

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA
Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial



**Simulación mediante TRNSYS de un
banco de ensayos de colectores solares
térmicos. Implementación de nuevos
componentes**

Titulación: Ingeniero Industrial
Intensificación: Industrias Químicas
Alumno/a: Elena López Galiana
Director/a/s: José Pérez García
Ruth Herrero Martín

Cartagena, Septiembre de 2009

Agradecimientos

A mi director de Proyecto, José Pérez, por haber sido tan atento conmigo en todo momento y por sus buenos consejos y la paciencia dedicada a la hora de resolver los problemas que se me han presentado.

A mi directora de Proyecto, Ruth Herrero, por la alegría y ganas de trabajar que me ha transmitido durante mis estudios y por sus buenos consejos, no solo como profesora, si no como amiga.

A Alberto García, por su apoyo y dedicación en los aspectos más teóricos de este proyecto.

A José Ramón García, por su inestimable ayuda a la hora de resolver esos fallos incomprensibles de Fortran.

A Fran, por ser también un pilar fundamental en el desarrollo de este proyecto: por sus horas de sueño perdidas echándome una mano con TRNSYS, por escucharme cuando la histeria se hacía dueña de mí, por sus consejos... En definitiva, por estar a mi lado siempre.

A mis padres y hermanos, por su cariño, paciencia y comprensión que me han mostrado a lo largo de estos años de carrera.

A mis amigas Soledad y Marina, por hacer agradables los momentos más duros de la carrera e inolvidable el tiempo que hemos pasado juntas estos años.

Resumen

El presente proyecto muestra el estudio de la mejora en la transmisión de calor de un colector solar plano tipo parrilla al utilizar tubos con muelles insertados mediante uso del programa de simulación TRNSYS.

El principal elemento en estudio es el captador solar térmico mejorado, dispuesto en paralelo con el modelo de colector solar de parrilla sin muelles, para llevar a cabo ensayos “side-by-side” en el banco de ensayos de colectores solares de la UPCT. Dadas las limitaciones en los componentes existentes en la librería de TRNSYS, ha sido necesario implementar dos nuevos modelos de colector solar mediante lenguaje de programación Fortran: un colector solar plano de parrilla y otro del mismo tipo pero con muelles insertados en el interior de sus tubos. El resto del banco de ensayos se ha diseñado con componentes estándar de TRNSYS.

A la vista de los resultados de las simulaciones se ha realizado un estudio comparativo del comportamiento de ambos tipos de colector solar, a partir de parámetros térmicos e hidráulicos, haciéndose una valoración entre el aumento del intercambio de calor en el colector solar mejorado y el incremento de pérdidas ocasionado debido a la introducción de los muelles en el interior de sus tubos.

Se han llevado a cabo también ensayos de rendimiento térmico para obtener las curvas de rendimiento de ambos colectores y valorar de una forma global según criterios establecidos, según la UNE correspondiente, el comportamiento de los colectores.

Índice General

Índice de figuras	7
Índice de tablas	10
Lista de símbolos.....	11
1. Bases del proyecto.....	17
1.1 Interés y justificación del proyecto	17
1.2 Antecedentes del proyecto	18
1.3 Objetivo del proyecto.....	19
1.4 Fases del proyecto.....	20
2. Estudio del software TRNSYS	21
2.1 Interés de simular con TRNSYS.....	21
2.2 Limitaciones en los componentes estándar del software	22
2.3 Creación de nuevos componentes.....	22
3. Colector solar plano de parrilla	24
3.1 Introducción a los colectores solares planos.....	24
3.1.1 Superficies de un captador solar plano.....	24
3.1.2 Componentes de un captador solar plano.....	25
3.1.3 Tipos de absorbedor	26
3.2 Ecuaciones del modelo de colector de parrilla	28
3.2.1 Ecuación de balance de potencia.....	28
3.2.2 Producto transmitancia-absortancia	29
3.2.3 Coeficiente global de pérdidas de calor del colector.....	30
3.2.4 Factores de eficiencia de las aletas y del colector.....	32
3.2.5 Factor de remoción de calor	35
3.2.6 Correlaciones de la transferencia de calor en tubo liso.....	36
3.2.8 Ecuación para las pérdidas de presión.....	38

3.3 Código en Fortran del colector de parrilla	40
4. Colector solar plano de parrilla con muelles insertados	41
4.1 Interés de la inserción de muelles en los colectores solares	41
4.1.1 La transferencia de calor mejorada	41
4.1.2 Técnicas de mejora empleadas en la industria	41
4.1.3 Técnicas de mejora aplicadas a colectores solares	43
4.2 Ecuaciones del modelo de colector de parrilla mejorado	44
4.2.1 Correlaciones para la transferencia de calor en convección forzada en muelles	44
4.2.2 Correlaciones para el coeficiente de fricción con muelles	47
4.3 Código en Fortran del colector de parrilla mejorado	49
5. Estudio comparativo del comportamiento de los modelos de colector mediante simulación	50
5.1 Explicación del funcionamiento del banco de ensayos de la UPCT	50
5.2 Diseño de la instalación mediante el software TRNSYS. Descripción de los componentes necesarios	54
5.2.1 Colectores solares planos	55
5.2.2 Resistencias eléctricas	56
5.2.3 Bombas	56
5.2.4 Intercambiador de placas	58
5.2.5 Acumuladores	58
5.2.6 Enfriadora	61
5.2.7 Válvula de tres vías	61
5.3 Simulación y comparación del comportamiento de los modelos de colector solar	62
6. Ensayos de rendimiento térmico de los captadores solares	85
6.1 Revisión de la norma UNE 12975-2 sobre los métodos de ensayos de los captadores solares	85
6.1.1 Condiciones de ensayo	85

6.1.2 Procedimiento de ensayo.....	88
6.1.3 Resultados del ensayo	89
6.2 Ensayos de rendimiento térmico mediante TRNSYS.....	90
6.3 Obtención de las curvas de rendimiento.	93
7. Conclusiones del proyecto.....	99
8. Posibles mejoras para proyectos posteriores	100
Bibliografía.....	102
Anexos.....	105
I. Transmisión de calor en régimen laminar en colectores solares	105
I.1. La condición de contorno térmica.....	106
I.2. Efectos de entrada	107
I.3. Variación de las propiedades físicas del fluido.....	108
I.4. Efectos de flotación.....	108
I.5. Correlación del número de Nusselt.....	110
II. Código en Fortran del colector de parrilla	118
III. Código en Fortran del colector de parrilla	136
IV. Código en Fortran para el cálculo del criterio R3	154

Índice de figuras

<i>Figura 3.1. Áreas en un captador solar plano.</i>	24
<i>Figura 3.2. Componentes de un colector solar plano</i>	26
<i>Figura 3.3. Absorbedor de tipo serpentín</i>	27
<i>Figura 3.4. Absorbedor de tipo parrilla</i>	27
<i>Figura 3.5. Balance de energía en un colector solar plano</i>	30
<i>Figura 3.6. Características geométricas del tubo y aleta del absorbedor</i>	32
<i>Figura 3.7. Red térmica de una aleta</i>	33
<i>Figura 3.8. Nodos del modelo</i>	33
<i>Figura 3.9. Dirección de flujo en un colector solar de parrilla</i>	38
<i>Figura 4.1. Tubos con rugosidad artificial formados por deformación mecánica; derecha: tubos con abolladuras; izquierda: tubos corrugados. [1]</i>	42
<i>Figura 4.2. Dispositivos insertados para tubo liso. De izquierda a derecha: lámina en espiral, mallado de alambre tipo Cal Gavin, muelles en espiral. [1]</i>	43
<i>Figura 4.3. Resultados experimentales del número de Nusselt frente al número de Reynolds para régimen laminar. Muelle M02 [1]</i>	45
<i>Figura 4.4. Resultados experimentales del número de Nusselt frente al número de Reynolds para régimen turbulento. Muelles W01-W06 [1]</i>	45
<i>Figura 4.5. Resultados experimentales del factor de fricción frente al número de Reynolds para régimen laminar. Muelle M02 [1]</i>	47
<i>Figura 4.6. Resultados experimentales del factor de fricción frente al número de Reynolds para régimen turbulento. Muelles W01-W06 [1]</i>	48
<i>Figura 5.1. Banco de ensayos de la UPCT</i>	50
<i>Figura 5.2. Especificaciones de los colectores solares</i>	51
<i>Figura 5.3. Instalación en TRNSYS</i>	54
<i>Figura 5.4. Estratificación de temperaturas en el depósito</i>	59
<i>Figura 5.5. Instalación simplificada para realizar las simulaciones</i>	63
<i>Figura 5.6. Pérdidas de presión totales (Pa) en los colectores solares para un flujo másico de 100 kg/h</i>	64

<i>Figura 5.7. Número de Nusselt para 4 tramos y 100 kg/h</i>	<i>65</i>
<i>Figura 5.8. Coeficiente global de pérdidas de calor (kJ/h m² K) para el último tramo y un flujo másico de 100 kg/h.....</i>	<i>66</i>
<i>Figura 5.9. Factor de remoción de calor para el último tramo y 100 kg/h.....</i>	<i>67</i>
<i>Figura 5.10. Potencia útil total (kJ/h) para 100 kg/h</i>	<i>68</i>
<i>Figura 5.11. Temperatura del absorbedor en el último tramo y temperatura a la salida del colector</i>	<i>69</i>
<i>Figura 5.12. Criterio de mejora R3 en función del número de Reynolds equivalente para tubo liso.....</i>	<i>72</i>
<i>Figura 5.13. Diferencia de temperatura del absorbedor entre colectores (T_{abs_liso}-T_{abs_muelles}) en función del número de Reynolds equivalente para tubo liso.....</i>	<i>73</i>
<i>Figura 5.14. Diferencia de temperatura a la salida entre colectores (T_{e_muelles}-T_{e_liso}) en función del número de Reynolds equivalente para tubo liso.....</i>	<i>74</i>
<i>Figura 5.15. Diferencia de la potencia útil entre colectores (Q_{muelles}-Q_{liso}) en función del número de Reynolds equivalente para tubo liso.....</i>	<i>75</i>
<i>Figura 5.16. Evolución de la temperatura a la salida de cada tramo. Colector de tubo liso</i>	<i>76</i>
<i>Figura 5.17. Evolución de la temperatura a la salida de cada tramo. Colector con muelles insertados</i>	<i>76</i>
<i>Figura 5.18. Diferencia de temperatura de salida (Te_{muelle}-Te_{liso})</i>	<i>77</i>
<i>Figura 5.19. Evolución de la temperatura del absorbedor en cada tramo. Colector de tubo liso</i>	<i>78</i>
<i>Figura 5.20. Evolución de la temperatura del absorbedor en cada tramo. Colector con muelles insertados</i>	<i>78</i>
<i>Figura 5.21. Diferencia de temperatura del absorbedor (T_{abs_liso}-T_{abs_muelle}).....</i>	<i>79</i>
<i>Figura 5.22. Evolución de la potencia útil en cada tramo. Colector de tubo liso.....</i>	<i>80</i>
<i>Figura 5.23. Evolución de la potencia útil en cada tramo. Colector con muelles.....</i>	<i>80</i>
<i>Figura 5.24. Potencia útil total de cada colector. Diferencia entre ambos.....</i>	<i>81</i>
<i>Figura 5.25. Evolución del número de Nusselt a lo largo del tubo. Colector de tubo liso</i>	<i>82</i>
<i>Figura 5.26. Evolución del número de Nusselt a lo largo del tubo. Colector con muelles insertados</i>	<i>83</i>

<i>Figura 5.27. Evolución del parámetro R3 a lo largo del tubo.....</i>	<i>84</i>
<i>Figura 6.1. Radiación total y difusa en la primera semana de Julio.....</i>	<i>86</i>
<i>Figura 6.2. Ángulo de incidencia sobre la superficie del captador en la primera semana de Julio</i>	<i>87</i>
<i>Figura 6.3. Velocidad del aire en la primera semana de Julio.....</i>	<i>88</i>
<i>Figura 6.4. Resultados del ensayo: Potencia producida por unidad de captador.....</i>	<i>89</i>
<i>Figura 6.5. Resultados del ensayo: Curva de eficiencia.....</i>	<i>90</i>
<i>Figura 6.6. Resultados del ensayo para la temperatura de entrada al colector de 20 °C en la primera semana del mes de Marzo.....</i>	<i>91</i>
<i>Figura 6.7. Resultados del ensayo para la temperatura de entrada al colector de 41°C en la primera semana del mes de Marzo.....</i>	<i>92</i>
<i>Figura 6.8. Resultados del ensayo para la temperatura de entrada al colector de 57°C en la primera semana del mes de Marzo.....</i>	<i>92</i>
<i>Figura 6.9. Curva de eficiencia para la primera semana del mes de Marzo.....</i>	<i>94</i>
<i>Figura 6.10. Curva de eficiencia para la primera semana del mes de Mayo.....</i>	<i>96</i>
<i>Figura 6.11. Curva de eficiencia para la primera semana del mes de Julio.....</i>	<i>96</i>
<i>Figura 6.12. Curva de eficiencia para la primera semana del mes de Septiembre.....</i>	<i>97</i>
<i>Figura 6.13. Curva de eficiencia del colector.....</i>	<i>98</i>
<i>Figura 8.1. Accesorio del conexionado de tubos en el captador real.....</i>	<i>100</i>
<i>Figura 8.2. Accesorio en T del captador solar supuesto.....</i>	<i>101</i>
<i>Figura I.1. Transmisión de calor en un tubo liso de longitud l y diámetro d [1]</i>	<i>106</i>
<i>Figura I.2. Perfil de temperatura del fluido en el flujo plenamente desarrollado con condición de contorno $q''_p = \text{uniforme}$ [1]</i>	<i>106</i>
<i>Figura I.3. Perfiles de flujo en convección mixta laminar en un tubo horizontal [1] .</i>	<i>109</i>
<i>Figura I.4. Diagrama de flujo para el cálculo de F' [12]</i>	<i>111</i>

Índice de tablas

<i>Tabla 6.1. Tabla para los valores de potencia de los ensayos, en W.....</i>	<i>91</i>
<i>Tabla 6.2. Resultados de potencia para la 1ª semana de Marzo. Tubo liso</i>	<i>93</i>
<i>Tabla 6.3. Resultados de potencia para la 1ª semana de Marzo. Muelles.....</i>	<i>93</i>
<i>Tabla 6.4. Valores de rendimiento para la 1ª semana de Marzo. Tubo liso</i>	<i>94</i>
<i>Tabla 6.5. Valores de rendimiento para la 1ª semana de Marzo. Muelles</i>	<i>94</i>
<i>Tabla 6.6. Tabla de coeficientes de la curva de eficiencia para la 1ª semana de Marzo. Tubo liso</i>	<i>95</i>
<i>Tabla 6.7. Tabla de coeficientes de la curva de eficiencia para la 1ª semana de Marzo. Muelles</i>	<i>95</i>
<i>Tabla 6.8. Tabla de coeficientes de la curva de eficiencia. Tubo liso</i>	<i>98</i>
<i>Tabla 6.9. Tabla de coeficientes de la curva de eficiencia. Muelles.....</i>	<i>98</i>
<i>Tabla I.1. Datos de partida</i>	<i>112</i>
<i>Tabla I.2. Parámetros para el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor</i>	<i>113</i>
<i>Tabla I.3. Parámetros para el cálculo del factor de eficiencia del colector.....</i>	<i>115</i>
<i>Tabla I.4. Parámetros para el cálculo del coeficiente de transmisión de calor entre el fluido y la zona de contacto.....</i>	<i>115</i>
<i>Tabla I.5. Parámetros para el cálculo del número de Nusselt.....</i>	<i>116</i>

Lista de símbolos

a_1	<i>Coeficiente de pérdidas térmicas a $(T_m - T_a) = 0$</i>	W/m^2K
a_2	<i>Coeficiente de pérdidas térmicas dependiente de la temperatura</i>	W/m^2K^2
A_A	<i>Área del absorbedor del captador</i>	m^2
Bi	<i>Número de Biot</i>	[-]
c	<i>Parámetro de conductancia en el contacto entre aleta y tubo</i>	[-]
c_f	<i>Calor específico del fluido de transferencia de calor</i>	J/kgK
C	<i>Parámetro de la ecuación de pérdidas de Klein</i>	[-]
D_i	<i>Diámetro interior del tubo</i>	m
e	<i>Parámetro de la ecuación de pérdidas de Klein</i>	[-]
E	<i>Diámetro del hilo del muelle</i>	m
f_w	<i>Relación entre la resistencia térmica externa e interna</i>	[-]
f_D	<i>Factor de fricción de Darcy</i>	[-]
f_F	<i>Factor de fricción de Fanning</i>	[-]
F	<i>Factor de eficiencia de la aleta</i>	[-]
F'	<i>Factor de eficiencia local del colector (para un elemento dl)</i>	[-]
F_R	<i>Factor de remoción de calor</i>	[-]
g	<i>Anchura de la zona de contacto entre el tubo y la aleta</i>	m
g_{tierra}	<i>Gravedad</i>	m/s^2
G	<i>Irradiación solar incidente global</i>	W/m^2
G_b	<i>Irradiación solar directa</i>	W/m^2
G_d	<i>Irradiación horizontal difusa</i>	W/m^2
G_h	<i>Irradiación horizontal global</i>	W/m^2
Gr	<i>Número de Grashof</i>	[-]
Gz	<i>Número de Graetz</i>	[-]
h_w	<i>Coeficiente de transferencia de calor debido al viento en la cubierta del colector</i>	W/m^2K

h_f	<i>Coficiente de transferencia de calor del fluido</i>	W/m ² K
k_{abs}	<i>Conductividad térmica del absorbedor</i>	W/mK
$k_{aislante}$	<i>Conductividad térmica del aislante</i>	W/mK
k_f	<i>Conductividad térmica del fluido caloportador</i>	W/mK
k_{tubo}	<i>Conductividad térmica del tubo</i>	W/mK
k_{gd}	<i>Coficiente de transmisión del calor entre la zona de contacto y el tubo</i>	W/m ² K
k_{gf}	<i>Coficiente de transmisión de calor entre el fluido y la zona de contacto</i>	W/m ² K
\dot{m}	<i>Caudal másico del fluido de transferencia de calor</i>	kg/s
Nu	<i>Número de Nusselt</i>	[-]
Nu_{pc}	<i>Número de Nusselt para propiedades constantes</i>	[-]
Nu_x	<i>Número de Nusselt local</i>	[-]
$Nu_{x,cf}$	<i>Número de Nusselt en convección forzada pura</i>	[-]
N_G	<i>Número de cubiertas del colector</i>	[-]
N_{tubos}	<i>Número de tubos</i>	[-]
p	<i>Paso del muelle</i>	m
Pr	<i>Número de Prandtl</i>	[-]
\dot{Q}	<i>Potencia útil extraída del captador</i>	W
q	<i>Potencia útil por unidad de longitud</i>	W/m
q''	<i>Potencia útil por unidad de área</i>	W/m ²
q_{aleta}	<i>Potencia recogida por el absorbedor por unidad de longitud</i>	W/m
$q_{contacto}$	<i>Potencia recogida en la superficie de la zona de contacto entre la aleta y el tubo por unidad de longitud</i>	W/m
Ra	<i>Número de Rayleigh</i>	[-]
Re	<i>Número de Reynolds</i>	[-]
S	<i>Energía solar absorbida por el colector</i>	W/m ²
S_∞	<i>Factor de forma</i>	[-]

t_m	<i>Temperatura media del fluido de transferencia de calor</i>	K
t_a	<i>Temperatura ambiente</i>	°C
t_e	<i>Temperatura de salida del captador</i>	°C
t_{in}	<i>Temperatura de entrada del captador</i>	°C
T_a	<i>Temperatura absoluta ambiente</i>	K
T_b	<i>Temperatura absoluta de la base de la aleta</i>	K
T_f	<i>Temperatura absoluta del fluido</i>	K
$T_f(y)$	<i>Temperatura del fluido a cierta distancia y</i>	K
T_m^*	<i>Diferencia de temperatura absoluta reducida</i>	m ² K/W
\bar{T}_{abs}	<i>Temperatura absoluta del absorbedor</i>	K
u	<i>Velocidad del aire circundante</i>	m/s
U	<i>Coficiente global de transferencia de calor</i>	W/m ² K
U_L	<i>Coficiente global de pérdidas de calor del captador con temperatura uniforme de absorbedor t_m</i>	W/m ² K
U_T	<i>Coficiente de pérdidas de calor en la cubierta</i>	W/m ² K
U_{BE}	<i>Coficiente de pérdidas de calor en los laterales y parte trasera del colector</i>	W/m ² K
v	<i>Velocidad del fluido caloportador</i>	m/s
v_m	<i>Velocidad media del fluido caloportador</i>	m/s
w	<i>Anchura de la aleta o espaciado entre tubos</i>	m
x^*	<i>Longitud adimensional</i>	[-]
X_p	<i>Longitud para la evaluación del Nusselt local</i>	m

Letras griegas

α_{abs}	<i>Absortancia del absorbedor</i>	[-]
β	<i>Ángulo de inclinación de un plano con respecto a la horizontal</i>	°
β_f	<i>Coefficiente de dilatación térmica del fluido</i>	[-]
δ_{abs}	<i>Espesor de la placa del absorbedor</i>	m
$\delta_{aislante}$	<i>Espesor del aislante del captador</i>	m
δ_{tubo}	<i>Espesor de la pared del tubo</i>	m
ΔP	<i>Caída de presión</i>	Pa
ε_{abs}	<i>Emitancia del absorbedor</i>	[-]
ε_g	<i>Emitancia de la cubierta transparente</i>	[-]
η_A	<i>Eficiencia del captador, con referencia a T_m^*, referida al área del absorbedor</i>	[-]
η_d	<i>Eficiencia de la aleta del tubo</i>	[-]
η_{0A}	<i>Eficiencia óptica del captador (η_A a $T_m^*=0$), con referencia a T_m^*, referida al área del absorbedor</i>	[-]
μ	<i>Viscosidad dinámica</i>	kg/sm
μ_d	<i>Parámetro tipo Biot</i>	[-]
μ_m	<i>Viscosidad dinámica a la temperatura media del fluido</i>	kg/sm
μ_p	<i>Viscosidad dinámica a la temperatura de la pared</i>	kg/sm
ρ	<i>Densidad del fluido de transferencia de calor</i>	kg/m ³
ρ_g	<i>Reflectancia de la tierra</i>	[-]
σ	<i>Constante de Stefan-Boltzman</i>	W/m ² K ⁴
τ_g	<i>Transmitancia de la cubierta transparente</i>	[-]
$(\tau_g \alpha_{abs})_b$	<i>Producto transmitancia-absortancia de la radiación directa</i>	[-]
$(\tau_g \alpha_{abs})_s$	<i>Producto transmitancia-absortancia de la radiación difusa del cielo</i>	[-]

$(\tau_g \alpha_{abs})_g$	<i>Producto transmitancia-absortancia de la radiación difusa de la tierra</i>	<i>[-]</i>
ν	<i>Viscosidad cinemática del fluido</i>	m^2/s
ξ_s	<i>Constante de pérdidas-paso recto del flujo por accesorio en T</i>	<i>[-]</i>
ξ_{st}	<i>Constante de pérdidas-paso del flujo por rama lateral de accesorio en T</i>	<i>[-]</i>

1. Bases del proyecto

En este primer capítulo se expone el interés y antecedentes de este proyecto, así como el objetivo y qué pasos se van a llevar a cabo para cumplir con éste.

1.1 Interés y justificación del proyecto

En los últimos 60 años, debido a la acción del hombre en el planeta, se ha detectado un aumento de las concentraciones de gases de efecto invernadero. El uso generalizado de los combustibles fósiles, el debilitamiento de la capa de ozono y la desaparición de grandes masas boscosas están favoreciendo el aumento de la temperatura en la Tierra, provocando de esta forma un futuro incierto para las generaciones futuras. Resulta de gran interés investigar en el campo de las energías renovables, ya que suponen un recurso limpio e inagotable, además de muy rentable.

El sector de la edificación y de los servicios absorbe más del 40 % de energía total consumida en la Comunidad Europea. Como este sector está en fase de expansión, se espera que aumente el consumo de energía y, por lo tanto, las emisiones de dióxido de carbono. Los edificios tienen una gran incidencia en el consumo de energía a largo plazo, por lo que todos los edificios nuevos deberían cumplir unos requisitos mínimos de eficiencia energética adaptados a las condiciones climáticas locales.

En general, el consumo energético de los edificios se puede reducir mediante tres métodos:

- Disminución de las necesidades energéticas o demandas de energía: para lo que se puede actuar en la elección de un adecuado aislamiento térmico y su espesor, en la utilización de sistemas pasivos de energía solar o bioclimáticos y en la adecuación del tiempo de funcionamiento de las instalaciones mediante sistemas de regulación y control (D.D.C.).
- Sustitución de las fuentes convencionales de energía por fuentes gratuitas, como la energía solar activa.
- Optimización de la eficiencia de utilización: debido a la implantación efectiva del nuevo Código Técnico de la Edificación, el uso de instalaciones de agua caliente sanitaria en el ámbito de la edificación y en el sector terciario van a requerir la optimización de los equipos y sistemas utilizados en este tipo de instalaciones.

Uno de los componentes de mayor interés en este tipo de instalaciones es el captador solar, por lo que el proceso de optimización puede englobar el uso de técnicas que mejoren la transferencia de calor, de forma que puedan conseguirse colectores solares más compactos y eficientes.

Una de las técnicas de mejora más usadas en la industria para aumentar la transmisión de calor es la inserción de dispositivos en el tubo liso. Este proyecto se centrará en dicho aspecto: se llevará a cabo el estudio del comportamiento de un modelo de colector solar con muelles en espiral insertados.

Este proyecto se enmarca, por tanto, en dos ejes fundamentales:

- La consecución de soluciones tecnológicas que permitan afrontar el reto de un desarrollo sostenible dotando de una mayor confianza a las fuentes de energías renovables.

- La utilización de sistemas más eficientes energéticamente.

1.2 Antecedentes del proyecto

Los grupos de investigación de Mecánica de Fluidos e Ingeniería Térmica, y Modelado de Sistemas Térmicos y Energéticos del Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Politécnica de Cartagena están colaborando en la actualidad en la línea de trabajo “estudio y mejora de la eficiencia en los sistemas solares térmicos y de generación de energía eléctrica de los paneles fotovoltaicos” y desde hace unos años en diferentes contratos y proyectos de investigación relacionados con las energías renovables, entre los que cabe destacar:

- Contratos de colaboración Art. 83 con ARGEM (Agencia Regional de Gestión de la Energía de la Región de Murcia) entre los que se destacan: 2578/08-ITF “Desarrollo de un banco de ensayos de captadores solares térmicos, 2577/08 ITF “Desarrollo de un colector solar térmico con transmisión de calor mejorada”, 2579/08-ITF “Desarrollo de un colector de concentración de pequeño tamaño para aplicación en frío solar” y 2580/08-ITF “Desarrollo, instrumentación y modelado de una instalación de absorción asistida con energía solar en la UPCT”.
- Proyecto de Investigación “Desarrollo de un colector solar plano mejorado y evaluación del rendimiento y prestaciones termo-hidráulicas” de la Fundación Séneca de la Región de Murcia (1/01/2009 a 31/12/2010)
- Convenio marco de colaboración con el Centro Tecnológico de la Energía y del Medio Ambiente (CETENMA) firmado en julio de 2008.
- Recientemente ambos grupos tienen solicitado un proyecto de investigación conjunto con el CETENMA denominado “Mejora de la eficiencia en colectores solares térmicos y fotovoltaicos (MECOS-TF)” dentro del Programa Nacional de Proyectos de Investigación Aplicada en el marco del Plan Nacional de Investigación Científica del Ministerio de Ciencia e Innovación 2008-2011.

En 2007, durante el desarrollo del proyecto denominado “Dimensionado hidráulico óptimo de los componentes del circuito primario de una instalación solar térmica” llevado a cabo por la ARGEM y el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la UPCT, se detectó que el captador solar desempeña un papel fundamental no sólo en el funcionamiento del sistema, sino también en la eficiencia energética global del sistema.

ARGEM junto con algunas empresas fabricantes de captadores solares han mostrado interés especial por algunas de las conclusiones del estudio citado anteriormente. En estas conclusiones se justifica el interés que puede tener el desarrollo de una investigación específica de carácter aplicado con el objetivo de mejorar las prestaciones termo-hidráulicas del campo de captadores solares en su conjunto, es decir, tanto de la mejora de la transferencia térmica en cada captador como componente individual, como de la simplificación de la red de conductos necesaria para constituir un sistema hidráulico equilibrado (especialmente cuando la superficie de captación y por tanto el número de colectores es elevado y estos deben ser acoplados entre sí de la forma más eficiente posible).

1.3 Objetivo del proyecto

El objetivo principal del presente proyecto es el estudio de la inserción de muelles en el interior de los tubos de un colector solar de parrilla como técnica de mejora de la transferencia de calor entre el absorbedor y el fluido caloportador, teniendo en cuenta el comportamiento termo-hidráulico global del mismo. El uso de elementos promotores de la turbulencia del flujo en los conductos del absorbedor produce un incremento en el coeficiente de transferencia de calor, consiguiendo reducir la temperatura global del captador y mejorando su eficiencia.

El modelo de colector de parrilla mejorado será ensayado simultáneamente (“side-by-side”) con el modelo de colector de parrilla estándar mediante el programa de simulación TRNSYS en un modelo del banco de ensayos de la UPCT diseñado con componentes estándar del software. Los modelos de colector serán diseñados usando el lenguaje de programación Fortran, debido a las limitaciones de TRNSYS. A partir de la comparación del comportamiento de ambos modelos, se caracterizarán las mejoras que supone la inserción de muelles en el interior de los tubos un colector solar utilizando criterios globales de cuantificación de la mejora establecidos para intercambios de calor industriales.

También, se llevarán a cabo ensayos de rendimiento térmico, siguiendo las especificaciones de la norma UNE 12975-2, para obtener las curvas de rendimiento térmico de los captadores solares y realizar con ello un estudio comparativo entre ambos modelos de colector mediante un método normalizado.

1.4 Fases del proyecto

Las principales fases que se van a llevar a cabo para el desarrollo de este proyecto se presentan a continuación:

- Estudio del software TRNSYS.
- Aprendizaje de programación en Fortran.
- Estudio de los modelos de colector solar a implementar y búsqueda de las correlaciones que describen su comportamiento.
- Creación de nuevos componentes en TRNSYS e implementación de los modelos de colector en Fortran.
- Simulación mediante TRNSYS del banco de ensayos de colectores solares térmicos de la UPCT.
- Estudio comparativo del comportamiento de ambos modelos de colector solar.
- Revisión de la norma UNE 12975-2.
- Ensayos de rendimiento térmico.
- Obtención de las curvas de rendimiento.
- Conclusiones.

2. Estudio del software TRNSYS

En esta sección se describen algunos aspectos del software a emplear para el desarrollo de este proyecto, tales como las ventajas que supone emplear TRNSYS frente a otros programas de simulación, qué limitaciones existen en los componentes estándar de TRNSYS, y la manera de generar nuevos componentes.

2.1 Interés de simular con TRNSYS

TRNSYS es un programa de simulación desarrollado por el Laboratorio de Energía Solar de la Universidad de Wisconsin-Madison y enriquecido por las contribuciones de TRANSOLAR Energietechnik GMBH, Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB) y Thermal Energy Systems Specialists (TESS).

Este software es usado por ingenieros e investigadores de todo el mundo para validar nuevos desarrollos energéticos, desde sistemas de agua caliente sanitaria hasta el diseño y simulación de edificios y sus equipos, incluyendo estrategias de control y sistemas alternativos de energía (eólica, fotovoltaica, solar, sistemas de hidrógeno, etc).

Se ha optado por elegir este programa para el desarrollo del proyecto, pues resulta el más completo a la hora de predecir las características de un sistema de energía térmica solar a baja temperatura y encontrar los componentes adecuados para asegurar un comportamiento satisfactorio del sistema.

La forma de generar un proyecto en TRNSYS resulta muy intuitiva: se conectan gráficamente los componentes del sistema (**types**) en la interfaz visual **Simulation Studio**. Cada uno de los types se describe con un modelo matemático mediante lenguaje de programación Fortran y lleva asociado un **Proforma** en el Simulation Studio. Éste describe el componente como una caja negra por medio de entradas, salidas y parámetros.

Además de los types estándar que se encuentran en la librería de TRNSYS, pueden crearse componentes nuevos y mejorados, de una forma sencilla. Esto resulta de gran interés en este proyecto dadas las limitaciones que presentan los componentes estándar del software; especialmente el “captador solar”, en el que no se tienen en cuenta las pérdidas hidráulicas ni intervienen las correlaciones de la transferencia de calor.

Otra de las ventajas que ofrece el programa es el simulador de radiación que incorpora. La complejidad que supone simular la radiación es sintetizada por TRNSYS mediante el uso de un único componente. Con las salidas de una hoja de datos meteorológicos el software es capaz de aportar todos los datos de radiación necesarios.

2.2 Limitaciones en los componentes estándar del software

Los colectores solares estándar de la librería de TRNSYS presentan algunas limitaciones:

- TRNSYS no entra en aspectos térmicos que resultan de interés en este proyecto, tales como el factor de remoción de calor del colector solar, la temperatura de la placa, el número de Nusselt, etc. Sólo ofrece como variables de salida la temperatura de salida, el flujo másico y la energía útil.

- Tampoco hace referencia al comportamiento hidráulico del colector, lo que para el proyecto resulta interesante ya que se busca estudiar el aumento de la transferencia de calor que supone insertar muelles en espiral en el interior de los tubos del colector solar, pero buscando una solución de compromiso entre dicho aumento y el incremento de potencia consumida por la bomba, debido a las pérdidas de carga introducidas por los muelles.

Se hace necesario, por tanto, implementar en Fortran dos nuevos modelos de colector:

1. Un modelo de colector de tipo parrilla, estándar, que tenga en cuenta el comportamiento termo-hidráulico del mismo.
2. Y el mismo modelo de colector pero mejorado, esto es, con elementos insertados en el interior de sus tubos para mejorar la transmisión de calor.

El sentido de diseñar dos modelos iguales, estando uno de ellos mejorado, facilitará la comparación de comportamiento de ambos modelos de colector.

2.3 Creación de nuevos componentes

Para crear un nuevo componente en TRNSYS se elegirá en el menú principal de TRNSYS *File* → *New* y dentro del cuadro de diálogo que aparece, la opción *New Component*. Una vez en este punto se le asignará un número de type, entre 151 y 200 para no tener problemas con componentes ya existentes en la librería principal del programa, se definirán las variables que van a intervenir en la formulación del modelo (asignándoles sus respectivas unidades y valores de defecto).

El componente se guarda desde el menú principal de TRNSYS: *File* → *Save*. Para que este nuevo type aparezca en la interfaz Simulation Studio, es necesario salvarlo en *Trnsys16_1/Studio/Proformas*, dentro de la carpeta deseada.

Después se exportará como Fortran ese nuevo componente desde el menú principal de TRNSYS (*File*→*Export as...Fortran*). De esta forma se abrirá el llamado **Developer Studio** de Compaq Visual Fortran, donde se habrá creado un espacio de trabajo o **Workspace** (con el nombre del nuevo componente). Éste contendrá un archivo **.for**, que se corresponde con el esqueleto del modelo que se quiere diseñar. En dicho esqueleto habrá que definir las salidas, introducir el modelo matemático del componente y designar las salidas.

Una vez completo el código se reconstruirá la librería desde el menú principal de Compaq Visual Fortran (*Build*→*Rebuild all*), tanto en configuración Win32Release como en Win32Debug.

Una vez comprobado que no existan errores en la creación de la librería (.dll) del nuevo componente, hay que volver de nuevo al Simulation Studio de TRNSYS, para asociar el componente creado con su código en Fortran correspondiente. Para ello se seleccionará la última pestaña del cuadro de diálogo que se abrió para crear el nuevo componente, *Files*, y pinchando sobre *Browse* se buscará el archivo **.for** creado en Compaq Visual Fortran.

En el TAD de Elena López Galiana [12] puede consultarse este apartado con más detenimiento.

3. Colector solar plano de parrilla

En este apartado se darán a conocer algunas nociones básicas sobre colectores solares planos, así como las ecuaciones de comportamiento de un colector solar plano de tipo parrilla, para su diseño en lenguaje de programación Fortran, necesario a la hora de crear un componente de este tipo en TRNSYS. Se hace referencia de este código en el apartado 3.3 y su desarrollo completo se lleva a cabo en el Anexo II.

3.1 Introducción a los colectores solares planos

El colector solar representa la fuerza motriz de la instalación. Su misión es transformar la energía de la radiación solar incidente sobre el mismo en energía térmica mediante un aumento de la temperatura del fluido de trabajo que circula por su interior.

Existen muchos diseños de colector solar, variando en cuanto a calidad, rendimiento, construcción y coste. Pero todos ellos tienen un objetivo común: convertir con el mayor rendimiento posible la radiación solar en calor, para suministrarlo eficientemente a los consumos. Puede consultarse una clasificación de los colectores solares en el TAD de Juan José Écija Fernández (2009).

El colector solar plano es actualmente el tipo de captador más usado, tanto en la producción de agua caliente sanitaria como en usos industriales.

3.1.1 Superficies de un captador solar plano

Los términos relativos a la superficie de un captador se representan de forma esquemática en la *Figura 3.1*.

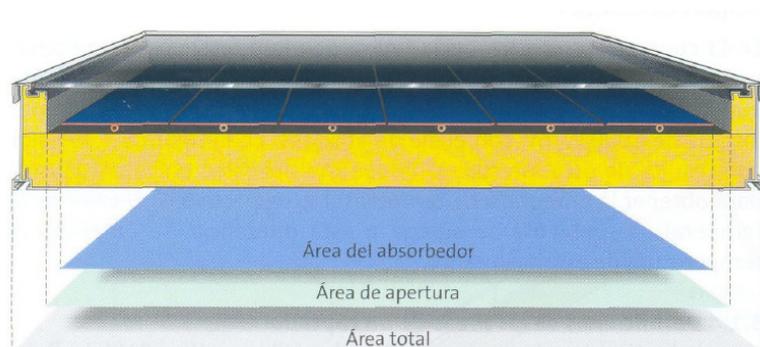


Figura 3.1. Áreas en un captador solar plano.

- El área total, A_G , es el área máxima proyectada por el captador completo. Se trata del área entre los límites exteriores del captador, generalmente los bordes externos de la carcasa del mismo.
- El área de apertura, A_a , se trata del área proyectada máxima a través de la cual penetra la radiación solar sin concentrar en el captador. Es la de la superficie visible o abierta del captador para la radiación solar. Por lo general coincide con el área de la cubierta transparente visible (sin contar la junta).
- Área del absorbedor, A_A , se trata del área máxima de proyección del absorbedor. En los captadores solares planos es la suma de las áreas de las aletas y de las tuberías internas de distribución expuestas a la radiación.

El área “activa” del absorbedor coincide generalmente con el área del absorbedor, A_A .

3.1.2 Componentes de un captador solar plano

Los componentes de un captador solar plano se describen a continuación:

- El absorbedor es el elemento fundamental del captador. La energía de radiación solar se convierte en calor en él. El fluido de trabajo circula a través de finos tubos, que forman parte del absorbedor y transporta el calor obtenido hacia el acumulador o el consumo.
- La cubierta es un elemento transparente a la radiación solar y opaco a la radiación de onda larga que emite el absorbedor (material selectivo transmisivo), produciendo así el efecto invernadero en el interior del captador que aumentará considerablemente el rendimiento del mismo. La cubierta también sirve para reducir las pérdidas por conducción y convección.
- Para reducir las pérdidas térmicas del captador es conveniente aislar las zonas no expuestas la mayor parte del día a la radiación solar, estas son los laterales y la parte posterior del captador solar. Un buen aislamiento térmico en estas zonas contribuye a disminuir el factor de pérdidas térmicas del captador aumentando consiguientemente su rendimiento.
- La carcasa sirve para conformar el captador, fijando la cubierta. Contiene y protege a los restantes componentes del captador y soporta los anclajes.

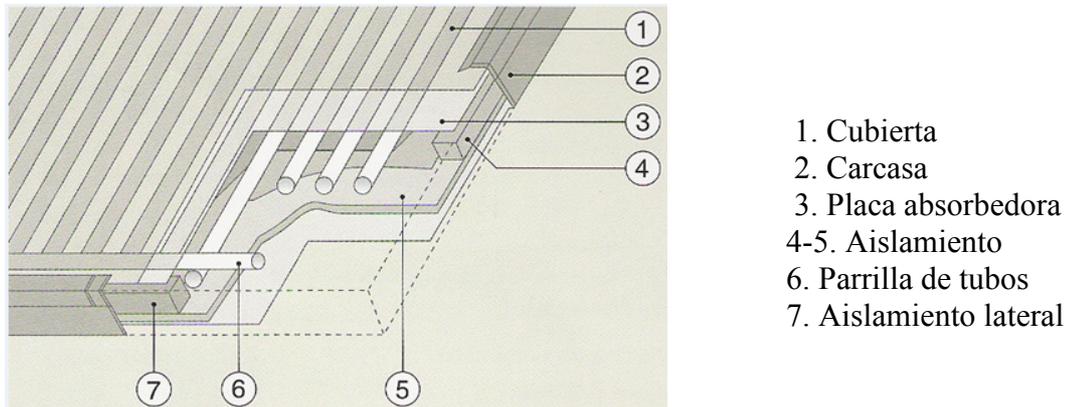


Figura 3.2. Componentes de un colector solar plano

3.1.3 Tipos de absorbedor

Se distinguen varios modelos de absorbedores en función de la configuración de las tuberías que los constituyen, destacando los absorbedores de parrilla y tubos y los de serpentín.

En cualquiera de las configuraciones se ha de asegurar:

- Buen equilibrio hidráulico para asegurar que el rendimiento del captador no disminuya. Para ello el caudal ha de ser el mismo a través del absorbedor.
- Circulación del fluido en régimen turbulento para favorecer la transferencia de calor. Aunque no siempre se consigue este punto, lo normal es que el flujo del conducto sea laminar o de transición.

Absorbedor de tipo serpentín

En los absorbedores de tipo serpentín todo el fluido de trabajo pasa por un solo tubo en forma de serpentín. Debido a su configuración presentan una mayor pérdida de carga que el de tipo parrilla.

Las ventajas de este tipo de absorbedor son:

- La sencillez en fabricación.
- La posibilidad de conexionado en paralelo de mucho captadores.
- La factibilidad de operación de captadores individuales bajo condiciones de bajo flujo.



Figura 3.3. Absorbedor de tipo serpentín

Absorbedor de tipo parrilla

Se trata del tipo de colector a emplear en este proyecto.

A pesar de la mayor dificultad que requiere su fabricación, el absorbedor tipo parrilla ha logrado una cuota mayor en el mercado que el de serpentín, debido al uso extendido de las aletas absorbedoras. Además de producir menos pérdidas de presión el incremento de temperaturas es menor y por tanto el rendimiento de operación es mayor.

En este diseño varios tubos finos en paralelo, unidos a tubos de distribución en cada extremo del captador, se combinan para formar una disposición en forma de parrilla.

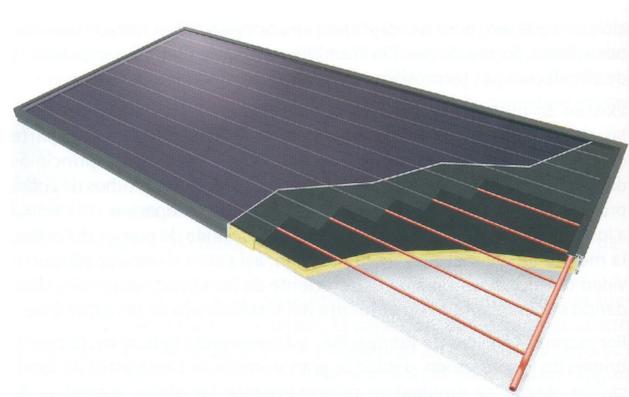


Figura 3.4. Absorbedor de tipo parrilla

Las ventajas que presenta este tipo de absorbedor son:

- La posibilidad de bajas pérdidas de carga en captadores individuales. La pérdida de carga depende de los diámetros de los tubos empleados y del conexionado en paralelo o en serie.
- Posibilidad de uso en sistemas de termosifón.

- Versatilidad para el conexionado del campo de captadores.
- Mejor rendimiento debido a un incremento de temperaturas menor entre la entrada y la salida.

3.2 Ecuaciones del modelo de colector de parrilla

Antes de implementar un modelo de colector en Fortran, primero será necesario tener claras las ecuaciones que definen el comportamiento de éste. En este apartado se llevará a cabo un estudio de dichas ecuaciones.

3.2.1 Ecuación de balance de potencia

El comportamiento de un colector solar puede determinarse mediante la ecuación de balance de potencia que describe la relación entre la potencia útil, \dot{Q} , la potencia absorbida por el colector, S , y las pérdidas térmicas y ópticas.

La potencia absorbida, S , es igual a la radiación solar incidente en la superficie del colector menos las pérdidas ópticas.

Las pérdidas térmicas de los alrededores se deben a las radiaciones infrarrojas, convección y conducción. Las pérdidas térmicas dependen del coeficiente global de transmisión de calor, U_L , a los alrededores, de la temperatura ambiente, T_a , y de la temperatura media del absorbedor, \bar{T}_{abs} .

Con todo esto, la ecuación de balance de potencia puede escribirse:

$$\dot{Q} = A_A \cdot [S - U_L \cdot (\bar{T}_{abs} - T_a)] \quad (\text{W}) \quad (3.1)$$

La radiación incidente global, G , está compuesta por las radiaciones directa y difusa, y las radiaciones reflejadas de los alrededores y la tierra. La forma en que esta radiación incidente es absorbida por el colector depende de la radiación incidente, la fracción de la radiación incidente, τ_g , que es transmitida a través de la cubierta transparente y la fracción de radiación incidente absorbida por el absorbedor, α_{abs} . La potencia absorbida puede ser definida como:

$$S = G \cdot (\tau_g \alpha_{abs}) \quad (\text{W/m}^2) \quad (3.2)$$

Introduciendo (3.2) en (3.1) y haciendo uso del factor de remoción de calor F_R (que más tarde se explicará), la ecuación del balance de potencia puede ser escrita también como sigue:

$$\dot{Q} = A_A \cdot F_R \cdot [G \cdot (\tau_g \cdot \alpha_{abs}) - U_L \cdot (T_{in} - T_a)] \quad (3.3)$$

3.2.2 Producto transmitancia-absortancia

En TRNSYS, se define el producto global de transmitancia-absortancia como:

$$(\tau_g \alpha_{abs}) = \frac{G_b (\tau_g \alpha_{abs})_b + G_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) (\tau_g \alpha_{abs})_s + \rho_g G_h \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) (\tau_g \alpha_{abs})_g}{G} \quad (3.4)$$

Dicho producto relaciona la radiación total absorbida por el captador con la radiación total incidente.

Los productos $(\tau_g \alpha_{abs})_b$, $(\tau_g \alpha_{abs})_s$ y $(\tau_g \alpha_{abs})_g$ están determinados por la compleja función TAU_ALPHA, como una función del ángulo de incidencia de la radiación y de la construcción del colector. En esta función el colector viene descrito por un número de cristales, N_G , cada uno con un índice de refracción n_g y una longitud de extinción kL , y la absorptancia de la placa del colector α_{abs} . No se entrará en detalles en la forma de actuar de dicha función por no ser de interés en este proyecto.

Los ángulos de incidencia para la radiación difusa del cielo y la radiación reflejada en la tierra elegidos para este caso están definidos según el modo 1 de descripción del colector, de entre las 5 posibilidades que existen para considerar los efectos de la incidencia normal solar.

El modo óptico 1 supone un IAM (Incidence Angle Modifier o modificador del ángulo de incidencia) perfecto, esto es que el producto transmitancia-absortancia ($\tau\alpha$) coincide con el valor del producto transmitancia-absortancia suponiendo el captador perpendicular al sol ($(\tau_g \alpha_{abs})_n$): $(\tau_g \alpha_{abs}) / (\tau_g \alpha_{abs})_n = 1$ para cualquier ángulo de incidencia, lo que significa que los efectos de la incidencia normal no se consideran, pues se supone que el captador sigue al sol, encontrándose perpendicular a éste en todo momento.

3.2.3 Coeficiente global de pérdidas de calor del colector

Las pérdidas térmicas de cualquier sistema térmico solar presentan las tres formas de transferencia de calor: radiación, convección y conducción.

- Las pérdidas de calor por conducción tienen lugar en los laterales y en la cara trasera del absorbedor.
- Las pérdidas de calor por convección tienen lugar desde el absorbedor hasta la cubierta de cristal y pueden verse reducidas por el espacio de evacuación entre el absorbedor y la cubierta de cristal y por la optimización del hueco entre ellos.
- Las pérdidas de radiación ocurren desde el absorbedor, debido a la temperatura de éste.

En la *Figura 3.5* puede observarse el patrón de comportamiento que siguen las pérdidas de calor en un colector solar plano típico.

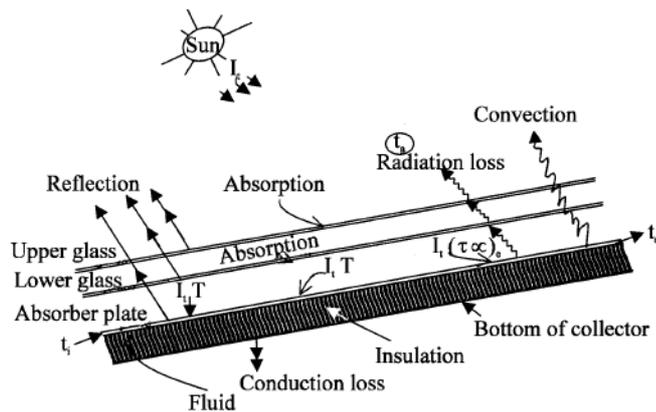


Figura 3.5. Balance de energía en un colector solar plano

Las pérdidas de calor desde la cubierta transparente hasta el aire ambiente se deben a los intercambios de radiación y convección afectados por la velocidad del viento, la tierra, condiciones de los alrededores y por la onda de radiación desde el cielo.

El coeficiente global de pérdidas de calor, U_L , en W/m^2K , es la suma de los coeficientes de pérdidas por la parte de arriba, laterales y parte trasera del colector.

$$U_L = U_T + U_B + U_E \quad (3.5)$$

Las pérdidas por los bordes de la placa, U_E , se pueden considerar despreciables en un colector bien diseñado, pues el área en esta zona es muy pequeña.

Las pérdidas por la parte trasera, U_B , se derivan de la conductividad térmica, $k_{aislante}$, y del espesor de aislante en la parte trasera, $\delta_{aislante}$, como sigue:

$$U_B = \frac{k_{aislante}}{\delta_{aislante}} \quad (3.6)$$

En este problema se englobarán estos dos parámetros en uno solo, U_{BE} , y será un dato conocido, que podrá estimarse a partir de hoja de características del colector solar. U_{BE} será, por tanto, el coeficiente de pérdidas de la cara trasera y los bordes del colector por unidad de área del absorbedor (W/m^2K).

El coeficiente de pérdidas de calor por la cara de arriba puede aproximarse mediante una relación empírica desarrollada por Klein (1975), que viene dada por (en W/m^2K):

$$U_T = \left[\frac{N_G}{\frac{C}{\bar{T}_{abs}} \left[\frac{(\bar{T}_{abs} - T_a)}{N_G + f_w} \right]^e + \frac{1}{h_w}} \right]^{-1} + \frac{\sigma \cdot (\bar{T}_{abs}^2 + T_a^2) \cdot (\bar{T}_{abs} + T_a)}{\left(\frac{1}{\epsilon_{abs} + 0.00591 \cdot N_G \cdot h_w} \right) + \left(\frac{2 \cdot N_G + f_w - 1 + 0.133 \cdot \epsilon_{abs}}{\epsilon_g} \right)^{-N_G}} \quad (3.7)$$

h_w es el coeficiente de transferencia de calor debido al viento en la cubierta del colector (W/m^2K) cuya expresión viene dada por:

$$h_w = 5.7 + 3.8 \cdot u \quad (3.8)$$

Siendo el parámetro u la velocidad del viento (m/s);

El resto de parámetros se han calculado mediante las siguientes expresiones:

$$f_w = (1 + 0.089 \cdot h_w - 0.1166 \cdot h_w \cdot \epsilon_{abs}) \cdot (1 + 0.07866 N_G); \quad (3.9)$$

$$e = 0.43 \cdot \left(1 - \frac{100}{\bar{T}_{abs}} \right); \quad (3.10)$$

$$C = 520 \cdot (1 - 0.000051 \cdot \beta^2); \quad (3.11)$$

3.2.4 Factores de eficiencia de las aletas y del colector

La geometría típica del caso tratado sigue el esquema lámina-y-tubo de la *Figura 3.6*. El absorbedor actúa como una aleta, de anchura w , y se encuentra soldada al tubo por una zona de ancho g . La transferencia de calor a través de la aleta, puede ser descrita mediante el modelo de Duffie and Beckman (1991) y de Lund (1989).

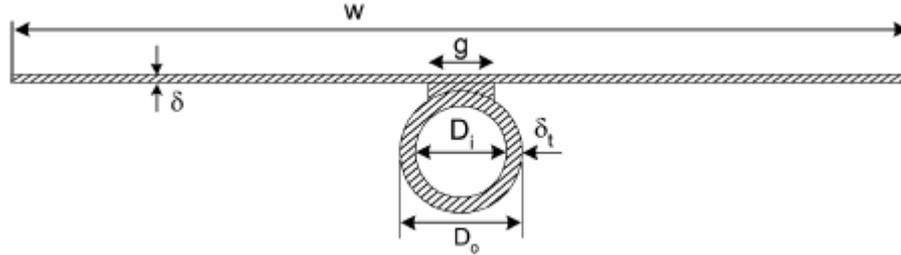


Figura 3.6. Características geométricas del tubo y aleta del absorbedor

Considerando insignificante el gradiente de temperaturas en la dirección del flujo (en el interior de los tubos) y a través de la placa, la potencia recogida por el absorbedor, a ambos lados de la zona de contacto entre aleta y tubo, por unidad de longitud es:

$$q_{aleta} = (w - g) \cdot F \cdot [S - U_L \cdot (T_b - T_a)] \quad (\text{W/m}) \quad (3.12)$$

Donde F se conoce como eficiencia de la aleta y viene dada por la expresión:

$$F = \tanh\left(M \frac{w - g}{2}\right) / \left(M \frac{w - g}{2}\right) \quad (3.13)$$

El parámetro M puede expresarse mediante la ecuación:

$$M = [U_L / (k_{abs} \delta_{abs})]^{1/2} \quad (3.14)$$

La potencia recogida en la superficie de la zona de contacto entre la aleta y el tubo por unidad de longitud viene dada por:

$$q_{contacto} = g \cdot [S - U_L \cdot (T_b - T_a)] \quad (\text{W/m}) \quad (3.15)$$

La potencia útil por unidad de longitud será por tanto suma de la energía de la aleta y la energía de la zona de contacto:

$$q = q_{aleta} + q_{contacto} \quad (\text{W/m}) \quad (3.16)$$

Esta potencia útil es transferida al fluido, como sigue:

$$q = w \cdot F' \cdot [S - U_L \cdot (T_f(y) - T_a)] \quad (\text{W/m}) \quad (3.17)$$

Donde F' es el factor de eficiencia local del colector para un elemento “dl” y es constante para cualquier geometría de colector y flujo másico. Su expresión puede obtenerse aplicando las leyes de Kirchhoff a la red térmica de la *Figura 3.7*, teniendo en cuenta la absorción de la radiación solar en la base de la aleta:

$$F' = \left[w \cdot \left(\frac{1}{(w-g) \cdot F + g} + \frac{U_L}{k_{gF} \cdot \pi \cdot D_i} \right) \right]^{-1} \quad (3.18)$$

El factor de eficiencia local del colector F' representa la relación entre la resistencia térmica entre el colector y el ambiente y la resistencia térmica entre el fluido de trabajo y el ambiente.

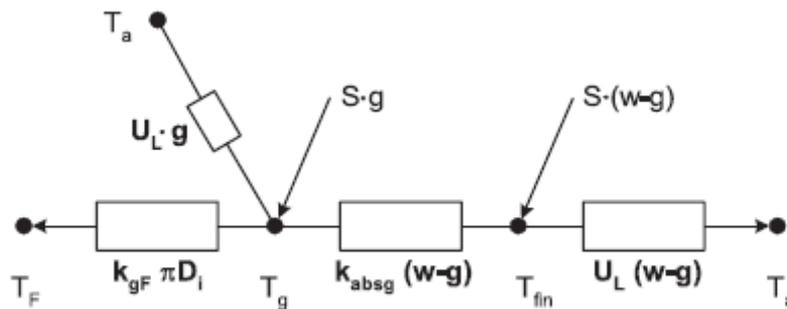


Figura 3.7. Red térmica de una aleta

El parámetro k_{gF} de la expresión (3.17) es del coeficiente de transmisión de calor entre el fluido y la zona de contacto, en $\text{W/m}^2\text{K}$, y viene dado por (obsérvese la *Figura 3.8*):

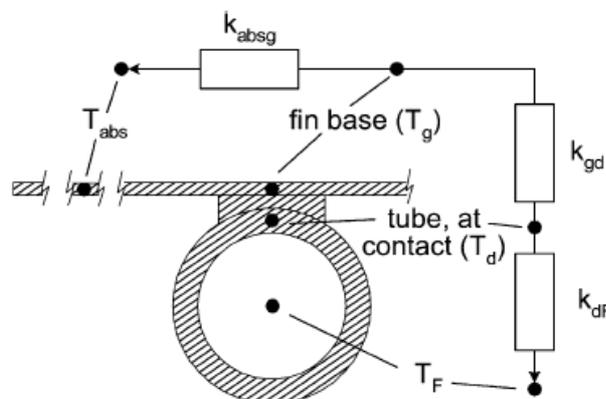


Figura 3.8. Nodos del modelo

$$k_{gF} = \left(\frac{1}{c} + \frac{1}{S_{\infty}} \right)^{-1} \frac{k_f Nu}{\pi \cdot D_i / 2} \quad (3.19)$$

El número de Nusselt, Nu , vendrá dado por una correlación adecuada al tipo de flujo (laminar, de transición o turbulento).

El parámetro c se conoce como parámetro de conductancia en el contacto, cuya expresión es:

$$c = \frac{k_{gd} g / 2}{k_f Nu}; \quad (3.20)$$

y el parámetro S_{∞} es el factor de forma, que viene dado por:

$$S_{\infty} = \frac{\pi \eta_d}{2} + \frac{(1 + \eta_d) g / 2}{D_i}, \quad (3.21)$$

El parámetro k_{gd} de la ecuación (3.19) se trata del coeficiente de transmisión del calor entre la zona de contacto y el tubo, en $W/m^2 \cdot K$. Para un contacto metálico k_{gd} es excesivamente alto, por lo que tendrá poca influencia en el factor F' . Puede por tanto despreciarse el término $1/c$ de la ecuación (3.18).

En la expresión (3.20), η_d viene dado por:

$$\eta_d = \frac{\tanh \mu_d}{\mu_d} \quad (3.22)$$

Donde μ_d se conoce como parámetro tipo Biot, cuya expresión es:

$$\mu_d = \left(\frac{\pi \cdot D_i}{2 \cdot \delta_{tubo}} - \frac{g}{2 \cdot \delta_{tubo}} \right) \cdot \sqrt{Bi} \quad (3.23)$$

Siendo Bi el número de Biot, que viene dado por:

$$Bi = \frac{h_f \cdot \delta_{tubo}}{k_{tubo}} \quad (3.24)$$

h_f es el coeficiente de transferencia de calor del fluido ($W/m^2 \cdot K$), que puede relacionarse con el número de Nusselt mediante la siguiente relación:

$$Nu = \frac{h_f \cdot D_i}{k_f} \quad (3.25)$$

Sustituyendo la ecuación (3.24) en la (3.23), se llega a:

$$Bi = \frac{Nu \cdot k_f \cdot \delta_{tubo}}{k_{tubo} \cdot D_i} \quad (3.26)$$

Introduciendo (3.25) en (3.22) puede obtenerse finalmente la ecuación:

$$\mu_d = \frac{1}{2} \cdot (\pi \cdot D_i - g) \cdot \sqrt{\frac{Nu \cdot k_f}{D_i \cdot k_{tubo} \cdot \delta_{tubo}}} \quad (3.27)$$

3.2.5 Factor de remoción de calor

En la ecuación (3.16), al considerar el colector globalmente, la temperatura del fluido T_f varía desde T_{in} (temperatura de entrada al tubo) hasta T_e (temperatura de salida del tubo). Así, para encontrar la potencia total extraída se requiere conocer la variación total de T_f con la posición y . Esto permite una integración espacial del ratio de extracción de calor desde la entrada a la salida. A partir del balance de potencia global para el fluido de trabajo desde la entrada a la salida de un tubo,

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_f \cdot (T_e - T_{in}) \quad (3.28)$$

Se considera un elemento de longitud diferencial, dy , y se aplica un balance de energía para éste volumen de control:

$$\dot{m} \cdot c_f \cdot \frac{dT_f}{dy} = \dot{Q} = w \cdot F' \cdot [S - U_L \cdot (T_f(y) - T_a)] \quad (3.29)$$

Separando variables e integrando desde $y = 0$ ($T_f = T_{in}$) hasta $y = L$ ($T_f = T_e$), se llega a:

$$\frac{T_e - (T_a + S/U_L)}{T_{in} - (T_a + S/U_L)} = \exp\left(-\frac{U_L \cdot F' \cdot A_A}{\dot{m} \cdot c_f}\right) \quad (3.30)$$

Donde A_A es el área del absorbedor, en m^2 .

La diferencia de temperatura del fluido puede ser aislada añadiendo y restando T_{in} en el numerador de la ecuación (3.29):

$$T_e - T_{in} = \left(\exp\left(-\frac{U_L \cdot F' \cdot A_A}{\dot{m} \cdot c_f}\right) - 1 \right) \cdot (T_{in} - (T_a + S/U_L)) \quad (3.31)$$

Sustituyendo esta diferencia de temperatura en la ecuación (3.27) e introduciendo el factor de remoción global del colector F_R , análogamente a F en (3.11) y F' en (3.16):

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_f \cdot (T_e - T_{in}) = A_A \cdot F_R \cdot [S - U_L \cdot (T_{in} - T_a)] \quad (3.32)$$

Se llega finalmente a que el factor de remoción de calor global F_R toma la forma:

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot c_f}{A_A \cdot U_L} \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{F' \cdot U_L \cdot A_A}{\dot{m} \cdot c_f}\right) \right) \quad (3.33)$$

El llamado factor de remoción de calor F_R describe la capacidad del fluido de trabajo para extraer calor de la aleta y el colector. Representa la relación entre la ganancia de la potencia útil actual y la potencia que se ganaría si toda la temperatura del absorbedor fuera la temperatura de entrada del fluido.

Igualando las ecuaciones (3.27) y (3.3), se obtiene la temperatura de salida:

$$T_e = \frac{A_A \cdot F_R (G \cdot (\tau_g \cdot \alpha_{abs}) - U_L \cdot (T_{in} - T_a))}{\dot{m} \cdot c_f} + T_{in} \quad (3.34)$$

También puede estimarse la temperatura media del absorbedor combinando las ecuaciones (3.1) y (3.34):

$$\bar{T}_{abs} = T_{in} + \frac{\dot{Q}}{A_A \cdot F_R \cdot U_L} \cdot (1 - F_R) \quad (3.35)$$

3.2.6 Correlaciones de la transferencia de calor en tubo liso

La transferencia de calor viene dada por el número de Nusselt y depende de Reynolds y Prandtl. Las expresiones que definen estos números adimensionales se presentan a continuación:

$$Nu = \frac{h_f \cdot D_i}{k_f} \quad (3.36)$$

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_i \cdot \mu} \quad (3.37)$$

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu \cdot c_f}{k_f} \quad (3.38)$$

El número de Nusselt expresa la relación entre el calor transferido por convección a través del fluido y el que se transferiría si sólo existiese conducción. Es función del coeficiente de transferencia de calor del fluido h_f , en W/m^2K ; el diámetro del tubo D_i , en m; y de la conductividad térmica del fluido k_f , en W/mK .

El número de Prandtl depende exclusivamente de las propiedades físicas del fluido, siendo μ la viscosidad dinámica del fluido, en kg/sm ; c_f el calor específico del fluido, en J/kgK ; y k_f la conductividad térmica del fluido en las paredes, en W/mK . Relaciona la velocidad de difusión viscosa y la velocidad de difusión térmica.

El número de Reynolds representa la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas. Es función de la viscosidad dinámica μ , en kg/sm ; el flujo másico del fluido \dot{m} , en kg/s ; y el diámetro interior del tubo D_i , en m.

Las correlaciones del número de Nusselt serán las correspondientes a convección forzada, pues puede justificarse que en colectores solares se va a dar este tipo (la relación $Gr/Re^2 < 0.3$), y no convección mixta. Para mayor información puede consultarse Anexo I: Transmisión de calor en régimen laminar en colectores solares. Después de esta comprobación, habrá que elegir la correlación adecuada en función del tipo de flujo (laminar, de transición o turbulento), pues presentará distinta forma dependiendo del caso:

- Flujo laminar ($0 < Re < 2300$)

En esta zona será aplicable la correlación de Churchill y Ozoë (1973). Estos autores desarrollaron la siguiente correlación para el número de Nusselt local para flujos laminares en desarrollo tanto hidráulico como térmico con flujo de calor uniforme, que es el tipo de flujo que se dará en los colectores solares. Para entender la elección de esta ecuación es necesario consultar de nuevo el Anexo I, donde se estudian los factores que influyen en la transmisión de calor en régimen laminar y en qué medida influyen en el problema.

$$Nu_x = 4.36 \cdot [1 + (Gz/29.6)^2]^{1/6} \cdot \left[1 + \left(\frac{Gz/19.04}{[1 + (Pr/0.0207)^{2/3}]^{1/2} \cdot [1 + (Gz/29.6)^2]^{2/3}} \right)^{3/2} \right]^{1/3} \quad (3.39)$$

Donde Gz es el número de Graetz:

$$Gz = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{X_p / D_i}{Re \cdot Pr} \right)^{-1} \quad (3.40)$$

Siendo X_p el punto de medida para el valor local, en m.

Este número de Nusselt ha de ir corregido por un factor que tenga en cuenta la forma en que varía éste en función de cambios en la viscosidad dinámica (Anexo I).

- Flujo turbulento ($2300 < Re < 25000$)

Se usará la correlación de Gnielinski, que viene dada por:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f_F}{2}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f_F}{2}\right)^{0.5} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.41)$$

Válida para $2300 < Re < 5 \cdot 10^6$ y $0.5 < Pr < 2000$.

Donde f_F es el coeficiente de fricción de Fanning:

$$f_F = (1.58 \cdot \ln(Re) - 3.28)^{-2} \quad (3.42)$$

3.2.8 Ecuación para las pérdidas de presión

Para estimar las pérdidas de presión de un colector solar de tipo parrilla, ha de tenerse en cuenta el diseño de partida (Consúltese la *Figura 3.9*).

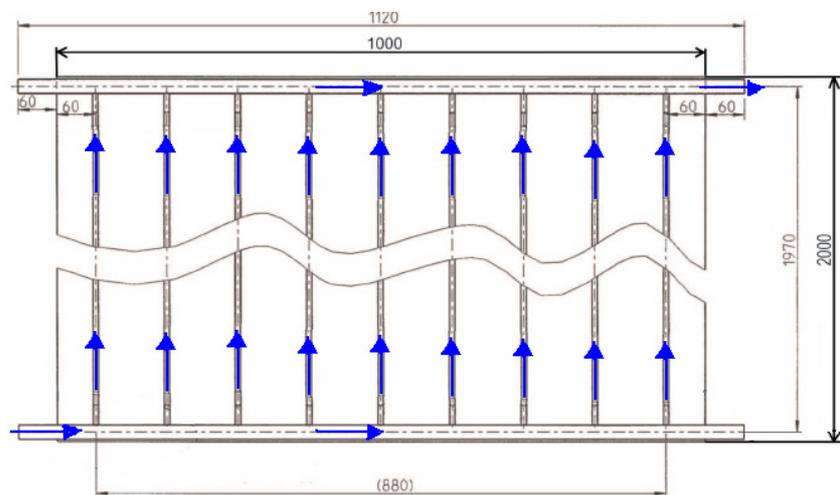


Figura 3.9. Dirección de flujo en un colector solar de parrilla

El fluido de trabajo entra al colector a través de un *tubo secundario* y allí es dirigido hacia los *tubos principales*, tubos en los cuales tiene lugar la transferencia de calor. Una vez recorrido el tubo principal, el fluido es recogido por otro tubo secundario, que se encarga de dirigirlo hacia el resto del circuito.

A la vista del esquema, puede deducirse que van a existir pérdidas de carga debidas a la fricción tanto en los tubos principales como en los secundarios. Además se producirán unas pérdidas de presión adicionales en los accesorios del circuito hidráulico (conexiones en T), con diferente distribución de canales y tipo de flujo (unión y bifurcación).

La magnitud de las pérdidas de presión que experimenta un flujo incompresible por un tramo recto de tubería se calcula mediante la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\Delta P_{fricción} = \frac{f_D \cdot L \cdot \rho \cdot v^2}{2 \cdot D_i} \quad (3.43)$$

Donde v es la velocidad del fluido, en m/s, que puede expresarse como:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_i}{2}\right)^2}; \quad (3.44)$$

y f_D es el factor de fricción de Darcy, que dependerá del tipo de flujo: laminar o turbulento.

- Flujo laminar ($0 < Re < 2300$)

$$f_F = \frac{16}{Re} \quad (3.45)$$

- Flujo turbulento ($Re > 2300$)

$$f_F = (1.58 \cdot \ln(Re) - 3.28)^{-2} \quad (3.46)$$

Los coeficientes de fricción de Fanning y de Darcy se relacionan como sigue:

$$f_D = 4 \cdot f_F \quad (3.47)$$

Por cada uno de los tubos principales tendremos la misma pérdida de carga, pues los tubos están dispuestos en paralelo y se considera igual flujo másico circulando por cada uno de ellos.

Para hallar las pérdidas de presión debidas a la fricción de los tubos secundarios se haría necesario obtener el flujo másico en cada sección pues ésta va variando a lo largo del tubo. Para simplificar los cálculos, se estimarán dichas pérdidas hallando un valor medio para éste.

Por otro lado, la magnitud de las pérdidas que se originan en un accesorio se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta P_{\text{accesorio}} = \frac{K \cdot \rho \cdot v^2}{2} \quad (3.48)$$

Siendo K el coeficiente de pérdidas.

Se elegirá una línea de corriente y se estimará la pérdida de carga debida a los accesorios:

$$\Delta P_{\text{accesorios}} = \frac{K \cdot \rho \cdot v^2}{2} = \frac{\sum \xi_{st} \cdot \rho \cdot v_m^2}{2} + \frac{\xi_s \cdot \rho \cdot v^2}{2} \quad (3.49)$$

Donde $\sum \xi_{st}$ y ξ_s son las constantes de pérdidas, cuyos valores 9.6 y 0.765, respectivamente, han sido estimados a partir de diagramas.

3.3 Código en Fortran del colector de parrilla

En el Anexo II: Código en Fortran del colector de parrilla, aparecen programadas las ecuaciones anteriormente descritas. Se pueden diferenciar en el citado anexo 4 partes:

- *Subrutina type 196*: se trata del código principal, a partir del cual funciona el nuevo componente creado. En esta subrutina se presenta el esqueleto de programación generado por TRNSYS, en el que se han introducido la mayoría de las expresiones del modelado del colector de parrilla.
- *Subrutina heattransferdos*: es una subrutina externa, a la que el código principal (subrutina type 196) llama para obtener el valor del número de Nusselt calculado en ella.
- *Subrutina pressuredropdos*: se trata también de una subrutina externa. Ésta se encarga del cálculo de la caída de presión en el colector.
- *Función Taualf*: es una función de TRNSYS que se encarga del cálculo del producto ($\tau_g \alpha_{abs}$). Como en los dos casos anteriores, en la subrutina type 196 se hace una llamada a esta función.

4. Colector solar plano de parrilla con muelles insertados

En este apartado se va a estudiar el interés de insertar muelles en el interior de un intercambiador de calor, en concreto, en este caso, en el interior de un colector solar de tipo parrilla. Se llevará a cabo también un repaso de las ecuaciones necesarias para su diseño mediante lenguaje de programación Fortran, presentado en el tercer apartado de esta sección y desarrollado en el Anexo III.

4.1 Interés de la inserción de muelles en los colectores solares

Resulta de interés estudiar la transferencia de calor mejorada en los colectores solares. A continuación se verá en qué consiste, cuáles son las técnicas más usadas y qué estudios llevados a cabo sobre colectores solares se conocen hasta el momento.

4.1.1 La transferencia de calor mejorada

La transferencia de calor mejorada consiste en aumentar el coeficiente global de transferencia de calor, U , teniendo en cuenta el posible aumento de la pérdida de carga y la potencia que ha de suministrar la bomba.

Los objetivos de aumentar el coeficiente global de transmisión de calor son:

- *Aumento del calor intercambiado*
- *Reducción del tamaño de los equipos*
- *Aumento de la eficiencia del proceso*

4.1.2 Técnicas de mejora empleadas en la industria

Según Arthur E. Bergles y Ralf L. Webb las técnicas de mejora se clasifican, en función de si necesitan potencia externa o no, en activas o pasivas. Dentro de estos dos grupos, describieron catorce tipos de técnicas de mejora. La mayoría de las técnicas de interés comercial son pasivas, producidas principalmente por configuraciones especiales de la superficie de intercambio de calor o por dispositivos insertados.

La elección de la técnica de mejora más adecuada depende de parámetros muy diversos, tales como el régimen fluido-dinámico del intercambiador (flujo monofásico o bifásico, laminar o turbulento, transmisión de calor forzada, convección natural o mixta), las propiedades físicas del fluido o fenómenos de ensuciamiento. Pero el

parámetro determinante para usar un intercambiador de calor mejorado es su coste. Las técnicas de mejora económicamente viables para mejorar la transferencia de calor en intercambiadores de carcasa y tubo son las superficies rugosas y los dispositivos insertados.

Superficies rugosas

Entre los tubos con rugosidad integral destacan aquellos en los que la rugosidad se produce por deformación en frío de la pared de un tubo liso. Los tubos deformados son en general más efectivos en flujo turbulento, al perturbar la subcapa límite térmica cercana a la pared.



Figura 4.1. Tubos con rugosidad artificial formados por deformación mecánica; derecha: tubos con abolladuras; izquierda: tubos corrugados. [1]

Dispositivos insertados

En régimen laminar, las partículas fluidas siguen líneas longitudinales en un tubo liso; sólo hay intercambio de energía por transporte molecular, y la resistencia térmica ocupa todo el tubo. Para aumentar U es necesario un mezclado integral del flujo. Por ello, los elementos insertados (como láminas en espiral, muelles en espiral, mallados de alambre, etc.) son mejores en este caso, a pesar de la desventaja que supone el aumento en pérdida de presión.

Las láminas en espiral y los muelles en espiral son competidores directos. Las láminas en espiral han sido ampliamente estudiadas y existen correlaciones para régimen laminar, de transición y turbulento. Por el contrario, los estudios del uso de los muelles en espiral son escasos. No obstante, los trabajos de García *et al.* [1] han demostrado que los muelles son mejores que las láminas en espiral y los mallados de alambre, especialmente en los regimenes laminares y de transición, pues producen aumentos similares en cuanto a la transferencia de calor pero con un incremento en la pérdida de presión menor.

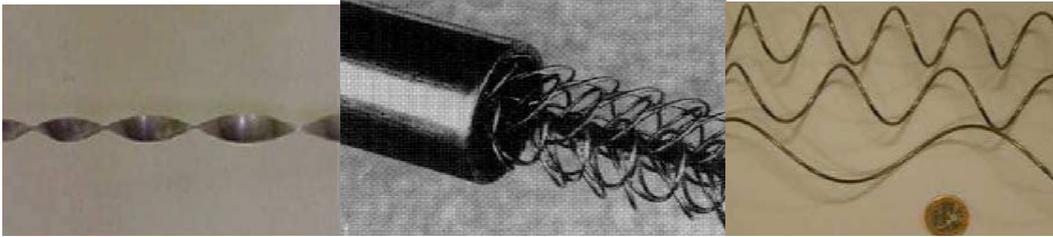


Figura 4.2. Dispositivos insertados para tubo liso. De izquierda a derecha: lámina en espiral, mallado de alambre tipo Cal Gavin, muelles en espiral. [1]

4.1.3 Técnicas de mejora aplicadas a colectores solares

El número de investigadores que han estudiado los colectores solares mejorados es escaso.

La mayoría de los estudios tratan la mejora de la transferencia de calor en *colectores solares de aire*, principalmente por la introducción de rugosidad artificial en las paredes de intercambio. Como pionero se encuentra el trabajo de Prasad y Saini (1988). Después, Gupta *et al.* (1997) investigaron el efecto sobre el comportamiento termo-hidráulico de colectores solares que tiene la variación del ángulo de ataque del aire en elementos rugosos formados por alambres en conductos rectangulares. Bhagoria *et al.* (2002) experimentaron acerca del efecto del paso adimensional, altura de rugosidad relativa y ángulo de ataque en la transmisión de calor y el factor de fricción. Momin *et al.* (2002) estudiaron el efecto de los parámetros geométricos que las rugosidades con forma de V tienen sobre la transmisión de calor y el flujo de fluido en conductos rectangulares. Jaurker *et al.* (2006) ha estudiado el efecto de ranurar las paredes de transferencia del conducto por el que circula el aire, creando elementos rugosos integrados en la superficie de intercambio. El trabajo de Varun *et al.* (2007) recoge un estudio sobre el estado del arte en colectores solares de aire mejorados por técnicas de rugosidad artificial. Los estudios sobre el uso de dispositivos insertados en colectores solares de aire son escasos: Cortes y Piacentini (1990) estudiaron la mejora de la eficiencia térmica en colectores vacíos mediante promotores de turbulencia, pero no continuaron en sus investigaciones. Saini y Saini (1997) investigaron el comportamiento de colectores con elementos mallados metálicos; obtuvieron incrementos de transmisión de calor, pero con una pérdida de carga muy elevada.

Entre los estudios de *colectores solares de agua* mejorados destaca el trabajo de Kumar y Prasad (2000), que estudiaron el efecto de la introducción de láminas en espiral: se consiguieron incrementos en el calor intercambiado de un 30% respecto a un colector plano convencional, en iguales condiciones de funcionamiento. El rango de funcionamiento óptimo se observó en la región de bajos números de Reynolds. También se obtuvo un mejor comportamiento con altos valores de intensidad de radiación solar. Después de este trabajo, sólo se tiene constancia de una ponencia presentada por Jaisankar *et al.* (2007) en la Internacional Conference on Advances on Energy Research llevada a cabo en Bombay (India). Dicha ponencia presentó resultados experimentales de un colector solar por termosifón con láminas en espiral. El estudio fue realizado para régimen laminar ($Re < 700$). El aumento de pérdida de carga superó a la mejora de

transmisión térmica. La Tesis Doctoral de Hobbi (2007), estudió diferentes elementos insertados en colectores, con resultados experimentales de laboratorio francamente deficientes. En una segunda parte, presentó un modelo de colector mejorado en TRNSYS.

4.2 Ecuaciones del modelo de colector de parrilla mejorado

Las expresiones que explican el comportamiento de un colector solar de parrilla con muelles insertados en el interior de sus tubos se diferencian de las del colector de parrilla estándar en los términos correspondientes a transferencia de calor y pérdida de carga, para lo que existirán correlaciones propias del número de Nusselt y del coeficiente de fricción, que serán explicadas en este apartado.

A la hora de elegir las correlaciones adecuadas es importante conocer las características geométricas del muelle a insertar en los tubos del colector. En este caso, el paso y el espesor adimensional del muelle insertado en el colector que será estudiado en el banco de ensayos es:

$$p/D_i=1.6506 \text{ y } E/D_i=0.0717$$

Este tipo de muelle, entre otros, fue estudiado por Alberto García en su tesis doctoral [1], donde, a partir de resultados experimentales, se pueden comprobar las mejoras sustanciales debido al uso de este tipo de elementos insertados como técnica de mejora en la transferencia de calor.

Se implementarán en TRNSYS las correlaciones disponibles para los parámetros adimensionales de este tipo de muelle y se obtendrá por simulación la mejora global que introduce. Cuando se disponga de datos experimentales se contrastarán resultados y se validarán las correlaciones introducidas para que TRNSYS pueda ser utilizado como herramienta para predecir el comportamiento de otros muelles.

4.2.1 Correlaciones para la transferencia de calor en convección forzada en muelles

Según los resultados experimentales de la Tesis Doctoral “Mejora de la transmisión de calor en tubos circulares lisos mediante la inserción de muelles en espiral” de Alberto García Pinar [1], la tendencia que sigue el número de Nusselt en función del número de Reynolds para un muelle similar al de estudio se recoge en las *Figuras 4.3 y 4.4*. En la *Figura 4.3* se presentan los resultados de los ensayos de régimen laminar (el muelle en estudio tiene una geometría similar al muelle M02 de la mencionada tesis) y la *Figura 4.4* los de régimen turbulento (en este caso el muelle en estudio tiene una geometría similar al W03).

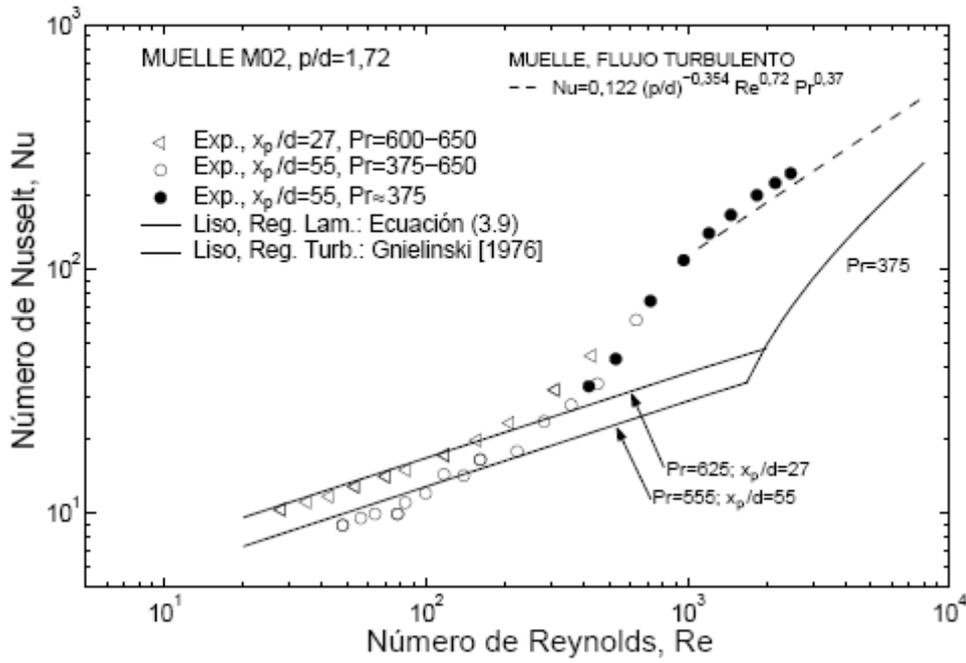


Figura 4.3. Resultados experimentales del número de Nusselt frente al número de Reynolds para régimen laminar. Muelle M02 [1]

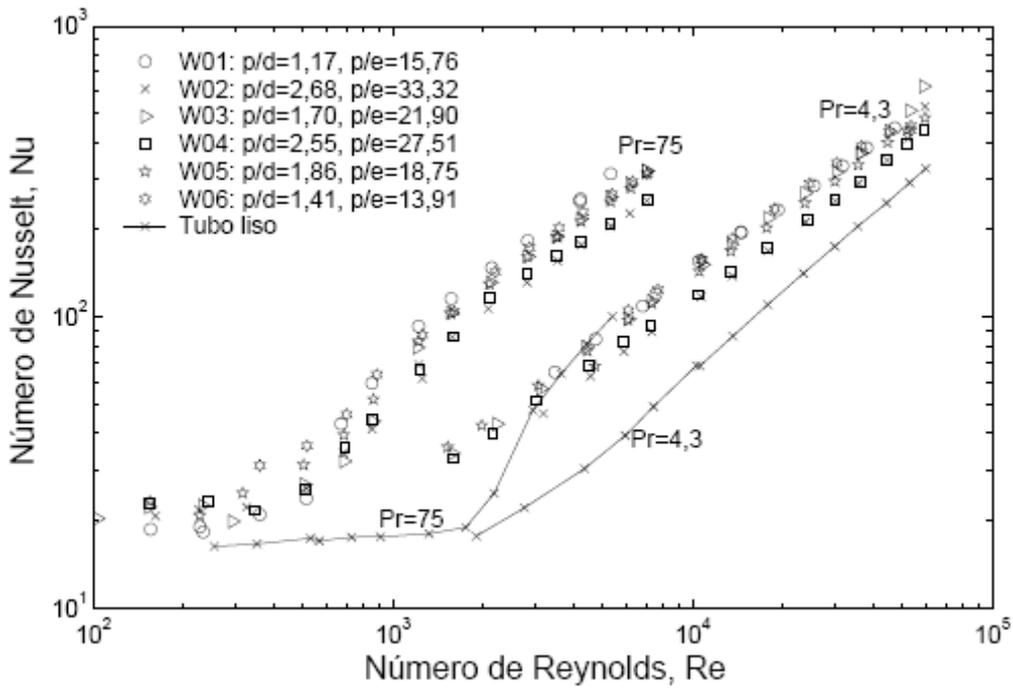


Figura 4.4. Resultados experimentales del número de Nusselt frente al número de Reynolds para régimen turbulento. Muelles W01-W06 [1]

- Flujo laminar para bajos números de Reynolds ($0 < Re < 200$)

En flujo plenamente laminar, el número de Nusselt en convección forzada sigue una tendencia frente a la distancia adimensional X^* similar a la de tubo liso en convección mixta en la región de entrada, aunque ligeramente inferior, por lo que se puede utilizar la correlación para tubo liso en esta zona aplicando un factor de corrección de 0.95.

$$Nu_x = 0.95 \cdot (1.32 \cdot (X^*)^{-1/3}) \quad (4.1)$$

Donde X^* es la longitud adimensionalizada del tubo, que puede expresarse como:

$$X^* = \frac{X_p}{D_i} \frac{1}{Re \cdot Pr} \quad (4.2)$$

Siendo X_p es la distancia local, la longitud del tubo hasta el punto en estudio en (m).

- Flujo laminar para altos números de Reynolds ($200 < Re < 700$) y zona de transición ($700 < Re < 1200$)

A números de Reynolds por encima de 200 no hay influencia de la región de entrada ni de la convección natural. La transmisión de calor se desarrolla en convección forzada, pero los valores de número de Nusselt están muy por encima de los de la región de entrada. Con ello puede concluirse que las estructuras del flujo que crean los muelles, benefician la transmisión de calor.

En esta zona se puede emplear una correlación obtenida a partir de la interpolación entre la zona laminar y turbulenta, ya que como puede observarse en la *Figura 3.2* la tendencia que se sigue en este tramo es lineal.

$$Nu_x = 0.866 \cdot \left(\frac{X_p}{1.4 \cdot Pr} \right)^{-1/3} + \frac{(Re - 200)}{-1000} \cdot \left(0.866 \cdot \left(\frac{X_p}{1.4 \cdot Pr} \right)^{-1/3} - 16.5 \cdot Pr^{0.3696} \right) \quad (4.3)$$

- Flujo turbulento ($1200 < Re < 25000$)

Los resultados experimentales para el muelle W03 pueden correlacionarse como sigue:

$$Nu = 0.0822 \cdot (Re^{0.7478}) \cdot Pr^{0.3696} \quad (4.4)$$

También se puede utilizar una correlación general en función de las características geométricas del muelle. La ecuación general que se propone:

$$Nu_F = 0.158 \cdot (E / D_i)^{0.107} \cdot (p / D_i)^{-0.362} \cdot Re^{0.724} \cdot Pr^{0.370} \quad (4.5)$$

Es válida para muelles con $E/D_i = 0.07-0.1$ y $p/D_i = 1.2-2.7$.

4.2.2 Correlaciones para el coeficiente de fricción con muelles

De la misma forma, según los resultados experimentales de la Tesis Doctoral de Alberto García Pinar [1], la tendencia que sigue el factor de fricción en función del número de Reynolds para un muelle similar al de estudio se recoge en las Figuras 4.5 y 4.6. En la Figura 4.5 se recogen los resultados de los ensayos de régimen laminar (el muelle en estudio tiene una geometría similar al muelle M02) y la Figura 4.6 los de régimen turbulento (el muelle en estudio tiene geometría similar al W03).

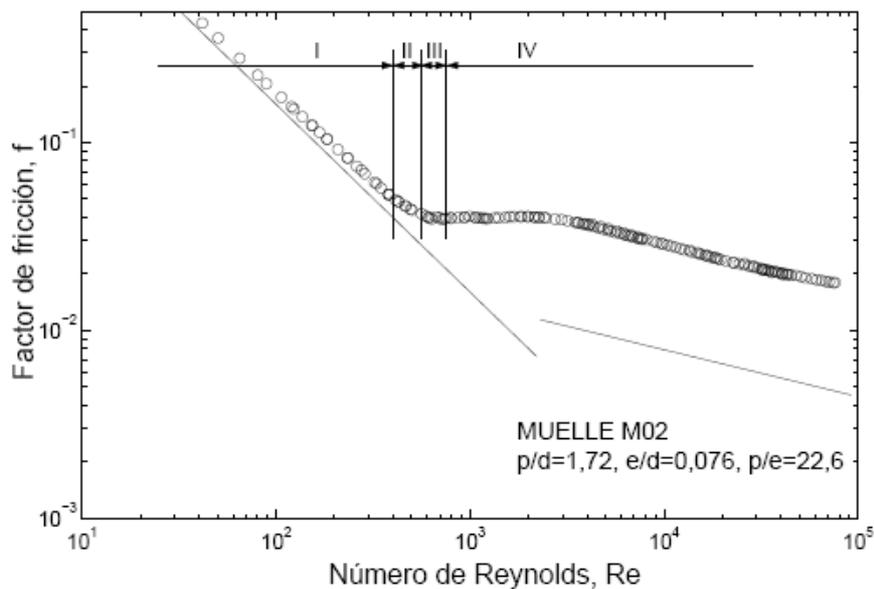


Figura 4.5. Resultados experimentales del factor de fricción frente al número de Reynolds para régimen laminar. Muelle M02 [1]

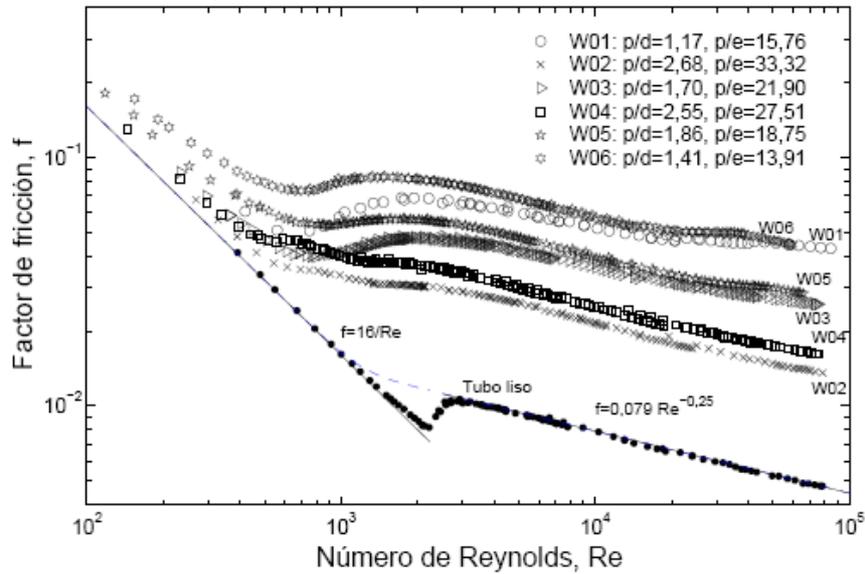


Figura 4.6. Resultados experimentales del factor de fricción frente al número de Reynolds para régimen turbulento. Muelles W01-W06 [1]

- Flujo laminar ($0 < Re < 400$)

Hasta $Re \approx 400$ se tiene flujo laminar estable. El factor de fricción sigue la misma tendencia que en tubo liso pero un poco mayorado (hasta un 25%), como puede observarse. La correlación que puede emplearse en esta zona es:

$$f_F = 14.8 / Re^{0.95} \quad (4.6)$$

- Zona de transición ($400 < Re < 2300$)

Los puntos de esta zona pueden correlacionarse mediante una recta (observar Figura 4), interpolando entre la zona laminar y la zona turbulenta:

$$f_F = -8.0567 \cdot 10^{-7} \cdot Re + 0.050245733 \quad (4.7)$$

- Flujo turbulento ($2300 < Re < 25000$)

Para un muelle con geometría muy similar al de estudio, los resultados de los ensayos experimentales se correlacionan como sigue:

$$f_F = 0.209 \cdot \text{Re}^{-0.189} \quad (4.8)$$

La ecuación general propuesta en función de las características geométricas del muelle es:

$$f_F = 5.76 \cdot (p / D_i)^{-1.21} \cdot (E / D_i)^{-0.95} \cdot \text{Re}^{-0.217} \quad (4.9)$$

Es válida para el rango geométrico $E / D_i = 0.07-0.10$ y $p / D_i = 1.2-2.7$

4.3 Código en Fortran del colector de parrilla mejorado

En el Anexo III: Código en Fortran del colector de parrilla mejorado, aparecen programadas las ecuaciones para el colector con muelles insertados. Como en el caso del código del colector de parrilla (Anexo II), se pueden diferenciar 4 partes:

- La *Subrutina type 195* como código principal del componente. Esta subrutina la genera automáticamente TRNSYS al exportar el nuevo componente como Fortran. En ella se incluyen la mayoría de las ecuaciones del modelo matemático del colector de parrilla mejorado.
- La *Subrutina heattransfer* se encarga de la obtención del número de Nusselt mediante las ecuaciones correspondientes. En el código principal del type 195 se realiza una llamada a esta subrutina externa.
- La *Subrutina* externa *pressuredrop* calcula la caída de presión en el colector necesario en la subrutina type 195.
- *Función Taualf*: es una función de TRNSYS que se encarga del cálculo del producto ($\tau_g \alpha_{abs}$). Como en los dos casos anteriores, en la subrutina type 196 se hace una llamada a esta función.

5. Estudio comparativo del comportamiento de los modelos de colector mediante simulación

En el programa de simulación TRNSYS, se va a llevar a cabo el montaje del banco de ensayos de colectores solares de la UPCT, sobre el que se realizarán las simulaciones oportunas para la caracterización del comportamiento de los modelos de colector para su comparación térmica.

5.1 Explicación del funcionamiento del banco de ensayos de la UPCT

El esquema del banco de ensayos de captadores solares térmicos de la Universidad Politécnica de Cartagena se presenta a continuación:

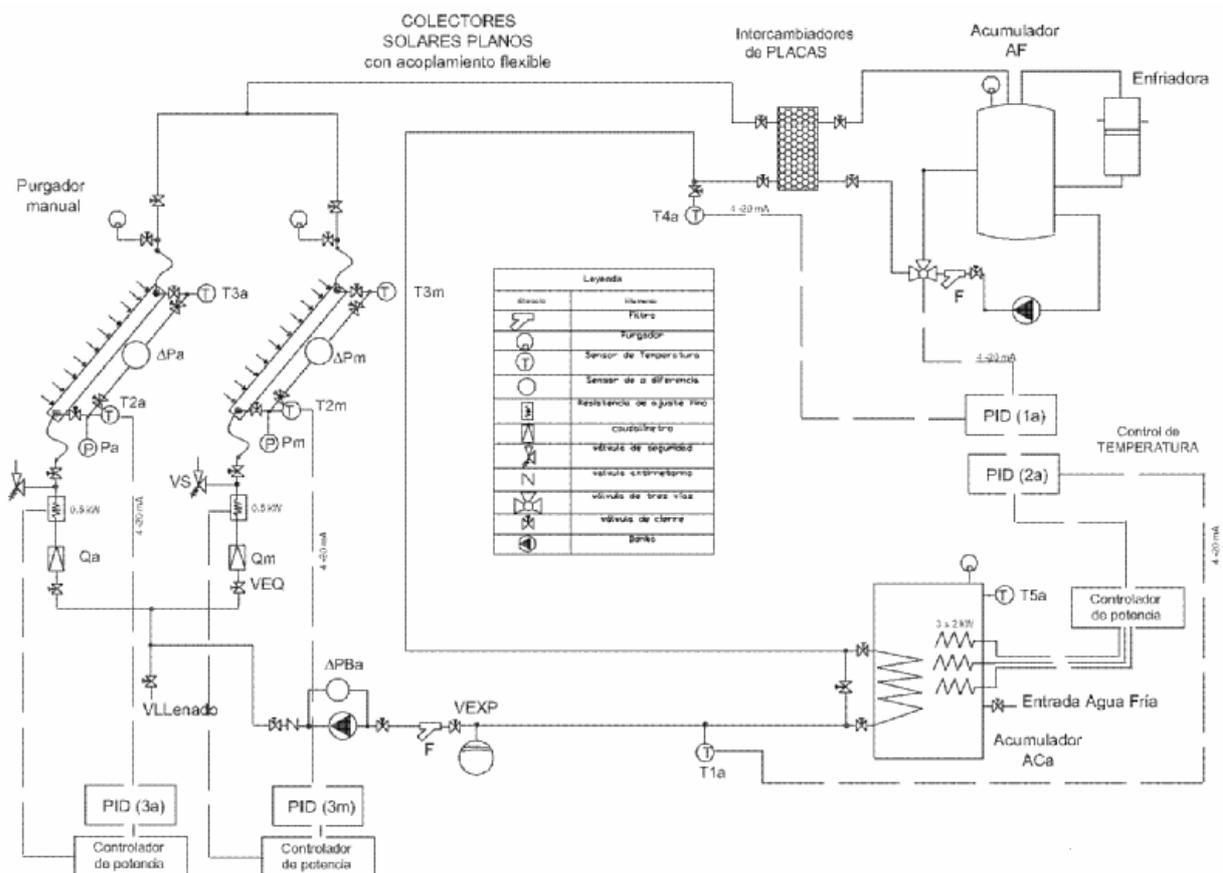


Figura 5.1. Banco de ensayos de la UPCT

Se trata de una investigación experimental, por ello su funcionamiento no se asemeja demasiado a un sistema típico de energía solar térmica de baja temperatura.

El componente principal de toda instalación solar es el captador. En este caso el sistema de captación se compone de dos captadores solares planos dispuestos en paralelo:

- El objetivo del captador es transformar la radiación solar incidente sobre estos en energía térmica mediante el aumento de la temperatura del fluido caloportador que circula a través de ellos.
- De forma general, el conexionado en paralelo de dos colectores solares permite un mayor caudal total (circula el mismo caudal por cada captador, de forma que el caudal total es suma de ambos); unos gradientes de temperatura moderados (al contrario de lo que ocurriría si los captadores estuvieran conectados en serie); y una pérdida de carga correspondiente a un captador.
- En el caso del banco de ensayos de captadores solares térmicos de la UPCT, el objetivo de conectar en paralelo los colectores es ensayar simultáneamente dos captadores de características distintas (uno estándar y uno modificado) bajo las mismas condiciones, lo que se conoce como “side-by-side” test. De esta forma se pueden observar las mejoras sobre el modelo de colector en estudio, en comparación con el estándar.
- Los colectores solares a colocar en el banco de ensayos siguen las especificaciones de la *Figura 5.2*:

Tipo:	CP1
Área total:	2,16 m ²
Área total de apertura:	2,02 m ²
Área total de absorbedor:	2,0 m ²
Peso en vacío:	35 Kg.
Contenido de fluido:	1,48 lt.
Nº de cubierta:	1
Materiales de cubierta:	Vidrio solar templado
Espesor de cubierta:	3 mm.
Nº de tubos o canales:	Verticales:9 Horizontales:2
Diámetro de tubos o dimensiones de los canales:	∅ 8mm.x0,5 mm.
Fluidos de transferencia de calor aceptables:	Agua+Anticongelante
Absorbedor	CP1
Material:	Lámina aluminio unida a tubos de cobre. Soldadura láser de última generación.
Tratamiento superficial:	Tratamiento selectivo de ALTA EFICIENCIA MIRO-THERM $\alpha > 95\%$
Construcción tipo:	Parrilla de tubos
Dimensiones:	1997x995 mm.
Aislamiento térmico y carcasa	CP1
Espesor de aislamiento térmico:	25 mm.
Material de aislamiento:	Lana mineral
Material de carcasa:	Aluminio
Dimensiones totales:	2054x1054x80 mm.
Dimensiones de apertura:	2000x1000 mm.
Material de sellado:	Sellador de juntas negro

Figura 5.2. Especificaciones de los colectores solares

El fluido caloportador procedente de los captadores (donde ha sido calentada) pasa a través de un intercambiador de placas, donde enfriará por la acción de un fluido (en este caso se trata de agua también) procedente de un circuito externo, compuesto por un acumulador de agua fría, una enfriadora, una bomba y una válvula de tres vías, y que más adelante se explicará.

El fluido de trabajo enfriado se dirige a un acumulador de agua caliente, donde es calentado al pasar a través de un intercambiador de calor tipo serpentín interno al acumulador. Este acumulador de agua caliente contiene, además de dicho intercambiador interno, 3 resistencias de 2 kW cada una, controladas por un PID para mantener el acumulador en un cierto rango de temperaturas y así conseguir la temperatura deseada a la entrada del captador (según la norma UNE ésta ha de mantenerse constante).

Si nos fijamos en el esquema, la entrada al intercambiador de calor de tipo serpentín está regulada por una serie de válvulas. La misión de éstas es no dejar pasar el agua por el interior del intercambiador de calor si lleva ya la temperatura deseada.

Existe otra válvula de entrada de agua al acumulador de agua caliente que sirve únicamente para reponer posibles pérdidas en dicho acumulador.

Todas estas válvulas se controlan de forma manual. No se van a tener en cuenta en el esquema montado en TRNSYS.

El agua procedente del acumulador de agua caliente es dirigida de nuevo a los captadores mediante una bomba, pasando antes a través de unas válvulas de equilibrado, que regulan el caudal de entrada al colector, y unas resistencias eléctricas controladas por un PID, las cuales realizarán un ajuste fino de la temperatura de entrada al captador. Dichos elementos se encuentran en las líneas de entrada de sendos colectores solares.

En el camino que va del acumulador de agua caliente a los captadores, además de disponer de una bomba y sendas resistencias a la entrada de los captadores, encontramos un vaso de expansión. El vaso de expansión se usa para absorber las dilataciones y contracciones que experimenta el fluido con las variaciones de temperatura. Este elemento no se representará en nuestro esquema de TRNSYS, por no tener en cuenta este software las diferencias de presión.

El circuito externo que porta el fluido frío que se encarga de enfriar el agua en el intercambiador de placas (circuito del que se habló anteriormente) se compone de:

- Un acumulador de agua fría con 3 entradas y dos salidas:
 - Entradas: procedentes del intercambiador de placas, de la válvula de tres vías y de la enfriadora.
 - Salidas: hacia la bomba y hacia la enfriadora.

- Una enfriadora, que está conectada a una entrada y una salida del acumulador de agua fría y se encarga de enfriar el agua del acumulador. Dicha enfriadora posee una bomba circuladora incorporada, que impulsa de nuevo al fluido caloportador enfriado hacia al acumulador de agua fría.
- Una bomba, que dirige el agua procedente del acumulador de agua fría hacia la válvula de tres vías.
- Una válvula de tres vías, controlada mediante un PID, que se encarga de enviar el agua hacia el intercambiador de placas y/o de vuelta al intercambiador, en función de la temperatura de salida del lado caliente del intercambiador de placas, es decir, en función de la temperatura del agua que se dirige hacia el acumulador de agua caliente.

También aparecen otra serie de elementos en el circuito hidráulico:

- Válvulas de seguridad. Son dispositivos empleados para evacuar el caudal de fluido necesario de tal forma que no se sobrepase la presión de timbre del elemento protegido, en este caso los colectores solares.
- Vaso de expansión. Aparece después de que el fluido caloportador atraviese el acumulador de agua caliente. Su misión es absorber las dilataciones que experimenta el fluido contenido en el circuito con las variaciones de temperatura. Mediante este elemento se evita la pérdida de fluido que tendría lugar al activarse la válvula de seguridad al alcanzarse presiones elevadas en el circuito durante los periodos de alta radiación solar.
- Filtro. Existe uno después de la válvula de expansión y otro antes de la válvula de tres vías. Se usa para evitar el paso de partículas e impurezas sólidas que lleven al deterioro de los elementos del circuito.
- Purgador. Se encuentra a la salida de sendos colectores solares y en el acumulador, tanto de agua fría como caliente. Se trata de un dispositivo que se encarga de extraer el aire contenido en el circuito solar.
- Válvula antirretorno. Permite la circulación del fluido en un único sentido e impiden la circulación en sentido inverso. En las instalaciones solares se emplean habitualmente para evitar pérdidas de energía térmica, previamente almacenada en el acumulador, provocadas por la circulación del fluido en sentido inverso. En el banco de ensayos se encuentra después de la bomba que envía el fluido caloportador a los colectores.
- Válvulas de cierre. Su misión es interrumpir el flujo de la línea de forma total y cuando sea preciso. Como puede observarse en la *Figura 5.1*, este tipo de válvula se encuentra en muchos puntos del circuito.

5.2 Diseño de la instalación mediante el software TRNSYS. Descripción de los componentes necesarios.

Los componentes básicos necesarios para montar la instalación en TRNSYS (observando la *Figura 5.1*) son:

- Dos colectores solares planos conectados en paralelo (“side by side”): un colector de tipo parrilla y otro del mismo tipo pero mejorado.
- Resistencias eléctricas
- Tres bombas
- Un intercambiador de placas
- Dos acumuladores: uno de agua fría y otro de agua caliente.
- Una enfriadora
- Una válvula de tres vías
- PIDs

Además, necesitaremos otros elementos, como un lector y procesador de datos meteorológicos, graficadores, calculadoras, lectores de los resultados numéricos, elementos conectores de flujo, etc.

Otros elementos tales como válvulas, purgadores, filtros, etc. No podrán ser simulados en TRNSYS.

Con todo esto, la instalación adquiere la forma de la *Figura 5.3*.

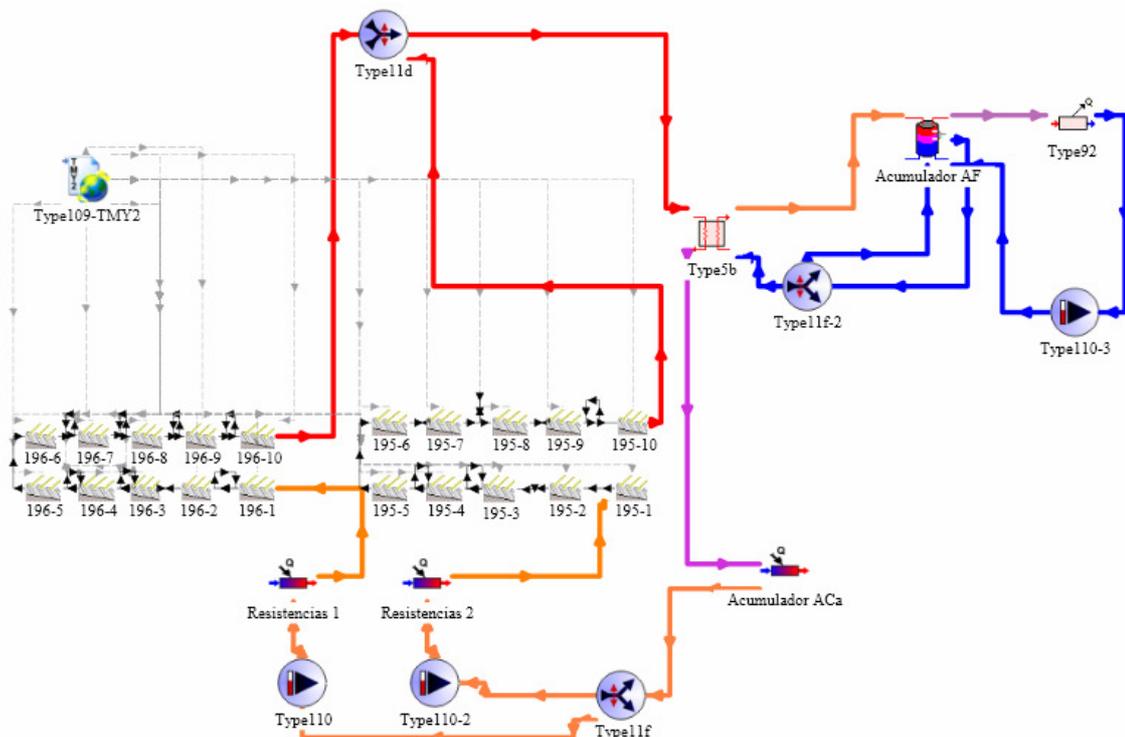


Figura 5.3. Instalación en TRNSYS

A continuación se irán definiendo los componentes de TRNSYS correspondientes. La forma de conexionado de los elementos se puede consultar en el Trabajo Académicamente Dirigido de Elena López Galiana [12].

5.2.1 Colectores solares planos

Se elegirán los dos modelos de colector anteriormente diseñados para su conexión en paralelo en la instalación (types 196 y 195).

Resulta interesante ver el desarrollo de las variables en estudio a lo largo del tubo del colector. Se va a dividir cada tubo en 10 tramos distintos y de igual longitud, para observar el valor de los parámetros en estudio en cada tramo. Esto se modelará conectando en serie 10 colectores de longitud de tubo 0.2 m, de forma que se completen los 2 m que presentan los tubos del modelo de colector. Esta operación se llevará a cabo para ambos modelos de colector.

Para conectar los colectores solares en paralelo se usarán elementos conectores. Se optará por el **Type11d** como elemento encargado de mezclar los fluidos provenientes de ambos colectores. Este elemento se encuentra dentro de la carpeta *Hydronics* → *Flow Mixer* → *Other Fluids*.

También habrá que disponer de otro elemento conector, esta vez que separe el fluido que va de vuelta a los colectores. Dicho fluido procede del intercambiador situado en el acumulador de agua caliente. El elemento empleado en este caso será el **Type11f** y puede encontrarse en la carpeta *Hydronics* → *Flow Diverter* → *Other Fluids*.

A los colectores solares habrá que conectar un lector y procesador de datos de meteorológicos que se encargue de modelar la radiación solar sobre el colector. Se optará por el **Type109-TMY2**. Éste se encuentra dentro de la carpeta *Weather Data Reading and Processing* → *Standard Format* → *TMY2*.

El Type109 lee un archivo de datos meteorológicos (en este caso, se trata de un archivo en formato **.tm2**, correspondiente a los datos de San Javier-Murcia, por lo que se ha buscado el Type compatible con éste) y mediante modelos matemáticos genera la radiación total, directa y difusa, para un número arbitrario de caras con orientación e inclinación arbitrarias también. Estas variables salen del generador de radiación pasando a ser inputs del colector.

5.2.2 Resistencias eléctricas

Se usará el **Type6**. Éste se encuentra en la carpeta *HVAC* → *Auxiliary heaters*. Este componente está modelado para elevar la temperatura del fluido mediante control interno, externo o una combinación de ambos.

Especificando un valor constante de γ igual a 1 y un valor suficientemente grande para $Q_{\text{máx}}$, **Type6** se comportará como un calentador auxiliar de agua caliente sanitaria con control interno para mantener la temperatura de salida T_{set} .

Si se especifica una función de control de 0 o 1 y una T_{set} a alto valor, con un bajo valor de $Q_{\text{máx}}$, **Type6** se comportará como una fuente de calor ON/OFF controlado externamente.

El usuario debería tener claro que la máxima transferencia de energía térmica al fluido no es $Q_{\text{máx}}$, sino $\eta_{\text{htr}} * Q_{\text{máx}}$.

5.2.3 Bombas

Se dispondrá de 3 bombas:

- Una de ellas situada a la salida de la enfriadora.

- Otras dos en las líneas de entrada de sendos colectores solares. A pesar de que en la instalación real se tiene una única bomba a la salida del acumulador de agua caliente y una válvula de equilibrado en cada línea de entrada al colector de forma que pueda regular el caudal de entrada a éste, se ha tenido que optar por esta opción ya que no se dispone de este tipo de válvula en la librería de TRNSYS.

No se tendrá bomba a la salida del acumulador de agua fría, pues éste elemento determina por sí mismo la cantidad de caudal que sale de él mediante un balance másico.

Para modelar las bombas se puede usar tanto el modelo **Type3b** (Single Speed), así como el **Type110** (Variable Speed). Ambos modelos son capaces de mantener la velocidad de flujo másico entre 0 y un valor especificado, mediante una función que varía de forma lineal. También la manera de hallar la potencia en ambos es la misma y lo hacen mediante una función polinomial. La diferencia entre los dos modelos radica únicamente en que en el **Type110**, diferencia entre la potencia útil (potencia que se transmite al fluido en forma de presión), la potencia que se va al fluido en forma de calor y la potencia que se pierde en forma de calor en el ambiente, mientras que en el **Type3b** toda la potencia se considera útil.

Se usará el **Type110**, pues resulta más completo. Este componente se encuentra en la carpeta *Hydronics* → *Variable Speed*.

Como ocurre en el Type3b, este componente computa el flujo másico mediante una variable de control que debe estar entre 0 y 1, y una capacidad máxima de flujo fijada por el usuario, como sigue:

$$m_{out} = m_{max} * \text{gamma}$$

Y el consumo de la bomba puede ser calculado, por una función lineal de flujo másico o por una relación entre el flujo másico y el consumo de energía.

$$\text{Power} = f(P_{max}, \text{gamma})$$

La novedad de este componente es, como se ha comentado, la diferenciación que hace en cuanto a los distintos tipos de potencia derivados de la potencia generada por la bomba. Las ecuaciones con que trabaja este elemento se presentan a continuación:

- La eficiencia del bombeo del fluido desde su presión de entrada hasta su presión de salida es dada por:

$$\eta_{pumping} = \frac{\eta_{overall}}{\eta_{motor}}$$

En esta ecuación, tanto la eficiencia del motor como la eficiencia global es introducida por el usuario como “inputs”.

- La potencia de operación de la bomba, una vez quitados los efectos de ineficiencia del motor:

$$\dot{P}_{shaft} = \dot{P} \eta_{motor}$$

- El calor transferido al fluido del motor de la bomba al fluido de trabajo:

$$\dot{Q}_{fluid} = \dot{P}_{shaft} (1 - \eta_{pumping}) + (\dot{P} - \dot{P}_{shaft}) f_{motorloss}$$

Donde $f_{motorloss}$ es un valor entre 0 y 1. Determina si las ineficiencias del motor de la bomba causan un aumento de temperatura en el fluido de trabajo que pasa a través de la bomba (cuyo valor será 1) o si causan el aumento de temperatura en el aire ambiente, en los alrededores de la bomba (su valor será 0).

- La energía transferida desde el motor al ambiente viene dada por:

$$\dot{Q}_{ambient} = (\dot{P} - \dot{P}_{shaft}) (1 - f_{motorloss})$$

5.2.4 Intercambiador de placas

El componente **Type5b** hará el papel de intercambiador de placas en el esquema de la instalación. El Type5 modela el intercambiador de calor. Este componente determina la eficiencia, dadas las temperaturas de entrada del fluido frío (carga) y del caliente (fuente) y los flujos másicos respectivos, para un valor de coeficiente global de transmisión del calor fijado. La denominación “b” simplemente hace referencia a la configuración elegida: flujo a contracorriente en este caso. Este elemento puede seleccionarse en la carpeta *Heat exchangers* → *Counter Flow*.

5.2.5 Acumuladores

Acumulador de agua caliente

El acumulador de agua caliente será modelado como una resistencia eléctrica mediante el **Type6** (explicado en el apartado 5.2.2).

Si se consulta el esquema del banco de ensayos, en la *Figura 5.1*, puede verse que el acumulador se trata de un depósito con intercambiador interno, resistencias eléctricas y una entrada de agua, la cual sólo se usa para reponer posibles fugas, por lo que no será tenida en cuenta. La única misión, por tanto, de dicho acumulador es la de precalentar el fluido de trabajo que se dirige a los colectores. Por ello bastará con una resistencia eléctrica.

Un acumulador más completo, como el *Detailed Fluid Storage Tank* (Type60), no es posible utilizarlo en este caso, pues la entrada y salida correspondientes al intercambiador de calor interno del acumulador no se consideran entrada y salida propias de dicho acumulador; si no que este intercambiador interno se contempla ya mediante una opción disponible en este type, y al no tener ninguna otra entrada ni salida en el acumulador, no podrá ser usado este componente.

Acumulador de agua fría

Se utilizará el acumulador **Type60g** para modelar el acumulador de agua fría. El Type60 modela un depósito de almacenamiento de fluido estratificado con calentadores internos opcionales e intercambiadores de calor internos opcionales. Se trata del modelo de depósito de almacenamiento más detallado disponible en la librería de componentes estándar de TRNSYS. La letra que acompaña a Type60 simplemente hace referencia al tipo de cilindro (vertical), si las pérdidas y alturas son uniformes o no (se toman pérdidas no uniformes para una mejor aproximación a la realidad) y al número de entradas y salidas (en este caso 2 entradas y una salida, más adelante se verá el porqué de esta elección).

Este componente puede encontrarse en la carpeta Thermal Storage → Detailed Fluid Storage Tank → Vertical Cylinder → Non-Uniform Losses and Heights → 2 Inlets, 1 Outlets.

La descripción matemática del modelo se presenta a continuación. La estratificación de temperaturas se modela asumiendo que el tanque se compone de N ($N \leq 100$) segmentos de igual volumen. Observar *Figura 5.4*. Si $N=1$ (lo que correspondería a dos nodos) se modela como un solo segmento, no considerándose los efectos de estratificación. Para que la introducción de los nodos sea más sencilla, cada nodo se corresponderá con una altura, empezando desde el suelo hacia arriba.

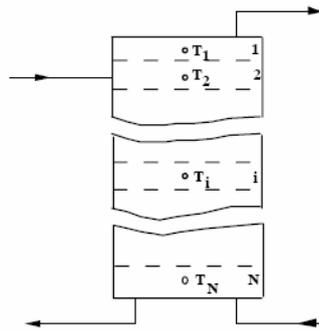


Figura 5.4. Estratificación de temperaturas en el depósito

➤ **Modos de entrada**

- *Modo 1*: la corriente de flujo entra en el nodo que está más próximo a éste en temperatura. Lo que permite un máximo grado de estratificación con un número de nodos suficiente.
- *Modo 2*: en este caso la corriente entra al depósito en posiciones fijadas por el usuario.

Se usará en este proyecto el *Modo 2*, que parece lo más cercano a la realidad.

➤ **Calentadores internos opcionales**

El modelo puede llevar inmersas dos resistencias eléctricas, sujetas a control de temperatura y/o tiempo, que aumentan la temperatura del agua del acumulador mediante la adición de energía eléctrica durante ciertos períodos de tiempo.

Estas resistencias pueden operar en dos posibles modos:

- *Modo 1*: relación maestro-esclavo. Permite al elemento de calentamiento situado en la parte más baja actuar cuando el elemento de la parte alta está lo deja. Este modo es común a la mayoría de las aplicaciones de agua caliente sanitaria.

- *Modo 2*: ambas resistencias pueden estar activas a la vez. Esto permite una mayor rapidez de calentamiento del depósito, así como una alta demanda eléctrica.

Las resistencias eléctricas se activan y desactivan mediante la acción de un termostato, en función de que se alcance o no una temperatura previamente establecida ($T_{\text{set}} - \Delta T_{\text{dead band}}$).

En el caso del acumulador de agua fría no se hace necesaria la introducción de resistencias eléctricas, por lo que se pondrán los inputs 8 y 9 a 0.

El modelo Type60 sirve además para acumuladores con calentador de gas auxiliar. Pero no es éste el caso. De modo que también quedará fijado el parámetro 29 a 0.

➤ *Pérdidas térmicas*

En ocasiones el depósito puede no estar uniformemente aislado o el usuario puede querer tener en cuenta entradas de tubos en el acumulador. Para contar estas pérdidas se pondrá el parámetro 32 a 1 y se especificará el incremento del coeficiente de pérdidas (parámetro 46).

Mediante una válvula de alivio se tendrán en cuenta los efectos de ebullición. Hay que especificar la temperatura a la que hierve el fluido. La energía generada en la ebullición será añadida a la energía perdida al medio (output 7).

➤ *Geometría y configuraciones del depósito*

El usuario debe introducir altura, volumen y perímetro del depósito. Para depósitos cilíndricos se fijará el perímetro a -1, con ello el modelo creará el perímetro de forma automática.

➤ *Intercambiadores de calor internos opcionales*

El modelo incluye hasta 3 intercambiadores de calor internos. Habrá que definir dimensiones, temperatura y valor del flujo del fluido de entrada.

Aunque el acumulador de agua fría del banco de ensayos no lleve físicamente un intercambiador interno, se usará uno con el fin de que el número de entradas al acumulador se vea aumentado. Esto es necesario ya que el Type60 no permite que un acumulador tenga más de 2 entradas, y en el esquema real se dispone de 3 (consultar *Figura 5.1*). Mediante el intercambiador interno se consigue una “entrada” más al acumulador. Realmente esta tercera entrada no permite la mezcla física de los fluidos, sin embargo a efectos prácticos el resultado es el mismo: su misión es enfriar el fluido existente en el interior del acumulador.

El fluido que circula por el interior del intercambiador puede ser agua o una mezcla con anticongelante. En este caso se trata de agua.

5.2.6 Enfriadora

Para modelar la enfriadora se usará el **Type92**. Se trata de una unidad de enfriamiento auxiliar, que quitará calor a un valor dado de $Q_{\text{máx}}$ cuando la entrada de control externa γ es igual a 1 y la temperatura de salida es mayor a un mínimo especificado T_{set} . Este componente se encuentra en la carpeta *HVAC* → *Auxiliary Cooling Unit*. Además, al poseer la enfriadora del banco de ensayos una bomba circuladora incorporada, habrá que incluir dicha bomba en el modelo de TRNSYS. En el apartado 5.2.3 puede hacerse un repaso de dicho elemento.

5.2.7 Válvula de tres vías

Para modelar la válvula de 3 vías se usará un elemento conector, en concreto el elemento *Type11f (Hydronics* → *Flow Diverter* → *Other Fluids*) explicado en el apartado 5.2.1, que se controlará con un PID.

5.2.8 PIDs

Tras observar cómo trabajan los componentes estándar de TRNSYS, se opta por modelar los PIDs de tres formas distintas.

- Como PIDs para controlar las resistencias de precalentamiento del fluido (resistencias situadas en los conductos que conducen a los colectores), se usará la función de control que llevan implementadas las propias resistencias eléctricas o calentadores auxiliares definidos en el apartado 5.2.2 (**Type6**). En dichas resistencias se impondrá un valor de temperatura por debajo del cual se desea que actúe la resistencia.
- Como PID de control de temperatura del acumulador de agua caliente se hará uso de la función de control de la propia resistencia eléctrica, como ocurre en el caso anterior.
- PID de regulación de la cantidad de caudal procedente del acumulador de agua fría que se envía al intercambiador de placas. Para reducir la carga computacional en las simulaciones se ha optado por eliminar este elemento, de forma que la válvula de tres vías carece de control y envía todo el fluido al intercambiador.

5.2.9 Otros elementos

Además de todos los componentes citados se usarán los **Types65d**, esto es, graficadores para observar el comportamiento de determinadas variables de salida que resultan de interés.

También se usará el **Type25b**, que me imprimirá los resultados deseados de forma numérica.

El type 55 se trata de un integrador periódico. Se usará para el cálculo de las medias de las variables durante una semana.

Otro elemento que se empleará en las simulaciones es la calculadora, muy útil para operaciones básicas como sumas.

5.3 Simulación y comparación del comportamiento de los modelos de colector solar

A la hora de llevar a cabo los ensayos en el banco de colectores solares de la UPCT diseñado en TRNSYS, se comprueba que, debido a la complejidad del código de los modelos de colector type 195 y 196, se produce un error durante las simulaciones.

Una posible solución podría ser el estudio del comportamiento de dichos modelos por separado, esto es, en instalaciones distintas.

Partiendo del banco de ensayos diseñado en el apartado 5.2 del presente proyecto, se crearán dos circuitos para realizar las simulaciones: en uno de ellos el modelo de colector en estudio será el type 196 (colector de parrilla de tubo liso) y en el otro el type 195 (colector de parrilla con muelles insertados en el interior de sus tubos).

El colector solar elegido para su conexión en paralelo a cada modelo será el colector solar plano de tipo teórico disponible en la librería de TRNSYS: **type 73**. Dicho componente se encuentra en Simulation Studio dentro de la carpeta *Solar Thermal Collectors*. Se ha optado por este tipo de colector por resultar el más práctico, ya que las características del colector pueden ser introducidas directamente.

Las condiciones de ensayo deberán ser las mismas en ambas instalaciones para recrear que los colectores se encuentran en el mismo banco de ensayos.

Otra posible solución, la elegida para este caso, sería reducir la instalación a una más sencilla, compuesta por (consultar figura 5.5):

- Los modelos de colector en estudio (type 195 y 196) conectados en paralelo.

- El componente type 109-TMY2, encargado de simular las condiciones meteorológicas.
- Dos bombas (type 110), que darán el flujo másico y la temperatura de entrada a los colectores solares. En la instalación real, sólo existirá una bomba con variador de frecuencia y una válvula con equilibrado en cada línea de entrada a los colectores, con la que se regulará el flujo másico.

Se ha optado por esta opción, pues dado que la finalidad de este proyecto es estudiar la mejora que se obtendría al insertar muelles en el interior de los tubos de un colector solar plano de tipo parrilla y por tanto, los únicos componentes de interés en la instalación son los modelos de colector diseñados para TRNSYS, resulta más cómodo tener los colectores solares en una misma instalación para una mejor comparación de sus variables.

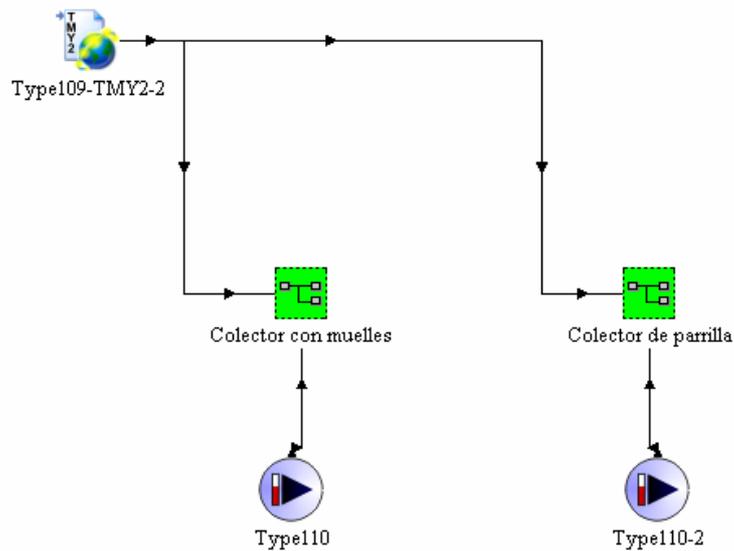


Figura 5.5. Instalación simplificada para realizar las simulaciones

En la *Figura 5.5* los tubos de los colectores solares siguen estando divididos en 10 tramos para llevar a cabo un estudio de la evolución de las variables a lo largo del tubo, pero se ha usado la opción *create macro* , que aparece en la barra de herramientas situada en la parte izquierda de la interfaz Simulation Studio, una vez seleccionados los 10 tramos.

5.3.1 Comprobaciones del correcto funcionamiento de los colectores solares

Se van a llevar a cabo unas simulaciones previas para comprobar que el código Fortran funciona de forma correcta. Para ver los resultados gráficamente se usará el type 65d. Los cálculos necesarios, como sumas de las variables de los distintos tramos para la obtención del valor total, serán llevados a cabo mediante una calculadora, disponible en el menú principal de TRNSYS *Assembly* → *Insert new equation*.

Pérdidas de carga

Para un mismo flujo másico (100 kg/h, por ejemplo), se obtiene, como era de esperar, una importante diferencia en pérdidas de carga totales (suma de las pérdidas de carga en cada tramo) entre ambos tipos de colectores solares debido a la pérdida de presión introducida por los muelles en espiral. La línea azul corresponde a las pérdidas de carga en muelles y la roja, a las pérdidas en tubo liso.

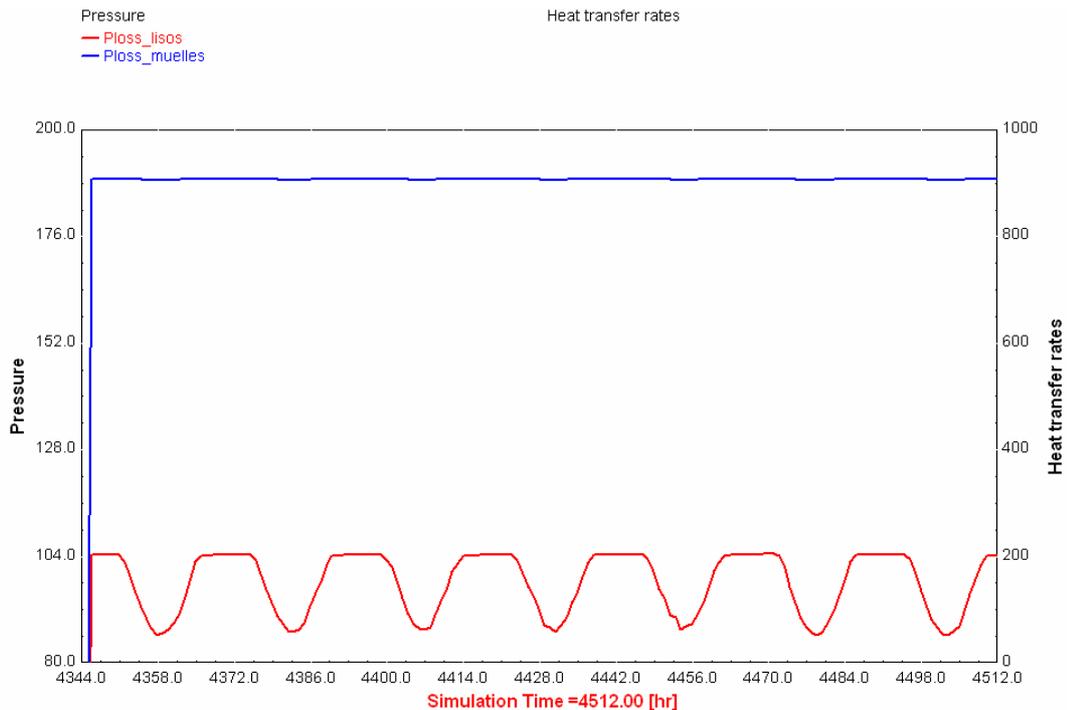


Figura 5.6. Pérdidas de presión totales (Pa) en los colectores solares para un flujo másico de 100 kg/h

La forma de las curvas se debe a la dependencia que tiene el factor de fricción del número de Reynolds, que a su vez es función de las propiedades del fluido, las cuales van variando con la temperatura:

- Para tubo liso, en este caso ($Re < 2100$), ecuación (3.38):

$$f_F = \frac{16}{Re}$$

- Para muelles ($Re < 2300$), ecuación (4.7):

$$f_F = -8.0567 \cdot 10^{-7} \cdot Re + 0.050245733$$

Como puede verse, el número de Reynolds se ve mucho más diluido en la correlación correspondiente a los muelles, de ahí que la curva obtenida en las simulaciones sea más plana.

Número de Nusselt

Si se representa el número de Nusselt de 4 tramos y un flujo másico de 100 kg/h, se obtiene:

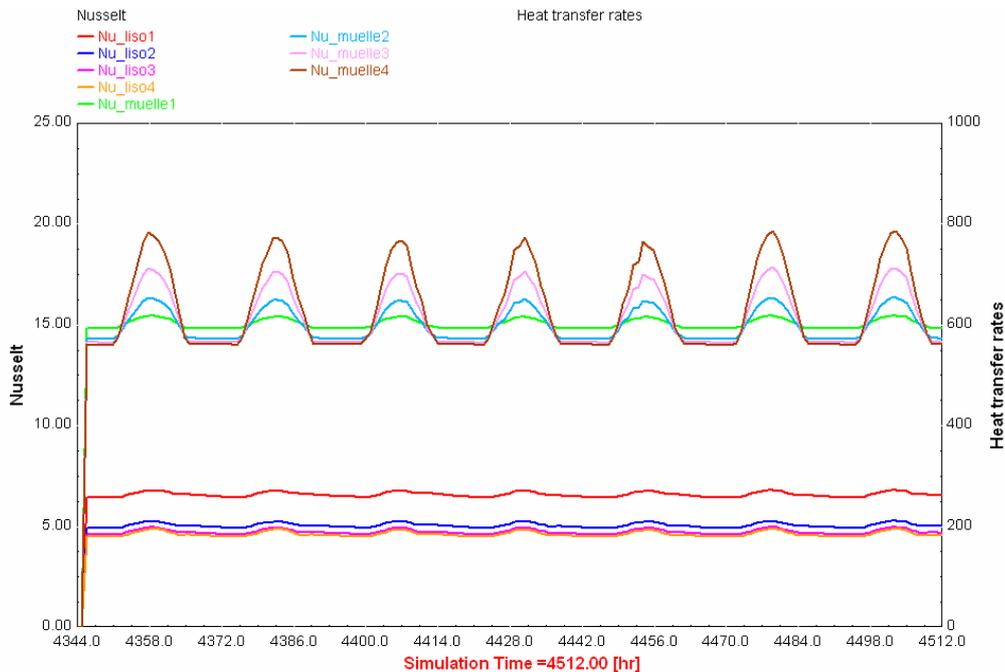


Figura 5.7. Número de Nusselt para 4 tramos y 100 kg/h

Las curvas de la parte superior de la *Figura 5.7*, corresponden a los valores que toma el número de Nusselt para el colector con muelles insertados. Las líneas de la parte inferior de dicha figura representan los valores de Nusselt para tubo liso a lo largo de los 4 tramos considerados.

De nuevo, los resultados son los esperados: existe un importante aumento en transferencia de calor debido a la inserción de los muelles. La forma de las curvas viene dada por las respectivas ecuaciones:

- Para tubo liso ($Re < 2300$), ecuaciones (3.44) y (I.8):

$$Nu_x = 4.36 \cdot [1 + (Gz / 29.6)^2]^{1/6} \cdot \left[1 + \left(\frac{Gz / 19.04}{[1 + (Pr / 0.0207)^{2/3}]^{1/2} \cdot [1 + (Gz / 29.6)^2]^{2/3}} \right)^{3/2} \right]^{1/3}$$

$$Nu = Nu_{pc} \cdot \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad \text{para} \quad 0.004 < \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right) < 20$$

- Para muelles (Re<1200), ecuación (4.3):

$$Nu_x = 0.866 \cdot \left(\frac{X_p}{1.4 \cdot Pr} \right)^{-1/3} + \frac{(Re-200)}{-1000} \cdot \left(0.866 \cdot \left(\frac{X_p}{1.4 \cdot Pr} \right)^{-1/3} - 16.5 \cdot Pr^{0.3696} \right)$$

Coefficiente global de pérdidas de calor

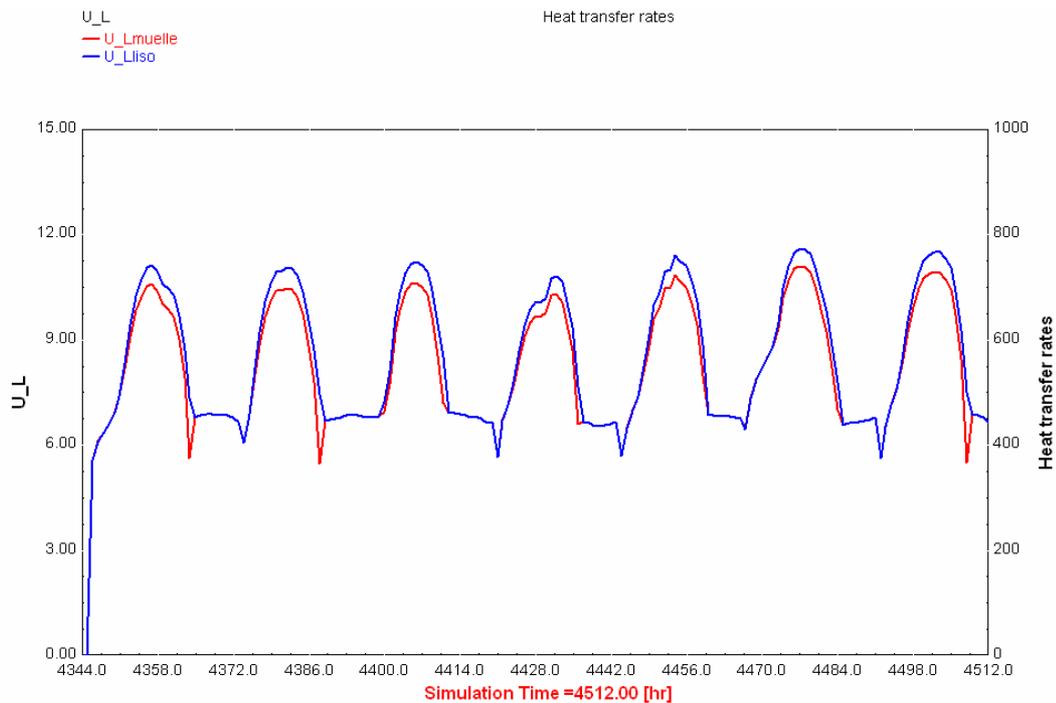


Figura 5.8. Coeficiente global de pérdidas de calor (kJ/h m² K) para el último tramo y un flujo másico de 100 kg/h

En la *Figura 5.8*, la curva azul se corresponde con el coeficiente de pérdidas de calor en la parte superior del colector de parrilla y la roja, con el de muelles.

Si se analiza la correlación de pérdidas de Klein (3.7), la única variable distinta para ambos tipos de colector es la temperatura del absorbedor, y ésta se ve bastante diluida en la ecuación. Por ello, no existe una gran diferencia de U_L entre ambos tipos de colector.

$$U_T = \left[\frac{N_G}{\frac{C}{\bar{T}_{abs}} \left[\frac{(\bar{T}_{abs} - T_a)}{N_G + f_w} \right]^e + \frac{1}{h_w}} \right]^{-1} + \frac{\sigma \cdot (\bar{T}_{abs}^2 + T_a^2) \cdot (\bar{T}_{abs} + T_a)}{\left(\frac{1}{\epsilon_{abs} + 0.00591 \cdot N_G \cdot h_w} \right) + \left(\frac{2 \cdot N_G + f_w - 1 + 0.133 \cdot \epsilon_{abs}}{\epsilon_g} \right)} \cdot -N_G$$

Aunque según la *Figura 5.8*, que son menores las pérdidas térmicas globales, lo que resulta lógico ya que la temperatura del absorbedor es menor en el tubo con muelles, como se verá posteriormente en la *Figura 5.11*.

Factor de remoción de calor

Puede observarse la diferencia entre ambos tipos de colector en la *Figura 5.9*:

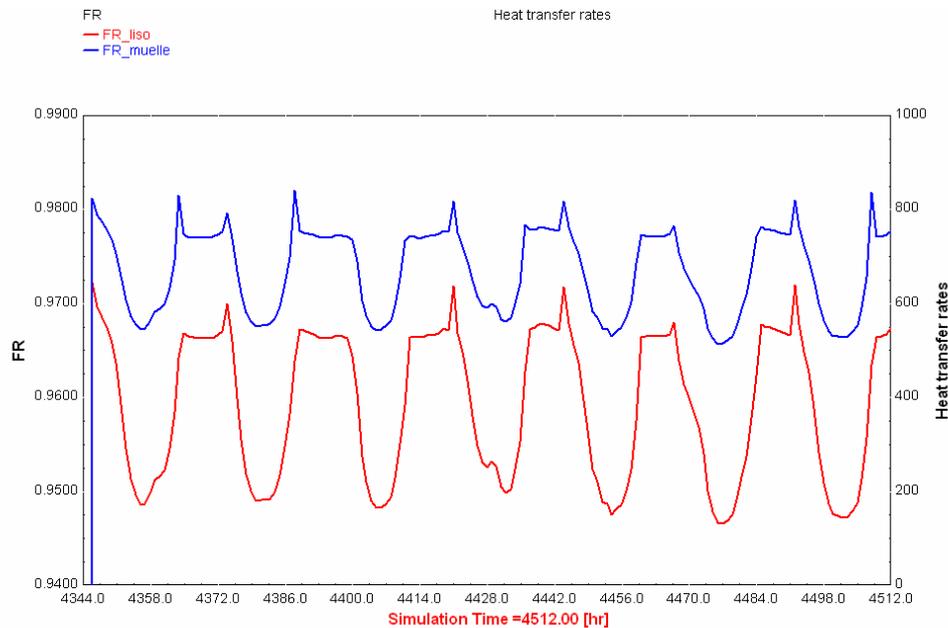


Figura 5.9. Factor de remoción de calor para el último tramo y 100 kg/h

El factor de remoción de calor de tubo liso viene representado en la *Figura 5.9* por la línea roja. La línea azul se corresponde con el factor de remoción de calor para muelles.

La ecuación que rige el comportamiento del factor de remoción es la (3.33):

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot c_f}{A_A \cdot U_L} \cdot \left(1 - \exp \left(- \frac{F' \cdot U_L \cdot A_A}{\dot{m} \cdot c_f} \right) \right)$$

Potencia útil

Si se representa gráficamente la potencia útil total (suma de la potencia útil de todos los tramos) en función del tiempo, se tiene que no existe apenas diferencia entre ambos tipos de colector.

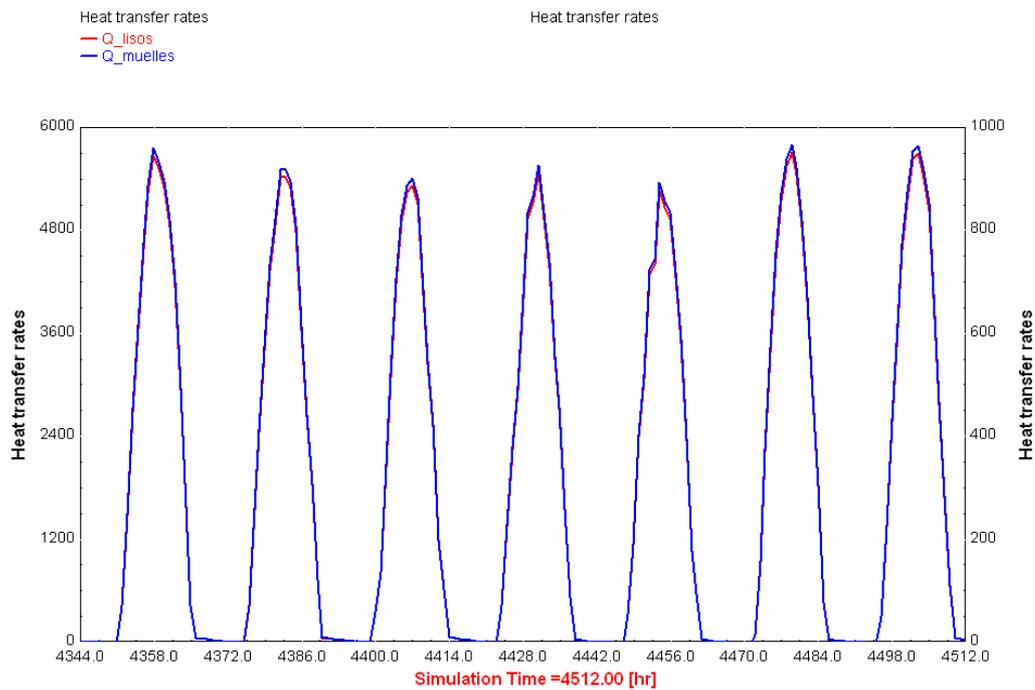


Figura 5.10. Potencia útil total (kJ/h) para 100 kg/h

En la ecuación que define la potencia útil (3.3)

$$\dot{Q} = A_A \cdot F_R \cdot [G \cdot (\tau_g \cdot \alpha_{abs}) - U_L \cdot (T_{in} - T_a)],$$

predomina el término $G \cdot (\tau_g \cdot \alpha_{abs})$ frente a $U_L \cdot (T_{in} - T_a)$, y éste es el mismo para ambos tipos de colector, ya que depende de las condiciones meteorológicas y de las propiedades materiales del colector. El producto $A_A \cdot F_R$ no va a ser muy distinto, por lo que apenas tiene influencia en la ecuación. Por todo esto, es lógico pensar que el calor útil para un mismo flujo másico es similar para ambos tipos de colector solar.

Temperatura del absorbedor evaluada en el último tramo y temperatura de salida del colector solar

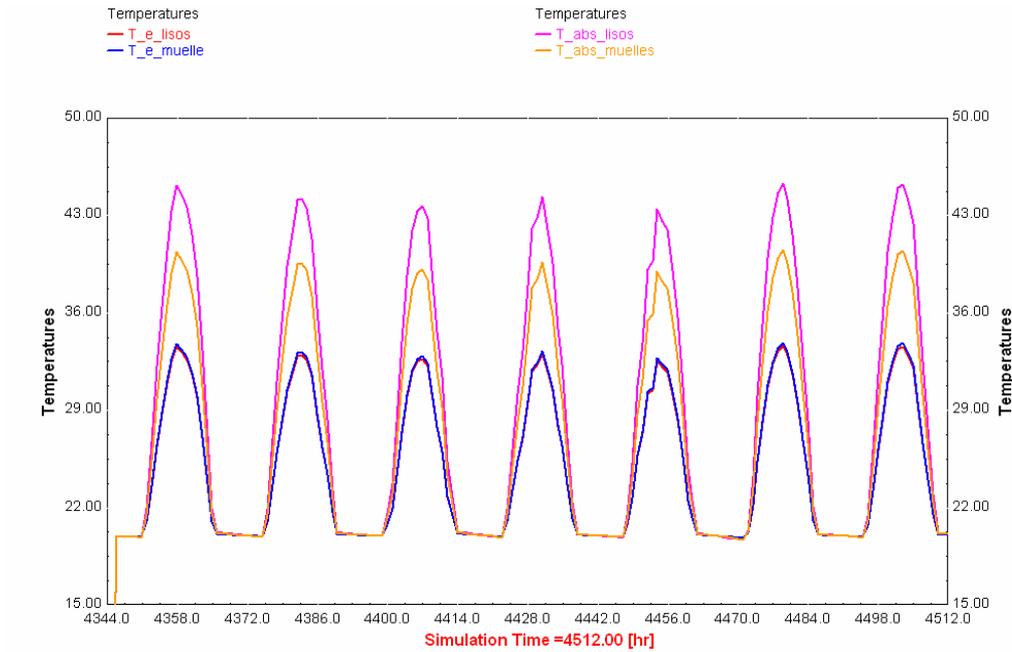


Figura 5.11. Temperatura del absorbedor en el último tramo y temperatura a la salida del colector

Observando la *Figura 5.9* puede comprobarse que la temperatura del absorbedor en tubo liso (línea rosa) es mayor que la de muelles (línea naranja). Esto es lógico debido a que en muelles se transfiere más calor al fluido de trabajo. La ecuación que define la temperatura del absorbedor es la (3.35):

$$\bar{T}_{abs} = T_{in} + \frac{\dot{Q}}{A_A \cdot F_R \cdot U_L} \cdot (1 - F_R)$$

La temperatura de salida en ambos colectores es prácticamente la misma, debido a su dependencia directa del calor útil, según la ecuación (3.34):

$$T_e = \frac{A_A \cdot F_R (G \cdot (\tau_g \cdot \alpha_{abs}) - U_L \cdot (T_{in} - T_a))}{\dot{m} \cdot c_f} + T_{in}$$

Una vez comprobada la validez de los modelos de colector solar, es necesario elegir un criterio de mejora que suponga un comportamiento hidráulico similar para ambos tipos de colector para poder comparar el comportamiento térmico de los colectores solares, lo realmente interesante en este proyecto.

5.3.2 Criterio de mejora elegido para la comparación entre colectores solares

Para determinar cuantitativamente la mejora real conseguida al usar muelles en espiral, se usa uno de los criterios de mejora propuestos por Bergles (1974):

CRITERIO R3

Determina el aumento de la transmisión de calor (q_a/q_s) para la misma potencia de bombeo y superficie de intercambio ($P_a/P_s = 1$, $A_a/A_s = 1$).

Es el criterio que más se acerca a este caso, pues se busca estudiar el aumento de la transmisión de calor pero encontrando un equilibrio con el incremento en la potencia que la bomba necesita para vencer las pérdidas de carga introducidas por los muelles.

Para que la potencia sea constante, debe cumplirse la relación:

$$f_a \text{Re}_a^3 = f_o \text{Re}_o^3 \quad (5.1)$$

donde Re_o es el número de Reynolds equivalente liso.

Aplicando la ecuación del coeficiente de fricción para tubo liso, según tipo de régimen (laminar o turbulento), se puede eliminar f_o y calcular así el número de Reynolds equivalente.

- Flujo laminar ($0 < \text{Re}_o < 2300$)

La ecuación del número de Reynolds equivalente en tubo liso quedará:

$$\text{Re}_o = \sqrt{\frac{f_a \cdot \text{Re}_a^3}{16}} \quad (5.2)$$

- Flujo turbulento ($\text{Re}_o > 2300$)

Aplicando en este caso la ecuación de Blasius para una mayor simplicidad, el número de Reynolds equivalente para tubo liso vendrá dado por:

$$\text{Re}_o = \left[\frac{f_a \text{Re}_a^3}{0.079} \right]^{0.364} \quad (5.3)$$

El parámetro R3 se calcula a partir de la relación Nu_a/Nu_o donde Nu_a evalúa a Re_a y Nu_o al número de Reynolds equivalente liso Re_o , calculado mediante las ecuaciones (5.2) y (5.3), según el caso.

Para programar estas ecuaciones, se ha creado un nuevo componente en TRNSYS, el type 197, cuyo código en Fortran se presenta en el Anexo IV.

Para obtener el flujo másico equivalente para tubo liso (m_{dot_liso}) a partir del Reynolds Re_o , será necesario llevar a cabo un proceso iterativo, ya que depende de la viscosidad dinámica del fluido, que a su vez varía con la temperatura. Para ello se supondrá un valor inicial de flujo másico, que se introducirá en el parámetro “rated flow rate” de la bomba que alimenta al colector de tubo liso. Una vez finalizada la simulación, si el valor medio obtenido para dicho flujo másico difiere del inicial, será introducido este nuevo valor como “rated flow rate” siguiendo con el proceso iterativo hasta obtener el valor adecuado.

5.3.3 Resultados de las simulaciones según el criterio de mejora R3

Las simulaciones se han hecho durante la primera semana de Julio y a una temperatura de entrada al colector de 20 °C, haciendo un barrido para distintos flujos másicos. Además de la variable R3, se han evaluado otra serie de variables como:

- La diferencia entre la temperatura de salida del colector de muelles y el de tubos lisos ($DifTe=T_{e_muelles}-T_{e_liso}$). Se tomará para ello el último tramo ($L=0.2$ y $Xp=1.9$), de los 10 tramos considerados.
- La diferencia entre la temperatura del absorbedor de tubo liso y el de muelles ($DifTabs=T_{abs_liso}-T_{abs_muelles}$) en el último tramo.
- La diferencia entre la potencia útil total (suma de la potencia útil a lo largo de los tramos) para el colector de muelles y el de tubo liso.

Estas variables serán de gran ayuda para entender el comportamiento físico del problema. En las *Figuras 5.12, 5.13, 5.14 y 5.15* se representan dichas variables en función del Re_o , para las cuales se ha estimado su valor medio durante la semana (teniendo en cuenta sólo los periodos diurnos: de 8 a.m. a 8 p.m.) mediante un integrador, **type 55**. Dicho componente se encuentra disponible en la librería de TRNSYS, en *Utility* → *Integrators Periodic* → *Integrator*.

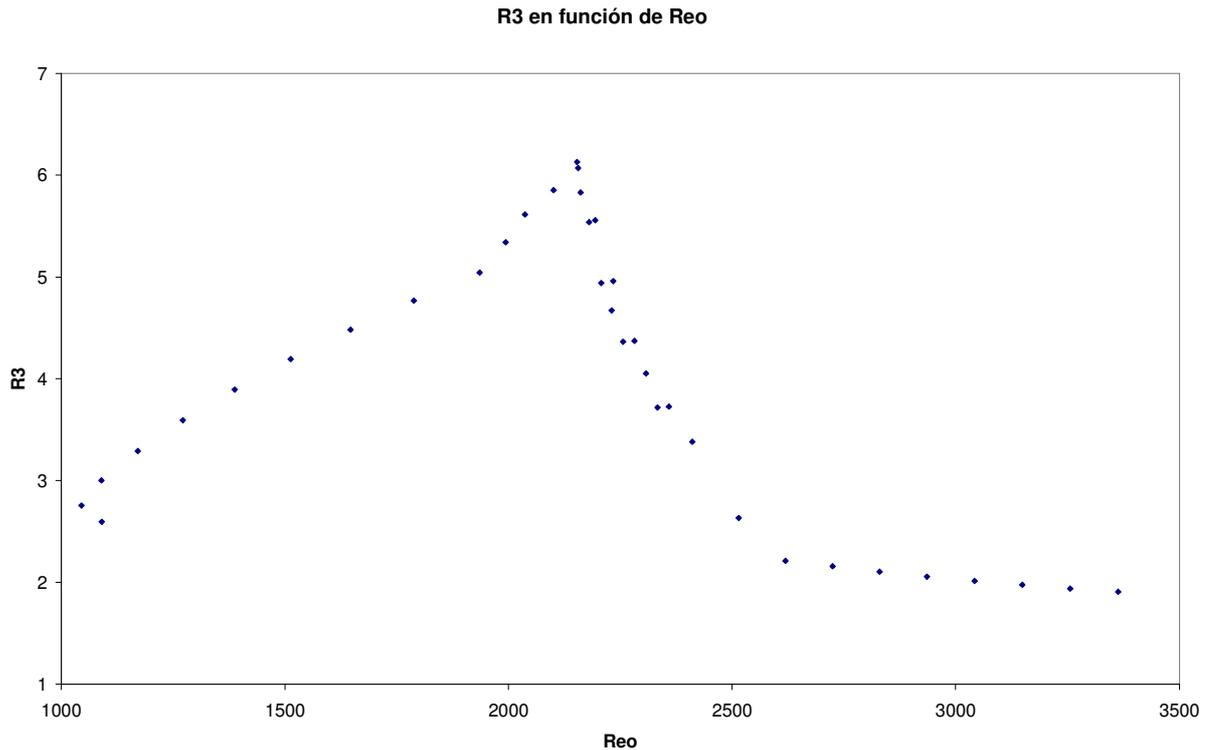


Figura 5.12. Criterio de mejora R3 en función del número de Reynolds equivalente para tubo liso.

A la vista de los resultados, puede diferenciarse una zona laminar y otra turbulenta, estando la frontera entre dichas zonas entorno a unos valores de Reynolds equivalente para tubo liso de 1900-2200, a partir de los cuales no sería recomendable trabajar con muelles, pues no serían eficientes bajo el criterio R3. Si se observa la *Figura 5.12*, puede observarse un cambio en la forma de la curva en régimen laminar a partir de $Reo \approx 2000$, comportándose como una recta con pendiente acusada. Lo mismo ocurre en la zona definida como turbulenta, hasta $Reo \approx 2400$ el comportamiento es lineal, describiendo a continuación una recta de pendiente poco apreciable. Dado el distinto comportamiento de la zona a Reo 2000-2400, puede definirse ésta como una zona de transición al régimen turbulento.

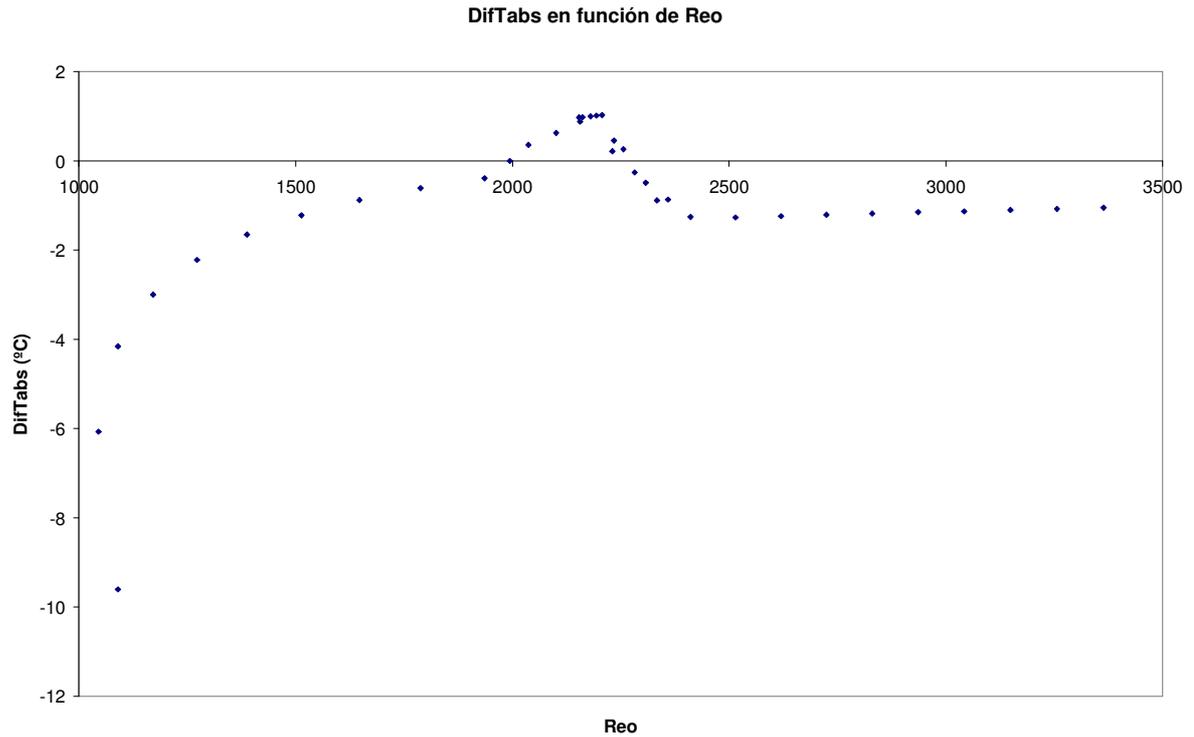


Figura 5.13. Diferencia de temperatura del absorbedor entre colectores ($T_{abs_liso} - T_{abs_muelles}$) en función del número de Reynolds equivalente para tubo liso.

Puede observarse en la *Figura 5.13*, que la diferencia de temperatura del absorbedor entre colectores va aumentando en la zona laminar, siendo a partir de un valor de $Re_o \approx 2000$ mayor la de liso que la de muelles, lo realmente deseable; pues es de esperar que la temperatura del absorbedor para el colector de tubo liso sea mayor que la del de muelles, lo que explicaría una buena transferencia de calor al fluido en este último. La zona de valores máximos de la diferencia de temperatura del absorbedor, coincide con la de mayores valores de R_3 , para luego disminuir, después del rango de valores de Re_o entre 1900 y 2200, y estabilizarse a los 2400 (régimen turbulento).

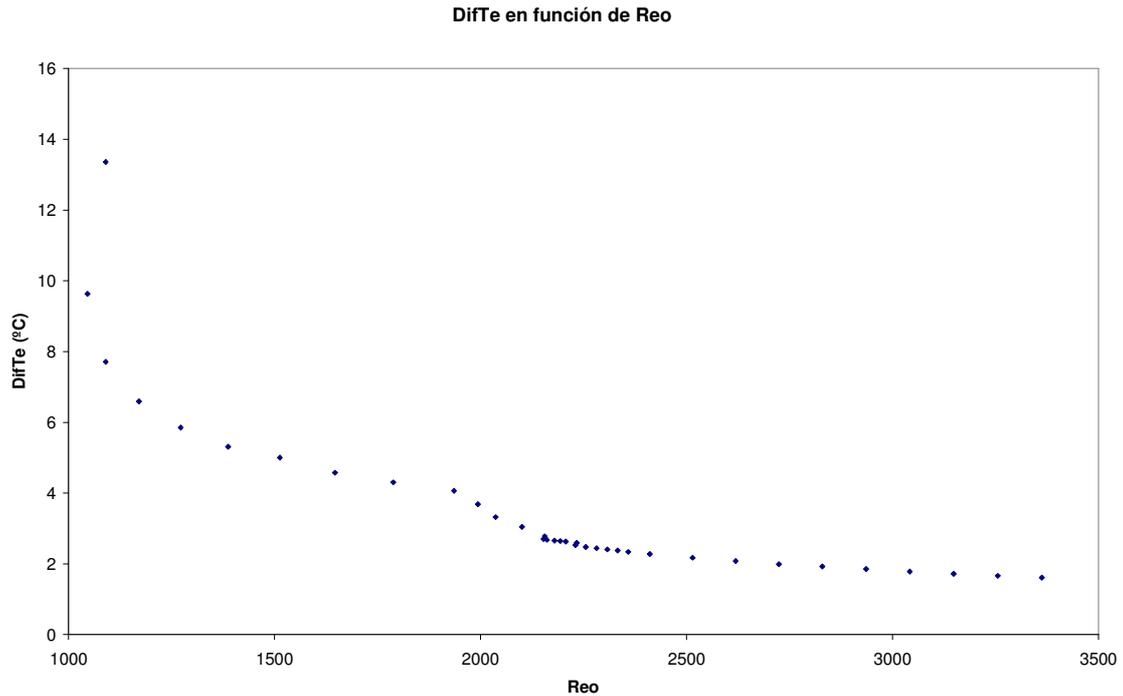


Figura 5.14. Diferencia de temperatura a la salida entre colectores ($T_{e_muelles}$ - T_{e_liso}) en función del número de Reynolds equivalente para tubo liso.

Un comportamiento totalmente distinto es el que presenta la diferencia de temperatura a la salida entre colectores. En la zona laminar, la diferencia de temperaturas a la salida disminuye de forma exponencial hasta un valor de 4°C, correspondiéndose con un Re_o de aproximadamente 2000. A partir de entonces puede hablarse de una zona de transición a régimen turbulento, donde el comportamiento que presenta la curva es distinto, sigue una regresión lineal. En esta zona se pueden distinguir dos tramos claramente diferenciados: hasta $Re_o = 1900-2200$ el tramo de recta presenta una pendiente más acusada que en el siguiente. Tras un valor de Re_o de 2500 el valor de la diferencia de temperaturas a la salida se vuelve más estable.

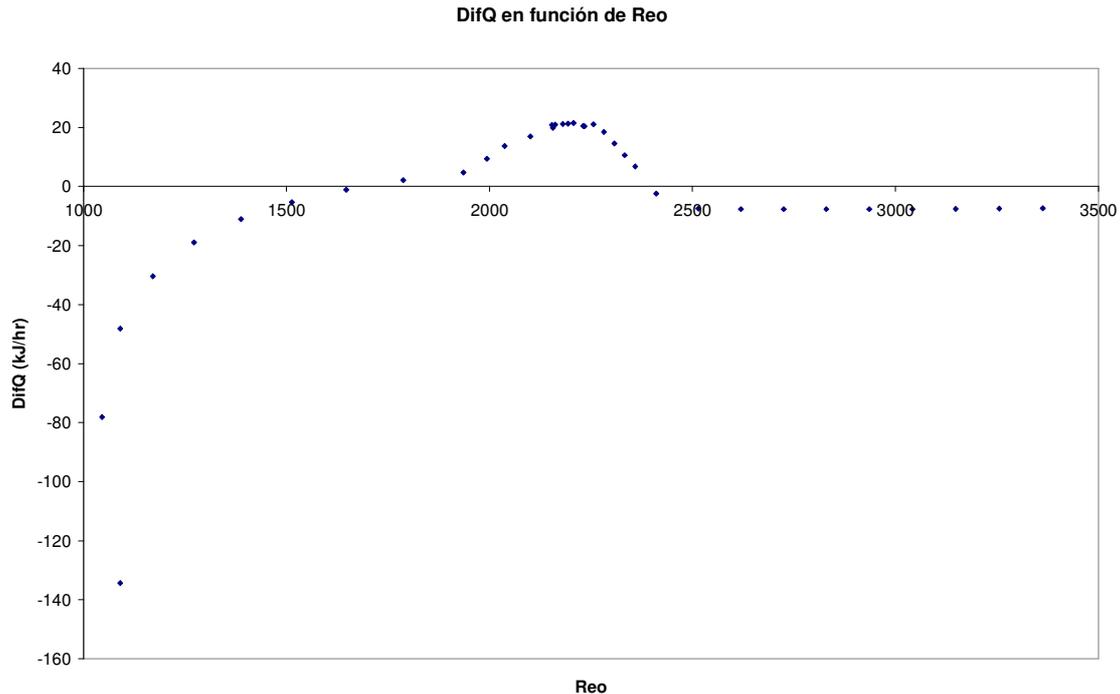


Figura 5.15. Diferencia de la potencia útil entre colectores ($Q_{muelles} - Q_{liso}$) en función del número de Reynolds equivalente para tubo liso.

La diferencia de potencia útil se comporta de forma similar a como lo hace la diferencia de temperaturas del absorbedor. A partir de $Re_o \approx 1900$, esta diferencia se vuelve positiva, esto es, la potencia útil para el colector de muelles es mayor que el de tubo liso, lo que realmente interesante para este proyecto. En este caso, la zona denominada de transición presenta una forma más redondeada que la obtenida en la Figura 5.13. A partir de $Re_o \approx 2400$ la diferencia se vuelve de nuevo negativa, variando débilmente en torno a un valor de -1 kJ/h.

5.3.4 Comparación del comportamiento de ambos modelos de colector

Se va a llevar a cabo un estudio más detallado (a lo largo de todos los tramos) del comportamiento de los colectores, representando en TRNSYS algunas variables de interés a lo largo de la semana. Para ello se tomará el punto de mayor R3 obtenido en las simulaciones anteriores, que se considerará el punto óptimo. Este punto, donde los muelles se comportan de forma eficiente frente al tubo liso, se corresponde con un flujo másico para el colector de muelles de 182,5 kg/h (lo que equivale a un $Re \approx 1300$) y, para el de tubo liso, el flujo másico equivalente es 327,2 kg/h ($Re_o \approx 2150$).

De nuevo, para estas simulaciones se ha seguido a una temperatura de entrada al colector solar de 20°C. La semana en la que se realizan los ensayos es también la primera semana de Julio.

a) Evolución de la temperatura a la salida de cada tramo

➤ Colector de tubo liso

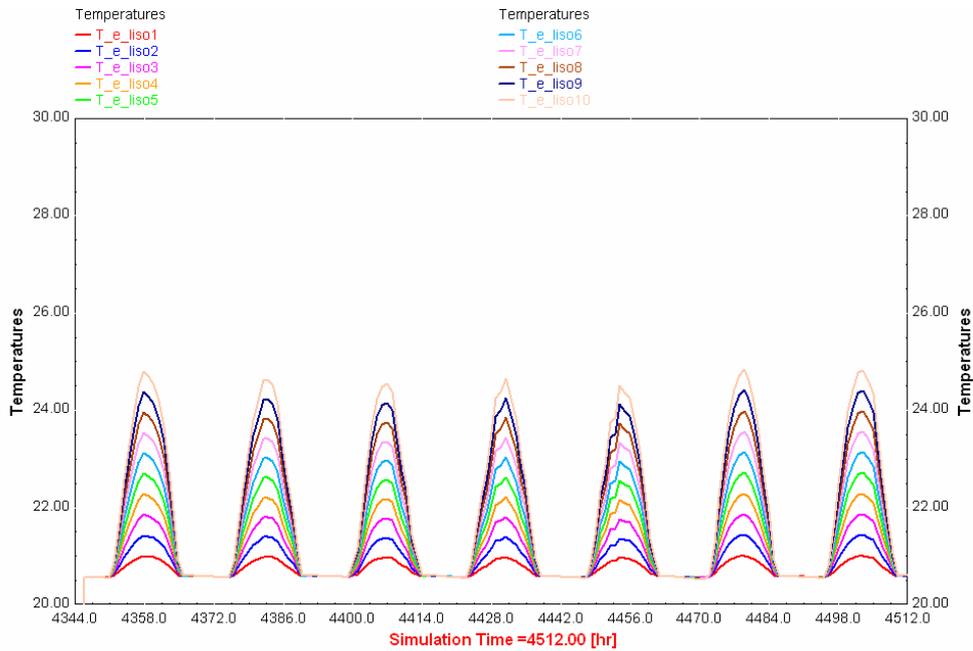


Figura 5.16. Evolución de la temperatura a la salida de cada tramo. Colector de tubo liso

➤ Colector con muelles insertados

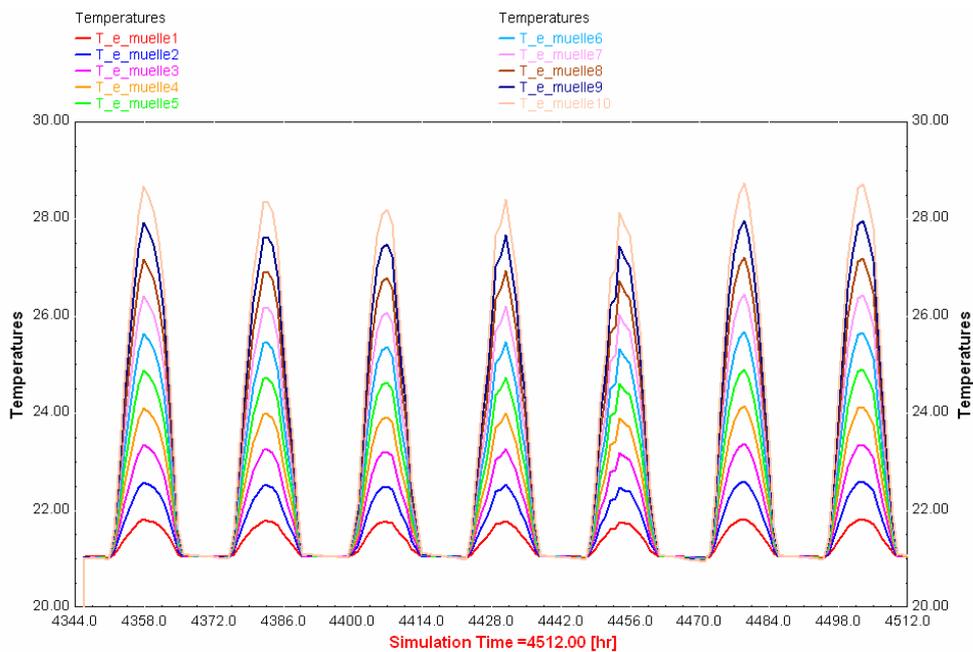


Figura 5.17. Evolución de la temperatura a la salida de cada tramo. Colector con muelles insertados

➤ Diferencias de temperaturas a la salida entre muelles y tubo liso en cada tramo

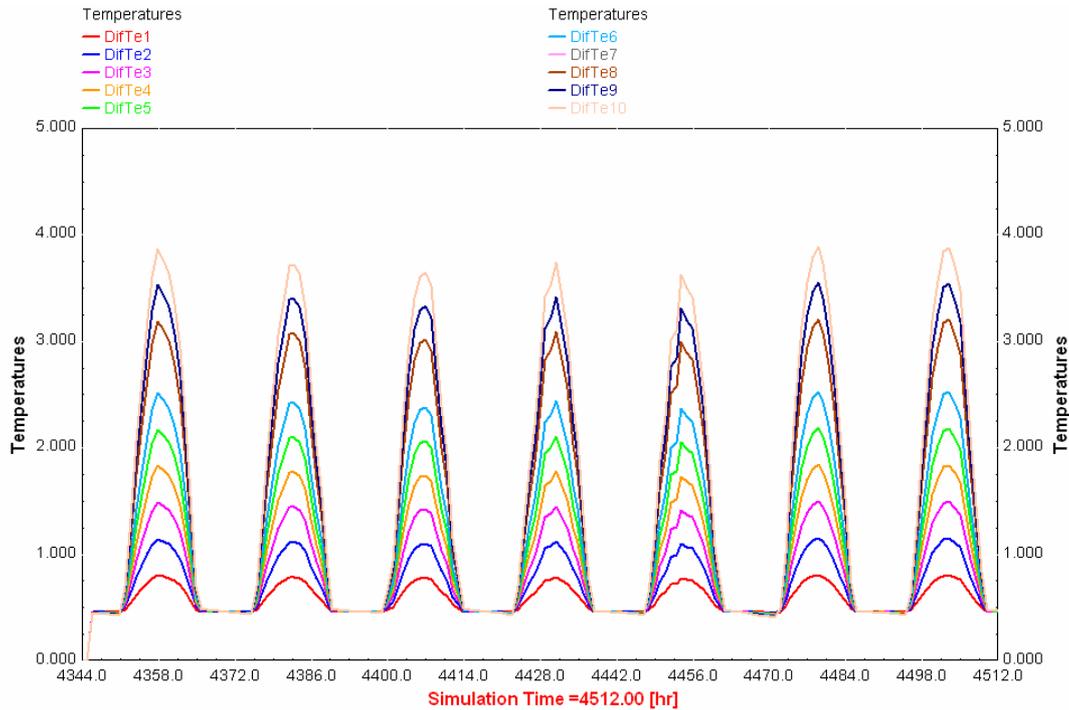


Figura 5.18. Diferencia de temperatura de salida ($Te_{\text{muelle}} - Te_{\text{liso}}$)

A partir de las Figuras 5.16, 5.17 y 5.18, puede observarse la mejora introducida por los muelles sobre el colector de tubo liso. La temperatura a la salida de cada tramo aumenta de forma más acusada a lo largo del tubo, que en el caso del colector sin muelles, llegando en las horas de mayor radiación del día a conseguir una diferencia de temperaturas a la salida en el último tramo del colector de unos 3,75 °C de media en la primera semana de Julio.

b) Evolución de la temperatura del absorbedor en cada tramo

➤ Colector de tubo liso

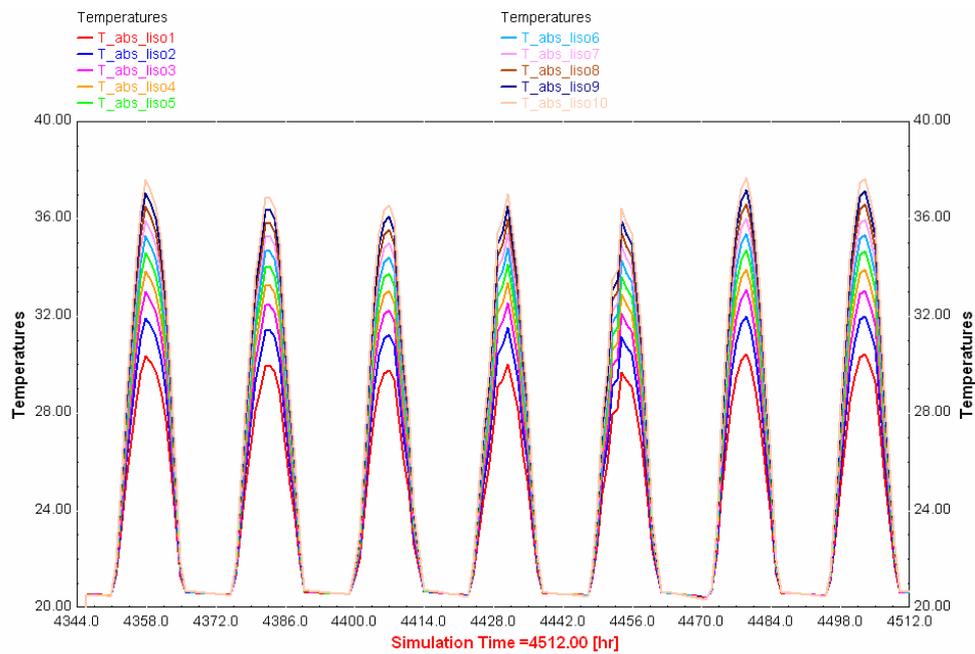


Figura 5.19. Evolución de la temperatura del absorbedor en cada tramo. Colector de tubo liso

➤ Colector con muelles insertados

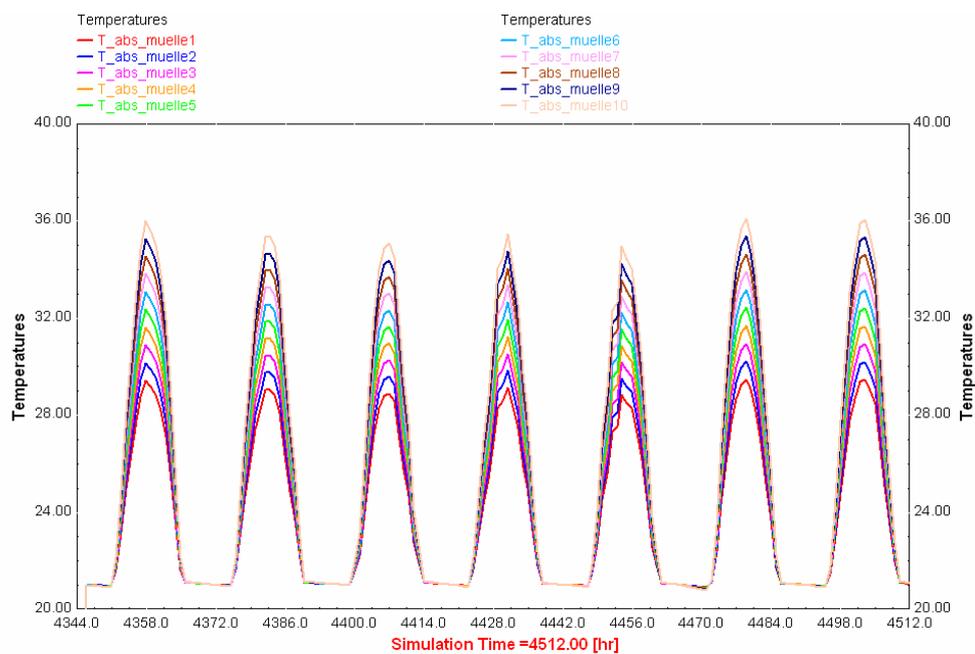


Figura 5.20. Evolución de la temperatura del absorbedor en cada tramo. Colector con muelles insertados

➤ Diferencias de temperaturas del absorbedor entre tubo liso y muelles en cada tramo

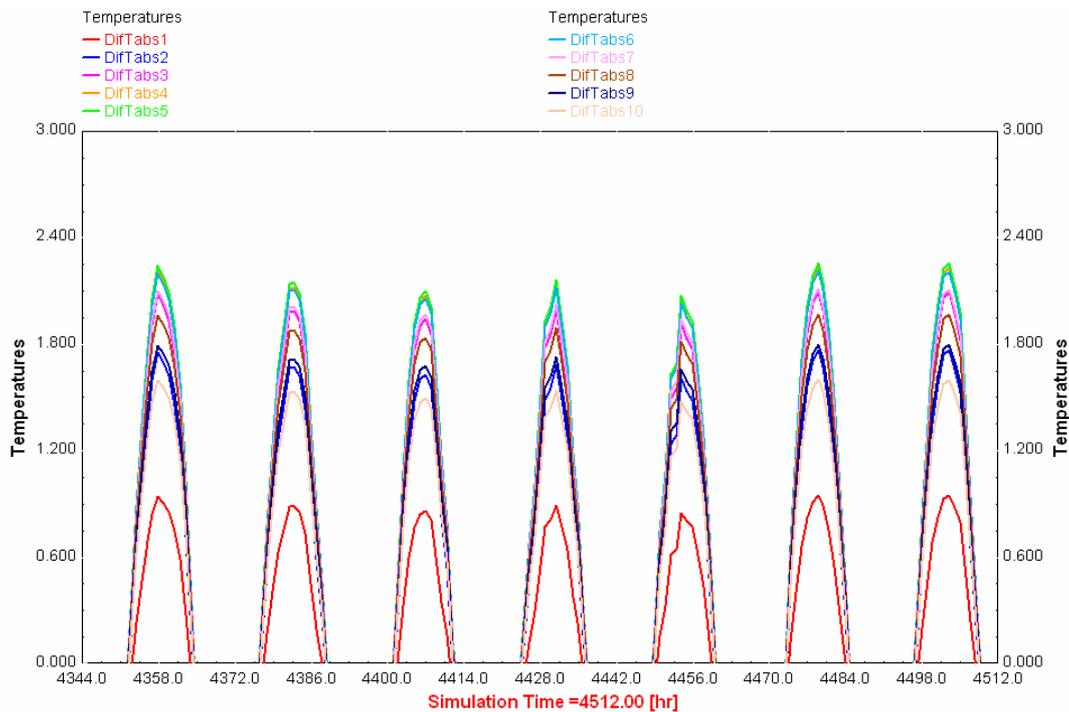


Figura 5.21. Diferencia de temperatura del absorbedor ($T_{abs_liso} - T_{abs_muelle}$)

En este caso, la temperatura del absorbedor del colector de tubo liso es mayor que la del colector con muelles insertados. La temperatura del absorbedor va aumentando en este último de forma gradual (observar *Figura 5.20*). Esto no pasa en el colector de tubo liso. Si se observa la *Figura 5.19*, puede observarse como disminuye el aumento en temperatura del absorbedor conforme el fluido avanza por el tubo, siendo en los primeros tramos más acusado.

En la *Figura 5.21* puede observarse el efecto comentado anteriormente: al principio del tubo la temperatura del absorbedor aumenta de forma más acusada que lo hace la del colector con muelles insertados. En esta figura, puede observarse también como en los picos se llega a una diferencia entre la temperatura del absorbedor entre tubo liso y muelles de hasta más de 2°C en el último tramo.

c) Evolución de la potencia útil a lo largo de cada tramo

➤ Colector de tubo liso

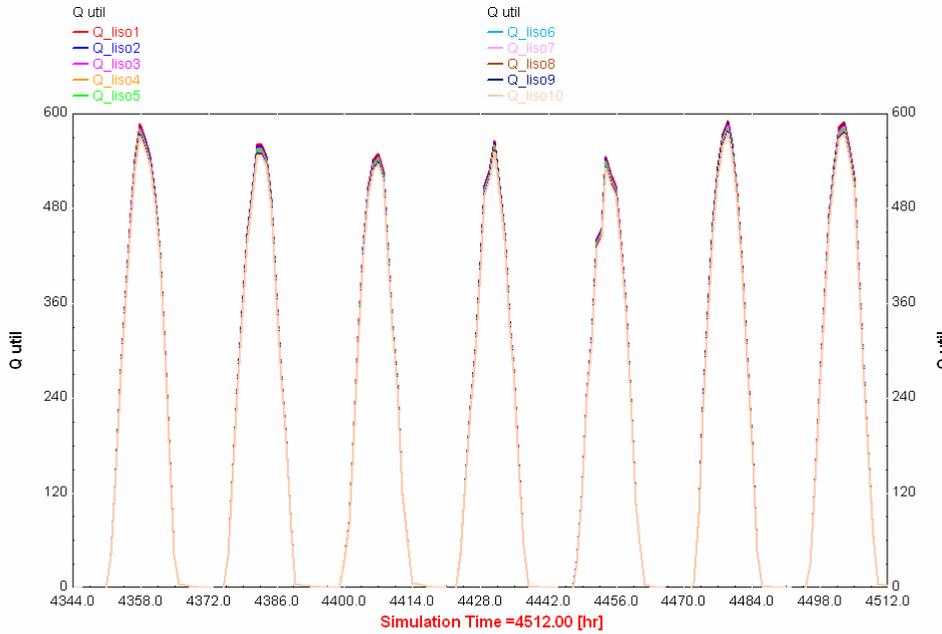


Figura 5.22. Evolución de la potencia útil en cada tramo. Colector de tubo liso

➤ Colector con muelles insertados

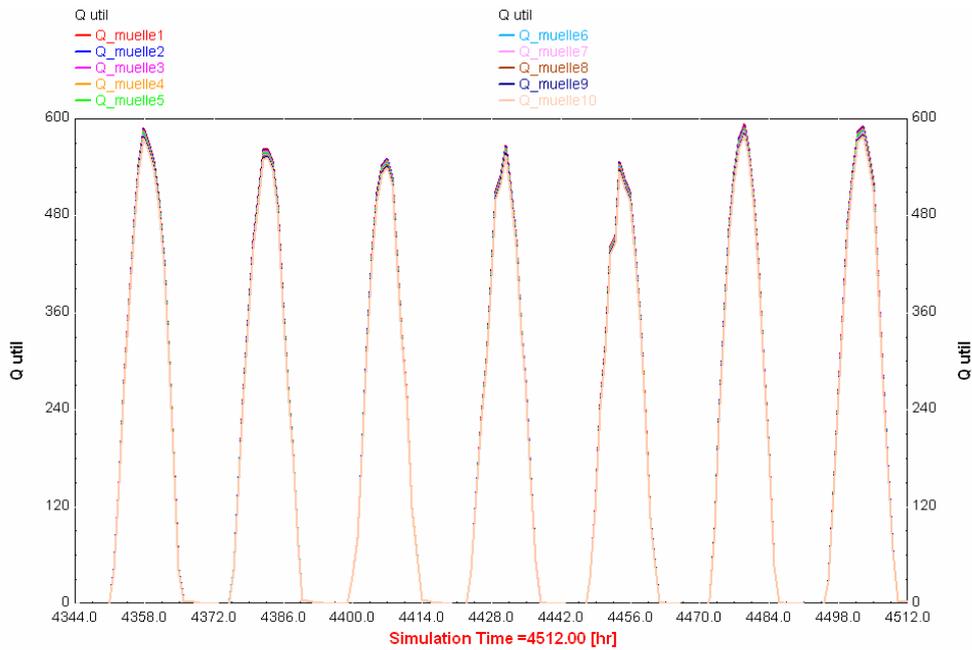


Figura 5.23. Evolución de la potencia útil en cada tramo. Colector con muelles

➤ Potencia útil total de cada colector y diferencia entre ellos

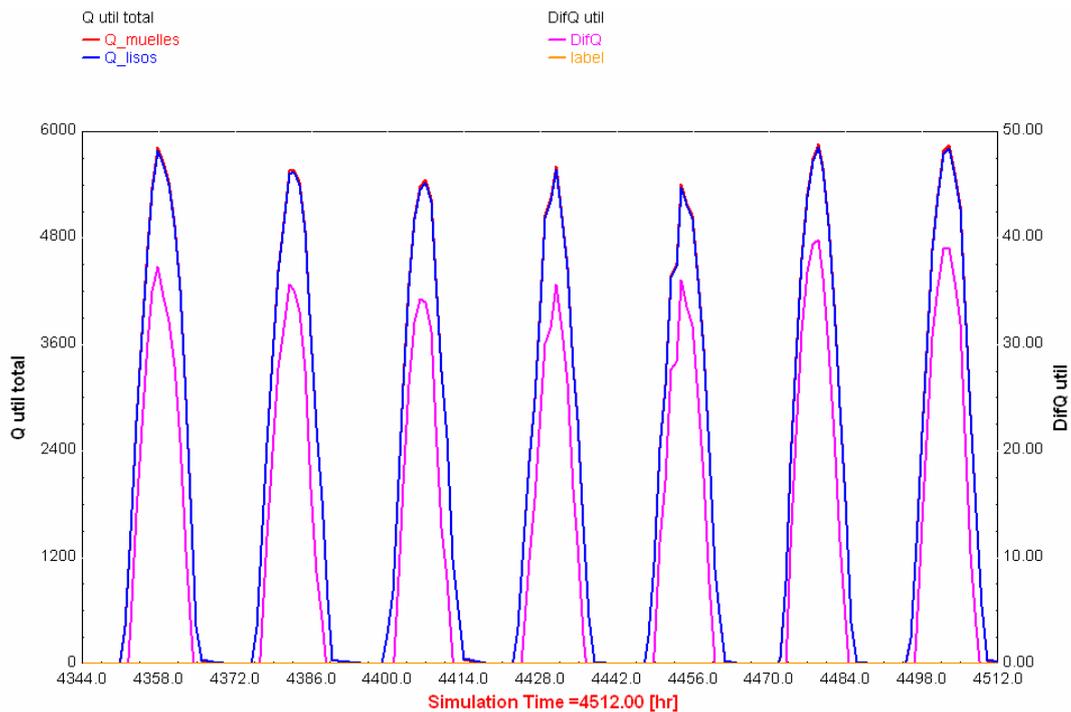


Figura 5.24. Potencia útil total de cada colector. Diferencia entre ambos

La potencia útil aumenta del mismo modo en ambos tipos de colector. De la observación de las *Figuras 5.22 y 5.23* no puede obtenerse ninguna conclusión, debido a la pequeña diferencia existente entre la potencia útil de ambos tipos de colector frente al orden de magnitud de dichos calores.

En la *Figura 5.24* se ha representado potencia total de cada colector (suma de todos los tramos) y la diferencia entre ambos. Como puede observarse la máxima diferencia que existe entre ambos, esto es, en la hora de mayor radiación, no llega a los 40 kJ/h, esto es, 11,11 W.

d) Evolución del número de Nusselt a lo largo del tubo

➤ Colector de tubo liso

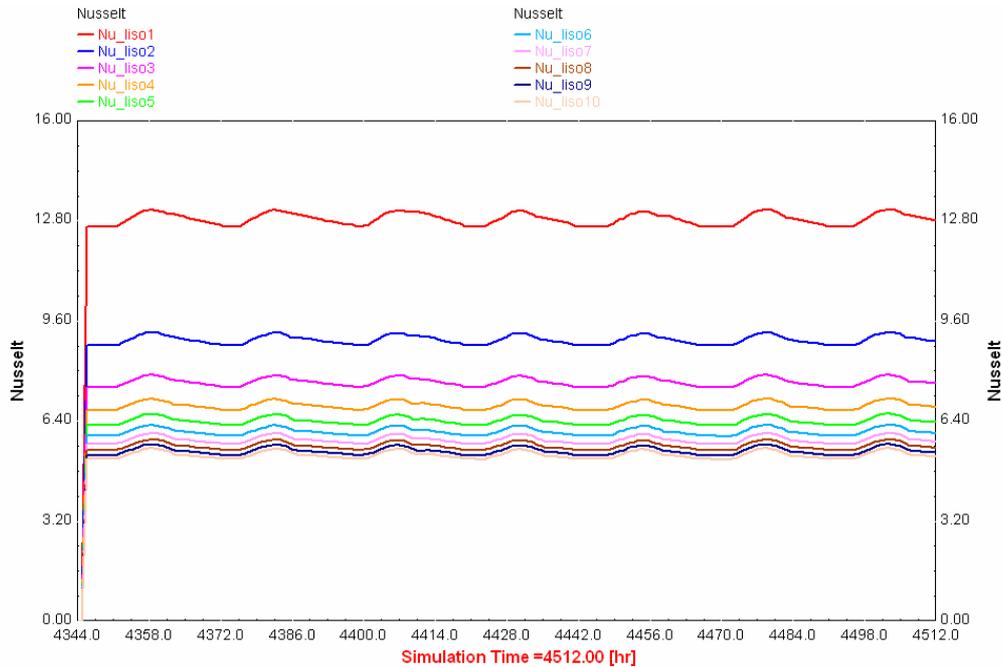


Figura 5.25. Evolución del número de Nusselt a lo largo del tubo. Colector de tubo liso

A partir de la *Figura 5.25*, puede observarse como el número de Nusselt para tubo liso presenta una forma bastante aplanada. Al principio, como es de esperar es mayor (en torno a unos 12.8) y va disminuyendo conforme el fluido atraviesa el tubo, rondando en el último tramo un valor de 1.9. Puede observarse en esta figura también, la forma en que evoluciona: los incrementos en número de Nusselt entre un tramo y otro se ven disminuidos a lo largo del tubo.

➤ Colector con muelles insertados

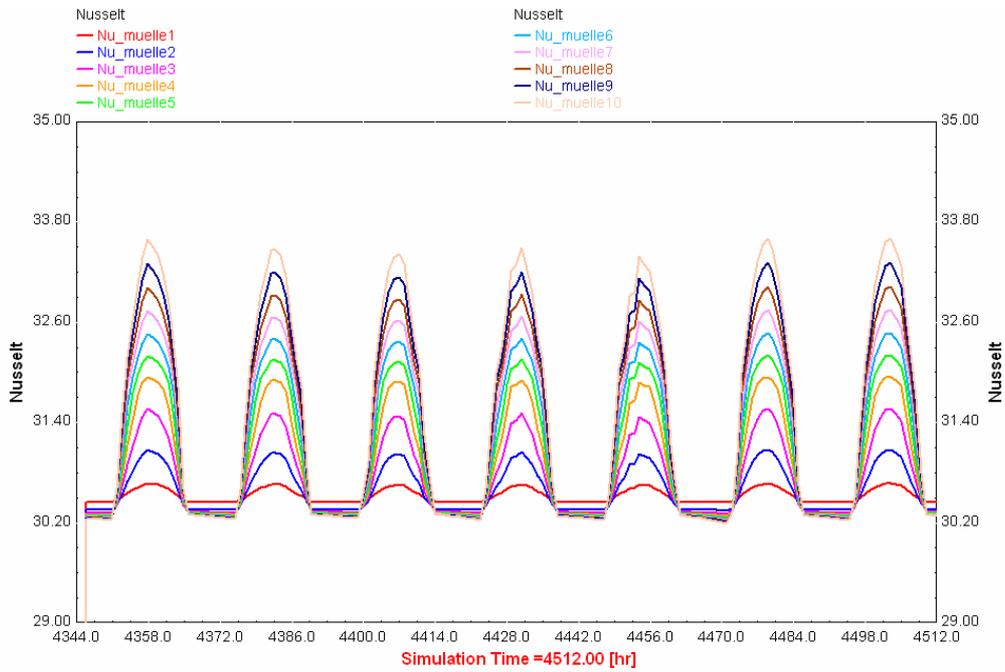


Figura 5.26. Evolución del número de Nusselt a lo largo del tubo. Colector con muelles insertados

En el caso del colector con muelles, la transferencia de calor va aumentando a lo largo del tubo debido a la turbulencia introducida por los muelles al paso del fluido. En este caso, el número de Nusselt toma como valores máximos desde unos 30.6 hasta 33.6 en el último tramo.

➤ Parámetro R3 para cada tramo

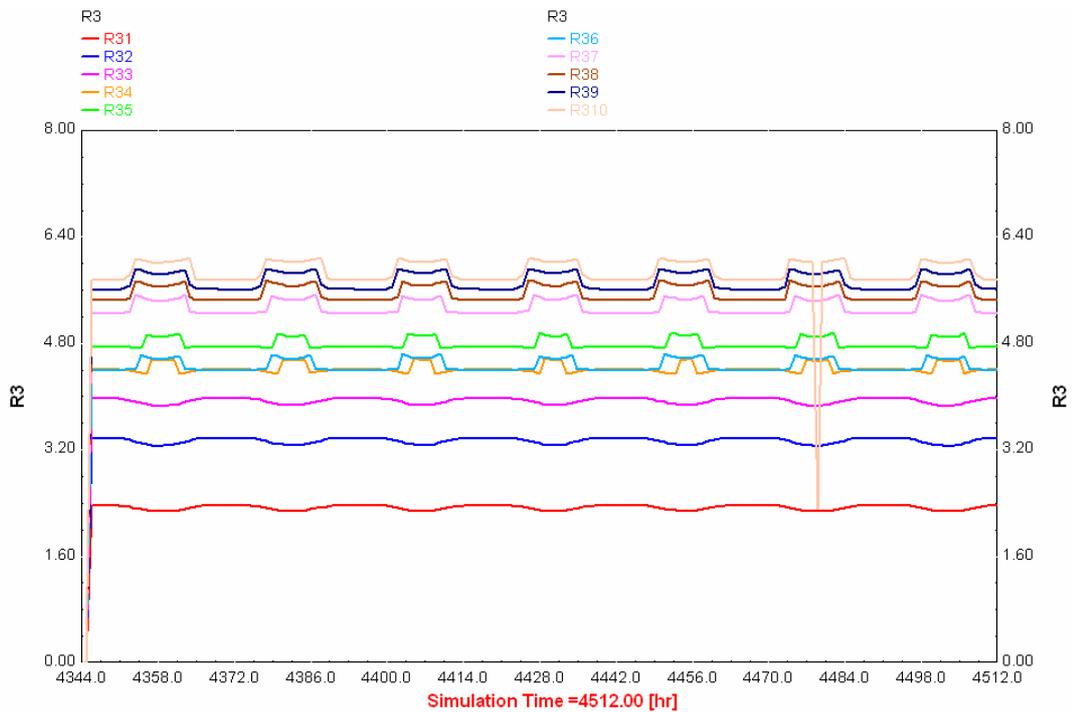


Figura 5.27. Evolución del parámetro R3 a lo largo del tubo

De la división del Nusselt para muelles y el número de Nusselt para tubo liso en cada tramo, se obtiene la gráfica de la *Figura 5.27*. Puede observarse como va aumentando el valor de R3 conforme el fluido avanza por el tubo, llegando a un valor medio en el último tramo de 6.13, lo que se traduce en una clara mejora en la transferencia de calor debido a los muelles insertados.

6. Ensayos de rendimiento térmico de los captadores solares

Para un estudio térmico más completo del comportamiento de los colectores solares, se van a llevar a cabo los ensayos de la norma UNE, durante 3 semanas distintas del año, para obtener así el rendimiento térmico de los modelos de colector y poder llevar a cabo su comparación.

6.1 Revisión de la norma UNE 12975-2 sobre los métodos de ensayos de los captadores solares.

Consultando las especificaciones de la *Norma UNE 12975-2 sobre Sistemas solares térmicos y componentes. Captadores solares. Parte 2: Métodos de ensayos*, el ensayo de rendimiento térmico consiste en determinar el rendimiento térmico del colector teniendo en cuenta diferentes factores: ángulo de inclinación, orientación, sombras de irradiación, irradiancia solar difusa, irradiación térmica y velocidad del aire.

El ensayo varía en función de los tipos de captadores. En este caso se trata de captadores con cubierta en estado estacionario.

Los puntos más destacables que establece la norma, aplicables al ensayo con TRNSYS se presentan a continuación:

6.1.1 Condiciones de ensayo

- A) La irradiancia solar hemisférica en el plano de apertura del captador debe ser mayor de 700 W/m^2 .
- B) Comprobar que la irradiancia solar difusa no es superior al 30 %.

Pueden comprobarse estos dos apartados mediante TRNSYS, conectando las salidas “total radiation on tilted surface”, “sky diffuse radiation on tilted surface” y “ground reflected diffuse on tilted surface” del procesador de radiación a un graficador o **plotter**.

Una de las semanas elegidas para realizar las simulaciones es la primera de Julio (simulation start time: 181 días; simulation stop time: 188 días).

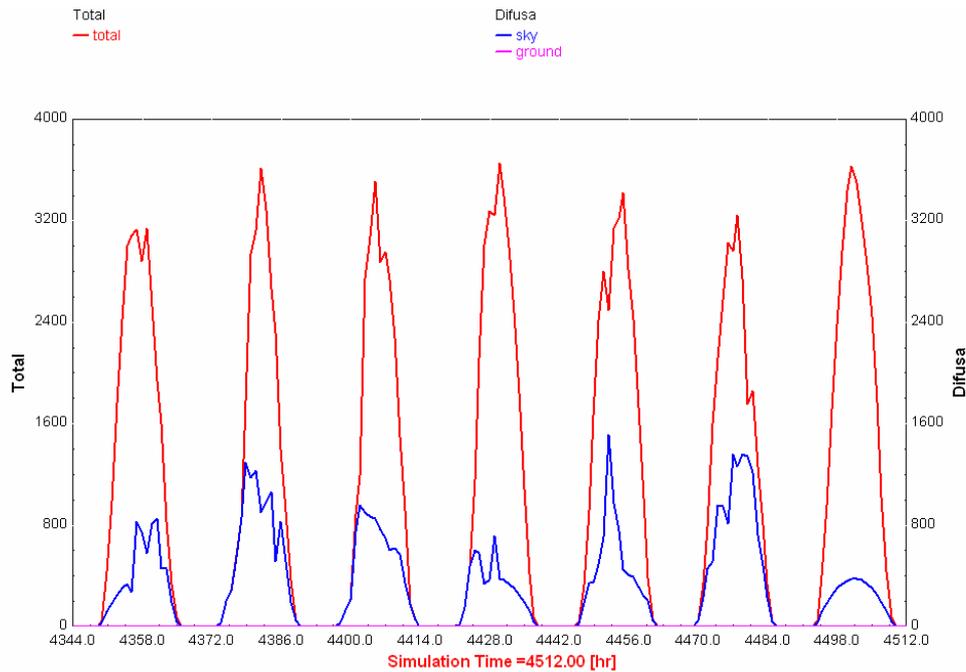


Figura 6.1. Radiación total y difusa en la primera semana de Julio

La radiación de 700 W/m^2 se corresponde con un valor de $2520 \text{ KJ}/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$. Como puede verse no habrá problemas para realizar el ensayo en la semana elegida, pues son varias las horas del día en las que se supera ese valor de irradiancia total.

Asimismo, la radiación difusa cumple la condición de ser menor de un 30%.

La comprobación de los valores mínimos de irradiancia se llevará a cabo para elegir las otras tres semanas del año en las que también se realizará el ensayo. Serán la primera semana de Marzo (simulation start time: 59 días; simulation stop time: 66 días), la primera semana de Mayo (simulation start time: 120; simulation stop time: 127) y la primera de Septiembre (simulation start time: 243 días; simulation stop time: 250 días).

C) El ángulo de incidencia de la radiación solar directa en la apertura del captador es menor de 20° .

Para la comprobación de este valor se conecta “angle of incidence for tilted on surface” a la entrada del graficador.

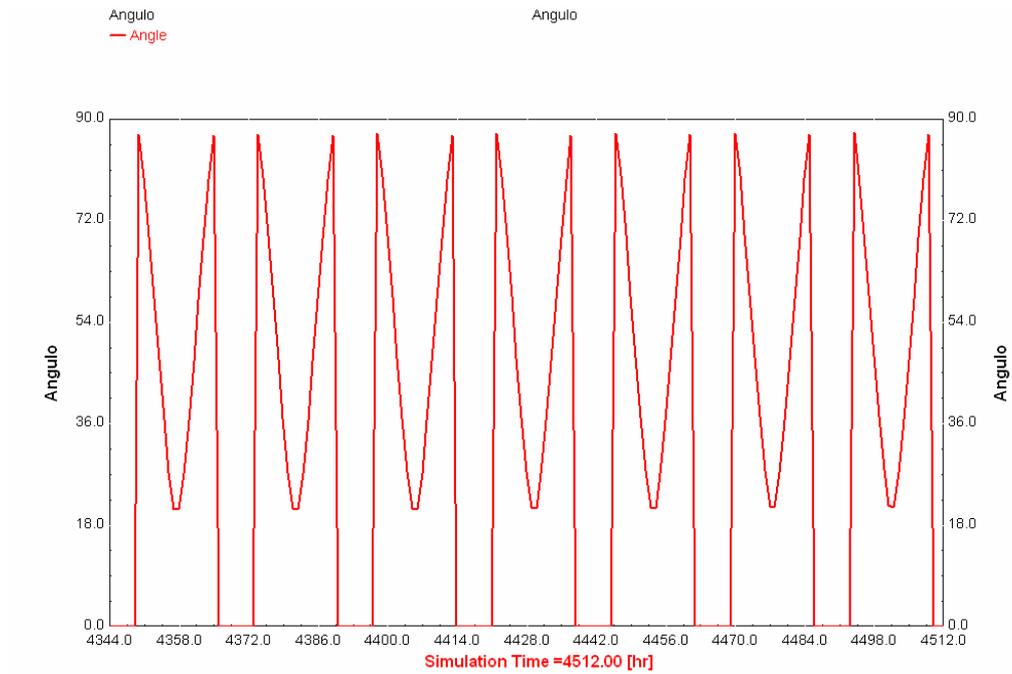


Figura 6.2. Ángulo de incidencia sobre la superficie del captador en la primera semana de Julio

Se trabajará en las horas de la semana que cumplan las condiciones de ángulo y radiación simultáneamente.

D) La velocidad media del aire paralela a la apertura del captador durante el periodo de ensayo debe estar comprendida entre 2 y 4 m/s.

Si se comprueba el valor de la velocidad del aire en el período deseado mediante TRNSYS, puede verse que existen momentos en los que la velocidad se sale de los límites establecidos por la norma, por lo que tendrá que tenerse cuidado a la hora de realizar el ensayo y elegir las horas adecuadas según la norma.

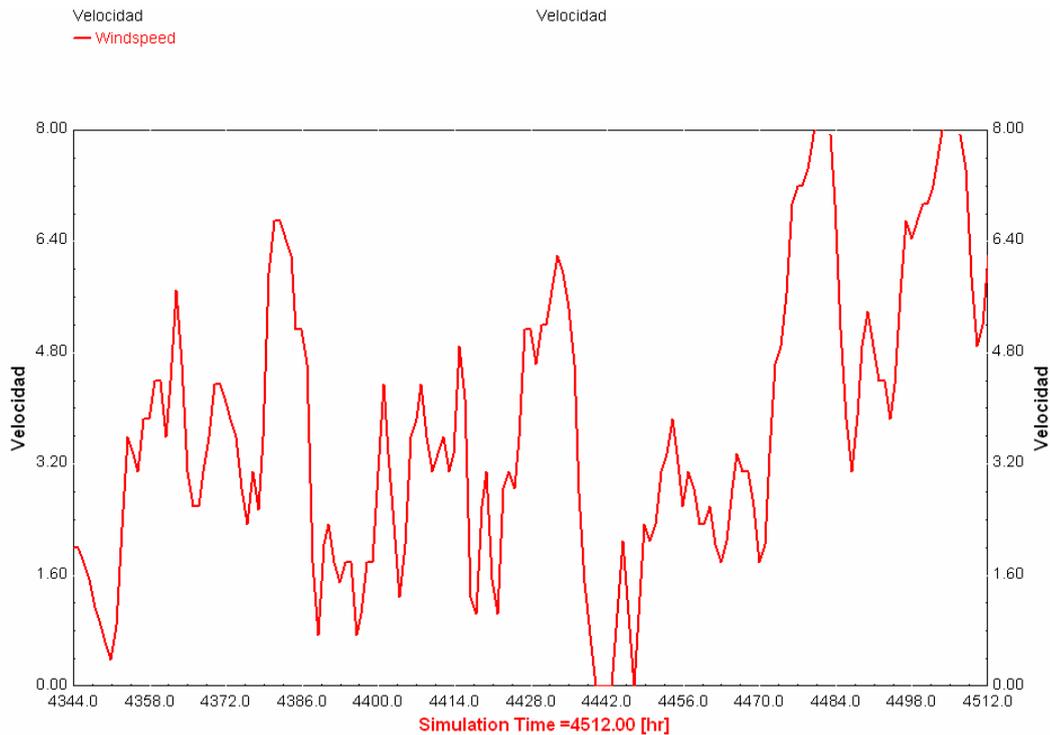


Figura 6.3. Velocidad del aire en la primera semana de Julio

- E) El caudal másico debe ajustarse a 0,02 kg/s por m² de área de apertura del captador. Debe mantenerse estable en un ±1 % del valor ajustado durante todo el periodo de ensayo y no debe variar en más de un ±10 % del valor ajustado de un periodo de ensayo a otro.

6.1.2 Procedimiento de ensayo

- Deben realizarse ensayos como mínimo para 4 temperaturas de entrada al colector uniformemente espaciadas en su rango de operación (las medidas en las que la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del colector sean menores de 1 K no se consideran válidas).
- Para la determinación de η_0 debe seleccionarse una temperatura de entrada tal que la temperatura media del fluido en el colector se encuentre dentro del intervalo de ± 3 K sobre la temperatura del aire ambiente (si el fluido es agua la temperatura máxima debe estar próxima a 80 °C). Si las condiciones de ensayo lo permiten se recomienda:

$$T^*_m = \frac{t_m - t_a}{G} \geq 0.09$$

- Para cada temperatura de entrada deben obtenerse cuatro puntos independientes (en total son 16 puntos de datos).

- Si las condiciones de ensayo lo permiten deben tomarse la mitad de puntos antes y después del mediodía solar para cada temperatura de entrada del fluido. Esto no es necesario si los captadores se mueven en acimut y altitud usando un seguimiento automático.

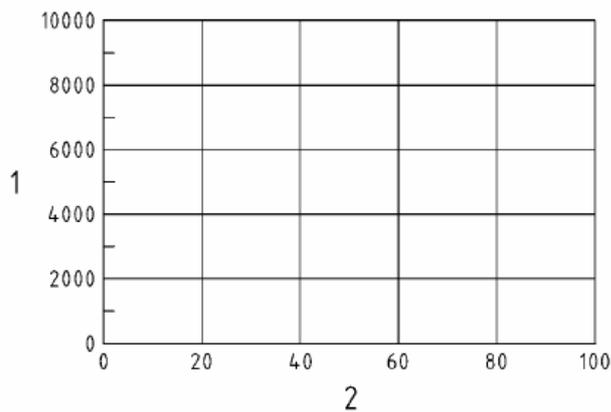
Todo este procedimiento resulta mucho más sencillo mediante TRNSYS, pues puede hacerse una simulación durante el tiempo deseado.

6.1.3 Resultados del ensayo

A) Potencia producida por unidad de captador (W)

Consultando el Anexo D de la norma UNE, para el método de ensayo aquí tratado (Exterior-Método de estado estacionario), los resultados de ensayo que han de darse se presentan a continuación:

Irradiancia			
$T_m - T_a$ en K	400 W/m ²	700 W/m ²	1 000 W/m ²
10			
30			
50			
NOTA Los valores expresados son para incidencia normal			



Leyenda
 1 Potencia producida por unidad de captador [W]
 2 $(t_m - t_a)$ [K]

Figura 6.4. Resultados del ensayo: Potencia producida por unidad de captador

B) Curva de eficiencia

Ajuste de según orden:

$$\eta_A = \eta_{0A} - a_{1A} \cdot T_m^* - a_{2A} \cdot G \cdot T_m^{*2}, \text{ donde } T_m^* = \left(\frac{t_m - t_a}{G}\right) \quad (6.1)$$

Basado en el área de absorbedor	Desviación típica
η_{0A}	
a_{1A}	
a_{2A}	

Figura 6.5. Resultados del ensayo: Curva de eficiencia

6.2 Ensayos de rendimiento térmico mediante TRNSYS.

Como se ha comentado se llevaron a cabo ensayos de rendimiento térmico en 4 semanas distintas del año (1ª semana de Marzo, 1ª de Mayo, 1ª de Julio y 1ª de Septiembre) con el fin de obtener unas curvas de eficiencia de los colectores y poder llevar a cabo una comparación entre ellas. Los ensayos se realizarán para el flujo másico óptimo para muelles (182,5 kg/h).

Siguiendo la normativa, se tomaron datos de potencia correspondientes a unos valores de irradiancia de 400, 700 y 1000 W/m² y unas diferencias de temperatura $T_m - T_a$ (la diferencia entre la temperatura media entre la entrada y la salida del fluido a través del colector y la temperatura ambiente, dada por el procesador de radiación) de 10, 30 y 50 K, conforme se muestra en la tabla de la *Figura 6.2*. Para ello se hace necesario iterar el valor de la temperatura de entrada al colector (variable de salida de la bomba) hasta conseguir estos valores de potencia y diferencia de temperaturas. Los valores de irradiancia, potencia y $T_m - T_a$, se visualizarán gráficamente mediante el uso del online plotter (type 65d). Además se obtendrán numéricamente con la ayuda de un printer (type 25b).

Se ha decidido ampliar el número de puntos para abarcar un mayor abanico de valores de irradiancia, así como de valores de $T_m - T_a$. Véase la *Tabla 6.1*.

Tabla 6.1. Tabla para los valores de potencia de los ensayos, en W.

1ª semana de ...	Irradiancia				
	400	550	700	850	1000
tm-ta					
10					
20					
30					
40					
50					

ENSAYO EN LA PRIMERA SEMANA DE MARZO

Tras un proceso iterativo para diferentes valores de temperatura a la salida de la bomba, finalmente se consiguen los siguientes resultados:

- Para una temperatura de entrada al colector de 20 °C, se alcanza la diferencia de temperaturas de 10° C.

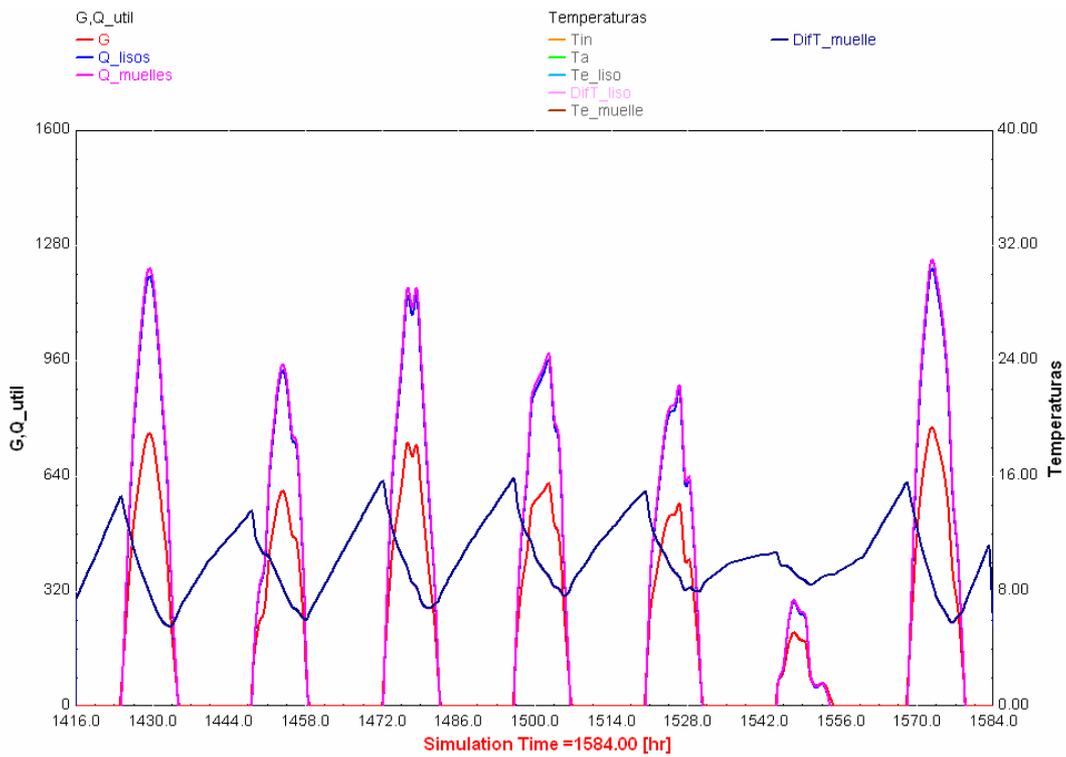


Figura 6.6. Resultados del ensayo para la temperatura de entrada al colector de 20 °C en la primera semana del mes de Marzo

- Para una temperatura de entrada al colector de 41 °C, se alcanza la diferencia de temperaturas de 30° C.

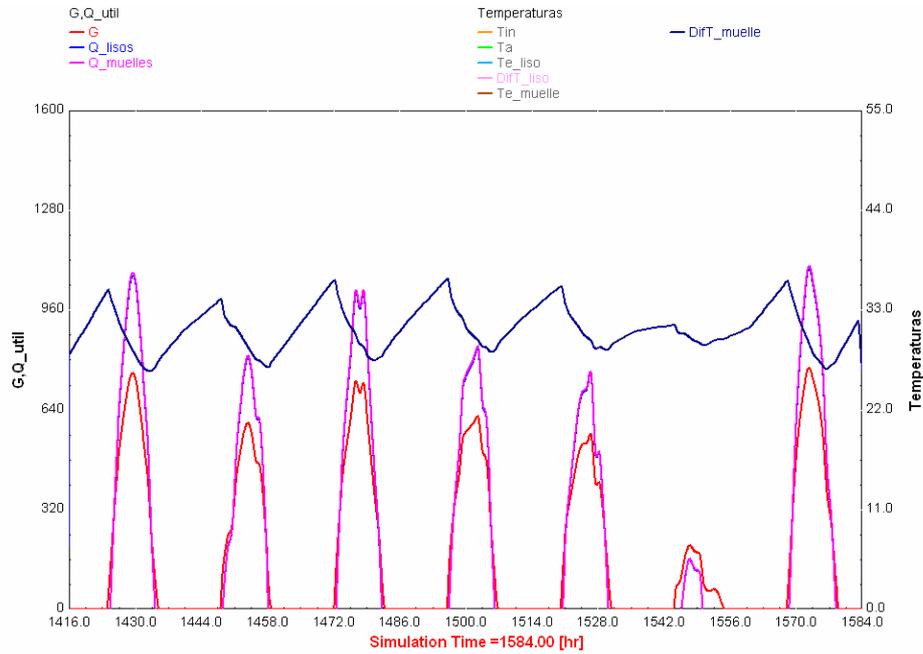


Figura 6.7. Resultados del ensayo para la temperatura de entrada al colector de 41°C en la primera semana del mes de Marzo

- Para una temperatura de entrada al colector de 57 °C, se alcanza la diferencia de temperaturas de 50° C.

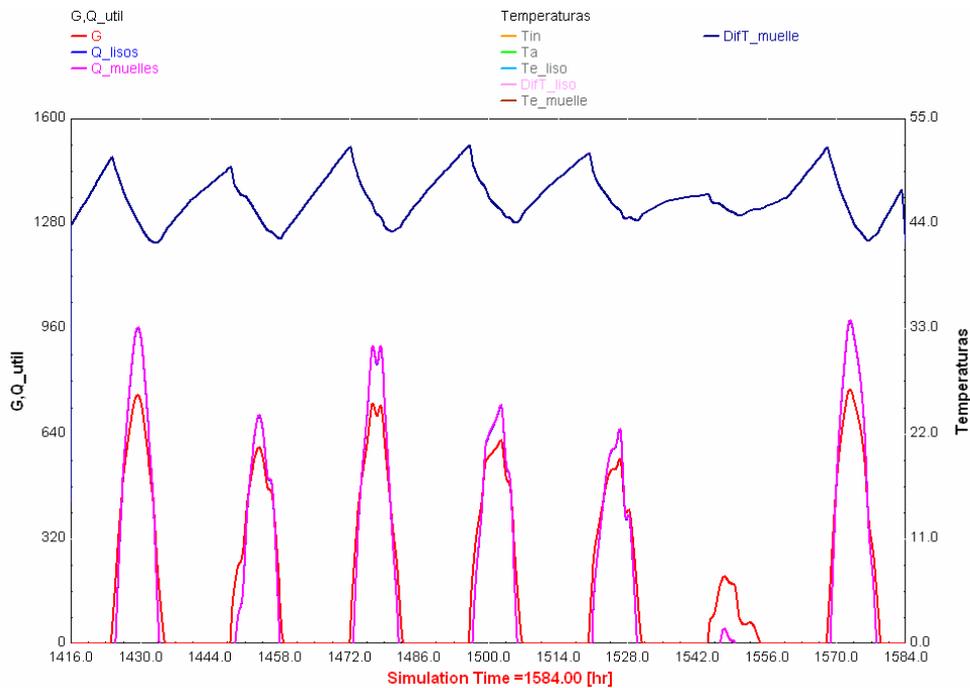


Figura 6.8. Resultados del ensayo para la temperatura de entrada al colector de 57°C en la primera semana del mes de Marzo

Los datos recogidos de potencia a partir del fichero de resultados obtenido mediante el printer se muestran a continuación:

Tabla 6.2. Resultados de potencia para la 1ª semana de Marzo. Tubo liso

1ª semana de Marzo tm-ta	Irradiancia				
	400	550	700	850	1000
10	608,48	851,47	1109,14	-	-
20	546,05	788,35	1026,21	-	-
30	479,36	710,62	963,32	-	-
40	417,2	663,39	903,91	-	-
50	345,78	573,57	779,22	-	-

Tabla 6.3. Resultados de potencia para la 1ª semana de Marzo. Muelles

1ª semana de Marzo tm-ta	Irradiancia				
	400	550	700	850	1000
10	620,18	867,94	1130,73	-	-
20	557,51	804,8	1047,68	-	-
30	483,09	716	970,36	-	-
40	419,05	666,23	907,71	-	-
50	346,92	575,41	781,82	-	-

Este procedimiento se repite para el resto de semanas elegidas para el estudio.

6.3 Obtención de las curvas de rendimiento.

A partir de los resultados de los ensayos se representará la curva de eficiencia, esto es $(T_m - T_a)/G$ frente al rendimiento, y se realizará un ajuste cuadrático.

El rendimiento puede obtenerse a partir de los valores de potencia obtenidos mediante la ecuación:

$$\dot{Q} = A \cdot G \cdot \eta \quad (6.2)$$

Donde \dot{Q} es la potencia útil del captador, A el área del colector, G la irradiancia y η el rendimiento. A partir de esto, se hallan los valores de rendimiento. Ver *Tabla 6.4*.

Tabla 6.4. Valores de rendimiento para la 1ª semana de Marzo. Tubo liso

1ª semana de Marzo tm-ta	Irradiancia				
	400	550	700	850	1000
10	0,8493579	0,86439267	0,88469331	-	-
20	0,76221385	0,8003147	0,81854511	-	-
30	0,66912339	0,721405	0,76838159	-	-
40	0,58235623	0,6734582	0,72099386	-	-
50	0,48266332	0,58227501	0,62153625	-	-

Tabla 6.5. Valores de rendimiento para la 1ª semana de Marzo. Muelles

1ª semana de Marzo tm-ta	Irradiancia				
	400	550	700	850	1000
10	0,86568956	0,88111263	0,90191433	-	-
20	0,7782105	0,81701436	0,83567042	-	-
30	0,67432998	0,72686666	0,77399697	-	-
40	0,58493858	0,6763413	0,72402489	-	-
50	0,48425461	0,58414294	0,62361011	-	-

Las curvas de eficiencia correspondientes al mes de Marzo para tubo liso y muelles se presentan a continuación:

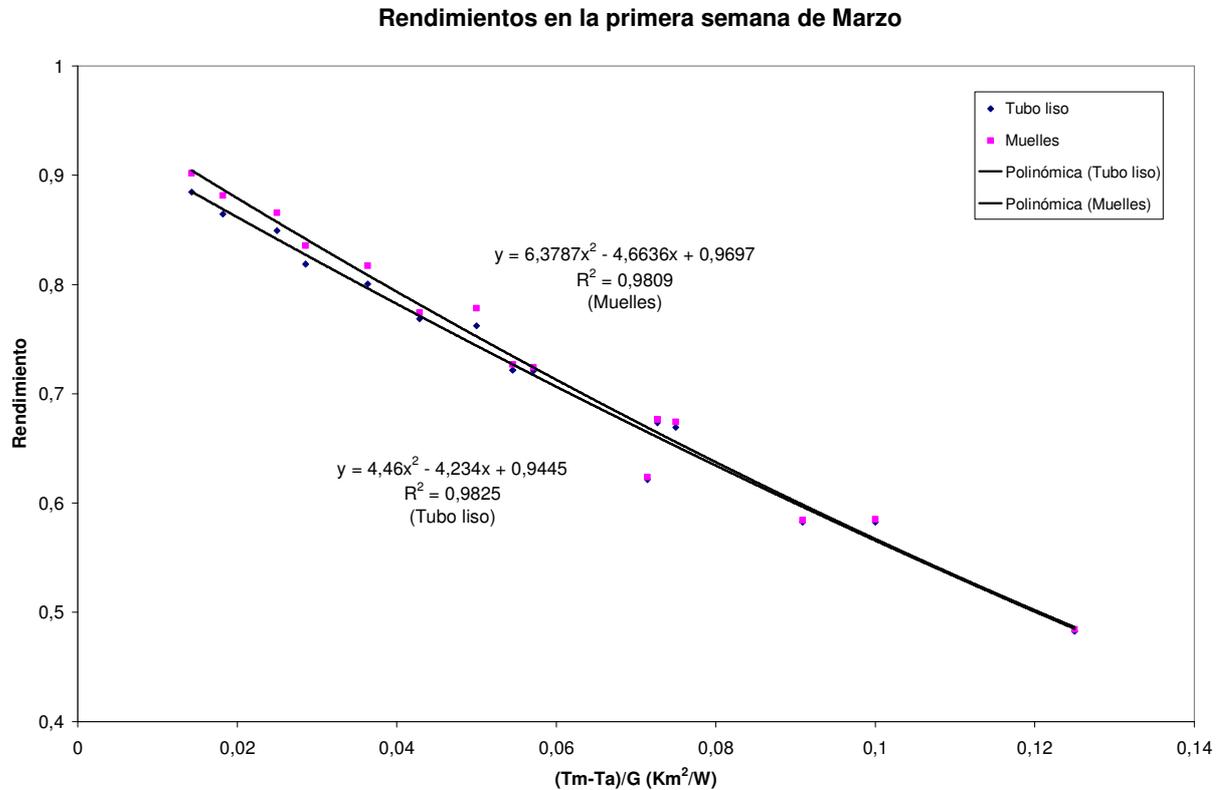


Figura 6.9. Curva de eficiencia para la primera semana del mes de Marzo

Ha sido posible un ajuste cuadrático conforme a la norma UNE 12975-2, con un alto valor de R^2 . Pueden obtenerse, a partir del ajuste realizado, los coeficientes de la curva de rendimiento:

Tabla 6.6. Tabla de coeficientes de la curva de eficiencia para la 1ª semana de Marzo. Tubo liso

Coeficientes de la curva. Marzo. Tubo liso	
η_{0A}	0.9445
α_{1A}	4.234
α_{2A}	-4.46/G

Tabla 6.7. Tabla de coeficientes de la curva de eficiencia para la 1ª semana de Marzo. Muelles

Coeficientes de la curva. Marzo. Muelles	
η_{0A}	0.9697
α_{1A}	4.6636
α_{2A}	-6.3787/G

En las *Tablas 6.6 y 6.7*, G es la irradiancia, que dependerá de cada caso.

Puede observarse que el rendimiento de muelles resulta en todos los puntos superior al de tubo liso, pero una diferencia de apenas un 1%, por lo que no es muy significativa. Será necesario plantear como mejora futura la validación de los modelos de forma experimental.

Para el resto de semanas elegidas para los ensayos puede seguirse el mismo procedimiento. Obteniéndose las siguientes curvas:

Rendimientos en la 1ª semana de Mayo

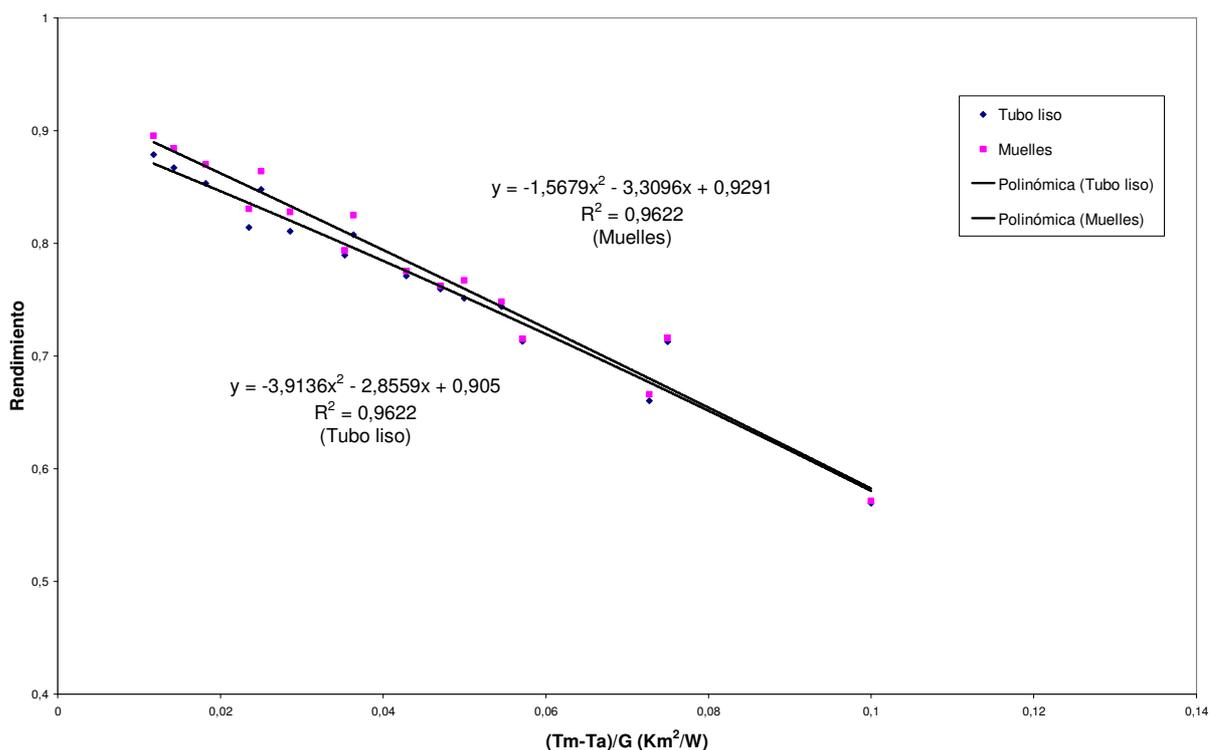


Figura 6.10. Curva de eficiencia para la primera semana del mes de Mayo

Rendimientos en la 1ª semana de Julio

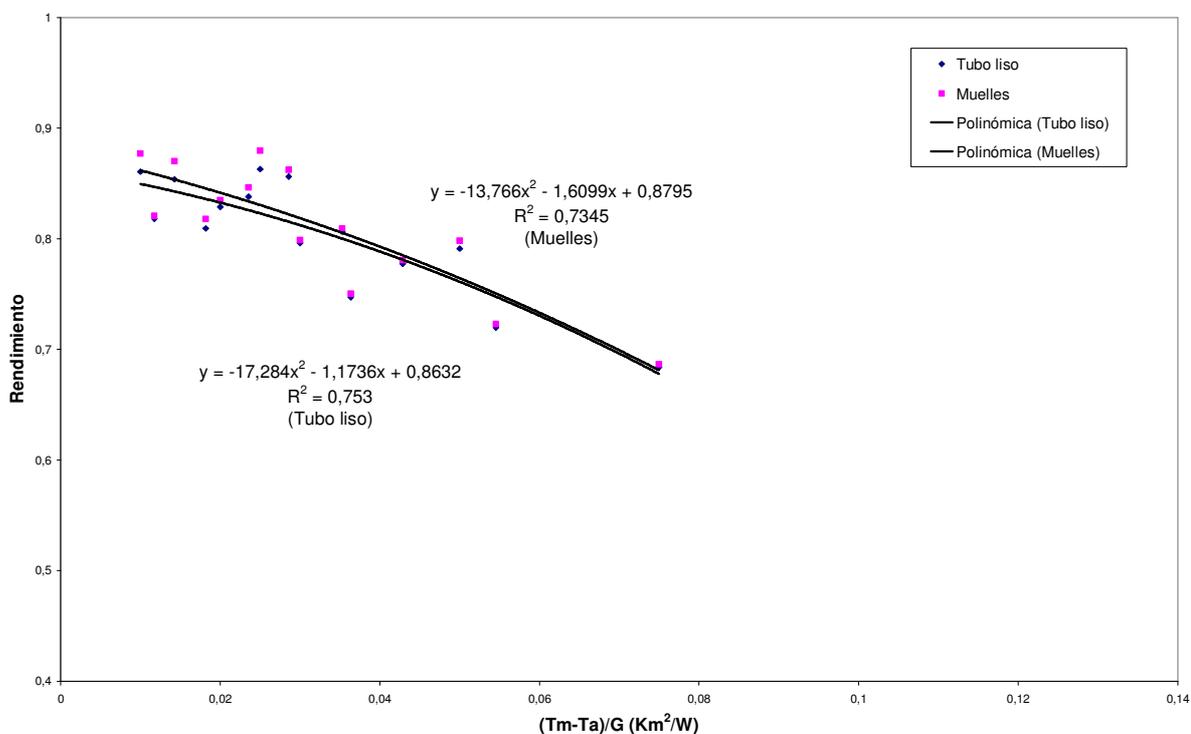


Figura 6.11. Curva de eficiencia para la primera semana del mes de Julio

Rendimientos 1ª semana de Septiembre

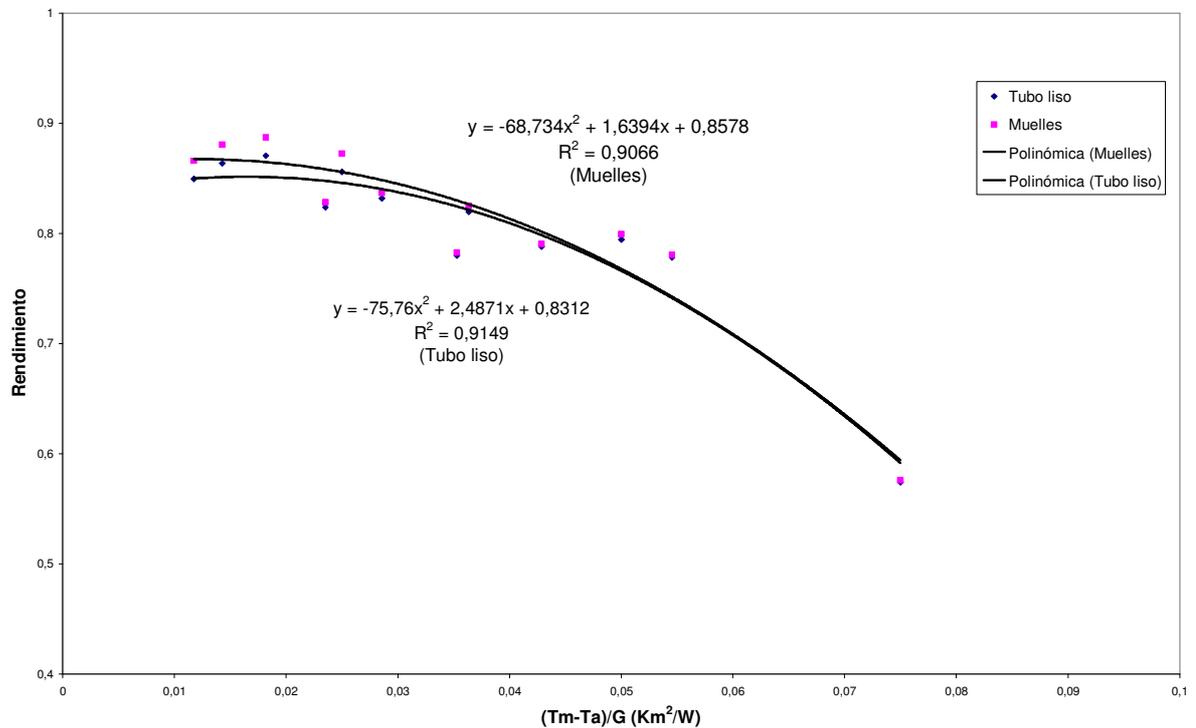


Figura 6.12. Curva de eficiencia para la primera semana del mes de Septiembre

Observando las Figuras (6.10), (6.11) y (6.12) puede observarse una tendencia similar en las curvas de eficiencia para las distintas semanas.

Finalmente, con todos los puntos conseguidos en esas 4 semanas, es posible trazar las curvas de eficiencia de los colectores:

Curva de eficiencia de los captadores

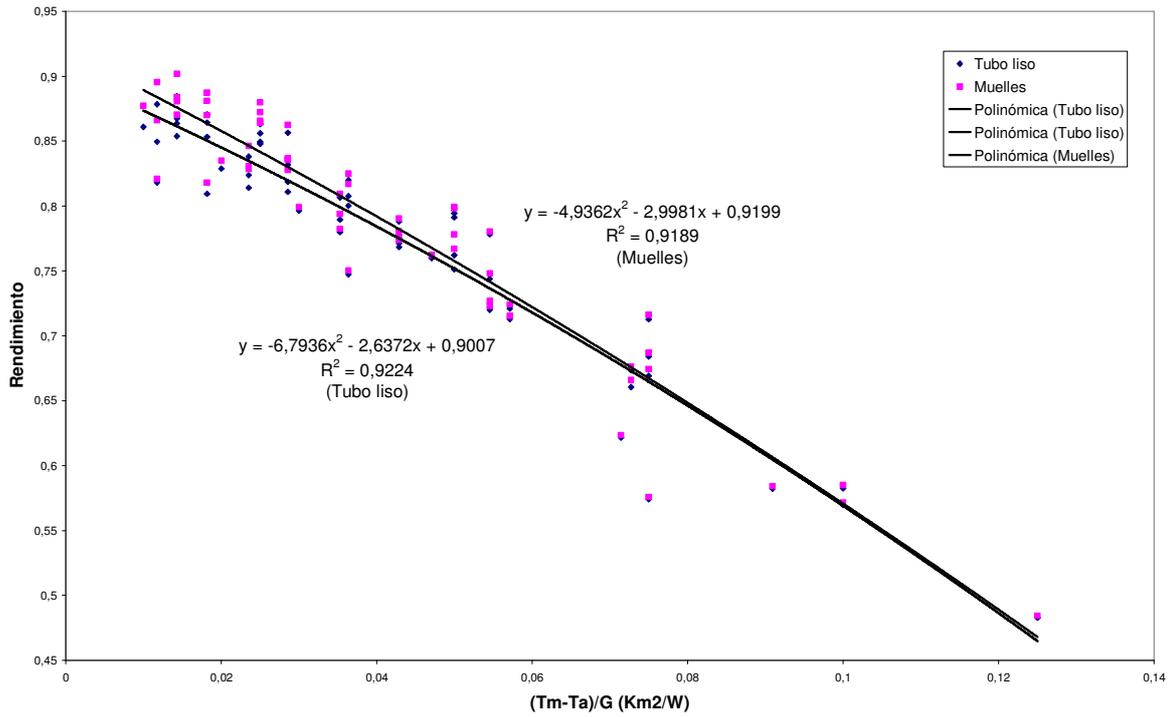


Figura 6.13. Curva de eficiencia del colector

Los valores de los coeficientes de la curva, serán en este caso:

Tabla 6.8. Tabla de coeficientes de la curva de eficiencia. Tubo liso

Coeficientes de la curva. Global. Tubo liso	
η_{0A}	0.9007
α_{1A}	2.637
α_{2A}	6.7936/G

Tabla 6.9. Tabla de coeficientes de la curva de eficiencia. Muelles

Coeficientes de la curva. Global. Muelles	
η_{0A}	0.9199
α_{1A}	2.9981
α_{2A}	4.9362/G

7. Conclusiones del proyecto

- 1) Se ha cubierto el objetivo buscado con este proyecto: modelar el banco de ensayos de la UPCT mediante el programa de simulación TRNSYS e implementar para éste dos nuevos componentes que se aproximen más al comportamiento real de los colectores solares en estudio, un colector estándar de tipo parrilla y otro con muelles insertados.
- 2) Se pensó finalmente en usar un circuito simplificado, ya que sólo resultaba interesante para este proyecto el estudio del comportamiento de los modelos de colector solar diseñados y complicar más la instalación sólo provocaba problemas en las simulaciones.
- 3) El rango de número de Reynolds equivalente para tubo liso, Re_o , en el que se comporta mejor el colector con muelles insertados varía entre 1900 y 2200, que equivale a unos valores de caudal específico en el colector de muelles de 78 - 104 l/h m². Puede asegurarse, por tanto, que el colector trabaja dentro de los rangos de caudal normal de operación (40-120 l/h m²).
- 4) Las mayores diferencias de temperatura entre tubo liso y muelles en el absorbedor, así como las diferencias más altas de potencia útil entre muelles y tubo liso, se encuentran dentro de los mismos rangos de valores de Re_o que los obtenidos como óptimos para muelles.
- 5) Los resultados de los ensayos llevados a cabo siguiendo la norma UNE 12975-2 demuestran una mejora en el rendimiento térmico del colector con muelles respecto al de tubo liso, aunque no resulta muy significativa, del orden de un 1%. Será necesario contrastar estos resultados con los que se obtengan en ensayos experimentales para validar el modelo y poder así realizar un ajuste más aproximado de la curva de rendimiento térmico del colector.
- 6) Los rendimientos conseguidos para el colector de parrilla estándar son un poco mayores a los obtenidos para un colector teórico (los resultados pueden compararse a los obtenidos en el TAD de Elena López Galiana [12]). Esto podría deberse a las correlaciones empleadas en el modelado del colector, no obstante sería necesario estudiar la causa en proyectos posteriores.

8. Posibles mejoras para proyectos posteriores

- 1) Habría que llevar a cabo una validación del modelo con ensayos experimentales.
- 2) Dado que no se han encontrado correlaciones del coeficiente de fricción para la región de entrada hidráulica y térmica, se han usado las correlaciones correspondientes a flujo desarrollado. Obtener las correlaciones para flujo en desarrollo e introducirlas en el código Fortran de los modelos de colector sería una mejora a tener en cuenta, para conseguir unas simulaciones más fieles a la realidad.
- 3) Otra posible mejora podría ser la estimación de la pérdida de carga introducida por los accesorios que conectan los tubos principales al colector de distribución en el captador solar real. Dicho captador solar es el que se usará para llevar a cabo el estudio experimental posterior a este proyecto. Los accesorios en éste, tienen la forma reflejada en la *Figura 8.1*:

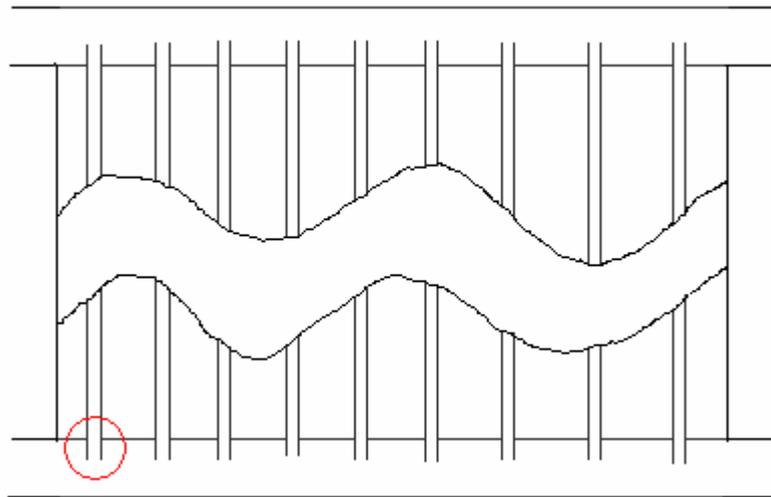


Figura 8.1. Accesorio del conexionado de tubos en el captador real.

A diferencia del tipo de accesorio supuesto en el presente proyecto (observar *Figura 8.2*):

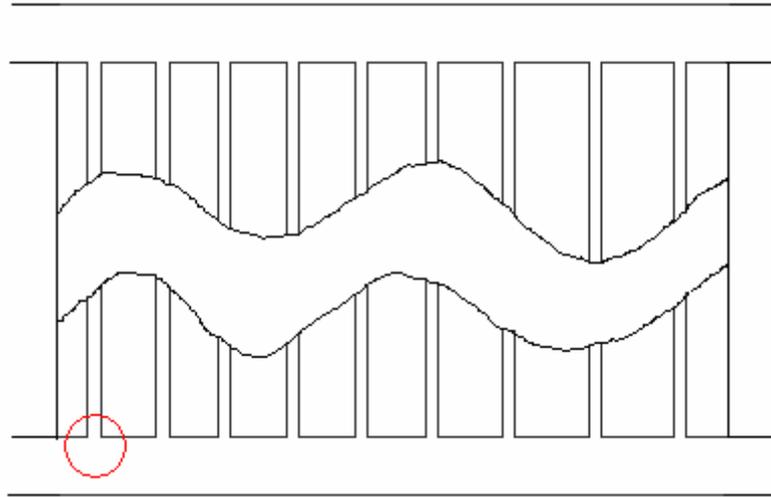


Figura 8.2. Accesorio en T del captador solar supuesto.

En general, podría estudiarse la forma de mejorar el modelo de pérdidas hidráulicas.

- 4) Para simular con el modelo del banco de ensayos de TRNSYS la instalación real, podría introducirse un control sobre las baterías, de forma que se apaguen la batería de calentamiento y la enfriadora cuando finalice el período diurno. Podría también pensarse en otras mejoras que optimicen el modelo del banco de ensayos para eliminar errores y aproximarlos más al circuito real.
- 5) Queda demostrado en el anexo I que la convección es forzada, por lo que las correlaciones para plano horizontal son válidas. En el caso de realizar ensayos en convección mixta ($Gr/Re^2 > 0.3$), sería necesario encontrar correlaciones adecuadas, que tengan en cuenta la inclinación del colector solar.
- 6) Otro posible estudio que podría llevarse a cabo sería evaluar mejoras mediante otros criterios para reducir el tamaño del equipo.
- 7) Sería necesario realizar un barrido para diferentes tipos de muelles (con diferentes características geométricas) y encontrar el muelle óptimo para el cual se obtendrían los mejores resultados.
- 8) Podría también estudiarse otras técnicas de mejora en transferencia de calor, como láminas en espiral.

Bibliografía

- [1] A. García, 2006, Tesis Doctoral “Mejora de la transmisión de calor en tubos circulares lisos mediante la inserción de muelles en espiral”, Universidad Politécnica de Cartagena.
- [2] F. Peuser, K. Remmers, M. Schnauss, 2001, “Sistemas Solares Térmicos - Diseño e Instalación”.
- [3] I.E. Idelchik, 1996, “Handbook of Hydraulic Resistance”. 3rd Ed., New York, Begell House, Inc.
- [4] A. Hobbi, 2007, “Design of Solar Water Heating Systems for Cold Climate and Study of Heat Transfer Enhancement Devices in Flat-Plate Solar Collectors”, Concordia University, Montreal, Quebec, Canadá.
- [5] W. Eisenmann, K. Vajen, H. Ackermann, 2003, “On the correlations between collector efficiency factor and material content of parallel flow flat-plate solar collectors”. Solar Energy, the official journal of International Solar Energy Society, Volumen 76 (2004), pp 381-387.
- [6] N. Akhtar y S.C.Mullick, 1999, “Approximate method for computation of glass cover temperature and the top heat-loss coefficient of solar collectors with single glazing”. Solar Energy, Volumen 66, nº 5, pp 349-354.
- [7] S.N. Agbo y E.C. Okoroigwe, 2007, “Analysis of Thermal Losses in the Flat-Plate Collector of Thermosyphon Solar Water Heater”. Research Journal of Physics 1 (1), pp 35-41.
- [8] N. Madrid, 2006, “Transmisión de calor”, Universidad Politécnica de Cartagena.
- [9] G. F. Naterer, 2003, “Heat Transfer in Single and Multiphase Systems”, CRC Press.
- [10] J. J. Écija, 2009, Trabajo Académicamente Dirigido “Colectores Solares”, Universidad Politécnica de Cartagena.
- [11] R. Ponce, 2005, Trabajo Académicamente Dirigido “Simulación de Instalaciones Solares Térmicas de Baja Temperatura con TRNSYS-IISiBat”, Universidad Politécnica de Cartagena.
- [12] E. López, 2009, Trabajo Académicamente Dirigido “Ensayo de Rendimiento Térmico para Captadores Solares mediante simulación con TRNSYS”, Universidad Politécnica de Cartagena.
- [13] B.N. Prasad, J.S. Saini, 1988, “Effect of artificial roughness on heat transfer and friction factor in a solar air heater,” Solar Energy, Vol. 41, pp. 555–560.

- [14] J.L. Bhagoria, J.S. Saini, S.C. Solanki, 2002, "Heat transfer coefficient and friction factor correlations for rectangular solar air heater duct having transverse wedge shaped rib roughness on the absorber plate," *Renewable Energy*, Vol. 25, pp. 341–369.
- [15] A-M.E. Momin, J.S. Saini, S.C. Solanki, 2002, "Heat transfer and friction in solar air heater duct with V-shaped rib roughness on absorber plate," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 3383–3396.
- [16] R.P. Saini, J.S. Saini, 1997, "Heat transfer and friction factor correlations for artificially roughened ducts with expanded metal mesh as roughened element," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40, pp. 973–986.
- [17] R.M. Manglik, A.E. Bergles, 1993a, "Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Twisted-Tape Inserts in Isothermal Tubes: Part I-Laminar Flows," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 881-888.
- [18] R.M. Manglik, A.E. Bergles, 1993b, "Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Twisted-Tape Inserts in Isothermal Tubes: Part II-Transition and Turbulent Flows," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 890-896.
- [19] R.M. Manglik, A.E. Bergles, 2002, "Swirl Flow Heat Transfer and Pressure Drop with Twisted-Tape Inserts," *Advances in Heat Transfer*, Vol. 36, pp. 183-266.
- [20] A.R. Jaurker, J.S. Saini, B.K. Gandhi, 2006, "Heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness," *Solar Energy*, Vol. 80, pp. 895-907.
- [21] Varun, R.P. Saini, S.K. Singal, 2007, "A review on roughness geometry used in solar air heaters," *Solar Energy*, Vol. 81, pp. 1340-1350.
- [22] Cortes, A., Piacentini, R., 1990, "Improvement of the efficiency of a bare solar collector by means of turbulence promoters," *Appl. Energy*, Vol. 36, pp. 253–256.
- [23] S. Jaisankar, T.K. Radhakrishnan, K.N. Sheeba, S. Suresh, 2007, "Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of Thermosyphon solar water heater with kenics twisted tapes," ponencia en la conferencia *Advances in Energy Research*, Bombay.
- [24] A. Kumar, B. N. Prasad, 2000, "Investigation of twisted tape inserted solar water heaters—heat transfer, friction factor and thermal performance results," *Renewable Energy*, Vol. 19, pp. 379-398.
- [25] Marko, Miloslaw, 1998, "Loose-tight-loose twisted tape insert solar central receiver," *United States Patent*, Patent number 5850831.
- [26] D. Gupta, S.C. Solanki, J.S. Saini, 2007, "Thermohydraulic performance of solar air heaters with roughened absorber plates," *Solar Energy*, Vol. 61, pp. 33–42.

- [27] A.E. Bergles, V. Nirmalan, G.H. Junkhan, R.L. Webb, 1983, "Bibliography on Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer-II," Bibliographic Report, Iowa State University, USA.
- [28] Sodean y Dirección General de Industria, Energía y Minas de la Junta de Andalucía, 2004, "Instalaciones solares térmicas- Manual para uso de instaladores, fabricantes, proyectistas, ingenieros y arquitectos, instituciones de enseñanza y de investigación".
- [29] Solar Energy Laboratory (University of Wisconsin), 2000, TRNSYS referente Manual
- [30] Norma UNE 12975-2 sobre Sistemas solares térmicos y componentes. Captadores solares. Parte 2: Métodos de ensayos.
- [31] Sitios web consultados:
- <http://sel.me.wisc.edu/trnsys/components/componen.htm#Standard%20Components>

Anexos

I. Transmisión de calor en régimen laminar en colectores solares

De forma general, en la transmisión de calor en régimen laminar intervienen las siguientes variables:

- La condición de contorno térmica en la pared.
- Los efectos de entrada.
- La variación de las propiedades físicas del fluido con la temperatura.
- La convección natural por efecto de la flotación.

La condición de contorno térmica en la pared influye en la transmisión de calor en régimen laminar, al contrario de lo que ocurre en régimen turbulento. Las correlaciones experimentales no se pueden extrapolar a condiciones de contorno distintas de aquellas para las que se obtuvieron.

La longitud de la región de entrada tanto térmica como hidráulica en régimen laminar es mayor que en régimen turbulento. Para evaluar el comportamiento térmico global de un colector solar, se tiene que considerar qué longitud de éste tiene flujo en desarrollo.

Los fluidos que transfieren calor en régimen laminar suelen tener propiedades físicas que dependen de la temperatura. Los gradientes de temperatura existentes en el fluido provocan variaciones espaciales de densidad que provocarán la aparición de fuerzas de flotación. Cuando estas fuerzas de flotación son dominantes, crean un movimiento secundario y la transferencia de calor asociada se denomina *convección natural* o *libre*.

Si la transferencia de calor se debe por completo a un movimiento impuesto por gradientes externos de presiones motrices, se tiene *convección forzada*.

Una mezcla de convección libre y forzada se denomina *convección mixta*. Ésta suele estar presente en las aplicaciones de transmisión de calor en régimen laminar.

Como puede observarse, es difícil predecir el comportamiento de los flujos viscosos en régimen laminar. Con este anexo se pretende clarificar en qué medida las variables afectan a la transmisión de calor en régimen laminar del agua que circula por el interior de un tubo liso de un colector solar (Véase la *Figura 1.1*).

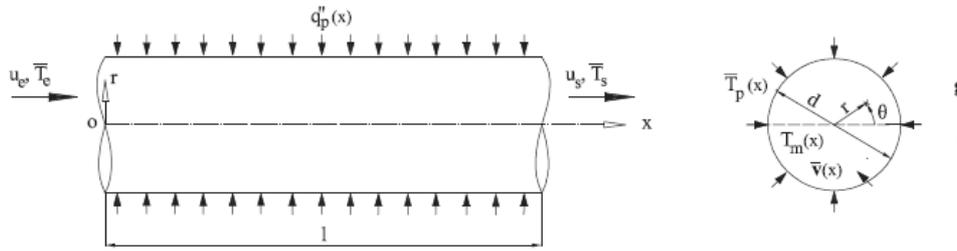


Figura I.1. Transmisión de calor en un tubo liso de longitud l y diámetro d [1]

I.1. La condición de contorno térmica

El perfil de temperaturas depende de la posición axial. Como el fluido está recibiendo calor en todo momento mientras avanza por el tubo, la forma del perfil de temperaturas va a depender además de la condición de contorno térmica: el flujo de calor $q''_p =$ uniforme en la pared.

Mediante un balance energético entre la entrada a la sección de intercambio térmico y una posición x , se calcula la temperatura del fluido, $T_{f,m}(x)$:

$$q''_p \cdot \pi \cdot D_i \cdot x = \dot{m} \cdot c_f \cdot (T_{f,m}(x) - T_{f,in}) \quad (I.3)$$

Donde $T_{f,in}$ es la temperatura media del fluido a la entrada de la sección de intercambio térmico ($x = 0$). La temperatura media del fluido en una posición x queda:

$$T_{f,m}(x) = T_{f,in} + \frac{q''_p \cdot \pi \cdot D_i \cdot x}{\dot{m} \cdot c_f} \quad (I.4)$$

La temperatura media del fluido $T_{f,m}(x)$ varía linealmente con x . Para mantener la condición de contorno de flujo de calor uniforme, la temperatura de la pared del tubo, T_p , varía también linealmente con x . Observar *Figura I.2*.

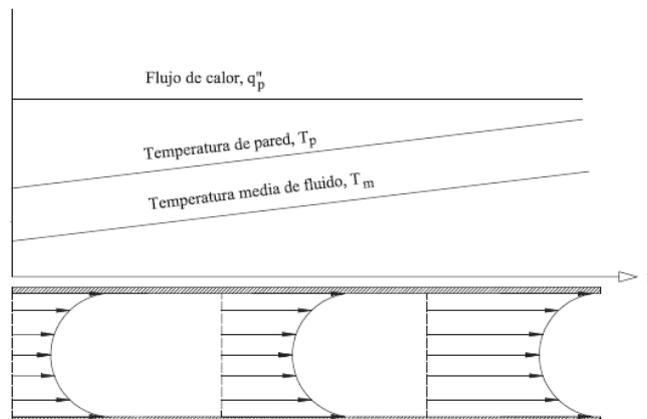


Figura I.2. Perfil de temperatura del fluido en el flujo plenamente desarrollado con condición de contorno $q''_p =$ uniforme [1]

Para un flujo totalmente desarrollado con $q''_p = \text{uniforme}$, el número de Nusselt en convección forzada puede determinarse analíticamente resolviendo la ecuación de la energía en forma diferencial:

$$\text{Nu} = 4,36 \quad (\text{I.5})$$

I.2. Efectos de entrada

Al avanzar un fluido en un tubo de sección circular, el flujo desarrollará una capa límite hidráulica y otra térmica. En el interior de las capas límites, los perfiles de velocidad y de temperatura que llevaba el flujo antes de entrar en contacto con la superficie van a verse modificados. Si el conducto es suficientemente largo se llegará a un estado de *flujo plenamente desarrollado*. La *región de entrada* abarca la zona de conducto hasta conseguir que el flujo se encuentre en pleno desarrollo.

Región de entrada hidrodinámica

La longitud de entrada hidrodinámica, $l_{e,h}$, se define como la distancia axial necesaria hasta que el espesor de la capa límite sea del orden del radio del tubo. En esta región la velocidad del flujo varía axial y transversalmente: $u=u(x, r)$.

Tras la región de entrada viene la región de flujo plenamente desarrollado, donde la velocidad no varía de forma axial, $u = u(r)$.

Se suele estimar la longitud de entrada hidrodinámica en un tubo liso en régimen laminar como sigue:

$$l_{e,h}/D_i \approx 0.05\text{Re} \quad (\text{I.6})$$

Región de entrada térmica

Cuando empieza el proceso de calentamiento, el efecto de la transmisión de calor en la pared penetra gradualmente en el flujo. Primero se aprecia una delgada capa límite térmica que crece en dirección aguas abajo y finalmente se vuelve tan gruesa como el propio conducto. El perfil de temperaturas varía axial y transversalmente ($T_f = T_f(x, r)$).

En un proceso de calentamiento, el salto de temperaturas pared-fluido va a ser máximo en el punto de comienzo de la sección de calentamiento e irá disminuyendo a medida que el fluido avanza axialmente. En la región de entrada térmica el coeficiente de transferencia de calor va a ser local, hasta llegar a la zona de flujo plenamente desarrollado, donde se alcanzará un valor constante.

La longitud de entrada térmica, $l_{e,t}$, es la distancia axial necesaria para conseguir un valor de número de Nusselt 1.05 veces el valor correspondiente a flujo plenamente desarrollado.

La longitud de entrada térmica se puede estimar como:

$$l_{e,t}/D_i \approx 0.05\text{RePr} \quad (I.7)$$

I.3. Variación de las propiedades físicas del fluido

La variación radial en las propiedades físicas del fluido se hace importante cuando la diferencia de temperaturas entre la pared del tubo y el fluido es grande. Esto sucede fundamentalmente en la capa límite. La variación que se tendrá en cuenta es la de la viscosidad dinámica, ya que el resto de propiedades físicas varían poco con la temperatura.

Sieder y Tate (1936) propusieron un factor de corrección para tener en cuenta la variación de la viscosidad dinámica para calcular el número de Nusselt:

$$Nu = Nu_{pc} \cdot \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad \text{para} \quad 0.004 < \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right) < 20 \quad (I.8)$$

Siendo Nu_{pc} el Nusselt para propiedades constantes;

μ_m , la viscosidad dinámica a la temperatura media del fluido;

Y μ_p , la viscosidad dinámica a la temperatura de la pared.

I.4. Efectos de flotación

En tubos horizontales, la dirección de la corriente de convección forzada es transversal al vector de la aceleración gravitatoria. En procesos de calentamiento, el fluido en contacto con la pared está más caliente (más ligero) y asciende a lo largo de ésta.

Las corrientes típicas de convección natural (observar *Figura I.3*) producen un aumento en el coeficiente de transmisión de calor, en relación al de convección forzada. El coeficiente de transmisión de calor local Nu_x varía en cada sección, $Nu_x = Nu(x,\theta)$, por lo que se debe hablar de un coeficiente de transmisión de calor local promediado en la sección, Nu_x .

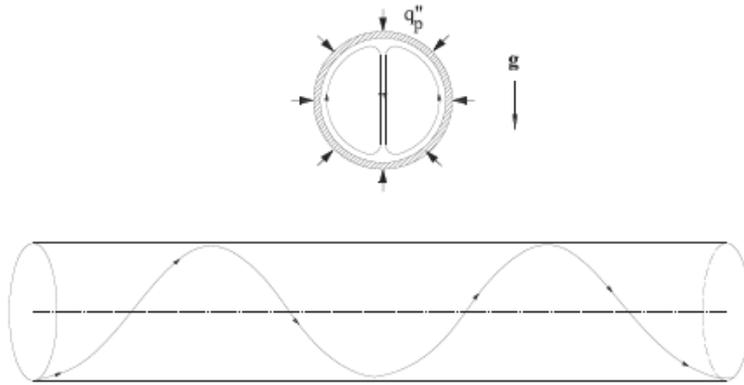


Figura I.3. Perfiles de flujo en convección mixta laminar en un tubo horizontal [1]

Se va a establecer qué parámetros adimensionales intervienen en el proceso y cuándo empiezan a tomar importancia los efectos de flotación.

La ecuación de cantidad de movimiento adimensionalizada, en dirección radial:

$$\left[(\mathbf{v} \cdot \nabla)^* \cdot \mathbf{v}_r^* - \frac{1}{r^*} \cdot v_{\theta}^{*2} \right] = -\frac{\partial p_m^*}{\partial r^*} + \frac{g_{tierra} \cdot \beta_f \cdot \Delta T \cdot D_i}{v^2} \Theta^* + \frac{\mu}{\rho \cdot v \cdot D_i} \cdot \left(\nabla^{*2} v_r^* - \frac{v_r^*}{r^{*2}} - \frac{2}{r^{*2}} \frac{\partial v_{\theta}^*}{\partial \theta^*} \right) \quad (I.13)$$

Los números adimensionales que intervienen en la ecuación son el número de Grashof y el número de Reynolds:

$$\frac{g_{tierra} \cdot \beta_f \cdot \Delta T \cdot D_i}{v^2} \cdot \frac{D_i^2 \cdot v^2}{D_i^2 \cdot v^2} = \frac{g_{tierra} \cdot \beta_f \cdot \Delta T \cdot D_i^3}{v^2} \cdot \frac{v^2}{v^2 \cdot D_i^2} = \frac{Gr}{Re^2}$$

El número de Grashof, Gr , representa la relación entre las fuerzas de flotación debidas a una diferencia de temperaturas característica entre la pared y el fluido ΔT y las fuerzas viscosas. Esa diferencia de temperaturas es función del tipo de condición de contorno térmica. Para un flujo de calor uniforme el número de Grashof toma la forma:

$$\dot{Q}=\text{uniforme} \rightarrow Gr = \frac{g_{tierra} \cdot \beta_f \cdot D_i^4 \cdot q''}{k_f} \left(\frac{\rho}{\mu} \right)^2 \quad (I.14)$$

El cociente Gr/Re^2 indica la importancia de los efectos de flotación frente a los efectos de convección forzada:

- Si $Gr/Re^2 \ll 1$, los efectos de flotación son despreciables. Se tiene un problema de convección forzada pura.
- Si $Gr/Re^2 \gg 1$, los efectos de flotación son dominantes. El problema es de convección natural pura.

- Para valores de Gr/Re^2 entre los dos límites anteriores, el problema es de convección mixta: los efectos de convección natural y forzada tienen una magnitud semejante.

Se tomará como criterio que a partir de un valor de Gr/Re^2 de 0,3 la transferencia de calor está significativamente afectada por la convección mixta.

I.5. Correlación del número de Nusselt

Convección forzada

A partir de del conocimiento de los factores que van a influir en la transferencia de calor en régimen laminar de los colectores solares, se llega a que la expresión más idónea para evaluar el número de Nusselt cuando el flujo es laminar es la de Churchill y Ozoe (1973). Estos autores desarrollaron la siguiente correlación para el número de Nusselt local para flujos laminares en desarrollo simultáneo con flujo de calor uniforme, en convección forzada:

$$Nu_x = 4.36 \cdot [1 + (Gz / 29.6)^2]^{1/6} \cdot \left[1 + \left(\frac{Gz / 19.04}{[1 + (Pr / 0.0207)^{2/3}]^{1/2} \cdot [1 + (Gz / 29.6)^2]^{2/3}} \right)^{3/2} \right]^{1/3} \quad (I.15)$$

Donde el número de Gratez es:

$$Gz = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{X_p / D_i}{Re \cdot Pr} \right)^{-1} \quad (I.16)$$

Esta ecuación es válida tanto para condiciones de flujo en desarrollo simultáneo como de flujo en desarrollo térmico.

Convección mixta

Para el número de Nusselt local en convección mixta laminar promediado en la sección, Nu_x , se ha encontrado la siguiente correlación para tubos horizontales:

$$Nu_x = Nu_{x,cf} \cdot [1 + (Re \cdot Pr / B)^4]^{0.045} \quad (I.17)$$

Donde $Nu_{x,cf}$ es el número de Nusselt en convección forzada pura y viene dado por:

Los valores de los datos conocidos se presentan en la *Tabla I.1*:

Tabla I.1. Datos de partida

Datos de partida	Valor
Propiedades materiales	
k_{abs}	209.3 W/mK (aluminio)
$k_{aislante}$	0.05 W/mK
k_{tubo}	372.1 W/mK (cobre)
ϵ_{abs}	0.05 (Miro-Therm)
ϵ_g	0.88 (cristal)
τ_g	0.93 (cristal)
α_{abs}	0.95 (Miro-Therm)
Datos geométricos	
D_i	0.007 m
w	0.0995 m
g	0.0035 m
β	20°
δ_{abs}	0.0005 m
δ_{tubo}	$0.5 \cdot 10^{-3}$ m
$\delta_{aislante}$	0.025 m
N_G	1
X_p	1 m (punto medio del tubo)
N_{tubos}	9
A_A	2 m ²
Medidas	
T_a	20° C
T_{abs}	70° C
u	3 m/s
\dot{m}	Total: 80-160 l/h = 0.022-0.044 kg/s Por tubo será: $2.44 \cdot 10^{-3}$ - $4.88 \cdot 10^{-3}$ kg/s
G	700 W/m ²
T_{in}	20° C
Datos físicos	
σ	$5.67 \cdot 10^{-8}$ W/m ² K ⁴
k_f	0.6 W/mK (agua a 25°C)
k_{gd}	∞
ρ	996.93 kg/m ³ (agua a 25°C)
μ	$8.125 \cdot 10^{-4}$ kg/sm
c_f	4182.97 J/kgK
g_{tierra}	9.81 m/s ²
β_f	0.000215 K ⁻¹ (agua a 25°C)

Estimación del número de Grashof, Gr

Para la estimación del número de Grashof se usará la ecuación (I.14):

$$Gr = \frac{g_{tierra} \cdot \beta_f \cdot D_i^4 \cdot q'' \left(\frac{\rho}{\mu}\right)^2}{k_f}$$

Para estimar el valor de la potencia útil por unidad de área, es necesario estimar primero el coeficiente de transmisión de calor global y el factor de remoción de calor, según la ecuación (3.33) por unidad de área:

$$q'' = F_R \cdot (G \cdot (\tau_g \cdot \alpha_{abs}) - U_L \cdot (T_{in} - T_a)) \text{ (W/m}^2\text{)}$$

- Estimación del coeficiente global de transmisión de calor, U_L

Este coeficiente se calcula a partir de la ecuación (3.33):

$$U_L = \left[\frac{N_G}{\frac{C}{\bar{T}_{abs}} \left[\frac{(\bar{T}_{abs} - T_a)}{N_G + f_w} \right]^e + \frac{1}{h_w}} \right]^{-1} + \frac{\sigma \cdot (\bar{T}_{abs}^2 + T_a^2) \cdot (\bar{T}_{abs} + T_a)}{\left(\frac{1}{\epsilon_{abs} + 0.00591 \cdot N_G \cdot h_w} \right) + \left(\frac{2 \cdot N_G + f_w - 1 + 0.133 \cdot \epsilon_{abs}}{\epsilon_g} \right)^{-N_G}} + U_{BE}$$

Tabla I.2. Parámetros para el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor

Parámetro	Ecuación	Valor
C	$C = 520 \cdot (1 - 0.000051 \cdot \beta^2)$	509.392
h_w (W/m ² K)	$h_w = 5.7 + 3.8 \cdot u$	17.1
e	$e = 0.43 \cdot \left(1 - \frac{100}{\bar{T}_{abs}} \right)$	0.3046
f_w	$f_w = (1 + 0.089 \cdot h_w - 0.1166 \cdot h_w \cdot \epsilon_{abs}) \cdot (1 + 0.07866 N_G)$	2.6127
U_{BE} (W/m ²)	$U_{BE} = \frac{k_{aislante}}{\delta_{aislante}}$	2

Con todo ello y los parámetros necesarios de partida, U_L será:

$$U_L = 6.1188 \text{ W/m}^2\text{K}$$

- Estimación del factor de remoción de calor, F_R

Sería necesario para el cálculo del factor de remoción de calor entrar en un proceso iterativo, pues F_R , cuya expresión viene dada por la ecuación (3.32):

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot c_f}{A_A \cdot U_L} \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{F' \cdot U_L \cdot A_A}{\dot{m} \cdot c_f}\right) \right)$$

depende del factor de eficiencia del colector (ecuación (3.17)):

$$F' = \left[w \cdot \left(\frac{1}{(w-g) \cdot F + g} + \frac{U_L}{k_{gF} \cdot \pi \cdot D_i} \right) \right]^{-1}$$

Este factor es función del coeficiente de transmisión de calor entre el fluido y la zona de contacto, k_{gF} , que viene dado por la ecuación (3.18):

$$k_{gF} = \left(\frac{1}{c} + \frac{1}{S_\infty} \right)^{-1} \frac{k_f \cdot Nu}{\pi \cdot D_i / 2}$$

Que depende del número de Nusselt, cuya expresión se elegirá dependiendo del tipo de convección: forzada o mixta, que es lo que se pretende decidir a partir del valor de la relación Gr/Re^2 .

Por tanto, se supondrá un valor para F_R , que luego será necesario comprobar.

$$F_R = 0.9$$

Con ello, la potencia útil será por tanto:

$$q' = 545.59 \text{ W/m}^2$$

Y el número de Grashof:

$$Gr = 6932.65$$

Estimación del número de Reynolds, Re

El número de Reynolds se obtiene a partir de la ecuación (3.36):

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_i \cdot \mu}$$

El número de Reynolds será: $Re=547.228-1094.45$ para una viscosidad dinámica de $8.125 \cdot 10^{-4}$ kg/sm.

Valor de la relación Gr/Re^2

Relacionando Gr/Re^2 se obtiene un valor de $0.0231-0.005 < 0.3$, por lo que la convección va a ser forzada, para el rango de valores de caudales típicos de un colector solar. Por tanto son despreciables los efectos de flotación.

Puede comprobarse ahora si el valor del factor de remoción de calor supuesto ($F_R=0.9$) es válido. Como se sabe, la ecuación que lo define es:

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot c_f}{A_A \cdot U_L} \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{F' \cdot U_L \cdot A_A}{\dot{m} \cdot c_f}\right) \right)$$

- Estimación del factor de eficiencia del colector, F'

La ecuación que lo define:

$$F' = \left[w \cdot \left(\frac{1}{(w-g) \cdot F + g} + \frac{U_L}{k_{gF} \cdot \pi \cdot D_i} \right) \right]^{-1}$$

Tabla I.3. Parámetros para el cálculo del factor de eficiencia del colector

Parámetro	Ecuación	Valor
F	$F = \tanh\left(M \cdot \frac{w-g}{2}\right) / \left(M \cdot \frac{w-g}{2}\right)$, donde $M = [U_L / (k_{abs} \cdot \delta)]^{1/2}$	0.957
k_{gF} (W/mK)	$k_{gF} = \left(\frac{1}{c} + \frac{1}{S_\infty}\right)^{-1} \frac{k_f \cdot Nu}{\pi \cdot D_i / 2}$	¿?

- Estimación del coeficiente de transmisión de calor entre el fluido y la zona de contacto, k_{gF}

Tabla I.4. Parámetros para el cálculo del coeficiente de transmisión de calor entre el fluido y la zona de contacto

Parámetro	Ecuación	Valor
c	$c = \frac{k_{gd} \cdot g / 2}{k_f \cdot Nu}$	∞ (k_{gd} muy alto para contacto metálico)
Nu	$Nu_x = 4.36 \cdot [1 + (Gz / 29.6)^2]^{1/6} \cdot \left[1 + \left(\frac{Gz / 19.04}{[1 + (Pr / 0.0207)^{2/3}]^{1/2} \cdot [1 + (Gz / 29.6)^2]^{2/3}} \right)^{3/2} \right]$	$i?$
S_∞	$S_\infty = \frac{\pi \cdot \eta_d}{2} + \frac{(1 + \eta_d) \cdot g / 2}{D_i}$	$i?$

- Estimación del número de Nusselt, Nu

Tabla I.5. Parámetros para el cálculo del número de Nusselt

Parámetro	Ecuación	Valor
Pr	$Pr = \frac{\mu \cdot c_f}{k_f}$	5.679
Gz	$Gz = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{X_p / D_i}{Re \cdot Pr} \right)^{-1}$	17.47 (suponiendo $X_p=1m$)

Con ello, el número de Nusselt será:

$$Nu = 4.75$$

- Estimación del factor de forma, S_∞

El factor de forma viene dado por:

$$S_\infty = \frac{\pi \eta_d}{2} + \frac{(1 + \eta_d) g / 2}{D_i}$$

$$\text{Donde } \eta_d = \frac{\tanh \mu_d}{\mu_d}$$

$$\text{Siendo } \mu_d = \frac{1}{2} \cdot (\pi \cdot D_i - g) \cdot \sqrt{\frac{Nu \cdot k_f}{D_i \cdot k_{tubo} \cdot \delta_{tubo}}}$$

Introduciendo valores en las ecuaciones:

$$\mu_d = 0.43$$

$$\eta_d = 0.942$$

$$S_\infty = 1.965$$

Con ello, el coeficiente de transmisión de calor entre el fluido y la zona de contacto:

$$k_{gF} = 509.318 \text{ W/mK}$$

El factor de eficiencia del colector es:

$$F' = 0.911$$

Y finalmente, el *factor de remoción de calor* será: $F_R = 0.91 \approx 0.9$.

II. Código en Fortran del colector de parrilla

```
SUBROUTINE TYPE196 (TIME,XIN,OUT,T,DTDT,PAR,INFO,ICNTRL,*)
```

```
C*****  
C Object: Colector de parrilla  
C Simulation Studio Model: Type196  
C  
C Author:  
C Editor:  
C Date:      April 26, 2009 last modified: April 26, 2009  
C  
C  
C ***  
C *** Model Parameters  
C ***  
C          N_tubos    - [-Inf;+Inf]  
C          D_i      m [-Inf;+Inf]  
C          D         m [-Inf;+Inf]  
C          delta_abs  m [-Inf;+Inf]  
C          L         m [-Inf;+Inf]  
C          w         m [-Inf;+Inf]  
C          k_abs     kJ/hr.m.K [-Inf;+Inf]  
C          U_BE     kJ/hr.m^2.K [-Inf;+Inf]  
C          Epsilon_abs - [-Inf;+Inf]  
C          Alpha_abs - [-Inf;+Inf]  
C          N_G      - [-Inf;+Inf]  
C          RefInd-  [-Inf;+Inf]  
C          XKL     - [-Inf;+Inf]  
C          g       m [-Inf;+Inf]  
C          k_tubo   kJ/hr.m.K [-Inf;+Inf]  
C          L_s     m [-Inf;+Inf]  
C          D_i_s   m [-Inf;+Inf]  
C          param    - [-Inf;+Inf]  
C          psi_st  - [-Inf;+Inf]  
C          psi_s   - [-Inf;+Inf]  
C          Xp      m [-Inf;+Inf]  
C ***  
C *** Model Inputs  
C ***  
C          T_in    C [-Inf;+Inf]  
C          m_dot_total kg/hr [-Inf;+Inf]  
C          T_a     C [-Inf;+Inf]  
C          G_T     kJ/hr.m^2 [-Inf;+Inf]  
C          u       m/s [-Inf;+Inf]  
C          G_h     kJ/hr.m^2 [-Inf;+Inf]  
C          G_d     kJ/hr.m^2 [-Inf;+Inf]  
C          rho_g   - [-Inf;+Inf]  
C          theta   degrees [-Inf;+Inf]  
C          beta    degrees [-Inf;+Inf]
```

```

C ***
C *** Model Outputs
C ***
C          T_e    C [-Inf;+Inf]
C          m_dot_t  kg/hr [-Inf;+Inf]
C          Q_total  kJ/hr [-Inf;+Inf]
C          T_abs  C [-Inf;+Inf]
C          F_R    - [-Inf;+Inf]
C          TauAlpha  - [-Inf;+Inf]
C          P_loss_out  Pa [-Inf;+Inf]
C          U_L    kJ/hr.m^2.K [-Inf;+Inf]
C          f_p    - [-Inf;+Inf]
C          Pr    - [-Inf;+Inf]
C          Gz    - [-Inf;+Inf]
C          Re_p  - [-Inf;+Inf]
C          Nu    - [-Inf;+Inf]
C          Nu_correg  - [-Inf;+Inf]
C          h_f    kJ/hr.m^2.K [-Inf;+Inf]
C          EAE    kJ/kg [-Inf;+Inf]
C ***
C *** Model Derivatives
C ***
C (Comments and routine interface generated by TRNSYS Studio)
C *****

C  TRNSYS access functions (allow to access TIME etc.)
  USE TrnsysConstants
  USE TrnsysFunctions

C-----
-----
C  REQUIRED BY THE MULTI-DLL VERSION OF TRNSYS
  !DEC$ATTRIBUTES DLLEXPORT :: TYPE196      !SET THE CORRECT TYPE NUMBER
HERE
C-----
-----
C-----
-----
C  TRNSYS DECLARATIONS
  IMPLICIT NONE                                !REQUIRES THE USER TO DEFINE ALL
VARIABLES
C BEFORE USING THEM
  DOUBLE PRECISION XIN                        !THE ARRAY FROM WHICH THE INPUTS TO
THIS TYPE
C WILL BE RETRIEVED
  DOUBLE PRECISION OUT                        !THE ARRAY WHICH WILL BE USED TO STORE THE
C OUTPUTS FROM THIS TYPE
  DOUBLE PRECISION TIME                       !THE CURRENT SIMULATION TIME - YOU MAY USE
THIS C VARIABLE BUT DO NOT SET IT!
  DOUBLE PRECISION PAR                        !THE ARRAY FROM WHICH THE PARAMETERS
FOR THIS

```

```

C TYPE WILL BE RETRIEVED
  DOUBLE PRECISION STORED      !THE STORAGE ARRAY FOR HOLDING
VARIABLES FROM
C TIMESTEP TO TIMESTEP
  DOUBLE PRECISION T          !AN ARRAY CONTAINING THE RESULTS
FROM THE
C DIFFERENTIAL EQUATION SOLVER
  DOUBLE PRECISION DTD T      !AN ARRAY CONTAINING THE DERIVATIVES TO
BE
C PASSED TO THE DIFF.EQ. SOLVER
  INTEGER*4 INFO(15)         !THE INFO ARRAY STORES AND PASSES
VALUABLE
C INFORMATION TO AND FROM THIS TYPE
  INTEGER*4 NP,NI,NOUT,ND !VARIABLES FOR THE MAXIMUM NUMBER OF
C PARAMETERS,INPUTS,OUTPUTS AND DERIVATIVES
  INTEGER*4 NPAR,NIN,NDER !VARIABLES FOR THE CORRECT NUMBER OF
C PARAMETERS,INPUTS,OUTPUTS AND DERIVATIVES
  INTEGER*4 IUNIT,ITYPE      !THE UNIT NUMBER AND TYPE NUMBER
FOR THIS
C COMPONENT
  INTEGER*4 ICNTRL           !AN ARRAY FOR HOLDING VALUES OF
CONTROL
C FUNCTIONS WITH THE NEW SOLVER
  INTEGER*4 NSTORED          !THE NUMBER OF VARIABLES THAT WILL BE
PASSED
C   INTO AND OUT OF STORAGE
  CHARACTER*3 OCHECK         !AN ARRAY TO BE FILLED WITH THE
CORRECT VARIABLE C   TYPES FOR THE OUTPUTS
  CHARACTER*3 YCHECK         !AN ARRAY TO BE FILLED WITH THE
CORRECT VARIABLE C   TYPES FOR THE INPUTS
C-----
-----
C-----
-----
C  USER DECLARATIONS - SET THE MAXIMUM NUMBER OF PARAMETERS (NP),
C  INPUTS (NI),
C  OUTPUTS (NOUT), AND DERIVATIVES (ND) THAT MAY BE SUPPLIED FOR THIS
TYPE
  PARAMETER (NP=21,NI=10,NOUT=16,ND=0,NSTORED=0)
C-----
-----
C-----
-----
C  REQUIRED TRNSYS DIMENSIONS
  DIMENSION XIN(NI),OUT(NOUT),PAR(NP),YCHECK(NI),OCHECK(NOUT),
1  STORED(NSTORED),T(ND),DTD(ND)
  INTEGER NITEMS
C-----
-----
C-----
-----

```

C ADD DECLARATIONS AND DEFINITIONS FOR THE USER-VARIABLES HERE

C PARAMETERS

DOUBLE PRECISION N_tubos
DOUBLE PRECISION D_i
DOUBLE PRECISION D
DOUBLE PRECISION delta_abs
DOUBLE PRECISION L
DOUBLE PRECISION w
DOUBLE PRECISION k_abs
DOUBLE PRECISION U_BE
DOUBLE PRECISION Epsilon_abs
DOUBLE PRECISION Alpha_abs
DOUBLE PRECISION N_G
DOUBLE PRECISION RefInd
DOUBLE PRECISION XKL
DOUBLE PRECISION g
DOUBLE PRECISION k_tubo
DOUBLE PRECISION L_s
DOUBLE PRECISION D_i_s
DOUBLE PRECISION param
DOUBLE PRECISION psi_st
DOUBLE PRECISION psi_s
DOUBLE PRECISION Xp

C INPUTS

DOUBLE PRECISION T_in
DOUBLE PRECISION m_dot_total
DOUBLE PRECISION T_a
DOUBLE PRECISION G_T
DOUBLE PRECISION u
DOUBLE PRECISION G_h
DOUBLE PRECISION G_d
DOUBLE PRECISION rho_g
DOUBLE PRECISION theta
DOUBLE PRECISION beta

C OUTPUTS

DOUBLE PRECISION T_e
DOUBLE PRECISION m_dot_t
DOUBLE PRECISION Q_total
DOUBLE PRECISION T_abs
DOUBLE PRECISION F_R
DOUBLE PRECISION TauAlpha
DOUBLE PRECISION P_loss_out
DOUBLE PRECISION U_L
DOUBLE PRECISION f_p
DOUBLE PRECISION Pr
DOUBLE PRECISION Gz
DOUBLE PRECISION Re_p
DOUBLE PRECISION Nu
DOUBLE PRECISION Nu_correg

```
DOUBLE PRECISION h_f  
DOUBLE PRECISION EAE
```

```
INTEGER ITER  
REAL*8 pi,A_A,TauAlf  
REAL*8 change,change2,T_abs_old,T_e_old  
REAL*8 m_dot,Q  
REAL*8 F_1,F,M,S_inf,K_gf,fd,ud  
REAL*8 delta_tubo  
REAL*8 rho,mu,C_f,k_f  
REAL*8 h_w,C,Epsilon_g,fw  
REAL*8 U_T,sigma,e,Tm
```

```
IF (INFO(7).GE.0) GO TO 100
```

```
T_abs=70.0
```

```
C-----  
-----
```

```
C READ IN THE VALUES OF THE PARAMETERS IN SEQUENTIAL ORDER
```

```
100 N_tubos=PAR(1)  
D_i=PAR(2)  
D=PAR(3)  
delta_abs=PAR(4)  
L=PAR(5)  
w=PAR(6)  
k_abs=PAR(7)/3.6d0  
U_BE=PAR(8)/3.6d0  
Epsilon_abs=PAR(9)  
Alpha_abs=PAR(10)  
N_G=PAR(11)  
RefInd=PAR(12)  
XKL=PAR(13)  
g=PAR(14)  
k_tubo=PAR(15)/3.6d0  
L_s=PAR(16)  
D_i_s=PAR(17)  
param=PAR(18)  
psi_st=PAR(19)  
psi_s=PAR(20)  
Xp=PAR(21)
```

```
C-----  
-----
```

```
C RETRIEVE THE CURRENT VALUES OF THE INPUTS TO THIS MODEL FROM THE XIN  
ARRAY IN C SEQUENTIAL ORDER
```

```
T_in=XIN(1)  
m_dot_total=XIN(2)/3600.d0  
T_a=XIN(3)  
G_T=XIN(4)/3.6d0  
u=XIN(5)
```

```

G_h=XIN(6)/3.6d0
G_d=XIN(7)/3.6d0
rho_g=XIN(8)
theta=XIN(9)
beta=XIN(10)
    IUNIT=INFO(1)
    ITYPE=INFO(2)

```

C-----

```

C  SET THE VERSION INFORMATION FOR TRNSYS
  IF(INFO(7).EQ.-2) THEN
    INFO(12)=16
    RETURN 1
  ENDIF

```

C-----

```

C  DO ALL THE VERY LAST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
  IF (INFO(8).EQ.-1) THEN
    RETURN 1
  ENDIF

```

C-----

```

C  PERFORM ANY 'AFTER-ITERATION' MANIPULATIONS THAT ARE REQUIRED HERE
C  e.g. save variables to storage array for the next timestep
  IF (INFO(13).GT.0) THEN
    NITEMS=0
  C    STORED(1)=... (if NITEMS > 0)
  C  CALL setStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
    RETURN 1
  ENDIF

```

C-----

```

C  DO ALL THE VERY FIRST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
  IF (INFO(7).EQ.-1) THEN

```

```

  C    SET SOME INFO ARRAY VARIABLES TO TELL THE TRNSYS ENGINE HOW THIS
  TYPE IS TO
  C    WORK
    INFO(6)=NOUT
    INFO(9)=1
    INFO(10)=0    !STORAGE FOR VERSION 16 HAS BEEN CHANGED

```

```

  C    SET THE REQUIRED NUMBER OF INPUTS, PARAMETERS AND DERIVATIVES THAT
  THE USER C    SHOULD SUPPLY IN THE INPUT FILE
  C    IN SOME CASES, THE NUMBER OF VARIABLES MAY DEPEND ON THE VALUE
  OF
  C    PARAMETERS TO THIS MODEL....
    NIN=NI
    NPAR=NP

```

NDER=ND

C CALL THE TYPE CHECK SUBROUTINE TO COMPARE WHAT THIS COMPONENT
REQUIRES

C TO WHAT IS SUPPLIED IN THE TRNSYS INPUT FILE
CALL TYPECK(1,INFO,NIN,NPAR,NDER)

C SET THE NUMBER OF STORAGE SPOTS NEEDED FOR THIS COMPONENT
NITEMS=0

C CALL setStorageSize(NITEMS,INFO)

C RETURN TO THE CALLING PROGRAM
RETURN 1

ENDIF

C-----

C DO ALL OF THE INITIAL TIMESTEP MANIPULATIONS HERE - THERE ARE NO
ITERATIONS AT

C THE INITIAL TIME

IF (TIME .LT. (getSimulationStartTime() +
. getSimulationTimeStep()/2.D0)) THEN

C SET THE UNIT NUMBER FOR FUTURE CALLS

IUNIT=INFO(1)
ITYPE=INFO(2)

C CHECK THE PARAMETERS FOR PROBLEMS AND RETURN FROM THE
SUBROUTINE IF AN

C ERROR IS FOUND

C IF(...) CALL TYPECK(-4,INFO,0,"BAD PARAMETER #",0)

C PERFORM ANY REQUIRED CALCULATIONS TO SET THE INITIAL VALUES OF THE
OUTPUTS

C HERE

C T_e
OUT(1)=0

C m_dot_t
OUT(2)=0

C Q_total
OUT(3)=0

C T_abs
OUT(4)=0

C F_R
OUT(5)=0

C TauAlpha
OUT(6)=0

C P_loss_out
OUT(7)=0

C U_L

```

C          OUT(8)=0
C          f_p
C          OUT(9)=0
C          Pr
C          OUT(10)=0
C          Gz
C          OUT(11)=0
C          Re_p
C          OUT(12)=0
C          Nu
C          OUT(13)=0
C          Nu_correg
C          OUT(14)=0
C          h_f
C          OUT(15)=0
C          EAE
C          OUT(16)=0

C  PERFORM ANY REQUIRED CALCULATIONS TO SET THE INITIAL STORAGE
C  VARIABLES HERE
C  NITEMS=0
C  STORED(1)=...

C  PUT THE STORED ARRAY IN THE GLOBAL STORED ARRAY
C  CALL setStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)

C  RETURN TO THE CALLING PROGRAM
C  RETURN 1

ENDIF

C-----
-----
C  *** ITS AN ITERATIVE CALL TO THIS COMPONENT ***
C-----
-----
C  RETRIEVE THE VALUES IN THE STORAGE ARRAY FOR THIS ITERATION
C  NITEMS=
C  CALL getStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
C  STORED(1)=
C-----
-----
C  CHECK THE INPUTS FOR PROBLEMS
C  IF(...) CALL TYPECK(-3,INFO,'BAD INPUT #',0,0)
C  IF(IERROR.GT.0) RETURN 1
C-----
-----
C  *** PERFORM ALL THE CALCULATION HERE FOR THIS MODEL. ***
C-----
-----
C  ADD YOUR COMPONENT EQUATIONS HERE; BASICALLY THE EQUATIONS
C  THAT WILL

```

```

C    CALCULATE THE OUTPUTS BASED ON THE PARAMETERS AND THE INPUTS.
REFER TO
C    CHAPTER 3 OF THE TRNSYS VOLUME 1 MANUAL FOR DETAILED
INFORMATION ON
C    WRITING TRNSYS COMPONENTS.

```

```

      m_dot=(m_dot_total)/N_tubos

```

```

C    PARA EVITAR PROBLEMAS DE PUNTO FLOTANTE
      IF(ABS(m_dot).LE.0.000001) m_dot=0.0

```

```

C***  CÁLCULO DEL PRODUCTO TAU*ALPHA  ***
      IF (G_T.GT.0.0.AND.Theta.LT.90) GO TO 200

```

```

      TauAlpha=0.0
      GO TO 300

```

```

200  TauAlpha=TauAlf(beta,N_G,XKL,RefInd,Alpha_abs,G_d,G_h,G_T,
      .theta,rho_g)

```

```

C    VALOR DE LA CONSTANTE PI Y CÁLCULO DEL ÁREA DE UN TRAMO DE
TUBO PARA UN

```

```

C    SOLO TUBO

```

```

300  pi=3.141592654d0
      A_A=w*L

```

```

C    SI NO HAY FLUJO
      IF(m_dot.LE.0.) GO TO 400

```

```

C***  BUCLE PARA EL CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL ABSORBEDOR Y LA
TEMPERATURA C    DE SALIDA  ***

```

```

C    VALORES INICIALES NECESARIOS PARA EL PROCESO ITERATIVO

```

```

      change=10.0
      change2=10.0
      ITER=0

```

```

      T_e=20.0
      T_abs=30.0

```

```

C    INICIO DEL BUCLE
      DO WHILE (change>0.001.OR.change2>0.001)

```

```

C    ALMACENA LA TEMPERATURA DEL ABSORBEDOR
C    Y LA TEMPERATURA DE SALIDA DE LA ITERACIÓN ANTERIOR

```

```

      T_abs_old=T_abs
      T_e_old=T_e

```

```

C***  CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR  ***
      IF (T_abs.LE.T_a) T_abs=T_a+1.0d0

```

C APROXIMACIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL VIENTO

$$h_w = 5.7d_0 + 3.8d_0 * u$$

C VALORES DE EMISIVIDAD DEL CRISTAL Y CONSTANTE SIGMA

$$\text{Epsilon}_g = 0.88d_0$$

$$\text{sigma} = 5.67E-08$$

C CORRELACIÓN DE KLEIN PARA LAS PÉRDIDAS EN LA CUBIERTA

$$C = 520.0d_0 * (1.0d_0 - 0.000051d_0 * \text{beta}^{**2}.d_0)$$

$$e = 0.430d_0 * (1.0d_0 - 100.d_0 / (T_{\text{abs}} + 273.15d_0))$$

$$fw = (1.0d_0 + 0.089d_0 * h_w - 0.1166d_0 * h_w * \text{Epsilon}_{\text{abs}}) *$$

$$.(1.0d_0 + 0.07866d_0 * N_G)$$

$$U_T = (N_G / (C / (T_{\text{abs}} + 273.15d_0) * ((T_{\text{abs}} - T_a) /$$

$$.(N_G + fw))^{**e} + 1.0d_0 / h_w)^{**(-1.d_0)} + \text{sigma} * ((T_{\text{abs}} + 273.15d_0)$$

$$.+ (T_a + 273.15d_0)) * ((T_{\text{abs}} + 273.15d_0)$$

$$.**2.d_0 + (T_a + 273.15d_0)^{**2}.d_0) / ((\text{Epsilon}_{\text{abs}} + 0.00591d_0 * N_G$$

$$.* h_w)^{**(-1.d_0)} + (2.d_0 * N_G + fw - 1.0d_0 + 0.133d_0 * \text{Epsilon}_{\text{abs}}) / \text{Epsilon}_g -$$

$$.N_G)$$

C COEFICIENTE DE PÉRDIDAS TOTALES

$$U_L = (U_T + U_{BE})$$

C*** CÁLCULO DE LA TEMPERATURA MEDIA Y DE LAS PROPIEDADES DEL FLUIDO ***

$$T_m = (T_{in} + T_e) / 2$$

C Se han estimado correlaciones para las propiedades del agua

C en función de la temperatura media del fluido a partir de tablas

$$\mu = 0.0000001d_0 * T_m^{**2}.d_0 - 0.00003d_0 * T_m + 0.0015d_0$$

$$C_f = 0.0099d_0 * T_m^{**2} - 0.8087d_0 * T_m + 4197.d_0$$

$$k_f = -0.000008d_0 * T_m^{**2}.d_0 + 0.0019d_0 * T_m + 0.5641d_0$$

$$\rho = -0.0033d_0 * T_m^{**2} - 0.1063d_0 * T_m + 1001.6d_0$$

C CÁLCULO DEL NÚMERO DE PRANDTL

$$Pr = \mu * C_f / k_f$$

C*** CÁLCULO DEL NÚMERO DE NUSSELT ***

$$\text{Call HEATTRANSFERDOS}(T_{\text{abs}}, \mu, m_{\text{dot}}, D_i, Pr, Nu,$$

$$.Nu_{\text{correg}}, X_p, G_z, Re_p, k_f, h_f);$$

C*** CÁLCULO DEL FACTOR DE REMOCIÓN DE CALOR ***

$$m_{\text{flat}} = \text{sqrt}(U_L / (k_{\text{abs}} * \text{delta}_{\text{abs}}))$$

$$F = \tanh(m_{\text{flat}} * (w - g) / 2.d_0) / (m_{\text{flat}} * (w - g) / 2.d_0)$$

$$\text{delta}_{\text{tubo}} = (D - D_i) / 2.d_0$$

$$ud = (((\pi * D_i) - g) / 2.d_0) * \text{sqrt}(Nu * k_f / (D_i * k_{\text{tubo}} * \text{delta}_{\text{tubo}}))$$

$$fd = \tanh(ud) / ud$$

$$S_{\text{inf}} = ((\pi * fd) / 2.d_0) + (((1 + fd) * g) / 2.d_0) / D_i$$

$$K_{gf} = S_{\text{inf}} * k_f * Nu / (\pi * D_i / 2.d_0)$$

$$F_1 = 1.d0 / (w * (1.d0 / ((w-g) * F + g) + U_L / (K_{gf} * \pi * D_i)))$$

$$F_R = m_{dot} * C_f / (A_A * U_L) * (1.d0 - \exp(-A_A * U_L * F_1 / (m_{dot} * C_f)))$$

C*** CÁLCULO DEL CALOR ÚTIL ***

$$Q = A_A * F_R * (G_T * \tau_{\alpha} - U_L * (T_{in} - T_a))$$

C CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL ABSORBEDOR

$$T_{abs} = T_{in} + (Q / (A_A * F_R * U_L)) * (1.d0 - F_R)$$

change=abs(T_abs-T_abs_old)

C CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL ABSORBEDOR

$$T_e = Q / (m_{dot} * C_f) + T_{in}$$

change2=abs(T_e-T_e_old)

C PASO A SIGUIENTE ITERACIÓN

$$ITER = ITER + 1$$

C FIN DEL BUCLE

END DO

C*** CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN ***

$$Call \text{ PRESSUREDROPS}(m_{dot}, D_i, D_i_s, \mu, \rho, L, L_s, \\ .P_{loss_out}, \psi_{st}, \psi_s, param, f_p)$$

C*** CÁLCULO DEL CALOR TOTAL Y LA ENERGÍA ACUMULADA ESPECÍFICA ***

$$Q_{total} = Q * N_{tubos}$$

! Q_total= Q de un tramo x número de tubos
! Para hallar el Q_total del colector, hay que sumar
! los Q_total de todos los tramos considerados.

$$m_{dot_t} = m_{dot_total}$$

! El caudal de entrada es igual al de salida

$$EAE = (Q_{total} / m_{dot_total}) - (P_{loss_out} / \rho)$$

! Se calculará una variable "Energía acumulada específica" (KJ/kg),
! que tenga en cuenta el Q_total específico de cada tramo menos
! las pérdidas hidráulicas correspondientes a cada uno.
! Este parámetro ayudará a valorar el beneficio que supone insertar
! muelles en el interior de los tubos al compararlo con el valor que
! ofrece el colector mejorado.

GO TO 500

C SI NO HAY FLUJO

400 Q=0.0

C*** BUCLE PARA EL CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL ABSORBEDOR Y LA TEMPERATURA C DE SALIDA ***

```

C     VALORES INICIALES NECESARIOS PARA EL PROCESO ITERATIVO
change=10.0
change2=10.0
ITER=0

C     INICIO DEL BUCLE
DO WHILE (change>0.001.OR.change2>0.001)

C     ALMACENA LA TEMPERATURA DEL ABSORBEDOR
C     Y LA TEMPERATURA DE SALIDA DE LA ITERACIÓN ANTERIOR
T_abs_old=T_abs
T_e_old=T_e

C***  CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR  ***
IF (T_abs.LE.T_a) T_abs=T_a+1.0d0

C     APROXIMACIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL
VIENTO
h_w=5.7d0+3.8d0*u

C     VALORES DE EMISIVIDAD DEL CRISTAL Y CONSTANTE SIGMA
Epsilon_g=0.88d0
sigma=5.67E-08

C     CORRELACIÓN DE KLEIN PARA LAS PÉRDIDAS EN LA CUBIERTA
C=520.0d0*(1.d0-0.000051d0*beta**2.d0)
e=0.430d0*(1.d0-100.d0/(T_abs+273.15d0))
fw=(1.d0+0.089d0*h_w-0.1166d0*h_w*Epsilon_abs)*(1.d0+0.07866d0*N_G)
U_T=(N_G/(C/(T_abs+273.15d0)*((T_abs-T_a)/
.(N_G+fw)**e)+1.d0/h_w)**(-1.d0)+sigma*((T_abs+273.15d0)
.+(T_a+273.15d0))*((T_abs+273.15d0)
**2.d0+(T_a+273.15d0)**2.d0)/((Epsilon_abs+0.00591d0*N_G
.*h_w)**(-1.d0)+(2.d0*N_G+fw-1.d0+0.133d0*Epsilon_abs)/Epsilon_g-
.N_G)

C     COEFICIENTE DE PÉRDIDAS TOTALES
U_L=(U_T+U_BE)

C***  CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL ABSORBEDOR  ***
T_abs=T_e
! Se corresponde con la temperatura de estancamiento
change =abs(T_abs-T_abs_old)

C***  CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL ABSORBEDOR  ***
T_e=T_a+G_T*TauAlpha/U_L
change2=abs(T_e-T_e_old)

C     PASO A LA SIGUIENTE ITERACIÓN
ITER=ITER+1

```

```
C FIN DEL BUCLE
C END DO
```

```
P_loss_out=0.0
EAE=0.0
Q_total=0.0
```

```
C-----
C-----
```

```
C SET THE STORAGE ARRAY AT THE END OF THIS ITERATION IF NECESSARY
```

```
C NITEMS=
```

```
C STORED(1)=
```

```
C CALL setStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
```

```
C-----
C-----
```

```
C REPORT ANY PROBLEMS THAT HAVE BEEN FOUND USING CALLS LIKE THIS:
```

```
C CALL MESSAGES(-1,'put your message here','MESSAGE',IUNIT,ITYPE)
```

```
C CALL MESSAGES(-1,'put your message here','WARNING',IUNIT,ITYPE)
```

```
C CALL MESSAGES(-1,'put your message here','SEVERE',IUNIT,ITYPE)
```

```
C CALL MESSAGES(-1,'put your message here','FATAL',IUNIT,ITYPE)
```

```
C-----
C-----
```

```
C SET THE OUTPUTS FROM THIS MODEL IN SEQUENTIAL ORDER AND GET OUT
```

```
C T_e
```

```
500 OUT(1)=T_e
```

```
C m_dot_t
```

```
OUT(2)=m_dot_t*3600
```

```
C Q_total
```

```
OUT(3)=Q_total*3.6d0
```

```
C T_abs
```

```
OUT(4)=T_abs
```

```
C F_R
```

```
OUT(5)=F_R
```

```
C TauAlpha
```

```
OUT(6)=TauAlpha
```

```
C P_loss_out
```

```
OUT(7)=P_loss_out
```

```
C U_L
```

```
OUT(8)=U_L*3.6d0
```

```
C f_p
```

```
OUT(9)=f_p
```

```
C Pr
```

```
OUT(10)=Pr
```

```
C Gz
```

```
OUT(11)=Gz
```

```
C Re_p
```

```
OUT(12)=Re_p
```

```
C Nu
```

```
OUT(13)=Nu
```

```
C Nu_correg
```

```
C          OUT(14)=Nu_correg
C          h_f
C          OUT(15)=h_f*3.6
C          EAE
C          OUT(16)=EAE/1000

C-----
-----
C  EVERYTHING IS DONE - RETURN FROM THIS SUBROUTINE AND MOVE ON
  RETURN 1
  END
C-----
-----
```

```

C*****
FUNCTION TauAlf(beta,N_G,XKL,RefInd,Alpha,G_d,G_h,G_T,
.theta,rho_g)

IMPLICIT NONE
INTEGER N_G
REAL*8 beta,XKL,RefInd,Alpha,Rho_d,radconvert,TALN,theta
REAL*8 theta_sky,theta_ground,XKATDS,XKATDG,XKATB,XKAT,TAU_ALPHA
REAL*8 F_sky,F_gnd,ID_sky,ID_gnd,G_d,G_h,G_T,TauAlf,rho_g

radconvert=0.017453d0

C COVER TRANSMITTANCE AT NORMAL INCIDENCE
rho_d=-1.d0
TALN=TAU_ALPHA(N_G,0.0,XKL,RefInd,Alpha,Rho_d)

C USE THE RELATIONS OF BRANDEMUEHL FOR EFFECTIVE INCIDENCE ANGLES

C FOR DIFFUSE RADIATION
theta_sky=59.68d0-0.1388d0*beta+0.001497d0*beta*beta
theta_ground=90.d0-0.5788d0*beta+0.002693d0*beta*beta

C DIFFUSE SKY RADIATION TAUALPHA RATIO
XKATDS=TAU_ALPHA(N_G,theta_sky,XKL,RefInd,Alpha,Rho_d)/TALN

C GROUND REFLECTED RADIATION TAUALPHA RATIO
XKATDG=TAU_ALPHA(N_G,theta_ground,XKL,RefInd,Alpha,Rho_d)/TALN

C BEAM RADIATION TAUALPHA RATIO
XKATB=TAU_ALPHA(N_G,theta,XKL,RefInd,Alpha,Rho_d)/TALN

C VIEW FACTORS
F_SKY=(1.d0+cos(beta*radconvert))/2.d0
F_GND=(1.d0-cos(beta*radconvert))/2.d0

C SKY DIFFUSE RADIATION
ID_SKY=F_SKY*G_d

C GROUND DIFFUSE RADIATION
ID_GND=Rho_g*F_GND*G_h

C OVERALL TAUALPHA RATIO
XKAT=(XKATB*(G_T-ID_SKY-
ID_GND)+XKATDS*ID_SKY+XKATDG*ID_GND)/G_T
TauAlf=TALN*XKAT

RETURN
END

```

```

C*****
  Subroutine HEATTRANSFERDOS(T_abs,mu,m_dot,D_i,Pr,Nu,
    .Nu_correg,Xp,Gz,Re_p,k_f,h_f);

    IMPLICIT NONE
    REAL*8 Pr,Nu,Xp,D_i,m_dot,mu,mu_p,T_abs,k_f,h_f
    REAL*8 pi,Re_p,Gz,term1,term2,term3,f_p,Nu_correg

C  CONSTANTE PI Y NÚMEROS ADIMENSIONALES
    pi=3.141592654d0

    Re_p=4.d0*m_dot/(pi*D_i*mu)
    Gz=pi*D_i*Re_p*Pr/(4.d0*Xp)

C  CÁLCULO DEL NÚMERO DE NUSSELT

    If (Re_p.LT.2300) Then                                ! LAMINAR (0<Re<2300)

        term1=1+(Gz/29.6d0)**2.d0
        term2=1.d0+(Pr/0.0207d0)**(2.d0/3.d0)
        term3=Gz/19.04d0

        Nu=4.36d0*term1**(1.d0/6.d0)*(1.d0+(term3/(term2**(1.d0/2.d0)
        *(term1)**(2.d0/3.d0))**(3.d0/2.d0))**(1.d0/3.d0)

        mu_p=0.0000001d0*T_abs**2.d0-0.00003d0*T_abs+0.0015d0

        Nu_correg=Nu*(mu/mu_p)**(0.14d0)

    Else                                                  ! TURBULENTO (2300<Re<25000)

        f_p=(1.58d0*LOG(Re_p)-3.28d0)**(-2.d0)

        Nu=(f_p/2)*(Re_p-1000)*Pr
        ./(1.d0+12.7d0*(f_p/2)**0.5d0*(Pr**(2.d0/3.d0)-1.d0))

        Nu_correg=Nu

    End If

C  CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL FLUIDO
    h_f=Nu_correg*k_f/D_i

    RETURN
    END

```

```

C*****
Subroutine PRESSUREDOPDOS(m_dot,D_i,D_i_s,mu,rho,L,L_s,
.P_loss_out,psi_st,psi_s,param,f_p)

IMPLICIT NONE
REAL*8 m_dot,D_i,D_i_s,mu,rho,L,L_s,pi,f_p,f_s,Re_p,Re_s,v_s,
.v_p,P_loss_in,P_loss_out, P_loss_total,psi_st,psi_s,param
REAL*8 P_loss_p,P_loss_s,P_loss_k

pi=3.141592654d0

```

C PÉRDIDAS DE FRICCIÓN DEL TUBO PRINCIPAL

```

Re_p=4.d0*m_dot/(pi*D_i*mu)

If (Re_p.LT.2300) Then           !LAMINAR

f_p=16.d0/Re_p
!Factor de fricción de Fanning

Else                               !TURBULENTO

f_p=(1.58d0*LOG(Re_p)-3.28d0)**(-2.d0)
!Factor de fricción de Fanning

End If

v_p=m_dot/(rho*pi*(D_i/2.0)**2)
P_loss_p=(4.d0*f_p*L*rho*(v_p**2.d0))/(D_i**2.d0)

```

C PÉRDIDAS DE FRICCIÓN DEL TUBO SECUNDARIO

```

Re_s=4.d0*(m_dot/2.d0)/(pi*D_i_s*mu)

If (Re_s.LT.2300) Then           !LAMINAR

f_s=16.d0/Re_s
!Factor de fricción de Fanning

Else                               !TURBULENTO

f_s=(1.58d0*LOG(Re_s)-3.28d0)**(-2.d0)
!Factor de fricción de Fanning

End If

v_s=(m_dot/2)/(rho*pi*(D_i_s/2.0)**2)
P_loss_s=(4*f_s*L_s*rho*v_s**2)/(D_i_s**2.0)

```

C PÉRDIDAS EN LOS ACCESORIOS

$$P_loss_k=(psi_s*rho*(v_s)**2)/2+(psi_s*rho*(v_p)**2)/2$$

C PÉRDIDAS DE CARGA TOTALES

If (param.EQ.1) Then

! Estableceremos el siguiente criterio para el parámetro "param":

! -> El valor 2 cuando el colector simula la primera o última sección del tubo

! principal, de modo que añada las pérdidas de tubos secundarios y accesorios.

! -> o 1 para tramos intermedios del tubo principal.

$$P_loss_total=P_loss_p$$

Else

$$P_loss_total=P_loss_p+(P_loss_s+P_loss_k)$$

End If

$$P_loss_out=P_loss_total$$

RETURN

END

III. Código en Fortran del colector de parrilla

```

SUBROUTINE TYPE195
(TIME,XIN,OUT,T,DTDT,PAR,INFO,ICNTRL,*)
C*****
C Object: Colector de parrilla con muelles insertados en el interior de sus tubos
C Simulation Studio Model: Type195
C
C Author:
C Editor:
C Date:      March 26, 2009 last modified: March 26, 2009
C
C
C ***
C *** Model Parameters
C ***
C          N_tubos    - [-Inf;+Inf]
C          D_i      m [-Inf;+Inf]
C          D        m [-Inf;+Inf]
C          delta_abs  m [-Inf;+Inf]
C          L        m [-Inf;+Inf]
C          w        m [-Inf;+Inf]
C          k_abs    kJ/hr.m.K [-Inf;+Inf]
C          U_BE    kJ/hr.m^2.K [-Inf;+Inf]
C          Epsilon_abs - [-Inf;+Inf]
C          Alpha_abs - [-Inf;+Inf]
C          N_G      - [-Inf;+Inf]
C          RefInd-  [-Inf;+Inf]
C          XKL      - [-Inf;+Inf]
C          g        m [-Inf;+Inf]
C          k_tubo   kJ/hr.m.K [-Inf;+Inf]
C          L_s     m [-Inf;+Inf]
C          D_i_s   m [-Inf;+Inf]
C          param    - [-Inf;+Inf]
C          psi_st  - [-Inf;+Inf]
C          psi_s   - [-Inf;+Inf]
C          Xp      m [-Inf;+Inf]
C          p_muelle m [-Inf;+Inf]
C          e_muelle m [-Inf;+Inf]
C ***
C *** Model Inputs
C ***
C          T_in    C [-Inf;+Inf]
C          m_dot_total kg/hr [-Inf;+Inf]
C          T_a     C [-Inf;+Inf]
C          G_T    kJ/hr.m^2 [-Inf;+Inf]
C          u      m/s [-Inf;+Inf]
C          G_h    kJ/hr.m^2 [-Inf;+Inf]
C          G_d    kJ/hr.m^2 [-Inf;+Inf]
C          rho_g  - [-Inf;+Inf]
C          theta  degrees [-Inf;+Inf]

```

```

C          beta  degrees [-Inf;+Inf]

C ***
C *** Model Outputs
C ***
C          T_e    C [-Inf;+Inf]
C          m_dot_t  kg/hr [-Inf;+Inf]
C          Q_total  kJ/hr [-Inf;+Inf]
C          T_abs C [-Inf;+Inf]
C          F_R    - [-Inf;+Inf]
C          TauAlpha  - [-Inf;+Inf]
C          P_loss_out  Pa [-Inf;+Inf]
C          U_L    kJ/hr.m^2.K [-Inf;+Inf]
C          f_p    - [-Inf;+Inf]
C          Pr     - [-Inf;+Inf]
C          Gz     - [-Inf;+Inf]
C          Re_p   - [-Inf;+Inf]
C          Nu     - [-Inf;+Inf]
C          h_f    kJ/hr.m^2.K [-Inf;+Inf]
C          EAE    kJ/kg [-Inf;+Inf]
C ***
C *** Model Derivatives
C ***
C (Comments and routine interface generated by TRNSYS Studio)
C *****

C  TRNSYS access functions (allow to access TIME etc.)
  USE TrnsysConstants
  USE TrnsysFunctions

C-----
-----
C  REQUIRED BY THE MULTI-DLL VERSION OF TRNSYS
  !DEC$ATTRIBUTES DLLEXPORT :: TYPE195      !SET THE CORRECT TYPE NUMBER
  HERE
C-----
-----
C  TRNSYS DECLARATIONS
  IMPLICIT NONE                                !REQUIRES THE USER TO DEFINE ALL
  VARIABLES
  C BEFORE USING THEM

          DOUBLE PRECISION XIN                !THE ARRAY FROM WHICH THE INPUTS TO
  THIS TYPE
  C WILL BE RETRIEVED
          DOUBLE PRECISION OUT                !THE ARRAY WHICH WILL BE USED TO STORE THE
  C OUTPUTS FROM THIS TYPE
          DOUBLE PRECISION TIME                !THE CURRENT SIMULATION TIME - YOU MAY USE
  THIS C VARIABLE BUT DO NOT SET IT!
          DOUBLE PRECISION PAR                !THE ARRAY FROM WHICH THE PARAMETERS
  FOR THIS

```

```

C TYPE WILL BE RETRIEVED
  DOUBLE PRECISION STORED      !THE STORAGE ARRAY FOR HOLDING
VARIABLES FROM
C TIMESTEP TO TIMESTEP
  DOUBLE PRECISION T          !AN ARRAY CONTAINING THE RESULTS
FROM THE
C DIFFERENTIAL EQUATION SOLVER
  DOUBLE PRECISION DTD T      !AN ARRAY CONTAINING THE DERIVATIVES TO
BE
C PASSED TO THE DIFF.EQ. SOLVER
  INTEGER*4 INFO(15)          !THE INFO ARRAY STORES AND PASSES
VALUABLE
C INFORMATION TO AND FROM THIS TYPE
  INTEGER*4 NP,NI,NOUT,ND !VARIABLES FOR THE MAXIMUM NUMBER OF
C PARAMETERS,INPUTS,OUTPUTS AND DERIVATIVES
  INTEGER*4 NPAR,NIN,NDER !VARIABLES FOR THE CORRECT NUMBER OF
C PARAMETERS,INPUTS,OUTPUTS AND DERIVATIVES
  INTEGER*4 IUNIT,ITYPE      !THE UNIT NUMBER AND TYPE NUMBER
FOR THIS
C COMPONENT
  INTEGER*4 ICNTRL           !AN ARRAY FOR HOLDING VALUES OF
CONTROL
C FUNCTIONS WITH THE NEW SOLVER
  INTEGER*4 NSTORED          !THE NUMBER OF VARIABLES THAT WILL BE
PASSED
C INTO AND OUT OF STORAGE
  CHARACTER*3 OCHECK        !AN ARRAY TO BE FILLED WITH THE
CORRECT VARIABLE C TYPES FOR THE OUTPUTS
  CHARACTER*3 YCHECK        !AN ARRAY TO BE FILLED WITH THE
CORRECT VARIABLE C TYPES FOR THE INPUTS
C-----
-----
C  USER DECLARATIONS - SET THE MAXIMUM NUMBER OF PARAMETERS (NP),
INPUTS (NI),
C  OUTPUTS (NOUT), AND DERIVATIVES (ND) THAT MAY BE SUPPLIED FOR THIS
TYPE
  PARAMETER (NP=23,NI=10,NOUT=15,ND=0,NSTORED=0)
C-----
-----
C  REQUIRED TRNSYS DIMENSIONS
  DIMENSION XIN(NI),OUT(NOUT),PAR(NP),YCHECK(NI),OCHECK(NOUT),
1  STORED(NSTORED),T(ND),DTD(ND)
  INTEGER NITEMS
C-----
-----
C  ADD DECLARATIONS AND DEFINITIONS FOR THE USER-VARIABLES HERE

C  PARAMETERS
  DOUBLE PRECISION N_tubos
  DOUBLE PRECISION D_i
  DOUBLE PRECISION D

```

DOUBLE PRECISION delta_abs
DOUBLE PRECISION L
DOUBLE PRECISION w
DOUBLE PRECISION k_abs
DOUBLE PRECISION U_BE
DOUBLE PRECISION Epsilon_abs
DOUBLE PRECISION Alpha_abs
DOUBLE PRECISION N_G
DOUBLE PRECISION RefInd
DOUBLE PRECISION XKL
DOUBLE PRECISION g
DOUBLE PRECISION k_tubo
DOUBLE PRECISION L_s
DOUBLE PRECISION D_i_s
DOUBLE PRECISION param
DOUBLE PRECISION psi_st
DOUBLE PRECISION psi_s
DOUBLE PRECISION Xp
DOUBLE PRECISION p_muelle
DOUBLE PRECISION e_muelle

C INPUTS

DOUBLE PRECISION T_in
DOUBLE PRECISION m_dot_total
DOUBLE PRECISION T_a
DOUBLE PRECISION G_T
DOUBLE PRECISION u
DOUBLE PRECISION G_h
DOUBLE PRECISION G_d
DOUBLE PRECISION rho_g
DOUBLE PRECISION theta
DOUBLE PRECISION beta

C OUTPUTS

DOUBLE PRECISION T_e
DOUBLE PRECISION m_dot_t
DOUBLE PRECISION Q_total
DOUBLE PRECISION T_abs
DOUBLE PRECISION F_R
DOUBLE PRECISION TauAlpha
DOUBLE PRECISION P_loss_out
DOUBLE PRECISION U_L
DOUBLE PRECISION f_p
DOUBLE PRECISION Pr
DOUBLE PRECISION Gz
DOUBLE PRECISION Re_p
DOUBLE PRECISION Nu
DOUBLE PRECISION h_f
DOUBLE PRECISION EAE

INTEGER ITER

```

REAL*8 pi,A_A,TauAlf
REAL*8 change,change2,T_abs_old,T_e_old
REAL*8 m_dot,Q
REAL*8 F_1,F,M,S_inf,K_gf,fd,ud
REAL*8 delta_tubo
REAL*8 rho,mu,C_f,k_f
REAL*8 h_w,C,Epsilon_g,fw
REAL*8 U_T,sigma,e,Tm

```

```

IF (INFO(7).GE.0) GO TO 100

```

```

T_abs=70.0

```

C-----

C READ IN THE VALUES OF THE PARAMETERS IN SEQUENTIAL ORDER

```

100 N_tubos=PAR(1)
D_j=PAR(2)
D=PAR(3)
delta_abs=PAR(4)
L=PAR(5)
w=PAR(6)
k_abs=PAR(7)/3.6d0
U_BE=PAR(8)/3.6d0
Epsilon_abs=PAR(9)
Alpha_abs=PAR(10)
N_G=PAR(11)
RefInd=PAR(12)
XKL=PAR(13)
g=PAR(14)
k_tubo=PAR(15)/3.6d0
L_s=PAR(16)
D_i_s=PAR(17)
param=PAR(18)
psi_st=PAR(19)
psi_s=PAR(20)
Xp=PAR(21)
p_muelle=PAR(22)
e_muelle=PAR(23)

```

C-----

C RETRIEVE THE CURRENT VALUES OF THE INPUTS TO THIS MODEL FROM THE XIN ARRAY IN C SEQUENTIAL ORDER

```

T_in=XIN(1)
m_dot_total=XIN(2)/3600.d0
T_a=XIN(3)
G_T=XIN(4)/3.6d0
u=XIN(5)
G_h=XIN(6)/3.6d0
G_d=XIN(7)/3.6d0

```

```

rho_g=XIN(8)
theta=XIN(9)
beta=XIN(10)
  IUNIT=INFO(1)
  ITYPE=INFO(2)

```

C-----

```

C  SET THE VERSION INFORMATION FOR TRNSYS
  IF(INFO(7).EQ.-2) THEN
    INFO(12)=16
    RETURN 1
  ENDIF

```

C-----

```

C  DO ALL THE VERY LAST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
  IF (INFO(8).EQ.-1) THEN
    RETURN 1
  ENDIF

```

C-----

```

C  PERFORM ANY 'AFTER-ITERATION' MANIPULATIONS THAT ARE REQUIRED HERE
C  e.g. save variables to storage array for the next timestep
  IF (INFO(13).GT.0) THEN
    NITEMS=0
  C    STORED(1)=... (if NITEMS > 0)
  C    CALL setStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
    RETURN 1
  ENDIF

```

C
C-----

```

C  DO ALL THE VERY FIRST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
  IF (INFO(7).EQ.-1) THEN

```

```

C    SET SOME INFO ARRAY VARIABLES TO TELL THE TRNSYS ENGINE HOW THIS
TYPE IS TO

```

```

C  WORK
  INFO(6)=NOUT
  INFO(9)=1
  INFO(10)=0  !STORAGE FOR VERSION 16 HAS BEEN CHANGED

```

```

C    SET THE REQUIRED NUMBER OF INPUTS, PARAMETERS AND DERIVATIVES THAT
THE USER

```

```

C  SHOULD SUPPLY IN THE INPUT FILE

```

```

C  IN SOME CASES, THE NUMBER OF VARIABLES MAY DEPEND ON THE VALUE
OF

```

```

C  PARAMETERS TO THIS MODEL....

```

```

  NIN=NI
  NPAR=NP
  NDER=ND

```

```

C   CALL THE TYPE CHECK SUBROUTINE TO COMPARE WHAT THIS COMPONENT
REQUIRES
C   TO WHAT IS SUPPLIED IN
C   THE TRNSYS INPUT FILE
  CALL TYPECK(1,INFO,NIN,NPAR,NDER)

C   SET THE NUMBER OF STORAGE SPOTS NEEDED FOR THIS COMPONENT
NITEMS=0
C   CALL setStorageSize(NITEMS,INFO)

C   RETURN TO THE CALLING PROGRAM
  RETURN 1

ENDIF

C-----
-----
C   DO ALL OF THE INITIAL TIMESTEP MANIPULATIONS HERE - THERE ARE NO
ITERATIONS AT
C   THE INTIAL TIME
  IF (TIME .LT. (getSimulationStartTime() +
. getSimulationTimeStep()/2.D0)) THEN

C   SET THE UNIT NUMBER FOR FUTURE CALLS
  IUNIT=INFO(1)
  ITYPE=INFO(2)

C   CHECK THE PARAMETERS FOR PROBLEMS AND RETURN FROM THE
SUBROUTINE IF AN
C   ERROR IS FOUND
C   IF(...) CALL TYPECK(-4,INFO,0,"BAD PARAMETER #",0)

C   PERFORM ANY REQUIRED CALCULATIONS TO SET THE INITIAL VALUES OF THE
OUTPUTS
C   HERE
C       T_e
          OUT(1)=0
C       m_dot_t
          OUT(2)=0
C       Q_total
          OUT(3)=0
C       T_abs
          OUT(4)=0
C       F_R
          OUT(5)=0
C       TauAlpha
          OUT(6)=0
C       P_loss_out
          OUT(7)=0
C       U_L
          OUT(8)=0

```

```

C      f_p      OUT(9)=0
C      Pr      OUT(10)=0
C      Gz      OUT(11)=0
C      Re_p    OUT(12)=0
C      Nu      OUT(13)=0
C      h_f     OUT(14)=0
C      EAE     OUT(15)=0

```

```

C      PERFORM ANY REQUIRED CALCULATIONS TO SET THE INITIAL STORAGE
VARIABLES HERE

```

```

      NITEMS=0
C      STORED(1)=...

```

```

C      PUT THE STORED ARRAY IN THE GLOBAL STORED ARRAY
C      CALL setStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)

```

```

C      RETURN TO THE CALLING PROGRAM
      RETURN 1

```

```

ENDIF

```

```

C-----
-----

```

```

C      *** ITS AN ITERATIVE CALL TO THIS COMPONENT ***

```

```

C-----
-----

```

```

C      RETRIEVE THE VALUES IN THE STORAGE ARRAY FOR THIS ITERATION

```

```

C      NITEMS=
C      CALL getStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
C      STORED(1)=

```

```

C-----
-----

```

```

C      CHECK THE INPUTS FOR PROBLEMS

```

```

C      IF(...) CALL TYPECK(-3,INFO,'BAD INPUT #',0,0)
C      IF(IERROR.GT.0) RETURN 1

```

```

C-----
-----

```

```

C      *** PERFORM ALL THE CALCULATION HERE FOR THIS MODEL. ***

```

```

C-----
-----

```

```

C      ADD YOUR COMPONENT EQUATIONS HERE; BASICALLY THE EQUATIONS
THAT WILL

```

```

C      CALCULATE THE OUTPUTS BASED ON THE PARAMETERS AND THE INPUTS.
REFER TO

```

C CHAPTER 3 OF THE TRNSYS VOLUME 1 MANUAL FOR DETAILED
INFORMATION ON
C WRITING TRNSYS COMPONENTS.

$m_{dot}=(m_{dot_total})/N_{tubos}$

C PARA EVITAR PROBLEMAS DE PUNTO FLOTANTE
IF (ABS(m_dot).LE.0.000001) m_dot=0.0

C*** CÁLCULO DEL PRODUCTO TAU*ALPHA ***
IF (G_T.GT.0.0.AND.Theta.LT.90) GO TO 200

TauAlpha=0.0
GO TO 300

200 TauAlpha=TauAlf(beta,N_G,XKL,RefInd,Alpha_abs,G_d,G_h,G_T,
.theta,rho_g)

C VALOR DE LA CONSTANTE PI Y CÁLCULO DEL ÁREA DE UN TRAMO DE
TUBO PARA UN

C SOLO TUBO

300 pi=3.141592654d0
A_A=w*L

C SI NO HAY FLUJO
IF(m_dot.LE.0.0d0) GO TO 400

C*** BUCLE PARA EL CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL ABSORBEDOR Y LA
TEMPERATURA C DE SALIDA ***

C VALORES INICIALES NECESARIOS PARA EL PROCESO ITERATIVO
change=10.0
change2=10.0
ITER=0

T_e=20.0
T_abs=30.0

C INICIO DEL BUCLE
DO WHILE (change>0.001)

C ALMACENA LA TEMPERATURA DEL ABSORBEDOR
C Y LA TEMPERATURA DE SALIDA DE LA ITERACIÓN ANTERIOR
T_abs_old=T_abs
T_e_old=T_e

C*** CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR ***
IF (T_abs.LE.T_a) T_abs=T_a+1.0d0

C APROXIMACIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL VIENTO

$$h_w = 5.7d0 + 3.8d0 * u$$

C VALORES DE EMISIVIDAD DEL CRISTAL Y CONSTANTE SIGMA

$$\text{Epsilon}_g = 0.88d0$$

$$\text{sigma} = 5.67E-08$$

C CORRELACIÓN DE KLEIN PARA LAS PÉRDIDAS EN LA CUBIERTA

$$C = 520.0d0 * (1.d0 - 0.000051d0 * \text{beta}^{**2.d0})$$

$$e = 0.430d0 * (1.d0 - 100.d0 / (T_{\text{abs}} + 273.15d0))$$

$$fw = (1.d0 + 0.089d0 * h_w - 0.1166d0 * h_w * \text{Epsilon}_{\text{abs}}) * (1.d0 + 0.07866d0 * N_G)$$

$$U_T = (N_G / (C / (T_{\text{abs}} + 273.15d0) * ((T_{\text{abs}} - T_a) /$$

$$. (N_G + fw))^{**e} + 1.d0 / h_w)^{**(-1.d0)} + \text{sigma} * ((T_{\text{abs}} + 273.15d0)$$

$$.+ (T_a + 273.15d0)) * ((T_{\text{abs}} + 273.15d0)$$

$$.**2.d0 + (T_a + 273.15d0)^{**2.d0}) / ((\text{Epsilon}_{\text{abs}} + 0.00591d0 * N_G$$

$$.* h_w)^{**(-1.d0)} + (2.d0 * N_G + fw - 1.d0 + 0.133d0 * \text{Epsilon}_{\text{abs}}) / \text{Epsilon}_g -$$

$$. N_G)$$

C COEFICIENTE DE PÉRDIDAS TOTALES

$$U_L = (U_T + U_{BE})$$

C*** CÁLCULO DE LA TEMPERATURA MEDIA Y DE LAS PROPIEDADES DEL FLUIDO ***

$$T_m = (T_{in} + T_e) / 2$$

C Se han estimado correlaciones para las propiedades del agua
C en función de la temperatura media del fluido a partir de tablas

$$\mu = 0.0000001d0 * T_m^{**2.d0} - 0.00003d0 * T_m + 0.0015d0$$

$$C_f = 0.0099d0 * T_m^{**2.d0} - 0.8087d0 * T_m + 4197.d0$$

$$k_f = -0.000008d0 * T_m^{**2.d0} + 0.0019d0 * T_m + 0.5641d0$$

$$\rho = -0.0033d0 * T_m^{**2.d0} - 0.1063d0 * T_m + 1001.6d0$$

C CÁLCULO DEL NÚMERO DE PRANDTL

$$Pr = \mu * C_f / k_f$$

C*** CÁLCULO DEL NÚMERO DE NUSSELT ***

$$\text{Call HEATTRANSFER}(m_{\text{dot}}, D_i, \mu, Pr, Nu,$$

$$. Xp, Gz, e_{\text{muelle}}, p_{\text{muelle}}, Re_p, k_f, h_f);$$

C*** CÁLCULO DEL FACTOR DE REMOCIÓN DE CALOR ***

$$m_{\text{flat}} = \text{sqrt}(U_L / (k_{\text{abs}} * \text{delta}_{\text{abs}}))$$

$$F = \tanh(m_{\text{flat}} * (w - g) / 2.d0) / (m_{\text{flat}} * (w - g) / 2.d0)$$

$$\text{delta}_{\text{tubo}} = (D - D_i) / 2.d0$$

$$ud = (((\pi * D_i) - g) / 2.d0) * \text{sqrt}(Nu * k_f / (D_i * k_{\text{tubo}} * \text{delta}_{\text{tubo}}))$$

$$fd = \tanh(ud) / ud$$

$$S_{\text{inf}} = ((\pi * fd) / 2.d0) + (((1 + fd) * g) / 2.d0) / D_i$$

$$K_{\text{gf}} = S_{\text{inf}} * k_f * Nu / (\pi * D_i / 2.d0)$$

$$F_1 = 1.d0 / (w * (1.d0 / ((w - g) * F + g) + U_L / (K_{\text{gf}} * \pi * D_i)))$$

$$F_R = m_{\text{dot}} * C_f / (A_A * U_L) * (1 - \exp(-A_A * U_L * F_1 / (m_{\text{dot}} * C_f)))$$

C*** CÁLCULO DEL CALOR ÚTIL ***

$$Q = A_A * F_R * (G_T * \text{TauAlpha} - U_L * (T_{\text{in}} - T_a))$$

C CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL ABSORBEDOR

$$T_{\text{abs}} = T_{\text{in}} + (Q / (A_A * F_R * U_L)) * (1 - F_R)$$

$$\text{change} = \text{abs}(T_{\text{abs}} - T_{\text{abs_old}})$$

C CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL ABSORBEDOR

$$T_e = Q / (m_{\text{dot}} * C_f) + T_{\text{in}}$$

$$\text{change2} = \text{abs}(T_e - T_{e_old})$$

C PASO A SIGUIENTE ITERACIÓN

$$\text{ITER} = \text{ITER} + 1$$

C FIN DEL BUCLE

END DO

C*** CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN ***

call PRESSUREDROP(m_dot,D_i,D_i_s,mu,rho,L,L_s,
.P_loss_out,psi_st,psi_s,param,f_p,p_muelle,
.e_muelle);

C*** CÁLCULO DEL CALOR TOTAL Y LA ENERGÍA ACUMULADA ESPECÍFICA ***

$$Q_{\text{total}} = Q * N_{\text{tubos}}$$

! Q_total= Q de un tramo x número de tubos

! Para hallar el Q_total del colector, hay que sumar

! los Q_total de todos los tramos considerados.

$$m_{\text{dot}_t} = m_{\text{dot}_total}$$

! El caudal de entrada es igual al de salida

$$\text{EAE} = (Q_{\text{total}} / m_{\text{dot}_total}) - (P_{\text{loss_out}} / \rho)$$

! Se calculará una variable "Energía acumulada específica" (KJ/kg),

! que tenga en cuenta el Q_total específico de cada tramo menos

! las pérdidas hidráulicas correspondientes a cada uno.

! Este parámetro ayudará a valorar el beneficio que supone insertar

! muelles en el interior de los tubos al compararlo con el valor que

! ofrece el colector mejorado.

GO TO 500

C SI NO HAY FLUJO

400 Q=0.0

C*** BUCLE PARA EL CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL ABSORBEDOR Y LA TEMPERATURA C DE SALIDA ***

```

C   VALORES INICIALES NECESARIOS PARA EL PROCESO ITERATIVO
change=10.0
change2=10.0
ITER=0
C   INICIO DEL BUCLE
DO WHILE (change>0.001.OR.change2>0.001)

C   ALMACENA LA TEMPERATURA DEL ABSORBEDOR
C   Y LA TEMPERATURA DE SALIDA DE LA ITERACIÓN ANTERIOR
T_abs_old=T_abs
T_e_old=T_e

C*** CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR ***
IF (T_abs.LE.T_a) T_abs=T_a+1.0d0

C   APROXIMACIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL
VIENTO
h_w=5.7d0+3.8d0*u

C   VALORES DE EMISIVIDAD DEL CRISTAL Y CONSTANTE SIGMA
Epsilon_g=0.88d0
sigma=5.67E-08

C   CORRELACIÓN DE KLEIN PARA LAS PÉRDIDAS EN LA CUBIERTA
C=520.0d0*(1.d0-0.000051d0*beta**2.d0)
e=0.430d0*(1.d0-100.d0/(T_abs+273.15d0))
fw=(1.d0+0.089d0*h_w-0.1166d0*h_w*Epsilon_abs)*(1.d0+0.07866d0*N_G)
U_T=(N_G/(C/(T_abs+273.15d0)*((T_abs-T_a)/
.(N_G+fw)**e)+1.d0/h_w)**(-1.d0)+sigma*((T_abs+273.15d0)
.+ (T_a+273.15d0))*((T_abs+273.15d0)
.**2.d0+(T_a+273.15d0)**2.d0)/((Epsilon_abs+0.00591d0*N_G
.*h_w)**(-1.d0)+(2.d0*N_G+fw-1.d0+0.133d0*Epsilon_abs)/Epsilon_g-
.N_G)

C   COEFICIENTE DE PÉRDIDAS TOTALES
U_L=(U_T+U_BE)

C*** CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL ABSORBEDOR ***
T_abs=T_e
! Se corresponde con la temperatura de estancamiento
change =abs(T_abs-T_abs_old)

C*** CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL ABSORBEDOR ***
T_e=T_a+G_T*TauAlpha/U_L
change2=abs(T_e-T_e_old)

C   PASO A LA SIGUIENTE ITERACIÓN
ITER=ITER+1

C   FIN DEL BUCLE

```

END DO

P_loss_out=0.0

EAE=0.0

Q_total=0.0

C-----

C SET THE STORAGE ARRAY AT THE END OF THIS ITERATION IF NECESSARY

C NITEMS=

C STORED(1)=

C CALL setStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)

C-----

C REPORT ANY PROBLEMS THAT HAVE BEEN FOUND USING CALLS LIKE THIS:

C CALL MESSAGES(-1,'put your message here','MESSAGE',IUNIT,ITYPE)

C CALL MESSAGES(-1,'put your message here','WARNING',IUNIT,ITYPE)

C CALL MESSAGES(-1,'put your message here','SEVERE',IUNIT,ITYPE)

C CALL MESSAGES(-1,'put your message here','FATAL',IUNIT,ITYPE)

C-----

C SET THE OUTPUTS FROM THIS MODEL IN SEQUENTIAL ORDER AND GET OUT

C T_e

500 OUT(1)=T_e

C m_dot_t

OUT(2)=m_dot_t*3600

C Q_total

OUT(3)=Q_total*3.6d0

C T_abs

OUT(4)=T_abs

C F_R

OUT(5)=F_R

C TauAlpha

OUT(6)=TauAlpha

C P_loss_out

OUT(7)=P_loss_out

C U_L

OUT(8)=U_L*3.6d0

C f_p

OUT(9)=f_p

C Pr

OUT(10)=Pr

C Gz

OUT(11)=Gz

C Re_p

OUT(12)=Re_p

C Nu

OUT(13)=Nu

C h_f

OUT(14)=h_f*3.6

```
C      EAE  
      OUT(15)=EAE/1000
```

```
C-----  
-----
```

```
C  EVERYTHING IS DONE - RETURN FROM THIS SUBROUTINE AND MOVE ON  
  RETURN 1  
  END
```

```
C-----  
-----
```

```

C*****
FUNCTION TauAlf(beta,N_G,XKL,RefInd,Alpha,G_d,G_h,G_T,
.theta,rho_g)

IMPLICIT NONE
INTEGER N_G
REAL*8 beta,XKL,RefInd,Alpha,Rho_d,radconvert,TALN,theta
REAL*8 theta_sky,theta_ground,XKATDS,XKATDG,XKATB,XKAT,TAU_ALPHA
REAL*8 F_sky,F_gnd,ID_sky,ID_gnd,G_d,G_h,G_T,TauAlf,rho_g

radconvert=0.017453d0

C COVER TRANSMITTANCE AT NORMAL INCIDENCE
rho_d=-1.d0
TALN=TAU_ALPHA(N_G,0.0,XKL,RefInd,Alpha,Rho_d)

C USE THE RELATIONS OF BRANDEMUEHL FOR EFFECTIVE INCIDENCE ANGLES

C FOR DIFFUSE RADIATION
theta_sky=59.68d0-0.1388d0*beta+0.001497d0*beta*beta
theta_ground=90.d0-0.5788d0*beta+0.002693d0*beta*beta

C DIFFUSE SKY RADIATION TAUALPHA RATIO
XKATDS=TAU_ALPHA(N_G,theta_sky,XKL,RefInd,Alpha,Rho_d)/TALN

C GROUND REFLECTED RADIATION TAUALPHA RATIO
XKATDG=TAU_ALPHA(N_G,theta_ground,XKL,RefInd,Alpha,Rho_d)/TALN

C BEAM RADIATION TAUALPHA RATIO
XKATB=TAU_ALPHA(N_G,theta,XKL,RefInd,Alpha,Rho_d)/TALN

C VIEW FACTORS
F_SKY=(1.d0+cos(beta*radconvert))/2.d0
F_GND=(1.d0-cos(beta*radconvert))/2.d0

C SKY DIFFUSE RADIATION
ID_SKY=F_SKY*G_d

C GROUND DIFFUSE RADIATION
ID_GND=Rho_g*F_GND*G_h

C OVERALL TAUALPHA RATIO
XKAT=(XKATB*(G_T-ID_SKY-
ID_GND)+XKATDS*ID_SKY+XKATDG*ID_GND)/G_T
TauAlf=TALN*XKAT

RETURN
END

```

```

C*****
Subroutine HEATTRANSFER(m_dot,D_i,mu,Pr,Nu,
.Xp,Gz,e_muelle,p_muelle,Re_p,k_f,h_f)

IMPLICIT NONE
REAL*8 Pr,Re_p,Nu,D_i,h_f,k_f
REAL*8 pi,mu,m_dot,Xp,Gz,e_muelle,p_muelle

C  CONSTANTE PI Y NÚMEROS ADIMENSIONALES
pi=3.141592654d0

Re_p=4.d0*m_dot/(pi*D_i*mu)
Gz=pi*Re_p*Pr*D_i/(4.d0*Xp)

C  CÁLCULO DEL NÚMERO DE NUSSELT
If (Re_p.LT.200) Then                                !LAMINAR

Nu=0.95d0*(1.32d0*(Xp/(D_i*Re_p*Pr))**(-1.d0/3.d0))

Else If (Re_p.LT.1200) Then                          !TRANSICIÓN

Nu=0.866*(Xp/(1.4d0*Pr))**(-1.d0/3.d0)+(Re_p-200)*
.(((0.866*(Xp/(1.4d0*Pr))**(-1.d0/3.d0))
.-(-16.5*Pr**0.3696d0))/(-1000))

Else                                                !TURBULENTO

Nu=0.0822d0*(Re_p**0.7478d0)*(Pr**0.3696d0)

C  Ecuación para la familia de muelles en espiral en flujo turbulento
e/D_i=0.07-0.1 y
C  p/D_i=1.2-2.7:

C  Nu=0.158d0*(e_muelle/D_i)**0.107d0*(p_muelle/D_i)**
C  .(-0.362d0)*Re_p**(0.724d0)*Pr**0.370d0

End If

C  CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL FLUIDO
h_f=Nu*k_f/D_i

RETURN
END

```

```

C*****
Subroutine PRESSUREDROP(m_dot,D_i,D_i_s,mu,rho,L,L_s,
.P_loss_out,psi_st,psi_s,param,f_p,p_muelle,
.e_muelle)

IMPLICIT NONE
REAL*8 m_dot,D_i,D_i_s,mu,rho,L,L_s,pi,f_p,f_s,Re_p,Re_s,v_s,
.v_p,P_loss_out,P_loss_total,psi_st,psi_s,param
REAL*8 P_loss_p,P_loss_s,P_loss_k,Xp,p_muelle,d,e_muelle,
.f_a

pi=3.141592654d0

```

C PÉRDIDAS DE FRICCIÓN DEL TUBO PRINCIPAL

```
Re_p=4.d0*m_dot/(pi*D_i*mu)
```

```
If (Re_p.LT.400) Then !LAMINAR
```

```
f_p=14.8d0/Re_p**0.95d0
!Factor de fricción de Fanning
```

```
Else If (Re_p.LT.2300) Then !TRANSICIÓN
!Factor de fricción de Fanning
```

```
f_p=-Re_p*0.00000080567d0+0.050245733d0
```

```
Else !TURBULENTO
```

```
f_p=0.209d0*Re_p**(-0.189d0)
```

C Ecuación para la familia de muelles en espiral en flujo turbulento

e/D_i=0.07-0.1 y

C p/D_i=1.2-2.7

```
C f_p=5.76*(p_muelle/D_i)**(-1.21)*(e_muelle/D_i)**
```

```
C .(-0.95)*Re_p**(-0.217)
```

```
!Factor de fricción de Fanning
```

```
EndIf
```

```
v_p=m_dot/(rho*pi*(D_i/2.d0)**2.d0)
```

```
P_loss_p=4.d0*f_p*L*rho*v_p**2.d0/(D_i*2.d0)
```

C PÉRDIDAS DE FRICCIÓN DEL TUBO SECUNDARIO

```
Re_s=4.d0*(m_dot/2.d0)/(pi*D_i_s*mu)
```

```

If (Re_s.LT.2300) Then          !LAMINAR

f_s=16.d0/Re_s
!Factor de fricción de Fanning

Else                            !TURBULENTO

f_s=(1.58d0*LOG(Re_s)-3.28d0)**(-2.d0)
!Factor de fricción de Fanning

EndIf

v_s=(m_dot/2.d0)/(rho*pi*(D_i_s/2.d0)**2.d0)
P_loss_s=4.d0*f_s*L_s*rho*v_s**2.d0/(D_i_s*2.d0)

```

C PÉRDIDAS EN LOS ACCESORIOS

```

P_loss_k=(psi_s*rho*(v_s)**2.d0)/2.d0+(psi_s*rho*(v_p)**2.d0)/2.d0

```

C PÉRDIDAS DE CARGA TOTALES

```

If (param.EQ.1) Then

```

! Estableceremos el siguiente criterio para el parámetro "param":
! -> El valor 2 cuando el colector simula la primera o última sección del tubo principal, de modo que añada las pérdidas de tubos secundarios y accesorios.
! -> o 1 para tramos intermedios del tubo principal.

```

P_loss_total=P_loss_p

```

```

Else

```

```

P_loss_total=P_loss_p+(P_loss_s+P_loss_k)

```

```

EndIf

```

```

P_loss_out=P_loss_total

```

```

RETURN
END

```

IV. Código en Fortran para el cálculo del criterio R3

```

                                SUBROUTINE                                TYPE197
(TIME,XIN,OUT,T,DTDT,PAR,INFO,ICNTRL,*)
C*****
C Object: Cálculo de la mejora en transferencia de calor por el criterio R3
C Simulation Studio Model: type197
C
C Author:
C Editor:
C Date:      September 06, 2009 last modified: September 06, 2009
C
C
C ***
C *** Model Parameters
C ***
C          D_i    m [-Inf;+Inf]
C          Xp     m [-Inf;+Inf]
C          N_tubos - [-Inf;+Inf]
C ***
C *** Model Inputs
C ***
C          T_in_liso    C [-Inf;+Inf]
C          T_e_liso    C [-Inf;+Inf]
C          fa_muelle   - [-Inf;+Inf]
C          Rea_muelle  - [-Inf;+Inf]
C          Pr_liso     - [-Inf;+Inf]
C          T_abs_liso  C [-Inf;+Inf]
C          Nua_muelle  - [-Inf;+Inf]
C ***
C *** Model Outputs
C ***
C          Reo_liso    - [-Inf;+Inf]
C          Nuo_liso    - [-Inf;+Inf]
C          Nuo_correg_liso - [-Inf;+Inf]
C          R3         - [-Inf;+Inf]
C          m_dot_liso  kg/hr [-Inf;+Inf]
C ***
C *** Model Derivatives
C ***
C (Comments and routine interface generated by TRNSYS Studio)
C*****
C TRNSYS access functions (allow to access TIME etc.)
  USE TrnsysConstants
  USE TrnsysFunctions
C-----
-----
C REQUIRED BY THE MULTI-DLL VERSION OF TRNSYS
  !DEC$ATTRIBUTES DLLEXPORT :: TYPE197      !SET THE CORRECT TYPE NUMBER
HERE
```

```

C-----
-----
C-----
-----
C TRNSYS DECLARATIONS
    IMPLICIT NONE                !REQUIRES THE USER TO DEFINE ALL
VARIABLES !BEFORE USING THEM
    DOUBLE PRECISION XIN        !THE ARRAY FROM WHICH THE INPUTS TO THIS
TYPE
! WILL BE RETRIEVED
    DOUBLE PRECISION OUT        !THE ARRAY WHICH WILL BE USED TO STORE THE
! OUTPUTS FROM THIS TYPE
    DOUBLE PRECISION TIME       !THE CURRENT SIMULATION TIME - YOU MAY USE
THIS ! VARIABLE BUT DO NOT SET IT!
    DOUBLE PRECISION PAR        !THE ARRAY FROM WHICH THE PARAMETERS
FOR THIS ! TYPE WILL BE RETRIEVED
    DOUBLE PRECISION STORED     !THE STORAGE ARRAY FOR HOLDING
VARIABLES FROM ! TIMESTEP TO TIMESTEP
    DOUBLE PRECISION T          !AN ARRAY CONTAINING THE RESULTS
FROM THE
! DIFFERENTIAL EQUATION SOLVER
    DOUBLE PRECISION DTDI      !AN ARRAY CONTAINING THE DERIVATIVES TO
BE
! PASSED TO THE DIFF.EQ. SOLVER
    INTEGER*4 INFO(15)         !THE INFO ARRAY STORES AND PASSES
VALUABLE
! INFORMATION TO AND FROM THIS TYPE
    INTEGER*4 NP,NI,NOUT,ND     !VARIABLES FOR THE MAXIMUM NUMBER OF
! PARAMETERS,INPUTS,OUTPUTS AND DERIVATIVES
    INTEGER*4 NPAR,NIN,NDER     !VARIABLES FOR THE CORRECT NUMBER OF
! PARAMETERS,INPUTS,OUTPUTS AND DERIVATIVES
    INTEGER*4 IUNIT,IType      !THE UNIT NUMBER AND TYPE NUMBER
FOR THIS
! COMPONENT
    INTEGER*4 ICNTRL           !AN ARRAY FOR HOLDING VALUES OF
CONTROL
! FUNCTIONS WITH THE NEW SOLVER
    INTEGER*4 NSTORED          !THE NUMBER OF VARIABLES THAT WILL BE
PASSED
! INTO AND OUT OF STORAGE
    CHARACTER*3 OCHECK         !AN ARRAY TO BE FILLED WITH THE
CORRECT VARIABLE ! TYPES FOR THE OUTPUTS
    CHARACTER*3 YCHECK         !AN ARRAY TO BE FILLED WITH THE
CORRECT VARIABLE ! TYPES FOR THE INPUTS
C-----
-----
C-----
-----
C USER DECLARATIONS - SET THE MAXIMUM NUMBER OF PARAMETERS (NP),
INPUTS (NI),

```

C OUTPUTS (NOUT), AND DERIVATIVES (ND) THAT MAY BE SUPPLIED FOR THIS
TYPE

 PARAMETER (NP=3,NI=7,NOUT=5,ND=0,NSTORED=0)

C-----

C-----

C REQUIRED TRNSYS DIMENSIONS

 DIMENSION XIN(NI),OUT(NOUT),PAR(NP),YCHECK(NI),OCHECK(NOUT),
 1 STORED(NSTORED),T(ND),DTDT(ND)
 INTEGER NITEMS

C-----

C-----

C ADD DECLARATIONS AND DEFINITIONS FOR THE USER-VARIABLES HERE

C PARAMETERS

 DOUBLE PRECISION D_i
 DOUBLE PRECISION Xp
 DOUBLE PRECISION N_tubos

C INPUTS

 DOUBLE PRECISION T_in_liso
 DOUBLE PRECISION T_e_liso
 DOUBLE PRECISION fa_muelle
 DOUBLE PRECISION Rea_muelle
 DOUBLE PRECISION Pr_liso
 DOUBLE PRECISION T_abs_liso
 DOUBLE PRECISION Nua_muelle

C OUTPUTS

 DOUBLE PRECISION Reo_liso
 DOUBLE PRECISION Nuo_liso
 DOUBLE PRECISION Nuo_correg_liso
 DOUBLE PRECISION R3
 DOUBLE PRECISION m_dot_liso

 REAL*8 pi,Gz,term1,term2,term3,mu_p,fo
 REAL*8 Tm_liso,mu_liso,Reo

C-----

C READ IN THE VALUES OF THE PARAMETERS IN SEQUENTIAL ORDER

 D_i=PAR(1)
 Xp=PAR(2)
 N_tubos=PAR(3)

C-----

```
C  RETRIEVE THE CURRENT VALUES OF THE INPUTS TO THIS MODEL FROM THE XIN
ARRAY IN C  SEQUENTIAL ORDER
```

```
T_in_liso=XIN(1)
T_e_liso=XIN(2)
fa_muelle=XIN(3)
Rea_muelle=XIN(4)
Pr_liso=XIN(5)
T_abs_liso=XIN(6)
Nua_muelle=XIN(7)
  IUNIT=INFO(1)
  ITYPE=INFO(2)
```

```
C-----
-----
```

```
C  SET THE VERSION INFORMATION FOR TRNSYS
```

```
  IF(INFO(7).EQ.-2) THEN
    INFO(12)=16
    RETURN 1
  ENDIF
```

```
C-----
-----
```

```
C-----
-----
```

```
C  DO ALL THE VERY LAST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
```

```
  IF (INFO(8).EQ.-1) THEN
    RETURN 1
  ENDIF
```

```
C-----
-----
```

```
C-----
-----
```

```
C  PERFORM ANY 'AFTER-ITERATION' MANIPULATIONS THAT ARE REQUIRED HERE
```

```
C  e.g. save variables to storage array for the next timestep
```

```
  IF (INFO(13).GT.0) THEN
    NITEMS=0
```

```
C    STORED(1)=... (if NITEMS > 0)
```

```
C  CALL setStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
```

```
    RETURN 1
  ENDIF
```

```
C-----
-----
```

```
C-----
-----
```

```
C  DO ALL THE VERY FIRST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
```

```
  IF (INFO(7).EQ.-1) THEN
```

```
C    SET SOME INFO ARRAY VARIABLES TO TELL THE TRNSYS ENGINE HOW THIS
TYPE IS TO
```

```
C  WORK
```

```
INFO(6)=NOUT
INFO(9)=1
INFO(10)=0 !STORAGE FOR VERSION 16 HAS BEEN CHANGED
```

```
C    SET THE REQUIRED NUMBER OF INPUTS, PARAMETERS AND DERIVATIVES THAT
THE USER C    SHOULD SUPPLY IN THE INPUT FILE
C    IN SOME CASES, THE NUMBER OF VARIABLES MAY DEPEND ON THE VALUE
OF
C    PARAMETERS TO THIS MODEL....
NIN=NI
NPAR=NP
NDER=ND
```

```
C    CALL THE TYPE CHECK SUBROUTINE TO COMPARE WHAT THIS COMPONENT
REQUIRES
C    TO WHAT IS SUPPLIED IN
C    THE TRNSYS INPUT FILE
CALL TYPECK(1,INFO,NIN,NPAR,NDER)
```

```
C    SET THE NUMBER OF STORAGE SPOTS NEEDED FOR THIS COMPONENT
NITEMS=0
C    CALL setStorageSize(NITEMS,INFO)
```

```
C    RETURN TO THE CALLING PROGRAM
RETURN 1
```

```
ENDIF
```

```
C-----
-----
C-----
-----
```

```
C    DO ALL OF THE INITIAL TIMESTEP MANIPULATIONS HERE - THERE ARE NO
ITERATIONS AT
C    THE INITIAL TIME
IF (TIME .LT. (getSimulationStartTime() +
. getSimulationTimeStep()/2.D0)) THEN
```

```
C    SET THE UNIT NUMBER FOR FUTURE CALLS
IUNIT=INFO(1)
ITYPE=INFO(2)
```

```
C    CHECK THE PARAMETERS FOR PROBLEMS AND RETURN FROM THE
SUBROUTINE IF AN
C    ERROR IS FOUND
C    IF(...) CALL TYPECK(-4,INFO,0,"BAD PARAMETER #",0)
```

```
C    PERFORM ANY REQUIRED CALCULATIONS TO SET THE INITIAL VALUES OF THE
OUTPUTS HERE
C    Reo_liso
OUT(1)=0
```

```

C      Nuo_liso
C          OUT(2)=0
C      Nuo_correg_liso
C          OUT(3)=0
C      R3
C          OUT(4)=0
C      m_dot_liso
C          OUT(5)=0

C      PERFORM ANY REQUIRED CALCULATIONS TO SET THE INITIAL STORAGE
VARIABLES HERE
C      NITEMS=0
C      STORED(1)=...

C      PUT THE STORED ARRAY IN THE GLOBAL STORED ARRAY
C      CALL setStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)

C      RETURN TO THE CALLING PROGRAM
RETURN 1

ENDIF

C-----
C-----
C-----
C      *** ITS AN ITERATIVE CALL TO THIS COMPONENT ***
C-----
C-----
C      RETRIEVE THE VALUES IN THE STORAGE ARRAY FOR THIS ITERATION
C      NITEMS=
C      CALL getStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
C      STORED(1)=
C-----
C-----
C      CHECK THE INPUTS FOR PROBLEMS
C      IF(...) CALL TYPECK(-3,INFO,'BAD INPUT #',0,0)
C      IF(IERROR.GT.0) RETURN 1
C-----
C-----
C      *** PERFORM ALL THE CALCULATION HERE FOR THIS MODEL. ***
C-----
C      ADD YOUR COMPONENT EQUATIONS HERE; BASICALLY THE
EQUATIONS THAT C      WILL

```

```

C          CALCULATE THE OUTPUTS BASED ON THE PARAMETERS AND THE
INPUTS.
C          REFER TO
C          CHAPTER 3 OF THE TRNSYS VOLUME 1 MANUAL FOR DETAILED
INFORMATION C          ON
C          WRITING TRNSYS COMPONENTS.

C  CÁLCULO DE LA VISCOSIDAD DINÁMICA
Tm_liso=(T_in_liso+T_e_liso)/2.d0
mu_liso=0.0000001d0*Tm_liso**2.d0-0.00003d0*Tm_liso+0.0015d0

C  NÚMERO DE PI
pi=3.141592654d0

C  CÁLCULO DE REYNOLDS DE TUBO LISO EQUIVALENTE
Reo=(fa_muelle*Rea_muelle**3.d0/16.d0)**(1.d0/2.d0)

If (Reo.LT.2300)      Then          !Laminar

Reo_liso=Reo

Else                  !Transición y turbulento

Reo_liso=(fa_muelle*Rea_muelle**3.d0/0.079d0)**0.364d0

End If

C  CÁLCULO DEL FLUJO MÁSSICO EQUIVALENTE PARA TUBO LISO
m_dot_liso=Reo_liso*mu_liso*D_i*pi*N_tubos/4.d0

C  NÚMERO DE GRAETZ
Gz=pi*D_i*Reo_liso*Pr_liso/(4.d0*Xp)

C  CÁLCULO DEL NÚMERO DE NUSSELT
If (Reo_liso.LT.2300) Then          ! LAMINAR (0<RE<2300)

term1=1+(Gz/29.6d0)**2.d0
term2=1.d0+(Pr_liso/0.0207d0)**(2.d0/3.d0)
term3=Gz/19.04d0

Nuo_liso=4.36d0*term1**(1.d0/6.d0)*(1.d0+(term3/
.(term2**(1.d0/2.d0)*(term1)**(2.d0/3.d0)))**
.(3.d0/2.d0))**(1.d0/3.d0)

mu_p=0.0000001d0*T_abs_liso**2.d0-0.00003d0*T_abs_liso+0.0015d0

Nuo_correg_liso=Nuo_liso*(mu_liso/mu_p)**(0.14d0)

Else                  ! TURBULENTO (2300<RE<25000)

```

```

fo=(1.58d0*LOG(Reo_liso)-3.28d0)**(-2.d0)

Nuo_liso=(fo/2)*(Reo_liso-1000)*Pr_liso
./(1.d0+12.7d0*(fo/2)**0.5d0*(Pr_liso**(2.d0/3.d0)-1.d0))

Nuo_correg_liso=Nuo_liso

End If

```

```

C   CÁLCULO PARÁMETRO R3
C   R3=Nua_muelle/Nuo_correg_liso

```

```

C-----
C-----

```

```

C-----
C-----

```

```

C-----
C-----

```

```

C   SET THE STORAGE ARRAY AT THE END OF THIS ITERATION IF NECESSARY
C   NITEMS=
C   STORED(1)=
C   CALL setStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)

```

```

C-----
C-----

```

```

C-----
C-----

```

```

C   REPORT ANY PROBLEMS THAT HAVE BEEN FOUND USING CALLS LIKE THIS:
C   CALL MESSAGES(-1,'put your message here','MESSAGE',IUNIT,ITYPE)
C   CALL MESSAGES(-1,'put your message here','WARNING',IUNIT,ITYPE)
C   CALL MESSAGES(-1,'put your message here','SEVERE',IUNIT,ITYPE)
C   CALL MESSAGES(-1,'put your message here','FATAL',IUNIT,ITYPE)

```

```

C-----
C-----

```

```

C-----
C-----

```

```

C   SET THE OUTPUTS FROM THIS MODEL IN SEQUENTIAL ORDER AND GET OUT

```

```

C       Reo_liso
C           OUT(1)=Reo_liso
C       Nuo_liso
C           OUT(2)=Nuo_liso
C       Nu_correg_liso
C           OUT(3)=Nuo_correg_liso
C       R3
C           OUT(4)=R3
C       m_dot_liso
C           OUT(5)=m_dot_liso*3600.d0

```

```

C-----
C-----

```

```

C   EVERYTHING IS DONE - RETURN FROM THIS SUBROUTINE AND MOVE ON

```

RETURN 1
END

C-----
