right]$	$hvd [m]$
0,00416	0,0771	0,00467	3,12	0,5

c) **Pérdidas primarias en la tubería de descarga.**

El caudal de descarga se divide en dos caudales iguales en el sistema de distribución se analiza las pérdidas por el ramal más largo.

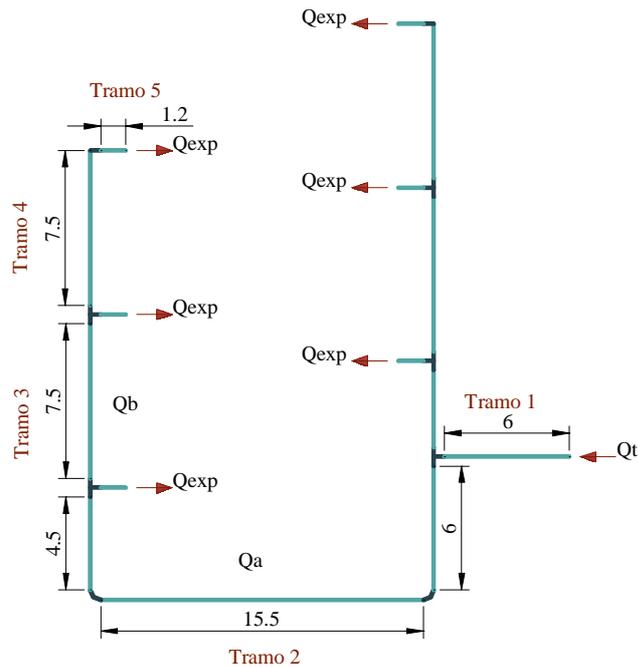


Figura 3.29: Sistema de tuberías en la descarga.

$$Q_t = 0,0146 \frac{m^3}{s}$$

$$Q_{exp} = 0,00243 \frac{m^3}{s}$$

$$Q = 0,0073 \frac{m^3}{s}$$

$$Q_b = 0,004867 \frac{m^3}{s}$$

Q

Existen 6 tramos los cuales tienen diferentes caudales

Tramo 1

Utilizando el procedimiento de las ecuaciones (3.66) y (3.67).

$$L = 8,48 \text{ m}$$

$$D = 0,0771 \text{ m}$$

$$h_1 = \lambda * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g}$$

$$Re = \frac{\delta * V * D}{\mu}$$

Tabla 3.39: RESULTADOS DEL PROCEDIMIENTO DE LAS ECUACIONES (3.66) y (3.67).

$\delta \left[\frac{kg \ s^2}{m^4} \right]$	$\mu \left[\frac{kg \ s}{m^2} \right]$	$V \left[\frac{m}{s} \right]$	$D_{intD} [m]$	Re	λ
101,67	$9,12 (10)^{-5}$	3,12	0,0771	268168	0,015

Pérdidas debidas a la longitud de tubería.

$$h_1 = \lambda * \frac{L_o}{D} * \frac{V^2}{2g}$$

$$D_i = 0,0771 \text{ m}$$

$$L_o = 8,48 \text{ m}$$

$$h_{1T1} = 0,015 * \frac{8,48 \text{ m}}{0,0771 \text{ m}} * \frac{\left(3,12 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9,8 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_{1T1} = 0,82 \text{ m}$$

Tramo 2

$$Q_a = 0,0073 \frac{m^3}{s}$$

$$V = 1,5631 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{101,67 \frac{kg \cdot s^2}{m^4} * 1,5631 \frac{m}{s} * 0,0771 m}{9,12 (10)^{-5} \frac{kg \cdot s}{m^2}}$$

$$Re = 134650$$

Para tuberías Lisas.- Para valores de Re hasta 3000000, aproximadamente, la ecuación de Von Karman, modificada por Prandtl es.

$$\lambda = 0.017$$

$$h_{1T2} = \lambda * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{1T2} = 0,017 * \frac{26,35 m}{0,0771 m} * \frac{(1,563 \frac{m}{s})^2}{2 * 9,8 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_{1T2} = 0,7242 m$$

Tabla 3.40: PÉRDIDAS PRIMARIAS EN LA TUBERÍA DE DESCARGA DE LA PISCINA.

Tramos de descarga	Q [$\frac{m^3}{s}$]	D [m]	A [m^2]	L [m]	V [$\frac{m}{s}$]	Re	λ	h1[m]
Tramo 1	0,0146	0,077	0,00467	8,5	3,13	268713	0,015	0,823
Tramo 2	0,0073	0,077	0,00467	26,4	1,56	134356	0,017	0,724
Tramo 3	0,00487	0,077	0,00467	7,4	1,04	89577	0,018	0,097
Tramo 4	0,0024	0,077	0,00467	7,49	0,52	44798	0,021	0,028
Tramo5	0,00243	0,035	0,00094	1,48	2,60	100140	0,018	0,267
Tramo Inter. Calor	0,00487	0,062	0,003	8,78	1,613	111492	0,017	0,314
							h ₁	2,253

d) **Pérdidas secundarias.**

Las pérdidas secundarias se deben al número de accesorios las cuales las encontramos hallado su equivalencia de pérdida en metros de tubería de PVC en el ANEXO 7.

Tramo 1.- Después de la bomba.

$$h_{2T1} = \lambda * \frac{\Sigma L_{eq}}{D} * \frac{V^2}{2g}$$

$$Q_t = 0,0146 \frac{m^3}{s}$$

$$A = 0,00467 m^2$$

$$V = 3,126 \frac{m}{s}$$

Tabla 3.41: PÉRDIDAS SECUNDARIA EN EL TRAMO 1 EN LA DESCARGA.

Accesorio	Diámetro [plg]	Número de accesorios	L _{eq} [m]	Σ L _{eq} [m]
Válvula globo	3	1	38	38
Válvula Check	3	2	9,3	18,6
Codo 90°	3	8	1,5	12
Tee salida lateral	3	2	8	16
ΣL _{eq}				84,6

$$h_{2T1} = \lambda * \frac{\Sigma L}{D} * \frac{v^2}{2g}$$

$$h_{2T1} = 0,015 * \frac{84,6 m}{0,0771 m} * \frac{\left(3,126 \frac{m}{s}\right)^2}{19,6 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_{2T1} = 8,2 m \ 9,68 m$$

Pérdida producida en el filtro de arena, y en la válvula de 6 vías.

Según los catálogos de los fabricantes la caída promedio que se realizan en los filtros es de 2,5 m.c.a, y en las válvulas de 6 vías

Filtro de arena = 2,5 m

Válvula de 6 vías = 1 m

$$h_{2T1.2} = 2,5 m + 1m = 3,5 m$$

Tramo 2.

Tabla 3.42: PÉRDIDAS SECUNDARIA EN EL TRAMO 2 EN LA DESCARGA.

Accesorio	Diámetro [plg]	Número de accesorios	L _{eq} [m]	Σ L _{eq} [m]
Codo 90°	3	2	1,5	3
Tee	3	1	8	8
ΣL _{eq}				11

Tramo 3.

Tabla 3.43: PÉRDIDAS SECUNDARIA EN EL TRAMO 3 EN LA DESCARGA.

Accesorio	Diámetro [plg]	Número de accesorios	L_{eq} [m]	ΣL_{eq} [m]
Tee salida lateral	3	1	8	8
ΣL_{eq}				8

Tramo 4.

Tabla 3.44: PÉRDIDAS SECUNDARIA EN EL TRAMO 4 EN LA DESCARGA.

Accesorio	Diámetro [plg]	Número de accesorios	L_{eq} [m]	ΣL_{eq} [m]
Codo 90°	3	2	1,5	3
Tee salida lateral	3	1	8	8
ΣL_{eq}				11

Tramo en el intercambiador de calor.

Tabla 3.45: PÉRDIDAS SECUNDARIA EN EL TRAMO DEL CALENTADOR DE AGUA.

Accesorio	Diámetro [plg]	Número de accesorios	L_{eq} [m]	ΣL_{eq} [m]
Válvula globo	2	3	38	114
Codo 90°	2	8	1,3	10,4
Tee salida lateral	2	2	7,6	15,2
ΣL_{eq}				139,6

Tabla 3.46: PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA DESCARGA DE LA PISCINA.

	$Q \left[\frac{m^3}{s} \right]$	D [m]	A [m ²]	Leq [m]	$V \left[\frac{m}{s} \right]$	Re	λ	h_2 [m]
Tramo 1	0,0146	0,077	0,00467	84,6	3,127	268785	0,015	8,212
Tramo 2	0,0073	0,077	0,00467	11	1,564	134393	0,017	0,294
Tramo 3	0,00487	0,077	0,00467	8	1,042	89601	0,018	0,105
Tramo 4	0,0024	0,077	0,00467	11	0,521	44810	0,021	0,042
Tramo 5	0,0024	0,036	0,00093	11	2,604	100140	0,018	1,985
Tramo Int. Calor	0,00487	0,062	0,003	139,6	1,613	111492	0,0176	4,185
							h_{2acc}	14,822

Pérdidas por accesorios de todos los tramos

$$h_{2acc} = 14,82 \text{ m}$$

Pérdida en el filtro de arena y válvula selectora

$$h_{2FA} = 3,5 \text{ m}$$

Pérdida en el intercambiador de calor

$$h_{2IC} = 1 \text{ m}$$

Sumatoria de pérdidas de carga secundarias.

$$h_2 = h_{2acc} + h_{2FA} + h_{2IC}$$

$$h_2 = 14,82 \text{ m} + 3,5 \text{ m} + 1 \text{ m}$$

$$h_2 = 19,32 \text{ m}$$

$$H_{rd} = h_1 + h_2$$

$$H_{rd} = 2,253 \text{ m} + 19,32 \text{ m}$$

$$H_{rd} = 21,57 \text{ m}$$

e) **Cabeza estática de descarga.**

Desde el nivel de la bomba al nivel de la piscina

$$hed = 1,05 \text{ m}$$

f) **Cabeza dinámica de descarga.**

En cada impulsión tenemos la misma velocidad

$$hvd = \frac{v^2}{2g}$$

$$hvd = \frac{\left(2,6 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{19,6 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$hvd = 0,34 \text{ m}$$

g) **Cabeza de presión en la succión.**

Por estar la piscina a presión atmosférica

$$hpms = 0$$

$$hd = -hed + hvd + Hrd \pm hpmd$$

$$hd = 1,05 \text{ m} + 0,34 \text{ m} + 21,57 \text{ m}$$

$$hd = 23 \text{ m}$$

3.6.2.10.4 Altura útil.

$$H = hd + hs$$

$$H = 23 \text{ m} + 3 \text{ m}$$

$$H = 26 \text{ m}$$

$$H = 85,3 \text{ ft}$$

3.6.2.10.5 Cálculo de la NPSH_d.

Para comprobar que la bomba está bien seleccionada se debe cumplir con la condición: $NPSH|_d > NPSH|_R$

Por lo tanto calculamos el $NPSH|_d$ con la siguiente relación:

$$NPSH|_d = \frac{P_{at}}{\gamma} + h_{es} - H_{rs} - \frac{P_v}{\gamma}$$

Con 2750 msnm, se selecciona $P_{at} = 1522,96 \frac{lb}{ft^2}$ en el ANEXO 8.

Con 25 °C, se selecciona $P_v = 66,78 \frac{lb}{ft^2}$ en el ANEXO 9.

Con 25 °C, se selecciona $\gamma = 62,22 \frac{lb}{ft^3}$ en el ANEXO 10.

$$\frac{P_{at}}{\gamma} = \frac{1522,96 \frac{lb}{ft^2}}{62,22 \frac{lb}{ft^3}} = 24,477 \text{ ft} = 7,46 \text{ m}$$

$$\frac{P_v}{\gamma} = \frac{66,78 \frac{lb}{ft^2}}{62,22 \frac{lb}{ft^3}} = 1,0733 \text{ ft} = 0,3271 \text{ m}$$

$$NPSH|_d = 7,46 \text{ m} + 1,05 \text{ m} - 3,185 \text{ m} - 0,3271 \text{ m}$$

$$NPSH|_d = 5 \text{ m} = 16,4042 \text{ ft}$$

Como $NPSH|_d > NPSH|_R$ se selecciona la bomba.

3.6.2.10.6 Selección de la bomba según el catálogo. [4]

La selección de la Bomba se lo realiza con el caudal “Q” y la Altura útil efectiva “H” en el catálogo de la “GOULDS”.

$$Q = 232 \text{ GPM}$$

$$H = 85,3 \text{ ft}$$

Con estos datos hemos seleccionado una bomba.

Modelo 3298 2x3-6,06

Eficiencia del 68%

Caudal 280 GPM

3.6.2.10.7 Potencia teórica de la bomba.

$$P_t = \gamma * H * Q$$

Con los datos anteriores calculamos la potencia real de la bomba.

$$\gamma = 62,22 \frac{lb}{ft^3} = 9774,762 \frac{N}{m^3}$$

$$Q = 232 \text{ GPM} = 0,014653 \frac{m^3}{s}$$

$$H = 26 \text{ m}$$

$$P_t = \gamma * H * Q$$

$$P_t = 9774,762 \frac{N}{m^3} * 26 \text{ m} * 0,014653 \frac{m^3}{s}$$

$$P_t = 3723,9 \text{ W}$$

$$P_t = 5 \text{ hp}$$

3.6.2.10.8 Potencia real de la bomba.

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.71).

$$P_r = \frac{P_t}{\eta}$$

$$P_r = \frac{5 \text{ hp}}{0,68}$$

$$P_r = 7,35 \text{ hp}$$

3.6.2.11 Selección del calentador de agua.

3.6.2.11.1 Pérdidas de calor. [27]

a) **Pérdidas por evaporación.**

Sin considerar el aporte de humedad de los espectadores.

Masa de evaporación

Aplicando la fórmula de Bernier

$$Me = S[(16 + 133nb)(We - Ga * Was)] + 0,1Ne \quad (3.84)$$

Donde:

Me = Masa de agua evaporada, en $\frac{kg}{h}$.

Ga = Grado de saturación.

We = Humedad absoluta del aire saturado a la temperatura del agua, en $\frac{kg_{ag}}{kg_a}$.

Was = Humedad absoluta del aire saturado a la temperatura del aire interior, en $\frac{kg_{ag}}{kg_a}$.

S = Superficie de la piscina, en m^2 .

nb = Número de bañistas.

Ne = Número de espectadores.

Las siguientes propiedades se seleccionan del ANEXO 13 con sus respectivas temperaturas

$$We = 0.0200 \quad a \quad 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Was = 0.0240 \quad a \quad 28 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$S = 25m * 12,5m$$

$$S = 312,5 \text{ } m^2$$

$$nb = 20 \text{ bañistas}$$

$$Ne = 5 \text{ espectadores}$$

b) **Agua en reposo.**

$$Me_1 = 16 (We - Ga * Was) \quad (3.85)$$

$$Me_1 = 16 (0,0200 - 0,65 * 0,0240)$$

$$Me_1 = 0,0704 \frac{kg_{agua}}{h * m^2}$$

$$Me_1 = 0,0704 * 312,5 m^2 = 22 \frac{kg}{h}$$

c) **Agua con bañistas.**

$$Me_2 = 133nb (We - Ga * Was) \quad (3.86)$$

$$Me_2 = 133 * 20 * (0,0200 - 0.65 * 0,0240)$$

$$Me_2 = 11,7 \frac{kg}{h}$$

d) **Masa de evaporación total.**

$$Me = Me_1 + Me_2 + 0,1 * Ne \quad (3.87)$$

$$Me = 22 + 11,7 + 0,18 * 5$$

$$Me = 34,204 \frac{kg}{h}$$

e) **Pérdidas por evaporación.**

$$Qe = Me * Cv \quad (3.88)$$

$$Qe = 34,204 \frac{kg}{h} * 676 \frac{W * h}{kg}$$

$$Qe = 23121,9 W$$

f) **Pérdidas por radiación.**

Como se tiene piscina cubierta estas pérdidas se desprecian

g) **Pérdidas por convección.**

Como el recinto se encuentra a similar temperatura estas pérdidas las vamos a despreciar.

h) **Pérdidas por renovación.**

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.73)

$$Q_R = V_r * \delta * C_e * (T_{ag} - T_x) \quad (3.89)$$

$$V_r = 0.05 * V_T \quad (3.90)$$

$$V_r = 0,05 * 422 m^3$$

$$V_r = 21,1 m^3$$

$$D = 1000 \frac{kg}{m^3}$$

$$C_e = 1,16 \frac{W * h}{kg * ^\circ C}$$

$$T_{ag} = 25 ^\circ C$$

$$T_x = 14 ^\circ C$$

$$Q_R = 21,1 m^3 * 1000 \frac{kg}{m^3} * 1,16 \frac{W * h}{kg * ^\circ C} * (25 - 14) ^\circ C$$

$$Q_R = 269236 W * h$$

Pérdida diaria

$$Q_R = 269236 W * h * \frac{1 día}{24h}$$

$$Q_R = 11218 W$$

i) **Pérdidas por conducción.**

$$Q_T = C_t * A * (T_{ag} - T_{ex}) \quad (3.91)$$

Donde:

Q_T = Pérdidas de calor por conducción, en w.

C_t = Coeficiente de transmisión de muros y solería, en $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$.

A = Área lateral de la piscina, en m^2 .

T_{ag} = Temperatura del agua, en $^\circ C$

T_{ex} = Temperatura del exterior, en $^\circ C$.

$$C_t = 1.50 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$A_{c.v} = A_1 + A_2 + 2A_3 + A_4$$

$$T_{ag} = 25 ^\circ C$$

$$T_{ex} = 14 ^\circ C$$

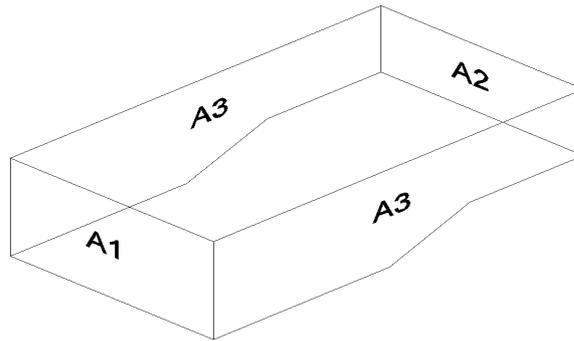


Figura 3.30: Paredes de transferencia de calor.

$$A1 = P2 * A$$

$$A1 = 1,7m * 12,5m$$

$$A1 = 21,25 m^2$$

$$A2 = P1 * A$$

$$A2 = 1m * 12,5m$$

$$A2 = 12,5m^2$$

$$A3 = A3_1 + A3_2 + A3_3$$

$$A3 = L1 * P2 + \left(\frac{P2 + P1}{2}\right) * L5 + L4 * P1$$

$$A3 = 9m * 1,7m + \left(\frac{1,7m + 1m}{2}\right) * 7m + 7m * 1m$$

$$A3 = 15,3 m^2 + 9,45m^2 + 7m^2$$

$$A3 = 33,75 m^2$$

$$A4 = A4_1 + A4_2 + A4_3$$

$$A4 = L1 * A + L6 * A + L4 * A = (L1 + L6 + L4) * A$$

$$L6 = \sqrt{(P2 - P1)^2 + L5^2} = \sqrt{(1,7m - 1m)^2 + (7m)^2}$$

$$L6 = 7,03 m$$

$$A4 = (9m + 7,03m + 9m) * 12,5m$$

$$A4 = 313m^2$$

$$A_{c,v} = (21,25 + 12,5 + 2 * 33,75 + 313)m^2$$

$$A_{c,v} = 414,18 m^2$$

$$Q_T = C_P * A * (T_{ag} - T_{ex})$$

$$Q_T = 1.50 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 414,18 m^2 * (25 - 14)^\circ C$$

$$Q_T = 6834,07 W$$

3.6.2.12 Resumen de pérdidas por transferencia de calor en la piscina.

Tabla 3.47: PÉRDIDAS DE CALOR EN LA PISCINA.

	Totales [W]	%
Pérdidas por evaporación	23 121,90	58,85
Pérdidas por radiación	0	0,00
Pérdidas por convección	0	0,00
Pérdidas por renovación	1 1218,00	27,07
Pérdidas por conducción	6 834,07	14,08
Totales [W]	41 173,97	100,00
Totales [Btu/h]	140 594,27	

$$Q_r = 140\,594,27 \frac{Btu}{h}$$

A la vista de estos datos, es fácil concluir, que desde el punto de vista de Ahorro Energético, habría que actuar sobre las pérdidas por evaporación, durante las horas de no utilización de la piscina, colocando una manta térmica que cubra la lámina de agua, y recuperar mediante un intercambiador de placas la energía calorífica de los casi 25 m³ de agua a 25°C que hay que tirar diariamente.

Con estas dos actuaciones se podría ahorrar hasta un tercio de la energía consumida, teniendo en cuenta que más de ocho diarias casi no habría pérdidas por evaporación y que fácilmente podríamos recuperar el 50% de las pérdidas por renovación del agua mediante un intercambiador agua -agua para precalentar el agua de reposición.

3.6.2.13 Potencia teórica del equipo calefactor.

Cuando haya que llenar el vaso de la piscina completamente con agua de red, la potencia calorífica necesaria es superior a la de mantenimiento, que es la que hemos calculado anteriormente. Para determinarla tendremos que aplicar la siguiente fórmula.

$$P_o = V * \delta * C_{p\ H2O} * \frac{\Delta T}{t} \quad (3.92)$$

Donde:

P_o = Potencia necesaria para calentar el agua, en $\frac{Btu}{h}$.

V = Volumen de agua, en ft^3 .

δ = Densidad del agua, en $\frac{lb}{ft^3}$.

$C_{p\ H2O}$ = Calor específico del agua, en $\frac{Btu}{lb\ ^\circ F}$.

ΔT = Variación de temperatura, en $\frac{^\circ F}{h}$.

$$V = 422 \text{ m}^3 = 14\,902,8 \text{ ft}^3$$

$$\delta = 62,34 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$C_{E_{H_2O}} = 1 \frac{\text{Btu}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$$

Se considera [6]

$$\Delta T = 1,2 \frac{^\circ\text{F}}{\text{h}}$$

$$P_o = 14\,902,8 \text{ ft}^3 * 62,34 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} * 1 \frac{\text{Btu}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}} * 1,2 \frac{^\circ\text{F}}{\text{h}}$$

$$P_o = 1\,114\,847 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

$$P_t = P_o + Q_r$$

Donde:

P_t = Potencia teórica del equipo calefactor, en $\frac{\text{Btu}}{\text{h}}$.

P_o = Potencia necesaria para calentar el agua, en $\frac{\text{Btu}}{\text{h}}$.

Q_r = Pérdidas de calor en la piscina, en $\frac{\text{Btu}}{\text{h}}$.

$$P_t = 1\,114\,847 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} + 140\,594,27 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

$$P_t = 1\,255\,441,27 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

El calor sensible calculado es de $1\,255\,441,27 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$ y con el volumen de la piscina 422 m^3 procedemos a elegir el equipo necesario para cumplir la función establecida.

$$P_t = 326517,9 \frac{\text{J}}{\text{s}}$$

3.6.2.14 Potencia real del equipo calefactor.

$$P_r = \frac{P_t}{\eta}$$

P_r = Potencia real, en $\frac{\text{Btu}}{\text{h}}$

P_t = Potencia teórica, en $\frac{\text{Btu}}{\text{h}}$

η = Eficiencia.

$$P_r = \frac{1\,255\,441,27 \frac{Btu}{h}}{0,8}$$

$$P_r = 1\,569\,301,8 \frac{Btu}{h}$$

En el mercado comúnmente se encuentran calentadores de agua para piscinas de las siguientes potencias.

$$P = 311\,000 \frac{Btu}{h}$$

$$P = 400\,000 \frac{Btu}{h}$$

$$P = 624\,000 \frac{Btu}{h}$$

$$P = 648\,000 \frac{Btu}{h}$$

Número de calentadores de agua.

$$N_c = \frac{P_t}{P_n}$$

Donde:

N_c = Numero de calentadores.

P_t = Potencia teórica, en Kw.

P_n = Potencia nominal, en Kw.

$$N_c = \frac{1\,255\,441,27 \frac{Btu}{h}}{400\,000 \frac{Btu}{h}}$$

$$N_c = 3,1$$

Para satisfacer la potencia teórica requerida de $1255441,27 \frac{Btu}{h}$ se selecciona 3 equipos de $400\,000 \frac{Btu}{h}$.

3.6.3 Selección del intercambiador de calor.

Los intercambiadores de calor para piscina constituyen un método simple para calentar el agua de la piscina indirectamente desde una caldera de calefacción central o paneles solares.

Las capacidades de rendimiento del intercambiador de calor se basan en un ciclo de 8 horas del agua de la piscina a través del intercambiador de calor. Las cifras se basan en una temperatura del agua de la piscina de 30 °C y una temperatura de entrada del agua de la caldera de 82°C

El intercambiador de calor se selecciona del ANEXO 12 con el volumen de la piscina.

Con un volumen $V_T = 422 \text{ m}^3$ el intercambiador de calor es:

Marca: Bowman

Tipo: 3709-3

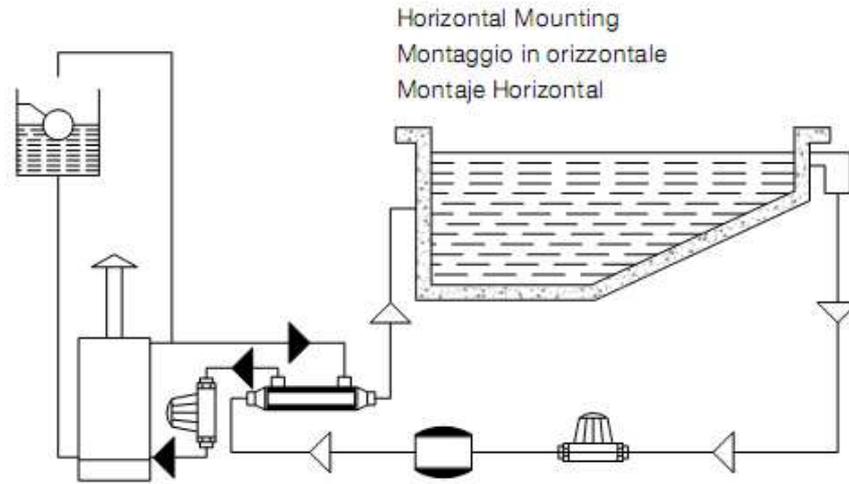


Figura 3.31: Montaje horizontal del intercambiador de calor.

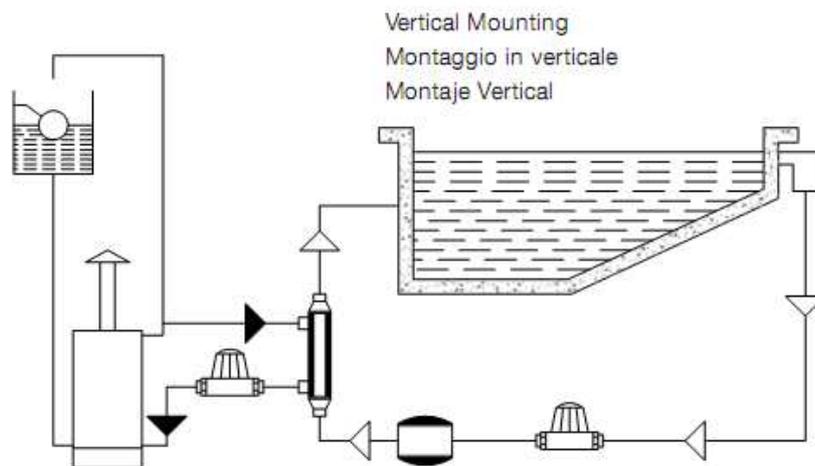


Figura 3.32: Montaje vertical del intercambiador de calor.

3.7 Análisis de las alternativas y selección de la(s) más adecuada(s) con el criterio de uso eficiente de la energía.

3.7.1 Calentadores de agua.

En el mercado industrial, podemos encontrar varios sistemas y equipos de calentamiento para piscinas, hidromasajes los más usuales y conocidos en la actualidad, están los eléctricos, paneles solares, calentadores a gas natural o GLP, ofertados en el país de casas extranjeras especialmente Americanas, por lo que se analizara cual es el mejor sistema de y posterior a esto cual es el equipo más óptimo y que cumpla el objetivo principal que es calentar el agua con alto rendimiento y menor costo de operación y mantenimiento.

3.7.1.1 Calentadores eléctricos.

Por su costo elevado no son muy utilizados, por lo que son factibles de utilizar solo en piscinas pequeñas o spa.

En forma empírica la capacidad del caldero eléctrico es de 1,0 kW por cada m³ de agua.

Antes de seleccionar esta alternativa se debe preponderar al parámetro más importante como es el volumen total de la piscina y la fuente de energía o tipo de generación, para luego determinar si es factible o no utilizarlo.

El volumen de la piscina es de 422 m³

El costo del kW /h es de 8 Centavos de dólar

$$\begin{array}{ccc} 1 \text{ kW} & \longrightarrow & 1 \text{ m}^3 \\ Pt & \longrightarrow & 422 \text{ m}^3 \end{array}$$

$$Pt = \frac{1 \text{ kW} * 422 \text{ m}^3}{1 \text{ m}^3}$$

$$Pt = 422 \text{ kW}$$

$$\text{Costo} = 422 \frac{\text{kW}}{\text{h}} * 0,08 \frac{1}{\text{kW}}$$

$$\text{Costo} = \frac{33,76}{\text{h}}$$

Costo diario si el calentador trabaja 8 horas

$$\text{Costo diario} = \frac{33,76}{\text{h}} * 8 \text{ h}$$

$$\text{Costo diario} = \$ 270$$

Por lo tanto el costo diario para calentar la piscina seria de \$ 270 a esto hay que añadirle el costo inicial del equipo calefactor.

3.7.1.2 Paneles solares.

Comúnmente son de fabricación nacional sus dimensiones son largo 2,0 m y ancho 1.20 m, en estructura soportante de plancha galvanizada de 1,0 mm de espesor. El panel solar consta de un serpentín de tubería de cobre de ½ ” – 1 ” de diámetro embutido dentro de una base de poliuretano liquido de color negro asfáltico y sobre este como tapa se colocan planchas de vidrio de 3,0 mm de espesor de color negro.

Complementariamente se utiliza un control de temperatura solar, sensores de temperatura y caballetes que le den inclinación a los paneles. Los resultados obtenidos en nuestro medio son buenos aunque su costo inicial es bastante alto.

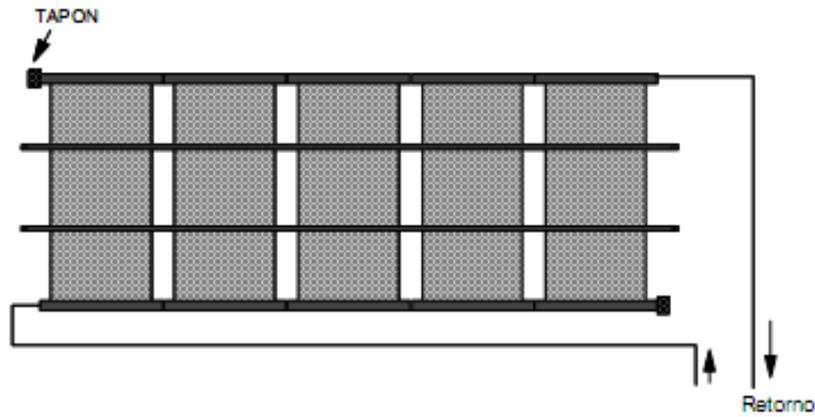


Figura 3.33: Diagrama de instalación.

3.7.1.2.1 Cálculo del número de paneles solares necesarios para satisfacer los requerimientos del hidromasaje. [8]

El hidromasaje tiene los siguientes requerimientos:

$$T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$$

Número de usuarios = 8 personas

$$V = 3 \text{ m}^3$$

a) **Recurso energético disponible.**

Es la cantidad de radiación solar que llega a la superficie de la tierra, y se determina por la expresión:

$$G = G_o * (a + b * \frac{n}{N}) \quad (3.93)$$

Donde:

G = Radiación solar incidente en la superficie terrestre, en $\frac{W}{m^2}$.

G_o = Constante solar o radiación que llega a la atmósfera superior = $1353 \frac{W}{m^2}$

a, b = Dispersión de la radiación al atravesar la atmósfera, $a = 0,24$ y $b = 0,38$.

n = Número de horas de sol brillante (heliofanía)

N = Número máximo de horas de sol al día (11...12 horas)

$$G = 1353 \frac{W}{m^2} * (0,24 + 0,38 * \frac{6}{11})$$

$$G = 605,16 \frac{W}{m^2}$$

b) **Necesidad ó demanda energética.**

La demanda energética para calentar el hidromasaje se determino anteriormente el literal 3.4.5.8.

$$Q_c = 357480885 J$$

Es la cantidad de energía que se requiere para un determinado fin, en el caso que se requiera calentar agua se determinará esta demanda mediante la determinación del calor requerido para calentar el fluido:

$$Q = \frac{Q_c}{n_1} \quad (3.94)$$

Donde:

Q = Calor requerido para calentar el agua, en W .

Q_c = Demanda energética, en J .

n_1 = Número de horas que trabaja el colector solar, en h .

$$Q = \frac{357480885 J}{2 h * \frac{3600 s}{1 h}}$$

$$Q = 49650 \frac{J}{s}$$

$$Q = 49650 W$$

De tal forma que al compatibilizar las dos ecuaciones de recurso disponible y demanda requerida, se puede encontrar el área de colectores solares para el calentamiento del agua.

$$A = \frac{Q_t}{G * \eta} \quad (3.95)$$

Donde:

A = Área de colectores solares, en m^2 .

η = Eficiencia del sistema de calentamiento (30 %...70 %).

$$A = \frac{49650 W}{605,16 \frac{W}{m^2} * 0,7}$$

$$A = 117 m^2$$

Área de cada panel solar

$$A_p = 2m * 1,2m$$

$$A_p = 2,4 m^2$$

Número de paneles solares

$$N_p = \frac{A}{A_p}$$

$$N_p = \frac{117 m^2}{2,4 m^2}$$

$$N_p = 49 \text{ paneles}$$

Si el precio de cada panel solar es aproximadamente \$ 200 la inversión será igual al costo de cada panel solar multiplicado por el número de paneles solares.

$$\text{Costo} = N_p * \$200$$

$$\text{Costo} = 49 * \$200$$

$$\text{Costo} = \$ 9800$$

c) **Ahorro de combustible al utilizar paneles solares.**

$$\eta = \frac{Q_c}{Q_{comb}}$$

$$\dot{m}_{comb} = \frac{Q_c}{\eta * PC} \quad (3.96)$$

Donde:

\dot{m}_{comb} = Masa de combustible, en $\frac{kg}{h}$.

η = Eficiencia del equipo calentador, en %.

Q_c = Calor requerido para calentar el agua, en $\frac{kJ}{s}$.

PC = Poder calorífico del combustible, en $\frac{kJ}{kg}$.

$$\dot{m}_{comb} = \frac{49,650 W \frac{kJ}{s} * \frac{3600 s}{1 h}}{0,7 * 46294,04 \frac{kJ}{kg}}$$

$$\dot{m}_{comb} = 5,52 \frac{kg}{h}$$

3.7.1.2.2 Cálculo del número de paneles solares necesarios para satisfacer los requerimientos de la piscina.

De manera similar al cálculo del número de paneles solares para el hidromasaje, los requerimientos de la piscina son los siguientes:

$$T = 25^{\circ}\text{C}$$

$$V = 422 \text{ m}^3$$

a) **Recurso energético disponible.**

Es la cantidad de radiación solar que llega a la superficie de la tierra, y se determina por la expresión:

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.94)

$$G = G_o * (a + b * \frac{n}{N})$$

$$G = 605,16 \frac{W}{m^2}$$

b) **Potencia necesaria para puesta en régimen.**

La demanda energética para calentar el agua de la piscina se determino anteriormente el literal 3.8.4.12.2.

$$P_t = 1255441,27 \frac{Btu}{h}$$

$$P_t = 367695,34 \text{ W}$$

Es la cantidad de energía que se requiere para un determinado fin, en el caso que se requiera calentar agua se determinará esta demanda mediante la determinación del calor requerido para calentar el fluido:

De tal forma que al compatibilizar las dos ecuaciones de recurso disponible y demanda requerida, se puede encontrar el área de colectores solares para el calentamiento del agua.

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.96)

$$A = \frac{P_t}{G * \eta}$$

Área de cada panel solar

$$A_p = 2m * 1,2m$$

$$A_p = 2,4 \text{ m}^2$$

Número de paneles solares

$$Np = \frac{A}{A_p}$$

Tabla 3.48: RESULTADOS DEL PROCEDIMIENTO DE LA ECUACIÓN (3.96).

$P_t [W]$	$G \left[\frac{W}{m^2} \right]$	η	$A [m^2]$	$N[\text{paneles}]$
367695,34	605,16	0,7	868	361

Si el precio de cada panel solar es aproximadamente \$ 200 la inversión será igual al costo de cada panel solar multiplicado por el número de paneles solares.

$$\text{Costo} = Np * \$200$$

$$\text{Costo} = 375 * \$200$$

$$\text{Costo} = \$ 75000$$

c) Ahorro de combustible al utilizar paneles solares.

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.97)

$$\dot{m}_{comb} = \frac{Q_c}{\eta * PC}$$

$$\dot{m}_{comb} = \frac{367,69534 \frac{kJ}{s} * \frac{3600 s}{1 h}}{0,7 * 46294,04 \frac{kJ}{kg}}$$

$$\dot{m}_{comb} = 40,85 \frac{kg}{h}$$

3.7.1.2.3 Cálculo del número de paneles solares necesarios para satisfacer los requerimientos del ACS.

La demanda energética para calentar el agua de la piscina se determino anteriormente el literal 3.6.5.

$$P_t = \frac{9,6 (10)^8 J}{21600 s}$$

$$P_t = 44600 W$$

Es la cantidad de energía que se requiere para un determinado fin, en el caso que se requiera calentar agua se determinará esta demanda mediante la determinación del calor requerido para calentar el fluido:

De tal forma que al compatibilizar las dos ecuaciones de recurso disponible y demanda requerida, se puede encontrar el área de colectores solares para el calentamiento del agua.

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.96).

$$A = \frac{P_t}{G * \eta}$$

Área de cada panel solar

$$A_p = 2,4 \text{ m}^2$$

a) **Número de paneles solares.**

$$N_p = \frac{A}{A_p}$$

$P_t [W]$	$G \left[\frac{W}{m^2} \right]$	η	$A [m^2]$	$N[\text{paneles}]$
44600	605,16	0,7	105,28	44

Si el precio de cada panel solar es aproximadamente \$ 200 la inversión será igual al costo de cada panel solar multiplicado por el número de paneles solares.

$$\text{Costo} = N_p * \$200$$

$$\text{Costo} = 44 * \$200$$

$$\text{Costo} = \$ 8800$$

b) **Ahorro de combustible al utilizar paneles solares.**

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.97).

$$\dot{m}_{comb} = \frac{Q_c}{\eta * PC}$$

$$\dot{m}_{comb} = \frac{44,6 \frac{kJ}{s} * \frac{3600 s}{1 h}}{0,7 * 46294,04 \frac{kJ}{kg}}$$

$$\dot{m}_{comb} = 4,95 \frac{kg}{h}$$

3.7.1.3 Calentadores a gas GLP.

Son equipos que en la actualidad se utiliza con frecuencia dada su efectividad en rendimiento térmico, bajo costo de mantenimiento y por su control automatizado eléctricamente.

Estos calentadores pueden además ser utilizados para hidromasajes pues su doble función permite obtener temperaturas requeridas para piscinas e hidromasajes.

La capacidad de estos calentadores está sujeta a lugar de ubicación geográfica de la piscina, al uso de “cobertores” o cobijas y si son cubiertas o no.

Se dice que por ejemplo para Quito se utiliza como cuantificador promedio 2000 Btu por cada m³ de agua; el consumo de gas propano es mínimo así como su costo en comparación con el eléctrico, debiendo como consideración especial adquirirse el equipo con la regulación sobre altitud (m.s.n.m) a que va a trabajar, efectuada desde la fábrica.

3.7.1.4 Calentadores híbridos.

Los sistemas híbridos constan de dos o más equipos de calentamiento en serie de tal manera que el fluido tiene más de oportunidades de ganar calor en una sola circulación.

Una de las maneras más eficientes de combinar los sistemas de calefacción es entre paneles solares y calentadores de agua a gas licuado de petróleo (GLP), de esta manera se aprovecha la radiación solar y además se disminuye la generación de contaminantes por la combustión.

Se recomienda que el fluido circule desde el equipo de menor potencia hasta el de mayor para una correcta ganancia de energía, en el caso de la figura el fluido de la piscina circula primero por el intercambiador de calor del campo de colectores solares luego por el intercambiador de calor del caldero y finalmente retorna al vaso.

3.7.1.4.1 Sistema híbrido para calentar el hidromasaje.

En un sistema híbrido de calefacción de agua al utilizar colectores solares disminuye en parte la contaminación ambiental.

Requerimientos:

Tabla 3.49: REQUERIMIENTOS DEL HIDROMASAJE.

Número de usuarios	8 personas
Tiempo de calentamiento	2 h
Temperatura ambiente	14 °C
Temperatura final	40 °C

Los resultados obtenidos para un solo sistema de calentamiento de agua anteriormente analizados son los siguientes.

Tabla 3.50: REQUERIMIENTOS DEL EQUIPO CALEFACTOR DEL HIDROMASAJE.

Caudal de recirculación	15 m ³ /h
Potencia teórica de calefactor	49,65 kW
Eficiencia del equipo	0,72
Número de equipos	3 de 19,2 kW
Volumen del vaso	3 m ³

a) **Análisis para la selección del número de paneles solares.**

Se recomienda que el 30% del calor total sea calentado con energía solar y el 70% con un sistema tradicional.

$$\begin{array}{lcl} 49,65 \text{ kW} & \longrightarrow & 100 \% \\ Q_c & \longrightarrow & 30\% \end{array}$$

$$Q_c = \frac{49,65 \text{ kW} * 30\%}{100\%}$$

$$Q_c = 14,89 \text{ kW}$$

El 30% equivale a 14,89 kW vamos a calentar con energía solar.

$$q_c = \frac{V * \delta * C_p * (T_2 - T_1)}{t} \quad (3.97)$$

Donde:

q_c = calor requerido para calentar el agua, en W .

δ = Densidad del fluido, en $\frac{kg}{m^3}$.

V = Volumen de agua, en m^3 .

C_p = Calor específico del agua, en $\frac{kJ}{kg K}$.

T_1 = Temperatura del fluido frío, en K .

T_2 = Temperatura del fluido caliente, en K .

t = Tiempo de calentamiento, en s .

$$Q_c = 14,89 \text{ kW}$$

$$V = 8 \text{ usuarios} * 0,375 \frac{m^3}{\text{usuario}} = 3 \text{ m}^3$$

$$T_1 = 14 \text{ }^\circ\text{C} = 287 \text{ K}$$

$$\text{Con } T_1 = 14 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{selecciona,} \quad \delta = 999,12 \frac{kg}{m^3}$$

$$\text{Con } T_1 = 287 \text{ K} \quad \text{selecciona,} \quad C_p = 4,195 \frac{kJ}{kg K}$$

$$t = 2h = 7200 \text{ s}$$

Calculamos temperatura T_2 la cual es la ganancia de temperatura en el agua que sale del sistema de paneles solares.

$$T_2 = \frac{Q_c * t}{V * \delta * C_p} + T_1$$

$$T_2 = \frac{14,895 \frac{kJ}{s} * 7200 s}{3 m^3 * 999,12 \frac{kg}{m^3} * 4,195 \frac{kJ}{kg K}} + 287 K$$

$$T_2 = 295,5 K$$

$$T_2 = 22,5 ^\circ C$$

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.96).

$$A = \frac{Q_c}{G * \eta}$$

Área de cada panel solar

$$A_p = 2,4 m^2$$

Número de paneles solares

$$N_p = \frac{A}{A_p}$$

$P_t [W]$	$G \left[\frac{W}{m^2} \right]$	η	$A [m^2]$	$N [paneles]$
14895	605,16	0,7	35,16	14,65

El siguiente sistema hidráulico de calentamiento se caracteriza por utilizar intercambiadores de calor ya que ese es el caso en el cual se produce menos pérdidas de carga.

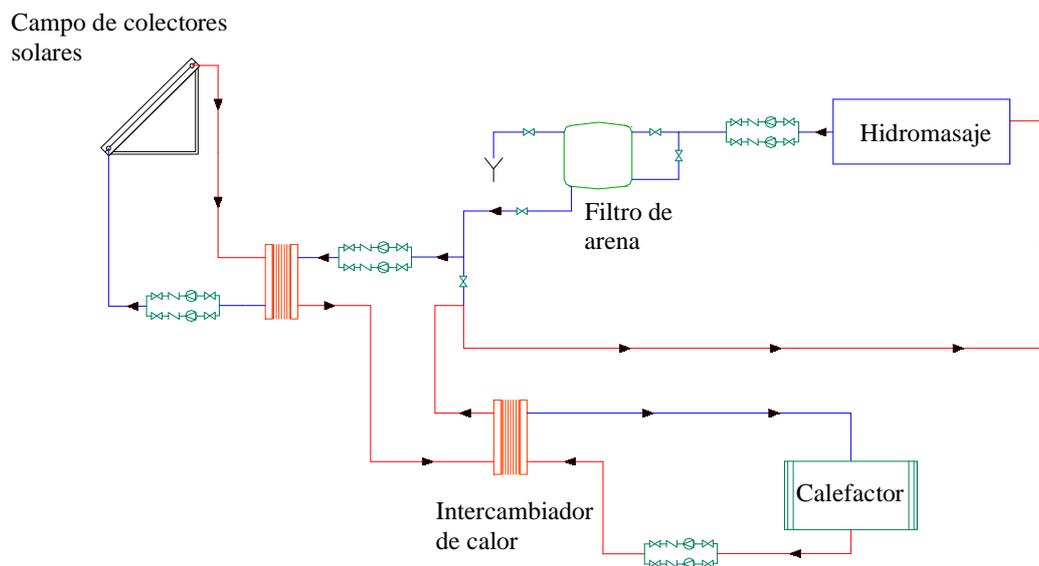


Figura 3.34: Sistema híbrido de calefacción de Hidromasaje.

b) **Ahorro de combustible utilizando un sistema híbrido.**

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.97).

$$\dot{m}_{comb} = \frac{Q_c}{\eta * PC}$$

$$\dot{m}_{comb} = \frac{14,895 \frac{kJ}{s} * \frac{3600 s}{1 h}}{0,72 * 46294,04 \frac{kJ}{kg}}$$

$$\dot{m}_{comb} = 1,6 \frac{kg}{h}$$

3.7.1.4.2 Sistema híbrido para calentar el agua de la piscina.

En un sistema híbrido de calefacción de agua al utilizar colectores solares disminuimos en parte la contaminación ambiental.

Requerimientos:

Tabla 3.51: REQUERIMIENTOS DE LA PISCINA.

Volumen del vaso	422 m ³
Tasa de calentamiento	1,2 °F/h
Temperatura ambiente	14 °C
Temperatura final	25 °C

Los resultados obtenidos para un solo sistema de calentamiento de agua anteriormente analizados son los siguientes.

Tabla 3.52: REQUERIMIENTOS DEL EQUIPO CALEFACTOR DE LA PISCINA.

Caudal de recirculación	52,75 m ³ /h
Potencia teórica de calefactor	367,7 kW = 1255441,3 Btu/h
Eficiencia del equipo	0,72
Número de equipos	2 de 648000 Btu/h

a) **Análisis para la selección del número de paneles solares.**

Se recomienda que el 30% del calor total sea calentado con energía solar y el 70% con un sistema tradicional.

$$1255441,3 \text{ Btu/h} \quad \longrightarrow \quad 100 \%$$

$$Q_c \quad \longrightarrow \quad 30\%$$

$$Q_c = \frac{1255441,3 \frac{Btu}{h}}{100 \%} * 30\%$$

$$Q_c = 376632,4 \frac{Btu}{h}$$

El 30% equivale a 334454 Btu/h vamos a calentar con energía solar.

Calculamos la temperatura que ganara el agua por utilización de paneles solares

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.98).

$$q_c = \frac{V * \delta * C_p * (T_2 - T_1)}{t}$$

$$Q_c = 376632,4 \frac{Btu}{h} = 110,3 kW$$

$$V = 422 m^3$$

$$T_1 = 14^\circ C = 287 K$$

Con $T_1 = 14^\circ C$ se selecciona $\delta_1 = 999,12 \frac{kg}{m^3}$

Con $T_1 = 287 K$ se selecciona $Cp_1 = 4,195 \frac{kJ}{kg K}$

$$t = 9 h = 32400 s$$

Calculamos la temperatura T_2 que es la ganancia de temperatura en el sistema de paneles solares.

$$T_2 = \frac{Q_c * t}{V * \delta * C_p} + T_1$$

$$T_2 = \frac{110,3 \frac{kJ}{s} * 32400 s}{422 m^3 * 999,12 \frac{kg}{m^3} * 4,195 \frac{kJ}{kg K}} + 287 K$$

$$T_2 = 289 K$$

$$T_2 = 16^\circ C$$

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.96).

$$A = \frac{Q_c}{G * \eta}$$

$$Np = \frac{A}{Ap}$$

$P_t [W]$	$G \left[\frac{W}{m^2} \right]$	η	$A [m^2]$	$N[\text{paneles}]$
110299	605,16	0,7	260,37	108,5

El siguiente sistema hidráulico de calentamiento se caracteriza por utilizar intercambiadores de calor ya que ese es el caso en el cual se produce menos pérdidas de carga.

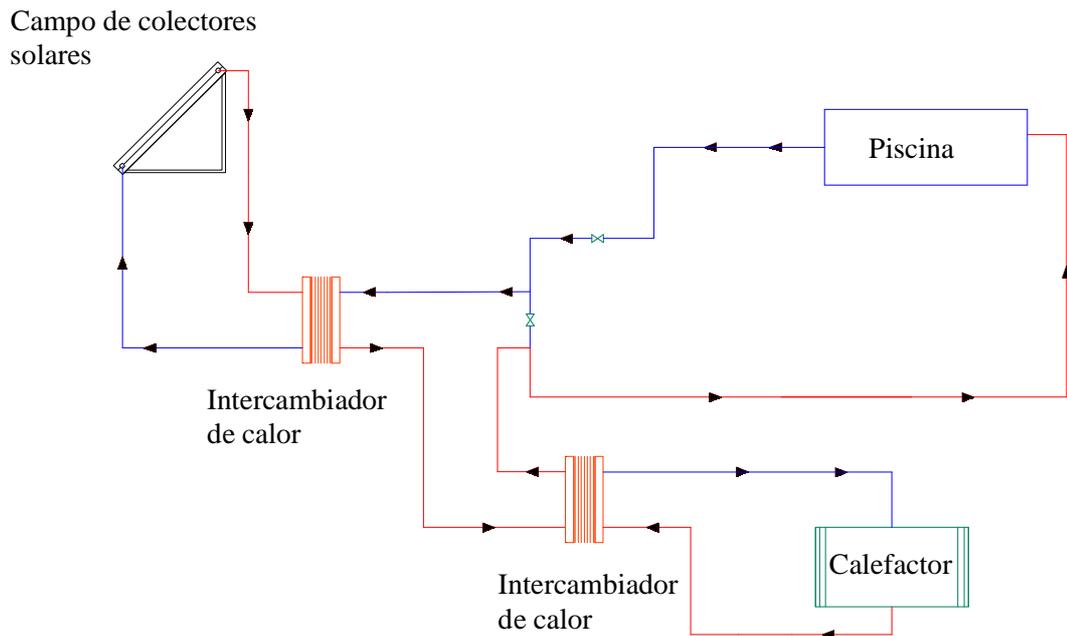


Figura 3.35: Sistema híbrido de calefacción de la piscina.

b) **Ahorro de combustible utilizando un sistema híbrido.**

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.97).

$$\dot{m}_{comb} = \frac{Q_c}{\eta * PC}$$

$$\dot{m}_{comb} = \frac{110,3 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} * \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}}}{0,80 * 46294,04 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$\dot{m}_{comb} = 10,7 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

3.7.1.4.3 Sistema híbrido para calentamiento del ACS.

Requerimientos:

Tabla 3.53: REQUERIMIENTOS DEL ACS.

Volumen de agua caliente	6,45 m ³
Temperatura ambiente	14 °C
Temperatura final	50 °C

Los resultados obtenidos para un solo sistema de calentamiento de agua anteriormente analizados son los siguientes.

Tabla 3.54: REQUERIMIENTOS DEL EQUIPO CALEFACTOR DEL ACS.

Potencia teórica de calefactor	44,6 kW
Eficiencia del equipo	0,72
Número de equipos	2 de 23,6 kW

a) **Análisis para la selección del número de paneles solares.**

Se recomienda que el 30% del calor total sea calentado con energía solar y el 70% con un sistema tradicional.

$$\begin{array}{ccc}
 44,6 \text{ kW} & \longrightarrow & 100 \% \\
 Q_c & \longrightarrow & 30\%
 \end{array}$$

$$\begin{aligned}
 Q_c &= \frac{44,6 \text{ kW}}{100 \%} * 30\% \\
 Q_c &= 13,38 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

El 30% equivale a 13,38 kW vamos a calentar con energía solar.

Calculamos la temperatura que ganara el agua por utilización de paneles solares

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.98).

$$q_c = \frac{V * \delta * C_p * (T_2 - T_1)}{t}$$

$$Q_c = 13,38 \text{ kW}$$

$$V = 6,45 \text{ m}^3$$

$$T_1 = 14 \text{ }^\circ\text{C} = 287 \text{ K}$$

$$\text{Con } T_1 = 14 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{se selecciona} \quad \delta_1 = 999,12 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Con } T_1 = 287 \text{ K} \quad \text{se selecciona} \quad C_{p1} = 4,195 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

$$t = 6 \text{ h} = 21600 \text{ s}$$

Calculamos la temperatura T_2 que es la ganancia de temperatura del agua en el sistema de paneles solares.

$$T_2 = \frac{Q_c * t}{V * \delta * C_p} + T_1$$

$$T_2 = \frac{13,38 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} * 21600 \text{ s}}{6,45 \text{ m}^3 * 999,12 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 4,195 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}} + 287 \text{ K}$$

$$T_2 = 297,7 \text{ K}$$

$$T_2 = 24,7 \text{ °C}$$

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.97).

$$A = \frac{Q_c}{G * \eta}$$

$$Np = \frac{A}{Ap}$$

$P_t [W]$	$G \left[\frac{W}{m^2} \right]$	η	$A [m^2]$	$Np [\text{paneles}]$
13380	605,16	0,7	31,58	13

El siguiente sistema hidráulico de calentamiento se caracteriza por utilizar intercambiadores de calor ya que ese es el caso en el cual se produce menos pérdidas de carga.

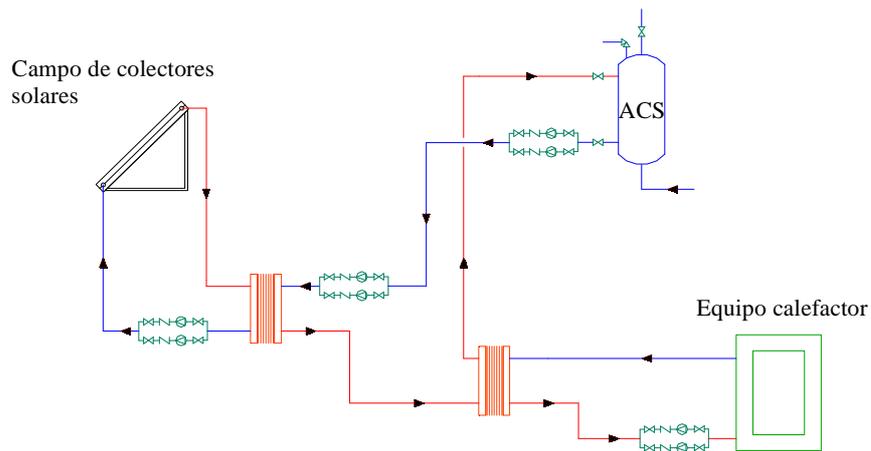


Figura 3.36: Sistema híbrido de calefacción del ACS.

b) **Ahorro de combustible utilizando un sistema híbrido.**

Utilizando el procedimiento de la ecuación (3.97).

$$\dot{m}_{comb} = \frac{Q_c}{\eta * PC}$$

$$\dot{m}_{comb} = \frac{13,38 \frac{kJ}{s} * \frac{3600 s}{1 h}}{0,72 * 46294,04 \frac{kJ}{kg}}$$

$$\dot{m}_{comb} = 1,44 \frac{kg}{h}$$

3.8 Parámetros de valoración para la selección del equipo calefactor.

La siguiente tabla muestra la valoración de cada uno de las características de los sistemas de calentamiento a aplicarse, en escala del 1 al 10 valorando a la característica óptima con el más alto puntaje o sea 10. [10]

Tabla 3.55: VALORACIÓN DE LOS CRITERIOS DE SELECCIÓN DEL EQUIPO CALEFACTOR.

Alternativas	Eléctrico	Paneles solares	Gas (GLP)
Características			
Combustible	10	9	3
Consumo eléctrico	1	10	8
Instalación	4	1	5
Mantenimiento	6	5	7
Infraestructura	4	2	8
Disponibilidad	8	4	10
Seguridad	7	9	5
Eficiencia	9	5	7
Económico	2	3	7
Total (valoración)	51	48	60

Realizada la valoración se determina que la opción más óptima es la de los calentadores a gas (GLP).

CAPÍTULO IV.

4 ANÁLISIS ECONÓMICO DEL PROYECTO.

El costo total de proyecto se clasifican en.

- Costos directos
- Costos indirectos

4.1 Costos directos.

Estos costos son analizados utilizando energías convencionales (Combustible), se considera que cuando se realice el montaje se contratara personal con sus propias herramientas por lo cual no hay costos por herramientas.

- Materiales y equipos
- Mano de obra
- Transporte

4.1.1 Costo de materiales y equipos.

Las tablas muestran los costos de todos los materiales y equipos de acuerdo con cada sistema.

Tabla 4.1: COSTOS DE MATERIALES Y EQUIPOS DE LA SAUNA.

Cantidad	Denominación	Características	Costo Unitario	Costo total (USD)
1	Equipo calefactor	15 kW, 220 V	721,28	721,28
1	Sensor de temperatura	250 C	29,57	29,57
27	Aislante térmico	m ² - 50 mm	10,4	280,80
1	Accesorios de conexión		130,00	130
	TOTAL			1 161,65

Tabla 4.2: COSTOS DE MATERIALES Y EQUIPOS DEL TURCO.

Cantidad	Denominación	Características	Costo Unitario	Costo total (USD)
1	Válvula de globo	diam 1"	20,30	20,30
3	Codos 90°	diam 1"	0,62	1,86
1	Bomba centrifuga	1/2 hp - SAER ITALIANA	193,68	193,68
1	Generador de vapor	28 kW - Teddington LEH30	2 836,96	2 836,96
1	Sensor de temperatura		29,57	29,57
1	Accesorio	varios	50,00	50,00
	TOTAL			3 082,37

Tabla 4.3: COSTOS DE MATERIALES Y EQUIPOS DEL HIDROMASAJE.

Cantidad	Denominación	Características	Costo Unitario	Costo total (USD)
3	Tubo polipropileno	diam 1 ¼"	32,98	98,94
9	Tubo polipropileno	diam 1 ½"	27,13	244,17
28	Codos 90°	diam 1 ¼"	2,12	59,36
18	Codos 90°	diam 1 ½"	2,84	51,12
18	Tee	diam 1 ¼"	2,43	43,74
4	Tee	diam 1 ½"	3,15	12,60
2	Filtro de arena	Caudal 15 m³/h	298,10	596,20
1	Válvula Check	diam 1 ½"	6,33	6,33
4	Válvula globo	diam 1 ½"	12,66	50,62
2	Bomba	2 hp - PENTAIR	219,87	439,73
3	Calentadores de agua	19.5 kW	268,80	806,40
1	Bomba de presión	3 hp - INOTEX	385,95	385,95
8	Controles de aire	Jacuzzi	16,80	134,40
8	Boquillas hidrojets	diam 1 ¼"	22,40	179,20
1	Skimmer	Jacuzzi	77,28	77,28
TOTAL				3 186,05

Tabla 4.4: COSTO DE MATERIALES Y EQUIPOS DE ACS.

Cantidad	Denominación	Características	Costo Unitario	Costo total (USD)
16	Duchas		1,80	28,80
3	Calentadores de agua	19.5 kW	347,20	1 041,60
1	Tanque Reservorio	253 gal	295,00	295,00
1	Bomba de agua	1/2 hp - SAER ITALIANA	193,68	193,68
TOTAL				1 559,08

Tabla 4.5: COSTO DE MATERIALES Y EQUIPOS DE LA PISCINA.

Cantidad	Denominación	Características	Costo Unitario	Costo total (USD)
3	Tubo PVC	diam 1 ¼" x 6m	9,00	27,00
14	Tubo PVC	diam 2 " x 6m	18,12	253,68
24	Tubo PVC	diam 3 " x 6m	38,10	914,40
2	Tubo Galvanizado	diam 4 " x 6m	115,00	230,00
1	Tubo polipropileno	diam 2 " x 6m	47,94	47,94
8	Codos 90° PVC	diam 1 ¼"	1,26	10,08
12	Codos 90° PVC	diam 2 "	0,92	11,04
3	Codos 90° PVC	diam 3 "	2,84	8,52
11	Codos 90° polipropileno	diam 2 "	4,53	49,83
6	Codos 90° galvanizado	diam 4"	6,30	37,80
3	Tee reductora PVC	diam 3" -1 ¼"	3,66	10,98
4	Tee PVC	diam 2 "	1,18	4,72
3	Tee PVC	diam 3 "	6,16	18,48
2	Tee polipropileno	diam 2 "	4,84	9,68
2	Tee galvanizado Red.	diam 4" -2"	7,40	14,80
2	Tee galvanizado	diam 4"	8,96	17,92
7	Válvula globo	diam 2 "	60,59	424,13
1	Válvula globo	diam 3 "	61,08	61,08
2	Válvula globo	diam 4"	164,80	329,60
2	Válvula Check	diam 4"	198,24	396,48
2	Bomba	10 hp	2 174,88	4 349,77
3	Calentadores de agua	400000 Btu/h	3 920,00	11 760,00
1	Intercambiador de Calor	Bowman 3709-3	2 446,08	2446,08
6	Skimmers	Jacuzzi boca ancha	89,60	537,60
330	Cobertor de piscinas	Metro cuadrado	5,94	1 958,88
1	Enrollador del cobertor	Manual	284,48	284,48
2	Escaleras	Inox con pasamanos	249,76	499,52
2	Filtro de Arena	Caudal 54 m³/h, TM36	2 912,00	5 824,00
TOTAL				30 538,49

4.1.2 Costo total de materiales y equipos.

Tabla 4.6: RESUMEN TOTAL DE COSTOS DE MATERIALES Y EQUIPOS.

Sistema	Costo(USD)
Sauna	1 161,65
Turco	3 082,37
Hidromasaje	3 186,05
ACS	1 559,08
Piscina	30 538,49
TOTAL	39 527,63

4.1.3 Costos de mano de obra.

Tabla 4.7: COSTOS POR MANO DE OBRA.

Trabajador	N. de horas	Costo (USD/h)	Costo total (USD)
Técnico gasfitero	40	4	160,00
Ayudante	40	2	80,00
Técnico instalador de equipos	16	4	64,00
Ayudante	16	2	32,00
TOTAL			336,00

4.1.4 Costo de transporte.

Tabla 4.8: COSTO POR TRANSPORTE.

Trayecto desde	Costo (USD)
Almacén de equipos	50,00
Distribuidor de tuberías y accesorios	50,00
TOTAL	100,00

4.1.5 Valor total de costos directos.

Tabla 4.9: RESUMEN TOTAL DE COSTOS DIRECTOS.

	Costo (USD)
Materiales y equipos	39 527,63
Mano de obra	336,00
Transporte	100,00
TOTAL	39 963,63

Tabla 4.14: COSTO POR CONSUMO DE COMBUSTIBLE.

Consumo de combustible	Costo unitario (kg)	Consumo de combustible (kg /h)	Consumo diario (kg)	Consumo anual (kg)	Costo mensual (USD)	Costo anual (USD)
Hidromasaje	0,11	5,52	22,08	6 359,04	58,29	699,49
Piscina	0,11	40,85	163,4	4 7059,2	431,38	5176,51
ACS	0,11	4,95	19,8	5 702,4	52,27	627,26
Total						6 503,27

Tabla 4.15: COSTO POR MANTENIMIENTO.

Trabajadores	Costo mensual (USD)	Costo anual (USD)
Operario de mantenimiento	450	5 400,00
Técnico de mantenimiento	650	7 800,00
Secretaria	400	4 800,00
Portero	350	4 200,00
Total		22 200,00

Tabla 4.16: RESUMEN TOTAL DE COSTOS POR OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.

Inversión	Costo total anual (USD)	Costo mensual (USD)
Consumo agua	549,76	45,81
Consumo energía eléctrica	6 429,97	535,83
Consumo combustible	6 503,27	541,94
Trabajadores	22 200,00	1 850,00
TOTAL	35 683,00	2 973,58

Por lo tanto se tendrá un costo mensual por operación y mantenimiento de \$ **2 973,58**.

4.4.1 Análisis de la afluencia de usuarios.

La diferente cantidad de afluencia de usuarios fue tomada de un estudio estadístico realizado en la piscina de la ESPOCH.

Existen cuatro tipos de usuarios los cuales nos proporciona diferentes precios entre los cuales tenemos.

Tabla 4.17: NÚMERO DE USUARIOS DEL COMPLEJO HIDROTERMAL.

Usuarios	Cantidad mensual	Porcentaje de afluencia (%)
Niños	800	34%
Capacidades especiales	150	6,50%
Adultos mayores	200	8,50%
Adultos	1 200	51%

Existen dos tipos de precios, los adultos (1 200) pagan el precio normal los demás (1150) pagan la mitad del precio normal.

El costo para el ingreso al complejo hidrotermal calculamos con la siguiente relación.

Donde 4673,58 USD es una estimación mensual tomando en cuenta el costo mensual por operación y mantenimiento más un porcentaje de utilidad mensual.

$$1\ 200 * Costo + 1\ 150 * \frac{Costo}{2} = 4\ 673,58\ USD \quad (4.1)$$

$$Costo = 2,63\ USD$$

Aproximando.

$$Costo\ de\ usuarios\ adultos = 3\ USD$$

El costo de los demás usuarios tales como niños, capacidades especiales, adultos mayores.

$$Costo = 1,5\ USD$$

Tabla 4.18: INGRESO MÍNIMO MENSUAL.

Tipo de usuario	Usuarios por mes	Costo unitario (USD)	Ingresos mensuales	Ingresos anuales
Capacidades especiales	150	1,5	225,00	2 700,00
Adultos mayores	200	1,5	300,00	3 600,00
Niños	800	1,5	1 200,00	14 400,00
Adultos	1200	3	3 600,00	43 200,00
Total			5 325,00	63 900,00

4.4.2 Salvamento de la inversión en el complejo hidrotermal.

Para efectos de cálculos de rentabilidad, se hace necesaria la estimación de un valor de salvamento del complejo hidrotermal.

Se estima un valor de salvamento del 10% del costo de inversión en función de que los elementos constitutivos del Complejo hidrotermal.

Inversión: $P = 45\ 958,18\ USD$

Salvamento del proyecto:

$$S = 10\% \times P \quad (4.2)$$

$$S = 0,10 * 45\ 958,18\ USD$$

$$S = 4\ 595,82\ USD$$

4.4.3 Depreciación anual del complejo hidrotermal.

La depreciación es la pérdida de valor contable que sufren los activos fijos por el uso a que se les somete y su función productora de renta. En la medida en que avance el tiempo de servicio, decrece el valor contable de dichos activos.

La vida contable de un activo fijo depreciable comienza desde la fecha en que empieza a explotar económicamente hasta la fecha en que se cumple su depreciación total.

Las leyes tributarias de nuestro país determinan una vida legal para maquinaria y equipos de 10 años, para mayor seguridad escogemos un período de 5 años.

El método de depreciación en línea recta es el método más utilizado y con este se supone que los activos se usan más o menos con la misma intensidad año por año, a lo largo de su vida útil; por tanto, la depreciación periódica debe ser del mismo monto.

Aplicando este método al proyecto de inversión en el Complejo Hidrotermal se tiene una depreciación anual de:

Inversión: $P = 45\,958,18$ USD

Salvamento: $S = 4\,595,82$ USD

Vida útil contable: $n = 5$ años

Depreciación anual:

$$Da = \frac{P - S}{n} \quad (4.3)$$

$$Da = \frac{45\,958,18 - 4\,595,82}{5}$$

$$Da = 8\,272,47 \text{ USD}$$

La depreciación anual, la depreciación acumulada y el valor en libros del Complejo Hidrotermal al final de cada uno de los años de vida útil, se pueden apreciar en la siguiente tabla:

Tabla 4.19: DEPRECIACIÓN ANUAL DEL COMPLEJO HIDROTERMAL.

Año	Depreciación anual (USD)	Depreciación acumulada (USD)	Valor en libros (USD)
0	0	0	45958,18
1	8272,47	8272,47	37685,71
2	8272,47	16544,94	29413,23
3	8272,47	24817,42	21140,76
4	8272,47	33089,89	12868,29
5	8272,47	41362,36	4595,82
6	8272,47	49634,83	-3.676,65

4.4.4 Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR). [9]

La tasa interna de retorno es un método para la evaluación financiera de proyectos que igual al valor presente de los flujos de caja esperados con la inversión inicial.

Cuando la TIR es mayor que la tasa de interés de referencia, el rendimiento que obtendría el inversionista realizando la inversión es positivo, por lo tanto, conviene realizar la inversión. Caso contrario el proyecto debe rechazarse.

Para realizar una evaluación de la TIR para el proyecto se toma como referencia una tasa de interés del 15% que es la tasa neta promedio anual a la que los bancos manejan los depósitos a plazo fijo. Se consideran los siguientes datos. [28].

Tabla 4.20: FLUJO DE CAJA.

	Símbolo	Valor
Costo de inversión	P	45 958,18
Ingreso anual	Ia	63 900,00
Egreso anual	Ea	35 683,00
Valor de salvamento a 5 años	Vs	4 595,82
Depreciación anual	Da	8 193,99
Tiempo a evaluar el proyecto (años)		5

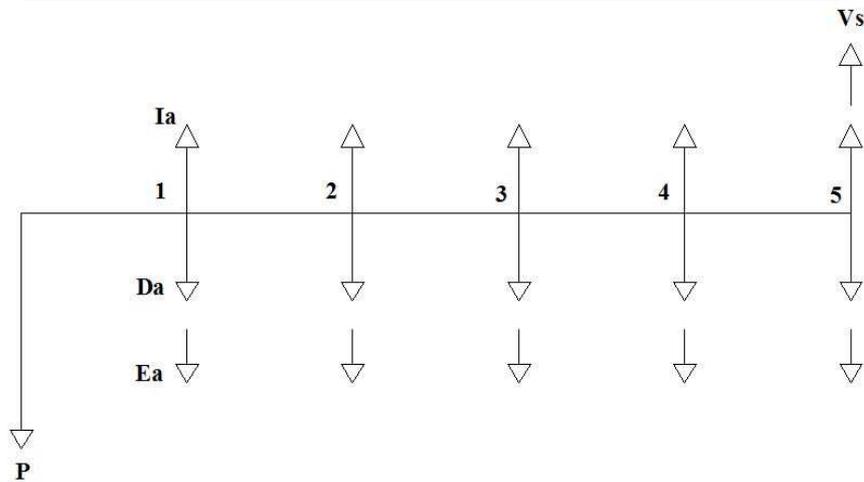


Figura 4.1: Diagrama de evaluación financiera.

Se calcula el valor presente neto VAN necesario para el cálculo de la TIR. ANEXO 14.

$$VAN = VAI - VAE \quad (4.4)$$

$$VAN = Ia * (P/A, i \%, n) + Vs * (P/F, i \%, n) - P - Da * (P/A, i \%, n) - Ea * (P/A, i \%, n)$$

$$VAN = (Ia - Da - Ea) * (P/A, i \%, n) + Vs * (P/F, i \%, n) - P$$

Para $i = 25 \%$

$$VAN = 19944,53 * 2,6893 + 4 595,82 * 0,3277 - 45 958,18$$

$$VAN = 9 184,69$$

Para $i = 30 \%$

$$VAN = 19944,53 * 2,4356 + 4 552,22 * 0,2693 - 45 552,18$$

$$VAN = 3856,37$$

Para $i = 35 \%$

$$VAN = 19944,53 * 2,2200 + 4\ 552,22 * 0,2230 - 45\ 552,18$$

$$VAN = -656,46$$

Aplicando la ecuación para determinar la TIR se obtiene:

$$TIR = i\% + \frac{VAN(+)}{VAN(+) + VAN(-)} * \Delta\% \quad (4.5)$$

$$TIR = 30\% + \frac{3856,37}{3856,37 + 656,46} * 5\%$$

$$TIR = 34,27\%$$

El valor para la TIR de 34,27 % es mayor al 15 % exigido, por lo tanto el proyecto es aceptable.

4.4.5 Análisis del punto de equilibrio.

El análisis del punto de equilibrio tiene como propósito el de determinar el valor de una variable o un parámetro de un proyecto o alternativa que iguala dos elementos que pueden ser los ingresos y los costos.

Los estudios de los puntos de equilibrio se valen de estimaciones que se consideran ciertas, es decir, si se espera que los valores estimados varíen lo suficiente como para que influyan en el resultado, se requiriera otro análisis del punto de equilibrio con diferentes cálculos.

Tabla 4.21: COSTOS FIJOS Y COSTOS VARIABLES DE FUNCIONAMIENTO ANUAL.

Concepto	Costos fijos	Costos variables
Consumo agua		549,76
Consumo energía eléctrica		6 429,96
Consumo combustible		6 503,27
Operarios	35 683,00	
Depreciación	8 194,00	
Materiales para limpieza		360,00
TOTAL	43 877,00	13 842,99

Ingreso anual: $I_a = 63\ 900,00$ USD

Entonces el punto de equilibrio se lo obtiene mediante la siguiente fórmula:

$$PE = \frac{\text{Costos fijos}}{1 - \frac{\text{Costos variables}}{\text{Ingresos totales}}} \quad (4.6)$$

$$PE = \frac{43\ 877,00}{1 - \frac{13\ 842,99}{63\ 900,00}} = 56\ 010,94\ USD$$

Como el ingreso de usuarios al Complejo Hidrotermal es de dos tipos de precios el cálculo lo realizamos con el promedio de los dos precios.

$$\text{Promedio} = \frac{3 \text{ USD} + 1,5 \text{ USD}}{2}$$

$$\text{Promedio} = 2,25 \frac{\text{USD}}{\text{Persona}}$$

$$\text{Número de usuarios} = \frac{PE}{2,25 \frac{\text{USD}}{\text{Persona}}} \quad (4.7)$$

$$\text{Número de usuarios} = \frac{56\,010,94 \text{ USD}}{2,25 \frac{\text{USD}}{\text{Persona}}}$$

$$\text{Número de usuarios} = 24\,894 \text{ personas}$$

A una afluencia de 2 350 usuarios por mes hasta llegar a 24 894 usuarios requeriríamos **10 meses 16 días** para llegar al punto de equilibrio, por lo tanto el proyecto es aceptable.

4.4.6 Período de recuperación.

Para encontrar el período de recuperación del Complejo Hidrotermal utilizaremos el método de liquidación simple o también llamado método del período de reembolso el mismo que nos indica la liquidez del proyecto más su rentabilidad.

El método de liquidación simple nos da un balance entre los flujos de entrada de efectivo y los flujos de salida de efectivo en años el mismo que es el período de recuperación del capital invertido.

La ecuación del método de reembolso es la siguiente:

$$\eta_p = \frac{P}{FEN} \quad (4.8)$$

Donde:

P = Inversión inicial o primer costo, en *USD*.

FEN = Flujo de efectivo, en *USD*.

η_p = Recuperación del capital invertido, en *años*.

FEN = Ingresos – Desembolsos (Anualmente)

$$FEN = 63\,900 - 35\,683 - 360$$

$$FEN = 28\,577 \text{ USD}$$

$$\eta_p = \frac{45\,522,18 \text{ USD}}{28\,577 \text{ USD}}$$

$$\eta_p = 1 \text{ año } 7 \text{ meses}$$

4.5 Costos directos con la utilización de un sistema híbrido.

El siguiente análisis es utilizando 30 % de energías alternativas y un 70 % de energías convencionales.

4.5.1 Costo de materiales y equipos.

Tabla 4.22: COSTO DE LOS PANELES SOLARES NECESARIOS.

Sistema	N. Paneles solares	Costo (USD)
Hidromasaje	14	2 800,00
Piscina	96	19 200,00
ACS	13	2 600,00
TOTAL		24 600,00

Tabla 4.23: COSTO TOTAL DE MATERIALES Y EQUIPOS.

	Energía Convencional (70 %)	Energía solar (30 %)	Costo (USD)
Sauna	1 161,65	0	1 161,65
Turco	3 082,37	0	3 082,37
Hidromasaje	2 917,25	2 800	5 717,25
A.C.S	1 211,88	19 200	20 411,88
Piscina	26 618,49	2 600	29 218,49
TOTAL			59 591,64

4.5.2 Costos de mano de obra.

Tabla 4.24: COSTOS POR MANO DE OBRA.

Trabajador	N. de horas	Costo (USD/h)	Costo total (USD)
Técnico gasfitero	40	4	160,00
Ayudante	40	2	80,00
Técnico instalador de p. solares	20	4	80,00
Técnico instalador de equipos	16	4	64,00
Ayudante	16	2	32,00
TOTAL			416,00

4.5.3 Costo de transporte.

Tabla 4.25: COSTO POR TRANSPORTE.

Trayecto desde	Costo (USD)
Almacén de equipos	50,00
Distribuidor de tuberías y accesorios	50,00
TOTAL	100,00

4.5.4 Valor total de costos directos.

Tabla 4.26: RESUMEN TOTAL DE COSTOS DIRECTOS.

	Costo (USD)
Materiales y equipos	59 591,64
Mano de obra	416,00
Transporte	100,00
TOTAL	60 107,64

4.6 Costos indirectos.

Tabla 4.27: COSTOS INDIRECTOS.

Detalle	Cantidad (% CD)	Valor (USD)
Ingenieriles (diseño y supervisión)	10	6 010,76
Imprevistos	5	3 005,38
Utilidad	0	
Total		9 016,15

4.7 Costos totales.

Tabla 4.28: COSTOS TOTALES.

Costos	Total (USD)
COSTOS DIRECTOS	60 107,64
COSTOS INDIRECTOS	9 016,15
Total	69 123,79

4.8 Análisis de costos por operación y mantenimiento.

Tabla 4.29: COSTO DEL 70% DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE.

Consumo combustible	Costo unitario (kg)	Consumo de combustible (kg/h) 70%	Consumo diario (kg)	Consumo anual (kg)	Costo mensual (USD)	Costo anual (USD)
Hidromasaje	0,11	4,01	16,04	4619,52	42,35	508,15
Piscina	0,11	30,27	121,08	3 4871,04	319,65	3 835,81
ACS	0,11	3,47	13,88	3997,44	36,64	439,71
Total						4 783,68

Tabla 4.30: RESUMEN TOTAL DE COSTOS POR OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.

Inversión	Costo total anual (USD)	Costo mensual (USD)
Consumo agua	549,76	45,81
Consumo energía eléctrica	6 429,97	535,83
Consumo combustible	4 783,68	398,64
Trabajadores	22 200,00	1 850,00
Total	33 963,41	2 830,28

Por lo tanto se tendrá un costo mensual por operación y mantenimiento de \$ **2 830,28**.

4.8.1 Análisis de la afluencia de usuarios.

El análisis de afluencia de usuarios tomamos igual al caso analizado con energías convencionales.

Tabla 4.31: INGRESO MÍNIMO MENSUAL.

Tipo de usuario	Usuarios por mes	Costo unitario (USD)	Ingresos mensuales	Ingresos anuales
Capacidades especiales	150	1,5	225,00	2 700,00
Adultos mayores	200	1,5	300,00	3 600,00
Niños	800	1,5	1 200,00	14 400,00
Adultos	1200	3	3 600,00	43 200,00
Total			5 325,00	63 900,00

4.9 Salvamento de la inversión en el complejo hidrotermal.

Inversión: P = 69 123,79 USD

Salvamento del proyecto:

$$S = 10\% \times P$$

$$S = 0,10 * 69 123,79 \text{ USD}$$

$$S = 6 912,38 \text{ USD}$$

4.9.1 Depreciación anual del complejo hidrotermal.

Inversión: P = 69 123,79 USD

Salvamento: S = 6 912,38 USD

Vida útil contable: n = 10 años

Depreciación anual:

$$Da = \frac{P - S}{n}$$

$$Da = \frac{69\,123,79 - 6\,912,38}{5}$$

$$Da = 12\,442,28\text{USD}$$

La depreciación anual, la depreciación acumulada y el valor en libros del Complejo Hidrotermal al final de cada uno de los años de vida útil, se pueden apreciar en la siguiente tabla:

Tabla 4.32: DEPRECIACIÓN ANUAL DEL COMPLEJO HIDROTERMAL.

Año	Depreciación anual (USD)	Depreciación acumulada (USD)	Valor en libros (USD)
0	0	0	69 123,79
1	12 442,28	12 442,28	56 681,50
2	12 442,28	24 884,56	44 239,22
3	12 442,28	37 326,84	31 796,94
4	12 442,28	49 769,13	19 354,66
5	12 442,28	62 211,41	6 912,38

4.9.2 Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR).

Tabla 4.33: FLUJO DE CAJA.

	Símbolo	Valor
Costo de inversión	P	69 123,79
Ingreso anual	Ia	63 900,00
Egreso anual	Ea	33 963,41
Valor de salvamento a 5 años	Vs	6 912,38
Depreciación anual	Da	12 442,28
Tiempo a evaluar el proyecto (años)		5

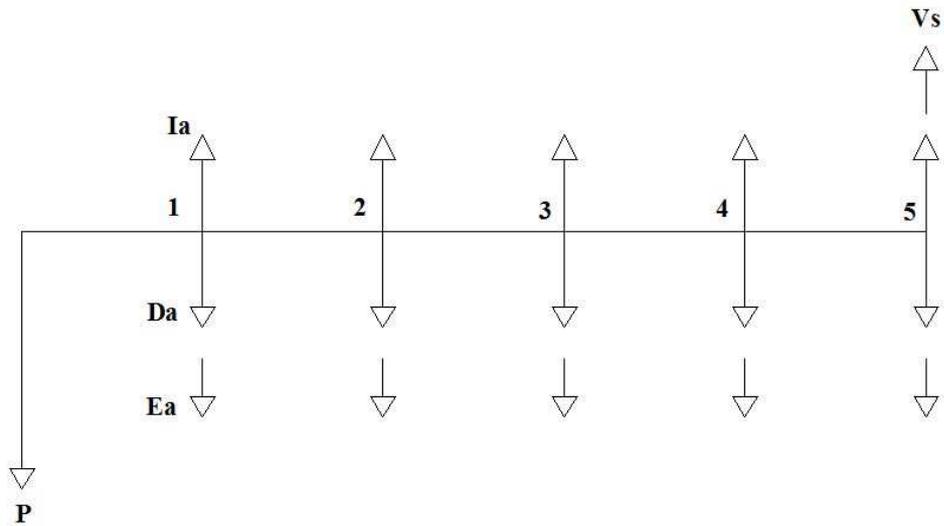


Figura 4.2: Diagrama de evacuación financiera del sistema híbrido.

Se calcula el valor presente neto VAN necesario para el cálculo de la TIR. ANEXO 14.

$$VAN = VAI - VAE$$

$$VAN = Ia * (P/A, i \%, n) + Vs * (P/F, i \%, n) - P - Da * (P/A, i \%, n) - Ea * (P/A, i \%, n)$$

$$VAN = (Ia - Da - Ea) * (P/A, i \%, n) + Vs * (P/F, i \%, n) - P$$

Para $i = 9 \%$

$$VAN = 17\,494,31 * 3,8897 + 6\,912,38 * 0,6499 - 69\,123,79$$

$$VAN = 3\,416,19$$

Para $i = 10 \%$

$$VAN = 17\,494,31 * 3,7908 + 6\,912,38 * 0,6209 - 69\,123,79$$

$$VAN = 1\,485,54$$

Para $i = 11 \%$

$$VAN = 17\,494,31 * 3,6959 + 6\,912,38 * 0,5935 - 69\,123,79$$

$$VAN = -364,07$$

Aplicando la ecuación para determinar la TIR se obtiene:

$$TIR = i\% + \frac{VAN(+)}{VAN(+) + VAN(-)} * \Delta\%$$

$$TIR = 10\% + \frac{1\,485,54}{1\,485,54 + 364,07} * 1\%$$

$$TIR = 10,80 \%$$

Como el TIR es menor al 15% exigido significa que el proyecto híbrido no es factible a 5 años.

4.10 Análisis financiero del sistema híbrido a 10 años plazo.

4.10.1 Depreciación anual del complejo hidrotermal a 10 años.

Inversión: P = 69 123,79 USD

Salvamento: S = 6 912,38 USD

Vida útil contable: n = 10 años

Depreciación anual:

$$Da = \frac{P - S}{n}$$

$$Da = \frac{69\,123,79 - 6\,912,38}{10}$$

$$Da = 6221,41 \text{ USD}$$

Tabla 4.34: FLUJO DE CAJA A 10 AÑOS PLAZO.

	Símbolo	Valor
Costo de inversión	P	69 123,79
Ingreso anual	Ia	63 900,00
Egreso anual	Ea	33 963,41
Valor de salvamento a 10 años	Vs	6 912,38
Depreciación anual	Da	6221,41
Tiempo a evaluar el proyecto (años)		10

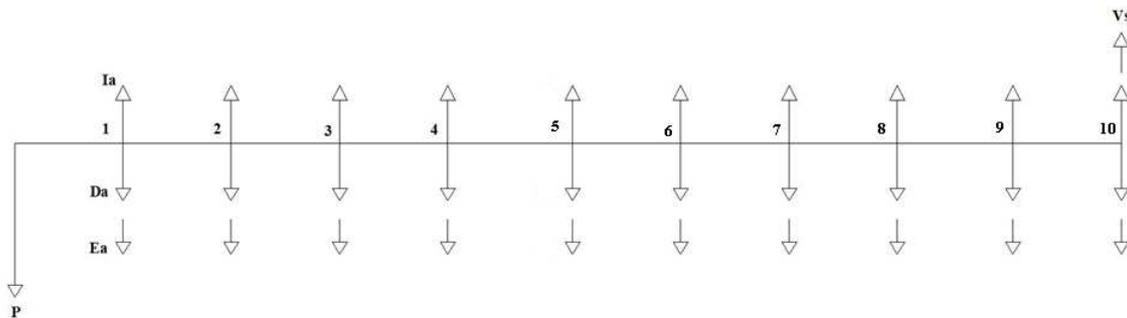


Figura 4.3: Diagrama de evacuación financiera del sistema híbrido a 10 años plazo.

$$VAN = VAI - VAE$$

$$VAN = (Ia - Da - Ea) * (P/A, i \%, n) + Vs * (P/F, i \%, n) - P$$

Para $i = 15 \%$

$$VAN = 28\,939,29 * 5,0188 + 6\,912,38 * 0,2472 - 69\,123,79$$

$$VAN = 51606,69$$

Para $i = 30 \%$

$$VAN = 28\,939,29 * 3,0915 + 6\,912,38 * 0,0725 - 69\,123,79$$

$$VAN = 4693,67$$

Para $i = 35\%$

$$VAN = 28\,939,29 * 2,715 + 6\,912,38 * 0,0497 - 69\,123,79$$

$$VAN = -4392,80$$

Aplicando la ecuación para determinar la TIR se obtiene:

$$TIR = i\% + \frac{VAN(+)}{VAN(+) + VAN(-)} * \Delta\%$$

$$TIR = 30\% + \frac{4\,693,67}{4\,693,67 + 4392,80} * 5\%$$

$$TIR = 32,58\%$$

El valor para la TIR de 32,58 % es mayor al 15 % exigido, por lo tanto el proyecto híbrido es aceptable a 10 años.

4.11 Análisis tecno-económico entre el sistema térmico y el sistema híbrido.

Tabla 4.35: COMPARACIÓN ECONÓMICA Y TÉCNICA ENTRE LOS DOS SISTEMAS.

	Térmico	Híbrido
TIR	34,93 %	32,58 %
Período de recuperación	5 años	10 años-
Porcentaje de contaminación	100%	70%
Inversión		
Total	45 958,18	69 123,79
Oper. y Mant.	6 503,27	4 783,68
Espacio para instalación	25 m ²	300 m ²

El sistema híbrido tiene algunas desventajas pero es el sistema que más debemos aprovechar ya que este sistema disminuye la contaminación ambiental.

CAPÍTULO V.

5 DESARROLLO Y EVALUACIÓN DEL SOFTWARE.

5.1 Introducción.

Implementar un software para resolver o realizar cálculos matemáticos es de gran ayuda para el análisis térmico e hidráulico ya que el tiempo de cálculo se reduce al mínimo. Para este caso en particular, si no se hubiera implementado el software hubiese resultado muy complicado llegar a los resultados finales ya que la mayoría de las ecuaciones involucradas en el proceso de cálculo son iterativas, y además, dichas ecuaciones de solución son tan extensas que resolverlas manualmente resulta impráctico.

5.1.1 Particularidades del software.

Para el desarrollo de este proyecto de tesis, se trabajó con el lenguaje de programación VISUAL STUDIO 2010. Se decidió trabajar con este lenguaje de programación por muchas razones. Una de estas se debe a que como todas las ecuaciones con las que se trabajó durante el proceso de cálculo no presentaban una complejidad matemática mayor, tales como funciones de BESSEL ni ecuaciones diferenciales, no se hacía necesario trabajar con lenguajes de programación que den esta ventaja de cálculo como Matlab u otros ya que con Visual Studio 2010 se podía trabajar sin ningún problema. Otra de las razones por las que se eligió este lenguaje de programación es que este permite crear interfaces de usuario de una manera muy rápida y sencilla y que al momento de trabajar con un programa elaborado con dicho lenguaje, la persona que utilice el software no tendrá complicaciones en el manejo del mismo.

En el caso del software desarrollado, el usuario ingresará una serie de datos útiles para los cálculos para luego con solo hacer un clic en el botón calcular, obtendrá todos los resultados necesarios para seleccionar los equipos. Para el ingreso de los datos en el software, estos están diferenciados en tres partes: la primera, que tiene que ver con las condiciones ambientales; la segunda se refiere a las dimensiones de los habitáculos, y la tercera tiene que ver con las condiciones de operación y funcionamiento. De la misma manera, la presentación de los resultados tiene que ver con los parámetros necesarios para poder seleccionar equipos tales como bombas, calentadores, intercambiadores de calor, etc. Es importante hacer notar que en cada una de las casillas donde son ingresados los datos, se encuentra seguidamente las unidades en las que deben de ser ingresados dichos datos a fin de evitar tener resultados erróneos. De la misma manera en las casillas de los resultados obtenidos, también se encuentran seguidamente las unidades respectivas.

5.2 Algoritmo de solución y explicación de funcionamiento.

El algoritmo empleado para el desarrollo del software es presentado en secciones para su mejor entendimiento, es por esto que a continuación se presenta de manera general el diagrama de flujo obtenido de todo el proceso de cálculo para luego entrar en detalle de cada una de las etapas mostrando así cual es el paso seguido en dichas etapas hasta obtener los resultados finales.

A continuación se muestra el diagrama de flujo general representativo del software desarrollado, en flujo grama de la Figura 5.1, y 5.5 esta desarrollados como Pseudocódigo.

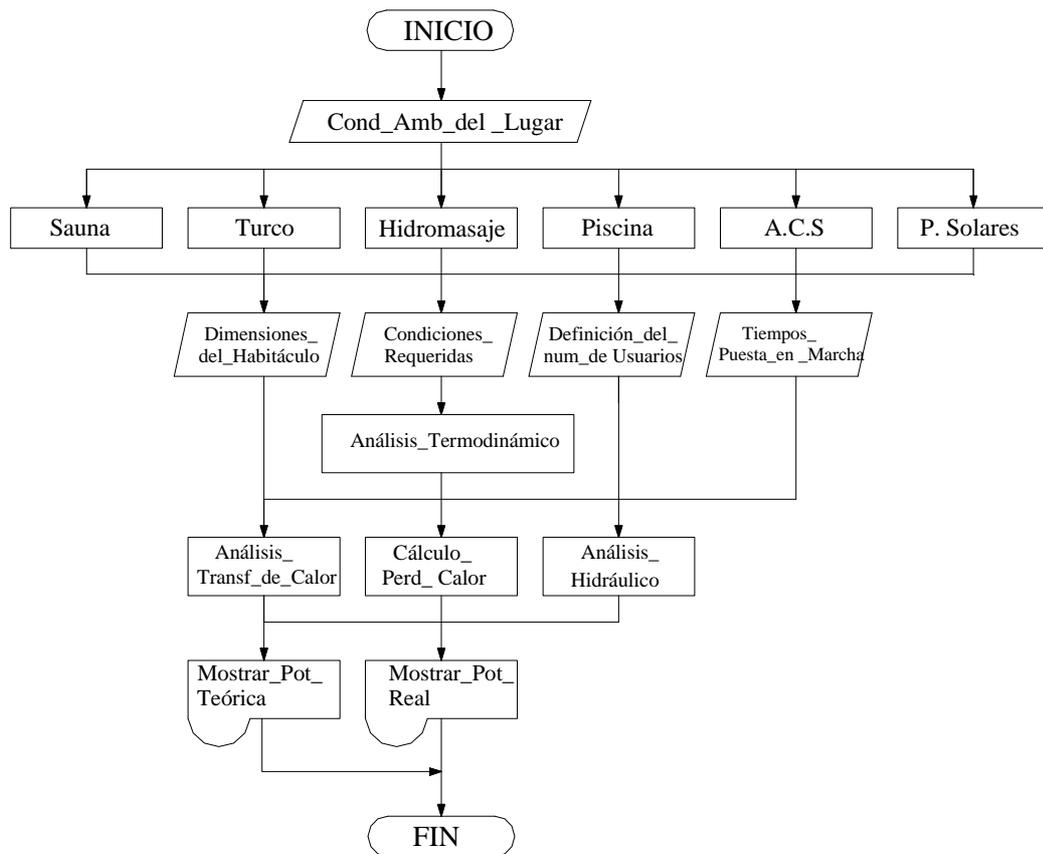


Figura 5.1: Diagrama de flujo general de funcionamiento del software.

Una vez presentado el algoritmo general se entrará en detalle en cada etapa de cálculo las cuales son:

- Sauna
- Turco
- Hidromasaje
- Piscina
- A.C.S (Agua Caliente Sanitaria)
- Paneles Solares

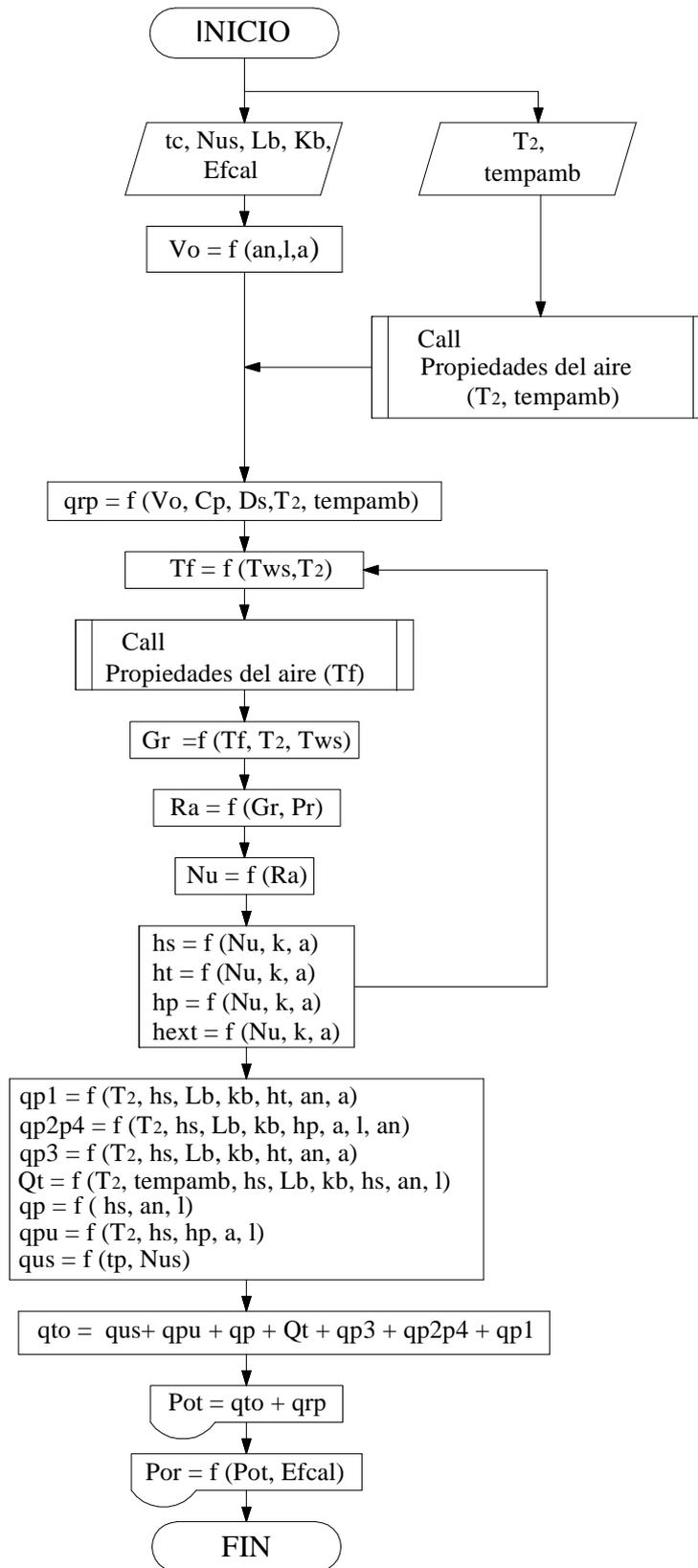


Figura 5.2: Diagrama de flujo para el cálculo de equipo de sauna.

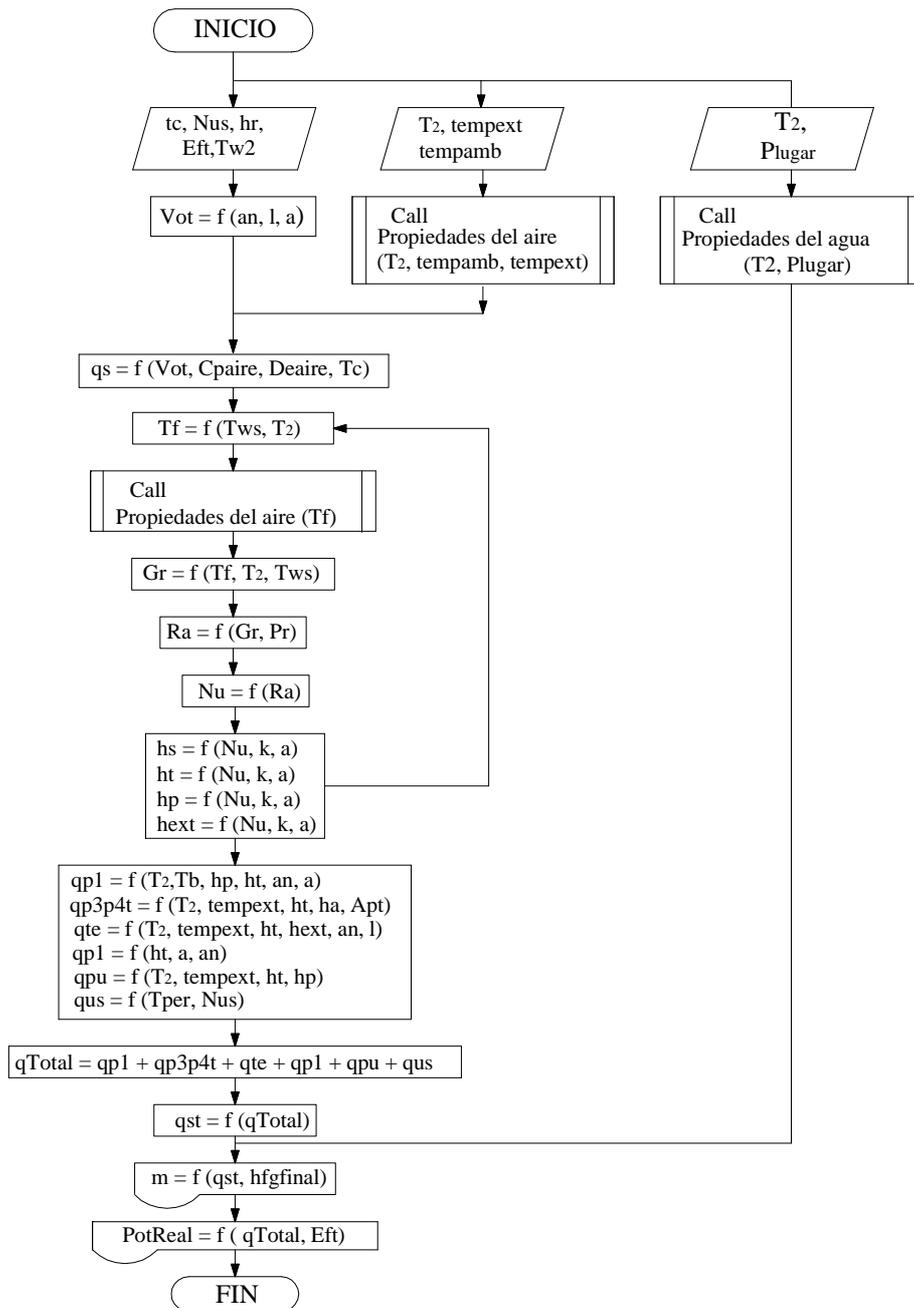


Figura 5.3: Diagrama de flujo para el cálculo de equipo de turco.

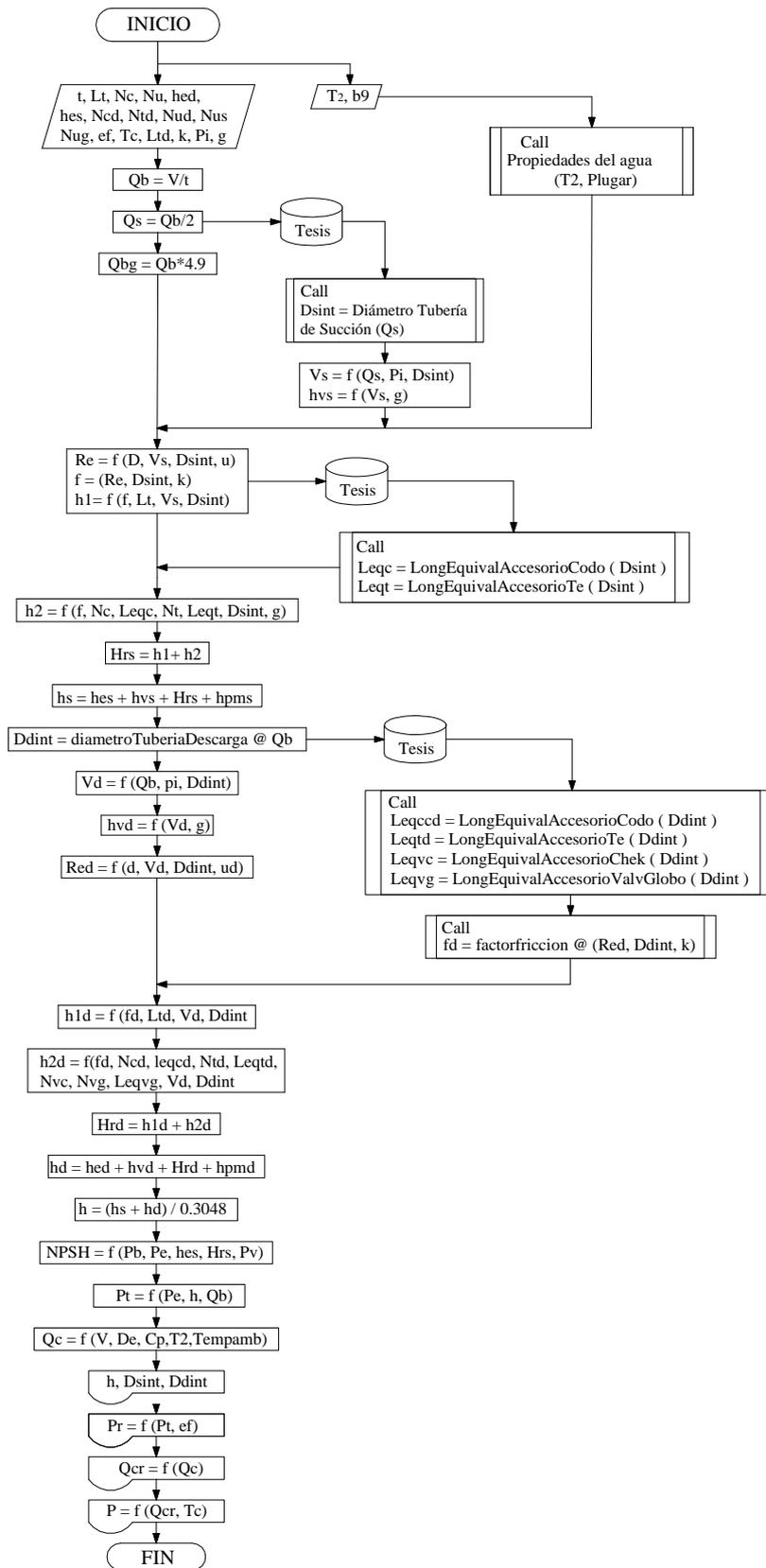


Figura 5.4: Diagrama de flujo para el cálculo de equipos de hidromasaje.

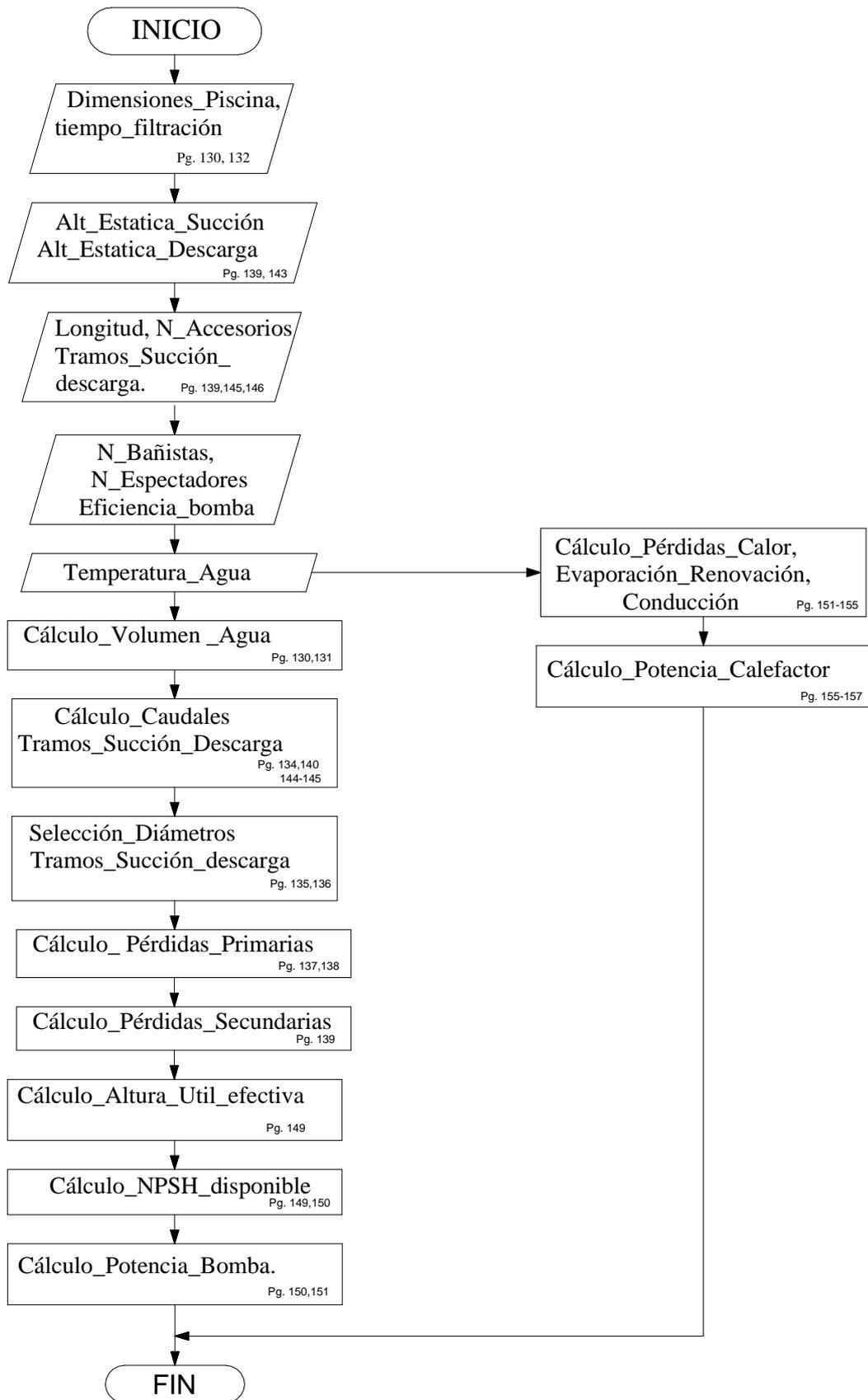


Figura 5.5: Diagrama de flujo para el cálculo de equipo de piscina (Pseudocódigo).

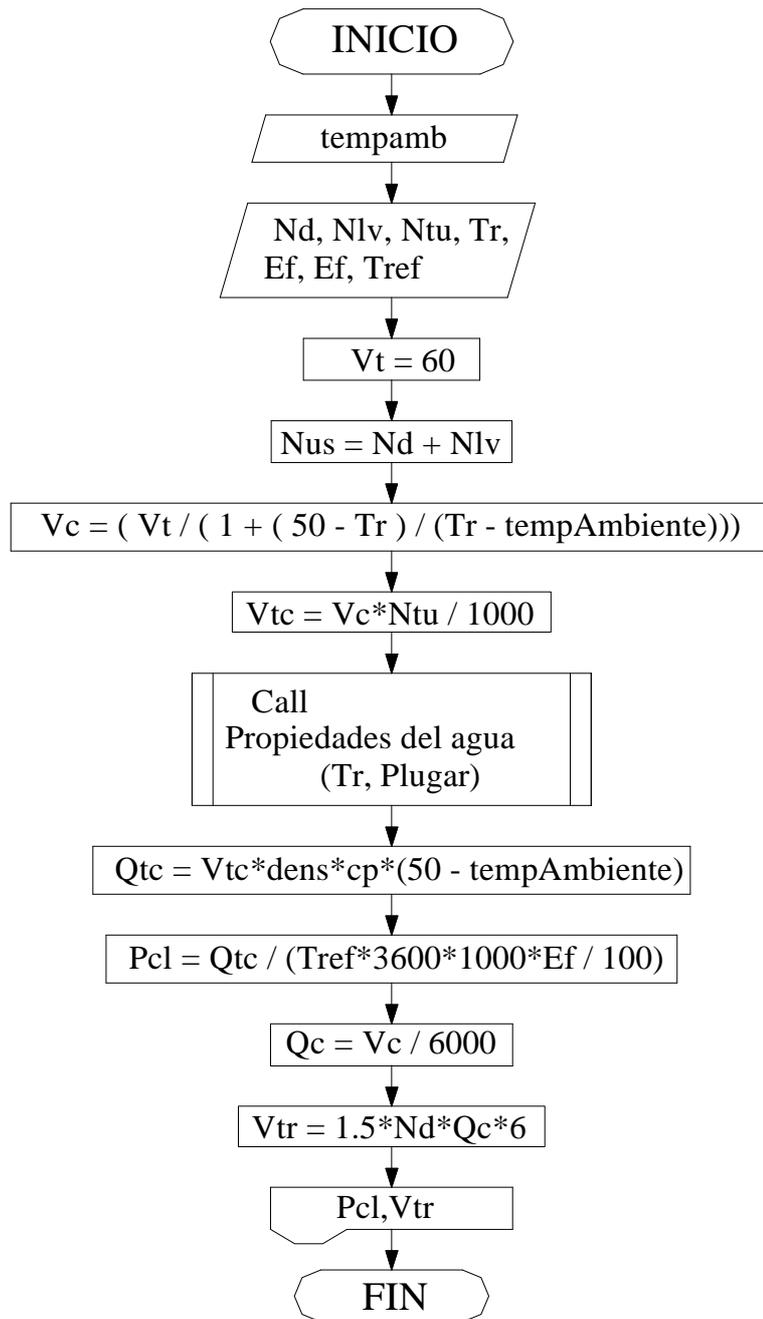


Figura 5.6: Diagrama de flujo para el cálculo de equipo de ACS.

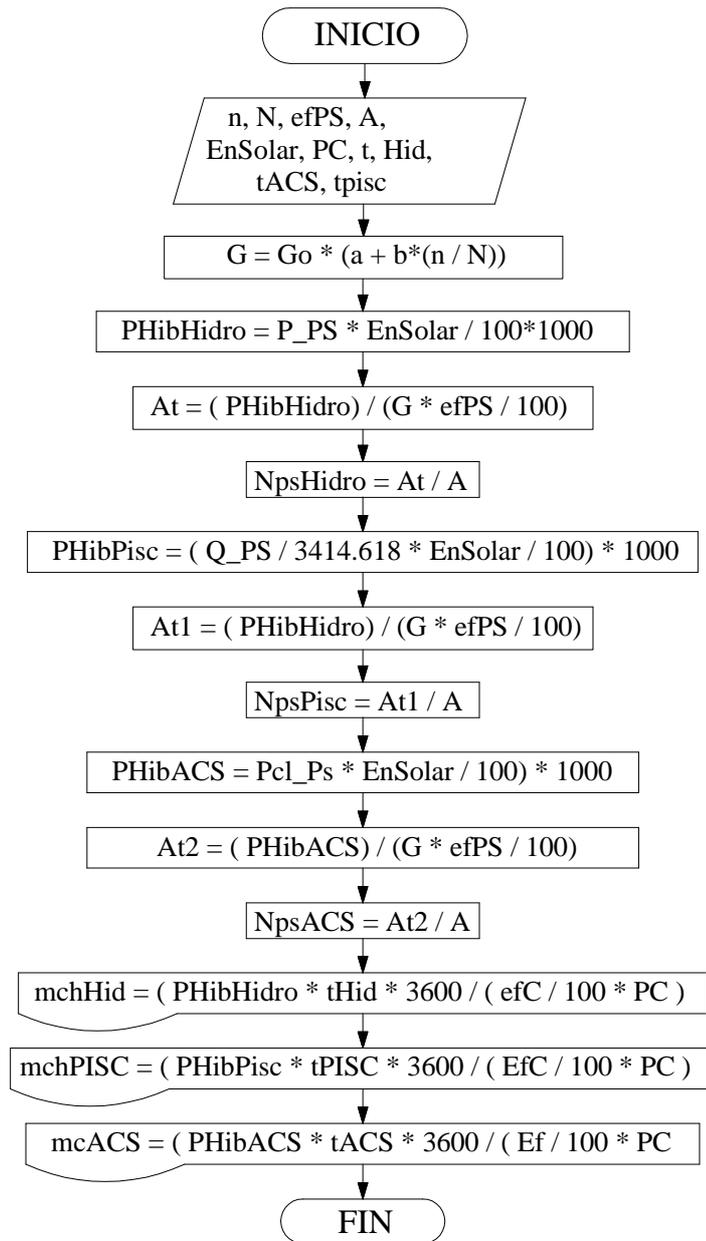


Figura 5.7: Diagrama de flujo para el cálculo de paneles solares.

5.3 Tutorial de manejo.

5.3.1 Introducción.

¿Qué se puede hacer con HidroSoft 1.0?

Mediante HidroSoft 1.0 se puede calcular la potencia de los equipos necesarios y suficientes con criterio de uso eficiente de la energía para satisfacer las necesidades de un Complejo Hidrotermal en cualquier ciudad, en la cual permite la utilización de la Energía Solar como alternativa para desarrollar un sistema híbrido de obtención de energía junto a la energía convencional en nuestro caso Energía Térmica.

El Complejo Hidrotermal de nuestro análisis consta de Sauna, Turco, Hidromasaje, Piscina, Agua caliente sanitaria y la selección del número de paneles solares necesarios si se desea desarrollar un sistema híbrido.

Se puede ingresar el porcentaje de energía solar que se desea utilizar en el sistema híbrido y el software da como dato de salida el número de paneles necesarios para cumplir esa demanda.

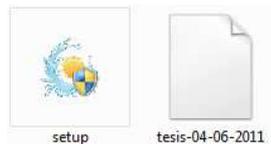
5.3.1 Instalación del programa

Primero deben estar instaladas las aplicaciones.

.NET Framework 4.0.

SQL server 2005. [29]

Abrir la carpeta donde se encuentre HidroSoft 1.0 y dar doble clic en el archivo setup.



Se visualiza la siguiente ventana.



Figura 5.8: Tutorial A0.

Dar clic en siguiente y pide la contraseña de instalación que es 48095003.



Figura 5.9: Tutorial A1.

Dar clic en siguiente, siguiente, siguiente, y por último en instalar.



Figura 5.10: Tutorial A2.



Figura 5.11: Tutorial A3.



Se crea un acceso directo en el escritorio, ejecutar, y esperar a que el programa se cargue.



Figura 5.12: Tutorial A4.

Y listo tenemos Hidrosoft 1.0 instalado en nuestro computador.

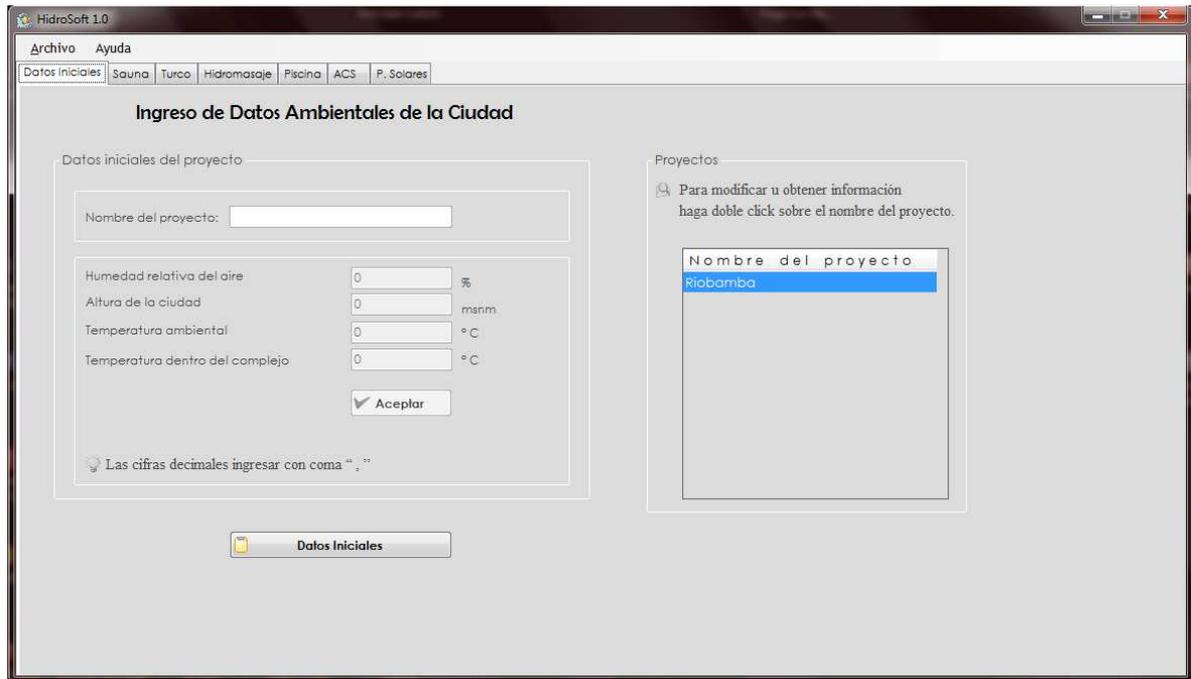


Figura 5.13: Tutorial A5.

5.3.2 Actualizar la base de datos

Para ello debemos tener instalado el programa SQL Server 2005, y el programa Visual Studio 2010 una vez que tengamos instalados se ejecuta el programa SQL server y pide el login que es “sa” y el Password que es “sql”. Y dar clic en Connect.

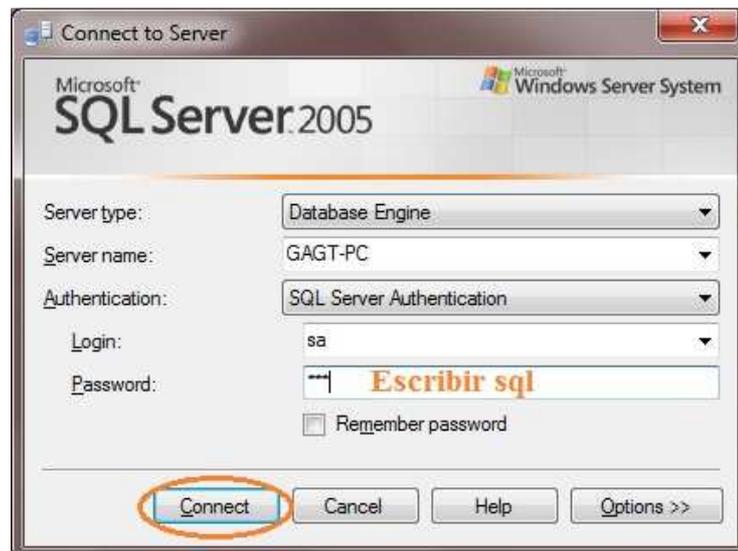


Figura 5.14: Tutorial A6.

Ahora ir a la parte izquierda del programa dar clic en Databases , clic derecho en tesis, clic en tasks, Restore, Database.

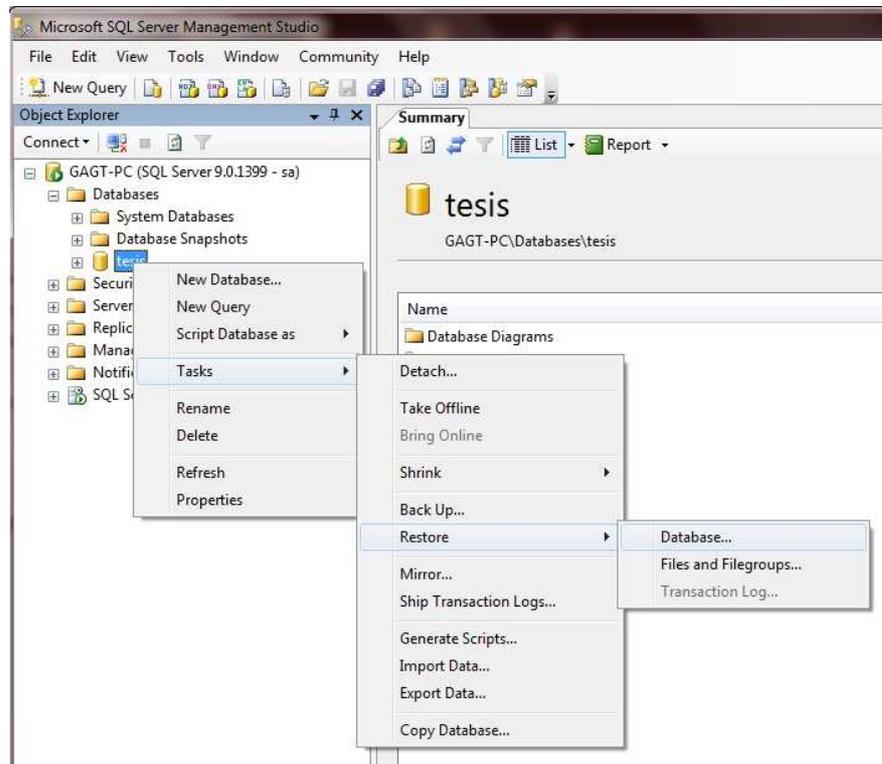


Figura 5.15: Tutorial A7.

Aparece la siguiente ventana dar clic en From device y dar clic en la casilla.

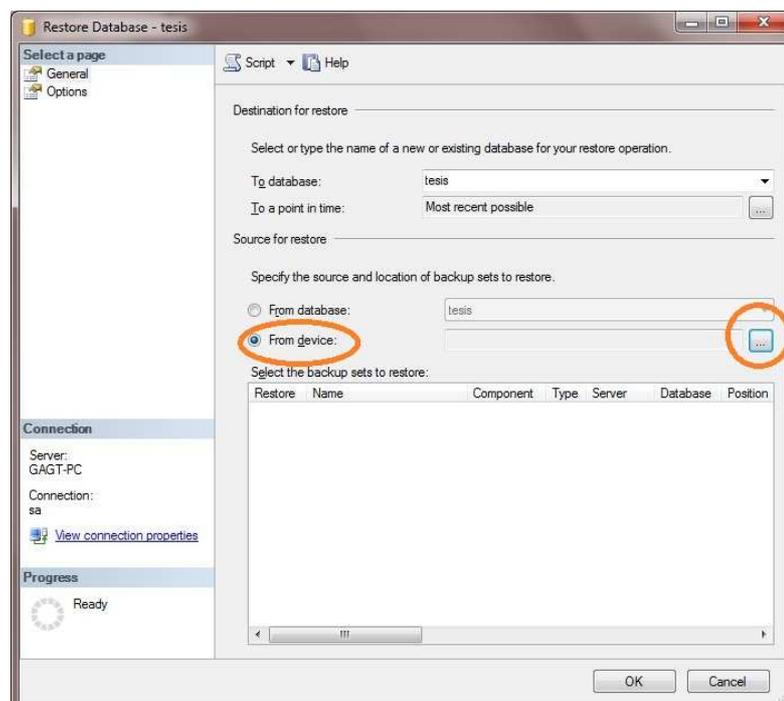


Figura 5.16: Tutorial A8.

Dar clic en Add.

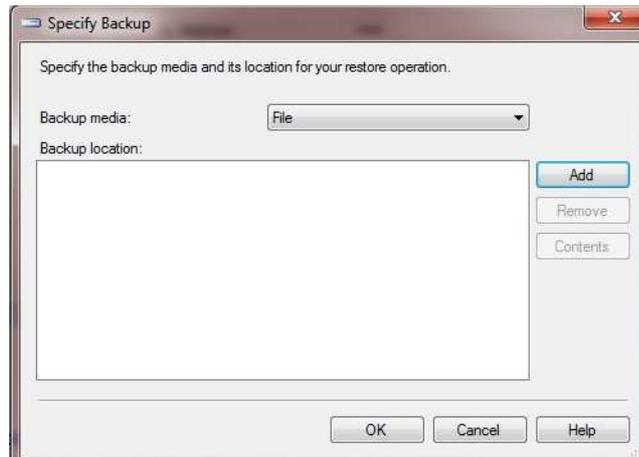


Figura 5.17: Tutorial A9.

Ahora buscar el archivo que se proporciona con el instalador para ello en el linbox “Files of type” seleccionamos la opción “All Files”. Una vez encontrado el archivo tesis 01-06-2011 dar clic en OK.

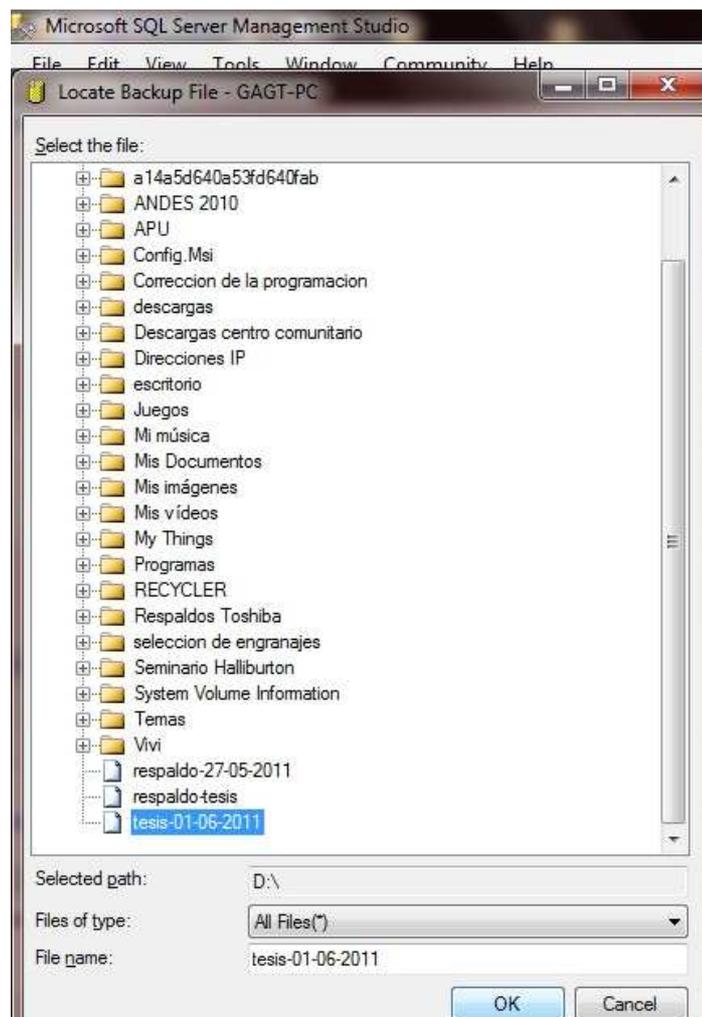


Figura 5.18: Tutorial A10.

Dar un clic en el visto y en la parte izquierda dar clic en “Options”.

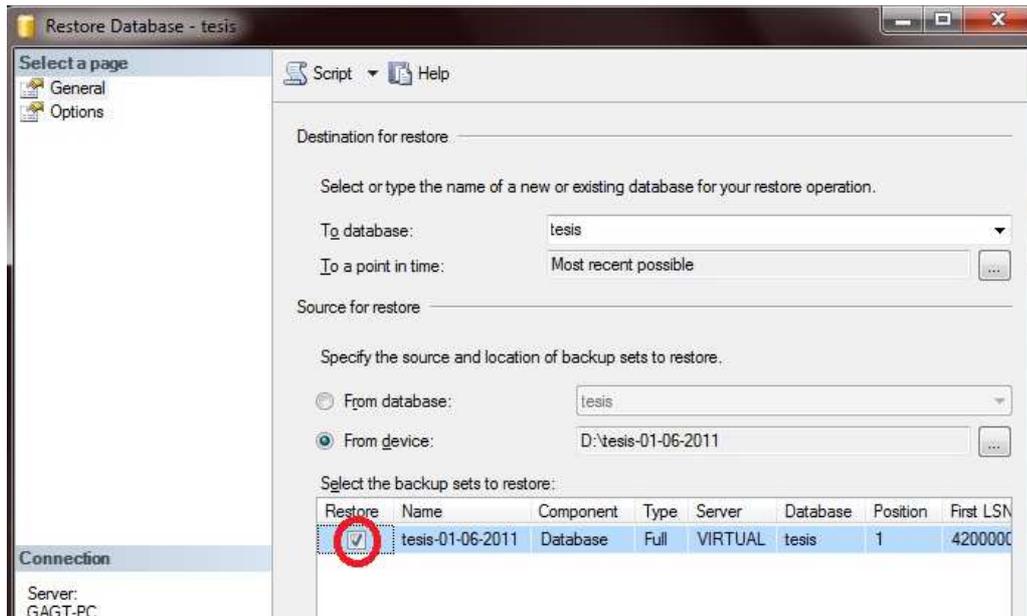


Figura 5.19: Tutorial A11.

Dar clic en “Overwrite the existing database” y luego en OK y entonces ya tenemos la base de datos que utiliza Hidroft 1.0 actualizada.

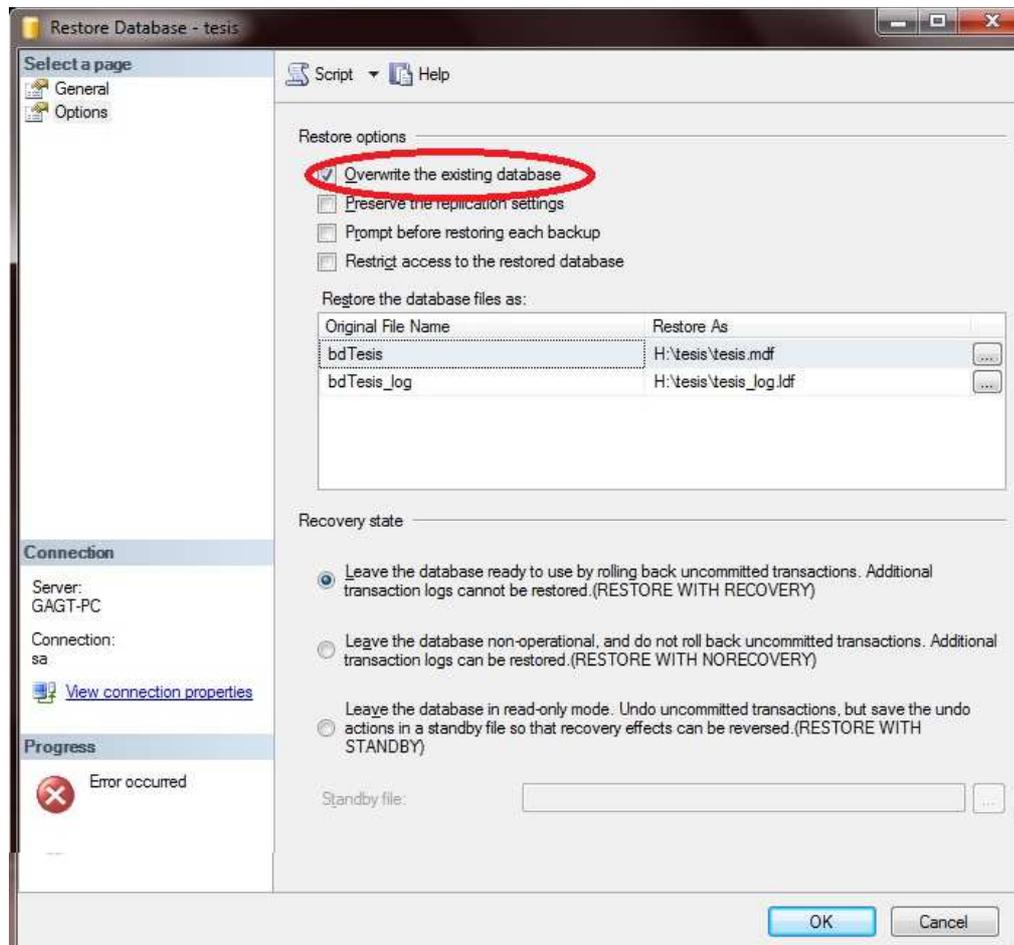


Figura 5.20: Tutorial A12.

5.3.3 Manual del usuario.

Al ejecutar el software la primera ventana que aparece es donde se debe seleccionar la opción deseada.

Nuevo.- Para desarrollar un nuevo proyecto.

Guardar.- Guarda un proyecto culminado.

Abrir.- Abre un proyecto guardado anteriormente.

Salir.- Sale de la compilación.

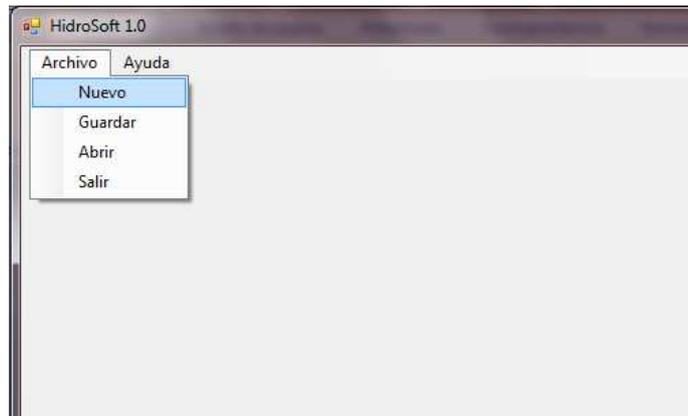


Figura 5.21: Tutorial A13.

1. **Datos Iniciales.** panel en el cual se ingresa las características y propiedades ambientales de la ciudad y la temperatura del ambiente interior del complejo si éste se encuentra aislado del exterior, en nuestro caso tomamos como referencia la ciudad de Riobamba que tiene las siguientes características.

Luego de ingresar todos los datos dar clic en **Aceptar** esta opción desactiva los campos de edición y no permite editar los datos iniciales, si se desea editar dar clic en el botón **Datos Iniciales**

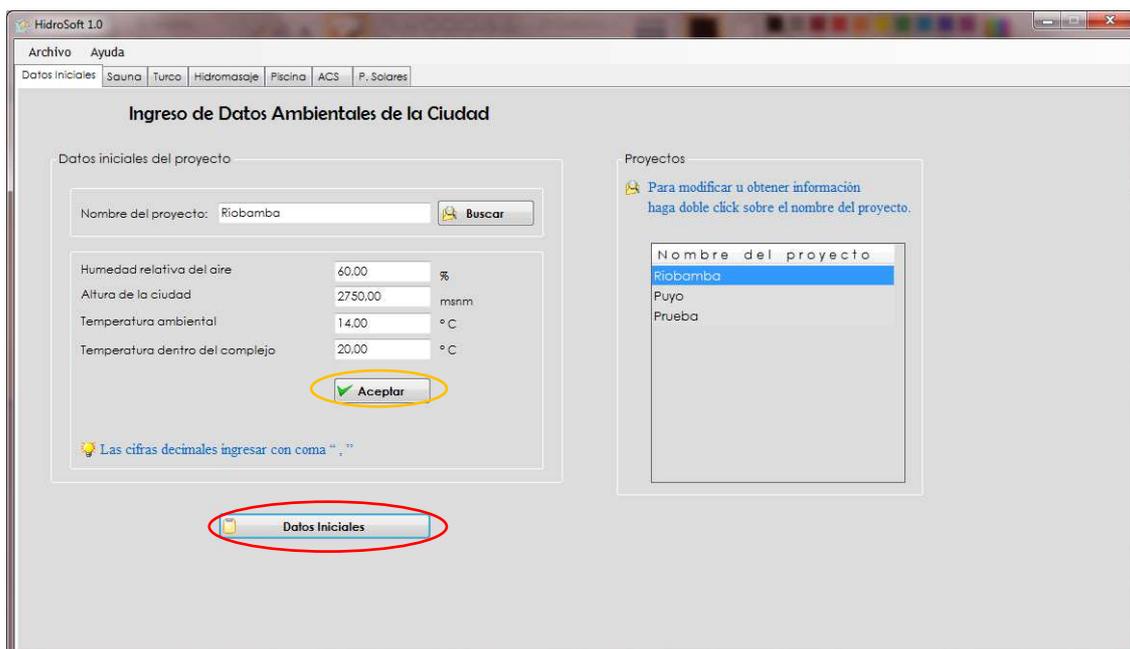


Figura 5.22: Tutorial A14.

2. Pestaña Sauna, panel para el cálculo del equipo calefactor de la sauna.

En la sección **1** se ingresan los datos siguientes:

- Temperatura en el interior.- es la temperatura a la que se desea calentar la sauna.
- Tiempo de calentamiento.- es el tiempo en el que la sauna se va a calentar para su uso.
- Número de usuarios.- aquí se ingresa el número máximo de usuarios que ingresaran.
- Eficiencia del Calefactor.- esta es característica del equipo que se va a utilizar para calentar la sauna el rango que se recomienda es de 50-80 %.

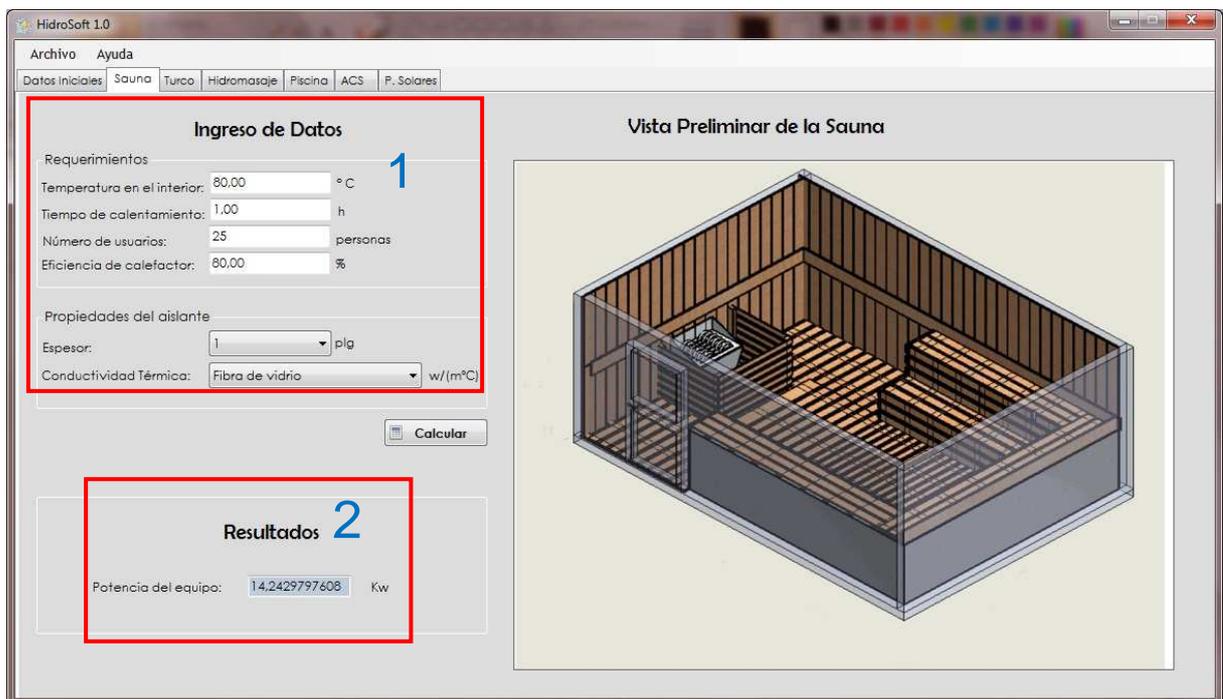


Figura 5.23: Tutorial A15.

En la sección **2** se visualizan los datos siguientes:

- Potencia del equipo.- que es la potencia con la cual vamos a seleccionar nuestro equipo calefactor y es mayor debido a que el equipo no entrega su potencia al 100 %.

3. Pestaña Turco, panel para el cálculo del equipo generador de vapor del turco.

En la sección **1** se ingresan los datos siguientes:

- Temperatura en el interior.- es la temperatura a la que se desea calentar el turco con vapor saturado.
- Tiempo de calentamiento.- es el tiempo en el que el turco se va a calentar para su uso.
- Número de usuarios.- aquí se ingresa el número máximo de usuarios que ingresaran.
- Eficiencia del Calefactor.- esta es característica del equipo que se va a utilizar para calentar el turco el rango que se recomienda es de 50-80 %.

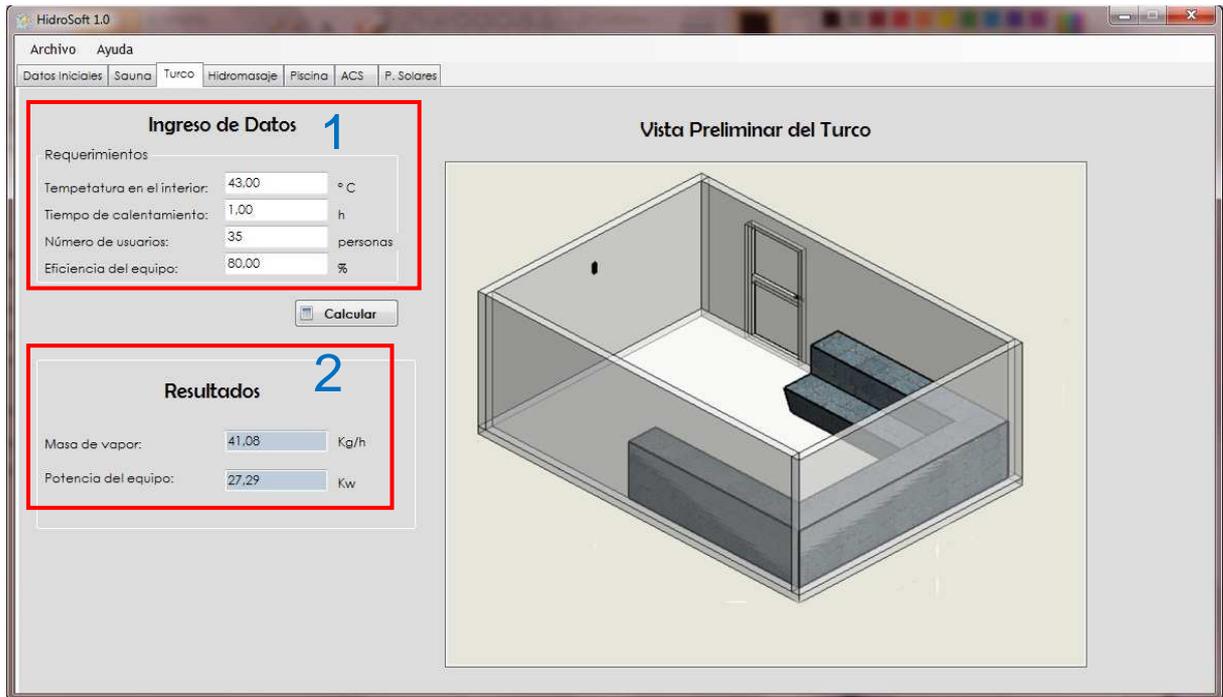


Figura 5.24: Tutorial A16.

En la sección **2** se visualizan los datos siguientes:

- Masa de vapor.- que es la cantidad de vapor que el equipo debe entregarme para satisfacer la demanda de calor, con este dato se puede seleccionar el equipo generador de vapor.
- Potencia del equipo.- Con este dato también se puede seleccionar el equipo generador de vapor.

4. Pestaña Hidromasaje, panel para el cálculo de los equipos necesarios para un hidromasaje.

En la sección **1** se ingresan los datos siguientes:

- Número de usuarios.- es la cantidad máxima de personas que entraran en el hidromasaje
- Tiempo de filtrado.- es el tiempo inicial de cálculo en el que agua estará calentándose y filtrándose.
- Temperatura en el hidromasaje.- es la temperatura a la que el hidromasaje se calentara.
- Eficiencia del Calentador.- esta es característica del equipo que se va a utilizar para calentar el agua del hidromasaje el rango que se recomienda es de 50-80 %.
- Eficiencia de la bomba.- esta es característica del equipo de bombeo que se va a utilizar para recircular el agua, el rango que se recomienda es de 50-80 %.

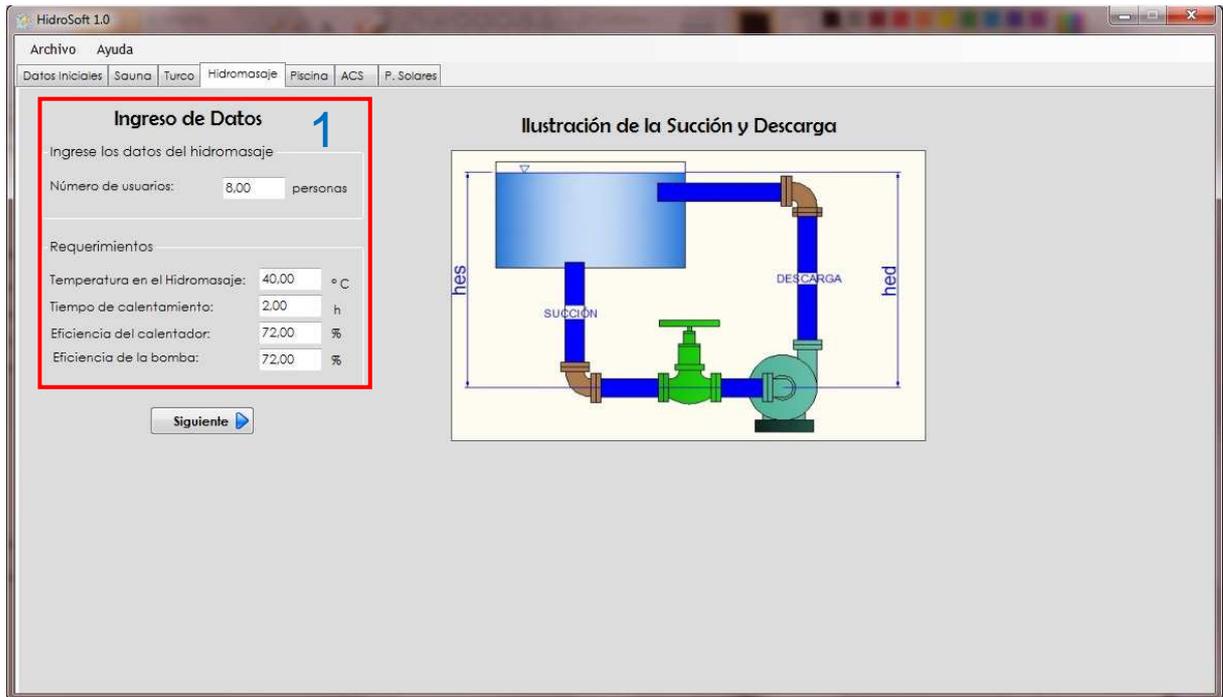


Figura 5.25: Tutorial A17.

Una vez ingresado todos los datos se da clic en siguiente y visualizamos el siguiente panel.

En la sección **2** y **3** se ingresan los datos siguientes:

- Altura estática de succión, descarga.- es la altura desde el nivel de la bomba de agua hasta la superficie libre del agua.
- Longitud de Tubería.- esta se refiere a la longitud desde los skimmers hasta la bomba de agua en el caso de succión en el grafico representada por la línea color celeste, y en la descarga desde la bomba al filtro de ahí a los calentadores y de los calentadores a las boquillas de expulsión, en el gráfico representada por la línea de color rojo.
- Número de codos, número de Tees, número de uniones.- se refiere a la cantidad de accesorios en el tramo de succión de descarga.

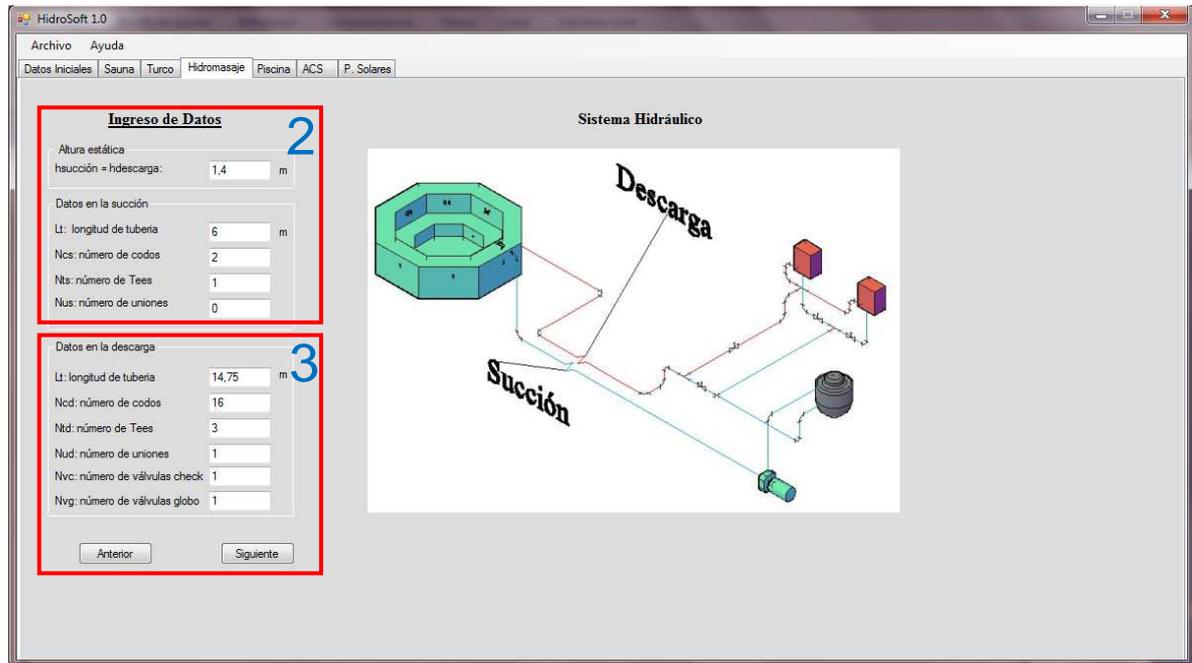


Figura 5.26: Tutorial A18.

En la sección 4 se visualizan los datos siguientes:

- H.- Altura manométrica
- Q.- Caudal que debe suministrar la bomba de agua
- Ds. Diámetro Succión.- Diámetro que deberá tener todo el tramo de la tubería de succión.
- Dd. Diámetro de descarga.- Diámetro que deberá tener todo el tramo de la tubería de descarga.
- Potencia del calefactor.- que es la potencia real con la cual seleccionaremos nuestro(s) calefactor(es).

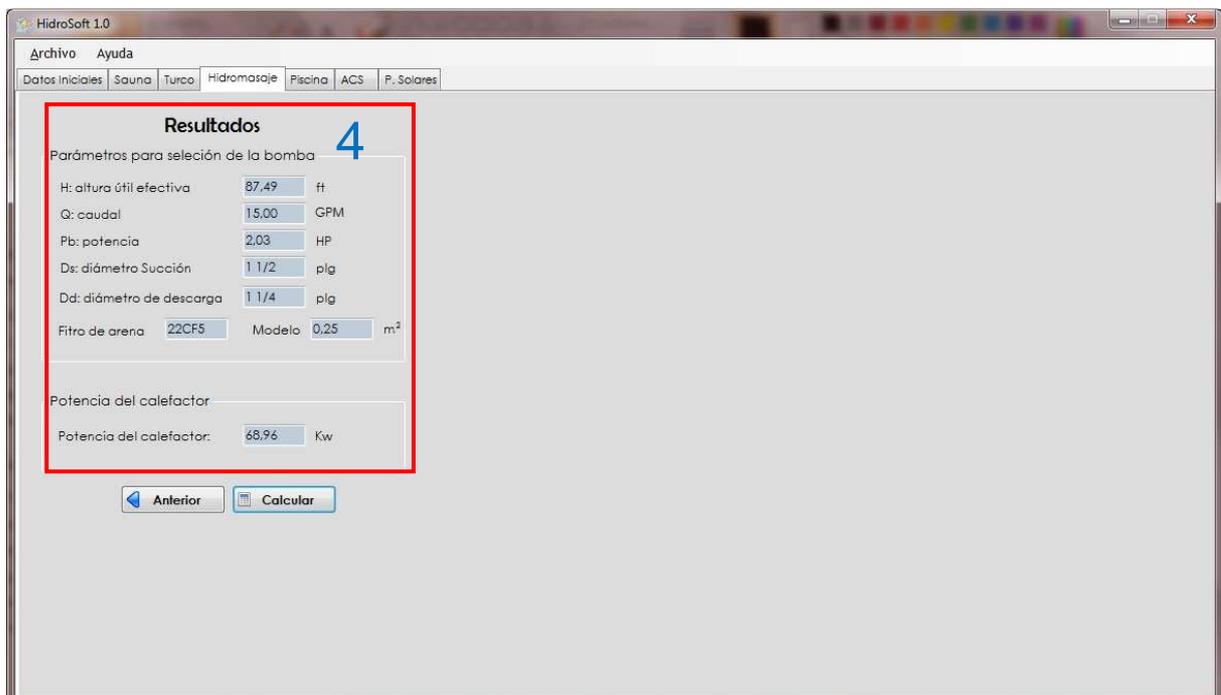


Figura 5.27: Tutorial A19.

5. **Pestaña Piscina**, panel para el cálculo de los equipos necesarios para una Piscina.

En la sección **1** se ingresan los datos siguientes:

- Longitud L1, L4, L5, P1, P2, a.- que son las dimensiones que va a tener la piscina y las cuales se usaran para calcular el volumen de agua a manejar, según el tipo de piscina que se necesita las dimensiones se encuentran recomendadas en las tablas de color azul.
- Tiempo de filtrado.- es el tiempo inicial de cálculo en el que el agua estará calentándose y filtrándose.
- Eficiencia de la bomba.- esta es característica del equipo de bombeo que se va a utilizar para recircular el rango que se recomienda es de 50-80 %.
- Eficiencia del calefactor.- esta es característica del equipo que se va a utilizar para calentar el agua de la piscina el rango que se recomienda es de 50-80 %.
- Número de usuarios.- Es la cantidad de personas máxima que se espera tener en un instante dentro de la piscina.
- Número de espectadores.- Es la cantidad de personas máxima que se espera tener en un instante en los alrededores de la piscina.
- Temperatura deseada.- es la temperatura a la que la piscina se calentara.

Una vez ingresado todos los datos se da clic en siguiente y visualizamos el siguiente panel.

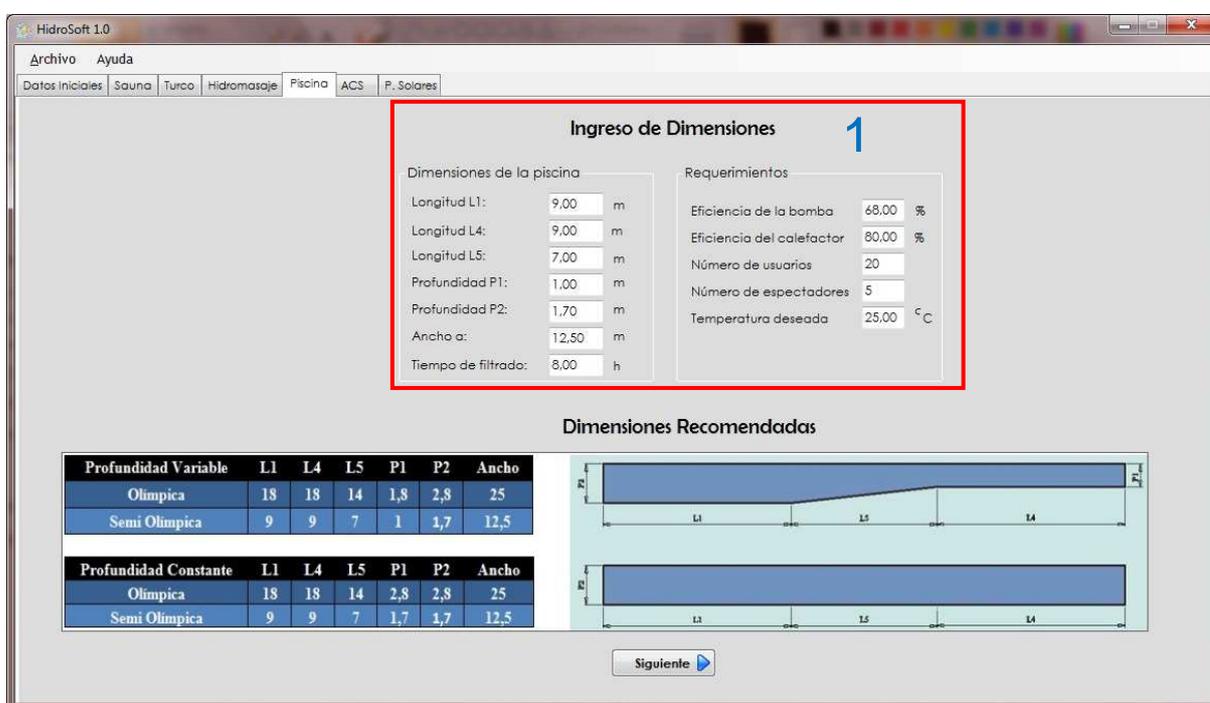


Figura 5.28: Tutorial A20.

En la sección **2 y 3** se ingresan los datos siguientes:

- Altura estática de succión, descarga.- es la altura desde el nivel de la bomba de agua hasta la superficie libre del agua.

- Longitud, Tramo 1, 2, 3, 4, 5.- estas se refieren a las longitudes de tubería en el caso del tramo de succión que es desde los skimmers al equipo de bombeo, y en la descarga desde la bomba al filtro de ahí a los calentadores y de los calentadores a las boquillas de expulsión.
- Número de codos, número de Tees, número de uniones, número de válvulas Globo.- se refiere a la cantidad de accesorios en el tramo de succión y de descarga.

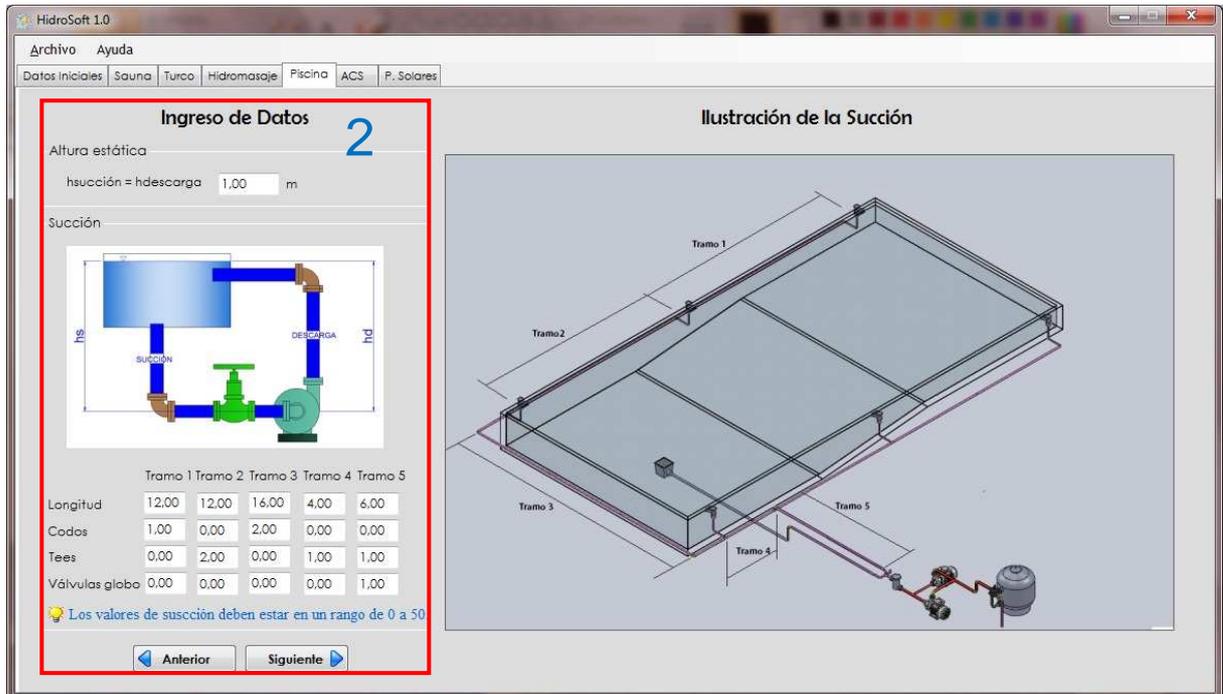


Figura 5.29: Tutorial A21.

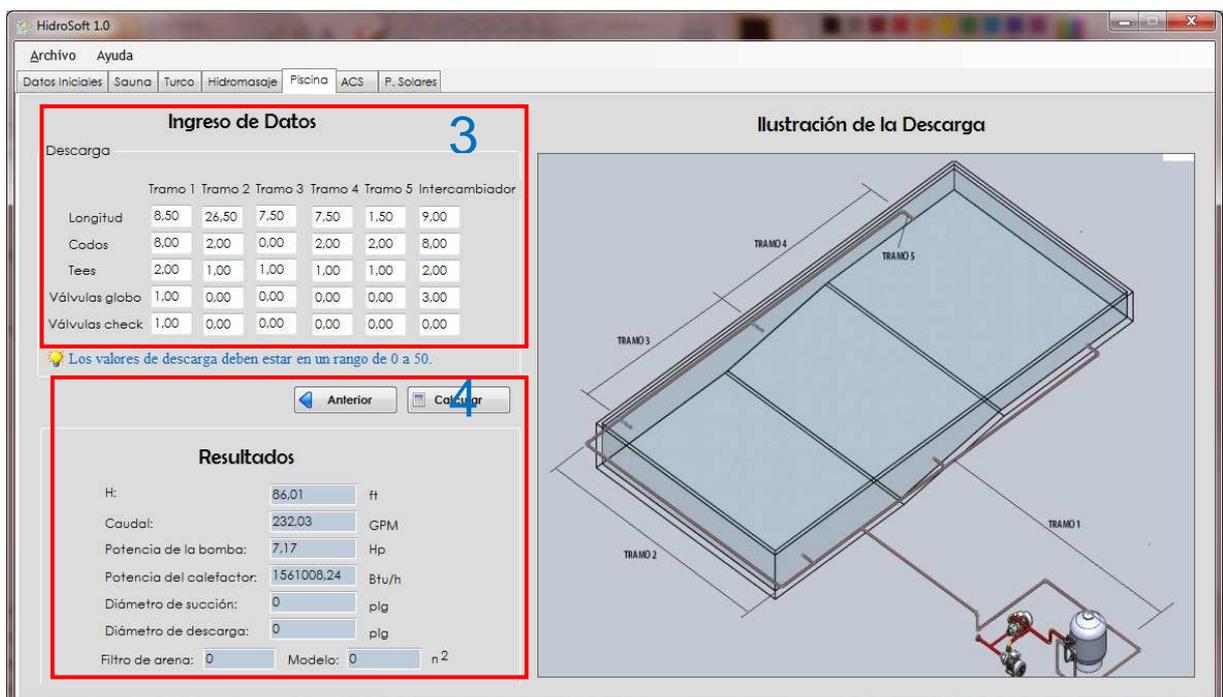


Figura 5.30: Tutorial A22.

En la sección 4 se visualizan los datos siguientes:

- H.- Altura manométrica
- Q.- Caudal que debe suministrar la bomba de agua
- Ds. Diámetro Succión.- Diámetro que deberá tener el tramo de la tubería de succión.
- Dd. Diámetro de descarga.- Diámetro que deberá tener el tramo de la tubería de descarga.
- Potencia del calefactor.- que es la potencia real con la cual seleccionaremos nuestro(s) calefactor(es).

6. **Pestaña ACS**, panel para el cálculo del equipo para calentar el agua y también el volumen del tanque reservorios necesarios para satisfacer las demandas de agua caliente.

En la sección 1 se ingresan los datos siguientes:

- Numero de duchas.- es la cantidad de duchas de agua caliente que se va a instalar.
- Numero de lavamanos.- es la cantidad de lavamanos que utilizaran agua caliente.
- Número de usuarios.- aquí se ingresa el número máximo de usuarios que se espera tener en un instante utilizando el agua caliente.
- Temperatura requerida.- es la temperatura que espera que tenga el agua caliente.
- Eficiencia del Calefactor.- esta es característica del equipo que se va a utilizar para calentar el agua el rango que se recomienda es de 50-80 %.
- Tiempo de utilización.- Es el tiempo máximo en el que se utilizara el agua caliente.

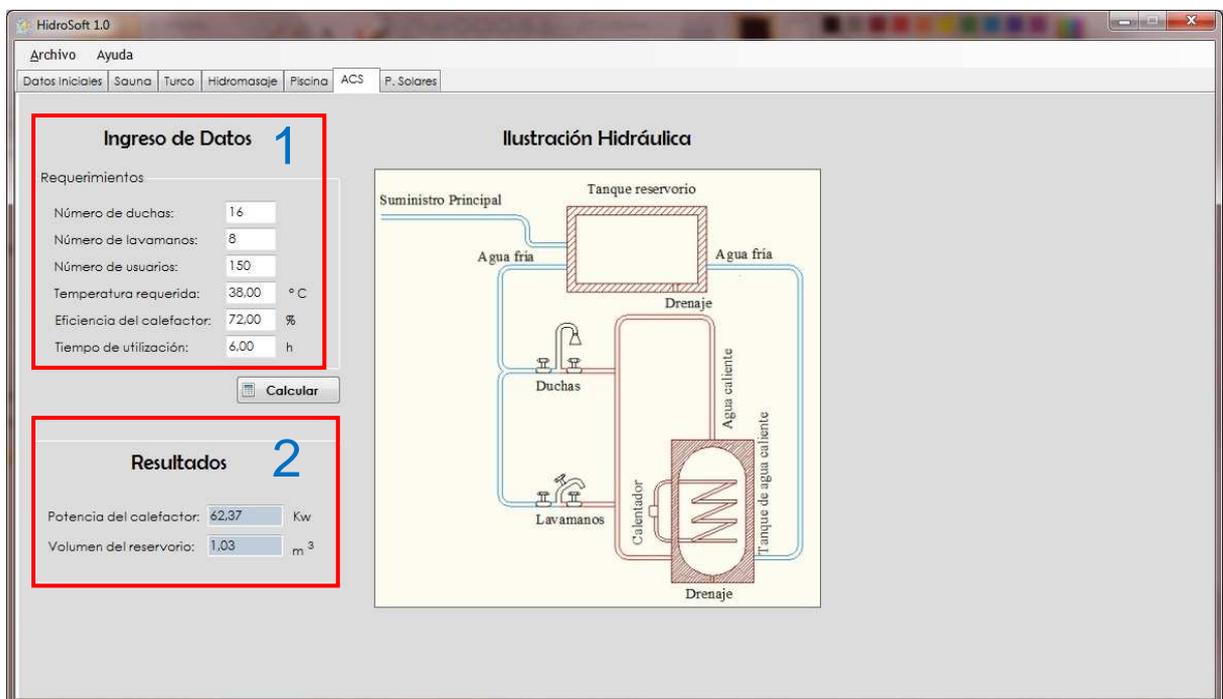


Figura 5.31: Tutorial A23.

En la sección **2** se visualizan los datos siguientes:

- Potencia del calefactor.- es la potencia real con la cual se selecciona el calentador de agua.
- Volumen del Reservorio.- es el volumen necesario que debe tener el tanque reservorio para satisfacer la demanda de agua.

7. **Pestaña P. Solares**, panel para el cálculo del número necesario de paneles solares en un sistema híbrido es decir que utilice paneles solares y los equipos convencionales para cada caso.

En la sección **1** se ingresan los datos siguientes:

- n: horas de sol brillante.- es el número de horas de sol brillante, que es propio de cada ciudad
- N: Horas máximo de sol al día.- que es propio de cada ciudad.

En la sección **2** se ingresan los tiempos en los que se espera que funcione los equipos convencionales de GLP.

En la sección **3** se ingresan las propiedades, de los paneles solares que se van a instalar.

The screenshot displays the HidroSoft 1.0 software interface. The window title is "HidroSoft 1.0" and the menu bar includes "Archivo" and "Ayuda". The main menu has tabs for "Datos Iniciales", "Sauna", "Turco", "Hidromasaje", "Piscina", "ACS", and "P. Solares".

The interface is divided into several sections:

- Ingreso de Datos (1):** "Propiedades ambientales" with input fields for "n: horas de sol brillante" (6,00 h) and "N: horas máximo de sol al día" (11,00 h).
- Tiempo que trabaja los equipos (GLP) (2):** Input fields for "Hidromasaje: 6,00 h", "Piscina: 6,00 h", and "ACS: 6,00 h".
- Propiedades del panel solar (3):** Input fields for "Eficiencia: 70,00 %", "Área: 2,40 m²", and "Energía Solar: 30,00 %".
- Poder Calorífico (GLP) (4):** Input field for "Poder Calorífico (GLP): 46294,04 KJ/Kg" and a "Calcular" button.
- Resultados:** A table showing the number of solar panels and fuel savings for each equipment type.

Número de P. Solares		Ahorro de Combustible	
Hidromasaje:	14,00	9,65	Kg
Piscina:	107,00	63,99	Kg
ACS:	13,00	8,73	Kg

To the right of the input fields is a schematic diagram titled "Ilustración del Sistema Híbrido". It shows a "Campo de colectores solares" connected to a "Calefactor" (water heater) via two "Intercambiador de calor" (heat exchangers). The system also includes a reservoir labeled "AGUA".

Figura 5.32: Tutorial A24.

En la sección **4** se visualizan los siguientes datos:

- Número de Paneles Solares.-
- Hidromasaje.- es la cantidad necesaria de paneles solares para calentar el agua del Hidromasaje en un sistema híbrido individual.
- Piscina.- es la cantidad necesaria de paneles solares para calentar el agua de la Piscina en un sistema híbrido individual.
- ACS.- es la cantidad necesaria de paneles solares para calentar el agua caliente sanitaria en un sistema híbrido individual.

- Ahorro de Combustible.- Es la cantidad de combustible en nuestro caso GLP que se ahorrara instalando Paneles solares.

5.4 Pruebas del software y análisis de resultados.

5.4.1 Casos de estudio.

El software desarrollado fue comprobado con el Complejo de la ESPOCH, cuyos datos necesarios para que el programa funcione, se encuentran en la siguiente tabla:

Tabla 5.1: DATOS PARA ANALIZAR UN COMPLEJO HIDROTERMAL CON HidroSoft 1.0.

REQUERIMIENTOS	DATOS
SAUNA	
Temperatura en el Interior	70 [°C]
Tiempo de calentamiento	1 [h]
Número de usuarios	25 u
Eficiencia del calefactor	80 %
Tipo de aislante en las paredes	Fibra de Vidrio
Espesor	2 [plg]
Conductividad térmica	42,5 [W/m °C]
TURCO	
Temperatura en el interior	43 [°C]
Tiempo de calentamiento	1 [h]
Número de usuarios	35 u
Eficiencia del generador de vapor	80 %
PISCINA	
Longitud L1	9 [m]
Longitud L5	7 [m]
Longitud L4	9 [m]
Profundidad P1	1 [m]
Profundidad P2	1,7 [m]
Ancho a	12,5 [m]
Tiempo t	8 [h]
Eficiencia de la bomba	68 %
Eficiencia del calefactor	80 %
Número de usuarios	20 u
Número de espectadores	5 u
Temperatura del agua caliente	25 [°C]
HIDROMASAJE	
Número de usuarios	8 personas

Tiempo de Filtrado	0,2 [h]
Temperatura en el hidromasaje	40 [°C]
Tiempo de calentamiento	2 [h]
Eficiencia de la bomba	72 %
Altura estática de succión	1,4 [m]
Longitud de tubería	6 [m]
A.C.S	
Número de duchas	16 u
Número de lavamanos	8 u
Número de usuarios	150 u
Temperatura requerida	38 [°C]
Eficiencia del calefactor	72 %
Tiempo de utilización	6 [h]

Tabla 5.2: POTENCIAS EXISTENTES EN EL COMPLEJO DE LA ESPOCH.

DATOS	ESPOCH
SAUNA	
Pot. Equipo calefactor	15 [kW]
TURCO	
Pot. Equipo generador de vapor	28 [kW]
PISCINA	
Pot. de la bomba	10 [hp]
Capacidad del filtro de arena	18 [m ³ /h]
Pot. del calefactor	1200 [kBtu / h]
HIDROMASAJE	
Pot. de la bomba centrífuga	2 [hp]
Pot. de la bomba presión	3,6 [hp]
Capacidad del filtro de arena	60 [m ³ /h]
Pot. del calefactor	72 [kW]
A.C.S	
Volumen del tanque reservorio	2 [m ³]
Potencia del calefactor	70 [kW]

El complejo antes descrito ya han sido diseñados y sus equipos seleccionados por sus respectivos constructores por lo que a continuación se muestran nuestros cálculos.

5.4.2 Análisis de resultados.

En esta parte del presente proyecto de tesis se realizó pruebas del software ya desarrollado. Dichas pruebas consisten en ingresar datos de Complejos Hidrotermales y al final verificar que los resultados que proporcione el software se encuentren dentro de los rangos normales de operación y poder concluir mediante dichos datos proporcionados que el software funciona correctamente. Es así como se demuestra la validez y eficacia de utilizar el software desarrollado como una herramienta de análisis, diseño térmico e hidráulico. Habiendo realizado estas pruebas también se pudo verificar la cantidad de tiempo que se ahorra y cuán fácil resultaba trabajar con dicho programa para los cálculos de análisis y diseño térmico.

Tabla 5.3: POTENCIAS OBTENIDAS UTILIZANDO HydroSoft 1.0.

DATOS	ESPOCH
SAUNA	
Pot. Equipo calefactor	14,92 [kW]
TURCO	
Pot. Equipo generador de vapor	28 [kW]
PISCINA	
Pot. de la bomba	7,35 [hp]
Capacidad del filtro de arena	54 [m ³ /h]
Pot. del calefactor	1569,3018 [kBtu / h]
HIDROMASAJE	
Pot. de la bomba	1,81 [kW]
Pot. de la bomba presión	2,14 [hp]
Capacidad del filtro de arena	15 [m ³ /h]
Pot. del calefactor	69 [kW]
A.C.S	
Volumen del tanque reservorio	264 [gal]
Potencia del calefactor	62 [kW]

CAPÍTULO VI.

6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

6.1 Conclusiones.

- Para un sistema térmico el valor del TIR es de 34,27%, lo que indica que el proyecto es rentable a 5 años ya que este porcentaje es mayor que la tasa de interés del préstamo de inversión que es el 15%.
- Para un sistema híbrido el valor del TIR es de 10,80 %, lo que indica que el proyecto no es rentable a 5 años plazo, pero el TIR es 32,58 % para 10 años plazo.
- Según el análisis de costos con la utilización de paneles solares la inversión se la recupera a largo plazo por lo que aparentemente no es factible la utilización de estos, pero por otro lado estamos evitando la utilización de combustibles y así se estaría reduciendo la contaminación.
- Para un cálculo eficiente de las potencias de los equipos del Complejo Hidrotermal es necesario trabajar con las propiedades del aire, agua y vapor que existente en cada ciudad, el software permite este detalle.
- Los cálculos realizados en esta tesis son hidráulicos y térmicos, además se debe tomar en consideración el número máximo de usuarios ya que son variables importantes para seleccionar equipos de manera eficiente y real.
- Como se ha podido demostrar a lo largo del desarrollo de este proyecto de tesis, el software desarrollado es sin duda una herramienta necesaria para el análisis y cálculo de las potencias necesarias de los equipos del Complejo Hidrotermal ya que todos los cálculos se los realiza de manera muy rápida.
- El desarrollo del software evita tareas tediosas tales como el manejo de tablas, ábacos, iteraciones, ya que consta de modelos matemáticos que calculan las propiedades de las diferentes variables de trabajo.
- El usuario podrá evaluar los proyectos que el desee hasta llegar a la conclusión que alguno de ellos en particular se encuentre dentro de las condicionales normales de operación.

6.2 Recomendaciones.

- Buscar organizaciones interesadas en la conservación del medio ambiente para que inviertan económicamente en la utilización de Sistemas híbridos de Energía y así mitigar la contaminación ambiental la cual es irreversible y progresiva.

- Para que el software funcione de una manera correcta, los datos que se ingresen deben de tener lógica y deben de estar dentro de rangos racionales en las unidades que se muestran al lado de cada casillero de entrada.
- Seleccionar Equipos de alta eficiencia ya que estos realizan el mismo trabajo en menor tiempo y ahorran gastos por operación y mantenimiento.
- Para realmente determinar la validez de establecer un complejo hidrotermal se debe ejecutar el estudio de factibilidad, comercialización y marketing conforme a lo previsto en la presente investigación Con la finalidad de obtener los índices de rentabilidad proyectados para este caso práctico.
- El software realizado tomó los datos de los materiales de construcción necesarios para evaluar características térmicas e hidráulicas, por lo que si se construye un complejo hidrotermal mediante este software este deberá tener las características de construcción que se utilizaron en este proyecto.
- En el software HidroSoft 1.0 para utilizar la pestaña P. Solares se debe ingresar primero los datos de todas las otras pestañas como son Sauna, Turco, Hidromasaje, Piscina, Agua Caliente Sanitaria, de no ser así el cálculo no se puede realizar.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- [1] HOLMAN, J. Transferencia de Calor. 10ma ed. México: McGraw-Hill, 1999. pp. 42.
- [2] MOTT, R. Mecánica de Fluidos. 6ta ed. México: Pearson Educación, 2006. pp. 414, 415, 416.
- [3] GILES, R. Mecánica de los Fluidos e Hidráulica. 6ta ed. México: McGraw-Hill, 1999. pp. 98, 99,103.
- [4] GOULDS PUMP. Manual de Bombas. Estados Unidos, 1995. pp. 2, 110,112.
- [5] PEDROLLO. Catálogo General 60 Hz. Italia, 2004. pp. 16,17.
- [6] VALENZUELA, R. Apuntes de Transferencia de Calor: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, 2003. pp. 54, 55, 61,60.
- [7] INCROPERA, F. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4ta ed. México: Prentice Hall, 1999. pp. 492,493.
- [8] SANTILLAN, R. Tecnología y Medio Ambiente. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, 2003. pp. 69, 70.
- [9] BLANK, L. Ingeniería Económica. 4ta ed. Colombia: McGraw-Hill, 2000. pp.231, 689.
- [10] ALDÁS S. D. Estudio Técnico Económico Para la Mejora de la Eficiencia de los Calentadores de Agua Utilizados en la Piscina de la ESPOCH de la Ciudad de Riobamba. Riobamba, 2009. pp. 66.
- [11] Instalaciones típicas del turco.
http://www.industriasovelma.com/files/CP_MANUAL%20TURCO%20THERMES.pdf, 2009 - 06 -03.
- [12] Tipos de recirculación en la piscina. <http://es.scribd.com/doc/38014192/manual-piscinas>, 2009 - 06-03.
- [13] Número de skimmers recomendado. <http://www.temena.bg/bg/pdf/pools/parts-ABS.pdf>, 2009-07-12.
- [14] Irradiación solar vs los recursos energéticos globales establecidos.
<http://lookverde.com/2010/11/%C2%BFpor-que-la-energia-solar-es-nuestra-mejor-alternativa-energetica>, 2010-01-02.
- [15] Orientación recomendada de los paneles.
http://www.ereмо.es/docs/CALEFACCION_CENTRAL_Y_PISCINAS-MAYO2006.pdf, 2010- 01-02.
- [16] Propiedades termodinámicas del agua, vapor saturado y aire.
http://rapidshare.com/#!download|19132|319714973|International_Steam_Tables.rar|7264, 2010-01-15.
- [17] Presión atmosférica en función de la altitud sobre el nivel del mar.

- http://www.tutiempo.net/silvia_larocca/Temas/ecuaciones.htm, 2010-01-16.
- [18] Densidad del aire. http://www.dolzgnos.com.ar/htm/densidad_del_aire.htm, 2010-02-02.
- [19] Propiedades termofísicas del aire. <http://webcache.googleusercontent.com>, 2010-02-03.
- [20] Propiedades termofísicas del aire. <http://docs.google.com>, 2010-06-04.
- [21] Temperaturas dentro de la sauna. <http://es.wikipedia.org/wiki/Sauna>, 2010-06-06.
- [22] Termorregulación. <http://www.intramed.net/contenido.asp?contenidoID=68018>, 2010-07-21.
- [23] Volumen de agua para ducharse. <http://webcache.googleusercontent.com>, 2011-02-15.
- [24] Manual de piscinas. <http://docs.google.com>, 2011-03-12.
- [25] Caudal total de succión por los skimmers.
http://www.tuferreteriaonline.com/images/uploads/pdf/skimmer_0249.pdf, 2011-03-13.
- [26] Número de skimmers necesarios.
http://www.tuferreteriaonline.com/images/uploads/pdf/skimmer_0249.pdf, 2011-03-15.
- [27] Ahorro de energía en piscinas cubiertas.
<http://www.caloryfrio.com/archivoscyf/pdf/dossiers/foroclima2007/19-B.EvaMAlbarracin CIATESA.pdf>, 2011-03-12.
- [28] Tasa de interés activa. www.bce.intere-tasa-activa.org, 2011-03-15.
- [29] Como instalar SQL Server 2005 Standard o Enterprise Edition. www.google.com. 2011-05-05.

BIBLIOGRAFÍA.

BLANK, L. Ingeniería Económica. 4ta ed. Colombia: McGraw-Hill, 2000.

GILES, R. Mecánica de los Fluidos e Hidráulica. 6ta ed. México: McGraw-Hill, 1999.

GOULDS PUMP. Manual de Bombas. Estados Unidos, 1995. (cat)

HOLMAN, J. Transferencia de Calor. 10ma ed. México: McGraw-Hill, 1999.

INCROPERA, F. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4ta ed. México: Prentice Hall, 1999.

MOTT, R. Mecánica de Fluidos. 6ta ed. México: Pearson Educación, 2006.

PEDROLLO. Catálogo General 60 Hz. Italia, 2004. (cat)

SANTILLAN, R. Tecnología y Medio Ambiente. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, 2003. (doc)

ALDÁS S. D. Estudio Técnico Económico para la Mejora de la Eficiencia de los Calentadores de Agua Utilizados en la Piscina de la ESPOCH de la Ciudad de Riobamba. Riobamba. 2009. (tesis)

VALENZUELA, R. Apuntes de Transferencia de Calor. Riobamba: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, 2003. (doc)

LINKOGRAFÍA.

AHORRO DE ENERÍA EN PISCINAS CUBIERTAS

<http://www.caloryfrio.com/archivos-cyf/pdf/dossiers/foroclima2007/19-B.EvaMAlbarracin-CIATESA.pdf>
2011-03-12

CAUDAL TOTAL DE SUCCIÓN POR LOS SKIMMERS

http://www.tuferreteriaonline.com/images/uploads/pdf/skimmer_0249.pdf
2011-03-13

DENSIDAD DEL AIRE

http://www.dolzhnos.com.ar/htm/densidad_del_aire.htm
2010-02-02

INSTALACIONES TÍPICAS DEL TURCO

http://www.industriasovelma.com/files/CP_MANUAL%20TURCO%20THERMES.pdf
2009 - 06 - 03

IRRADIACIÓN SOLAR VS LOS RECURSOS ENERGÉTICOS GLOBALES ESTABLECIDOS

<http://lookverde.com/2010/11/%C2%BFpor-que-la-energia-solar-es-nuestra-mejor-alternativa-energetica/>
2010-01-02

MANUAL DE PISCINAS

<http://docs.google.com>
2011-03-12

NÚMERO DE SKIMMERS NECESARIOS

http://www.tuferreteriaonline.com/images/uploads/pdf/skimmer_0249.pdf
2011-03-15

NÚMERO DE SKIMMERS RECOMENDADO

<http://www.temena.bg/bg/pdf/pools/parts-ABS.pdf>
2009-07-12

ORIENTACIÓN RECOMENDADA DE LOS PANELES

http://www.eremo.es/docs/CALEFACCION_CENTRAL_Y_PISCINAS-MAYO2006.pdf
2010- 01-02

PRESIÓN ATMOSFÉRICA EN FUNCIÓN DE LA ALTITUD SOBRE EL NIVEL DEL MAR

http://www.tutiempo.net/silvia_larocca/Temas/ecuaciones.htm
2010-01-16

PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AGUA, VAPOR SATURADO Y AIRE

http://rapidshare.com/#!download|19132|319714973|International_Steam_Tables.rar|7264
2010-01-15

PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DEL AIRE

<http://webcache.googleusercontent.com>
2010-02-03

TASA DE INTERÉS ACTIVA

www.bce.intere-tasa-activa.org
2011-03-15

TEMPERATURAS DENTRO DE LA SAUNA

<http://es.wikipedia.org/wiki/Sauna>
2010-07-21

TERMORREGULACIÓN

<http://www.intramed.net/contenidover.asp?contenidoID=68018>
2011-02-15

TIPOS DE RECIRCULACIÓN EN LA PISCINA

<http://es.scribd.com/doc/38014192/manual-piscinas>
2009 - 06-03

VOLUMEN DE AGUA PARA DUCHARSE

<http://webcache.googleusercontent.com>
2011-02-15