



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH  
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

TREBALL FI DE GRAU

**Grau en Enginyeria Mecànica**

**ESTUDI I DIMENSIONAMENT DEL GENERADOR DE VAPOR  
D'UNA CENTRAL TERMOSOLAR**



**Memòria i Annexos**

**Autor:** Roger Oppenheimer Salvat  
**Director:** Joan Grau Barceló  
**Convocatòria:** Octubre 2020



## Resum

En una central termosolar de col·lectors cilindre parabòlics s'aprofita la radiació solar per generar energia tèrmica, que és emmagatzemada en un oli tèrmic. Aquest oli tèrmic es condueix cap al tren de generació de vapor, on es realitza la transferència de calor entre l'oli tèrmic i l'aigua, que, en un cicle de Rankine, acciona unes turbines per generar energia mecànica que es converteix en energia elèctrica en un generador. El tren de generació de vapor està format per tres bescanviadors de calor de carcassa i tubs en sèrie, amb la funció de preescalfar, evaporar i sobreescalfar l'aigua del cicle de potència, i un addicional encarregat del reescalfament.

En aquest projecte s'ha dissenyat i estudiat el cicle de potència d'una central de 50 MWe de potència amb el fi d'obtenir les dades d'entrada al tren de generació de vapor, per posteriorment realitzar el disseny i dimensionament dels quatre bescanviadors de calor considerant els paràmetres necessaris per realitzar la transferència de calor.

Els càlculs s'han realitzat amb el programari d'anàlisi numèric *Scilab*, mitjançant el qual s'ha obtingut un codi amb les premisses que automatitzi els càlculs i que pugui ser reutilitzable en futurs propòsits acadèmics. Per aquest motiu el mètode que s'ha utilitzat per dur a terme el dimensionament dels bescanviadors és el mètode de Kern, més apropiat a nivell acadèmic que mètodes més complicats com el de Tinker, o més orientats al càlcul manual com el de Bell.

## Resumen

En una central termosolar de concentradores cilindro parabólicos se aprovecha la radiación solar para generar energía térmica, que es almacenada en un aceite térmico. Este aceite térmico se conduce hacia el tren de generación de vapor, donde se realiza la transferencia de calor entre el aceite térmico y el agua, que, en un ciclo de Rankine, acciona unas turbinas para generar energía mecánica que se convierte en energía eléctrica en un generador. El tren de generación de vapor está formado por tres intercambiadores de calor de carcasa y tubos en serie, con la función de precalentar, evaporar y sobrecalentar el agua del ciclo de potencia, y uno adicional encargado del recalentamiento.

En este proyecto se ha diseñado y estudiado el ciclo de potencia de una central de 50 MWe de potencia con el fin de obtener los datos de entrada al tren de generación de vapor, para posteriormente realizar el diseño y dimensionamiento de los cuatro intercambiadores de calor considerando los parámetros necesarios para realizar la transferencia de calor.

Los cálculos se han realizado con el programa de análisis numérico *Scilab*, mediante el que se ha obtenido un código con las premisas que automatice los cálculos y que pueda ser reutilizable en futuros propósitos académicos. De ahí que el método que se ha utilizado para llevar a cabo el dimensionamiento de los intercambiadores es el método de Kern, más apropiado a nivel académico que métodos más complicados como el de Tinker, o más orientados al cálculo manual como el de Bell.

## Abstract

In a solar thermal power plant with parabolic trough concentrators, solar radiation is used to generate thermal energy, which is stored in a thermal oil. This thermal oil is conducted to the steam generator, where the heat transfer between the thermal oil and the water takes place, which, in a Rankine cycle, drives turbines to generate mechanical energy that is converted into electrical energy in a generator. The steam generator consists of three shell-and-tube heat exchangers in series, with the function of preheating, evaporating and superheating the power cycle water, and an additional one in charge of reheating.

In this project, the power cycle of a 50 MWe power plant has been designed and studied in order to obtain the input data to the steam generation train, to later carry out the design and sizing of the four heat exchangers considering the parameters necessary to perform the heat transfer.

The calculations have been carried out with the numerical analysis software *Scilab*, through which a code has been obtained with the premises that automates the calculations and that can be reusable for future academic purposes. Hence, the method that has been used to carry out the sizing of the exchangers is the Kern method, more appropriate at an academic level than more complicated methods such as Tinker's, or more oriented to manual calculation such as Bell's.



## **Agraïments**

A la meva família i amics, per estar allà sempre que ho he necessitat.

I al Joan, per orientar-me i ajudar-me en la realització d'aquest projecte.







# ÍNDEX

<b>RESUM</b>	<b>II</b>
<b>RESUMEN</b>	<b>III</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>IV</b>
<b>AGRAÏMENTS</b>	<b>VI</b>
<b>ÍNDEX</b>	<b>IX</b>
<b>1. INTRODUCCIÓ</b>	<b>1</b>
1.1. Objectius del projecte .....	1
1.2. Abast del projecte .....	1
<b>2. CENTRALS TERMOSOLARS</b>	<b>2</b>
2.1. Centrals termosolars CCP .....	2
2.2. Camp solar .....	2
2.3. Fluid caloportador .....	3
2.4. Tren de generació de vapor .....	4
2.5. Cicle de potència .....	4
<b>3. CICLE DE RANKINE</b>	<b>5</b>
3.1. Cicle de Rankine ideal.....	5
3.2. Irreversibilitats.....	6
3.3. Millorar el rendiment tèrmic del cicle .....	7
<b>4. BESCANVIADORS DE CALOR</b>	<b>10</b>
<b>5. PROCEDIMENT GENERAL DE CÀLCUL I DISSENY</b>	<b>13</b>
5.1. Cicle de potència .....	13
5.1.1. Càlcul d'entalpies.....	15
5.1.2. Càlcul del treball i calor per unitat de massa transferits .....	19
5.1.3. Rendiment del cicle .....	22
5.1.4. Cabal màssic .....	23
5.1.5. Potència tèrmica transferida.....	24
5.2. Tren de generació de vapor .....	24
5.2.1. Balanç tèrmic .....	25
5.2.2. Selecció del material dels tubs .....	29
5.2.3. Gruix mínim dels tubs.....	30

5.2.4.	Càlcul tèrmic d'un bescanviador .....	36
5.2.5.	Càlcul tèrmic d'un bescanviador TEMA E o F .....	40
5.2.6.	Càlcul tèrmic d'un bescanviador tipus TEMA K .....	65
<b>6.</b>	<b>CODI DE CàLCUL</b> .....	<b>73</b>
<b>7.</b>	<b>DISSENY I RESULTATS</b> .....	<b>75</b>
7.1.	Cicle de potència .....	75
7.2.	Esquema del tren de generació de vapor .....	80
7.3.	Balanç tèrmic .....	82
7.4.	Selecció del material dels tubs .....	84
7.5.	Gruix mínim dels tubs .....	86
7.6.	Càlcul tèrmic de l'economitzador .....	87
7.7.	Càlcul tèrmic de l'evaporador .....	91
7.8.	Càlcul tèrmic del sobreescalfador .....	96
7.9.	Càlcul tèrmic del reescalfador .....	99
<b>8.</b>	<b>ANÀLISI DE L'IMPACTE AMBIENTAL</b> .....	<b>104</b>
	<b>CONCLUSIONS</b> .....	<b>105</b>
	<b>ESTIMACIÓ DE COSTOS</b> .....	<b>106</b>
	Cost dels components .....	106
	Cost d'enginyeria .....	110
	Cost de la ma d'obra .....	111
	Cost total .....	111
	<b>BIBLIOGRAFIA</b> .....	<b>112</b>
	<b>ANNEX A</b> .....	<b>114</b>
	A1. Càlcul del gruix mínim dels tubs de l'economitzador .....	114
	A2. Càlcul del gruix mínim dels tubs de l'evaporador .....	117
	A3. Càlcul del gruix mínim dels tubs del sobreescalfador .....	121
	A4. Càlcul del gruix mínim dels tubs del reescalfador .....	124
	<b>ANNEX B</b> .....	<b>127</b>
	B1. Codi del càlcul amb Scilab .....	127

# 1. Introducció

## 1.1. Objectius del projecte

Els objectius principals del present projecte són els següents:

- Dissenyar i dimensionar els bescanviadors de calor que formen part del generador de vapor d'una central termosolar per tal que puguin dur a terme una correcta transferència de calor. Per tal de dur-ho a terme es parteix de l'anàlisi del cicle de potència de la central i del balanç tèrmic dels quatre bescanviadors, a partir dels quals es determinen els paràmetres d'entrada als bescanviadors.
- Desenvolupar un codi apte pel programari d'anàlisi numèric *Scilab* que sigui reutilitzable per altres professors o alumnes. La premissa principal és que aquest codi ha d'automatitzar els càlculs necessaris per realitzar el dimensionament, amb la única responsabilitat per part de l'usuari d'introduir les dades i, si és necessari, adaptar lleugerament el codi segons les seves necessitats.

## 1.2. Abast del projecte

El dimensionament dels bescanviadors contempla el càlcul dels paràmetres que influeixen en el comportament tèrmic d'aquests, quedant fora de l'abast del projecte aquells que solament tinguin a veure amb el càlcul estructural, etc.

El codi de *Scilab* estarà pensat per ser multi-propòsit. No ha d'estar limitat a calcular projectes amb l'estructura d'aquest, que consta del càlcul del cicle de potència, el balanç tèrmic i els quatre bescanviadors. Ha de ser fàcilment adaptable a l'usuari de manera que es pugui calcular, per exemple, un únic bescanviador prescindint de l'altra part del càlcul.

El codi estarà preparat per calcular l'esquema del cicle de potència que s'utilitzarà en aquest projecte, però no serà capaç de calcular altres cicles de potència diferents donat que programar un codi per tal que calculi la multitud de casos possibles no és factible. Així doncs seria necessari que l'usuari modifiqués el codi per adaptar-lo al seu cas particular si ho necessités.

## 2. Centrals termosolars

L'energia solar és un tipus d'energia que s'obté aprofitant la radiació solar que arriba a la Terra. Respecte l'energia obtinguda a partir de fonts fòssils o nuclears, presenta l'avantatge que es considera una energia neta, ja que és renovable i que la seva generació no implica augmentar els nivells de  $CO_2$  de l'atmosfera.

En una central termosolar (també anomenada central solar tèrmica), amb aquesta energia s'obté energia tèrmica que posteriorment es converteix en energia elèctrica.

Alguns tipus de centrals termosolars són (1):

- Centrals de concentrador cilindre-parabòlic (CCP).
- Centrals CCP amb emmagatzemament tèrmic.
- Centrals de concentrador lineal Fresnel.
- Centrals de receptor central amb generació directa de vapor.
- Centrals de receptor central amb sals inorgàniques foses.
- Centrals de discs parabòlics amb motor Stirling.

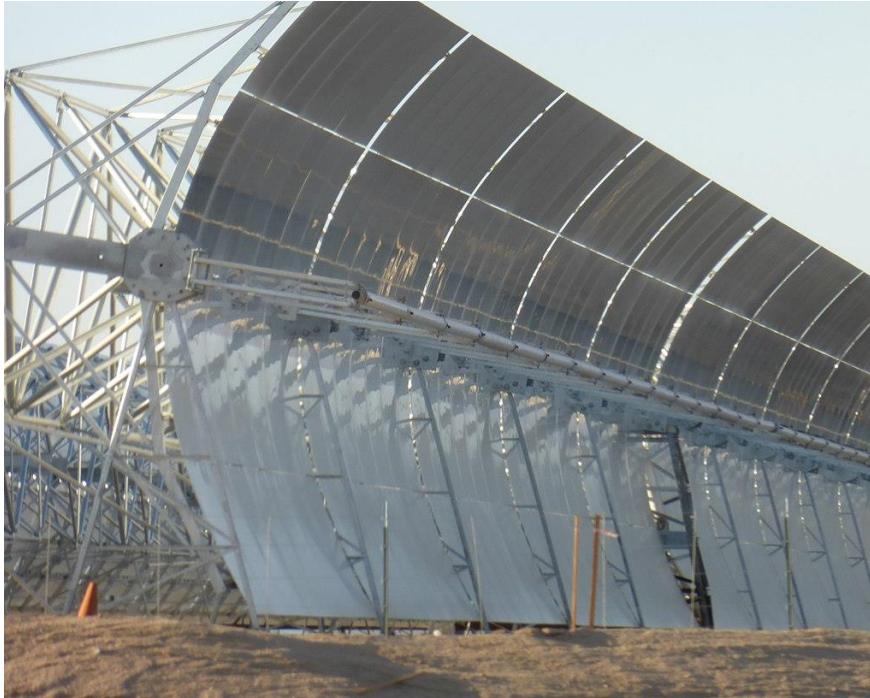
La central del present projecte serà del tipus CCP, ja que actualment és la tecnologia termosolar més provada i instal·lada mundialment.

### 2.1. Centrals termosolars CCP

### 2.2. Camp solar

L'aspecte diferencial d'una central termosolar CCP és que s'utilitzen concentradors lineals amb forma parabòlica amb els que es concentra la radiació solar en una línia recta. En aquesta línia recta hi ha un tub per on circula un fluid tèrmic que, gràcies a la radiació, s'escalfa durant el seu recorregut. A la **Figura 2.1.** es pot veure un concentrador cilindre-parabòlic d'una central CPP.

Cadascuna d'aquestes línies sol mesurar entre 600 i 800 metres de longitud, i el camp solar està format per multitud d'aquestes línies en paral·lel, ocupant dues hectàrees per cada MWe de potència de la central.



**Figura 2.1.** Concentrador cilindre-parabòlic d'una central CPP. Font: Parabolic trough at Harper Lake in California. A: Wikipedia [en línia]. Wikimedia Commons, 2013. [Consulta: 28 setembre 2020]. Disponible a: [https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/a/a8/Parabolic\\_trough\\_at\\_Harper\\_Lake\\_in\\_California.jpg](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/a/a8/Parabolic_trough_at_Harper_Lake_in_California.jpg).

### 2.3. Fluid caloportador

Com a fluid caloportador s'utilitza un oli sintètic al que se l'anomena *Heat Transfer Fluid (HTF)*. El més utilitzat és una barreja eutèctica d'un 26.5% en pes d'òxid de difenil i un 73.5% de bifenil (1). El motiu pel que s'utilitza aquesta fluid és perquè té una temperatura màxima de fins a 400 °C abans de degradar-se, temperatura a la qual té una pressió de vapor de només 10.8 bars, pel que no cal mantenir-lo a una pressió excessiva per evitar l'evaporació.

## 2.4. Tren de generació de vapor

La calor absorbida pel fluid caloportador és aprofitada al tren de generació de vapor per evaporar aigua líquida a alta pressió. L'intercanvi de calor es fa en quatre etapes: preescalfament, evaporació, sobreescalfament i reescalfament. Cadascuna d'elles es fa en un bescanviador de calor diferent.

El preescalfament de l'aigua líquida es realitza en un bescanviador que s'anomena economitzador o preescalfador. En aquest procés s'escalfa l'aigua, a una pressió de més de 100 bars, des d'una temperatura d'uns 240 °C a una temperatura propera a la d'evaporació. La diferència entre aquesta temperatura i la d'evaporació s'anomena *pinch point*, i sol ser d'entre 3 i 5 °C per assegurar-se de que no es produeix evaporació a l'economitzador.

L'evaporació de l'aigua es du a terme a un bescanviador de calor evaporador, que sol ser del tipus Kettle. En ell s'escalfa l'aigua des de la temperatura a la que surt del preescalfador fins evaporar-la. És el bescanviador on es consumeix la major part de la potència tèrmica entregada per l'oli tèrmic.

El sobreescalfament del vapor es du a terme al sobreescalfador. En aquest procés s'escalfa el vapor d'aigua que surt de l'evaporador fins una temperatura d'uns 380 °C. Aquesta temperatura està limitada per la temperatura màxima de treball de l'oli tèrmic, d'uns 400 °C.

El reescalfament de l'aigua és un procés que es fa un cop l'aigua ha passat per una primera etapa de turbina. L'aigua arriba a uns 18-20 bars i 200 °C i es torna a escalfar per tal de millorar el rendiment tèrmic del cicle. Això s'explicarà millor quan es parli del cicle de Rankine.

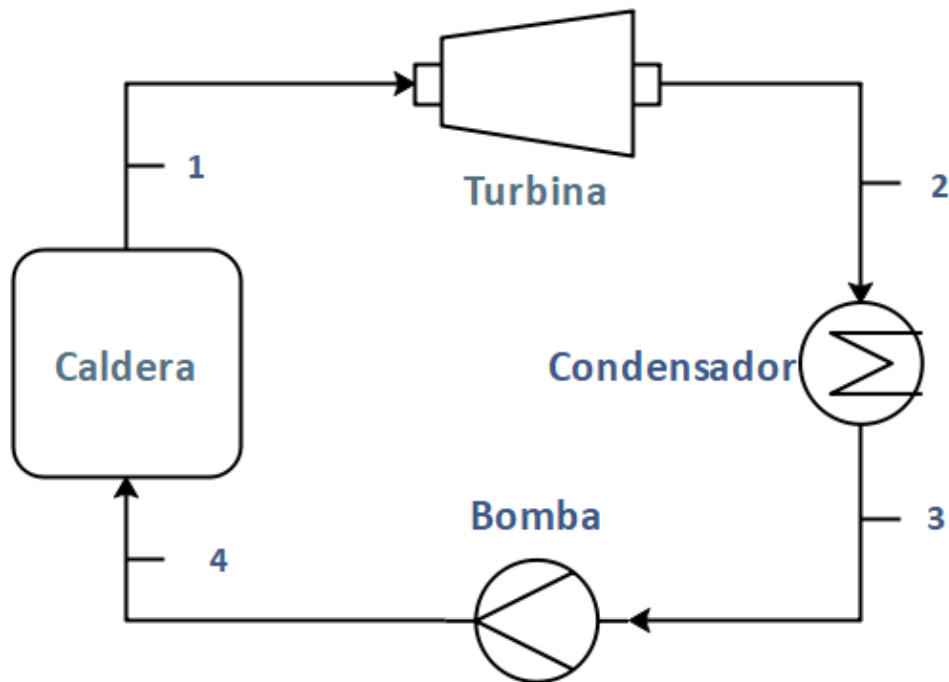
## 2.5. Cicle de potència

El vapor obtingut al tren de generació de vapor s'utilitza per produir energia elèctrica utilitzant un cicle de Rankine amb sobreescalfament, regeneració i reescalfament. A l'apartat 3 es parla més en detall d'aquests tipus de cicles.

### 3. Cicle de Rankine

#### 3.1. Cicle de Rankine ideal

El cicle de Rankine és un cicle de potència de vapor com el de la **Figura 3.1**.



*Figura 3.1. Cicle de Rankine simple.*

Per entendre el comportament del cicle és interessant començar explicant com és el cicle de Rankine ideal, és a dir, sense irreversibilitats. Aquest consta de quatre processos :

- Procés 1-2: a la turbina el fluid experimenta una expansió isentròpica des de vapor saturat fins la pressió de sortida.
- Procés 2-3: al condensador el fluid cedeix calor en un procés isobàric fins resultar líquid saturat.



- Procés 3-4: a la bomba el fluid es comprimeix de manera isentròpica fins la pressió de sortida.
- Procés 4-1: a la caldera es transfereix calor al fluid isobàricament fins que esdevé vapor saturat.

En una central, l'objectiu últim del cicle és generar treball a la turbina, ja que, amb un generador elèctric, aquest treball es pot transformar en energia elèctrica.

### 3.2. Irreversibilitats

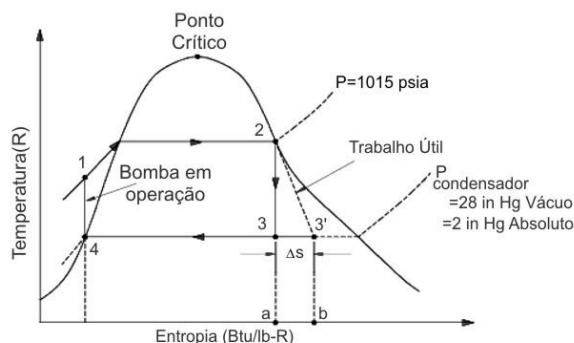
En el cicle ideal, aquests quatre processos són reversibles. En un cicle real això no és així.

En un cicle real, la principal irreversibilitat és l'augment de l'entropia durant l'expansió i la compressió. Aquest provoca, en el cas de l'expansió a la turbina, una disminució del treball obtingut i, en el cas de la bomba, un augment del treball requerit (2).

Per tenir en compte l'efecte d'aquestes irreversibilitats s'utilitza el rendiment isentròpic, amb el que es relaciona el treball real amb l'ideal.

Existeixen irreversibilitats que tenen un efecte menys important durant el cicle i que, per tant, no es solen tenir en compte. Aquestes són la transferència de calor a les superfícies amb les que està en contacte el fluid, la pèrdua de pressió a causa del fregament, entre d'altres.

A la **Figura 3.2.** es pot veure una comparativa del diagrama T-s d'un cicle de Rankine ideal i d'un amb irreversibilitats a la turbina. En aquest es pot veure com en el cicle amb irreversibilitats l'entropia a la turbina augmenta.



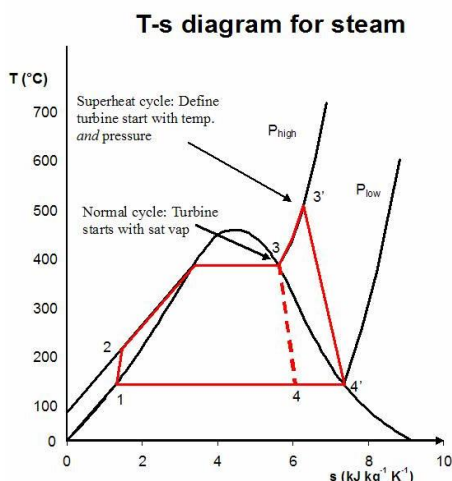
**Figura 3.2.** Comparativa del diagrama T-s d'un cycle de Rankine ideal (cycle 1-2-3-4-1) i d'un amb irreversibilitats a la turbina (cycle 1-2-3'-4-1). Font: Ts-rankine. A: Wikipedia [en línia]. Wikimedia Commons, 2006. [Consulta: 29 setembre 2020]. Disponible a: <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=2669814>.

### 3.3. Millorar el rendiment tèrmic del cycle

Es poden introduir modificacions al cycle de Rankine per millorar el rendiment tèrmic:

- Sobreescalfament: es pot agregar un sobreescalfador a la sortida de la caldera per augmentar la temperatura del vapor saturat que surt d'aquesta. D'aquesta manera s'augmenta la temperatura mitjana d'absorció de calor, augmentant el rendiment, i a la vegada a l'augmentar l'entropia s'augmenta el títol de vapor a la sortida de la turbina, reduint l'erosió dels àleps d'aquesta.

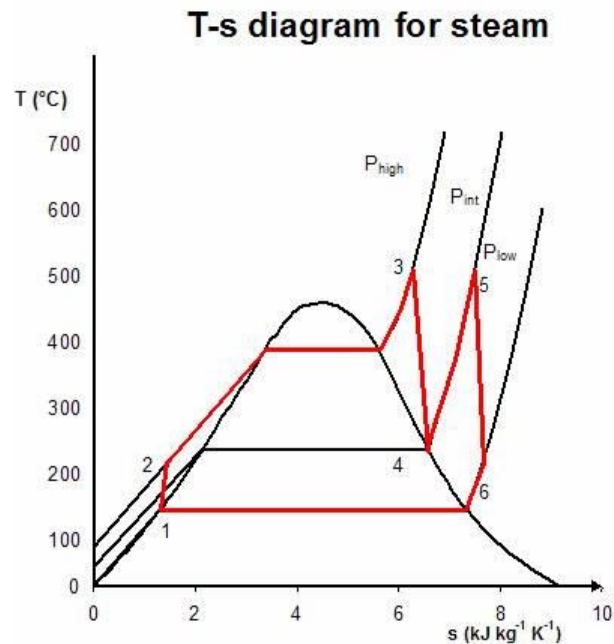
A la **Figura 3.3.** es pot veure com, en el cycle amb sobreescalfament, l'augment de l'entropia fa augmentar el títol de vapor. De fet, en aquest cas concret, sortiria com vapor saturat.



**Figura 3.3.** Comparativa del diagrama T-s d'un cycle de Rankine sense sobreescalfament (cycle 1-2-3-4-1) i d'un amb sobreescalfament (cycle 1-2-3'-4-1). Font: Rankine cycle with superheat. A: Wikipedia [en línia]. Wikimedia Commons, 2007. [Consulta: 30 setembre 2020]. Disponible a: [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Rankine\\_cycle\\_with\\_superheat.jpg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Rankine_cycle_with_superheat.jpg).

- Reescalfament: el reescalfament consisteix en dividir en dues etapes l'expansió que es du a terme a la turbina i afegir una etapa d'escalfament intermèdia. D'aquesta manera s'augmenta el rendiment i es redueix el títol de vapor a la sortida de la turbina.

A la **Figura 3.4.** es pot veure com el reescalfament permet reduir el títol de vapor a la sortida de la segona etapa de turbina a causa de l'augment d'entropia.



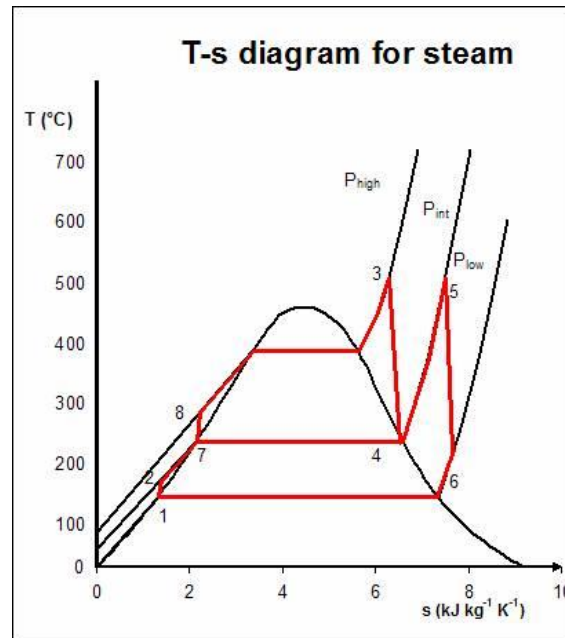
**Figura 3.4.** Diagrama T-s d'un cicle de Rankine amb reescalfament i sobreescalfament. Font: Rankine cycle with reheat. A: Wikipedia [en línia]. Wikimedia Commons, 2007. [Consulta: 30 setembre 2020]. Disponible a: [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Rankine\\_cycle\\_with\\_reheat.jpg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Rankine_cycle_with_reheat.jpg).

- Regeneració: la regeneració consisteix en preescalfar l'aigua abans que entri a la caldera, augmentant així la temperatura mitjana d'absorció i, per tant, el rendiment. Aquest preescalfament es fa utilitzant aigua extreta de la turbina, pel que es redueix la potència generada per aquesta, però també la potència calorífica necessària a la caldera.

Per realitzar la regeneració es pot utilitzar dos tipus de preescalfadors: escalfadors oberts o tancats.

Els escalfadors oberts són bescanviadors de calor de contacte directe en els que els dos fluxos es barregen. D'aquesta manera l'aigua extreta de la turbina, més calenta, escalfa l'aigua que prové del condensador. Si operen a una pressió més gran que l'atmosfèrica es poden utilitzar com desgasificadors, ja que s'evacua l'oxigen i altres gasos per evitar la corrosió (2).

A la **Figura 3.5** es pot veure el diagrama T-s d'un cicle regeneratiu amb escalfador obert. En aquest cicle el líquid refredat de l'estat 2 és barrejat amb el vapor saturat de l'estat 4, donant com a resultat líquid saturat a l'estat 7.



**Figura 3.5.** Diagrama T-s d'un cicle de Rankine amb regeneració, reescalfament i sobreescalfament. Font: Regenerative rankine cycle. A: Wikipedia [en línia]. Wikimedia Commons, 2007. [Consulta: 30 setembre 2020]. Disponible a: [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Regenerative\\_rankine\\_cycle.jpg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Regenerative_rankine_cycle.jpg).

Els escalfadors tancats són bescanviadors de calor de carcassa i tubs en els que els fluxos circulen per separat.

En una central habitualment es combinen varis escalfadors tancats amb un d'obert que actua com a desgasificador.

## 4. Bescanviadors de calor

Els bescanviadors de calor són equips dissenyats per efectuar una transferència de calor d'un fluid calent a un de més fred.

Aquesta transferència es fa per mitjà de dos processos de transmissió de calor:

- Conducció: la conducció és un procés de transmissió de calor entre dos cossos en contacte directe. La conductivitat tèrmica d'un material és la propietat física que determina la seva capacitat de conducció de calor.
- Convecció: la convecció és un procés de transmissió de calor que es realitza per el moviment d'un fluid.

Hi ha diferents tipus de bescanviadors de calor segons la seva construcció. Els més rellevants són els següents:

- Bescanviadors de carcassa i tub.
- Bescanviadors de doble tub.
- Bescanviadors de plaques.
- Bescanviadors amb aletes.
- Bescanviadors regeneratius.

En aquest projecte s'utilitzaran bescanviadors de calor de carcassa i tub. Com el seu nom indica, en aquest tipus de bescanviadors un fluid circula per la carcassa i l'altre pels tubs, que es situen dins la carcassa.

Així doncs són bescanviadors de contacte indirecte, ja que l'intercanvi de calor es realitza a través de les parets dels tubs.

Els diferents tipus de bescanviadors de carcassa i tub s'identifiquen seguint l'estàndard elaborat per la *Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA)*, una associació de fabricants d'aquest tipus de bescanviadors.

Segons aquest estàndard, els bescanviadors s'identifiquen amb tres lletres segons el tipus de capçal davanter, de carcassa i de capçal posterior. Els diferents tipus es poden veure a la **Figura 4.2**.

Els bescanviadors de calor són elements de cerca complexitat constructiva. A la **Figura 4.1** es poden veure els diferents components d'un bescanviador de calor tipus CFU.

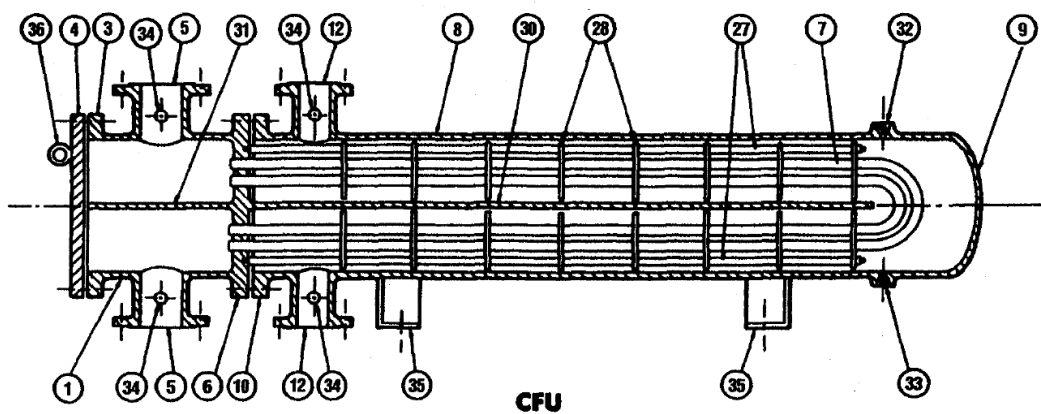


Figura 4.1. Components d'un bescanviador de calor tipus CFU. Font: Tubular Exchanger Manufacturers Association, INC (TEMA). Standards of the tubular exchanger. 9th ed. 2007.

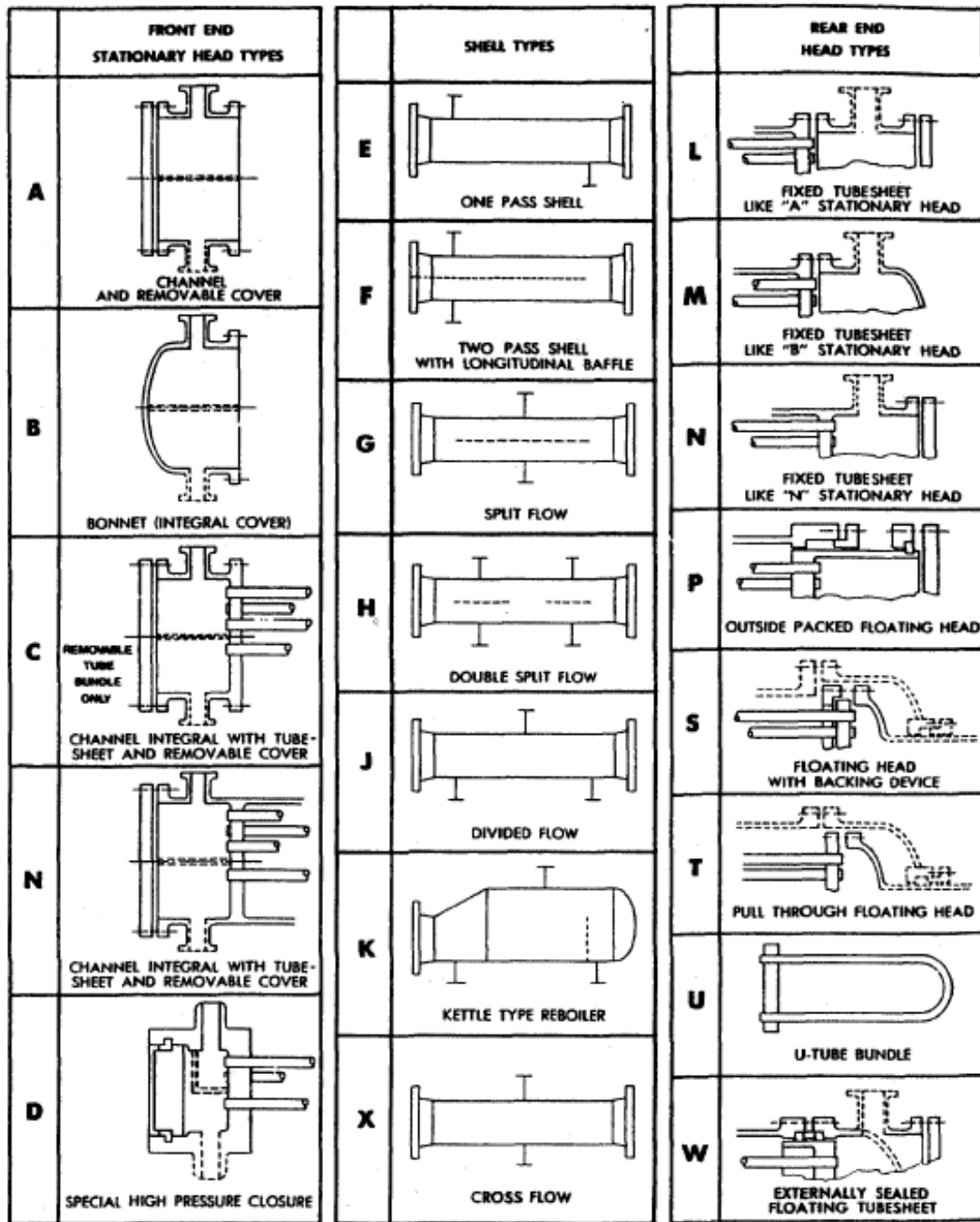


Figura 4.2. Diferents configuracions dels bescanviadors de carcassa i tubs segons la normativa TEMA. Font: Tubular Exchanger Manufacturers Association, INC (TEMA). Standards of the tubular exchanger. 9th ed. 2007.

## 5. Procediment general de càlcul i disseny

### 5.1. Cicle de potència

El cicle de potència o cicle aigua-vapor d'una central termosolar conté els elements necessaris per generar energia elèctrica a partir de la radiació solar captada al camp solar i transferida a un oli tèrmic en forma de calor.

En una central termosolar s'utilitza un cicle de Rankine en el que el fluid de treball és aigua. Així doncs, l'oli tèrmic transfereix calor al generador de vapor a l'aigua a alta pressió per tal de generar vapor.

En el cicle de Rankine d'una central s'utilitza sobreescalfament, reescalfament i regeneració per tal de millorar el rendiment del cicle. La composició del cicle canvia segons la central. En la realització d'aquest treball s'utilitzarà el cicle de la **Figura 5.1**.

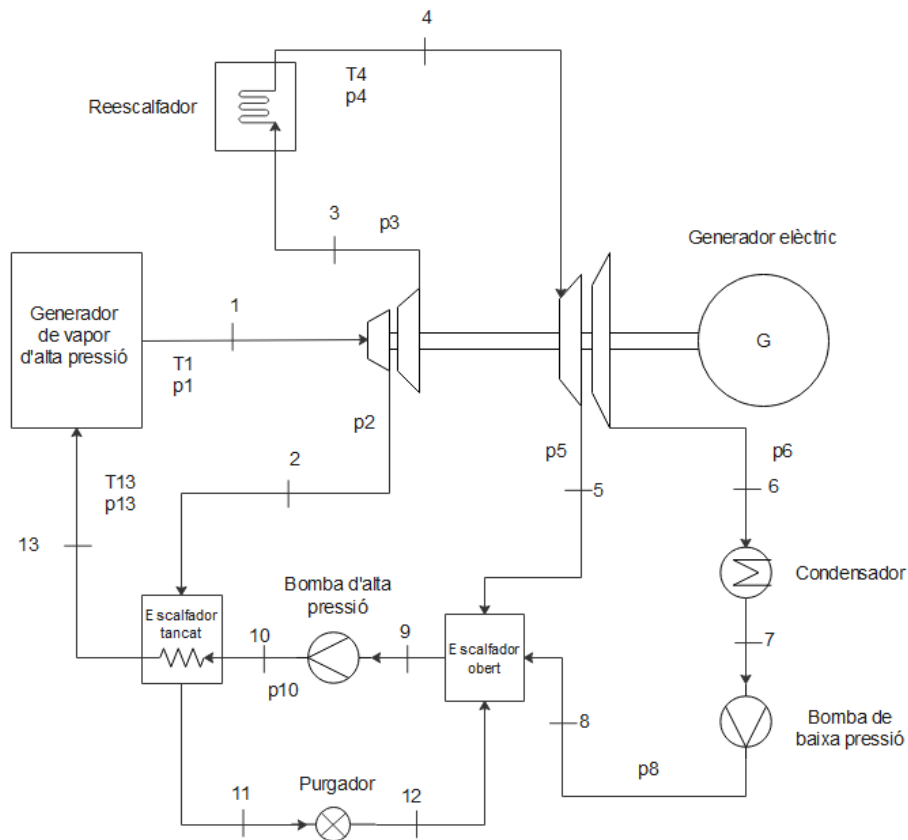


Figura 5.1. Esquema del cicle de potència de la central.



En aquest cicle es disposa d'una turbina d'alta pressió i una de baixa pressió amb extraccions de vapor a cadascuna de les dues turbines. Enmig de les dues turbines hi ha el reescalfador, que és un bescanviador de calor alimentat per l'oli tèrmic, igual que el generador de vapor. Per aquest motiu al primer generador de vapor se'l pot anomenar generador de vapor d'alta pressió i al reescalfador generador de vapor de baixa pressió, i formen el tren de generació de vapor de la central.

L'esquema del cicle de potència es pot descriure a partir dels següents 13 estats:

- Estat 1: sortida del generador de vapor d'alta pressió – entrada a la turbina d'alta pressió.
- Estat 2: extracció de vapor de la turbina d'alta pressió – entrada a l'escalfador tancat.
- Estat 3: sortida de la turbina d'alta pressió – entrada al reescalfador (o generador de vapor de baixa pressió).
- Estat 4: sortida del reescalfador – entrada a la turbina d'alta pressió.
- Estat 5: extracció de vapor de la turbina de baixa pressió – entrada a l'escalfador obert.
- Estat 6: sortida de la turbina de baixa pressió – entrada al condensador.
- Estat 7: sortida del condensador – entrada a la bomba de baixa pressió.
- Estat 8: sortida de la bomba de baixa pressió – entrada a l'escalfador obert.
- Estat 9: sortida de l'escalfador obert – entrada a la bomba d'alta pressió.
- Estat 10: sortida de la bomba d'alta pressió – entrada a l'escalfador tancat.
- Estat 11: sortida de l'escalfador tancat per part de l'extracció de vapor – entrada al purgador.
- Estat 12: sortida del purgador – entrada a l'escalfador obert.
- Estat 13: sortida de l'escalfador tancat per part del líquid a alta pressió – entrada al generador de vapor d'alta pressió-

Per fer el càlcul del cicle cal decidir prèviament les condicions del fluid en certs punts. En aquest cas les variables que s'han de definir són les següents:

- Temperatura a la sortida del sobreescalfador ( $T_1$ ).
- Pressió a la sortida del sobreescalfador ( $p_1$ ).
- Pressió d'extracció de la turbina d'alta pressió ( $p_2$ ).
- Pressió a la sortida de la turbina d'alta pressió ( $p_3$ ).
- Temperatura a la sortida del reescalfador ( $T_4$ ).
- Pressió a la sortida del reescalfador ( $p_4$ ).
- Pressió d'extracció de la turbina de baixa pressió ( $p_5$ ).

- Pressió a la sortida de la turbina de baixa pressió ( $p_6$ ).
- Pressió a la sortida de la bomba de baixa pressió ( $p_8$ ).
- Temperatura a la sortida de l'escalfador tancat ( $T_{13}$ ).
- Pressió a la sortida de l'escalfador tancat ( $p_{13}$ ).

També s'ha de definir els següents rendiments que afectaran al cicle:

- Rendiment isentròpic de les turbines ( $\eta_{turb}$ ).
- Rendiment isentròpic de les bombes ( $\eta_{bom}$ ).
- Rendiment isentròpic del generador elèctric ( $\eta_{gen}$ ).

Per últim, s'ha de decidir la potència elèctrica neta que es generarà al cicle ( $P_{elec\ net}$ ).

### 5.1.1. Càlcul d'entalpies

Es procedeix a calcular la entalpia específica que té l'aigua a cada punt del cicle per tal de, mitjançant balanços de massa i energia, determinar el cabal d'aigua necessari per generar la potència elèctrica de la central.

Les propietats de l'aigua es poden obtenir mitjançant taules de propietats de l'aigua o algun programari especialitzat. En el cas d'aquest projecte s'utilitzarà una funció de *Scilab* anomenada *XSteam* que es basa en la versió IF-97 de les taules de propietats de la *IAPWS (The International Association for the Properties of Water and Steam)*.

- Estat 1: l'aigua surt del sobreescalfador com vapor sobreescalfat a una temperatura ( $T_1$ ) i pressió ( $p_1$ ) conegudes. Mitjançant *XSteam* s'obté l'entalpia i entropia específiques ( $h_1$  i  $s_1$ ) en aquestes condicions.
- Estat 2: seguidament es dirigeix a la turbina, on una part del fluid es desvia cap a l'escalfador tancat a la pressió d'extracció  $p_2$ . Inicialment es fa el càlcul d'un procés ideal, en el qual no hi ha variació d'entropia i per tant es considera isentròpic, obtenint com a resultat l'entalpia ideal ( $h_{2s}$ ). A l'apartat 5.1.1.1 s'explica com calcular l'entalpia real ( $h_2$ ).

Per comprovar si l'aigua encara és vapor sobreescalfat s'ha d'obtenir, mitjançant les taules de propietats, l'entropia específica del vapor saturat a la pressió donada ( $s_g$ ). Si aquesta és més

gran que l'entropia específica a l'estat 2 l'aigua serà vapor sobreescalfat; si no, serà una barreja de líquid i vapor.

Si és vapor sobreescalfat es pot obtenir directament l'entalpia del punt 2 ( $h_2$ ) a partir de les taules. Si no, s'ha de calcular el títol de vapor ( $X_2$ ) amb l'equació (5.1) per posteriorment calcular l'entalpia ideal ( $h_{2s}$ ) amb l'equació (5.2).

$$X = \frac{s - s_f}{s_g - s_f} \quad (5.1)$$

$$h_s = X \cdot h_g + (1 - X) \cdot h_f \quad (5.2)$$

On:

- $X$  = títol de vapor.
  - $s$  = entropia específica.
  - $s_g$  = entropia específica del vapor saturat.
  - $s_f$  = entropia específica del líquid saturat.
  - $h_s$  = entalpia específica ideal.
  - $h_g$  = entalpia específica del vapor saturat.
  - $h_f$  = entalpia específica del líquid saturat.
- 
- Estat 3: l'aigua ja ha passat per la turbina experimentant una expansió isentròpica. Per calcular l'entalpia específica ( $h_3$ ) es segueix el mateix procediment que al punt anterior, tenint en compte que l'entropia específica ( $s_3$ ) serà la mateixa que a l'estat 1 i la pressió ( $p_3$ ) es coneix prèviament. En aquest cas també s'ha d'obtenir la temperatura de saturació a la pressió donada, ja que al càlcul tèrmic del reescalfador es necessitarà la temperatura d'entrada ( $T_3$ ).

- Estat 4: al reescalfador s'ha obtingut vapor sobreescalfat a una temperatura i pressió conegudes ( $T_4$  i  $p_4$ ), ja que habitualment es considera un procés isobàric. Així doncs, es poden obtenir l'entalpia i entropia específiques del punt 4 ( $h_4$  i  $s_4$ ).
- Estat 5: de la mateixa manera que a l'estat 2, es fa una extracció d'aigua cap a un escalfador (en aquest cas obert). Per calcular l'entalpia específica ( $h_5$ ) segueix el mateix procediment que en aquell estat, tenint en compte que l'entropia específica ( $s_5$ ) serà la mateixa que a l'estat 4 i la pressió es coneix prèviament ( $p_5$ ).
- Estat 6: l'aigua restant ha esdevingut una mescla de líquid i vapor un cop ha passat per la turbina. Per calcular l'entalpia específica ( $h_6$ ) es segueix el procediment explicat per l'estat 2 per aquests casos, tenint en compte que l'entropia específica ( $s_6$ ) serà la mateixa que a l'estat 4 i la pressió es coneix prèviament ( $p_6$ ).
- Estat 7: al condensador l'aigua ha canviat d'estat a líquid saturat en un procés isobàric. Així doncs, la pressió ( $p_7$ ) serà la mateixa que a l'estat 6. Amb aquesta dada es pot determinar l'entalpia específica ( $h_7$ ) i el volum específic ( $v_7$ ) del líquid saturat. Aquesta última dada es necessitarà per calcular el següent estat.
- Estat 8: a la bomba de baixa pressió l'aigua experimenta una compressió isentròpica, resultant líquid refredat a una pressió coneguda ( $p_8$ ). L'entalpia específica ideal ( $h_{8s}$ ) es calcula amb l'equació **(5.3)**.

$$h_{8s} = h_7 + v_7 \cdot (p_8 - p_7) \quad (5.3)$$

On:

- $h_{8s}$  = entalpia específica ideal a l'estat 8.
- $h_7$  = entalpia específica a l'estat 7.
- $v_7$  = volum específic a l'estat 7.
- $p_8$  = pressió a l'estat 8.
- $p_7$  = pressió a l'estat 7.

- Estat 9: a l'escalfador obert s'obté líquid saturat en un procés isobàric. Així doncs, la pressió ( $p_9$ ) serà la mateixa que a l'estat 8. Coneixent la pressió es pot determinar l'entalpia específica a l'estat 9 ( $h_9$ ), així com el volum específic del líquid saturat ( $v_9$ ), el qual es necessitarà per calcular el següent estat.
- Estat 10: el procediment per calcular les condicions de l'aigua després de la bomba d'alta pressió serà el mateix que l'explicat per l'estat 8. La pressió a l'estat 10 ( $p_{10}$ ) serà la mateixa que al l'estat 13 ( $p_{13}$ ).
- Estat 11: l'aigua extreta de la turbina d'alta pressió (estat 2) s'ha utilitzat per escalfar l'aigua a l'escalfador tancat, esdevenint líquid saturat en un procés isobàric. Coneixent la pressió ( $p_{11}$ ) es pot obtenir l'entalpia específica de l'aigua ( $h_{11}$ )
- Estat 12: al purgador el fluid pateix un procés d'estrangulació. L'entalpia específica ( $h_{12}$ ) és la mateixa que a l'estat 11.
- Estat 13: a la sortida de l'escalfador tancat s'obté vapor sobreescalfat a una temperatura ( $T_{13}$ ) i pressió ( $p_{13}$ ) conegudes prèviament, ja que el procés dut a terme al generador de vapor habitualment es considera isobàric. Així doncs es pot obtenir l'entalpia específica ( $h_{13}$ ).

#### 5.1.1.1. Càlcul d'entalpies reals

Els càlculs de l'apartat 5.1.1 s'han realitzat suposant que les bombes i turbines treballaven en condicions ideals. Per tant és necessari calcular les entalpies específiques en un cicle real.

Per fer el càlcul d'una turbina ideal s'ha suposat que l'entropia específica a l'entrada de la turbina era la mateixa que a la sortida. Això no és possible en un procés real, ja que en una expansió adiabàtica l'entropia específica sempre augmentarà, causant que augmenti l'entalpia específica final i, per tant, disminueixi el treball generat a la turbina. L'entalpia específica ideal es corregeix amb el rendiment isentròpic de la turbina tal com mostra l'equació (5.4). El valor del rendiment isentròpic d'una turbina sol estar entre 0,7 i 0,9.

$$h_2 = h_1 - \eta_{turb} \cdot (h_1 - h_{2s}) \quad (5.4)$$

On:

- $h_2$  = entalpia específica real a la sortida de la turbina.
- $h_1$  = entalpia específica a l'entrada de la turbina.
- $\eta_{turb}$  = rendiment isentròpic de la turbina.
- $h_{2s}$  = entalpia específica ideal a la sortida de la turbina.

En un raonament semblant a l'utilitzat per les turbines, en un procés de compressió real l'entalpia específica augmentarà, fent que augmenti l'entalpia específica  $i$ , per tant, augmenti el treball consumit a la bomba. L'entalpia específica ideal es corregeix amb el rendiment isentròpic de la bomba tal com mostra l'equació (5.5). El valor del rendiment isentròpic d'una bomba sol estar entre 0,75 i 0,85.

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{bom}} + h_1 \quad (5.5)$$

On:

- $h_2$  = entalpia específica real a la sortida de la bomba.
- $h_{2s}$  = entalpia específica ideal a la sortida de la bomba.
- $h_1$  = entalpia específica a l'entrada de la bomba.
- $\eta_{bom}$  = rendiment isentròpic de la bomba.

### 5.1.2. Càlcul del treball i calor per unitat de massa transferits

Per calcular el treball i calor transferits en el cicle és necessari conèixer la fracció de flux màssic que es desvia en la regeneració. Això és possible aplicant balanços de massa i energia a l'escalfador obert i a l'escalfador tancat.

A l'equació (5.6) i a la (5.7) es mostra el resultat del balanç a l'escalfador tancat i obert respectivament.

$$y' \cdot h_2 + h_{10} = h_{13} + y' \cdot h_{11} \quad (5.6)$$

$$y'' \cdot h_5 + y' \cdot h_{12} + (1 - y' - y'') \cdot h_8 = h_9 \quad (5.7)$$

On:

- $y'$  = fracció de flux màssic desviat cap a l'escalfador tancat.
- $y''$  = fracció de flux màssic desviat cap a l'escalfador obert.

Aïllant les fraccions de flux màssic de les equacions anteriors s'obté l'equació (5.8) i la (5.9).

$$y' = \frac{h_{13} - h_{10}}{h_2 - h_{11}} \quad (5.8)$$

$$y'' = \frac{(1 - y') \cdot h_8 + y' \cdot h_{12} - h_9}{h_8 - h_5} \quad (5.9)$$

Coneixent les fraccions de flux màssic i les entalpies específiques del cicle es pot calcular, mitjançant balanços de massa i energia, el treball específic de les bombes i turbines i la calor absorbida en els bescanviadors de calor.

El treball específic generat a la turbina d'alta pressió es calcula amb l'equació (5.10).

$$w_{turbina\ ap} = h_1 - y' \cdot h_2 - (1 - y') \cdot h_3 \quad (5.10)$$

On:

- $w_{turbina\ ap} =$  treball específic generat a la turbina d'alta pressió.

El treball específic generat a la turbina de baixa pressió es calcula amb l'equació (5.11).

$$w_{turbina\ bp} = (1 - y') \cdot h_4 - y'' \cdot h_5 - (1 - y' - y'') \cdot h_6 \quad (5.11)$$

On:

- $w_{turbina\ bp} =$  treball específic generat a la turbina de baixa pressió.

El treball específic consumit a bomba de baixa pressió es calcula amb l'equació (5.12).

$$w_{bomba\ bp} = (1 - y' - y'') \cdot (h_8 - h_7) \quad (5.12)$$

On:

- $w_{bomba\ bp} =$  treball específic consumit a la bomba de baixa pressió.

El treball específic consumit a la bomba d'alta pressió es calcula amb l'equació (5.13).

$$w_{bomba\ ap} = h_{10} - h_9 \quad (5.13)$$

On:

- $w_{bomba\ ap} =$  treball específic consumit a la bomba d'alta pressió.



La calor per unitat de massa absorbida en el primer conjunt de bescanviadors de calor (preescalfador, evaporador i sobreescalfador) es calcula amb l'equació (5.14).

$$q_1 = h_1 - h_{13} \quad (5.14)$$

La calor per unitat de massa absorbida en el reescalfador es calcula amb l'equació (5.15).

$$q_2 = (1 - y') \cdot (h_4 - h_3) \quad (5.15)$$

### 5.1.3. Rendiment del cicle

El rendiment del cicle determina quin percentatge de l'energia que s'utilitza per escalfar l'aigua al tren de generació de la central es pot convertir en energia elèctrica. És a dir, amb aquest terme es pot calcular quina quantitat d'energia cal aportar al cicle en forma de calor per obtenir una quantitat determinada d'energia elèctrica. El rendiment del cicle depèn de dos termes: el rendiment tèrmic del cicle ( $\eta_{tèrm}$ ), que indica la fracció d'energia aportada que es convertirà en energia mecànica a les turbines, i el rendiment del generador elèctric ( $\eta_{gen}$ ), que determina la fracció d'energia mecànica que es podrà convertir en energia elèctrica.

El rendiment tèrmic del cicle correspon a la suma del treball específic de les turbines menys el de les bombes dividit entre la calor absorbida al tren de generació de vapor, tal com es descriu a l'equació (5.16).

$$\eta_{tèrm} = \frac{(w_{turbina\ ap} + w_{turbina\ bp}) - (w_{bomba\ ap} + w_{bomba\ bp})}{q_1 + q_2} \quad (5.16)$$

L'energia que generarà la central està condicionada pel rendiment tèrmic del cicle i pel rendiment del generador elèctric. Així doncs es necessita utilitzar aquests dos termes per trobar el rendiment total del cicle amb l'equació (5.17).

$$\eta_{total} = \eta_{tèrm} * \eta_{gen} \quad (5.17)$$

#### 5.1.4. Cabal màssic

Coneixent la potència elèctrica neta que ha de generar la central es pot calcular el cabal màssic d'aigua necessari per produir-la. En un cicle regeneratiu com aquest hi ha diferents cabals màssics, però per el desenvolupament del projecte actual només interessen els cabals màssics que passen pels diferents components del tren de generació de vapor.

Primer és necessari tenir en compte les pèrdues que hi haurà al generador elèctric, utilitzant l'equació (5.18), per conèixer la potència que s'ha d'obtenir a les turbines.

$$P_{tur} = P_{elec\ neta} \cdot \eta_{gen} \quad (5.18)$$

Al preescalfador, al evaporador i al sobreescalfador hi passarà el mateix cabal d'aigua, i aquest serà el corresponent al flux màssic d'aigua total del cicle ( $\dot{m}_1$ ). Un cop coneguda la potència que s'ha d'obtenir es pot calcular el cabal màssic amb l'equació (5.19).

$$\dot{m}_1 = \frac{P_{tur}}{(w_{turbina\ ap} + w_{turbina\ bp}) - (w_{bomba\ ap} + w_{bomba\ bp})} \quad (5.19)$$

Conegut el cabal màssic d'aigua total del cicle es pot calcular el cabal màssic al reescalfador. Per fer-ho s'ha de tenir en compte la fracció d'aigua que es desvia cap al escalfador tancat segons l'equació (5.20).

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \cdot (1 - y') \quad (5.20)$$

### 5.1.5. Potència tèrmica transferida

La potència tèrmica no és més que la multiplicació del cabal màssic per la calor per unitat de massa. Així doncs, un cop coneguts aquests paràmetres, es pot calcular fàcilment.

La potència tèrmica transferida al generador de vapor d'alta pressió (conjunt d'economitzador, evaporador i sobreescalfador) es calcula amb l'equació (5.21).

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot q_1 \quad (5.21)$$

La potència tèrmica transferida al generador de vapor de baixa pressió (reescalfador) es calcula amb l'equació (5.22).

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot q_2 \quad (5.22)$$

## 5.2. Tren de generació de vapor

El tren de generació de vapor d'una central termosolar està format per quatre bescanviadors de calor. Tres d'ells estan disposats en sèrie i en conjunt formen el generador de vapor d'alta pressió: l'economitzador o preescalfador, on s'escalfa l'aigua fins a una temperatura pròxima a la de saturació; l'evaporador, on s'evapora l'aigua, i el sobreescalfador, on es sobreescalfa el vapor d'aigua fins la temperatura desitjada. El quart bescanviador és el reescalfador, que és el generador de vapor de baixa pressió, i té la finalitat de tornar a sobreescalfar l'aigua que surt de la turbina d'alta pressió.

Tots els bescanviadors utilitzen l'oli tèrmic provinent del camp solar com a mitjà tèrmic per dur a terme la transferència de calor. Una part de l'oli s'utilitza per alimentar el reescalfador i l'altra per alimentar el generador de vapor d'alta pressió. El recorregut en aquest últim és l'invers que en el

cas de l'aigua: primer passa pel sobreescalfador, després per l'evaporador i després pel preescalfador.

Prèviament al càlcul del tren de generació de vapor s'ha de decidir el valor de les condicions de disseny:

- Temperatura de l'oli tèrmic a l'entrada del generador de vapor d'alta pressió ( $T_{HTF1,e}$ ).
- Temperatura de l'oli tèrmic a la sortida del generador de vapor d'alta pressió ( $T_{HTF1,s}$ ).
- Temperatura de l'oli tèrmic a l'entrada del generador de vapor de baixa pressió ( $T_{HTF2,e}$ ).
- Temperatura de l'oli tèrmic a la sortida del generador de vapor de baixa pressió ( $T_{HTF2,s}$ ).
- Temperatura de l'aigua a la sortida del preescalfador ( $T_{H2O,s,pre}$ ).
- Temperatura de l'aigua a la sortida de l'evaporador ( $T_{H2O,s,eva}$ ).

Una vegada definides les condicions de disseny es pot fer el balanç tèrmic dels bescanviadors.

## 5.2.1. Balanç tèrmic

### 5.2.1.1. Cabal màssic d'oli tèrmic

A l'apartat 5.1.5. s'ha explicat com calcular la potència tèrmica transferida a l'aigua del generador de vapor. Aquesta calor l'aporta un oli tèrmic, que intercanvia la seva potència tèrmica amb l'aigua. Respectant el primer principi de la termodinàmica, i ignorant les pèrdues d'energia en el procés, la potència tèrmica aportada per l'oli tèrmic serà igual al transferit a l'aigua.

Així doncs, aplicant aquest principi s'obtenen les equacions (5.23) i (5.24).

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_{HTF1} = \dot{m}_{HTF1} \cdot (h_{HTF1,e} - h_{HTF1,s}) \quad (5.23)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_{HTF2} = \dot{m}_{HTF2} \cdot (h_{HTF2,e} - h_{HTF2,s}) \quad (5.24)$$

On:

- $\dot{Q}_1$  = potència tèrmica transferida a l'aigua al generador de vapor d'alta pressió.
- $\dot{Q}_{HTF1}$  = potència tèrmica aportada per l'oli tèrmic al generador de vapor d'alta pressió.
- $\dot{m}_{HTF1}$  = cabal màssic d'oli tèrmic al generador de vapor d'alta pressió.

- $h_{HTF1,e}$  = entalpia específica de l'oli tèrmic a l'entrada del generador de vapor d'alta pressió.
- $h_{HTF1,s}$  = entalpia específica de l'oli tèrmic a la sortida del generador de vapor d'alta pressió.
- $\dot{Q}_2$  = potència tèrmica transferida a l'aigua al generador de vapor de baixa pressió.
- $\dot{Q}_{HTF2}$  = potència tèrmica aportada per l'oli tèrmic al generador de vapor de baixa pressió.
- $\dot{m}_{HTF2}$  = cabal màssic d'oli tèrmic al generador de vapor de baixa pressió.
- $h_{HTF2,e}$  = entalpia específica de l'oli tèrmic a l'entrada del generador de vapor de baixa pressió.
- $h_{HTF2,s}$  = entalpia específica de l'oli tèrmic a la sortida del generador de vapor de baixa pressió.

Aïllant el cabal màssic d'oli tèrmic de les equacions (5.23) i (5.24):

$$\dot{m}_{HTF1} = \dot{Q}_1 \cdot (h_{HTF1,e} - h_{HTF1,s}) \quad (5.25)$$

$$\dot{m}_{HTF2} = \dot{Q}_2 \cdot (h_{HTF2,e} - h_{HTF2,s}) \quad (5.26)$$

L'entalpia específica de l'oli tèrmic en les diferents temperatures del procés es pot obtenir de taules de propietats del fluid corresponent. En el cas d'aquest projecte el fluid és Therminol VP-1, i les propietats s'han obtingut de (3).

#### 5.2.1.2. Temperatura de l'oli tèrmic i potència tèrmica intercanviada en cada bescanviador

La potència tèrmica intercanviada al preescalfador i a l'evaporador es pot calcular amb les següents equacions:

$$\dot{Q}_{pre} = \dot{m}_1 \cdot ((h_{H2O,pre,s} - h_{H2O,pre,e})) \quad (5.27)$$

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_1 \cdot ((h_{H2O,eva,s} - h_{H2O,eva,e})) \quad (5.28)$$

$$\dot{Q}_{sobre} = \dot{Q}_1 - (\dot{Q}_{pre} + \dot{Q}_{eva}) \quad (5.29)$$

$$\dot{Q}_{re} = \dot{Q}_2 \quad (5.30)$$

On:

- $\dot{Q}_{pre}$  = potència tèrmica intercanviada al preescalfador.
- $\dot{m}_1$  = cabal màssic d'aigua al generador de vapor d'alta pressió.
- $h_{H2O,pre,s}$  = entalpia específica de l'aigua a la sortida del preescalfador.
- $h_{H2O,pre,e}$  = entalpia específica de l'aigua a l'entrada del preescalfador.
- $\dot{Q}_{eva}$  = potència tèrmica intercanviada a l'evaporador.
- $h_{H2O,eva,s}$  = entalpia específica de l'aigua a la sortida de l'evaporador.
- $h_{H2O,eva,e}$  = entalpia específica de l'aigua a la sortida de l'evaporador.
- $\dot{Q}_{sobre}$  = potència tèrmica intercanviada al sobreescalfador.
- $\dot{Q}_1$  = potència tèrmica intercanviada al generador de vapor d'alta pressió.
- $\dot{Q}_{re}$  = potència tèrmica intercanviada al reescalfador.
- $\dot{Q}_2$  = potència tèrmica intercanviada al generador de vapor de baixa pressió.

Tal com s'ha explicat a l'apartat 5.2.1.1, degut al primer principi de la termodinàmica la potència tèrmica transferida per l'oli tèrmic serà igual a l'absorbida per l'aigua. Tenint en compte això es pot obtenir l'equació (5.31).

$$\dot{Q}_{pre} = \dot{m}_{HTF1} \cdot ((h_{HTF,pre,e} - h_{HTF,pre,s})) \quad (5.31)$$

On:

- $h_{HTF,pre,e}$  = entalpia específica de l'oli tèrmic a l'entrada del preescalfador.
- $h_{HTF,pre,s}$  = entalpia específica de l'oli tèrmic a la sortida del preescalfador.

L'entalpia específica de l'oli tèrmic a la sortida del preescalfador es pot obtenir de les taules de propietats del fluid tenint en compte que la temperatura,  $T_{HTF,pre,s}$ , és la mateixa que la de sortida del generador,  $T_{HTF1,s}$ . Així doncs es pot aïllar l'entalpia específica a l'entrada del preescalfador:

$$h_{HTF,pre,e} = \frac{\dot{Q}_{pre}}{\dot{m}_{HTF1}} + h_{HTF,pre,s} \quad (5.32)$$

Calculada l'entalpia específica es pot obtenir la temperatura de l'oli tèrmic a l'entrada del preescalfador,  $T_{HTF,pre,e}$ , interpolant a les taules de propietats. Com els dos bescanviadors estan connectats en sèrie, la temperatura a l'entrada del preescalfador serà la mateixa que la temperatura a la sortida de l'evaporador,  $T_{HTF,eva,s}$ .

Coneguda aquesta temperatura es pot calcular la temperatura a l'entrada de l'evaporador ( $T_{HTF,eva,e}$ ) seguint el mateix procediment:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{HTF1} \cdot ((h_{HTF,eva,e} - h_{HTF,eva,s})) \quad (5.33)$$

$$h_{HTF,eva,e} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{m}_{HTF1}} + h_{HTF,eva,s} \quad (5.34)$$

On:

- $h_{HTF,eva,e}$  = entalpia específica de l'oli tèrmic a l'entrada de l'evaporador.
- $h_{HTF,eva,s}$  = entalpia específica de l'oli tèrmic a la sortida de l'evaporador.

### 5.2.2. Selecció del material dels tubs

El gruix necessari de la paret dels tubs i el coeficient de transferència de calor del bescanviador depenen de les característiques del material del que estiguin fabricats els tubs. Per tant, és necessari seleccionar el material abans de començar amb el càlcul tèrmic del bescanviador.

El codi de disseny del HEI (4) conté una taula amb els materials de construcció recomanats per cada part del bescanviador, que es mostra a la **Taula 5.1**.

Taula 5.1. Materials recomanats segons el HEI.

	ASME Specification Number	Primary Material	Baffles	Bolts and Studs	Channels	Covers	Flanges	Nozzles	Nuts	Shells	Spacers	Supports	Tie Rods	Tubes	Tubesheets
Bar	Commercial												X		
	SA-36	CS											X		
	SA-479	SS											X		
Bolting	SA-193	LA		X											
	SA-194	LA							X						
	SA-320*	LA		X											
Forging	SA-105	CS				X	X	X							
	SA-182	SS			X	X	X	X							X
	SA-266	CS			X	X	X	X							X
	SA-350*	CS			X	X	X	X							X
Pipe	Commercial										X				
	SA-53	CS			X			X		X	X	X			
	SA-106	CS			X			X		X	X	X			
	SA-312	SS			X			X		X	X	X			
	SA-333*	CS			X			X		X					
Plate	Commercial		X									X			
	SA-36	CS	X									X			
	SA-204	LA			X	X	X			X					X
	SA-240	SS	X	X		X	X	X		X		X			X
	SA-285	CS	X		X	X	X			X		X			X
	SA-387	LA			X	X	X			X					X
	SA-515	CS	X	X	X	X	X	X		X		X			X
	SA-516*	CS	X		X	X	X	X		X		X			X
	SB-127	NI			X	X	X			X					X
	SB-169	CU			X	X	X			X					X
	SB-171	CU			X	X	X			X					X
	Tube	Commercial										X			
SA-179		CS												X	
SA-210		CS												X	
SA-213		SS												X	
SA-214		CS												X	
SA-249		SS								X				X	
SA-268		SS												X	
SA-334*		CS												X	
SA-556		CS												X	
SA-557		CS												X	
SA-688		SS												X	
SB-111		CU												X	
SB-163		NI												X	
SB-338		TI												X	
SB-395		CU												X	

\*These specifications are suggested when impact testing is required.

Legend: CS = Carbon Steel      LA = Low Alloy Steel      NI = Nickel and High Nickel Alloys  
 SS = Stainless Steel      CU = Copper and Copper Alloys      TI = Titanium and Titanium Alloys

Nota. Recuperada de (4).



Els materials recomanats pels tubs són els següents:

- SA-179
- SA-210
- SA-213
- SA-214
- SA-249
- SA-268
- SA-334
- SA-556
- SA-557
- SA-688
- SB-111
- SB-163
- SB-338
- SB-395

Així doncs la selecció de materials es farà a partir de l'anterior llista, segons les necessitats del projecte, tenint en compte les següents característiques dels materials:

- Conductivitat tèrmica.
- Tensió admissible.
- Rang de temperatura de treball.
- Resistència a la corrosió.
- Preu.
- Necessitat de manteniment
- Durabilitat.
- Altres.

### 5.2.3. Gruix mínim dels tubs

Abans de fer el càlcul tèrmic d'un bescanviador de calor és necessari conèixer el gruix mínim que han de tenir els tubs per tal de resistir les càrregues a les que estan sotmesos, ja que és un dels paràmetres del càlcul i una variació d'aquest podria modificar substancialment els resultats del càlcul. Si el gruix mínim es calculés un cop fets els càlculs tèrmics, el gruix podria estar o bé sobredimensionat, cosa que implicaria una major despesa econòmica pel material dels tubs, o bé que fos massa prim per suportar les càrregues requerides. En ambdós casos s'hauria de canviar el gruix dels tubs.

El gruix mínim es calcula de dues maneres: per la pressió interna que produeix el fluid que contenen els tubs i per la pressió externa que produeix el fluid de la carcassa (4).

Primerament s'ha de definir dos paràmetres que seran clau en el càlcul:

La pressió de disseny és la pressió màxima per la qual els tubs han estat dissenyats. Habitualment s'utilitza la pressió del fluid sumant-l'hi un factor de seguretat del 10% (5).

$$p_{disseny} = p * 1.1 \quad (5.35)$$

On:

- $p_{disseny}$  = pressió de disseny.
- $p$  = pressió del fluid.

La temperatura de disseny és la temperatura màxima per la qual els tubs han estat dissenyats. Habitualment es sumen 10°C a la màxima temperatura del fluid (5).

$$T_{disseny} = T_{max} + 10 \quad (5.36)$$

On:

- $T_{disseny}$  = temperatura de disseny [°C].
- $T_{max}$  = temperatura màxima del fluid [°C].

S'ha de tenir en compte que el codi de disseny del *Heat Exchange Institute (HEI)* recomana unes toleràncies mínimes de gruix de paret, recollides a la **Taula 5.2**.

Taula 5.2. Gruix mínim recomanat de paret per diferents materials.

Material del tub	Gruix mitjà mínim de paret
Acer inoxidable austenític (tubs rectes)	22 BWG
Acer inoxidable austenític (tubs en U)	20 BWG
Aliatge de níquel	18 BWG
Coure i aliatge de coure	18 BWG
Titani (tubs rectes)	22 BWG
Acer al carboni	0.050 in

Nota. Adaptada de (4).

### 5.2.3.1. Gruix mínim de tub recte calculat per pressió interna

En el codi de disseny del HEI (4) s'indica que el càlcul del gruix mínim de tub recte requerit per pressió interna es realitza amb l'equació (5.37).

$$t_s = \frac{p_{disseny} \cdot d_{ext}}{2 \cdot S + 0.8 \cdot p_{disseny}} \quad (5.37)$$

On:

- $p_{disseny}$  = pressió de disseny als tubs [ $psi$ ].
- $t_s$  = gruix mínim de tub recte [ $in$ ].
- $d_o$  = diàmetre extern del tub [ $in$ ].
- $S$  = tensió admissible del material dels tubs a la temperatura de disseny [ $psi$ ].

### 5.2.3.2. Gruix mínim de tub recte calculat per pressió externa

En el codi ASME (6) es fa una descripció detallada dels passos a seguir per efectuar el càlcul del gruix mínim de tub recte requerit per pressió externa. Per fer-lo es necessiten una sèrie de gràfiques que es troben a la Secció II, Part D del codi ASME (7).

El mètode de càlcul del gruix mínim és de prova i error. Primer s'ha d'assumir un valor del gruix de paret  $t$ , seguint els passos que es descriuen a continuació, es calcula la màxima pressió externa acceptable pel gruix de paret que s'ha suposat. Així doncs el més probable és que s'hagi de repetir varies vegades el càlcul.

El procediment és diferent segons la relació entre el diàmetre extern de tub i el gruix assumit  $\left(\frac{d_{ext}}{t_{ass}}\right)$ . Si aquesta és més gran o igual que 10 es seguirà el següent procediment:

- Pas 1: suposar un valor del gruix de paret ( $t$ ) i calcular la relació entre la longitud i el diàmetre extern  $\left(\frac{L}{d_{ext}}\right)$  i entre el diàmetre extern i el gruix  $\left(\frac{d_{ext}}{t_{ass}}\right)$ .
- Pas 2: determinar el valor del factor  $A$  a partir de la figura G de la Secció II, Part D del codi ASME (7 p. 794, 795). Per  $\left(\frac{L}{d_{ext}}\right)$  més petit que 0.05 o més gran que 50, considerar que és igual a 0.05 i 50 respectivament.
- Pas 3: determinar el factor  $B$  a partir de la taula del codi ASME (7 p. 796-870) corresponent al material dels tubs. Si el valor del factor  $A$  és més petit que els valors de la línia de la gràfica, saltar al pas 5. Si és més gran, fer una projecció horitzontal de la línia de la gràfica.
- Pas 4: calcular el valor de la màxima pressió externa acceptable pel gruix de paret que s'ha assumit a partir de l'equació (5.38).

$$p_a = \frac{4B}{3(d_o/t_{ass})} \quad (5.38)$$

On:

- $p_a$  = màxima pressió externa acceptable pel gruix de paret assumit [*psig*].
  - $B$  = factor B.
  - $t_{ass}$  = gruix de paret assumit.
- Pas 5: si el valor del factor  $A$  és més petit que els valors de la línia de la gràfica del material, calcular la màxima pressió externa acceptable amb la següent equació:

$$p_a = \frac{4AE}{3(d_o/t_{ass})} \quad (5.39)$$

On:

- $A$  = factor  $A$ .
  - $E$  = mòdul d'elasticitat del material dels tubs a la temperatura de disseny  $\left[\frac{lb}{in^2}\right]$ .
- Pas 6: si el valor de la màxima pressió externa acceptable és més gran o igual que la pressió de disseny, el gruix assumit pot suportar la pressió externa  $i$ , per tant, es pot utilitzar en el material dels tubs. Si és més petit, repetir el procediment assumint un major gruix de paret.

Si la relació entre el diàmetre extern de tub i el gruix assumit  $\left(\frac{d_{ext}}{t_{ass}}\right)$  és més petita que 10, s'ha de seguir el següent procediment:

- Pas 1: seguir els passos 1, 2 i 3 del procediment anterior per obtenir el factor  $B$ . Si el factor  $A$  és més gran que 0.10, considerar que és igual a 0.10. Si la relació  $\left(\frac{d_{ext}}{t_{ass}}\right)$  és més petita que 4, calcular el factor  $A$  a partir de l'equació (5.40).

$$A = \frac{1.1}{\left(\frac{d_{ext}}{t_{ass}}\right)^2} \quad (5.40)$$

- Pas 2: calcular  $p_{a1}$  a partir de l'equació (5.41).

$$p_{a1} = \left( \frac{2.167}{\left(\frac{d_{ext}}{t_{ass}}\right)} - 0.0833 \right) B \quad (5.41)$$

- Pas 3: calcular  $p_{a2}$  a partir de l'equació (5.42).

$$p_{a2} = \frac{2S}{\left(\frac{d_{ext}}{t_{ass}}\right)} \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{d_{ext}}{t_{ass}}\right)}\right) \quad (5.42)$$

On:

- $S$  = el més petit entre el doble de la tensió admissible del material dels tubs a la temperatura de disseny o 0.9 vegades el límit elàstic del material dels tubs a la temperatura de disseny [psi].
- Pas 4: la màxima pressió externa acceptable del material serà el més petit entre  $p_{a1}$  i  $p_{a2}$ . Si aquest valor és més gran o igual que la pressió de disseny, el gruix assumit pot suportar la pressió externa  $i$ , per tant, es pot utilitzar en el material dels tubs. Si és més petit, repetir el procediment assumint un major gruix de paret.

### 5.2.3.3. Gruix mínim de tub en U

En els apartats 5.2.3.1 i 5.2.3.2 s'ha explicat com calcular el valor del gruix mínim d'un tub recte. Tanmateix, al fabricar tubs en U per un bescanviador de calor és necessari doblegar els tubs, reduint la secció d'aquests i, per tant, reduint la resistència a la pressió del material (8). La reducció de la secció dependrà del radi de curvatura, que la normativa TEMA (9) diu que ha de ser com a mínim 1.5 vegades el diàmetre extern del tub.

El gruix mínim d'un tub corbat es calcula amb l'equació (5.43) (4).  $t_s$  serà el més gran entre el gruix mínim d'un tub recte calculat per pressió interna i calculat per pressió externa.

$$t_{min} = t_s \left(1 + \frac{d_{ext}}{4R}\right) \quad (5.43)$$

On:

- $t_{min}$  = gruix mínim d'un tub corbat.
- $t_s$  = gruix mínim d'un tub recte.

#### 5.2.4. Càlcul tèrmic d'un bescanviador

En aquest apartat s'explica com calcular bescanviadors de carcassa i tubs dels tipus E, F i K segons la normativa TEMA, ja que són els que es faran servir en els càlculs dels bescanviadors.

Un bescanviador de calor tipus E té la particularitat que té un sol pas per la carcassa. En canvi, un tipus F té dos passos per la carcassa i un deflector longitudinal. Tanmateix, el procediment per dissenyar els dos tipus d'intercanviador és el mateix.

En una central termosolar, l'economitzador, el sobreescalfador i el reescalfador solen ser d'aquest tipus de bescanviadors, mentre l'evaporador sol ser tipus Kettle, que és un tipus de bescanviador pensat per dur a terme l'evaporació del líquid que es troba en la carcassa.

Al balanç tèrmic ja s'ha calculat els cabals màssics, la calor intercanviada, la pressió d'entrada i les temperatures d'entrada dels fluids.

S'ha de començar per determinar les següents propietats dels fluids, que es poden trobar en taules de propietats o, en el cas de l'aigua, calcular amb *XSteam*:

- Densitat
- Calor específica
- Viscositat dinàmica
- Conductivitat tèrmica

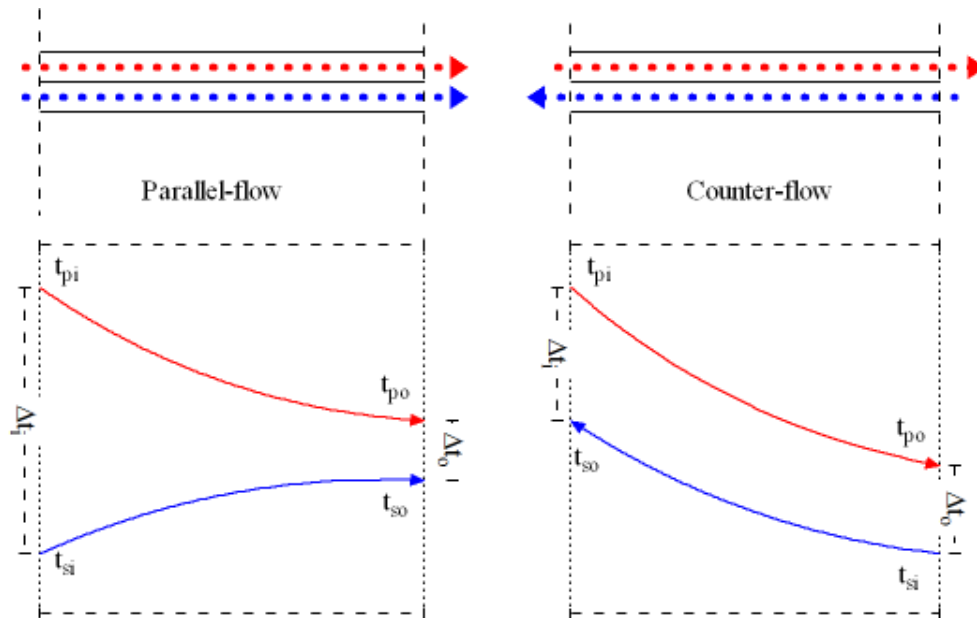
És necessari conèixer el coeficient d'embrutiment típic dels fluids que participen en l'intercanvi. Es pot obtenir, per exemple, de llibres o pàgines web dedicats a l'Enginyeria Tèrmica.

S'ha de trobar quina és la conductivitat tèrmica del material dels tubs, que determinarà la capacitat de transferir la calor d'un costat a l'altre dels tubs.

S'ha de decidir quina serà la pèrdua de càrrega permesa en cada costat del bescanviador. S'ha de tenir en compte que, si es limita massa la pèrdua de càrrega, el coeficient global de transferència de calor pot ser que sigui molt baix.

Segons el perfil de temperatures que es vol que tingui el bescanviador es decideix si la circulació dels fluids serà en paral·lel o a contracorrent. En un bescanviador d'un sol pas pels tubs i per la carcassa, si el flux és paral·lel la temperatura dels dos fluids tendirà a igualar-se a la sortida del

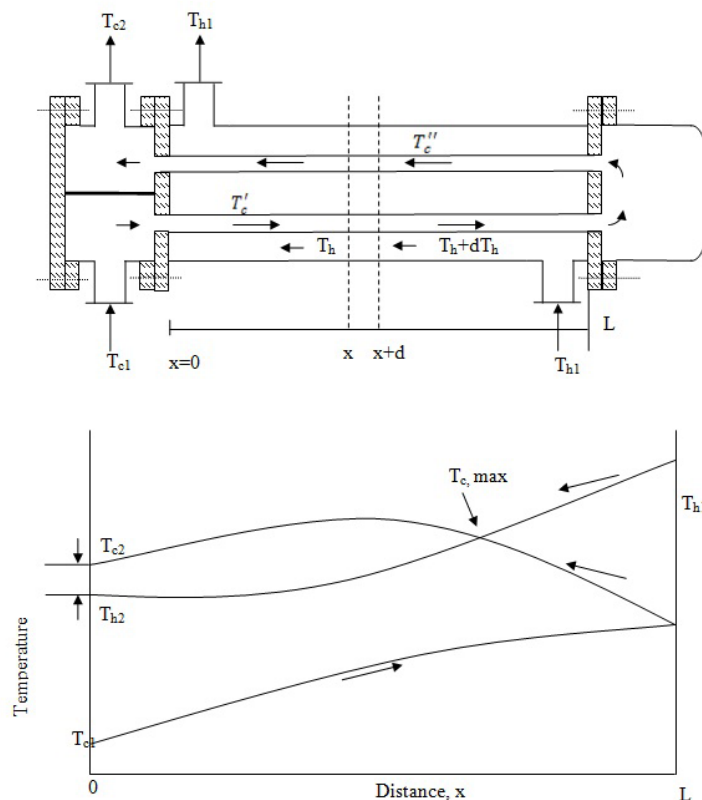
bescanviador. En canvi, a contracorrent és possible que la temperatura de sortida del fluid fred sigui més alta que la temperatura d'entrada del fluid calent. A la **Figura 5.2.** es pot veure el perfil de temperatures típic dels dos casos.



**Figura 5.2.** Perfil de temperatures a flux paral·lel i a flux a contracorrent. Font: Arithmetic and Logarithmic Mean Temperature Differences in Heat Exchangers. A: Engineering ToolBox [en línia]. Engineering ToolBox, 2003. [Consulta: 17 setembre 2020]. Disponible a: [https://www.engineeringtoolbox.com/arithmic-logarithmic-mean-temperature-d\\_436.html](https://www.engineeringtoolbox.com/arithmic-logarithmic-mean-temperature-d_436.html).

Generalment el flux dels fluids no és purament paral·lel ni purament a contracorrent, si no que és una barreja dels dos tipus. La **Figura 5.3** il·lustra bé aquesta situació.





**Figura 5.3.** Perfil de temperatures en un bescanviador de dos passos pels tubs i un per la carcassa. Font: Verma, A. Heat Transfer. A: NPTEL [en línia]. Indian Institute of Technology, 2012. [Consulta: 17 setembre 2020]. Disponible a: <https://nptel.ac.in/courses/103/103/103103032/>.

### 5.2.4.1.1 Localització dels fluids

S'ha de decidir quin fluid circularà per la carcassa de l'intercanviador i quin ho farà pels tubs. Aquesta decisió es pot prendre segons les propietats o les condicions dels fluids o els requeriments del disseny tèrmic. És possible que la decisió es prengui en funció d'un sol criteri que sigui limitant, o bé d'una suma de varis factors. Els principals criteris que es fan servir per decidir la distribució dels fluids són els següents (10):

- Pressió: el fluid amb la pressió més alta hauria d'anar a l'interior dels tubs, ja que és més barat augmentar el gruix dels tubs que el de la carcassa.
- Embrutiment: sol ser més fàcil netejar els tubs que la carcassa. A més, la velocitat als tubs és més elevada, cosa que dificulta l'embrutiment. Per tant, generalment el fluid que típicament embruti més hauria d'anar pels tubs. Una excepció són els bescanviadors de

tubs en U, ja que aquests són més difícils de netejar i, per tant, el fluid més brut hauria de circular idealment per la carcassa (11).

- Corrosió: si un dels fluids és corrosiu, és possible que es necessiti utilitzar acer inoxidable o reemplaçar components afectats per la corrosió. És més econòmic reemplaçar algun o tots els tubs que la carcassa, per tant, el fluid corrosiu s'hauria d'emplaçar als tubs.
- Viscositat: el fluid amb major viscositat oposarà més resistència al moviment que el que tingui menor viscositat. El fluid més viscos hauria de circular per la carcassa, ja que, al ser el diàmetre d'aquesta més gran, oposarà menys resistència.
- Temperatura: si l'alta temperatura d'un fluid obliga a utilitzar un material de fabricació més car hauria de situar-se als tubs, ja que el sobrecost seria menor.
- Perillositat: la millor ubicació per un fluid perillós és, generalment, els tubs, ja que hi ha menys probabilitats de fugues cap a l'exterior.

#### 5.2.4.1.2 Configuració del bescanviador

El disseny d'un bescanviador és un procés de prova i error. S'ha de començar per suposar una configuració inicial i, en funció dels resultats obtinguts, s'ha de decidir quins paràmetres s'han de modificar per optimitzar el disseny.

- S'ha de decidir quants passos hi haurà pels tubs i per la carcassa. Incrementant el nombre de passos s'incrementarà la velocitat i per tant el coeficient de transferència de calor, però també la pèrdua de pressió.
- La mateixa lògica aplica als tubs a utilitzar. Amb un tub llarg i prim s'augmentarà la velocitat i per tant el coeficient de transferència de calor, però també la pèrdua de pressió. D'altra banda interessa que el bescanviador sigui llarg i prim, ja que és més econòmic que no un curt i gros (8).
- S'ha de decidir quina serà la distribució dels tubs. Les quatre més habituals són la triangular, la triangular rotada, la quadrada o la quadrada rotada, de les quals es pot veure un esquema a la **Figura 5.4.**

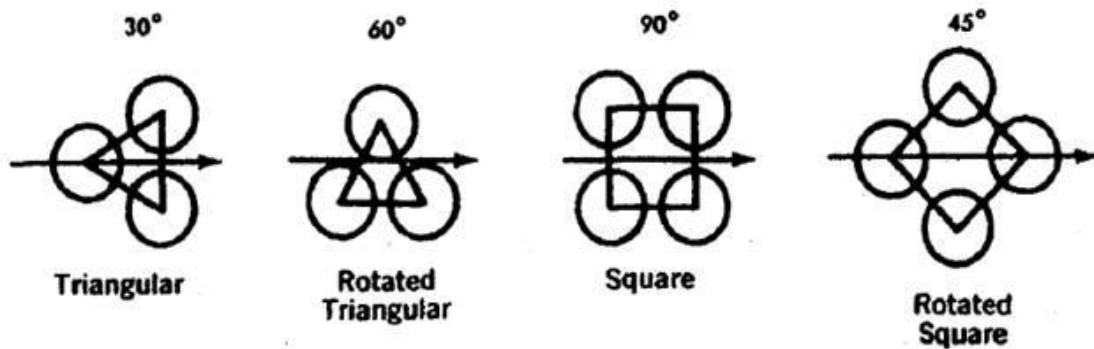


Figura 5.4. Distribucions típiques dels tubs. Font: Tubes pattern. A: 3d-Labs [en línia]. 3d-Labs, 2003. [Consulta: 19 setembre 2020]. Disponible a: <http://www.3d-labs.com/Heat Exchanger e-book/Thermal/Tubes pattern.html>.

La més comú és la triangular, ja que és amb la que es poden fer cabre més tubs en la mateixa àrea. La quadrada s'utilitza si es necessita poder accedir a la superfície dels tubs per netejar-los. La triangular i la quadrada rotada proporcionen millor coeficient de transferència de calor que la quadrada, però més pèrdua de pressió. (12)

La normativa TEMA (9) diu que la distància entre centres dels tubs (*pitch*) ha de ser de com a mínim 1.25 vegades el diàmetre extern dels tubs. El més comú és que sigui de 1.25, 1.33 o 1.5 vegades el diàmetre, depenent dels requeriments del bescanviador.

- Els deflectors s'utilitzen per augmentar la velocitat i la turbulència del fluid de la carcassa, a costa d'augmentar la caiguda de pressió. S'ha de decidir el tall del deflector, que sol ser del 15, 25, 35 o 45%. La distància mínima entre deflectors és de 0.2 vegades el diàmetre intern de la carcassa, però s'ha d'augmentar si la velocitat o la pèrdua de pressió són massa elevades.

## 5.2.5. Càlcul tèrmic d'un bescanviador TEMA E o F

### 5.2.5.1. Diferència de temperatures mitjana logarítmica

El mètode que s'explicarà per calcular el disseny tèrmic és el mètode de Kern.

El càlcul del disseny tèrmic ha de començar per calcular la diferència de temperatures mitjana logarítmica, que es calcula amb l'equació (5.44).

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (5.44)$$

Si el flux és paral·lel,  $\Delta T_1$  i  $\Delta T_2$  es calculen de la següent manera:

$$\Delta T_1 = T_{c1} - T_{f1} \quad (5.45)$$

$$\Delta T_2 = T_{c2} - T_{f2} \quad (5.46)$$

On:

- $T_{c1}$  = temperatura d'entrada del líquid calent.
- $T_{f1}$  = temperatura d'entrada del líquid fred.
- $T_{c2}$  = temperatura de sortida del líquid calent.
- $T_{f2}$  = temperatura de sortida del líquid fred.

Si el flux és contracorrent, es calculen d'aquesta:

$$\Delta T_1 = T_{c1} - T_{f2} \quad (5.47)$$

$$\Delta T_2 = T_{c2} - T_{f1} \quad (5.48)$$

En un bescanviador de múltiples passos, el flux realment no és ni paral·lel ni a contracorrent, si no que hi ha zones de cada tipus. Així doncs el que es fa és calcular un factor de correcció que es multiplica per la diferència de temperatures mitjana logarítmica calculada per obtenir la diferència de temperatures corregida:

$$\Delta T_m = F_t \cdot \Delta T_{ml} \quad (5.49)$$

On:

- $\Delta T_m$  = diferència de temperatures mitjana logarítmica corregida.
- $F_t$  = factor de correcció de la diferència de temperatures mitjana logarítmica.

Pel càlcul del factor de correcció es necessiten aquests dos factors adimensionals:

$$R = \frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{f2} - T_{f1}} \quad (5.50)$$

$$P = \frac{T_{f2} - T_{f1}}{T_{c1} - T_{f1}} \quad (5.51)$$

On:

- $P$  = mesura de l'eficiència del bescanviador.

El factor de correcció per un bescanviador de calor d'un pas per la carcassa i passos parells (2, 4, 6, etc.) pels tubs es calcula amb l'equació (5.51).

$$F_t = \frac{\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \cdot \ln\left(\frac{1 - P}{1 - R \cdot P}\right)}{\ln\left(\frac{\frac{2}{P} - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{\frac{2}{P} - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}}\right)} \quad (5.52)$$

El factor de correcció per un bescanviador de calor de dos passos per la carcassa i passos múltiples de 4 (4, 8, 12, etc.) pels tubs es calcula amb l'equació (5.52).

$$F_t = \frac{\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{2(R - 1)} \cdot \ln\left(\frac{1 - P}{1 - P \cdot R}\right)}{\ln\left(\frac{\frac{2}{P} - 1 - R + \frac{2}{P}\sqrt{(1 - P)(1 - P \cdot R)} + \sqrt{R^2 + 1}}{\frac{2}{P} - 1 - R + \frac{2}{P}\sqrt{(1 - P)(1 - P \cdot R)} - \sqrt{R^2 + 1}}\right)} \quad (5.53)$$

### 5.2.5.2. Àrea requerida

L'àrea de transferència requerida es calcula d'aquesta manera:

$$A_{req} = \frac{\dot{Q}}{U \cdot T_m} \quad (5.54)$$

On:

- $A_{req}$  = àrea de transferència requerida.
- $\dot{Q}$  = potència tèrmica que s'intercanvia al bescanviador.
- $U$  = coeficient global de transferència de calor.

El coeficient global de transferència de calor no es coneix, ja que encara no s'ha calculat. Per aquest motiu es fa una estimació del coeficient i si al calcular-lo hi ha una diferència significativa respecte el valor calculat, es refan els càlculs amb el nou valor a partir d'aquest punt en un procés iteratiu.

A la **Taula 5.3.** es poden veure diferents coeficients globals de transferència de calor típics.

Taula 5.3. Coeficients globals de transferència de calor típics de diferents fluids.

		<i>Condensation</i>	
<i>Hot fluid</i>	<i>Cold fluid</i>	Btu/h ft <sup>2</sup> °F	kcal/h m <sup>2</sup> °C*
Steam (under pressure)	Water	350–750	1750–3800
Steam (vacuum)	Water	300–600	1500–3000
Saturated organic solvents	Water	100–200	500–1000
Organic solvents (atmospheric, some non-condensibles)	Water, brine	50–120	250–600
Organic solvents (vacuum, high non-condensibles)	Water, brine	10–50	50–250
Organic solvents (low boiling, atmospheric)	Water	80–200	400–1000
Hydrocarbons (low boiling, vacuum)	Water	10–30	50–150
		<i>Heating</i>	
Steam	Water	250–750	1250–3800
Steam	Light oils	50–150	250–750
Steam	Organic solvents	100–200	500–1000
Steam	Heavy oils	10–80	50–400
Steam	Gases	5–50	25–250
		<i>Vaporization</i>	
Steam	Water	350–750	1750–3800
Steam	Organic solvents	100–200	500–1000
Steam	Light oils	80–180	400–900
Steam	Heavy oils	25–75	125–370
Water	Refrigerants	75–150	370–750
Organic solvents	Refrigerants	30–100	150–500
		<i>Heating/cooling (no change of phase)</i>	
Water	Water	150–300	750–1500
Organic solvents	Water	50–150	250–750
Gases	Water	3–50	15–250
Light oils	Water	60–160	250–800
Heavy oils	Water	10–50	50–250
Organic solvents	Light oil	20–70	100–350
Water	Brine	100–200	500–1000
Organic solvents	Brine	30–90	150–450
Organic solvents	Organic solvents	20–60	100–300
Heavy oils	Heavy oils	8–50	40–250

\* Multiply by 1.163 to get the value in W/m<sup>2</sup> °C

Nota. Adaptada de (13).

### 5.2.5.3. Nombre de tubs requerits

Per conèixer el nombre de tubs requerits primer es calcula l'àrea exterior d'un tub:

$$A_{et} = 2\pi \cdot \frac{d_{ext}}{2} \cdot L \tag{5.55}$$

On:

- $A_{et}$  = àrea exterior d'un tub.

Seguidament es calcula el nombre de tubs dividint l'àrea de transferència requerida entre l'àrea exterior d'un tub:

$$N_t = \frac{A_{req}}{A_{et}} \quad (5.56)$$

#### 5.2.5.4. Diàmetre de la carcassa

El diàmetre del feix tubular es calcula amb l'equació (5.57), que està basada en dades de disseny estàndard. Dependrà del nombre de tubs i del nombre de passos per tubs.

$$d_f = d_{ext} \cdot \left(\frac{N_t}{K_1}\right)^{\frac{1}{n_1}} \quad (5.57)$$

On:

- $d_f$  = diàmetre del feix tubular.
- $K_1$  = constant adimensional.
- $n_1$  = constant adimensional.

Els valors de les constants de l'equació (5.57) s'obtenen de la Taula 5.4.

Taula 5.4. Valor de les constants de l'equació (5.57).

DISTRIBUCIÓ TRIANGULAR					
Passos tubs	1	2	4	6	8
$K_1$	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
$n_1$	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675

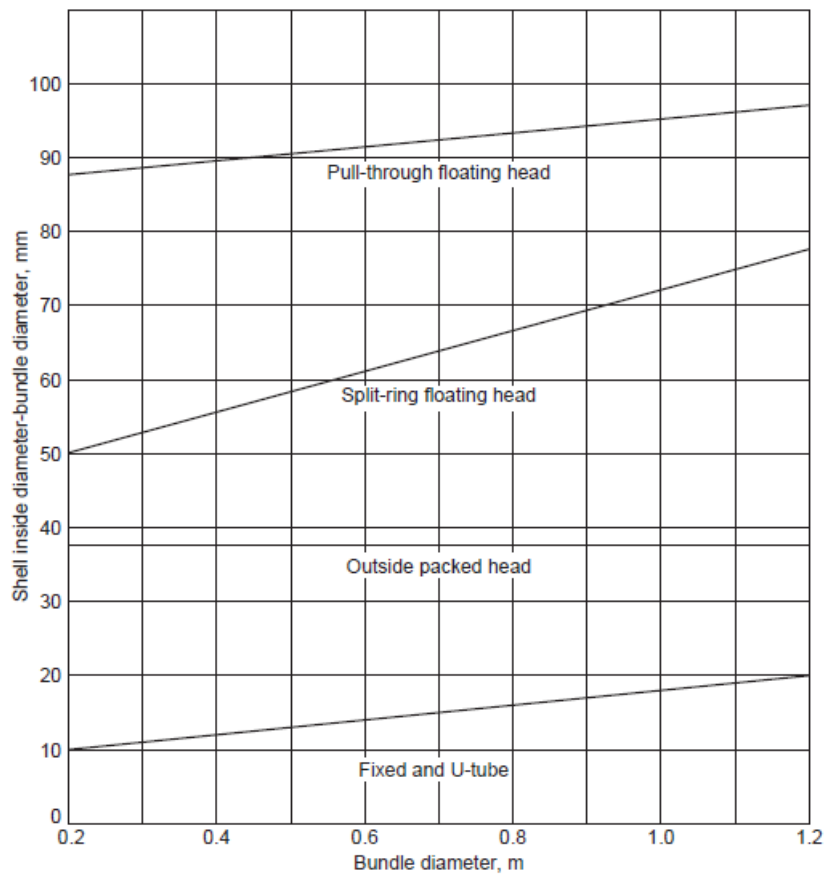


DISTRIBUCIÓ QUADRADA

Passos tubs	1	2	4	6	8
$K_1$	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
$n_1$	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

Nota. Adaptada de (12).

La separació entre el diàmetre del feix tubular i el diàmetre interior de la carcassa s'obté a partir de la gràfica de la **Figura 5.5.**, i dependrà del tipus de capçal posterior.



**Figura 5.5.** Separació entre el diàmetre del feix tubular i el diàmetre interior de la carcassa. Font: Towler, G. i Sinnott, R. *Chemical Engineering Design. Principles, practice and economics of plant and process design.* San Diego: Butterworth-Heinemann, 2008. ISBN 9780750684231.

Com un dels objectius del treball és programar una funció per fer els càlculs amb *Scilab*, s'ha realitzat una interpolació de la gràfica de la **Figura 5.5.** amb els següents resultats:

Si el capçal és flotant i sense contrabrida (TEMA tipus T), la separació s'obté amb la següent equació:

$$dist_{fc} = 0.0094 \cdot d_f + 0.08562 \quad (5.58)$$

On:

- $dist_{fc}$  = separació entre el diàmetre del feix tubular i el diàmetre interior de la carcassa.

Si és de capçal flotant amb dispositiu de recolzament (TEMA tipus S), s'obté amb l'equació **(5.59)**.

$$dist_{fc} = 0.0275 \cdot d_f + 0.0445 \quad (5.59)$$

Si és de capçal flotant amb empaquetat exterior (TEMA tipus P), s'obté amb l'equació **(5.60)**.

$$dist_{fc} = 0.0375 \quad (5.60)$$

Si és de capçal fix o de tub en U (TEMA tipus L, M, N o U), s'obté amb l'equació **(5.61)**.

$$dist_{fc} = 0.01 \cdot d_f + 0.008 \quad (5.61)$$

Per obtenir el diàmetre de la carcassa s'ha de sumar el diàmetre del feix tubular i la separació entre el diàmetre del feix tubular i el diàmetre interior de la carcassa:

$$d_c = d_f + dist_{fc} \quad (5.62)$$

El diàmetre de la carcassa pot mesurar entre 150 i 3000 mm. Habitualment s'utilitzen diàmetres normalitzats que, segons la norma UNE-EN ISO 6708:1996 (14) són els següents:

- DN 150
- DN 200
- DN 250
- DN 300
- DN 350
- DN 400
- DN 450
- DN 500
- DN 600
- DN 700
- DN 800
- DN 900
- DN 1000
- DN 1100
- DN 1200
- DN 1400
- DN 1500
- DN 1600
- DN 1800
- DN 2000
- DN 2200
- DN 2400
- DN 2600
- DN 2800
- DN 3000

#### 5.2.5.5. Velocitat al costat dels tubs

La velocitat al costat dels tubs sol estar limitada per tal d'evitar l'embrutiment causat pel dipòsit de les partícules en suspensió si és massa baixa, i l'erosió si és massa alta.

Sol tenir el següents valors (12):

- En el cas de líquids, de 1 a 2 m/s. Pot arribar a 4 m/s per tal d'evitar l'embrutiment. En el cas d'aigua líquida, de 1.5 a 2.5 m/s.
- En el cas de vapors a alta pressió, de 5 a 10 m/s.
- En el cas de vapors a pressió atmosfèrica, de 10 a 30 m/s.
- En el cas de vapors al buit, de 50 a 70 m/s.

L'àrea de pas del líquid dels tubs es calcula amb l'equació **(5.63)**.

$$A_{pas} = \frac{N_t \cdot \pi \cdot \frac{d_{int}^2}{4}}{N_{pt}} \quad (5.63)$$

On:

- $A_{pas}$  = àrea de pas en un pas pels tubs.
- $N_t$  = nombre de tubs.
- $d_{int}$  = diàmetre interior dels tubs.
- $N_{pt}$  = nombre de passos pels tubs.

Coneixent l'àrea de pas es pot calcular el flux màssic per àrea.

$$G_t = \frac{\dot{m}_t}{A_{pas}} \quad (5.64)$$

On:

- $G_t$  = flux màssic per àrea.

La velocitat del fluid dels tubs es calcula dividint el flux màssic per àrea entre la densitat del fluid:

$$c_i = \frac{G_t}{\rho_t} \quad (5.65)$$

On:

- $c_i$  = velocitat del fluid dels tubs.
- $\rho_t$  = densitat del fluid dels tubs.

#### 5.2.5.6. Coeficient de transferència de calor per convecció als tubs

Per calcular el coeficient de transferència de calor per convecció als tubs es necessita el nombre de Reynolds, el nombre de Prandtl i el nombre de Nusselt. El nombre de Reynolds i el de Prandtl es calculen de la següent manera:

$$Re_t = \frac{\rho_t \cdot c_i \cdot d_{int}}{\mu_t} \quad (5.66)$$

$$Pr_t = \frac{Cp_t \cdot \mu_t}{k_t} \quad (5.67)$$

On:

- $Re_t$  = nombre de Reynolds als tubs.
- $\mu_t$  = viscositat del fluid dels tubs.
- $Pr_t$  = nombre de Prandtl als tubs.
- $Cp_t$  = calor específica del fluid dels tubs.
- $k_t$  = conductivitat tèrmica del fluid dels tubs.

El nombre de Nusselt es calcula de diferent manera segons el nombre de Reynolds.

Si el nombre de Reynolds és inferior a 2100 (flux laminar) es calcula amb l'equació (5.68). S'ha de tenir en compte que, si el resultat és inferior a 3.5, s'ha de considerar que el valor del nombre de Nusselt és de 3.5 (12).

Si  $Re_t < 2100$ :

$$Nu_t = 1.86 \cdot \left( Re_t \cdot Pr_t \cdot \frac{d_{int}}{L} \right) \cdot \left( \frac{\mu_t}{\mu_{tw}} \right)^{0.14} \quad (5.68)$$

On:

- $Nu_t$  = nombre de Nusselt als tubs.
- $\mu_{tw}$  = viscositat del fluid a la temperatura de la paret.

Si el nombre de Reynolds és superior a 10000 (flux turbulent) i el fluid dels tubs és un líquid, es calcula amb l'equació (5.69).

Si  $10000 < Re_c$ :

$$Nu_t = 0.023 \cdot Re_t^{0.8} \cdot Pr_t^{0.33} \cdot \left( \frac{\mu_t}{\mu_{tw}} \right)^{0.14} \quad (5.69)$$

Si el nombre de Reynolds és superior a 10000 (flux turbulent) i el fluid dels tubs és un gas, es calcula amb l'equació (5.70).

Si  $10000 < Re_c$ :

$$Nu_t = 0.021 \cdot Re_t^{0.8} \cdot Pr_t^{0.33} \cdot \left( \frac{\mu_t}{\mu_{tw}} \right)^{0.14} \quad (5.70)$$

En la regió de transició entre flux laminar i flux turbulent totalment desenvolupat és complicat calcular el nombre de Nusselt degut a que el flux és inestable. El disseny del flux en aquesta zona s'hauria d'evitar, però, si no és possible, s'ha de calcular el nombre de Nusselt segons el cas de flux laminar i segons el de flux turbulent i triar el valor més baix (12).

Per calcular el nombre de Nusselt falta el valor de la viscositat a la temperatura de la paret, ja que no es sap quina és aquesta temperatura. Aquest es fa servir per calcular el factor de correcció de la viscositat  $\left(\frac{\mu_t}{\mu_{tw}}\right)^{0.14}$ , amb el que es té en compte la variació de la viscositat amb la temperatura.

En el cas de fluids amb baixa viscositat, el factor de correcció es pot negligir i, per tant, considerar que la viscositat a la temperatura de la paret és la mateixa que la viscositat mitjana del fluid.

En els altres casos, per estimar el factor de correcció primer es calcula el nombre de Nusselt negligint el factor per posteriorment calcular el coeficient de transferència de calor per convecció als tubs:

$$h_i = \frac{Nu_t \cdot k_t}{d_{int}} \quad (5.71)$$

Coneixent coeficient de transferència de calor s'estima la temperatura de la paret amb la següent expressió:

$$T_{tw} = \frac{U \cdot \left(\frac{T_{ce} + T_{cs}}{2} - \frac{T_{te} + T_{ts}}{2}\right)}{h_i} + \frac{T_{te} + T_{ts}}{2} \quad (5.72)$$

On:

- $T_{tw}$  = temperatura del fluid a la paret del tub.
- $U$  = coeficient global de transferència de calor.
- $T_{ce}$  = temperatura mitjana del fluid de la carcassa a l'entrada del bescanviador.
- $T_{cs}$  = temperatura mitjana del fluid de la carcassa a la sortida del bescanviador.
- $T_{te}$  = temperatura mitjana del fluid dels tubs a l'entrada del bescanviador.
- $T_{ts}$  = temperatura mitjana del fluid dels tubs a la sortida del bescanviador.
- $h_i$  = coeficient de transferència de calor per convecció als tubs.

Un cop obtinguda la temperatura de la paret, es busca en taules de propietats del fluid la viscositat a aquella temperatura i es repeteix el càlcul amb la viscositat trobada. El càlcul de la

temperatura de la paret és només una estimació. Així doncs, s'ha de fer varies iteracions per trobar el valor correcte.

### 5.2.5.7. Velocitat al costat de la carcassa

Igual que en el cas dels tubs, la velocitat del fluid al costat de la carcassa està limitada per tal d'evitar l'embrutiment i l'erosió.

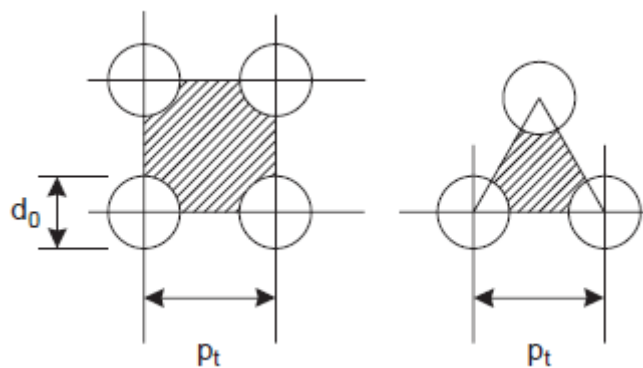
En aquest cas la velocitat recomanada pels líquids és de 0,3 a 1 m/s.

L'àrea de pas a la carcassa és l'àrea entre tubs, tal com es veu a la **Figura 5.6**. Es calcula amb la següent expressió:

$$A_c = \frac{(pitch - d_{ext}) * B * d_c}{pitch * N_{pc}} \quad (5.73)$$

On:

- $A_c$  = àrea de pas per la carcassa.
- $pitch$  = distància entre centres dels tubs.
- $B$  = distància entre deflectors.



**Figura 5.6.** Àrea de pas de la carcassa. Font: Towler, G. i Sinnott, R. *Chemical Engineering Design. Principles, practice and economics of plant and process design*. San Diego: Butterworth-Heinemann, 2008. ISBN 9780750684231.



Coneixent l'àrea de pas es pot calcular el flux màssic per àrea:

$$G_s = \frac{m_c}{A_c} \quad (5.74)$$

On:

- $G_s$  = flux màssic per àrea.

La velocitat del fluid de la carcassa es calcula dividint el flux màssic per àrea entre la densitat del fluid:

$$c_o = \frac{G_c}{\rho_c} \quad (5.75)$$

On:

- $c_o$  = velocitat del fluid de la carcassa.
- $\rho_c$  = densitat del fluid de la carcassa.

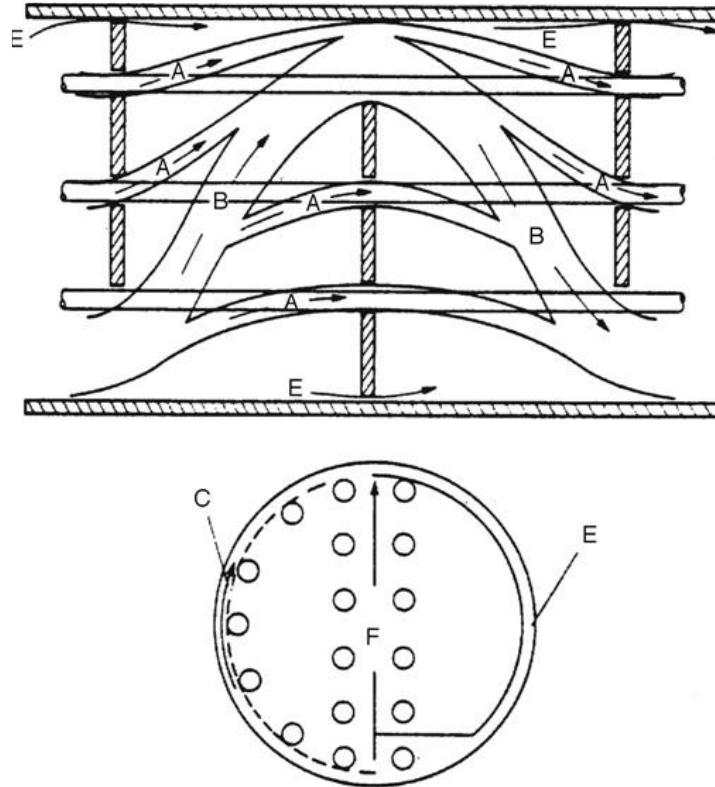
#### 5.2.5.8. Coeficient de transferència de calor per convecció a la carcassa

El flux a la carcassa és complex. La major part es desvia per tal que passi a través dels tubs, generant, en un cas ideal, flux creuat, gràcies als deflectors. Tanmateix també s'ha de considerar les fuites que hi ha a través de les toleràncies de fabricació (12).

A la **Figura 5.7** es pot veure com seria el flux real a la carcassa d'un bescanviador de calor:

- El flux A és el fluid que passa entre la tolerància de la unió dels tubs i dels deflectors.
- El flux B és el flux creuat que provoquen els deflectors.
- El flux C és el fluid que passa entre el feix tubular i la carcassa.
- El flux E és el fluid que passa entre la tolerància entre els deflectors i la carcassa.
- El flux F és el fluid que passa per les plaques de divisió de passos.

A causa del flux tant complex, és difícil determinar amb precisió el coeficient de transferència de calor a la carcassa.



**Figura 5.7.** Flux real a la carcassa. Font: Towler, G. i Sinnott, R. *Chemical Engineering Design. Principles, practice and economics of plant and process design.* San Diego: Butterworth-Heinemann, 2008. ISBN 9780750684231.

Pel càlcul del coeficient de transferència de calor per convecció a la carcassa és necessari calcular el diàmetre hidràulic. Aquest és el diàmetre que tindria l'àrea entre els tubs si tingués forma circular.

En el cas d'una distribució quadrada dels tubs es calcula amb l'equació (5.76).

$$d_H = \frac{1.27}{d_{ext}} (pitch^2 - 0.785 \cdot d_{ext}) \quad (5.76)$$

On:

- $d_H$  = diàmetre hidràulic de la carcassa.

En el cas d'una distribució triangular dels tubs es calcula amb l'equació (5.77).

$$d_H = \frac{1.10}{d_{ext}} (\text{pitch}^2 - 0.917 \cdot d_{ext}) \quad (5.77)$$

A continuació es calculen el nombre de Reynolds i de Prandtl.

$$Re_c = \frac{G_c \cdot d_H}{\mu_c} \quad (5.78)$$

$$Pr_c = \frac{Cp_c \cdot \mu_c}{k_c} \quad (5.79)$$

On:

- $Re_c$  = nombre de Reynolds a la carcassa.
- $\mu_c$  = viscositat del fluid de la carcassa.
- $Pr_c$  = nombre de Prandtl a la carcassa.
- $Cp_c$  = calor específica del fluid de la carcassa.
- $k_c$  = conductivitat tèrmica del fluid de la carcassa.

El nombre de Nusselt es calcula amb l'equació (5.80) si el flux és laminar (nombre de Reynolds entre 100 i 2000).

Si  $100 < Re_c < 2000$ :

$$Nu_c = 0.664 \cdot Re_c^{0.5} \cdot Pr_c^{0.33} \cdot \left( \frac{\mu_c}{\mu_{cw}} \right)^{0.14} \quad (5.80)$$

On:

- $Nu_c$  = nombre de Nusselt a la carcassa.



- $\mu_{cw}$  = viscositat del fluid a la temperatura de la paret.

En cas contrari es calcula amb l'equació (5.81):

$$\begin{aligned} & \text{Si } 2000 < Re_c \\ Nu_c &= 0.36 \cdot Re_c^{0.55} \cdot Pr_c^{0.33} \cdot \left(\frac{\mu_c}{\mu_{cw}}\right)^{0.14} \end{aligned} \quad (5.81)$$

Igual que en el càlcul del nombre de Nusselt als tubs (apartat 5.2.5.6) s'ha de trobar el valor de la temperatura de la paret per tal de conèixer el valor de la viscositat a aquesta temperatura ( $\mu_{cw}$ ). Per tant s'ha de calcular el coeficient de transferència de calor per convecció a la carcassa negligint el factor de correcció de viscositat amb l'equació (5.82), per tal d'obtenir un valor de la temperatura de la paret amb l'equació (5.83). Igual que en el cas dels tubs, s'hauran de fer varies iteracions per trobar la temperatura correcta.

$$h_o = \frac{Nu_c \cdot k_c}{d_H} \quad (5.82)$$

$$T_{cw} = \frac{T_{ce} + T_{cs}}{2} - U \cdot \frac{\frac{T_{ce} + T_{cs}}{2} - \frac{T_{te} + T_{ts}}{2}}{h_o} \quad (5.83)$$

#### 5.2.5.9. Coeficient global de transferència de calor

En els apartats anteriors s'ha explicat com calcular tots els elements necessaris per calcular el coeficient global de transferència de calor, que expressa és la intensitat total de transferència de calor en un bescanviador de calor.

Aquest es calcula a partir del seu invers, és a dir, la resistència total a la transferència de calor  $\left(\frac{1}{U}\right)$  amb l'equació (5.84).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + R_{do} + \left( \frac{d_{ext} \cdot \ln\left(\frac{d_{ext}}{d_{int}}\right)}{2 \cdot k_m} \right) + \left( \frac{d_{ext}}{d_{int}} \right) \cdot \left( R_{di} + \frac{1}{h_i} \right) \quad (5.84)$$

Si s'aïlla el coeficient global de transferència de calor es pot trobar a partir de l'equació (5.85).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \left( \frac{d_{ext} \cdot \ln\left(\frac{d_{ext}}{d_{int}}\right)}{2 \cdot k_m} \right) + \left( \frac{d_{ext}}{d_{int}} \right) \cdot \left( R_{di} + \frac{1}{h_i} \right)} \quad (5.85)$$

#### 5.2.5.10. Excés d'àrea

Una vegada s'ha trobat el coeficient global de transferència de calor, és necessari calcular la diferència entre l'àrea requerida per fer la transferència de calor i l'àrea disponible segons el dimensionament que s'ha realitzat. Aquesta diferència no hauria de ser mai més gran del 10%.

Primer és necessari calcular l'àrea requerida i la disponible a partir de les equacions (5.86) i (5.87).

$$A_{req} = \frac{\dot{Q}}{U \cdot T_m} \quad (5.86)$$

$$A_{disp} = \pi \cdot d_{ext} \cdot L \cdot N_t \quad (5.87)$$

On:

- $A_{disp}$  = àrea disponible per realitzar la transferència de calor.
- $N_t$  = nombre de tubs.

Un cop obtingudes es pot calcular el percentatge d'excés d'àrea amb l'equació (5.88).

$$ExcesA = \frac{(A_{disp} - A_{req})}{A_{req}} \cdot 100 \quad (5.88)$$

#### 5.2.5.11. Caiguda de pressió als tubs

La caiguda de pressió als tubs es produeix principalment a causa de dues causes: la fricció amb les parets dels tubs i les contraccions, expansions i canvis de sentit que experimenta el fluid.

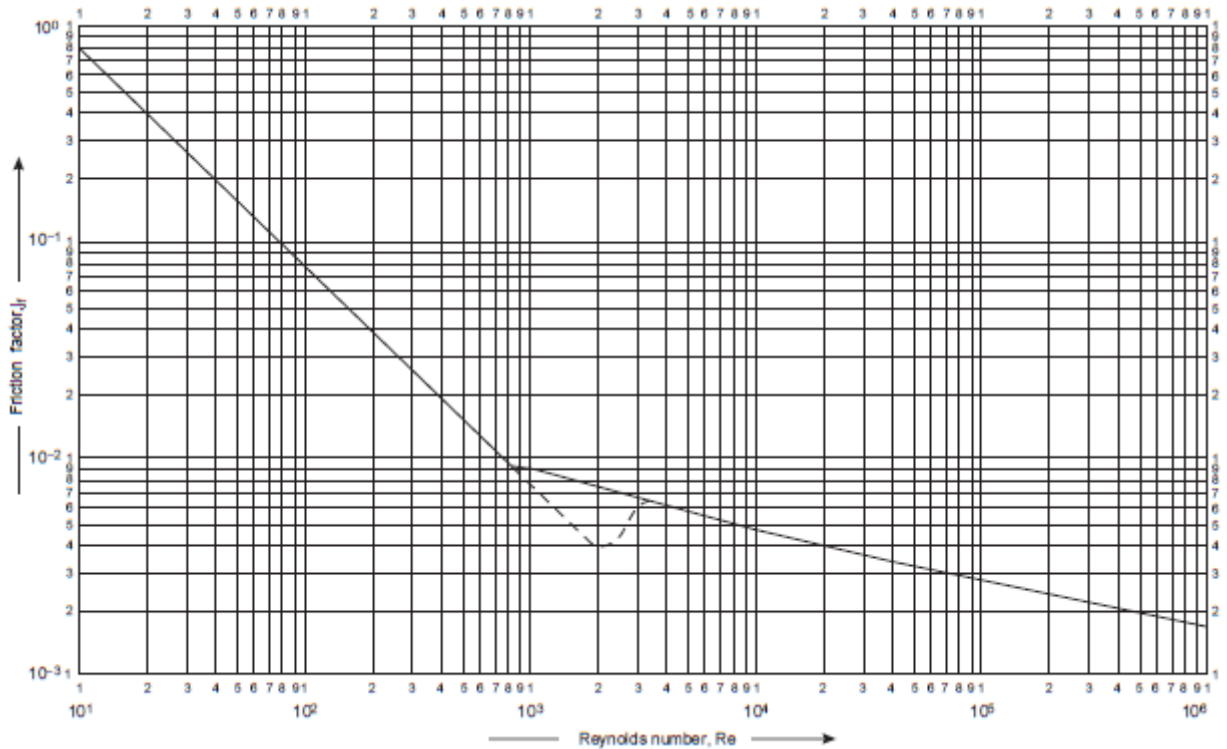
La pèrdua de pressió a causa de la fricció es calcula amb l'equació (5.89).

$$\Delta p_t = N_{pt} \cdot 8 \cdot j_f \cdot \left(\frac{L}{d_{int}}\right) \cdot \rho_t \cdot \frac{c_i^2}{2} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_{tw}}\right)^{-m} \quad (5.89)$$

On:

- $\Delta p_t$  = caiguda de pressió als tubs deguda a la fricció.
- $j_f$  = factor de fricció als tubs.

El factor de fricció depèn del nombre de Reynolds i es pot obtenir amb la gràfica de la **Figura 5.8**.



**Figura 5.8.** Factor de fricció als tubs en funció del nombre de Reynolds. Font: Towler, G. i Sinnott, R. *Chemical Engineering Design. Principles, practice and economics of plant and process design*. San Diego: Butterworth-Heinemann, 2008. ISBN 9780750684231.

S'ha realitzat una interpolació potencial de la gràfica per tal que el factor de fricció sigui fàcilment calculable per ordinador. Els resultats són els següents:

Si  $10 < Re_c < 850$ :

$$j_f = 8.0259 \cdot Re_c^{-1.001} \quad (5.90)$$

Si  $850 < Re_c < 10^6$ :

$$j_f = 0.0424 \cdot Re_c^{-0.234} \quad (5.91)$$

La caiguda de pressió provocada per les contraccions, expansions i canvis de sentit es pot estimar amb la següent equació:

$$\Delta p_r = 2.5 \cdot N_{pt} \cdot \frac{c_i^2}{2} \cdot \rho_t \quad (5.92)$$

On:

- $\Delta p_r$  = caiguda de pressió als tubs provocada per les contraccions, expansions i canvis de sentit.

Així doncs la caiguda de pressió total als tubs és la suma de la caiguda de pressió provocada per totes les fonts:

$$\Delta p_T = \Delta p_t + \Delta p_r \quad (5.93)$$

On:

- $\Delta p_T$  = caiguda de pressió total als tubs.

#### 5.2.5.12. Caiguda de pressió a la carcassa

La caiguda de pressió a la carcassa està provocada principalment per la fricció i es calcula amb l'equació següent:

$$\Delta p_s = \frac{j_s \cdot G_c^2 \cdot d_c \cdot (N_b + 1)}{2 \cdot \rho_s \cdot d_H \cdot \left(\frac{\mu_c}{\mu_{cw}}\right)^{0.14}} \quad (5.94)$$

On:

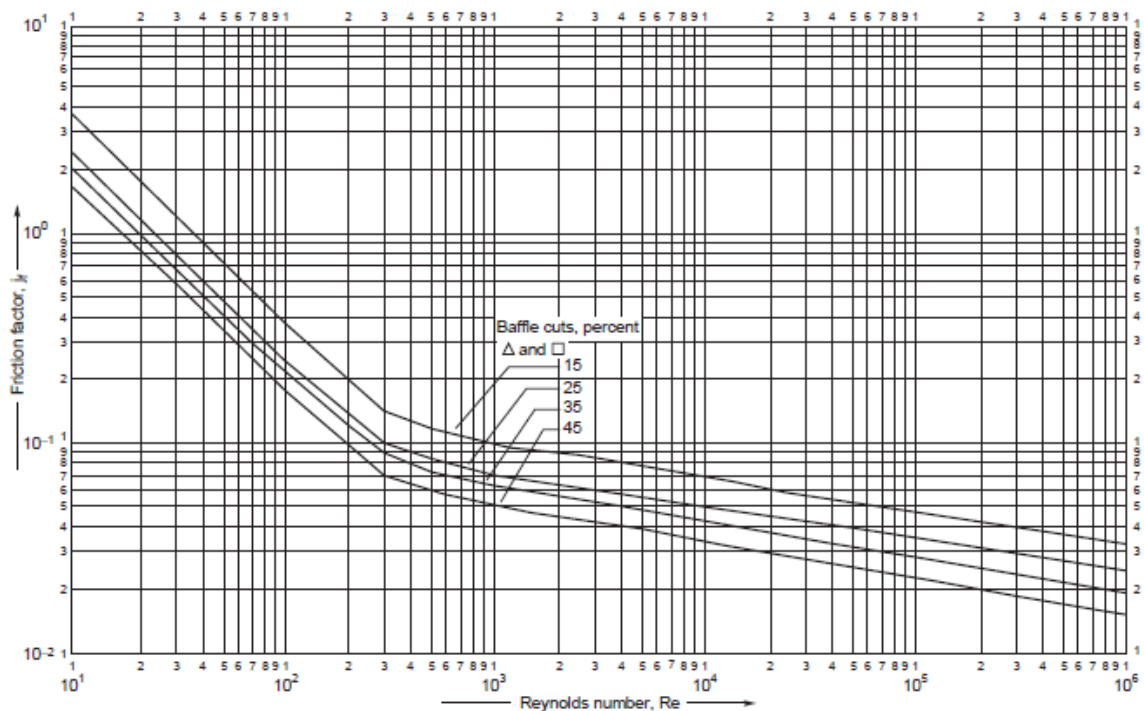
- $\Delta p_s$  = caiguda de pressió a la carcassa.
- $j_s$  = factor de fricció a la carcassa.
- $N_b$  = nombre de deflectors.



El nombre de deflectors es pot calcular mitjançant la següent equació:

$$N_b = N_{pc} \cdot \left( \frac{L}{B} - 1 \right) \quad (5.95)$$

El factor de fricció es pot obtenir a partir de la gràfica de la **Figura 5.9**



**Figura 5.9.** Factor de fricció a la carcassa en funció del nombre de Reynolds. Font: Towler, G. i Sinnott, R. *Chemical Engineering Design. Principles, practice and economics of plant and process design.* San Diego: Butterworth-Heinemann, 2008. ISBN 9780750684231.

S'ha realitzat una interpolació potencial de la gràfica per tal que el factor de fricció sigui fàcilment calculable per ordinador. Els resultats són els següents:

Si el percentatge de tall del deflector és del 15%:

Si  $10 < Re_c < 300$ :

$$j_s = 30.281 \cdot Re_c^{-0.944} \quad (5.96)$$

Si  $300 < Re_c < 10^3$ :

$$j_s = 1.024 \cdot Re_c^{-0.337} \quad (5.97)$$

Si  $10^3 < Re_c < 10^6$ :

$$j_s = 0.3029 \cdot Re_c^{-0.161} \quad (5.98)$$

Si el percentatge de tall del deflector és del 25%:

Si  $10 < Re_c < 300$ :

$$j_s = 19.465 \cdot Re_c^{-0.933} \quad (5.99)$$

Si  $300 < Re_c < 10^3$ :

$$j_s = 0.5418 \cdot Re_c^{-0.296} \quad (5.100)$$

Si  $10^3 < Re_c < 10^6$ :

$$j_s = 0.2006 \cdot Re_c^{-0.152} \quad (5.101)$$

Si el percentatge de tall del deflector és del 35%:

Si  $10 < Re_c < 300$ :

$$j_s = 15.02 \cdot Re_c^{-0.906} \quad (5.102)$$

Si  $300 < Re_c < 10^3$ :

$$j_s = 0.526 \cdot Re_c^{-0.31} \quad (5.103)$$

Si  $10^3 < Re_c < 10^6$ :

$$j_s = 0.2032 \cdot Re_c^{-0.171} \quad (5.104)$$

Si el percentatge de tall del deflector és del 45%:

Si  $10 < Re_c < 300$ :

$$j_s = 13.792 \cdot Re_c^{-0.932} \quad (5.105)$$

Si  $300 < Re_c < 10^3$ :

$$j_s = 0.3446 \cdot Re_c^{-0.279} \quad (5.106)$$

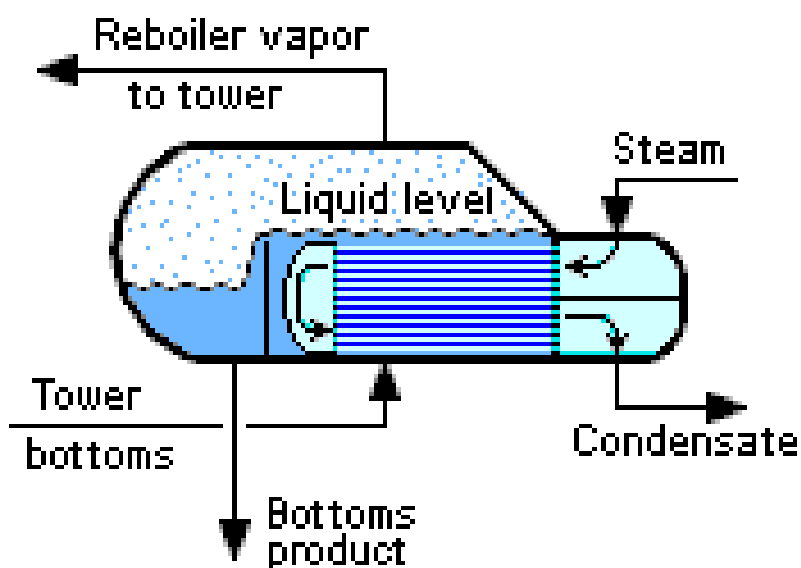
Si  $10^3 < Re_c < 10^6$ :

$$j_s = 0.158 \cdot Re_c^{-0.167} \quad (5.107)$$

### 5.2.6. Càlcul tèrmic d'un bescanviador tipus TEMA K

El mètode de càlcul d'un bescanviador tipus Kettle és lleugerament diferent a la dels altres tipus de bescanviadors, ja que l'aigua, en comptes d'estar en moviment a la carcassa, es troba embassada en aquesta.

A la **Figura 5.10.** es pot veure l'esquema de funcionament d'un bescanviador Kettle.



**Figura 5.10.** Esquema de funcionament d'un bescanviador tipus Kettle. Font: Kettle reboiler. A: Wikipedia [en línia]. Wikimedia Commons, 2011. [Consulta: 30 setembre 2020]. Disponible a: [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Kettle\\_reboiler.svg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Kettle_reboiler.svg).

La carcassa d'aquest tipus de bescanviadors té un diàmetre molt més gran al del feix tubular, al contrari que la d'un bescanviador tipus E o F, en els que la carcassa té un diàmetre molt semblant al del feix.

No existeix un mètode específic per al càlcul d'aquest tipus de bescanviadors. Per al costat dels tubs es pot utilitzar, igual que en els bescanviadors tipus E o F, el mètode de Kern, però per al costat de la carcassa es poden utilitzar diferents expressions desenvolupades per diversos experts.

### 5.2.6.1. Diferència de temperatures mitjana logarítmica

La diferència de temperatures mitjana logarítmica en un evaporador tipus Kettle es pot calcular de diferents maneres segons l'estat dels fluids que duguin a terme el procés.

Si el fluid dels tubs és un vapor que condensa durant el procés i, òbviament, el de la carcassa és un líquid que s'evapora, sense que hi hagi variació de temperatura en cap dels dos processos, la diferència de temperatures serà simplement la resta de les temperatures dels dos fluids.

$$\Delta T_{ml} = T_c - T_t \quad (5.108)$$

On:

- $\Delta T_{ml}$  = diferència de temperatures mitjana logarítmica.
- $T_c$  = temperatura del fluid de la carcassa.
- $T_t$  = temperatura del fluid dels tubs.

Si, en canvi, el procés no és isotèrmic en un dels dos costats, però en l'altre sí, es pot fer el càlcul de la diferència de temperatures mitjana logarítmica igual que en l'apartat 5.2.5.1, però sense tenir en compte el factor de correcció:

$$\Delta T_1 = T_{c1} - T_{f2} \quad (5.109)$$

$$\Delta T_2 = T_{c2} - T_{f1} \quad (5.110)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\log\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (5.111)$$

On:

- $T_{c1}$  = temperatura d'entrada del líquid calent.
- $T_{f1}$  = temperatura d'entrada del líquid fred.

- $T_{c2}$  = temperatura de sortida del líquid calent.
- $T_{f2}$  = temperatura de sortida del líquid fred.

Per últim, si cap dels dos processos és isotèrmic, s'ha de calcular la variació de temperatura mitjana logarítmica i posteriorment el factor de correcció, igual que a l'apartat 5.2.5.1:

$$R = \frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{f2} - T_{f1}} \quad (5.112)$$

$$P = \frac{T_{f2} - T_{f1}}{T_{c1} - T_{f1}} \quad (5.113)$$

$$F_t = \frac{\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \cdot \ln\left(\frac{1 - P}{1 - R \cdot P}\right)}{\ln\left(\frac{\frac{2}{P} - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{\frac{2}{P} - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}}\right)} \quad (5.114)$$

### 5.2.6.2. Àrea requerida

Pel càlcul de l'àrea requerida en un bescanviador de calor tipus Kettle es segueix el mateix procediment que a l'apartat 5.2.5.2.

### 5.2.6.3. Nombre de tubs requerits

Pel càlcul del nombre de tubs requerits en un bescanviador de calor tipus Kettle es segueix el mateix procediment que a l'apartat 5.2.5.3.

#### 5.2.6.4. Diàmetre del feix tubular

Pel càlcul del diàmetre del feix tubular en un bescanviador de calor tipus Kettle es segueix el mateix procediment que a l'apartat 5.2.5.4.

#### 5.2.6.5. Velocitat al costat dels tubs

Pel càlcul de la velocitat al costat dels tubs en un bescanviador de calor tipus Kettle es segueix el mateix procediment que a l'apartat 5.2.6.5.

#### 5.2.6.6. Coeficient de transferència de calor per convecció als tubs

Pel càlcul del coeficient de transferència de calor per convecció als tubs en un bescanviador de calor tipus Kettle es segueix el mateix procediment que a l'apartat 5.2.5.6.

#### 5.2.6.7. Velocitat al costat de la carcassa

La velocitat del fluid al costat de la carcassa en un bescanviador tipus Kettle es considera que és de 0 m/s.

#### 5.2.6.8. Coeficient de transferència de calor per convecció a la carcassa

El coeficient de transferència de calor per convecció a la carcassa es calcula amb la següent fórmula (15):

$$h_o = h_{nb1} \cdot F_b \cdot F_c + h_{nc} \quad (5.115)$$

On:

- $h_o$  = coeficient de transferència de calor per convecció a la carcassa.
- $h_{nb1}$  = coeficient de transferència de calor bullent per nucleació d'un sol tub.
- $F_b$  = factor de geometria del feix tubular.

- $F_c$  = factor de correcció per mescles.
- $h_{nc}$  = coeficient de transferència de calor per convecció natural.

El factor de geometria del feix tubular és un factor que depèn de la geometria de feix tubular i que, a falta de dades experimentals, i per prudència, se l'hi sol assignar un valor de 1.5 (15). Serveix per corregir els efectes que té sobre el coeficient de transferència de calor l'ús d'un feix tubular i no d'un sol tub, ja que la transferència serà millor en el feix tubular.

El factor de correcció per mescles és un factor que s'ha d'aplicar quan el fluid a evaporar és una mescla, ja que en aquests casos el coeficient de transferència de calor pot ser molt més baix. En el cas que ens ocupa es considerarà un valor de 1, ja que en un generador de vapor el fluid de la carcassa és un únic component.

El valor del coeficient de transferència de calor per convecció natural es considera que és de 1000  $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$  si el fluid a evaporar és aigua (15).

Per calcular el coeficient de transferència de calor bullent per nucleació d'un sol tub s'ha de començar per calcular l'àrea disponible per realitzar la transferència de calor amb la següent fórmula:

$$A_{disp} = \pi \cdot d_{ext} \cdot L \cdot N_t \quad (5.116)$$

On:

- $A_{disp}$  = àrea disponible per realitzar la transferència de calor.
- $N_t$  = nombre de tubs.

Coneixent l'àrea disponible, es pot calcular el flux de calor amb l'equació (5.117).

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A_{disp}} \quad (5.117)$$



També és necessari calcular el factor de correcció de pressió de Mostinski (15):

$$F_p = 1.8 \cdot \left( \frac{p_c}{p_{crit}} \right)^{0.17} \quad (5.118)$$

On:

- $F_p$  = factor de correcció de pressió.
- $p_c$  = pressió del fluid a la carcassa.
- $p_{crit}$  = pressió crítica del fluid de la carcassa.

Amb les dades calculades anteriorment es pot calcular el coeficient de transferència de calor bullent per nucleació d'un sol tub amb la correlació de Mostinski:

$$h_{nb1} = 0.0417 \cdot p_{crit}^{0.69} \cdot \dot{q}^{0.7} \cdot F_p \quad (5.119)$$

On:

- $h_{nb1}$  = coeficient de transferència de calor bullent per nucleació d'un tub  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ .
- $p_{crit}$  = pressió crítica  $[kPa]$ .
- $\dot{q}$  = flux de calor  $\left[ \frac{W}{m^2} \right]$ .

#### 5.2.6.9. Flux de calor crític

El flux de calor crític es pot obtenir de la correlació de Palen (15) i és el màxim flux per tal d'evitar l'ebullició de pel·lícula:

$$\dot{q}_{b \max} = \dot{q}_{1 \max} \cdot \Phi_b \quad (5.120)$$

On:

- $\dot{q}_{b \max}$  = flux de calor crític.
- $\dot{q}_{1 \max}$  = flux de calor crític per un sol tub.
- $\Phi_b$  = factor de correcció del feix tubular.

El flux de calor crític per un sol tub es calcula amb la correlació de Mostinski reduïda (15):

$$\dot{q}_{1 \max} = 367 \cdot p_{crit} \cdot \left(\frac{p_c}{p_{crit}}\right)^{0.35} \cdot \left(1 - \frac{p_c}{p_{crit}}\right)^{0.9} \quad (5.121)$$

Per calcular el factor de correcció del feix tubular és necessari calcular primer el paràmetre de geometria:

$$\Psi_b = \pi \cdot d_f \cdot \frac{L}{A_{disp}} \quad (5.122)$$

On:

- $\Psi_b$  = paràmetre de geometria del feix tubular.

El factor de correcció del feix tubular es calcula amb l'equació (5.123). Si el resultat és més gran que 1, s'ha de considerar que el seu valor és igual a 1.

$$\Phi_b = 2.2 \cdot \Psi_b \quad (5.123)$$

Si el flux de calor fos més gran que el flux de calor crític s'hauria de canviar el disseny del bescanviador de calor augmentant la longitud d'aquest per tal d'evitar l'ebullició de pel·lícula.

Si el factor de correcció del feix tubular fos més gran que 0.1 i el flux de calor fos més de la meitat de gran que el flux de calor crític s'haurien d'incorporar carrils d'evacuació de vapor (15).

#### **5.2.6.10. Coeficient global de transferència de calor**

Pel càlcul del coeficient global de transferència de calor en un bescanviador de calor tipus Kettle es segueix el mateix procediment que a l'apartat 5.2.5.9.

#### **5.2.6.11. Excés d'àrea**

Pel càlcul de l'excés d'àrea en un bescanviador de calor tipus Kettle es segueix el mateix procediment que a l'apartat 5.2.5.10.

#### **5.2.6.12. Caiguda de pressió als tubs**

Pel càlcul de la caiguda de pressió als tubs en un bescanviador de calor tipus Kettle es segueix el mateix procediment que a l'apartat 5.2.5.11.

#### **5.2.6.13. Caiguda de pressió a la carcassa**

Al ser la velocitat de la carcassa de pràcticament 0 m/s la caiguda de pressió a la carcassa es considera negligible, ja que no hi ha pèrdues per fricció.

## 6. Codi de càlcul

El programari que s'ha triat per programar i realitzar és *Scilab*.

Amb aquest es pot realitzar anàlisi numèric i estadística, dibuix de gràfiques en 2D i 3D, simulació de sistemes dinàmics, entre d'altres. És un programari de codi obert, i inclou l'opció d'instal·lar varis paquets desenvolupats pels usuaris per ampliar la seva capacitat.

La principal raó per la que s'ha triat *Scilab* com a eina de càlcul és que és un programari gratuït àmpliament utilitzat en l'àmbit acadèmic. D'aquesta manera serà molt més senzill que un estudiant pugui reaprofitar el codi desenvolupat.

El codi que s'ha programat consta de tres funcions per la programació dels càlculs i una per executar-les. Són les següents:

- `CalculCiclePotencia(T1,p1,p2,p3,T4,p4,p5,p6,p8,T13,p13,rend_tur,rend_bom,rend_gen,Pt net)` – aquesta funció conté les equacions necessàries pel càlcul del cicle de potència. No s'ha de modificar per part de l'usuari.
- `CalculBalancTermic(Q1,Q2,m1,m2,Tthesobre,Tthseco,Tthere,Tthsre,TH2Oeeco,pH2Oee co,TH2Oseco,pH2Oseco,TH2Oseva,pH2Oseva)` – aquesta funció conté les equacions necessàries pel càlcul del balanç tèrmic.
- `CalculBescanviador(Tte,Tts,mt,pte,denste,densts,cpte,cpts,vite,vits,kte,kts,Rdo,flut,Tce,Tc s,mc,pce,densce,denscs,cpce,cpcs,vice,vics,kce,kcs,pcrit,Rdi,Q,km,flux,F,dext,esp,long,pitch h,Ntt,dcc,pc,pt,distribucio,TD,B,carcassa,capcal)` – aquesta funció conté les equacions necessàries pel càlcul d'un bescanviador de calor de carcassa i tubs de carcassa tipus E, F o K.
- `DimensionamentCentral()` – aquesta funció és la que es fa servir per la introducció de dades i per executar la resta de funcions. L'usuari l'ha de modificar a conveniència segons les seves necessitats de càlcul.

Es vol que la funció sigui multi-propòsit. Així doncs, s'ha programat de manera que la funció `DimensionamentCentral()` sigui fàcilment editable per l'usuari per introduir els paràmetres i cridar les funcions que l'hi interessin.

Així doncs, en el cas d'aquest projecte, en el que s'ha de fer el càlcul de potència, el balanç tèrmic i el càlcul de 4 bescanviadors de calor, s'haurà de modificar la funció de manera que s'introdueixin els paràmetres i s'executi una vegada la funció pel càlcul del cicle de potència, una altra el balanç tèrmic i quatre vegades la funció del bescanviador.

Hi ha la possibilitat de relacionar els resultats d'un càlcul amb una funció posterior, de manera que no s'ha de modificar tots els paràmetres dependents cada vegada que se'n canvia un.

El codi té una limitació, ja que només està preparat per calcular l'esquema del cicle de potència que s'utilitzarà en aquest projecte, no es pot calcular amb ell cicles de potència diferents. Per poder-ho fer seria necessari que l'usuari adaptés els càlculs si ho necessités, feina relativament senzilla si es tenen uns coneixements mínims de programació amb *Scilab* i es comprèn com funciona un cicle de Rankine.

Si algú es trobés amb aquest problema i no volgués modificar el codi, podria calcular el cicle de potència amb un altre mètode i, gràcies a la flexibilitat de la que consta el programa, continuar amb el balanç tèrmic o el càlcul tèrmic dels bescanviadors.

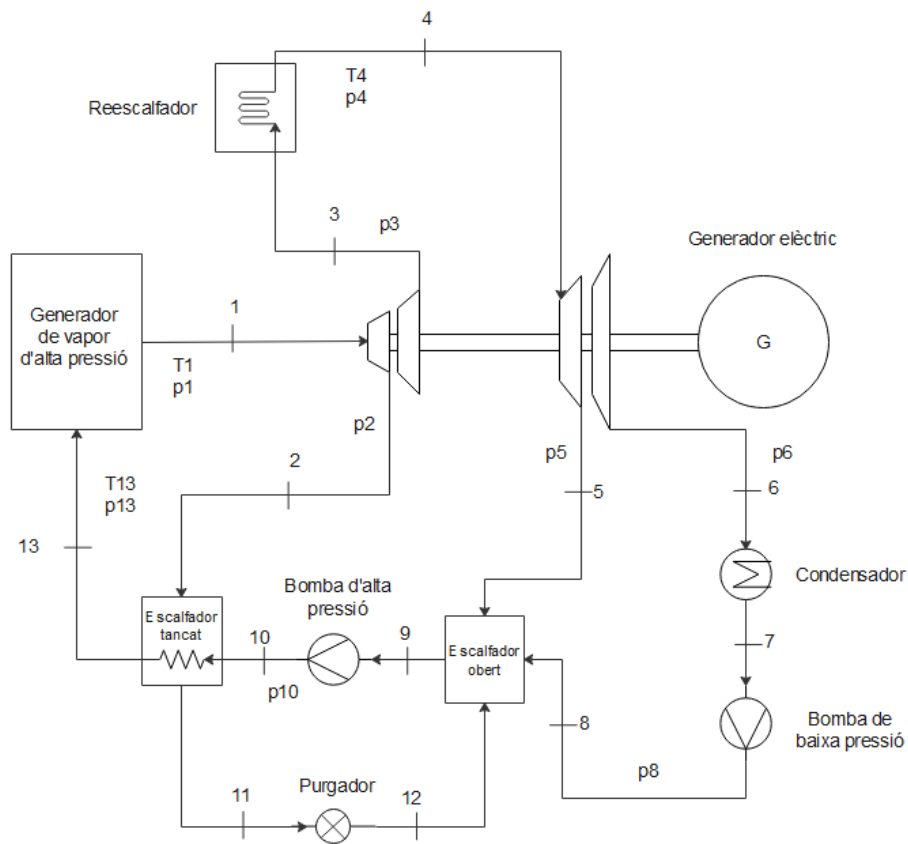
El codi complet s'adjunta a l'Annex B.

## 7. Disseny i resultats

### 7.1. Cicle de potència

El cicle de potència es basa en un cicle de Rankine, al que se l'hi afegeix sobreescalfament, reescalfament i regeneració per millorar-ne el rendiment tèrmic. D'aquesta manera s'aconsegueixen rendiments tèrmics pròxims al 40%

L'estructura del cicle de potència d'aquest projecte serà la de la **Figura 7.1**.



**Figura 7.1.** Esquema del cicle de potència de la central.

L'esquema del cicle de potència es pot descriure a partir dels següents 13 estats:

- Estat 1: sortida del generador de vapor d'alta pressió – entrada a la turbina d'alta pressió.
- Estat 2: extracció de vapor de la turbina d'alta pressió – entrada a l'escalfador tancat.
- Estat 3: sortida de la turbina d'alta pressió – entrada al reescalfador (o generador de vapor de baixa pressió).

- Estat 4: sortida del reescalfador – entrada a la turbina d'alta pressió.
- Estat 5: extracció de vapor de la turbina de baixa pressió – entrada a l'escalfador obert.
- Estat 6: sortida de la turbina de baixa pressió – entrada al condensador.
- Estat 7: sortida del condensador – entrada a la bomba de baixa pressió.
- Estat 8: sortida de la bomba de baixa pressió – entrada a l'escalfador obert.
- Estat 9: sortida de l'escalfador obert – entrada a la bomba d'alta pressió.
- Estat 10: sortida de la bomba d'alta pressió – entrada a l'escalfador tancat.
- Estat 11: sortida de l'escalfador tancat per part de l'extracció de vapor – entrada al purgador.
- Estat 12: sortida del purgador – entrada a l'escalfador obert.
- Estat 13: sortida de l'escalfador tancat per part del líquid a alta pressió – entrada al generador de vapor d'alta pressió-

La potència elèctrica neta ( $P_{elec\ neta}$ ) que generarà la central serà de 50 MWe, ja que és el màxim que permet la legislació espanyola segons el RD 661/2007, del 26 de maig de 2007, per la producció d'energia elèctrica en règim especial (1).

Generalment la transferència de calor als generadors de vapor es considera un procés isobàric. Tanmateix això no és així, ja que en els bescanviadors de calor hi ha pèrdua de càrrega. Com l'objecte d'aquest projecte és, precisament, el dimensionament dels generadors de vapor i, per tant, s'ha calculat la pèrdua de càrrega, s'ha fet un càlcul previ considerant que la pressió es manté constant a 105 bars al generador de vapor d'alta pressió i 18 bars al de baixa pressió, i un segon càlcul considerant la pèrdua de càrrega als bescanviadors. Com s'ha desenvolupat un codi que automatitza el càlcul, la correcció d'aquest paràmetre no implica una càrrega de treball innecessària.

La condensació durant el procés d'expansió de l'aigua a la turbina pot provocar el desgast prematur dels àleps degut a l'impacte de gotes d'aigua a gran velocitat. Per tant, s'ha de decidir quin títol de vapor mínim ha de tenir el fluid a la sortida de la turbina per evitar el deteriorament d'aquesta. S'ha establert un mínim del 85% del títol de vapor. Això limita la pressió de sortida del fluid a la turbina de baixa pressió ( $p_6$ ) a un mínim de 0.08 bars.

L'aigua surt de la turbina de baixa pressió a una temperatura d'uns 40°C. Introduir l'aigua a aquesta temperatura al generador de vapor suposaria la necessitat d'un bescanviador de calor de grans dimensions. En comptes d'això s'opta per dues etapes de regeneració en les que l'aigua és escalfada fins una temperatura d'uns 240°C. La font de calor que s'utilitza és aigua a una temperatura més elevada extreta de les turbines. Per aquesta raó disminueix l'energia generada a les turbines, però a la vegada augmenta el rendiment tèrmic del cicle.

En un principi s'havia decidit que la temperatura de sortida del vapor en els dos generadors de vapor fos de 380°C. Tanmateix al realitzar el dimensionament dels bescanviadors s'ha trobat que aquestes condicions no eren realistes en el cas del reescalfador, ja que el salt tèrmic de l'aigua era molt elevat i la temperatura de sortida molt pròxima a la d'entrada de l'oli tèrmic (393°C), tal com es veurà més endavant).

Això provocava que es requerís una eficiència molt gran al reescalfador i que fossin necessaris 3 passos per carcassa per complir amb el requeriment, gens aconsellable ja que en una carcassa d'aquestes característiques seria molt complicat obtenir un bon segellat i el preu augmentaria considerablement.

Per aquesta raó s'ha decidit baixar la temperatura de sortida del vapor del reescalfador a 360°C.

El rendiment isentròpic de les turbines es considerarà del 90%, el de les bombes del 85% i el del generador del 98%, valors típics en altres centrals termosolars (1).

La resta de paràmetres s'han trobat buscant la millor manera d'optimitzar el rendiment tèrmic de la central.

A les taules **Taula 7.1.**, **Taula 7.2.**, **Taula 7.3.** i **Taula 7.4.** es recullen tots els paràmetres predefinits del cicle de potència:

**Taula 7.1.** Potència elèctrica neta de la central.

---

$P_{elec\ neta}$ [MWe]
50

---

**Taula 7.2.** Temperatures predefinides del cicle de potència.

---

$T_1$ [°C]	$T_4$ [°C]	$T_{13}$ [°C]
380	360	240

---



**Taula 7.3.** Pressions predefinides del cicle de potència.

$p_1$ [bar]	$p_2$ [bar]	$p_3$ [bar]	$p_4$ [bar]
102.5	30	19.5	18
$p_5$ [bar]	$p_6$ [bar]	$p_8$ [bar]	$p_{13}$ [bar]
5	0.08	5	105

**Taula 7.4.** Rendiments predefinit del cicle de potència.

$\eta_{turb}$ [%]	$\eta_{bom}$ [%]	$\eta_{gen}$ [%]
90	85	98

Els resultats, obtinguts amb la funció programada amb *Scilab*, són els de les taules **Taula 7.6.**, **Taula 7.7.**, **Taula 7.8.**, **Taula 7.10.**, **Taula 7.11.** i **Taula 7.12.**

**Taula 7.5.** Entalpies específiques del cicle de potència

$h_1$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	$h_2$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	$h_3$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	$h_4$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	$h_5$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	$h_6$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	$h_7$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
3026.67	2785.43	2711.46	3183.86	2880.72	2300.72	173.85
$h_8$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	$h_9$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	$h_{10}$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	$h_{11}$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	$h_{12}$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	$h_3$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	
174.44	640.19	653.04	1008.37	1008.37	1038.38	

**Taula 7.6.** Temperatura a l'entrada de reescalfador.

$T_3$ [°C]
211.11

**Taula 7.7.** Títol de vapor a la sortida de les turbines

$X_3$ [%]	$X_6$ [%]
94	85

**Taula 7.8.** Treball específic a les turbines i bombes.

$w_{turbina\ ap}$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	$w_{turbina\ bp}$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	$w_{bomba\ bp}$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	$w_{bomba\ ap}$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
299.18	614.92	0.4	12.85

**Taula 7.9.** Calor per unitat de massa transferida als generadors de vapor.

$q_1$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	$q_2$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
1988.30	354.30

**Taula 7.10.** Rendiment del cicle de potència.

$\eta_{total}$ [%]
37.69

**Taula 7.11.** Cabal màssic als generadors de vapor.

$\dot{m}_1$ $\left[\frac{kg}{s}\right]$	$\dot{m}_2$ $\left[\frac{kg}{s}\right]$
56.64	44.36

Taula 7.12. Potència tèrmica transferida als generadors de vapor.

$\dot{Q}_1$ [MW]	$\dot{Q}_2$ [MW]
112.61	15.72

Es pot observar que el títol de vapor a la sortida de les turbines en cap cas és inferior al 85%. Per tant, no hi hauria d'haver problemes d'erosió causats per la condensació.

El rendiment del cicle és del 37.69%. És bastant pròxim al 40%, pel que es considera un resultat acceptable. S'ha considerat reduir la pressió de sortida de la turbina de baixa pressió a 0.03 bar per millorar el rendiment. El resultat seria d'un títol de vapor del 81% i un rendiment del 40.10%, però s'ha descartat per evitar problemes de condensació.

## 7.2. Esquema del tren de generació de vapor

S'ha decidit que la central termoelèctrica operarà amb un tren de generació de vapor doble. És la solució adoptada per la majoria de les centrals, ja que així es pot treballar amb un únic generador de vapor quan hi ha poca radiació solar, augmentant el rendiment de la transferència de calor, i no cal parar tota la central quan un bescanviador té una avaria o se l'hi ha de fer manteniment (1).

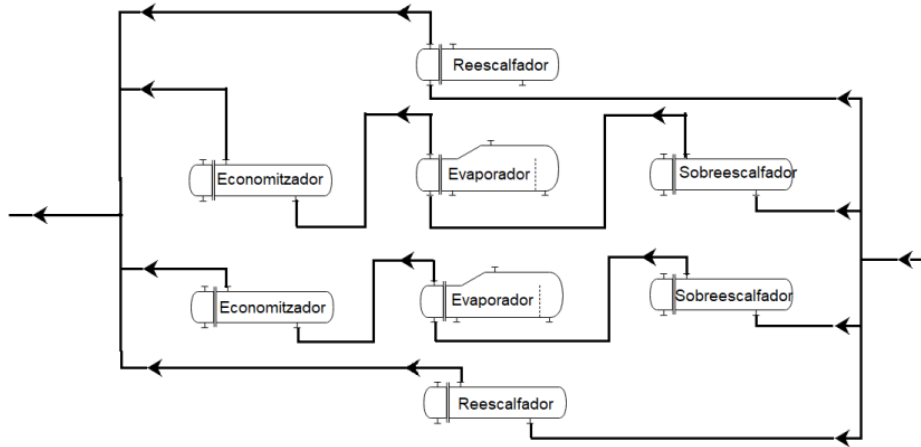
El tren de generació de vapor consta de dos trens iguals en paral·lel, de manera que es reparteixen a parts iguals els cabals d'aigua i oli tèrmic.

Cada tren té quatre bescanviadors:

- A l'economitzador l'oli tèrmic escalfa l'aigua líquida que prové dels preescalfadors fins la temperatura de saturació.
- A l'evaporador l'oli tèrmic escalfa l'aigua provinent de l'economitzador fins evaporar-lo.
- Al sobreescalfador l'oli tèrmic escalfa el vapor d'aigua provinent de l'evaporador fins una certa temperatura.
- Al reescalfador l'oli tèrmic escalfa el fluid provinent de la turbina d'alta pressió fins una certa temperatura.
- 

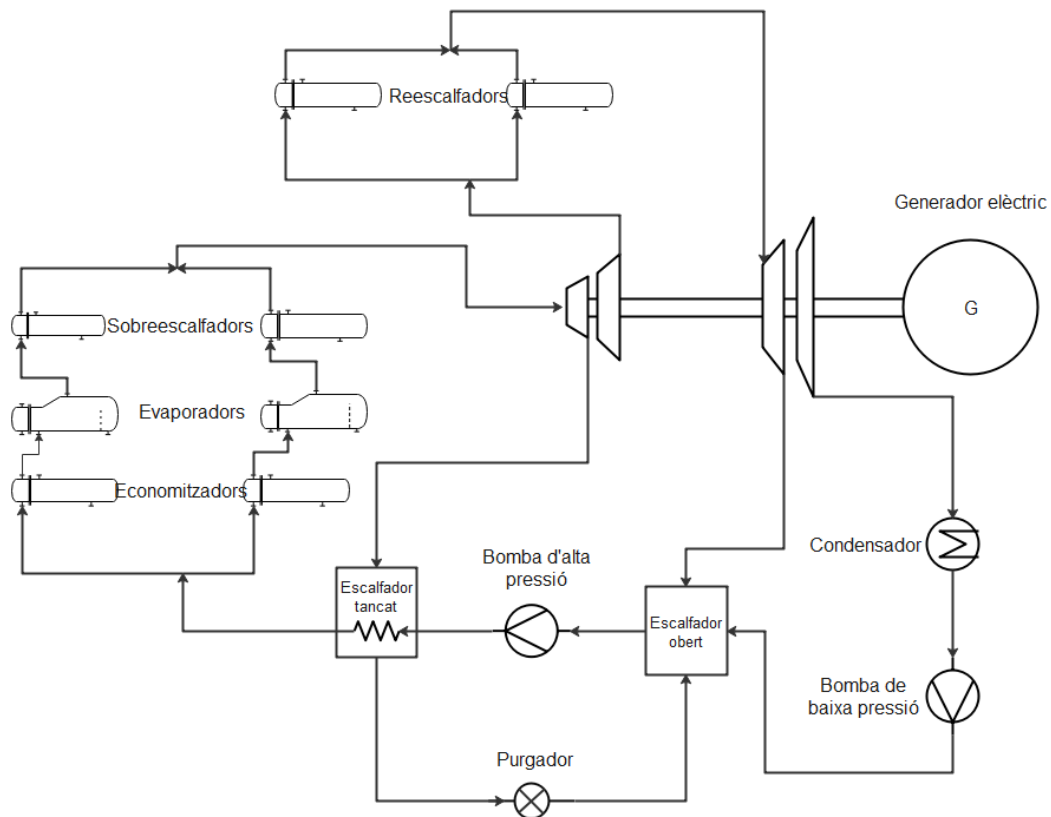
L'oli tèrmic es divideix en dos cabals. Una part escalfa l'aigua del reescalfador i l'altra al generador de vapor d'alta pressió. En aquest últim fa el recorregut invers a l'aigua: primer

transfereix la seva calor al sobreescalfador, després a l'evaporador i per últim a l'economitzador. El recorregut de l'oli està representat a la **Figura 7.2**.



*Figura 7.2. Recorregut de l'oli tèrmic als trens de generació de vapor.*

A la **Figura 7.3**, es pot veure com és el cicle de l'aigua complet.



*Figura 7.3. Esquema del cicle de potència complet.*

### 7.3. Balanç tèrmic

La temperatura d'entrada de l'oli tèrmic als generadors de vapor depèn de la temperatura de degradació de l'oli utilitzat. En aquest projecte s'ha decidit utilitzar *Therminol VP-1*, ja que és un dels fluids més utilitzats en centrals termosolars. És un oli sintètic resultat d'una mescla eutèctica d'òxid de difenil i bifenil que té una temperatura màxima de treball de 400°C (1), però es sol establir la temperatura de sortida del camp solar a 393°C per raons de seguretat. A aquesta temperatura el punt de vapor del *Therminol VP-1* és de 10 bars, pel que és necessari assegurar-se que la pressió no baixa d'aquest valor. Per aquest motiu s'estableix en 11 bars la pressió mínima que ha de tenir en tot el cicle.

La temperatura de sortida de l'oli tèrmic dels generadors de vapor també està condicionada per les característiques del fluid caloportador. Com més baixa sigui aquesta temperatura més alt serà el rendiment tèrmic del cicle. Tanmateix, la viscositat del fluid augmenta com més baixa sigui la temperatura i, en conseqüència, com més es redueixi la temperatura de sortida més resistència al moviment hi haurà als tubs del camp solar. Habitualment es considera que una temperatura òptima per equilibrar aquests dos factors és de 300°C (1).

La pressió de l'aigua a l'entrada del generador de vapor d'alta pressió és de 105 bar. Si no es consideren les pèrdues de pressió a l'economitzador, la temperatura de saturació a aquesta pressió és de 314.61°C. Per tant la temperatura a la sortida de l'evaporador s'estableix a 315°C. Amb aquest petit marge de 0.39°C s'assegura que l'aigua arribi a la temperatura de saturació i es pugui evaporar.

D'altra banda, s'ha d'establir la temperatura a la sortida de l'economitzador. Aquesta depèn de l'anomenat *approach point*, que és un marge de 3-5°C que es deixa respecte la temperatura de saturació per tal d'evitar que es produeixi evaporació a l'economitzador. Arrodonint, la temperatura s'estableix a 310°C.

Per comprovar que no hi hagi problemes deguts a la caiguda de pressió, es repassen els càlculs considerant la caiguda de pressió. Aquesta és de 1.5 bars a l'economitzador, i es considera negligible a l'evaporador. Per tant la pressió de l'aigua a l'evaporador i a la sortida de l'economitzador seria de 103.5 bar.

Amb aquesta pressió, la temperatura de saturació ha disminuït a 313.54°C. Per tant, la caiguda de pressió no és un problema per assegurar la correcta evaporació de l'aigua a l'evaporador, ja que l'afavoreix. Respecte l'economitzador, la temperatura de saturació és 3.54°C més gran que la temperatura de sortida, motiu pel qual es considera que no hi haurà problemes d'evaporació a l'economitzador. Així doncs la hipòtesi inicial és correcta.

Pel balanç tèrmic també seran necessaris la potència tèrmica transferida i el cabal màssic als generadors de vapor. Al cicle de potència s'ha calculat el total que arriba als dos trens, així que només cal dividir entre 2 per obtenir el que arriba a cadascun d'ells.

A les taules **Taula 7.13.**, **Taula 7.14.**, **Taula 7.15.** i **Taula 7.16.** es recullen tots els paràmetres predefinitos del balanç tèrmic:

**Taula 7.13.** Cabal màssic d'aigua als generadors de vapor.

$\dot{m}_1 \left[ \frac{kg}{s} \right]$	$\dot{m}_2 \left[ \frac{kg}{s} \right]$
28.32	22.18

**Taula 7.14.** Potència tèrmica transferida als generadors de vapor.

$\dot{Q}_1 [MW]$	$\dot{Q}_2 [MW]$
56.31	7.86

**Taula 7.15.** Temperatures d'entrada i sortida de l'oli tèrmic als generadors de vapor.

$T_{HTF1,e} [^{\circ}C]$	$T_{HTF1,s} [^{\circ}C]$	$T_{HTF2,e} [^{\circ}C]$	$T_{HTF2,s} [^{\circ}C]$
393	300	393	300

**Taula 7.16.** Temperatures de l'aigua al generador de vapor d'alta pressió.

$T_{H2O,e,pre} = T_{13} [^{\circ}C]$	$T_{H2O,s,pre} = T_{H2O,e,eva} [^{\circ}C]$	$T_{H2O,s,eva} = T_{H2O,e,sobre} [^{\circ}C]$
240	310	315

Els resultats, obtinguts amb la funció programada amb *Scilab*, són els de les taules **Taula 7.17.**, **Taula 7.18.** i **Taula 7.19.**

Taula 7.17. Cabal màssic de Therminol VP-1 als generadors de vapor

$\dot{m}_{HTF1} \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$	$\dot{m}_{HTF2} \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$
246.73	34.43

Taula 7.18. Temperatura del Therminol VP-1 als bescanviadors de calor del generador de vapor d'alta pressió

$T_{HTF,s,sobre} = T_{HTF,e,eva} [^{\circ}C]$	$T_{H2O,s,eva} = T_{HTF,e,eco} [^{\circ}C]$
379.16	317.24

Taula 7.19. Potència tèrmica intercanviada als bescanviadors de calor del generador de vapor d'alta pressió

$\dot{Q}_{pre} [MW]$	$\dot{Q}_{eva} [MW]$	$\dot{Q}_{sobre} [MW]$
10.27	37.62	8.41

Es pot observar com el cabal de Therminol VP-1 al reescalfador representa aproximadament el 12% del cabal total. Aquest valor està dins els valors habituals en altres centrals, en les que sol representar entre un 10 i un 20% del cabal total.

També s'observa que la potència tèrmica intercanviada a l'evaporador és considerablement més gran que a la resta de bescanviadors. En canvi, la variació de temperatura de l'aigua és molt reduïda en comparació als altres bescanviadors, de només 5 °C. Això és degut a que l'aigua necessita una gran aportació d'energia per arribar a evaporar-se.

## 7.4. Selecció del material dels tubs

La selecció del material dels tubs s'ha començat avaluant els dos tipus de materials més utilitzats en aquesta aplicació, els acers al carboni i els acers inoxidable. Que siguin els més utilitzats no és casualitat, ja que són opcions més barates que altres materials com el coure, el níquel o en titani i, per tant, només es considerarà l'ús d'altres alternatives si ni els acers al carboni ni els acers inoxidable són adequats.

Per les temperatures de servei a les que operen els bescanviadors es poden utilitzar els dos materials.

Els acers al carboni tenen millor conductivitat tèrmica i són considerablement més barats que els acers inoxidable. Tanmateix són vulnerables a la corrosió i requereixen més manteniment i, per tant, augmenta el cost de la ma d'obra i si, per realitzar el manteniment, s'ha de parar la producció d'energia, es perd rendibilitat.

A l'economitzador sol haver problemes de corrosió amb els tubs fabricats d'acer al carboni, ja que la temperatura és massa baixa per tal que es formi la capa de magnetita que l'ha de protegir per mitjà de la passivació (1). Això pot comportar problemes de corrosió a tot l'equip, ja que la corrosió formada a l'acer al carboni pot contaminar altres peces de materials més resistents a la corrosió, com l'acer inoxidable.

Per últim, l'acer inoxidable sol tenir un cicle de vida més llarg que l'acer al carboni.

Per aquests motius s'ha decidit utilitzar acer inoxidable com a material als tubs.

Els dos graus d'acers inoxidable més comuns en un bescanviador de calor són els acers inoxidable austenítics TP304 i el TP316. La diferència entre els dos és que, mentre el TP304 és més barat, el TP316 conté un 2% de molibdè per protegir-lo de la corrosió. Si es compara la tensió admissible, és millor la del TP316, el que implica que el gruix mínim de material serà menor, el que afavoreix la transferència de calor. També té millor conductivitat tèrmica.

Per aquests motius es tria el TP316 com a material dels tubs.

D'altra banda, els tubs amb soldadures no són recomanables pel generador de vapor (1), pel que el material no hauria de ser específic per tubs amb soldadura.

A la **Taula 7.20**, es poden veure els materials recomanats pels tubs segons el HEI (4), entre els que hi ha els següents acers:

- SA-213
- SA-249
- SA-268
- SA-688

Entre ells, el SA-249 i el SA-688 tenen el grau TP316, però són específics per tubs amb soldadura. L'únic que compleix els requisits és el SA-213.



Taula 7.20. Materials recomanats segons el HEI.

	ASME Specification Number	Primary Material	Baffles	Bolts and Studs	Channels	Covers	Flanges	Nozzles	Nuts	Shells	Spacers	Supports	Tie Rods	Tubes	Tubesheets
Bar	Commercial SA-36	CS											X		
	SA-479	SS											X		
Bolting	SA-193	LA		X											
	SA-194	LA							X						
	SA-320*	LA		X											
Forging	SA-105	CS				X	X	X							
	SA-182	SS			X	X	X	X							X
	SA-266	CS			X	X	X	X							X
	SA-350*	CS			X	X	X	X							X
Pipe	Commercial SA-53	CS			X			X			X	X	X		
	SA-106	CS			X			X		X	X	X	X		
	SA-312	SS			X			X		X	X	X	X		
	SA-333*	CS			X			X		X	X	X	X		
Plate	Commercial SA-36	CS	X									X	X		
	SA-204	LA			X	X	X			X					X
	SA-240	SS	X		X	X	X	X		X		X	X		X
	SA-285	CS	X		X	X	X			X		X	X		X
	SA-387	LA			X	X	X			X					X
	SA-515	CS	X		X	X	X	X		X		X	X		X
	SA-516*	CS	X		X	X	X	X		X		X	X		X
	SB-127	NI			X	X	X			X					X
	SB-169	CU			X	X	X			X					X
	SB-171	CU			X	X	X			X					X
	Tube	Commercial SA-179	CS									X			X
SA-210		CS												X	
SA-213		SS												X	
SA-214		CS									X			X	
SA-249		SS								X				X	
SA-268		SS								X				X	
SA-334*		CS												X	
SA-556		CS												X	
SA-557		CS												X	
SA-688		SS												X	
SB-111		CU												X	
SB-163		NI												X	
SB-338		TI												X	
SB-395		CU												X	

\*These specifications are suggested when impact testing is required.

Legend: CS = Carbon Steel      LA = Low Alloy Steel      NI = Nickel and High Nickel Alloys  
 SS = Stainless Steel      CU = Copper and Copper Alloys      TI = Titanium and Titanium Alloys

Nota. Recuperada de (4).

## 7.5. Gruix mínim dels tubs

El càlcul del gruix mínim dels tubs no s'ha realitzat amb *Scilab*, ja que el càlcul per pressió externa és més adequat pel càlcul manual al basar-se en gràfiques. El càlcul del gruix mínim dels tubs es troba a l'Annex A.

Els resultats són els de la Taula 7.21.

**Taula 7.21.** Gruix mínim dels tubs dels bescanviadors de calor.

$t_{\min eco} [mm]$	$t_{\min eva} [mm]$	$t_{\min sobre} [mm]$	$t_{\min re} [mm]$
1.07	2.36	0.91	0.89

S'ha de tenir en compte que no es fabriquen tubs en totes les dimensions possibles, així que el gruix depèn de la disponibilitat que tinguin els distribuïdors. S'ha seleccionat els tubs del catàleg de l'empresa *Trilok Steel Industries* (16) i s'ha triat els gruixos superiors més propers possibles, obtenint els gruixos de la **Taula 7.22**.

**Taula 7.22.** Gruix dels tubs dels bescanviadors de calor.

$t_{eco} [mm]$	$t_{eva} [mm]$	$t_{sobre} [mm]$	$t_{re} [mm]$
1.24	2.41	1.24	0.89

## 7.6. Càlcul tèrmic de l'economitzador

A partir del cicle de potència i del balanç tèrmic s'ha obtingut les condicions de disseny de l'economitzador, que són les de la **Taula 7.23**.

**Taula 7.23.** Condicions de disseny de l'economitzador.

	Aigua	Therminol VP-1
Temperatura d'entrada [ $^{\circ}C$ ]	240	317.24
Temperatura de sortida [ $^{\circ}C$ ]	310	300
Cabal màssic [ $\frac{kg}{s}$ ]	28.32	246.73
Pressió d'entrada [ $bar$ ]	105	14
Potència tèrmica [ $MW$ ]	10.27	

A continuació s'ha d'obtenir les propietats dels fluids a la temperatura d'entrada i de sortida, les quals es recullen a la **Taula 7.24**.

**Taula 7.24.** Propietats dels fluids de l'economitzador.

	Aigua	Therminol VP-1
Densitat d'entrada $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	820.68	798.75
Densitat de sortida $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	691.99	817
Calor específica d'entrada $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$	4692.14	2361.3
Calor específica de sortida $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$	6052.68	2314
Viscositat d'entrada $[cP]$	0.1128	0.205
Viscositat de sortida $[cP]$	0.0824	0.221
Conductivitat tèrmica d'entrada $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$	0.6372	0.09305
Conductivitat tèrmica de sortida $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$	0.5277	0.0964
Coefficient d'embrutiment $\left[\frac{m^2 \cdot K}{W}\right]$	0.00009	0.00018

L'últim paràmetre que falta és la conductivitat tèrmica del material dels tubs, és a dir, de l'acer SA-249 TP316. Segons (17), és de  $16.26 \frac{W}{m \cdot K}$ .

**Taula 7.25.** Conductivitat tèrmica del material dels tubs de l'economitzador.

	<b>Tubs</b>
<b>Conductivitat tèrmica</b> $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	16.26

La pèrdua de pressió permesa s'ha considerat de 1.5 bars per l'aigua i d'1 bar per l'oli tèrmic.

L'aigua circularà pels tubs i el Therminol VP-1 per la carcassa, per dues raons.

La més important és que té una pressió molt alta i, si circulés per la carcassa, aquesta hauria de tenir un gruix molt gros per poder resistir tanta pressió. En canvi, si circula pels tubs, els que hauran d'augmentar el gruix són els tubs, cosa que econòmicament és millor.

La segona raó és que el Therminol VP-1 és molt més viscos que l'aigua i, si aquest circulés pels tubs, presentaria més resistència al moviment.

S'utilitzaran tubs en U per evitar els problemes que poden ocasionar les dilatacions tèrmiques a causa de la diferència de temperatures. El capçal davanter ha de ser tipus C, ja que és l'adequat per pressions als tubs de més de 100 bars (18). Falta per definir de quin tipus serà la carcassa, ja que depenent dels passos per la carcassa necessaris serà tipus E o F.

Un cop preses aquestes decisions, ja es pot fer el càlcul tèrmic per determinar els paràmetres restants del bescanviador. Aquest és un procés de prova i error, en el que s'ha de suposar els paràmetres i anar-los modificant en funció dels resultats obtinguts. En aquest sentit haver programat el càlcul al *Scilab* permet estalviar molt de temps, ja que no s'ha de recalculer a mà i, per tant, es poden fer més intents per optimitzar els resultats.

La configuració que ha donat el resultat més optimitzat és la de la **Taula 7.26**.

**Taula 7.26.** Configuració de l'economitzador.

<b>Passos per la carcassa</b>	2
<b>Passos pels tubs</b>	4
<b>Diàmetre extern dels tubs [mm]</b>	19.05
<b>Longitud [mm]</b>	12000

Pitch [mm]	0.028
Distribució dels tubs	Triangular
Percentatge de tall de deflector [%]	25
Nombre de deflectors	6
Distància entre deflectors [mm]	2000

Coneixent que hi haurà 2 passos per la carcassa, ja es pot dir el tipus de bescanviador segons la normativa TEMA. Serà tipus CFU.

Amb els paràmetres anteriors s'han obtingut els resultats que es recullen a la **Taula 7.27**.

*Taula 7.27. Resultats del càlcul tèrmic de l'economitzador.*

Diferència de temperatures mitjana logarítmica [°C]	22.64
Nombre de tubs	808
Diàmetre del feix tubular [mm]	802
Diàmetre de la carcassa [mm]	900
Velocitat al costat dels tubs $\left[\frac{m}{s}\right]$	1.72
Nombre de Reynolds al costat dels tubs	220862
Nombre de Prandtl al costat dels tubs	0.9
Nombre de Nusselt al costat dels tubs	419
Coefficient de transferència de calor per convecció als tubs $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	14754
Velocitat al costat de la carcassa $\left[\frac{m}{s}\right]$	1.02

Nombre de Reynolds al costat de la carcassa	107982
Nombre de Prandtl al costat de la carcassa	5.25
Nombre de Nusselt al costat de la carcassa	362
Coefficient de transferència de calor per convecció a la carcassa $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	1226
Coefficient global de transferència de calor $\left[\frac{m^2 \cdot K}{W}\right]$	786
Àrea de transferència $[m^2]$	580
Caiguda de pressió als tubs $[bar]$	1.46
Caiguda de pressió a la carcassa $[bar]$	0.05

La velocitat als tubs és correcta, ja que està dins el marge de 1.5 a  $2.5 \frac{m}{s}$  estipulat per l'aigua. Hi ha marge per augmentar-la més, cosa que augmentaria el coeficient de transferència de calor, però no és possible ja que la caiguda de pressió augmentaria massa.

La velocitat a la carcassa supera per poc el límit d' $1 \frac{m}{s}$  estipulat pels líquids a la carcassa, però es considera que està dins el correcte ja que els marges són només orientatius i, de fet, a vegades és convenient superar-los si l'embrutiment és un problema.

La caiguda de pressió als tubs no arriba al màxim que s'ha estipulat de 1.5 bars, i a la carcassa pràcticament no n'hi ha.

## 7.7. Càlcul tèrmic de l'evaporador

A partir del cicle de potència i del balanç tèrmic s'ha obtingut les condicions de disseny de l'evaporador, que són les que es recullen a la **Taula 7.28**.

Taula 7.28. Condicions de disseny de l'evaporador.

	Aigua	Therminol VP-1
Temperatura d'entrada [ $^{\circ}C$ ]	310	379.16
Temperatura de sortida [ $^{\circ}C$ ]	315	317.24
Cabal màssic [ $\frac{kg}{s}$ ]	28.32	246.73
Pressió d'entrada [ $bar$ ]	103.5	15
Potència tèrmica [ $MW$ ]		37.62

Al ser un bescanviador tipus Kettle, el procediment de càlcul és diferent, tal com s'ha explicat a l'apartat 5.2.6. No és necessari conèixer la densitat, calor específica, viscositat i conductivitat tèrmica de l'aigua, però en canvi s'afegeix un paràmetre que no era necessari en altres bescanviadors: la pressió crítica. Les propietats s'indiquen a la Taula 7.29.

Taula 7.29. Propietats dels fluids de l'evaporador.

	Aigua	Therminol VP-1
Densitat d'entrada [ $\frac{kg}{m^3}$ ]	-	724
Densitat de sortida [ $\frac{kg}{m^3}$ ]	-	799
Calor específica d'entrada [ $\frac{J}{kg \cdot K}$ ]	-	2548
Calor específica de sortida [ $\frac{J}{kg \cdot K}$ ]	-	2361
Viscositat d'entrada [ $cP$ ]	-	0.159
Viscositat de sortida [ $cP$ ]	-	0.205

Conductivitat tèrmica d'entrada $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$	-	0.0802
Conductivitat tèrmica de sortida $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$	-	0.0931
Pressió crítica [bar]	220.55	-
Coefficient d'embrutiment $\left[\frac{m^2 \cdot K}{W}\right]$	0.00009	0.00018

La conductivitat tèrmica del material dels tubs, l'acer inoxidable SA-249 TP316, és de  $16.26 \frac{W}{m \cdot K}$ .

Taula 7.30. Conductivitat tèrmica del material dels tubs de l'evaporador.

	Tubs
Conductivitat tèrmica $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	16.26

Al ser un bescanviador tipus Kettle l'aigua ha de situar-se forçosament a la carcassa i el Therminol VP-1 als tubs. Aquesta situació no és la més desitjable ja que l'alta pressió de l'aigua farà augmentar l'espessor de la carcassa, i l'alta viscositat del Therminol circulant pels tubs farà disminuir el coeficient de transferència de calor, però no hi ha més remei.

La pèrdua de pressió permesa s'ha considerat d'1.5 bar pel Therminol VP-1. L'aigua es considera que no té pèrdua de pressió, al no tenir moviment i, per tant, tampoc fricció.

S'utilitzaran tubs en U per evitar els problemes que poden ocasionar les dilatacions tèrmiques a causa de la diferència de temperatures.

La pressió als tubs no és gaire elevada, de 15 bars, així que no cal un capçal davanter capaç de suportar altes pressions. Així doncs es podria utilitzar un capçal tipus A, B o N. Es descarta el tipus A, ja que en aquest tipus de capçals el risc de fugues és elevat, i és l'opció més cara de les tres. Entre les altres dues es tria la N per facilitat d'accés per realitzar tasques de neteja.



Així doncs el tipus de bescanviador segons la normativa TEMA serà NKU.

Un cop preses aquestes decisions, ja es pot fer el càlcul tèrmic per determinar els paràmetres restants del bescanviador.

La configuració que ha donat el resultat més optimitzat és la que s'indica a la **Taula 7.31**.

**Taula 7.31.** Configuració de l'evaporador

<b>Passos pels tubs</b>	4
<b>Diàmetre extern dels tubs [mm]</b>	19.05
<b>Longitud [mm]</b>	12000
<b>Pitch [mm]</b>	0.028
<b>Distribució dels tubs</b>	Triangular

Amb els paràmetres anteriors s'han obtingut els resultats de la **Taula 7.32**.

**Taula 7.32.** Resultats del càlcul tèrmic de l'evaporador.

<b>Diferència de temperatures mitjana logarítmica [°C]</b>	23.29
<b>Nombre de tubs</b>	4300
<b>Diàmetre del feix tubular [mm]</b>	1590
<b>Velocitat al costat dels tubs <math>\left[\frac{m}{s}\right]</math></b>	1.90
<b>Nombre de Reynolds al costat dels tubs</b>	113195
<b>Nombre de Prandtl al costat dels tubs</b>	5.14
<b>Nombre de Nusselt al costat dels tubs</b>	437

<b>Coefficient de transferència de calor per convecció als tubs</b> $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	2664
<b>Velocitat al costat de la carcassa</b> $\left[\frac{m}{s}\right]$	0
<b>Coefficient de transferència de calor per convecció a la carcassa</b> $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	72228
<b>Coefficient global de transferència de calor</b> $\left[\frac{m^2 \cdot K}{W}\right]$	523
<b>Àrea de transferència</b> $[m^2]$	3088
<b>Flux de calor</b> $\left[\frac{W}{m^2}\right]$	12181
<b>Flux de calor crític</b> $\left[\frac{W}{m^2}\right]$	149945
<b>Paràmetre de geometria de la carcassa</b>	0.04
<b>Caiguda de pressió als tubs</b> $[bar]$	1.17
<b>Caiguda de pressió a la carcassa</b> $[bar]$	0

La velocitat als tubs és correcta, ja que està dins el marge d'1 a  $2 \frac{m}{s}$  estipulat pels líquids. Està molt a prop del màxim, cosa que significa que el coeficient de transferència té poc marge de millora.

Es pot observar que l'àrea de transferència i el nombre de tubs són molt superiors als altres bescanviadors de calor. Això és degut a que a l'evaporador s'intercanvia una gran part de la potència tèrmica total.

Com s'ha comentat anteriorment, en un evaporador tipus Kettle es considera que no hi ha ni velocitat ni caiguda de pressió a la carcassa.

La caiguda de pressió als tubs no arriba al màxim que s'ha estipulat d'1.5 bars.

## 7.8. Càlcul tèrmic del sobreescalfador

A partir del cicle de potència i del balanç tèrmic s'ha obtingut les condicions de disseny del sobreescalfador, que es recullen a la **Taula 7.33**.

*Taula 7.33. Condicions de disseny del sobreescalfador.*

	Aigua	Therminol VP-1
Temperatura d'entrada [ $^{\circ}C$ ]	315	393
Temperatura de sortida [ $^{\circ}C$ ]	380	379.16
Cabal màssic [ $\frac{kg}{s}$ ]	28.32	246.73
Pressió d'entrada [ $bar$ ]	103.5	15
Potència tèrmica [ $MW$ ]	8.41	

A la **Taula 7.34**, hi ha les propietats dels fluids a la temperatura d'entrada i de sortida.

*Taula 7.34. Propietats dels fluids del sobreescalfador.*

	Aigua	Therminol VP-1
Densitat d'entrada [ $\frac{kg}{m^3}$ ]	57.16	704.5
Densitat de sortida [ $\frac{kg}{m^3}$ ]	41.59	724.0
Calor específica d'entrada [ $\frac{J}{kg \cdot K}$ ]	7060	2600
Calor específica de sortida [ $\frac{J}{kg \cdot K}$ ]	3414	2548
Viscositat d'entrada [ $cP$ ]	0.0205	0.1502

<b>Viscositat de sortida [cP]</b>	0.0236	0.1585
<b>Conductivitat tèrmica d'entrada <math>\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]</math></b>	0.0800	0.0771
<b>Conductivitat tèrmica de sortida <math>\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]</math></b>	0.0674	0.0802
<b>Coefficient d'embrutiment <math>\left[\frac{m^2 \cdot K}{W}\right]</math></b>	0.00009	0.00018

L'últim paràmetre que falta és la conductivitat tèrmica del material dels tubs, és a dir, de l'acer SA-249 TP316. Segons (17), és de  $16.26 \frac{W}{m \cdot K}$ .

**Taula 7.35.** Conductivitat tèrmica del material dels tubs del sobreescalfador.

	<b>Tubs</b>
<b>Conductivitat tèrmica <math>\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]</math></b>	16.26

La pèrdua de pressió permesa s'ha considerat de 1.5 bars per l'aigua i d'1 bar per l'oli tèrmic.

L'aigua circularà pels tubs i el Therminol VP-1 per la carcassa, per les mateixes raons que a l'economitzador.

S'utilitzaran tubs en U per evitar els problemes que poden ocasionar les dilatacions tèrmiques a causa de la diferència de temperatures. El capçal davanter ha de ser tipus C, ja que és l'adequat per pressions als tubs de més de 100 bars (18).

Un cop preses aquestes decisions, ja es pot fer el càlcul tèrmic per determinar els paràmetres restants del bescanviador.

La configuració que ha donat el resultat més optimitzat és la que s'indica a la **Taula 7.36**.

**Taula 7.36.** Configuració del sobreescalfador.

<b>Passos per la carcassa</b>	1
<b>Passos pels tubs</b>	2
<b>Diàmetre extern dels tubs [mm]</b>	15.88
<b>Longitud [mm]</b>	12000
<b>Pitch [mm]</b>	0.024
<b>Distribució dels tubs</b>	Triangular
<b>Percentatge de tall de deflector [%]</b>	25
<b>Distància entre deflectors [mm]</b>	1500

Coneixent que hi haurà 1 pas per la carcassa ja es pot dir que serà tipus CEU.

Amb els paràmetres anteriors s'han obtingut els resultats de la **Taula 7.37**.

**Taula 7.37.** Resultats del càlcul tèrmic del sobreescalfador.

<b>Diferència de temperatures mitjana logarítmica [°C]</b>	25.59
<b>Nombre de tubs</b>	888
<b>Diàmetre del feix tubular [mm]</b>	646
<b>Diàmetre de la carcassa [mm]</b>	700
<b>Velocitat al costat dels tubs <math>\left[\frac{m}{s}\right]</math></b>	9.18
<b>Nombre de Reynolds al costat dels tubs</b>	275131
<b>Nombre de Prandtl al costat dels tubs</b>	1.57

Nombre de Nusselt al costat dels tubs	547
Coefficient de transferència de calor per convecció als tubs $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	3010
Velocitat al costat de la carcassa $\left[\frac{m}{s}\right]$	0.99
Nombre de Reynolds al costat de la carcassa	106312
Nombre de Prandtl al costat de la carcassa	5.05
Nombre de Nusselt al costat de la carcassa	355
Coefficient de transferència de calor per convecció a la carcassa $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	1201
Coefficient global de transferència de calor $\left[\frac{m^2 \cdot K}{W}\right]$	620
Àrea de transferència $[m^2]$	531
Caiguda de pressió als tubs $[bar]$	0.78
Caiguda de pressió a la carcassa $[bar]$	0.03

La velocitat als tubs és correcta, ja que està dins el marge de 5 a  $10 \frac{m}{s}$  estipulat pels gasos a alta pressió.

La velocitat a la carcassa està just al límit d'1  $\frac{m}{s}$  estipulat pels líquids a la carcassa.

La caiguda de pressió als tubs no arriba al màxim que s'ha estipulat de 2 bars, i a la carcassa pràcticament no n'hi ha.

## 7.9. Càlcul tèrmic del reescalfador

A partir del cicle de potència i del balanç tèrmic s'ha obtingut les condicions de disseny del reescalfador, que es recullen a la **Taula 7.38**.

Taula 7.38. Condicions de disseny del reescalfador.

	Aigua	Therminol VP-1
Temperatura d'entrada [ $^{\circ}C$ ]	211.11	393
Temperatura de sortida [ $^{\circ}C$ ]	360	300
Cabal màssic [ $\frac{kg}{s}$ ]	44.36	34.43
Pressió d'entrada [ $bar$ ]	19.5	15
Potència tèrmica [ $MW$ ]		15.72

A la Taula 7.39 hi ha les propietats dels fluids a la temperatura d'entrada i de sortida.

Taula 7.39. Propietats dels fluids del reescalfador.

	Aigua	Therminol VP-1
Densitat d'entrada [ $\frac{kg}{m^3}$ ]	9.75	704.5
Densitat de sortida [ $\frac{kg}{m^3}$ ]	6.35	817
Calor específica d'entrada [ $\frac{J}{kg \cdot K}$ ]	3118	2600
Calor específica de sortida [ $\frac{J}{kg \cdot K}$ ]	2200	2314
Viscositat d'entrada [ $cP$ ]	0.0162	0.1502
Viscositat de sortida [ $cP$ ]	0.0227	0.221
Conductivitat tèrmica d'entrada [ $\frac{W}{m \cdot K}$ ]	0.0413	0.0771

<b>Conductivitat tèrmica de sortida</b> $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$	0.0517	0.0964
<b>Coefficient d'embrutiment</b> $\left[\frac{m^2 \cdot K}{W}\right]$	0.00009	0.00018

L'últim paràmetre que falta és la conductivitat tèrmica del material dels tubs, és a dir, de l'acer SA-249 TP316. Segons (17), és de  $16.26 \frac{W}{m \cdot K}$ .

**Taula 7.40.** Conductivitat tèrmica del material dels tubs del reescalfador.

	<b>Tubs</b>
<b>Conductivitat tèrmica</b> $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	16.26

La pèrdua de pressió permesa s'ha considerat de 2 bars per l'aigua i d'un bar per l'oli tèrmic.

L'aigua circularà pels tubs i el Therminol VP-1 per la carcassa, per les mateixes raons que a l'economitzador i el sobreescalfador.

S'utilitzaran tubs en U per evitar els problemes que poden ocasionar les dilatacions tèrmiques a causa de la diferència de temperatures.

Com a l'evaporador, la pressió als tubs no és gaire elevada, de 20 bars, així que no cal un capçal davanter capaç de suportar altes pressions. Com en l'altre bescanviador, es tria el tipus N per facilitar d'accés per realitzar tasques de neteja.

Un cop preses aquestes decisions, ja es pot fer el càlcul tèrmic per determinar els paràmetres restants del bescanviador.

La configuració que ha donat el resultat més optimitzat és la de la **Taula 7.41**.



**Taula 7.41.** Configuració del sobreescalfador.

Passos per la carcassa	2
Passos pels tubs	4
Diàmetre extern dels tubs [mm]	25.4
Longitud [mm]	8000
Pitch [mm]	0.0381
Distribució dels tubs	Triangular
Percentatge de tall de deflector [%]	25
Distància entre deflectors [mm]	615

Coneixent que hi haurà 1 pas per la carcassa ja es pot dir que serà tipus NFU.

Amb els paràmetres anteriors s'han obtingut els resultats del càlcul tèrmic que es mostren a la **Taula 7.42**.

**Taula 7.42.** Resultats del càlcul tèrmic del sobreescalfador.

Diferència de temperatures mitjana logarítmica [°C]	43.79
Nombre de tubs	860
Diàmetre del feix tubular [mm]	1048
Diàmetre de la carcassa [mm]	1100
Velocitat al costat dels tubs $\left[\frac{m}{s}\right]$	29.23
Nombre de Reynolds al costat dels tubs	285858
Nombre de Prandtl al costat dels tubs	1.11

Nombre de Nusselt al costat dels tubs	501
Coefficient de transferència de calor per convecció als tubs $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	986
Velocitat al costat de la carcassa $\left[\frac{m}{s}\right]$	0.4
Nombre de Reynolds al costat de la carcassa	61243
Nombre de Prandtl al costat de la carcassa	5.26
Nombre de Nusselt al costat de la carcassa	265
Coefficient de transferència de calor per convecció a la carcassa $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	616
Coefficient global de transferència de calor $\left[\frac{m^2 \cdot K}{W}\right]$	327
Àrea de transferència $[m^2]$	549
Caiguda de pressió als tubs $[bar]$	1.18
Caiguda de pressió a la carcassa $[bar]$	0.02

La velocitat als tubs és correcta, ja que està dins el marge de 10 a  $30 \frac{m}{s}$  estipulat pels gasos a poca pressió.

La velocitat a la carcassa es situa dins el marge de 0.3 a  $1 \frac{m}{s}$  pels líquids a la carcassa.

La caiguda de pressió als tubs no arriba al màxim que s'ha estipulat de 2 bars, i a la carcassa pràcticament no n'hi ha.

## 8. Anàlisi de l'impacte ambiental

Durant el funcionament normal dels bescanviadors de calor no es produeix cap tipus d'impacte ambiental, al ser dispositius que utilitzen l'intercanvi de calor com a única font d'energia i no generar cap residu.

El Therminol VP-1 està classificat com un producte N segons les *Notas Técnicas de Prevención (NTP)* elaborades per l'*Instituto Nacional de Seguridad y Salud en el Trabajo*, és a dir, com un producte perillós pel medi ambient.

Així doncs s'ha de prendre les mesures necessàries per tal que no es produeixi cap fuga i que, si es produeix, aquesta no sigui absorbida pel sòl. Per evitar-ho les fuites han de ser recollides amb un material absorbent, i aquest ha de ser tractat com un residu tòxic (1).

Durant la selecció de materials dels components dels bescanviadors s'haurà de tenir en compte el risc o impacte que suposin els materials seleccionats per al medi ambient. Durant la fabricació l'empresa encarregada haurà de complir amb totes les normes mediambientals.

## Conclusions

Per dur a terme el projecte primer s'ha estudiat tots els conceptes que influeixen en aquest; com funciona una central termosolar, com és el seu cicle de potència i com dimensionar els diferents tipus de bescanviadors que s'estudien en el projecte.

En base a això s'ha pogut desenvolupar una funció de *Scilab* amb la que automatitzar els càlculs, la qual un cop desenvolupada ha estat una gran ajuda per realitzar el disseny de manera ràpida i eficient. Aquesta no s'ha programat pensant únicament en el projecte que ens ocupa, si no que s'ha fet de manera que pugui ser reutilitzable en altres projectes acadèmics, pel que s'ha intentat que sigui molt flexible en els usos que se l'hi puguin donar.

S'ha pogut incloure tots els càlculs en la citada funció, excepte els del càlcul mínim del gruix del tub. El motiu és que és un càlcul que es realitza amb gràfiques de certa complexitat i difícils d'interpolar. Al ser un paràmetre que a nivell acadèmic és habitual ignorar, i que no depèn de criteris tèrmics, no es considera important que no s'hagi pogut incloure. A més s'ha realitzat el seu càlcul, però de manera manual.

Posteriorment s'ha decidit quin seria l'esquema del cicle de potència de la central i quines condicions de temperatura i pressió hi hauria en alguns punts. Algunes d'elles venien definides segons les condicions o limitacions dels components i algunes altres s'han obtingut buscant el millor rendiment del cicle gràcies a poder repetir els càlculs fàcilment.

S'ha decidit que s'utilitzaria un tren de generació de vapor doble i, en base a això, s'ha fet el balanç tèrmic dels bescanviadors de calor, on s'ha obtingut les condicions d'entrada i sortida en cadascun d'ells.

Per últim s'ha realitzat el disseny i dimensionament dels bescanviadors que formen part del generador de vapor de la central termosolar, durant el qual s'ha buscat les millors condicions de transferència de calor sense comprometre el seu funcionament.

Per tot el que s'acaba d'explicar, es pot dir que al llarg del desenvolupament del projecte s'ha assolit els objectius plantejats a l'inici.

## Estimació de costos

### Cost dels components

El cost dels components dels bescanviadors s'estimarà segons el mètode d'estimació de costos de bescanviadors del llibre *Chemical Engineering Design* (12). S'ha de tenir en compte que els costos calculats estan basats en dades obtingudes als Estats Units; tanmateix, serviran com una estimació inicial.

Aquest càlcul inclou el cost dels materials i de la fabricació dels mateixos.

Seguint aquest mètode, el cost d'un bescanviador de calor d'acer al carboni al gener del 2006 es pot calcular a partir de l'equació **(0.1)**.

$$C_e = a + b \cdot S^n \quad (0.1)$$

On:

- $C_e$  = cost d'un bescanviador d'acer al carboni segons dades del gener del 2006 [€]
- $a$  = constant de cost.
- $b$  = constant de cost.
- $S$  = àrea de transferència del bescanviador.
- $n$  = exponent que depèn del tipus d'equipament.

Per convertir el dòlar dels Estats Units a euro s'utilitzarà una taxa de canvi de 0.8595 euros/dòlar, segons dades corresponents a 27 de setembre del 2020 (19).

El valor de  $a$ ,  $b$  i  $n$  es pot obtenir de la **Taula 0.1**.

Taula 0.1. Taula de costos de bescanviadors de calor.

Tipus de bescanviador	a	b	n
Carcassa i tub amb tubs en U	10000	88	1
Carcassa i tub amb capçal flotant	11000	115	1
Doble tub	500	1100	1
Termosifó	13000	95	1
Evaporador Kettle amb tubs en U	14000	83	1
Plaques	1100	85	0.4

Nota. Adaptada de (12).

El cost calculat serà vàlid per l'any 2006. Per tenir en compte la inflació entre aquell any i l'actual, s'han d'utilitzar índexs de costos de planta:

$$C_2 = C_1 \cdot \frac{I_2}{I_1} \quad (0.2)$$

On:

- $C_2$  = cost estimat per l'any actual
- $C_1$  = cost estimat per l'any 2006
- $I_2$  = índex de costos de planta per l'any actual
- $I_1$  = índex de costos de planta per l'any 2006

Un dels més reconeguts és el *Chemical Engineering Plant Cost Index (CEPCI)*, publicat per la revista *Chemical Engineering*.

La mitjana anual del valor d'aquest índex per l'any 2006 és de 500, mentre que per l'any 2019, el més recent publicat, és de 607.5 (20).

Així doncs per estimar el cost es necessita conèixer l'àrea de transferència i de quin tipus és cada bescanviador. Aquestes dades es mostren a la **Taula 0.2**.

**Taula 0.2.** Dades dels bescanviadors.

Bescanviador	Tipus	Àrea de transferència [ $m^2$ ]
<b>Economitzador</b>	Carcassa i tub amb tubs en U	580
<b>Evaporador</b>	Evaporador Kettle amb tubs en U	3088
<b>Sobreescalfador</b>	Carcassa i tub amb tubs en U	531
<b>Reescalfador</b>	Carcassa i tub amb tubs en U	549

*Nota.* Adaptada de (12).

El cost estimat per l'economitzador serà el següent:

$$C_e = 10000 + 88 \cdot 580^1 = 61000 \$ \cdot 0.8595 \frac{\text{€}}{\$} = 52500 \text{ €} \quad (0.3)$$

$$C_2 = 52500 \cdot \frac{607.5}{500} = 63700 \text{ €} \quad (0.4)$$

El cost estimat per l'evaporador serà el següent:

$$C_e = 14000 + 83 \cdot 3088^1 = 270300 \$ \cdot 0.8595 \frac{\text{€}}{\$} = 232300 \text{ €} \quad (0.5)$$

$$C_2 = 232300 \cdot \frac{607.5}{500} = 282300 \text{ €} \quad (0.6)$$

El cost estimat pel sobreescalfador serà el següent:

$$C_e = 10000 + 88 \cdot 531^1 = 56700 \$ \cdot 0.8595 \frac{\text{€}}{\$} = 48800 \text{ €} \quad (0.7)$$

$$C_2 = 48800 \cdot \frac{607.5}{500} = 59200 \text{ €} \quad (0.8)$$

El cost estimat pel reescalfador serà el següent:

$$C_e = 10000 + 88 \cdot 549^1 = 58300 \$ \cdot 0.8595 \frac{\text{€}}{\$} = 50100 \text{ €} \quad (0.9)$$

$$C_2 = 50100 \cdot \frac{607.5}{500} = 60900 \text{ €} \quad (0.10)$$

A la **Taula 0.3** es recullen tots els costos dels components.



**Taula 0.3.** Cost dels components dels bescanviadors.

Concepte	Cost unitari [€]	Unitats	Cost [€]
Economitzador	63700	2	127400
Evaporador	282300	2	564600
Sobreescalfador	59200	2	118400
Reescalfador	60900	2	121800
<b>TOTAL</b>			<b>932200</b>

Com es pot veure a la **Taula 0.3.**, el cost total dels components dels bescanviadors ascendeix a **932200 €**.

## Cost d'enginyeria

S'ha estimat un total de 550 hores per realitzar el disseny dels bescanviadors i 200 per elaborar la documentació necessària. El preu per hora d'enginyeria s'ha fixat a 35€/hora.

**Taula 0.4.** Cost d'enginyeria.

Concepte	Preu per hora [€/h ]	Hores	Cost [€]
Disseny	35	500	17500
Documentació	35	200	7000
<b>TOTAL</b>			<b>24500</b>

Com es pot veure a la **Taula 0.4.**, el cost d'enginyeria total és de **24500 €**.

## Cost de la ma d'obra

S'ha estimat un total de 50 hores pel muntatge i instal·lació dels components dels bescanviadors a la central termosolar. El preu per hora s'ha fixat en 15€/hora

Taula 0.5. Cost de la ma d'obra.

Concepte	Preu per hora [€/h ]	Hores	Cost [€]
Muntatge	15	100	1500
<b>TOTAL</b>			<b>1500</b>

Com es pot veure a la Taula 0.5., el cost de la ma d'obra és de **1500 €**.

## Cost total

Taula 0.6. Cost total

Concepte	Cost [€]
Components	932200
Enginyeria	24500
Ma d'obra	1500
<b>TOTAL</b>	<b>958200</b>

Com es pot veure a la Taula 0.6., el cost estimat del projecte és de **958200 €**.

## Bibliografia

1. García, S. *Ingeniería de centrales termosolares CCP: estado del arte en tecnología termosolar*. Fuenlabrada: Ediciones Renovetec. 2010. ISBN 9788461441839.
2. J.Moran, M. i N.Shapiro, H. *Fundamentos de termodinámica técnica*. 2a ed. La Llagosta: Editorial Reverté, 2004. ISBN 8429143130.
3. THERMINOL® VP-1. A: Eastman [en línia]. Eastman, 2019. [Consulta: 30 setembre 2020]. Disponible a: [https://www.therminol.com/sites/therminol/files/documents/TF09A\\_Therminol\\_VP1.pdf](https://www.therminol.com/sites/therminol/files/documents/TF09A_Therminol_VP1.pdf).
4. Heat Exchange Institute, INC (HEI). *Standards for Shell and Tube Heat Exchangers*. 5th ed. 2013.
5. Indian Institute of Technology. *Mechanical Design of Heat Exchanger: Mechanical Design of Shell and Tube Heat Exchanger*. 2010.
6. The American Society of Mechanical Engineers (ASME). *ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Section VIII. DIV 1*. 2019. ISBN: 9780791872871
7. The American Society of Mechanical Engineers (ASME). *ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Section II. Part D*. 2019. ISBN: 9780791872703
8. Benito, D. *Diseño de los intercambiadores de calor tubo-carcasa del sistema de generación de vapor de una central termosolar de colectores cilindroparábolicos de 50 MWe de potencia*. Treball de fi de carrera, UC3M, 2014.
9. Tubular Exchanger Manufacturers Association, INC (TEMA). *Standards of the tubular exchanger*. 9th ed. 2007.
10. Vergés, A. *Disseny i fabricació d'un intercanviador de calor*. Treball de fi de grau, UPC, 2014.
11. Enerquip Administrator.  *Tubeside or shellside: Comparing fluid allocation options for your shell and tube heat exchanger*. A: Enerquip [en línia]. Enerquip, 2018. [Consulta: 17 setembre 2020]. Disponible a: <https://www.enerquip.com/2018/03/26/tubeside-or-shellside-comparing-fluid-allocation-options-for-your-shell-and-tube-heat-exchanger/>.
12. Towler, G. i Sinnott, R. *Chemical Engineering Design. Principles, practice and economics of plant and process design*. San Diego: Butterworth-Heinemann, 2008. ISBN 9780750684231.
13. Ludwig, E. *Applied Process Design for Chemical and Petrochemical plants*. 3th ed. Houston: Gulf Professional Publishing, 2001. ISBN 9780884156512.
14. Asociación Española de Normalización y Certificación. *Componentes de canalizaciones: Definición y selección de DN (diámetro nominal). UNE-EN ISO 6708:1996*. Madrid: AENOR, 1996.
15. Schlunder, E.U. i Zhukauskas, A.A. *Heat Exchanger Design Handbook*. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1983. ISBN 0891161252.

16. ASTM A213 TP316 Stainless Steel Tube, ASME SA213 Grade TP316 Seamless Tubing. A: Trilok Steel Industries [en línia]. Trilok Steel Industries, 2008. [Consulta: 25 setembre 2020]. Disponible a: <https://www.triloksteel.com/astm-a213-asme-sa213/astm-a213-tp316-asme-sa-213-tp-316-supplier.html>.
17. Engineers Edge. *Thermal Properties of Metals, Conductivity, Thermal Expansion, Specific Heat*. A: Engineers Edge [en línia]. Engineers Edge, 2000. [Consulta: 25 setembre 2020]. Disponible a: [https://www.engineersedge.com/properties\\_of\\_metals.htm](https://www.engineersedge.com/properties_of_metals.htm).
18. Brogan, R.J. *Shell and tube heat exchangers*. A: Thermopedia [en línia]. Thermopedia, 2010. [Consulta: 19 setembre 2020]. Disponible a: <http://thermopedia.com/content/1121/>.
19. *Cotizacion de Euro / Dolar*. A: Eleconomista [en línia]. Eleconomista, 2020. [Consulta: 27 setembre 2020]. Disponible a: <https://www.eleconomista.es/cruce/EURUSD/resumen>.
20. The Chemical Engineering Plant Cost Index. A: Chemengonline [en línia]. Chemical Engineering, 2020. [Consulta: 27 setembre 2020]. Disponible a: <https://www.chemengonline.com/pci-home>.

## Annex A

### A1. Càlcul del gruix mínim dels tubs de l'economitzador

El procediment general per realitzar el càlcul del gruix mínim dels tubs s'explica a l'apartat 5.2.3. de la memòria.

Per fer el càlcul del gruix mínim primer s'ha de calcular les pressions i temperatures de disseny. Per ser conservador, no es considerarà la pèrdua de càrrega al generador de vapor.

$$\begin{aligned} p_{disseny\ tubs} &= p * 1.1 = 105 * 1.1 = 115.5\ bar \\ &= 1675.2\ psig \end{aligned} \tag{0.1}$$

$$\begin{aligned} p_{disseny\ carcassa} &= p * 1.1 = 15 * 1.1 = 16.5\ bar \\ &= 239.3\ psig \end{aligned} \tag{0.2}$$

$$\begin{aligned} T_{disseny\ tubs} &= T_{max} + 10 = 310 + 10 = 320^{\circ}C \\ &= 608^{\circ}F \end{aligned} \tag{0.3}$$

$$\begin{aligned} T_{disseny\ carcassa} &= T_{max} + 10 = 317.24 + 10 \\ &= 327.24^{\circ}C = 621.03^{\circ}F \end{aligned} \tag{0.4}$$

Seguidament es pot fer el càlcul del gruix mínim per pressió interna. La tensió admissible del material utilitzat, acer inoxidable SA-213 TP316, s'ha obtingut del codi ASME (7).

$$t_s = \frac{p_{disseny} \cdot d_{ext}}{2 \cdot S + 0.8 \cdot p_{disseny}} = \frac{1675.2 \cdot 3/4}{2 \cdot 17 \cdot 10^3 + 0.8 \cdot 1675.2} \quad (0.5)$$

$$= 0.036 \text{ in}$$

Es pot seguir amb el càlcul per pressió externa. S'assumeix un gruix de paret de 0.036 in., ja que és el resultat del càlcul per pressió interna.

$$\frac{d_{ext}}{t_{ass}} = \frac{3/4}{0.036} = 20.83 \quad (1)$$

La relació entre el diàmetre extern de tub i el gruix assumit  $\left(\frac{d_{ext}}{t_{ass}}\right)$  és més gran que 10. Per tant s'ha de seguir amb el procediment adequat a aquests casos:

- Pas 1: calcular la relació entre la longitud i el diàmetre extern  $\left(\frac{L}{d_{ext}}\right)$  i entre el diàmetre extern i el gruix  $\left(\frac{d_{ext}}{t_{ass}}\right)$ .

$$\frac{L}{d_{ext}} = \frac{472.4}{3/4} = 629.9 \quad (0.6)$$

$$\frac{d_{ext}}{t_{ass}} = \frac{3/4}{0.036} = 20.83 \quad (0.7)$$

- Pas 2: a partir de la figura G de la Secció II, Part D del codi ASME (7 p. 794, 795), el factor A és igual a 0.0028
- Pas 3: a partir de la taula del codi ASME (7 p. 796-870) corresponent a l'acer TP316, el factor B és de 11500.

- Pas 4: calcular el valor de la màxima pressió externa acceptable pel gruix de paret que s'ha assumit.

$$p_a = \frac{4B}{3(d_{ext}/t_{ass})} = \frac{4 \cdot 11500}{3\left(\left(\frac{3}{4}\right)/0.036\right)} = 736 \text{ psig} \quad (0.8)$$

El valor de la pressió externa acceptable és molt més gran que el de la pressió de disseny. Per tant, el gruix assumit pot suportar la pressió externa.

Com s'ha assumit el mateix gruix tant per pressió interna com per pressió externa, el gruix mínim per un tub recte és de 0.036 in.

Els tubs del sobreescalfador són tubs en U. Per tant, cal calcular el gruix mínim d'un tub corbat. Es considera el radi de curvatura mínim segons la normativa TEMA, que és 1.5 vegades el diàmetre extern del tub.

$$R = 1.5 \cdot d_{ext} = 1.5 \cdot d_{ext} = 1.5 \cdot \frac{3}{4} = 1.125 \text{ in} \quad (0.9)$$

Ja es pot calcular el gruix mínim per un tub en U amb la següent fórmula:

$$t_{min} = t_s \left(1 + \frac{d_{ext}}{4R}\right) = 0.036 \left(1 + \frac{3/4}{4 \cdot 1.125}\right) = 0.042 \text{ in} \quad (0.10)$$

$$= 1.07 \text{ mm}$$

## A2. Càlcul del gruix mínim dels tubs de l'evaporador

El procediment general per realitzar el càlcul del gruix mínim dels tubs s'explica a l'apartat 5.2.3. de la memòria.

Per fer el càlcul del gruix mínim primer s'ha de calcular les pressions i temperatures de disseny. Per ser conservador, no es considerarà la pèrdua de càrrega al generador de vapor.

$$\begin{aligned} p_{disseny\ tubs} &= p * 1.1 = 15 * 1.1 = 16.5\ bar \\ &= 239.3\ psi \end{aligned} \quad (0.11)$$

$$\begin{aligned} p_{disseny\ carcassa} &= p * 1.1 = 105 * 1.1 \\ &= 115.5\ bar = 1675.2\ psi \end{aligned} \quad (0.12)$$

$$\begin{aligned} T_{disseny\ tubs} &= T_{max} + 10 = 379.16 + 10 \\ &= 389.16^{\circ}C = 732.5^{\circ}F \end{aligned} \quad (0.13)$$

$$\begin{aligned} T_{disseny\ carcassa} &= T_{max} + 10 = 315 + 10 \\ &= 325^{\circ}C = 617^{\circ}F \end{aligned} \quad (0.14)$$

Seguidament es pot fer el càlcul del gruix mínim per pressió interna.

$$\begin{aligned} t_s &= \frac{p_{disseny} \cdot d_{ext}}{2 \cdot S + 0.8 \cdot p_{disseny}} = \frac{239.3 \cdot 3/4}{2 \cdot 16.2 \cdot 10^3 + 0.8 \cdot 239.3} \\ &= 0.005\ in \end{aligned} \quad (0.15)$$

Es pot seguir amb el càlcul per pressió externa. S'assumeix un gruix de paret de 0.06 in.



$$\frac{d_{ext}}{t_{ass}} = \frac{3/4}{0.06} = 12.5 \quad (0.16)$$

La relació entre el diàmetre extern de tub i el gruix assumit  $\left(\frac{d_{ext}}{t_{ass}}\right)$  és més gran que 10. Per tant s'ha de seguir amb el procediment adequat a aquests casos:

- Pas 1: calcular la relació entre la longitud i el diàmetre extern  $\left(\frac{L}{d_{ext}}\right)$  i entre el diàmetre extern i el gruix  $\left(\frac{d_{ext}}{t_{ass}}\right)$ .

$$\frac{L}{d_{ext}} = \frac{472.4}{3/4} = 630 \quad (0.17)$$

$$\frac{d_{ext}}{t_{ass}} = \frac{3/4}{0.06} = 12.5 \quad (0.18)$$

- Pas 2: a partir de la figura G de la Secció II, Part D del codi ASME (7 p. 794, 795), el factor A és igual a 0.009
- Pas 3: a partir de la taula del codi ASME (7 p. 796-870) corresponent a l'acer TP316, el factor B és de 12000.
- Pas 4: calcular el valor de la màxima pressió externa admissible pel gruix de paret que s'ha assumit.

$$p_a = \frac{4B}{3(d_{ext}/t_{ass})} = \frac{4 \cdot 12000}{3\left(\left(\frac{3}{4}\right)/0.06\right)} = 1280 \text{ psig} \quad (0.19)$$

El valor de la pressió externa admissible és més petit que el de la pressió de disseny. Per tant s'haurà de repetir el càlcul amb més gruix de paret.

S'assumeix un gruix de paret de 0.08 in.

$$\frac{d_{ext}}{t_{ass}} = \frac{3/4}{0.08} = 9.375 \quad (0.20)$$

La relació entre el diàmetre extern de tub i el gruix assumit  $\left(\frac{d_{ext}}{t_{ass}}\right)$  és més petita de 10. Per tant s'ha de seguir amb el procediment adequat a aquests casos:

- Pas 1: calcular la relació entre la longitud i el diàmetre extern  $\left(\frac{L}{d_{ext}}\right)$  i entre el diàmetre extern i el gruix  $\left(\frac{d_{ext}}{t_{ass}}\right)$ .

$$\frac{L}{d_{ext}} = \frac{472.4}{3/4} = 630 \quad (0.21)$$

$$\frac{d_{ext}}{t_{ass}} = \frac{3/4}{0.08} = 9.375 \quad (0.22)$$

- Pas 2: a partir de la figura G de la Secció II, Part D del codi ASME (7 p. 794, 795), el factor A és igual a 0.018.
- Pas 3: a partir de la taula del codi ASME (7 p. 796-870) corresponent a l'acer TP316, el factor B és de 12200.

- Pas 4: calcular  $p_{a1}$  a partir de l'equació següent:

$$p_{a1} = \left( \frac{2.167}{\left(\frac{d_{ext}}{t_{ass}}\right)} - 0.0833 \right) B = \left( \frac{2.167}{\left(\frac{3/4}{0.08}\right)} - 0.0833 \right) 12200 \quad (0.23)$$

$$= 1803.7 \text{ psig}$$

- Pas 5: calcular  $p_{a2}$  a partir de l'equació següent. S és el més petit entre el doble de la tensió admissible ( $2 \cdot 16900 = 33800$ ) o 0.9 vegades el límit elàstic del material ( $0.9 \cdot 14000 = 12600$ ). El més petit és 12600.

$$p_{a2} = \frac{2S}{\left(\frac{d_{ext}}{t_{ass}}\right)} \left( 1 - \frac{1}{\left(\frac{d_{ext}}{t_{ass}}\right)} \right) = \frac{2 \cdot 12600}{\left(\frac{3/4}{0.08}\right)} \left( 1 - \frac{1}{\left(\frac{3/4}{0.08}\right)} \right) \quad (0.24)$$

$$= 2401.3 \text{ psig}$$

La màxima pressió externa acceptable del material és el més petit entre  $p_{a1}$  i  $p_{a2}$ , és a dir, 1803.7 psig. És més gran que la pressió de disseny, de 1675.2 psig. Així doncs, l'espessor assumit de 0.08 in. és correcte.

Els tubs del sobreescalfador són tubs en U. Per tant, cal calcular el gruix mínim d'un tub corbat. Es considera el radi de curvatura mínim segons la normativa TEMA, que és 1.5 vegades el diàmetre extern del tub.

$$R = 1.5 \cdot d_{ext} = 1.5 \cdot \frac{3}{4} = 1.125 \text{ in} \quad (0.25)$$

Ja es pot calcular el gruix mínim per un tub en U amb la següent fórmula:

$$t_{min} = t_s \left( 1 + \frac{d_{ext}}{4R} \right) = 0.08 \left( 1 + \frac{3/4}{4 \cdot 1.125} \right) = 0.093 \text{ in} \quad (0.26)$$

$$= 2.36 \text{ mm}$$

### A3. Càlcul del gruix mínim dels tubs del sobreescalfador

El procediment general per realitzar el càlcul del gruix mínim dels tubs s'explica a l'apartat 5.2.3. de la memòria.

Per fer el càlcul del gruix mínim primer s'ha de calcular les pressions i temperatures de disseny. Per ser conservador, no es considerarà la pèrdua de càrrega al generador de vapor.

$$p_{disseny \text{ tubs}} = p * 1.1 = 105 * 1.1 = 115.5 \text{ bar} \quad (0.27)$$

$$= 1675.2 \text{ psig}$$

$$p_{disseny \text{ carcassa}} = p * 1.1 = 15 * 1.1 = 16.5 \text{ bar} \quad (0.28)$$

$$= 239.3 \text{ psig}$$

$$T_{disseny \text{ tubs}} = T_{max} + 10 = 380 + 10 = 390^{\circ}\text{C} \quad (0.29)$$

$$= 734^{\circ}\text{F}$$

$$T_{disseny \text{ carcassa}} = T_{max} + 10 = 393 + 10 \quad (0.30)$$

$$= 403^{\circ}\text{C} = 757.4^{\circ}\text{F}$$

Seguidament es pot fer el càlcul del gruix mínim per pressió interna.

$$t_s = \frac{p_{disseny} \cdot d_{ext}}{2 \cdot S + 0.8 \cdot p_{disseny}} = \frac{1675.2 \cdot 5/8}{2 \cdot 16.2 \cdot 10^3 + 0.8 \cdot 1675.2} = 0.031 \text{ in} \quad (0.31)$$

Es pot seguir amb el càlcul per pressió externa. S'assumeix un gruix de paret de 0.031 in., ja que és el resultat del càlcul per pressió interna.

$$\frac{d_{ext}}{t_{ass}} = \frac{5/8}{0.031} = 20.14 \quad (0.32)$$

La relació entre el diàmetre extern de tub i el gruix assumit  $\left(\frac{d_{ext}}{t_{ass}}\right)$  és més gran que 10. Per tant s'ha de seguir amb el procediment adequat a aquests casos:

- Pas 1: calcular la relació entre la longitud i el diàmetre extern  $\left(\frac{L}{d_{ext}}\right)$  i entre el diàmetre extern i el gruix  $\left(\frac{d_{ext}}{t_{ass}}\right)$ .

$$\frac{L}{d_{ext}} = \frac{472.4}{5/8} = 755.8 \quad (0.33)$$

$$\frac{d_{ext}}{t_{ass}} = \frac{5/8}{0.031} = 20.1 \quad (0.34)$$

- Pas 2: a partir de la figura G de la Secció II, Part D del codi ASME (7 p. 794, 795), el factor A és igual a 0.0028

- Pas 3: a partir de la taula del codi ASME (7 p. 796-870) corresponent a l'acer TP316, el factor B és de 11000.
- Pas 4: calcular el valor de la màxima pressió externa acceptable pel gruix de paret que s'ha assumit.

$$p_a = \frac{4B}{3(d_{ext}/t_{ass})} = \frac{4 \cdot 11000}{3\left(\frac{5}{8}/0.031\right)} = 727.5 \text{ psig} \quad (0.35)$$

El valor de la pressió externa acceptable és molt més gran que el de la pressió de disseny. Per tant, el gruix assumit pot suportar la pressió externa.

Com s'ha assumit el mateix gruix tant per pressió interna com per pressió externa, el gruix mínim per un tub recte és de 0.031 in.

Els tubs del sobreescalfador són tubs en U. Per tant, cal calcular el gruix mínim d'un tub corbat. Es considera el radi de curvatura mínim segons la normativa TEMA, que és 1.5 vegades el diàmetre extern del tub.

$$R = 1.5 \cdot d_{ext} = 1.5 \cdot \frac{5}{8} = 0.9375 \text{ in} \quad (0.36)$$

Ja es pot calcular el gruix mínim per un tub en U amb la següent fórmula:

$$t_{min} = t_s \left(1 + \frac{d_{ext}}{4R}\right) = 0.031 \left(1 + \frac{5/8}{4 \cdot 0.9375}\right) = 0.036 \text{ in} \quad (0.37)$$

$$= 0.91 \text{ mm}$$

## A4. Càlcul del gruix mínim dels tubs del reescalfador

El procediment general per realitzar el càlcul del gruix mínim dels tubs s'explica a l'apartat 5.2.3. de la memòria.

Per fer el càlcul del gruix mínim primer s'ha de calcular les pressions i temperatures de disseny.

$$\begin{aligned} p_{disseny\ tubs} &= p * 1.1 = 20 * 1.1 = 22\ bar \\ &= 319.1\ psig \end{aligned} \tag{0.38}$$

$$\begin{aligned} p_{disseny\ carcassa} &= p * 1.1 = 15 * 1.1 = 16.5\ bar \\ &= 239.3\ psig \end{aligned} \tag{0.39}$$

$$\begin{aligned} T_{disseny\ tubs} &= T_{max} + 10 = 380 + 10 = 390^{\circ}C \\ &= 734^{\circ}F \end{aligned} \tag{0.40}$$

$$\begin{aligned} T_{disseny\ carcassa} &= T_{max} + 10 = 393 + 10 \\ &= 403^{\circ}C = 757.4^{\circ}F \end{aligned} \tag{0.41}$$

Seguidament es pot fer el càlcul del gruix mínim per pressió interna.

$$\begin{aligned} t_s &= \frac{p_{disseny} \cdot d_{ext}}{2 \cdot S + 0.8 \cdot p_{disseny}} = \frac{319.1 \cdot 1}{2 \cdot 16.2 \cdot 10^3 + 0.8 \cdot 319.1} \\ &= 0.01\ in \end{aligned} \tag{0.42}$$

Es pot seguir amb el càlcul per pressió externa. S'assumeix un gruix de paret de 0.027 in.

$$\frac{d_{ext}}{t_{ass}} = \frac{1}{0.027} = 37.04 \quad (0.43)$$

La relació entre el diàmetre extern de tub i el gruix assumit  $\left(\frac{d_{ext}}{t_{ass}}\right)$  és més gran que 10. Per tant s'ha de seguir amb el procediment adequat a aquests casos:

- Pas 1: calcular la relació entre la longitud i el diàmetre extern  $\left(\frac{L}{d_{ext}}\right)$  i entre el diàmetre extern i el gruix  $\left(\frac{d_{ext}}{t_{ass}}\right)$ .

$$\frac{L}{d_{ext}} = \frac{315}{1} = 315 \quad (0.44)$$

$$\frac{d_{ext}}{t_{ass}} = \frac{1}{0.025} = 37.04 \quad (0.45)$$

- Pas 2: a partir de la figura G de la Secció II, Part D del codi ASME (7 p. 794, 795), el factor A és igual a 0.0007.
- Pas 3: a partir de la taula del codi ASME (7 p. 796-870) corresponent a l'acer TP316, el factor B és de 7000.
- Pas 4: calcular el valor de la màxima pressió externa acceptable pel gruix de paret que s'ha assumit.

$$p_a = \frac{4B}{3(d_{ext}/t_{ass})} = \frac{4 \cdot 7000}{3(1/0.027)} = 253 \text{ psig} \quad (0.46)$$



El valor de la pressió externa acceptable és més gran que el de la pressió de disseny. Per tant, el gruix assumit pot suportar la pressió externa.

El gruix mínim per pressió externa és més gran que per pressió interna. Així doncs, el gruix mínim per un tub recte és de 0.027 in.

Els tubs del sobreescalfador són tubs en U. Per tant, cal calcular el gruix mínim d'un tub corbat. Es considera el radi de curvatura mínim segons la normativa TEMA, que és 1.5 vegades el diàmetre extern del tub.

$$R = 1.5 \cdot d_{ext} = 1.5 \cdot 1 = 1.5 \text{ in} \quad (0.47)$$

Ja es pot calcular el gruix mínim per un tub en U amb la següent fórmula:

$$t_{min} = t_s \left( 1 + \frac{d_{ext}}{4R} \right) = 0.027 \left( 1 + \frac{1}{4 \cdot 1.5} \right) = 0.032 \text{ in} \quad (0.48)$$

El gruix mínim calculat és més petit que el mínim que marca el HEI per un tub en U d'acer inoxidable austenític, com es pot veure a la **Taula 5.2**. Així doncs el gruix mínim serà el que marca la taula, 0.035 in, que són 0.889 mm.

## Annex B

### B1. Codi del càlcul amb Scilab

```
// Dimensionament d'una central termosolar
//*****
//*****
//Autor: Roger Oppenheimer Salvat
//*****
//*****
// El present document serveix per realitzar el dimensionament d'una central termosolar per un ús no
// professional. Per aquest fi consta de quatre funcions:
//
// DimensionamentCentral() - serveix per executar totes les altres funcions
// CalculCiclePotencia() - serveix per calcular el cicle de potència
// CalculBalancTermic() - serveix per calcular el balanç tèrmic
// CalculBescanviador() - serveix per dimensionar un bescanviador de calor
//
// També és necessari descarregar la funció XSteam.sci. S'ha utilitzat la versió 1.11.
//
// Les tres funcions de càlcul són independents. Així doncs es pot dimensionar un bescanviador de calor sense
// calcular el cicle de potència ni el balanç tèrmic si no són necessaris per l'aplicació corresponent.
//
// Es poden dimensionar bescanviadors d'un sol pas, de múltiples passos o tipus Kettle
//
// La funció següent serveix per executar totes les altres funcions ordenadament. Modificar a conveniència si
// s'afegeixen o s'eliminen funcions.

function DimensionamentCentral()
//////*****
//////*****
//
// 1.INTRODUCCIÓ DELS PARÀMETRES DEL CICLE DE POTÈNCIA
//
// Aquest programa està preparat per calcular un cicle de Rankine amb reescalfament i regeneració que
// utilitza aigua com a fluid com el que es descriu a continuació. En cas contrari els resultats seran incorrectes.
//
// Estat 1: sortida del generador de vapor d'alta pressió - entrada a la turbina d'alta pressió
// Estat 2: extracció de vapor de la turbina d'alta pressió - entrada a l'escalfador tancat
// Estat 3: sortida de la turbina d'alta pressió - entrada al reescalfador
// Estat 4: sortida del reescalfador - entrada a la turbina de baixa pressió
// Estat 5: extracció de vapor de la turbina de baixa pressió - entrada a l'escalfador obert
// Estat 6: sortida de la turbina de baixa pressió - entrada al condensador
// Estat 7: sortida del condensador - entrada a la bomba de baixa pressió
// Estat 8: sortida de la bomba de baixa pressió - entrada a l'escalfador obert
// Estat 9: sortida de l'escalfador obert - entrada a la bomba d'alta pressió
// Estat 10: sortida de la bomba d'alta pressió - entrada a l'escalfador tancat
// Estat 11: sortida de l'escalfador tancat per part de l'extracció de vapor - entrada al purgador
// Estat 12: sortida del purgador - entrada a l'escalfador obert
// Estat 13: sortida de l'escalfador tancat - entrada al generador de vapor d'alta pressió
//
//*****
//*****

T1= 380 // [°C] Temperatura a l'estat 1
p1= 102.5 // [bar] Pressió a l'estat 1

p2= 30 // [bar] Pressió a l'estat 2
```

```

p3= 19.5 // [bar] Pressió a l'estat 3

T4= 360 // [°C] Temperatura a l'estat 4
p4= 18 // [bar] Pressió a l'estat 4

p5= 5 // [bar] Pressió a l'estat 5

p6= 0.08 // [bar] Pressió a l'estat 6

// estat 7 líquid saturat

p8= 5 // [bar] Pressió a l'estat 8

// estat 9 líquid saturat

// estat 10 p10= p13

// estat 11 líquid saturat

// estat 12 procés d'estrangulació

T13= 240 // [°C] Temperatura a l'estat 13
p13= 105 // [bar] Pressió a l'estat 13

rend_tur= 90 // [%] Rendiment isentròpic de les turbines
rend_bom= 85 // [%] Rendiment isentròpic de les bombes
rend_gen= 98 // [%] Rendiment isentròpic del generador elèctric

Ptnet= 50 // [MWe] Potència elèctrica neta de la central

// Càlcul del cicle de potència

[h1,h2,h3,h4,h5,h6,h7,h8,h9,h10,h11,h12,h13,T3,wt1,wt2,wb1,wb2,q1,q2,Q1,Q2,m1,m2,TH2Oeeco,TH2Ossobr
e,TH2Oere,TH2Osre,pH2Oeeco,pH2Ossobre,pH2Oere,pH2Osre]=
CalculCiclePotencia(T1,p1,p2,p3,T4,p4,p5,p6,p8,T13,p13,rend_tur,rend_bom,rend_gen,Ptnet)

//*****
//*****
//
// 2.INTRODUCCIÓ DELS PARÀMETRES DELS BESCOBIADORS DE CALOR
//
// Amb les següents funcions es poden dimensionar bescanviadors de calor de carcassa d'un sol pas, de
múltiples passos o evaporadors tipus Kettle
//
//*****
//*****
//
// 2.1 Balanç tèrmic
//
// El balanç tèrmic es calcula per una central termosolar formada pels següents elements:
//
// El tren de generació d'alta pressió està format per l'economitzador, l'evaporador i el sobreescalfador.
// El tren de generació de baixa pressió està format pel reescalfador.

//*****
//*****

Q1= Q1/2 // [W] potència tèrmica transferida al generador de vapor d'alta pressió
Q2= Q2/2 // [W] potència tèrmica transferida al reescalfador

m1= m1/2 // [kg/s] cabal màssic d'aigua al generador de vapor d'alta pressió
m2= m2/2 // [kg/s] cabal màssic d'aigua al reescalfador

```

TThesobre= 393 // [°C] temperatura de l'oli tèrmic a l'entrada del sobreescalfador  
 TThseco= 300 // [°C] temperatura de l'oli tèrmic a la sortida de l'economitzador

TThere= 393 // [°C] temperatura de l'oli tèrmic a l'entrada del reescalfador  
 TThsre= 300 // [°C] temperatura de l'oli tèrmic a la sortida del reescalfador

TH2Oeeco= T13 // [°C] temperatura de l'aigua a l'entrada de l'economitzador  
 pH2Oeeco= p13 // [bar] pressió de l'aigua a l'entrada de l'economitzador

TH2Oseco= 310 // [°C] temperatura de l'aigua a la sortida de l'economitzador  
 pH2Oseco= 103.5 // [bar] pressió de l'aigua a la sortida de l'economitzador

TH2Oseva= 315 // [°C] temperatura de l'aigua a la sortida de l'evaporador  
 pH2Oseva= 103.5 // [bar] pressió de l'aigua a la sortida de l'evaporador

// Per realitzar els càlculs és necessari obtenir les funcions següents de l'oli tèrmic utilitzat. Es recomana obtenir les característiques d'una taula de propietats i utilitzar algun software per realitzar una interpolació (p.e. Excel)

```
function h=entalpiaoli(T)
    h= 0.0015*T^2 + 1.4143*T - 4.7387 // Entalpia específica respecte la temperatura de l'oli tèrmic
endfunction
```

```
function T=temperaturaoli(h)
    T = 2.0493*h^0.789 // Temperatura específica respecte l'entalpia de l'oli tèrmic
endfunction
```

// Càlcul del balanç tèrmic

[mHTF1,mHTF2,TThssobre,TTheeva,TThseva,TTheeco,TH2Oeeva,TH2Oesobre,pH2Oeeva,pH2Oesobre,Qeco,Qe  
 eva,Qsobre,Qre]=  
 CalculBalancTermic(Q1,Q2,m1,m2,TThesobre,TThseco,TThere,TThsre,TH2Oeeco,pH2Oeeco,TH2Oseco,pH2Os  
 eco,TH2Oseva,pH2Oseva)

```
//*****
//*****
//
// 2.2. Càlcul tèrmic del bescanviador de calor 1
//
// Dimensionament d'un bescanviador de calor d'un pas, de múltiples passos o tipus Kettle
//
//*****
//*****
```

// Dades del fluid dels tubs

Tte= TH2Oeeco; // [°C] temperatura a l'entrada dels tubs  
 Tts= TH2Oseco; // [°C] temperatura a la sortida dels tubs  
 mt= m1; // [kg/s] cabal màssic als tubs  
 pte= pH2Oeeco\*10^5; // [Pa] pressió a l'entrada dels tubs  
 denste= 820.68173; // [kg/m^3] densitat a l'entrada dels tubs  
 densts= 691.98587; // [kg/m^3] densitat a la sortida dels tubs  
 cpte= 4692.143; // [J/(kg·K)] calor específica a l'entrada dels tubs  
 cpts= 6052.6775; // [J/(kg·K)] calor específica a la sortida dels tubs  
 vite= 0.0001128; // [Pa·s] viscositat a l'entrada dels tubs  
 vits= 0.0000824; // [Pa·s] viscositat a la sortida dels tubs  
 kte= 0.6372617; // [W/(m·K)] conductivitat tèrmica a l'entrada dels tubs  
 kts= 0.5277543; // [W/(m·K)] conductivitat tèrmica a la sortida dels tubs  
 Rdo= 0.00009; // [m^2·K/W] coeficient d'embrutiment estimat del fluid dels tubs  
 flut= "liquid" // escriure "liquid" si el fluid dels tubs és un líquid i "gas" si és un gas

```

// Dades del fluid de la carcassa
Tce= TTheco; // [°C] temperatura a l'entrada de la carcassa
Tcs= TThseco; // [°C] temperatura a la sortida de la carcassa
mc= mHTF1; // [kg/s] cabal màssic a la carcassa
pce= 14*10^5; // [Pa] pressió a l'entrada de la carcassa
densce= 798.75; // [kg/m^3] densitat a l'entrada de la carcassa
denscs= 817; // [kg/m^3] densitat a la sortida de la carcassa
cpce= 2361.3; // [J/(kg·K)] calor específica a l'entrada de la carcassa
cpcs= 2314; // [J/(kg·K)] calor específica a la sortida de la carcassa
vice= 0.0002045; // [Pa·s] viscositat a l'entrada de la carcassa
vics= 0.000221; // [Pa·s] viscositat a la sortida de la carcassa
kce= 0.09305; // [W/(m·K)] conductivitat tèrmica a l'entrada de la carcassa
kcs= 0.0964; // [W/(m·K)] conductivitat tèrmica a la sortida de la carcassa
pcrit= 0; // [Pa] pressió crítica del fluid de la carcassa (necessari en tipus Kettle)
Rdi= 0.00018; // [m^2·K/W] coeficient d'embrutiment estimat del fluid de la carcassa

// Paràmetres del bescanviador
Q= Qeco; // [W] potència tèrmica intercanviada

km= 16.26; // [W/(m·K)] conductivitat tèrmica del material dels tubs

flux= "contracorrent"; // Si el bescanviador és a contracorrent escriure flux= "contracorrent" i si és
paral·lel escriure flux= "paral·lel"

// Selecció de tubs
dext= 3/4*25.4/1000; // [m] diàmetre extern dels tubs
esp= 0.049*25.4/1000; // [m] espessor dels tubs
long= 12; // [m] longitud dels tubs
pitch= 0.028575; // [m] distància entre centres dels tubs (pitch). Per normativa, mínim 1.25 vegades dext.
Normalment dext*1.25, dext*1.33 o dext*1.5

// Nombre de tubs
Ntt= "minim" // Si s'escriu "minim", el programa ho calcularà amb el nombre mínim de tubs possible

// Diàmetre de la carcassa
dcc= "minim" // Si s'escriu "minim", el programa ho calcularà amb el mínim diàmetre possible

// Nombre de passos
pc= 2; // passos per la carcassa. Triar 1, 2, 4, 6 o 8 passos.
pt= 8; // passos pels tubs. Triar 1, 2, 4, 6 o 8 passos.

F= 0; // El programa està preparat per calcular el factor de correcció d'un bescanviador d'un pas per la
carcassa i passos parells pels tubs (2, 4, 6, etc.) o de dos passos per la carcassa i passos múltiples de 4 pels tubs (4,
8, etc).
// Si aquest no és el cas, escriure el valor del factor de correcció aquí.
// Si és el cas, es pot deixar el valor de F a 0 i el programa el calcularà.

// Distribució dels tubs
distribucio= "triangular" // Si la distribució dels tubs és triangular escriure distribucio= "triangular", i si és
quadrada escriure distribucio= "quadrada"

// Percentatge de tall de deflector
TD= 25; // [%] Triar entre 15, 25, 35 o 45%

// Distància entre deflectors
B= long/6 // [m]

// Tipus de carcassa
carcassa= "F" // Escriure carcassa= "E", "F" o "K" segons la nomenclatura TEMA.

// Tipus de capçal
capcal= "U" // Escriure capçal= "L", "M", "N", "P", "S", "T" o "U" segons la nomenclatura TEMA.

```

// Equació viscositat-temperatura del fluid dins els tubs (viscositat en Pa·s i temperatura en °C). Es recomana obtenir les característiques d'una taula de propietats i utilitzar algun software per realitzar una interpolació (p.e. Excel). Si és aigua es pot utilitzar una funció de XSteam

```
function visc=visctub(T)
    visc= XSteam('my_pT', pte/10^5, T) ;// Aigua
endfunction
```

// Equació viscositat-temperatura del fluid dins la carcassa (viscositat en Pa·s i temperatura en °C). Es recomana obtenir les característiques d'una taula de propietats i utilitzar algun software per realitzar una interpolació (p.e. Excel). Si és aigua es pot utilitzar una funció de XSteam. No és necessari en cas de bescanviador tipus Kettle

```
function visc=visccarc(T)
    visc= 0.80057*T^(-1.436); // Therminol VP-1
endfunction
```

```
// Càlcul tèrmic de l'economitzador
printf("\nECONOMITZADOR\n")
```

CalculBescanviador(Tte,Tts,mt,pte,denste,densts,cpte,cpts,vite,vits,kte,kts,Rdo,flut,Tce,Tcs,mc,pce,densce,denscs,cpce,cpcs,vics,vics,kce,kcs,pcrit,Rdi,Q,km,flux,F,dext,esp,long,pitch,Ntt,dcc,pc,pt,distribucio,TD,B,carcassa,ca pcal)

```
//*****
//*****
//
// 2.3. Càlcul tèrmic del bescanviador de calor 2
//
// Dimensionament d'un bescanviador de calor d'un pas, de múltiples passos o tipus Kettle
//
//*****
//*****
```

```
// Dades del fluid dels tubs
Tte= TTheeva; // [°C] temperatura a l'entrada dels tubs
Tts= TThseva; // [°C] temperatura a la sortida dels tubs
mt= mHTF1; // [kg/s] cabal màssic als tubs
pte= 15*10^5; // [Pa] pressió a l'entrada dels tubs
denste= 724.04; // [kg/m^3] densitat a l'entrada dels tubs
densts= 798.75; // [kg/m^3] densitat a la sortida dels tubs
cpte= 2548.28; // [J/(kg·K)] calor específica a l'entrada dels tubs
cpts= 2361.3; // [J/(kg·K)] calor específica a la sortida dels tubs
vite= 0.0001585; // [Pa·s] viscositat a l'entrada dels tubs
vits= 0.0002045; // [Pa·s] viscositat a la sortida dels tubs
kte= 0.080176; // [W/(m·K)] conductivitat tèrmica a l'entrada dels tubs
kts= 0.09305; // [W/(m·K)] conductivitat tèrmica a la sortida dels tubs
Rdo= 0.000018; // [m^2·K/W] coeficient d'embrutiment estimat del fluid dels tubs
flut= "liquid" // escriure "liquid" si el fluid dels tubs és un líquid i "gas" si és un gas
```

```
// Dades del fluid de la carcassa
Tce= TH2Oeeva; // [°C] temperatura a l'entrada de la carcassa
Tcs= TH2Oseva; // [°C] temperatura a la sortida de la carcassa
mc= m1; // [kg/s] cabal màssic a la carcassa
pce= pH2Oeeva*10^5; // [Pa] pressió a l'entrada de la carcassa
densce= 0; // [kg/m^3] densitat a l'entrada de la carcassa
denscs= 0; // [kg/m^3] densitat a la sortida de la carcassa
cpce= 0; // [J/(kg·K)] calor específica a l'entrada de la carcassa
cpcs= 0; // [J/(kg·K)] calor específica a la sortida de la carcassa
vics= 0; // [Pa·s] viscositat a l'entrada de la carcassa
vics= 0; // [Pa·s] viscositat a la sortida de la carcassa
kce= 0; // [W/(m·K)] conductivitat tèrmica a l'entrada de la carcassa
```

```

kcs= 0; // [W/(m·K)] conductivitat tèrmica a la sortida de la carcassa
pcrit= 22055412.8; // [Pa] pressió crítica del fluid de la carcassa (necessari en tipus Kettle)
Rdi= 0.0009; // [m^2·K/W] coeficient d'embrutiment estimat del fluid de la carcassa

// Paràmetres del bescanviador

Q= Qeva; // [W] potència tèrmica intercanviada

km= 16.26; // [W/(m·K)] conductivitat tèrmica del material dels tubs

flux= "contracorrent"; // Si el bescanviador és a contracorrent escriure flux= "contracorrent" i si és
paral·lel escriure flux= "paral·lel"

// Selecció de tubs
dext= 3/4*25.4/1000; // [m] diàmetre extern dels tubs
esp= 0.095*25.4/1000; // [m] espessor dels tubs
long= 12; // [m] longitud dels tubs
pitch= 0.028575; // [m] distància entre centres dels tubs (pitch). Per normativa, mínim 1.25 vegades dext.
En un Kettle, normalment dext*1.5 o dext*2

// Nombre de tubs
Ntt= "minim" // Si s'escriu "minim", el programa ho calcularà amb el nombre mínim de tubs possible

// Diàmetre de la carcassa
dcc= "minim" // Si s'escriu "minim", el programa ho calcularà amb el mínim diàmetre possible

// Nombre de passos
pc= 1; // passos per la carcassa. Triar 1, 2, 4, 6 o 8 passos.
pt= 4; // passos pels tubs. Triar 1, 2, 4, 6 o 8 passos.

F= 0; // El programa està preparat per calcular el factor de correcció d'un bescanviador d'un pas per la
carcassa i passos parells pels tubs (2, 4, 6, etc.) o de dos passos per la carcassa i passos múltiples de 4 pels tubs (4,
8, etc).
// Si aquest no és el cas, escriure el valor del factor de correcció aquí.
// Si és el cas, es pot deixar el valor de F a 0 i el programa el calcularà.

// Distribució dels tubs
distribucio= "triangular" // Si la distribució dels tubs és triangular escriure distribucio= "triangular", i si és
quadrada escriure distribucio= "quadrada"

// Percentatge de tall de deflector
TD= 100; // [%] Triar entre 15, 25, 35 o 45%

// Distància entre deflectors
B= long // [m]

// Tipus de carcassa
carcassa= "K" // Escriure carcassa= "E", "F" o "K" segons la nomenclatura TEMA.

// Tipus de capçal
capcal= "U" // Escriure capçal= "L", "M", "N", "P", "S", "T" o "U" segons la nomenclatura TEMA.

// Equació viscositat-temperatura del fluid dins els tubs (viscositat en Pa·s i temperatura en °C). Es
recomana obtenir les característiques d'una taula de propietats i utilitzar algun software per realitzar una
interpolació (p.e. Excel). Si és aigua es pot utilitzar una funció de XSteam

function visc=visctub(T)
    visc= 0.80057*T^(-1.436); // Therminol VP-1
endfunction

// Càlcul tèrmic de l'evaporador
printf("\nEVAPORADOR\n")

```

CalculBescanviador (Tte,Tts,mt,pte,denste,densts,cpte,cpts,vite,vits,kte,kts,Rdo,flut,Tce,Tcs,mc,pce,densce,denscs,cpce,cpcs,vice,vics,kce,kcs,pcrit,Rdi,Q,km,flux,F,dext,esp,long,pitch,Ntt,pc,pt,distribucio,TD,B,carcassa,capcal)

```

//*****
//*****
//
// 2.4. Càlcul tèrmic del bescanviador de calor 3
//
// Dimensionament d'un bescanviador de calor d'un pas, de múltiples passos o tipus Kettle
//
//*****
//*****

// Dades fluid tubs
Tte= TH2Oesobre; // [°C] temperatura a l'entrada dels tubs
Tts= TH2Ossobre; // [°C] temperatura a la sortida dels tubs
mt= m1; // [kg/s] cabal màssic als tubs
pte= pH2Oesobre*10^5; // [Pa] pressió a l'entrada dels tubs
denste= 57.156983; // [kg/m^3] densitat a l'entrada dels tubs
densts= 41.592434; // [kg/m^3] densitat a la sortida dels tubs
cpte= 7060.2053; // [J/(kg·K)] calor específica a l'entrada dels tubs
cpts= 3414.6447; // [J/(kg·K)] calor específica a la sortida dels tubs
vite= 0.0000205; // [Pa·s] viscositat dinàmica a l'entrada dels tubs
vits= 0.0000236; // [Pa·s] viscositat dinàmica a la sortida dels tubs
kte= 0.0799827; // [W/(m·K)] conductivitat tèrmica a l'entrada dels tubs
kts= 0.0673986; // [W/(m·K)] conductivitat tèrmica a la sortida dels tubs
Rdo= 0.00009; // [m^2·K/W] coeficient d'embrutiment estimat del fluid dels tubs
flut= "gas" // escriure "liquid" si el fluid dels tubs és un liquid i "gas" si és un gas

// Dades del fluid de la carcassa
Tce= TThesobre; // [°C] temperatura a l'entrada de la carcassa
Tcs= TThssobre; // [°C] temperatura a la sortida de la carcassa
mc= mHTF1; // [kg/s] cabal màssic a la carcassa
pce= 15*10^5; // [Pa] pressió a l'entrada de la carcassa
densce= 704.5; // [kg/m^3] densitat a l'entrada de la carcassa
denscs= 724.04; // [kg/m^3] densitat a la sortida de la carcassa
cpce= 2600; // [J/(kg·K)] calor específica a l'entrada de la carcassa
cpcs= 2548.28; // [J/(kg·K)] calor específica a la sortida de la carcassa
vice= 0.0001502; // [Pa·s] viscositat a l'entrada de la carcassa
vics= 0.0001585; // [Pa·s] viscositat a la sortida de la carcassa
kce= 0.07714; // [W/(m·K)] conductivitat tèrmica a l'entrada de la carcassa
kcs= 0.080176; // [W/(m·K)] conductivitat tèrmica a la sortida de la carcassa
pcrit= 0; // [Pa] pressió crítica del fluid de la carcassa (necessari en tipus Kettle)
Rdi= 0.00018; // [m^2·K/W] coeficient d'embrutiment estimat del fluid de la carcassa

// Paràmetres del bescanviador
Q= Qsobre; // [W] potència tèrmica intercanviada

km= 16.26; // [W/(m·K)] conductivitat tèrmica del material dels tubs

flux= "contracorrent"; // Si el bescanviador és a contracorrent escriure flux= "contracorrent" i si és
paral·lel escriure flux= "paral·lel"

// Selecció de tubs
dext= 5/8*25.4/1000; // [m] diàmetre extern dels tubs
esp= 0.049*25.4/1000; // [m] espessor dels tubs
long= 12 // [m] longitud dels tubs
pitch= 0.0238125; // [m]. distància entre centres dels tubs (pitch). Per normativa, mínim 1.25 vegades
dext. Normalment dext*1.25, dext*1.33 o dext*1.5

// Nombre de tubs (si s'escriu "minim", el programa ho calcularà amb el nombre mínim de tubs possible)

```



```

Ntt= "minim"

// Diàmetre de la carcassa
dcc= "minim" // Si s'escriu "minim", el programa ho calcularà amb el mínim diàmetre possible

// Nombre de passos
pc= 1; // passos per la carcassa. Triar 1, 2, 4, 6 o 8 passos.
pt= 2; // passos pels tubs. Triar 1, 2, 4, 6 o 8 passos.

F= 0; // El programa està preparat per calcular el factor de correcció d'un bescanviador d'un pas per la
carcassa i passos parells pels tubs (2, 4, 6, etc.) o de dos passos per la carcassa i passos múltiples de 4 pels tubs (4,
8, etc).
// Si aquest no és el cas, escriure el valor del factor de correcció aquí.
// Si és el cas, es pot deixar el valor de F a 0 i el programa el calcularà.

// Si la distribució dels tubs és triangular escriure distribucio= "triangular", i si
// és quadrada escriure distribucio= "quadrada"

distribucio= "triangular"

// Percentatge de tall de deflector (triar entre 15, 25, 35 o 45%)

TD= 25; // [%]

// Distància entre deflectors

B= long/8 // [m]

// Tipus de carcassa
carcassa= "E" // Escriure carcassa= "E", "F" o "K" segons la nomenclatura TEMA.

// Tipus de capçal
capcal= "U" // Escriure capçal= "L", "M", "N", "P", "S", "T" o "U" segons la nomenclatura TEMA.

// Equació viscositat-temperatura del fluid dins els tubs (viscositat en Pa·s i temperatura en °C). Es
recomana obtenir les característiques d'una taula de propietats i utilitzar algun software per realitzar una
interpolació (p.e. Excel). Si és aigua es pot utilitzar una funció de XSteam

function visc=visctub(T)
    visc= XSteam('my_pT', pte/10^5, T) ; // Aigua
endfunction

// Equació viscositat-temperatura del fluid dins la carcassa (viscositat en Pa·s i temperatura en °C). Es
recomana obtenir les característiques d'una taula de propietats i utilitzar algun software per realitzar una
interpolació (p.e. Excel). Si és aigua es pot utilitzar una funció de XSteam. No és necessari en cas de bescanviador
tipus Kettle

function visc=visccarc(T)
    visc= 0.80057*T^(-1.436); // Therminol VP-1
endfunction

// Càlcul tèrmic del sobreescalfador
printf("\nSOBREESCALFADOR\n")

CalculBescanviador(Tte,Tts,mt,pte,denste,densts,cpte,cpts,vite,vits,kte,kts,Rdo,flut,Tce,Tcs,mc,pce,densce,dens
cs,cpce,cpcs,vics,kce,kcs,pcrit,Rdi,Q,km,flux,F,dext,esp,long,pitch,Ntt,pc,pt,distribucio,TD,B,carcassa,capcal)

//*****
//*****
//
// 2.5. Càlcul tèrmic del bescanviador de calor 4

```

```
//
// Dimensionament d'un bescanviador de calor d'un pas, de múltiples passos o tipus Kettle
//
//*****
//*****

// Dades fluid tubs
Tte= TH2Oere; // [°C] temperatura a l'entrada dels tubs
Tts= TH2Osre; // [°C] temperatura a la sortida dels tubs
mt= m2; // [kg/s] cabal màssic als tubs
pte= pH2Oere*10^5; // [Pa] pressió a l'entrada dels tubs
denste= 9.7535488; // [kg/m^3] densitat a l'entrada dels tubs
densts= 6.3532897; // [kg/m^3] densitat a la sortida dels tubs
cpte= 3118.3433; // [J/(kg·K)] calor específica a l'entrada dels tubs
cpts= 2200.0632; // [J/(kg·K)] calor específica a la sortida dels tubs
vite= 0.0000162; // [Pa·s] viscositat a l'entrada dels tubs
vits= 0.0000227; // [Pa·s] viscositat a la sortida dels tubs
kte= 0.0413309; // [W/(m·K)] conductivitat tèrmica a l'entrada dels tubs
kts= 0.0517045; // [W/(m·K)] conductivitat tèrmica a la sortida dels tubs
Rdo= 0.00009; // [m^2·K/W] coeficient d'embrutiment estimat del fluid dels tubs
flut= "gas" // escriure "liquid" si el fluid dels tubs és un liquid i "gas" si és un gas

// Dades del fluid de la carcassa
Tce= TThere; // [°C] temperatura a l'entrada de la carcassa
Tcs= TThsre; // [°C] temperatura a la sortida de la carcassa
mc= mHTF2; // [kg/s] cabal màssic a la carcassa
pce= 15*10^5; // [Pa] pressió a l'entrada de la carcassa
densce= 704.5; // [kg/m^3] densitat a l'entrada de la carcassa
denscs= 817; // [kg/m^3] densitat a la sortida de la carcassa
cpce= 2600; // [J/(kg·K)] calor específica a l'entrada de la carcassa
cpcs= 2314; // [J/(kg·K)] calor específica a la sortida de la carcassa
vice= 0.0001502; // [Pa·s] viscositat a l'entrada de la carcassa
vics= 0.000221; // [Pa·s] viscositat a la sortida de la carcassa
kce= 0.07714; // [W/(m·K)] conductivitat tèrmica a l'entrada de la carcassa
kcs= 0.0964; // [W/(m·K)] conductivitat tèrmica a la sortida de la carcassa
pcrit= 0; // [Pa] pressió crítica del fluid de la carcassa (necessari en tipus Kettle)
Rdi= 0.00018; // [m^2·K/W] coeficient d'embrutiment estimat del fluid de la carcassa

// Paràmetres del bescanviador

Q= Qre; // [W] potència tèrmica intercanviada

km= 16.26; // [W/(m·K)] conductivitat tèrmica del material dels tubs

flux= "contracorrent"; // Si el bescanviador és a contracorrent escriure flux= "contracorrent" i si és
// paral·lel escriure flux= "paral·lel"

// Selecció de tubs
dext= 1*25.4/1000; // [m] diàmetre extern dels tubs
esp= 0.035*25.4/1000; // [m] espessor dels tubs
long= 8; // [m] longitud dels tubs
pitch= 0.0381; // [m] distància entre centres dels tubs (pitch). Per normativa, mínim 1.25 vegades dext.
// Normalment dext*1.25, dext*1.33 o dext*1.5

// Nombre de tubs
Ntt= "minim" // Si s'escriu "minim", el programa ho calcularà amb el nombre mínim de tubs possible

// Diàmetre de la carcassa
dcc= "minim" // Si s'escriu "minim", el programa ho calcularà amb el mínim diàmetre possible

// Nombre de passos
pc= 2; // passos per la carcassa. Triar 1, 2, 4, 6 o 8 passos.
```

```

pt= 4; // passos pels tubs. Triar 1, 2, 4, 6 o 8 passos.

F= 0; // El programa està preparat per calcular el factor de correcció d'un bescanviador d'un pas per la
carcassa i passos parells pels tubs (2, 4, 6, etc.) o de dos passos per la carcassa i passos múltiples de 4 pels tubs (4,
8, etc).
    // Si aquest no és el cas, escriure el valor del factor de correcció.
    // Si és el cas, es pot deixar el valor de F a 0 i el programa el calcularà.

// Distribució dels tubs

distribucio= "triangular" // Si la distribució dels tubs és triangular escriure distribucio= "triangular", i si és
quadrada escriure distribucio= "quadrada"

// Percentatge de tall de deflector

TD= 25; // [%] Triar entre 15, 25, 35 o 45%

// Distància entre deflectors

B= long/13 // [m]

// Tipus de carcassa

carcassa= "F" // Escriure carcassa= "E", "F" o "K" segons la nomenclatura TEMA.

// Tipus de capçal

capcal= "U" // Escriure capçal= "L", "M", "N", "P", "S", "T" o "U" segons la nomenclatura TEMA.

// Equació viscositat-temperatura del fluid dins els tubs (viscositat en Pa·s i temperatura en °C)

function visc=visctub(T)
    visc= XSteam('my_pT', pte/10^5, T) ; // Aigua
endfunction

// Equació viscositat-temperatura del fluid dins la carcassa (viscositat en Pa·s i temperatura en °C)

function visc=visccarc(T)
    visc= 0.80057*T^(-1.436); // Therminol VP-1
endfunction

// Càlcul tèrmic del reescalfador
printf("\nREESCALFADOR\n")

CalculBescanviador(Tte,Tts,mt,pte,denste,denssts,cpte,cpts,vite,vits,kte,kts,Rdo,flut,Tce,Tcs,mc,pce,densce,dens
cs,cpce,cpcs,vice,vics,kce,kcs,pcrit,Rdi,Q,km,flux,F,dext,esp,long,pitch,Ntt,pc,pt,distribucio,TD,B,carcassa,capcal)

endfunction
//*****
//*****
//
// 3.CÀLCULS
//
// A partir d'aquí no és necessari modificar el codi
//
//*****
//*****
//
// 3.1 Càlcul del cicle de potència
//
//
//*****
//*****

```

```
function [h1, h2, h3, h4, h5, h6, h7, h8, h9, h10, h11, h12, h13, T3, wt1, wt2, wb1, wb2, q1, q2, Q1, Q2, m1,
m2, TH2Oeeco, TH2Ossobre, TH2Oere, TH2Osre, pH2Oeeco, pH2Ossobre, pH2Oere,
pH2Osre]=CalculCiclePotencia(T1, p1, p2, p3, T4, p4, p5, p6, p8, T13, p13, rend_tur, rend_bom, rend_gen,
Ptnet)
```

```
    exec("XSteam.sci",-1);

    // Càlcul entalpies específiques
    // Estat 1
```

```
    h1= XSteam('h_pT',p1,T1) // [kJ/kg]
    s1= XSteam('s_pT',p1,T1) // [kJ/(kg*K)]
```

```
    // Estat 2
```

```
    s2= s1
    sV_2= XSteam('sV_p',p2)
```

```
    if (s2<sV_2) then
        x2= XSteam('x_ps',p2,s2)
        h2_s= XSteam('h_px',p2,x2)
    else
        h2_s= XSteam('h_ps',p2,s2)
    end
```

```
    // Estat 3
```

```
    s3= s1
    T3= XSteam('TSat_p',p3)
    sV_3= XSteam('sV_p',p3)
```

```
    if (s3<sV_3) then
        x3= XSteam('x_ps',p3,s3)
        h3_s= XSteam('h_px',p3,x3)
    else
        h3_s= XSteam('h_ps',p3,s3)
    end
```

```
    // Estat 4
```

```
    h4= XSteam('h_pt',p4,T4)
    s4= XSteam('s_pt',p4,T4)
```

```
    // Estat 5
```

```
    s5= s4
    sV_5= XSteam('sV_p',p5)
```

```
    if (s5<sV_5) then
        x5= XSteam('x_ps',p5,s5)
        h5_s= XSteam('h_px',p5,x5)
    else
        h5_s= XSteam('h_ps',p5,s5)
    end
```

```
    // Estat 6
```

```
    s6= s4
    sL_6= XSteam('sL_p',p6)
    sV_6= XSteam('sV_p',p6)
```

```
    if (s6<sV_6) then
```



```

x6= XSteam('x_ps',p6,s6)
h6_s= XSteam('h_px',p6,x6)
else
h6_s= XSteam('h_ps',p6,s6)
end

// Estat 7

p7= p6
h7= XSteam('hL_p',p7)

// Estat 8

v7= XSteam('vL_p',p7) // [m^3/kg]
h8_s= h7+v7*(p8*10^5-p7*10^5)*(10^-3)

// Estat 9

p9= p8
h9= XSteam('hL_p',p9)

// Estat 10

p10= p13
v9= XSteam('vL_p',p9)
h10_s= h9+v9*(p10*10^5-p9*10^5)*(10^-3)

// Estat 11

p11= p2
h11= XSteam('hL_p',p11)

// Estat 12

h12= h11

// Estat 13

h13= XSteam('h_pT',p13,T13)

// Entalpies reals

h2= h1-(rend_tur/100)*(h1-h2_s)
h3= h1-(rend_tur/100)*(h1-h3_s)
h5= h4-(rend_tur/100)*(h4-h5_s)
h6= h4-(rend_tur/100)*(h4-h6_s)
h8= ((h8_s-h7)/(rend_bom/100)) + h7
h10= ((h10_s-h9)/(rend_bom/100)) + h9

// Càlcul treball i calor per unitat de massa transferits

y1= (h13-h10)/(h2-h11)
y2= ((1-y1)*h8+y1*h12-h9)/(h8-h5)

wt1= h1-y1*h2-(1-y1)*h3 // [kJ/kg]
wt2= (1-y1)*h4-y2*h5-(1-y1-y2)*h6
wb1= (1-y1-y2)*(h8-h7)
wb2= h10-h9

q1= h1-h13
q2= (1-y1)*(h4-h3)

// Càlcul rendiment tèrmic i rendiment total del cicle

```

```

rend_term= (wt1+wt2-wb1-wb2)/(q1+q2)
rend= (rend_term/100)*(rend_gen/100)*100

// Càlcul cabal màssic d'aigua

Pt= Ptnet/(rend_gen/100) // [MW]
m1= Pt*(10^3)/((wt1+wt2-wb1-wb2)) // [kg/s]
m2= m1*(1-y1)

// Càlcul potència tèrmica transferida

Q1= m1*q1*10^3 // [W]
Q2= m2*q2*10^3 // [W]

// Equivalències
TH2Oeeco= T13
TH2Ossobre= T1
TH2Oere= T3
TH2Osre= T4

pH2Oeeco= p13
pH2Ossobre= p1
pH2Oere= p3
pH2Osre= p4
// RESULTATS

printf("\nRESULTATS DEL CICLE DE POTÈNCIA\n")

printf("\nEntalpies específiques per cada estat\n")
printf(" h1= %.2f [kJ/kg]\n",h1)
printf(" h2= %.2f [kJ/kg]\n",h2)
printf(" h3= %.2f [kJ/kg]\n",h3)
printf(" h4= %.2f [kJ/kg]\n",h4)
printf(" h5= %.2f [kJ/kg]\n",h5)
printf(" h6= %.2f [kJ/kg]\n",h6)
printf(" h7= %.2f [kJ/kg]\n",h7)
printf(" h8= %.2f [kJ/kg]\n",h8)
printf(" h9= %.2f [kJ/kg]\n",h9)
printf(" h10= %.2f [kJ/kg]\n",h10)
printf(" h11= %.2f [kJ/kg]\n",h11)
printf(" h12= %.2f [kJ/kg]\n",h12)
printf(" h13= %.2f [kJ/kg]\n",h13)

printf("\nTítol de vapor a la sortida de la turbina alta pressió\n")
if (s3<sV_3) then
    printf(" x3= %.2f \n",x3)
else
    printf("El vapor encara està sobreescalfat\n")
end

printf("\nTítol de vapor a la sortida de la turbina de baixa pressió\n")
if (s6<sV_6) then
    printf(" x6= %.2f \n",x6)
else
    printf("El vapor encara està sobreescalfat\n")
end

printf("\nTemperatura a l'entrada del reescalfador (sortida de la turbina alta pressió)\n")
printf(" T3= %.2f [°C]\n",T3)

printf("\nTreball específic generat a la turbina alta pressió\n")

```

```

printf(" wt1= %.2f [kJ/kg]\n",wt1)

printf("\nTreball específic generat a la turbina de baixa pressió\n")
printf(" wt2= %.2f [kJ/kg]\n",wt2)

printf("\nTreball específic consumit a la bomba de baixa pressió\n")
printf(" wb1= %.2f [kJ/kg]\n",wb1)

printf("\nTreball específic consumit a la bomba alta pressió\n")
printf(" wb2= %.2f [kJ/kg]\n",wb2)

printf("\nCalor per unitat de massa transferida al generador de vapor alta pressió\n")
printf(" q1= %.2f [kJ/kg]\n",q1)

printf("\nCalor per unitat de massa transferida al reescalfador\n")
printf(" q2= %.2f [kJ/kg]\n",q2)

printf("\nRendiment del cicle\n")
printf(" rend= %.2f [tant per cent]\n",rend*100)

printf("\nCabal màssic daigua al generador de vapor alta pressió\n")
printf(" m1= %.2f [kg/s]\n",m1)

printf("\nCabal màssic daigua al reescalfador\n")
printf(" m2= %.2f [kg/s]\n",m2)

printf("\nPotència tèrmica transferida al generador de vapor alta pressió\n")
printf(" Q1= %.2f [W] = %.2f [MW]\n",Q1,Q1/1000000)

printf("\nPotència tèrmica transferida al reescalfador\n")
printf(" Q2= %.2f [W] = %.2f [MW]\n",Q2,Q2/1000000)

endfunction
//*****
//*****
//
// 3.2. Balanç tèrmic
//
//
//*****
//*****

function [mHTF1, mHTF2, TThssobre, TTheeva, TThseva, TTheeco, TH2Oeeva, TH2Oesobre, pH2Oeeva,
pH2Oesobre, Qeco, Qeva, Qsobre, Qre]=CalculBalançTermic(Q1, Q2, m1, m2, TThesobre, TThseco,
TThere, TThsre, TH2Oeeco, pH2Oeeco, TH2Oseco, pH2Oseco, TH2Oseva, pH2Oseva)

exec("XSteam.sci",-1);

mHTF1= Q1*10^(-3)/(entalpiaoli(TThesobre)-entalpiaoli(TThseco)) // [kg/s]
mHTF2= Q2*10^(-3)/(entalpiaoli(TThere)-entalpiaoli(TThsre))

// Temperatura del Therminol VP-1 a l'entrada de l'economitzador (sortida evaporador)

hH2Oeeco= XSteam('h_pT',pH2Oeeco,TH2Oeeco)
hH2Oseco= XSteam('h_pT',pH2Oseco,TH2Oseco)
Qeco= m1*(hH2Oseco-hH2Oeeco)*10^3 // [W]

hThseco= entalpiaoli(TThseco)
hTheeco= (Qeco*10^(-3)/mHTF1)+hThseco
TTheeco= temperaturaoli(hTheeco)

// Temperatura del Therminol VP-1 a l'entrada de l'evaporador (sortida del sobreescalfador)
hH2Oeeva= hH2Oseco

```

```

TThseva= TTheeco
hH2Oseva= XSteam('h_pT',pH2Oseva,TH2Oseva)
Qeva= m1*(hH2Oseva-hH2Oeeva)*10^3

hThseva= entalpiaoli(TThseva)
hTheeva= (Qeva*10^(-3)/mHTF1)+hThseva
TTheeva= temperaturaoli(hTheeva)

// Potència tèrmica intercanviada al sobreescalfador
Qsobre= Q1-Qeva-Qeco

// Potència tèrmica intercanviada al reescalfador
Qre= Q2

//Equivalències
TThssobre= TTheeva
TThseva= TTheeco

TH2Oeeva= TH2Oseco
TH2Oesobre= TH2Oseva

pH2Oeeva= pH2Oseva
pH2Oesobre= pH2Oseva

// RESULTATS

printf("\nRESULTATS DEL BALANÇ TÈRMIC\n")

printf("\nCabal màssic doli tèrmic al generador de vapor dalta pressió\n")
printf(" mHTF1= %.2f [kg/s]\n",mHTF1)

printf("\nCabal màssic doli tèrmic al reescalfador\n")
printf(" mHTF2= %.2f [kg/s]\n",mHTF2)

printf("\nTemperatura doli tèrmic a lentrada del sobreescalfador\n")
printf(" TThesobre= %.2f [°C]\n",TThesobre)

printf("\nTemperatura doli tèrmic a la sortida del sobreescalfador i a lentrada de levaporador\n")
printf(" TThssobre = TTheeva= %.2f [°C]\n",TTheeva)

printf("\nTemperatura de loli tèrmic a la sortida de levaporador i a lentrada de leconomitzador\n")
printf(" TThseva = TTheeco= %.2f [°C]\n",TTheeco)

printf("\nTemperatura de loli tèrmic a la sortida de leconomitzador\n")
printf(" TThseco= %.2f [°C]\n",TThseco)

printf("\nTemperatura de loli tèrmic a lentrada del reescalfador\n")
printf(" TThere= %.2f [°C]\n",TThere)

printf("\nTemperatura de loli tèrmic a la sortida del reescalfador\n")
printf(" TThsre= %.2f [°C]\n",TThsre)

printf("\nPotència tèrmica intercanviada a leconomitzador\n")
printf(" Qeco= %.2f [W] = %.2f [MW]\n",Qeco,Qeco/1000000)

printf("\nPotència tèrmica intercanviada a levaporador\n")
printf(" Qeva= %.2f [W] = %.2f [MW]\n",Qeva,Qeva/1000000)

printf("\nPotència tèrmica intercanviada al sobreescalfador\n")
printf(" Qsobre= %.2f [W] = %.2f [MW]\n",Qsobre,Qsobre/1000000)

printf("\nPotència tèrmica intercanviada al reescalfador\n")
printf(" Qre= %.2f [W] = %.2f [MW]\n",Qre,Qre/1000000)

```



endfunction

```

//*****
//*****
//
// 3.3 Càlcul tèrmic del bescanviador de calor
//
//
//*****
//*****

```

function **CalculBescanviador**(**Tte, Tts, mt, pte, denste, densts, cpte, cpts, vite, vits, kte, kts, Rdo, flut, Tce, Tcs, mc, pce, densce, denscs, cpce, cpcs, vice, vics, kce, kcs, pcrit, Rdi, Q, km, flux, F, dext, esp, long, pitch, Ntt, dcc, pc, pt, distribucio, TD, B, carcassa, capcal**)

exec("XSteam.sci",-1);

if **carcassa** == "K" then

*// Càlcul de les propietats mitjanes dels fluids*

*// Costat tubs*

denst= (**denste+densts**)/2; *// densitat mitja tubs [kg/m^3]*  
 cpt= (**cpte+cpts**)/2; *// calor específic mig tubs [J/(kg·°C)]*  
 vit= (**vite+vits**)/2; *// viscositat mitja tubs [Pa·s]*  
 kt= (**kte+kts**)/2; *// conductivitat tèrmica mitja tubs [W/(m·°C)]*

*// Diferència de temperatures mitjana logarítmica*

if **Tce == Tcs & Tte == Tts** then

**Tml= Tcs-Tts**

**Ft= 1**

elseif **Tce == Tcs & Tte > Tts** then

**Tc1= Tte;**

**Tc2= Tts;**

**Tf1= Tce;**

**Tf2= Tcs;**

**T1= Tc1-Tf2;**

**T2= Tc2-Tf1;**

**Tml= (T1-T2)/log(T1/T2);**

**Ft= 1**

else

**Tc1= Tte;**

**Tc2= Tts;**

**Tf1= Tce;**

**Tf2= Tcs;**

**T1= Tc1-Tf2;**

**T2= Tc2-Tf1;**

**Tml= (T1-T2)/log(T1/T2);**

**R= (Tc1-Tc2)/(Tf2-Tf1);**



```

P= (Tf2-Tf1)/(Tc1-Tf1);

if F == 0 & pt > 1 then

    Ft= ((sqrt(R^2+1)/(R-1))*log((1-P)/(1-R*P)))/log(((2/P)-1-R+sqrt(R^2+1))/((2/P)-1-R-
sqrt(R^2+1)));

    elseif pt == 1

        Ft= 1

    else

        Ft= F;

    end
end

printf("\nRESULTATS DEL CÀLCUL TÈRMIC DEL BSCANVIADOR DE CALOR\n")
printf("\nFactor de correcció de la temperatura mitjana logarítmica")
disp("Ft= "+string(Ft))

Tm= Ft*Tml;

// Càlcul de l'àrea requerida

vitw= vit;
U= 500;

for aaa = 1:100

    U0=U;
    Areq= Q/(U*Tm);

    // Càlcul del nombre de tubs requerits

    dint= dext-2*esp;

    Aet= 2*%pi*(dext/(2))*long;
    Ntm= ceil(Areq/(Aet*pt))*pt

    if Ntt == "minim" then

        Nt= Ntm

    else

        Nt= Ntt

    end

    // Càlcul del diàmetre del feix tubular

    if distribucio == "triangular" then
        if pt == 1 then
            K1= 0.319;
            n1= 2.142;
        elseif pt == 2 then
            K1= 0.249;
            n1= 2.207;
        elseif pt == 4 then
            K1= 0.175;
        end
    end
end

```

```

    n1= 2.285;
elseif pt == 6 then
    K1= 0.0743;
    n1= 2.499;
else
    K1= 0.0365;
    n1= 2.675;
end
else
if pt == 1 then
    K1= 0.215;
    n1= 2.207;
elseif pt == 2 then
    K1= 0.156;
    n1= 2.291;
elseif pt == 4 then
    K1= 0.158;
    n1= 2.263;
elseif pt == 6 then
    K1= 0.0402;
    n1= 2.617;
else
    K1= 0.0331;
    n1= 2.643;
end
end

df= dext*(Nt/K1)^(1/n1);

// Càlcul de la velocitat al costat dels tubs

Apas= Nt*%pi*dint^2/(4*pt);

Gt= mt/Apas;

ci= Gt/denst;

// Càlcul del coeficient de transferència de calor per convecció als tubs

Ret= denst*ci*dint/(vit);

Prt= cpt*vit/kt;

for bbb = 1:100

    fit= vit/vitw;

    if Ret < 2100 then

        Nut= max(3.5, 1.86*(Ret*Prt)^(1/3)*(dint/long)^(1/3)*(fit)^(0.14));

    elseif Ret > 10000 & flut == "liquid" then

        Nut= 0.023*Ret^(0.8)*Prt^(1/3)*(fit)^(0.14);

    elseif Ret > 10000 & flut == "gas" then

        Nut= 0.021*Prt^(1/3)*(fit)^(0.14);

    elseif Ret > 2100 & Ret < 10000 & flut== "liquid"

        Nut= max(3.5, min(1.86*(Ret*Prt)^(1/3)*(dint/long)^(1/3)*(fit)^0.14,
0.023*Ret^(0.8)*Prt^(1/3)*(fit)^(0.14)));

```

```

else
    Nut= max(3.5, min(1.86*(Ret*Prt)^(1/3)*(dint/long)^(1/3)*(fit)^0.14,
0.021*Prt^(1/3)*(fit)^(0.14)));
end

hi= Nut*kt/dint;

Ttw= U*(((Tce+Tcs)/2)-((Tte+Tts)/2))/hi+(Tte+Tts)/2;

vitw= visctub(Ttw);

end

// Càlcul del coeficient de transferència de calor per convecció a la carcassa

Fc= 1

Fb= 1.5

hnc= 1000

Adisp= %pi*dext*long*Nt;

q= Q/Adisp

Fp= 1.8*(pce/pcrit)^0.17
hnb1= 0.0417*(pcrit/1000)^0.69*q^0.7*Fp

ho= hnb1*Fb*Fc+hnc

//Coeficient global de transferència de calor

U= 1/(((1/ho)+(Rdo)+(dext*log(dext/dint)/(2*km)))+(dext/dint)*((Rdi)+(1/hi)));

end

// Càlcul de l'excés d'àrea

Areq2= Q/(U*Tm);

ExcesA= (Adisp-Areq)*100/Areq; // Ha de ser menor del 10%

// Càlcul del flux de calor crític

q1max= 367*(pcrit/1000)*(pce/pcrit)^0.35*(1-(pce/pcrit))^0.9

psib= %pi*df*long/Adisp

fib= min(2.2*psib, 1)

qbmax= q1max*fib

// Caiguda de pressió als tubs

if Ret < 850 then

    jf= 8.0259*Ret^(-1.001);

else

    jf= 0.0424*Ret^(-0.234);

```

```

end

if Ret < 2100 then

    m= 0.25;

else

    m= 0.14;

end

caigpt=  $pt^8 \cdot f \cdot (\text{long}/\text{dint}) \cdot \text{denst} \cdot (ci^2/2) \cdot (\text{fit})^{(-m)}$ ;
caigpr=  $2.5 \cdot pt \cdot (ci^2/2) \cdot \text{denst}$ ;
caigpT= caigpt+caigpr;

printf("\nDiferència de temperatures mitjana logarítmica\n")
printf("Tm= %.2f [°C]\n",Tm)

printf("\nNombre de tubs mínim\n")
printf("Ntm= %.2f\n",Ntm)

printf("\nNombre de tubs\n")
printf("Nt= %.2f\n",Nt)

printf("\nDiàmetre del feix tubular\n")
printf("df= %.2f [m] = %.2f [mm]\n",df,df*1000)

printf("\nVelocitat al costat dels tubs\n")
printf("ci= %.2f [m/s]\n",ci)

printf("\nNombre de Reynolds al costat dels tubs\n")
printf("Ret= %.2f\n",Ret)

printf("\nNombre de Prandtl al costat dels tubs\n")
printf("Prt= %.2f\n",Prt)

printf("\nNombre de Nusselt al costat dels tubs\n")
printf("Nut= %.2f\n",Nut)

printf("\nCoeficient de transferència de calor per convecció als tubs\n")
printf("hi= %.2f [W/(m^2·K)]\n",hi)

printf("\nCoeficient de transferència de calor per convecció a la carcassa\n")
printf("ho= %.2f [W/(m^2·K)]\n",ho)

printf("\nCoeficient global de transferència de calor\n")
printf("U= %.2f [m^2·K/W]\n",U)

printf("\nÀrea de transferència\n")
printf("Adisp= %.2f [m^2]\n",Adisp)

printf("\nExcés àrea\n")
printf("ExcesA= %.2f [tant per cent]\n",ExcesA)

printf("\nFlux de calor\n")
printf("q= %.2f [W/m^2]\n",q)

printf("\nFlux de calor crític\n")

```

```

printf("qbmax= %.2f [W/m^2]\n",qbmax)

printf("\nParàmetre de geometria de la carcassa\n")
printf("fib= %.2f\n",fib)

printf("\nCaiguda de pressió als tubs\n")
printf("caigpT= %.2f [Pa] = %.2f [bar]\n",caigpT,caigpT*10^(-5))

else

// Càlcul de les propietats mitjanes dels fluids

// Costat tubs
denst=(denste+densts)/2; // densitat mitja tubs [kg/m^3]
cpt=(cppte+cpts)/2; // calor específica mig tubs [J/(kg·°C)]
vit=(vite+vits)/2; // viscositat mitja tubs [Pa·s]
kt=(kte+kts)/2; // conductivitat tèrmica mitja tubs [W/(m·°C)]

// Costat carcassa
densc=(densce+denscs)/2; // densitat mitja carcassa [kg/m^3]
cpc=(cpce+cpcs)/2; // calor específica mig carcassa [J/(kg·°C)]
vic=(vice+vics)/2; // viscositat mitja carcassa [Pa·s]
kc=(kce+kcs)/2; // conductivitat tèrmica mitja carcassa [W/(m·°C)]

// Diferència de temperatures mitjana logarítmica

if Tce > Tte then
    Tc1= Tce;
    Tc2= Tcs;
    Tf1= Tte;
    Tf2= Tts;
else
    Tc1= Tte;
    Tc2= Tts;
    Tf1= Tce;
    Tf2= Tcs;
end

if flux== "parallel" then
    T1= Tc1-Tf1;
    T2= Tc2-Tf2;
else
    T1= Tc1-Tf2;
    T2= Tc2-Tf1;
end

Tml= (T1-T2)/log(T1/T2);

R= (Tc1-Tc2)/(Tf2-Tf1);
P= (Tf2-Tf1)/(Tc1-Tf1);

if F == 0 & pc == 1 & pt > 1 then

    Ft= ((sqrt(R^2+1)/(R-1))*log((1-P)/(1-P*R)))/log(((2/P)-1-R+sqrt(R^2+1))/((2/P)-1-R-sqrt(R^2+1)));

elseif F == 0 & pc == 2 then

    Ft= sqrt(R^2+1)/(2*(R-1))*log((1-P)/(1-P*R))/log((2/P-1-R+2/P*sqrt((1-P)*(1-P*R))+sqrt(R^2+1))/(2/P-1-R+2/P*sqrt((1-P)*(1-P*R))-sqrt(R^2+1)));

elseif pc == 1 & pt == 1

```

```

Ft= 1

else

    Ft= F;

end

printf("\nRESULTATS DEL CÀLCUL TÈRMIC DEL BESCOBIADOR DE CALOR\n")
printf("\nFactor de correcció de la temperatura mitjana logarítmica")
disp("Ft= "+string(Ft))

Tm= Ft*Tml;

// Càlcul de l'àrea requerida

vitw= vit;
vicw= vic;
U= 500;

for aaa = 1:100

    U0=U;
    Areq= Q/(U*Tm);

    // Càlcul del nombre de tubs requerit

    dint= dext-2*esp;

    Aet= 2*%pi*(dext/[2])*long;
    Ntm= ceil(Areq/(Aet*pt))*pt

    if Ntt == "minim" then

        Nt= Ntm

    else

        Nt= Ntt

    end

    // Càlcul del diàmetre de la carcassa

    if distribucio == "triangular" then
        if pt == 1 then
            K1= 0.319;
            n1= 2.142;
        elseif pt == 2 then
            K1= 0.249;
            n1= 2.207;
        elseif pt == 4 then
            K1= 0.175;
            n1= 2.285;
        elseif pt == 6 then
            K1= 0.0743;
            n1= 2.499;
        else
            K1= 0.0365;
            n1= 2.675;
        end
    else
        if pt == 1 then

```

```

    K1= 0.215;
    n1= 2.207;
elseif pt == 2 then
    K1= 0.156;
    n1= 2.291;
elseif pt == 4 then
    K1= 0.158;
    n1= 2.263;
elseif pt == 6 then
    K1= 0.0402;
    n1= 2.617;
else
    K1= 0.0331;
    n1= 2.643;
end
end

df= dext*(Nt/K1)^(1/n1); // Diàmetre del feix tubular

if capcal == "T" then
    distfc= 0.0094*df+0.08562; // Segons gràfica
elseif capcal == "S" then
    distfc= 0.0275*df+0.0445;
elseif capcal == "P" then
    distfc= 0.0375;
else
    distfc= 0.01*df+0.008;
end

dcm= df+distfc

stdim= [150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1100, 1200, 1400, 1500, 1600,
1800, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800, 3000, dcm*1000]/1000

vecta= find(stdim >= dcm)

if dcc == "minim" then
    dc= stdim(vecta(1))
    dcmín= dc
else
    dc= dcc
    dcmín= stdim(vecta(1))
end

// Càlcul de la velocitat al costat dels tubs

Apas= Nt*%pi*dint^2/(4*pt);

Gt= mt/Apas;

ci= Gt/denst;

// Càlcul del coeficient de transferència de calor per convecció als tubs

Ret= denst*ci*dint/vit;

Prt= cpt*vit/kt;

for bbb = 1:100

    fit= vit/vitw;

    if Ret < 2100 then

```



```

    Nut= max(3.5, 1.86*(Ret*Prt)^(1/3)*(dint/long)^(1/3)*(fit)^(0.14));
elseif Ret > 10000 & flut == "liquid" then
    Nut= 0.023*Ret^(0.8)*Prt^(1/3)*(fit)^(0.14);
elseif Ret > 10000 & flut == "gas" then
    Nut= 0.021*Ret^(0.8)*Prt^(1/3)*(fit)^(0.14);
elseif Ret > 2100 & Ret < 10000 & flut=="liquid"
    Nut= max(3.5, min(1.86*(Ret*Prt)^(1/3)*(dint/long)^(1/3)*(fit)^0.14,
0.023*Ret^(0.8)*Prt^(1/3)*(fit)^(0.14)));
else
    Nut= max(3.5, min(1.86*(Ret*Prt)^(1/3)*(dint/long)^(1/3)*(fit)^0.14,
0.021*Prt^(1/3)*(fit)^(0.14)));
end

hi= Nut*kt/dint;

Ttw= U*(((Tce+Tcs)/2)-((Tte+Tts)/2))/hi+(Tte+Tts)/2;

vitw= visctub(Ttw);

end

// Càlcul de la velocitat al costat de la carcassa
Ac= (pitch-dext)*B*dc/(pitch*pc);

Gc= mc/Ac;

co= Gc/densc;

// Càlcul del coeficient de transferència de calor per convecció a la carcassa
if distribucio == "triangular" then
    Dh= (1.10/dext)*(pitch^2 - 0.917*dext^2);
else
    Dh= (1.27/dext)*(pitch^2-0.785*dext^2);
end

Rec= Gc*Dh/vic;

Prc= cpc*vic/kc;

for ccc = 1:100
    fic= vic/vicw;

    if Rec > 100 & Rec < 2000 then
        Nuc= 0.664*Rec^(0.5)*Prc^(1/3)*(fic)^(0.14);
    else

```

```

Nuc= 0.36*Rec^(0.55)*Prc^(1/3)*(fic)^(0.14);

end

ho= Nuc*kc/Dh;

Tcw= (Tce+Tcs)/2 - U*(((Tce+Tcs)/2)-((Tte+Tts)/2))/ho;

vicw= visccarc(Tcw);
end

//Coeficient global de transferència de calor

U= 1/((1/ho)+(Rdo)+(dext*log(dext/dint)/(2*km))+(dext/dint)*((Rdi)+(1/hi)));

end

// Càlcul de l'excés d'àrea

Areq2= Q/(U*Tm);

Adisp= %pi*dext*long*Nt;

ExcesA= (Adisp-Areq2)*100/Areq2; // Ha de ser menor del 10%

// Caiguda de pressió als tubs

if Ret < 850 then

    jf= 8.0259*Ret^(-1.001);

else

    jf= 0.0424*Ret^(-0.234);

end

if Ret < 2100 then

    m= 0.25;

else

    m= 0.14;

end

caigpt= pt*8*jf*(long/dint)*denst*(ci^2/2)*(fit)^(-m);

caigpr= 2.5*pt*(ci^2/2)*denst;

caigpT= caigpt+caigpr;

// Caiguda de pressió a la carcassa

if TD == 15 then

    if Rec < 300 then

        js= 30.281*Rec^(-0.944);
    
```

```
elseif Rec > 300 & Rec < 1000
    js= 1.024*Rec^(-0.337);
else
    js= 0.3029*Rec^(-0.161);
end
elseif TD == 25 then
    if Rec < 300 then
        js= 19.465*Rec^(-0.933);
    elseif Rec > 300 & Rec < 1000
        js= 0.5418*Rec^(-0.296);
    else
        js= 0.2006*Rec^(-0.152);
    end
elseif TD == 35 then
    if Rec < 300 then
        js= 15.02*Rec^(-0.906);
    elseif Rec > 300 & Rec < 1000
        js= 0.526*Rec^(-0.31);
    else
        js= 0.2032*Rec^(-0.171);
    end
else
    if Rec < 300 then
        js= 13.792*Rec^(-0.932);
    elseif Rec > 300 & Rec < 1000
        js= 0.3446*Rec^(-0.279);
    else
        js= 0.158*Rec^(-0.167);
    end
end
Nb= pc*((long/B)-1);
caigps= js*Gc^2*dc*(Nb+1)/(2*densc*Dh*(fic)^(0.14));
```

```

printf("\nDiferència de temperatures mitjana logarítmica\n")
printf("Tm= %.2f [°C]\n",Tm)

printf("\nNombre de tubs mínim\n")
printf("Ntm= %.2f\n",Ntm)

printf("\nNombre de tubs\n")
printf("Nt= %.2f\n",Nt)

printf("\nDiàmetre del feix tubular\n")
printf("df= %.2f [m] = %.2f [mm]\n",df,df*1000)

printf("\nDiàmetre mínim de la carcassa\n")
printf("dc= %.2f [m] = %.2f [mm]\n",dcmin,dcmin*1000)

printf("\nDiàmetre de la carcassa\n")
printf("dc= %.2f [m] = %.2f [mm]\n",dc,dc*1000)

printf("\nVelocitat al costat dels tubs\n")
printf("ci= %.2f [m/s]\n",ci)

printf("\nNombre de Reynolds al costat dels tubs\n")
printf("Ret= %.2f\n",Ret)

printf("\nNombre de Prandtl al costat dels tubs\n")
printf("Prt= %.2f\n",Prt)

printf("\nNombre de Nusselt al costat dels tubs\n")
printf("Nut= %.2f\n",Nut)

printf("\nCoeficient de transferència de calor per convecció als tubs\n")
printf("hi= %.2f [W/(m^2·K)]\n",hi)

printf("\nVelocitat al costat de la carcassa\n")
printf("co= %.2f [m/s]\n",co)

printf("\nNombre de Reynolds al costat de la carcassa\n")
printf("Rec= %.2f\n",Rec)

printf("\nNombre de Prandtl al costat de la carcassa\n")
printf("Prc= %.2f\n",Prc)

printf("\nNombre de Nusselt al costat de la carcassa\n")
printf("Nuc= %.2f\n",Nuc)

printf("\nCoeficient de transferència de calor per convecció a la carcassa\n")
printf("ho= %.2f [W/(m^2·K)]\n",ho)

printf("\nCoeficient global de transferència de calor\n")
printf("U= %.2f [m^2·K/W]\n",U)

printf("\nÀrea de transferència\n")
printf("Adisp= %.2f [m^2]\n",Adisp)

printf("\nExcés àrea\n")
printf("ExcesA= %.2f [tant per cent]\n",ExcesA)

printf("\nCaiguda de pressió als tubs\n")
printf("caigpT= %.2f [Pa] = %.2f [bar]\n",caigpT,caigpT*10^(-5))

printf("\nCaiguda de pressió a la carcassa\n")
printf("caigps= %.2f [Pa] = %.2f [bar]\n",caigps,caigps*10^(-5))

```

```
end  
endfunction
```

