

TEMA 7. CONTROL DE OPERACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

7.1.	Intercambio térmico por contacto directo	2
7.1.1.	Análisis de los grados de libertad e identificación de CVs y MVs.	2
7.1.2.	Preasignación de estrategias	3
7.1.3.	Análisis de ganancias	4
7.2.	Intercambio térmico por contacto indirecto	6
7.2.1.	Análisis de grados de libertad e identificación de CVs y MVs.....	6
7.2.2.	Preasignación de estrategias.....	7
7.2.3.	Análisis de ganancias	7
7.2.3.1.	Intercambio sin cambio de fase	8
7.2.3.2.	Intercambio con cambio de fase	15
7.3.	Notación específica del capítulo	18
7.4.	Bibliografía	18

TEMA 7. CONTROL DE OPERACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

En este tema se analiza la problemática del control de proceso de intercambio de calor de un medio a otro. El planteamiento sigue el clásico efectuado por Shinsky [Ref. 1]

7.1. Intercambio térmico por contacto directo.

En la mayoría de los procesos existe una pared o elemento térmicamente conductor que actúa de barrera separando los fluidos que intercambian calor, pero existen también procesos en los que los fluidos se mezclan en una corriente única de salida. Estos son los denominados cambiadores de contacto directo.

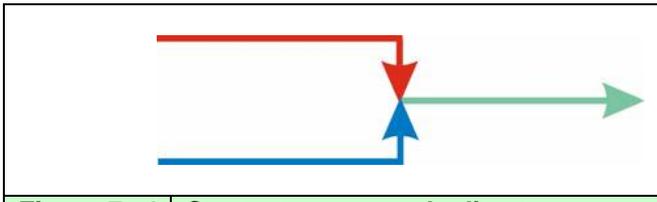


Figura 7. 1 Contacto por mezcla directa

El caso más típico es aquél en que por mezcla de una corriente caliente y otra fría se obtiene una única corriente a una temperatura intermedia. Esta temperatura es, generalmente, la principal variable controlada, aunque pudiera también quererse controlar el caudal de mezcla. Para el establecimiento de la/s estrategia/s de control han de considerarse las relaciones existente/s entre las

distintas variables involucradas (las que se desea controlar y las susceptibles de ser manipuladas) para asegurarse de que existe en efecto la adecuada relación entre ambas (ganancias significativas). Al no contemplarse, en principio, la existencia de reacción química ni de cambio de fase, ni restricciones debidas al equipo utilizado (en este caso concreto un simple mezclador en línea), las relaciones entre las variables involucradas vendrán definidas, exclusivamente, por las ecuaciones de los balances de materia y energía.

7.1.1. Análisis de los grados de libertad e identificación de CVs y MVs.

La determinación del número máximo de grados de libertad y la identificación de las variables que intervienen en la problemática del control constituye el 1er y 2º pasos de la metodología general expuesta anteriormente. De acuerdo con la expresión general deducida: **Grados de libertad = ni + not + H - A**

El número de grados de libertad para control será en este caso, aplicando la fórmula anterior y considerando:

- No. de corrientes de proceso de entrada: $n_i = 2$
- No. de corrientes de proceso de salida: $n_{ot} = 1$
- Intercambio de Energía: $H = 0$ (No existe intercambio de energía con el exterior del sistema)
- Número de inventarios no contabilizados: $A = 1$ (No puede haber acumulación en las tuberías por lo que el inventario de líquido se mantiene constante pero no se requiere ninguna variable para mantenerlo)

$$\text{Grados de Libertad para control} = 2 + 1 + 0 - 1 = 2$$

Analizando el proceso se pueden identificar las siguientes listas de potenciales CV's y MV's

Variables controladas	Variables manipuladas
Temperatura de salida (T)	Caudal de entrada 1
Caudal de entrada 1	Caudal de entrada 2
Caudal de entrada 2	Caudal de salida
Caudal de salida (mezcla)	Relación caudales entrada/salida
Tabla 7. 1	Identificación de potenciales CVs y MVs

Como los grados de libertad son sólo dos habrá que seleccionar qué variables interesa realmente controlar de las cuatro identificadas. Desde el punto de vista de proceso, el objetivo de la operación suele ser obtener un determinado caudal de mezcla a una determinada temperatura, por lo que éstas dos serán las variables normalmente consideradas como controladas.

La existencia de más MVs que CVs permitirá una selección tendente a la optimización de resultados.

Como perturbaciones (DV's) más significativas podrían identificarse las temperaturas de entrada tanto fría como caliente.

7.1.2. Preasignación de estrategias

La estrategia que más claramente se puede establecer en un análisis previo (para los objetivos de control seleccionados anteriormente) será el control del caudal de salida manipulando esa misma corriente. Cuando el establecimiento de esa estrategia sea posible se podrá dar por preasignada sin necesidad de ulteriores justificaciones. No resulta en absoluto tan claro el emparejamiento de la temperatura con alguna de las otras variables potencialmente manipulables y por tanto será necesario realizar el análisis de las ganancias entre las variables tal y como se desarrolla en el siguiente punto.

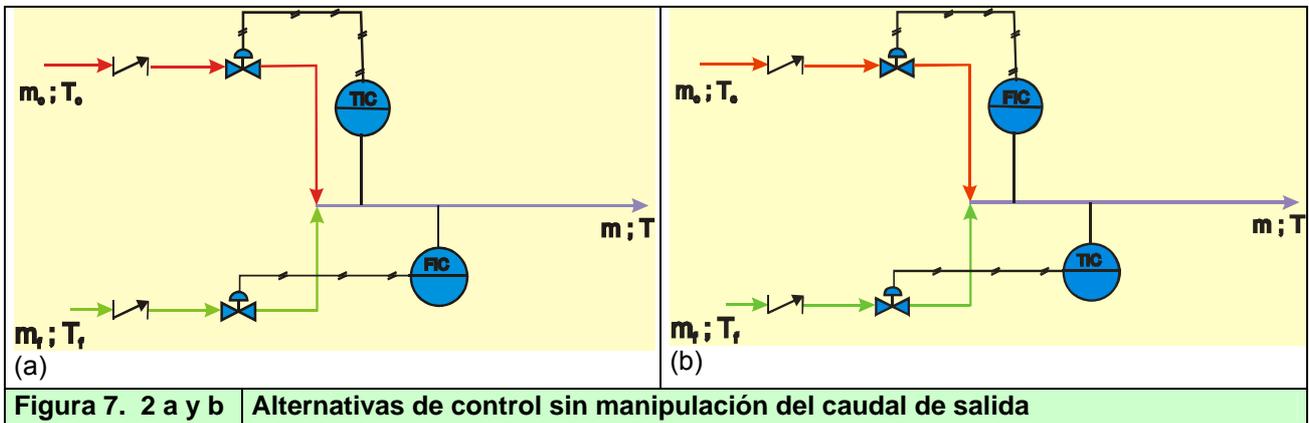
Sin embargo, en ocasiones pueden resultar no manipulables la corriente de mezcla o la relación entre las corrientes de entrada y serlo sólo estas últimas, lo que requerirá un análisis más detallado de las alternativas y soluciones. A este respecto resulta ilustrativo el análisis que sigue C.L.Smith en Ref. 2 y que se resume a continuación.

Sea pues el caso de que sean únicamente manipulables la corriente del fluido caliente y la del frío conservándose por lo demás los objetivos de control mencionados: caudal y temperatura de mezcla. Es decir se dispone de dos MVs y dos CVs para configurar dos lazos de control. Lo que, utilizando lazos simples SISO, permite 2 únicas combinaciones

En estas condiciones, para decidir la idoneidad de una configuración sobre la otra, se pueden establecer los siguientes razonamientos:

1. El caudal de mezcla se ve afectado tanto por la corriente fría como por la caliente.
2. La temperatura de mezcla se ve afectada tanto por el caudal de corriente fría como por el de caliente.

Es decir, ambas MVs afectan a cada una de las CVs. Las idoneidad de las dos alternativas posibles habrá que evaluarlas pues con criterios cuantitativos.



La decisión de cuál de las dos opciones anteriores resulta más apropiada dependerá de cada caso ya que pueden aplicarse las siguientes reglas heurísticas que tienen un carácter general:

- El lazo en control de caudal deberá aplicarse a la corriente que ofrezca un caudal mayor, sea la caliente o la fría.
- El lazo de control de temperatura deberá establecerse con la corriente de entrada que presente una mayor diferencia con la temperatura de salida.

Ambos criterios coinciden en cualquier caso ya que la corriente con mayor caudal será la que presenta, por balance de energía, una menor diferencia con la temperatura de salida. Sin embargo pueden presentarse

dificultades en la selección de los lazos más adecuados cuando la temperatura de mezcla es intermedia o cuando el punto de consigna oscila unas veces por encima y otras por debajo de los respectivos valores de las temperaturas de entrada. En estas circunstancias la estrategia idónea permutaría de un esquema a otro.

Otro aspecto a tener en cuenta sería la dinámica de las estrategias señaladas. En concreto su respuesta frente a un incremento en la consigna del caudal de mezcla. La acción correcta debería ser aumentar simultáneamente ambas corrientes de entrada, sin embargo los lazos elegidos provocarían inicialmente un aumento de sólo una de las corrientes, mientras que la otra sólo se vería incrementada tras una desviación en el punto de consigna de temperatura. Es decir se atravesaría por un periodo transitorio fuera de especificación.

Los problemas anteriores pueden superarse mediante las estrategias discutidas a continuación, cuando el caudal de mezcla es en sí manipulable o mediante la adopción de lazos múltiples con configuraciones de control avanzado tradicional, que se comentarán más adelante.

7.1.3. Análisis de ganancias

Denominando como m , h y t las variables de masa, entalpía y temperatura, afectadas por el subíndice c ó f para referirse, respectivamente a las corrientes caliente y fría, y sin subíndice para la corriente mezcla, se tendrá:

$$\begin{aligned} m_c + m_f &= m \\ m_c \cdot h_c + m_f \cdot h_f &= m \cdot h \end{aligned}$$

Despejando la entalpía de la mezcla se tiene:

$$h = h_f + \frac{m_c}{m_c + m_f} (h_c - h_f)$$

si los dos fluidos tienen similar calor específico y no hay cambio de fase se puede sustituir la entalpía por la temperatura, quedando:

$$T = T_f + \frac{m_c}{m_c + m_f} (T_c - T_f)$$

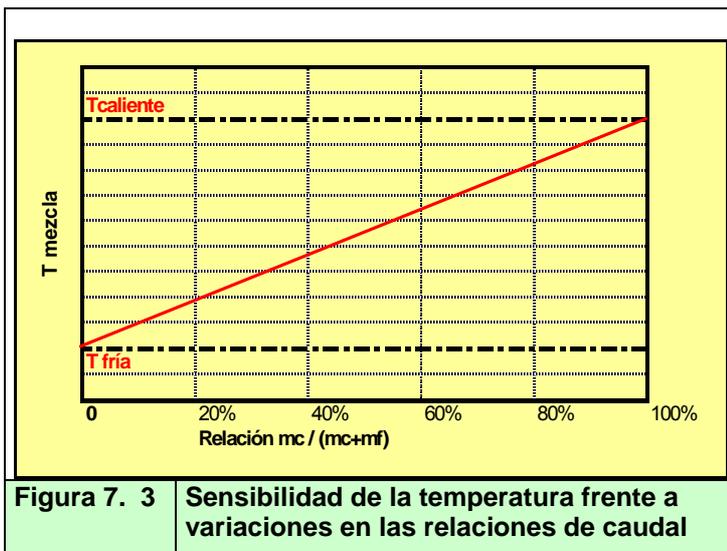


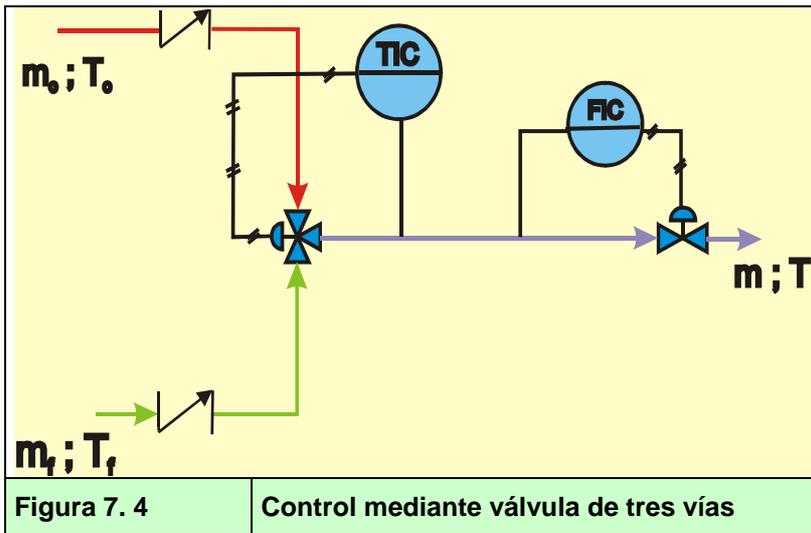
Figura 7. 3 Sensibilidad de la temperatura frente a variaciones en las relaciones de caudal

La igualdad anterior es la ecuación de una recta cuando $(m_c + m_f) = \text{constante}$, es decir, cuando el caudal total de mezcla desea mantenerse constante, como en los esquemas de las figuras 7.4 y 7.5. La representación de dicha recta se muestra en la figura 7.3 adjunta.

Por tanto la relación entre la variable controlada (T_{mezcla}) y la variable manipulada $m_c / (m_c, m_f)$ es lineal, lo que, en términos de control significa la constancia de la ganancia entre esa pareja de variables, que será tanto más acusada cuanto mayor sea la diferencia entre las temperaturas caliente y fría. Si ésta es suficientemente significativa, esta estrategia resultará efectiva y lo será en todo el intervalo de trabajo.

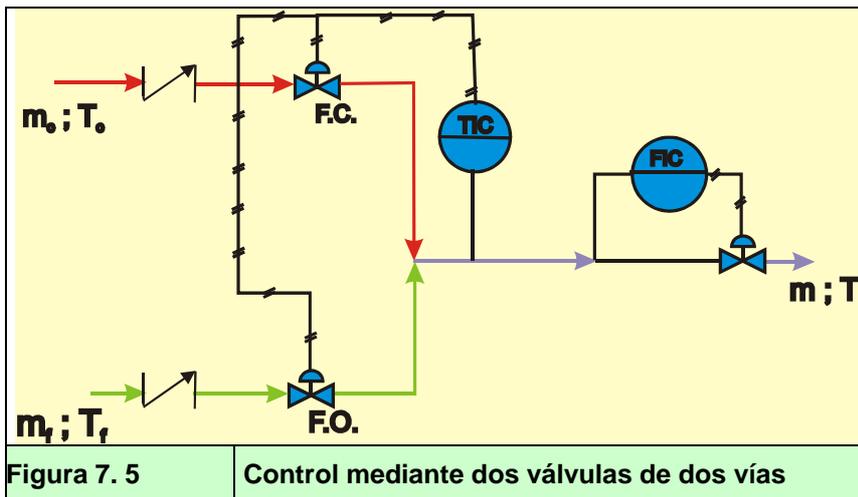
Cuando el caudal total no haya de mantenerse constante, la relación entre las MV y CV anteriores se convierte sin embargo en no lineal.

Como se ha comentado en el punto anterior, los lazos de control de caudal y temperatura interaccionan entre sí cuando el control se realiza mediante dos válvulas. La independencia de los controles de caudal y temperatura puede conseguirse mediante la utilización de una válvula mezcladora de tres vías, para el control de temperatura, seguida de una válvula de control del caudal de mezcla. Debe recordarse que la válvula de tres vías no condiciona el caudal total que circula, sino la proporción relativa entre los caudales de ambas corrientes entrantes a la misma, que es, justamente, la variable manipulada considerada en el análisis anterior. Tal como muestra la figura adjunta, deben incluirse válvulas de retención que aseguren que un fluido no penetra en la línea del otro, lo que podría ocurrir en un rango de bajos caudales. Esta estrategia utiliza pues como MVs el caudal de salida y la relación entre los caudales de entrada.



Las válvulas de tres vías no siempre se encuentran disponibles en el mercado, sobre todo a partir de ciertos tamaños, o pueden no ser admitidas por el usuario del sistema (ya que existen detractores de las mismas), por lo que conviene disponer de una alternativa usando dos válvulas de dos vías, como muestra la figura siguiente. La disposición de ambas válvulas manipuladas por un solo controlador es, aparentemente, un rango partido, pero, en este caso con la peculiaridad de que ambas válvulas funcionan entre 0-100% pero en sentido inverso:

una abriendo al aumentar la señal y la otra cerrando (es decir una sería F.C – a fallo de aire cierra – y la otra F.O. – a fallo de aire abre -, para los valores normalizados de transmisión neumática, con 3 psi una de las válvulas estará abierta del todo y la otra totalmente cerrada y viceversa para 15 psi).



Cuando la mezcla deba ser 50/50, ambas válvulas deberán estar abiertas al 50%. Para que el sistema funcione correctamente sin interferir con el lazo de control de caudal de mezcla en FIC, deberá ocurrir que la suma de los caudales que dejan pasar ambas válvulas sea idéntica en todo el rango de aperturas. Para ello será preciso que ambas válvulas tengan una característica lineal. La utilización de posicionadores inteligentes puede soslayar los requerimientos anteriores respecto a la acción de cada

válvula, siendo entonces el posicionador el encargado de conseguir la actuación deseada de cada válvula independientemente de la configuración física de cada una de éstas.

Alternativamente se pueden utilizar sendos controladores para cada válvula, alimentados por una señal única del transmisor. Aunque aparentemente se están utilizando tres variables manipuladas, según el razonamiento anterior se manipula sólo el caudal de salida y la relación entre los dos de entrada, al igual que con la válvula de tres vías.

7.2. Intercambio térmico por contacto indirecto

El intercambio térmico indirecto (a través de una pared), es decir, en general en un intercambiador de calor, es una operación algo más compleja de controlar. Existen más posibles variables manipuladas, varias maneras y localizaciones para medir las variables de proceso y por otro lado se intentará normalmente optimizar el consumo energético lo que en conjunto afectará a la selección de las estrategias. Por otro lado, dado que frecuentemente tanto la demanda de carga térmica como las entalpías de las corrientes entrantes pueden ser variables, lo habitual es construir cambiadores suficientemente sobredimensionados en su capacidad de intercambio y encomendar al sistema de control la responsabilidad de ajustar las respuestas. Sin embargo, la existencia de incrustaciones progresivas irá paulatinamente variando el comportamiento del cambiador reduciendo su capacidad de intercambio y menguando el sobredimensionamiento mencionado hasta que llegue al límite admisible y haya que proceder a su limpieza, a partir de cuyo momento el ciclo se reinicia. El sistema de control deberá también adaptarse a estas circunstancias cambiantes.

7.2.1. Análisis de grados de libertad e identificación de CVs y MVs

De acuerdo con la expresión habitual: Grados de libertad = $n_i + n_{ot} + H - A$

El número de grados de libertad para el caso de **intercambio de una corriente de proceso con una corriente auxiliar** (agua de refrigeración, aceite térmico, etc.) será:

- No. de corrientes de proceso de entrada: $n_i = 1$
- No. de corrientes de proceso de salida: $n_{ot} = 1$
- Intercambio de Energía: $H = 1$ (Existe intercambio de energía con el exterior del sistema)
- Número de inventarios no contabilizados: $A = 1$ (Se considera que no hay acumulación en el lado de proceso, pero que, igual que el caso de contacto directo, no se requiere acción sobre ninguna variable para mantenerlo)

En resumen:

$$\text{Grados de Libertad para control} = 1 + 1 + 1 - 1 = 2$$

Analizando el proceso se pueden identificar las siguientes listas de CV's y MV's

Variables controladas	Variables manipuladas
Temperatura (T)	Caudal de proceso (entrada o salida)
Caudal de proceso (entrada ó salida)	Carga térmica

Tabla 7. 2

La carga térmica no es una variable directamente manipulable, por lo que se materializará en una manipulación del caudal del fluido auxiliar, su temperatura ó ambos simultáneamente, como se analizará más adelante.

Al coincidir el número de grados de libertad para control calculados, con el número de variables controladas identificadas, dos en ambos casos, podrán únicamente considerarse dos lazos de control.

El número de grados de libertad para el caso de **intercambio entre dos corrientes de proceso** será:

- No. de corrientes de proceso de entrada: $n_i = 2$
- No. de corrientes de proceso de salida: $n_{ot} = 2$
- Intercambio de Energía: $H = 0$ (No existe intercambio de energía con el exterior del sistema)
- Número de inventarios no contabilizados: $A = 2$ (Se considera que no hay acumulación en ninguno de los lados de proceso ni se debe actuar sobre variable alguna para conseguirlo)

En resumen:

$$\text{Grados de Libertad para control} = 2 + 2 + 0 - 2 = 2$$

La tabla siguiente lista las posibles CV's y MV's identificadas en este supuesto, en el que, con las temperaturas de entrada de ambos fluidos prefijadas por el proceso, la manipulación de la carga térmica identificada como MV en el ejemplo anterior, será sólo posible mediante la manipulación de los caudales, como refleja la tabla.

Variables controladas	Variables manipuladas
Temperatura salida caliente(Tc2)	Caudal de proceso caliente (entrada o salida)
Temperatura salida fría (Tf2)	Caudal de proceso frío (entrada o salida)
Caudal de proceso caliente (entrada ó salida)	
Caudal de proceso frío (entrada ó salida)	
Tabla 7. 3	

Al ser mayor el número de variables controladas que las manipuladas significará que han de seleccionarse un máximo de dos CVs de las cuatro identificadas para que el sistema tenga solución. Dependiendo de consideraciones dependientes de cada proceso, la decisión será controlar los dos caudales o alternativamente las dos temperaturas o una temperatura y un caudal.

7.2.2. Preasignación de estrategias

En el primer supuesto, intercambio con una corriente auxiliar, el emplear el caudal de proceso como variable manipulada resulta una estrategia clara para controlar ese mismo caudal (únicamente se podrá controlar la entrada o la salida pues ambas han de ser iguales por balance de materia). El lazo de control de temperatura quedaría, por eliminación, obligado a establecerse mediante manipulación de la carga térmica, aunque la viabilidad de dicha estrategia habrá de comprobarse mediante el análisis de ganancias correspondientes.

En el segundo supuesto, es decir cuando se trata de dos corrientes de proceso, si se desease controlar ambas se habrían consumido los dos grados de libertad y por tanto no sería posible establecer ningún lazo de control de temperatura. El sistema ajustaría automáticamente las temperaturas de salida en función de los caudales controlados y sus temperaturas de entrada, sin posibilidad de regulación.

Cuando se haya dejado libre el caudal de una de ellas, se podrá manipular el mismo para controlar una de las temperaturas de salida, si bien, al igual que en el supuesto anterior, sería necesario estudiar el comportamiento del sistema mediante el análisis de ganancias para establecer la viabilidad de las estrategias de control de temperatura.

7.2.3. Análisis de ganancias

En el análisis deberá considerarse que la carga térmica, aportada o eliminada, desde uno de los lados, ha de ser igual a la, respectivamente, eliminada o aportada al otro lado, si se desprecian las pérdidas al exterior. En este sentido suele afirmarse que los procesos de intercambio son auto-regulables. El lazo a analizar, según se ha descrito en el punto anterior, será el de control de la temperatura de salida de la corriente de proceso, en el supuesto de intercambio con una corriente auxiliar, o el de una de las dos corrientes de proceso, en el segundo supuesto. El planteamiento inicial de las ecuaciones es idéntico en ambos supuestos.

La transferencia de calor por unidad de área de un fluido a otro a través de una pared está determinada por la fuerza impulsora (diferencia de temperatura) y por la resistencia (coeficiente global de transferencia):

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad [1]$$

Para continuar el análisis se debe diferenciar entre intercambio térmico con y sin cambio de fase, que se desarrollan a continuación separadamente.

7.2.3.1. Intercambio sin cambio de fase

El calor cedido/aportado por cada una de las corrientes que, como se ha comentado, ha de ser igual al calor aportado/cedido por la otra, despreciando posibles pérdidas térmicas, debe ser, por balance entálpico en cada uno de los lados cuando no exista cambio de fase:

$$Q = m_c * C_c * (T_{c1} - T_{c2}) = m_f * C_f * (T_{f2} - T_{f1}) \quad [2 \text{ y } 3]$$

siendo C el calor específico.

Controlar la temperatura de salida, para unas condiciones de entrada fijas, significará según estas ecuaciones manipular la carga térmica intercambiada, aunque dicha carga térmica dependa a su vez de la temperatura, según la ecuación [1].

Identificando pues el control de temperatura con el de carga térmica se puede ver que, según la ecuación [1], puede actuarse sobre el coeficiente U, sobre el área de intercambio A o sobre la diferencia de temperatura ΔT_m entre los fluidos.

El coeficiente global de transferencia U depende a su vez de los coeficientes de película interior y exterior, h_i y h_o respectivamente, de acuerdo con la expresión:

$$1/U \approx 1/h_i + 1/h_o \quad [4]$$

donde se ha despreciado la resistencia de la pared que depende sólo de los materiales de factores de conducción del cambiador y no de condiciones de operación.

Por último tanto h_i como h_o dependen de las características de los fluidos en circulación y de sus caudales, por lo que son evaluables como ecuaciones [5] y [6]

$$h_i = f(\text{caudal corriente en tubos, propiedades físico-químicas de la misma}) \quad [5]$$

$$h_o = f(\text{caudal corriente en carcasa, propiedades físico-químicas de la misma}) \quad [6]$$

El factor de diferencia de temperatura ΔT_m es estrictamente la diferencia logarítmica media de temperaturas:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{c1} - T_{f2}) - (T_{c2} - T_{f1})}{\ln [(T_{c1} - T_{f2}) / (T_{c2} - T_{f1})]} \quad [7]$$

Tanto se trate de un intercambio con un fluido auxiliar o entre dos corrientes de proceso, el esquema de control de temperatura se debe orientar a la manipulación de la carga térmica. La forma de hacerlo, en principio más intuitiva, sería la reflejada en la figura: Manipulación del caudal del fluido frío o refrigerante en función de la temperatura de salida del fluido caliente. Sin embargo, habrá que comprobar en qué medida dicha manipulación afecta a los parámetros que, según las ecuaciones anteriores que rigen los fenómenos involucrados, determinan la carga térmica realmente intercambiada. En otras palabras deberá buscarse respuesta a las siguientes preguntas:

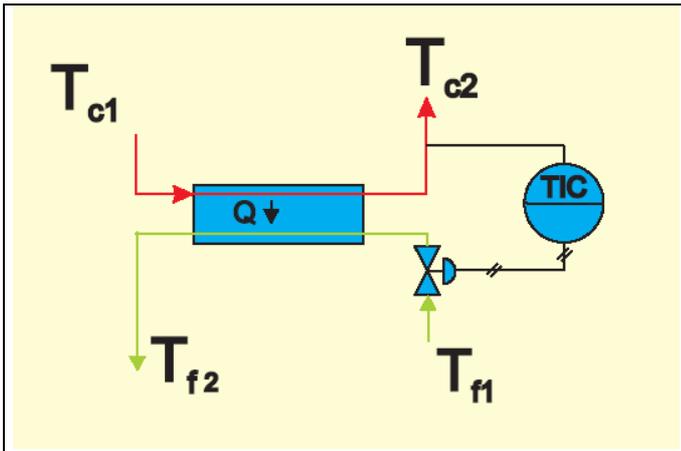


Figura 7. 6 Intercambio térmico de dos fluidos en contracorriente

¿Resulta adecuada la variable manipulada inicialmente sugerida (caudal frío) para conseguir controlar la temperatura de salida del fluido caliente según la estrategia mostrada en la figura?, o, más en general, ¿cual es la estrategia más apropiada para ese control considerando las ganancias relativas con las distintas variables potencialmente manipulables? Para dilucidar la respuesta se deberá analizar la relación entre ambas variables, por ejemplo mediante la representación gráfica de una frente a la otra. Para ello se dispone de las siete ecuaciones anteriores con siete incógnitas: Q , ΔT_{lm} , T_{c2} y T_{f2} , U , h_i , h_o , pudiéndose pues resolver simultáneamente.

De la resolución del sistema de ecuaciones anterior, mediante un modelo en MathLab, para un caso de intercambio con un conjunto de valores concretos, se obtienen unos resultados cuya representación se muestra en las siguientes gráficas. La extrapolación a otras condiciones u otros sistemas no es científicamente rigurosa por lo que debería comprobarse en cada caso concreto, si bien, estadísticamente, se puede afirmar que las conclusiones generales a las que se llega en este análisis concreto son aceptables para la mayoría de los sistemas y condiciones.

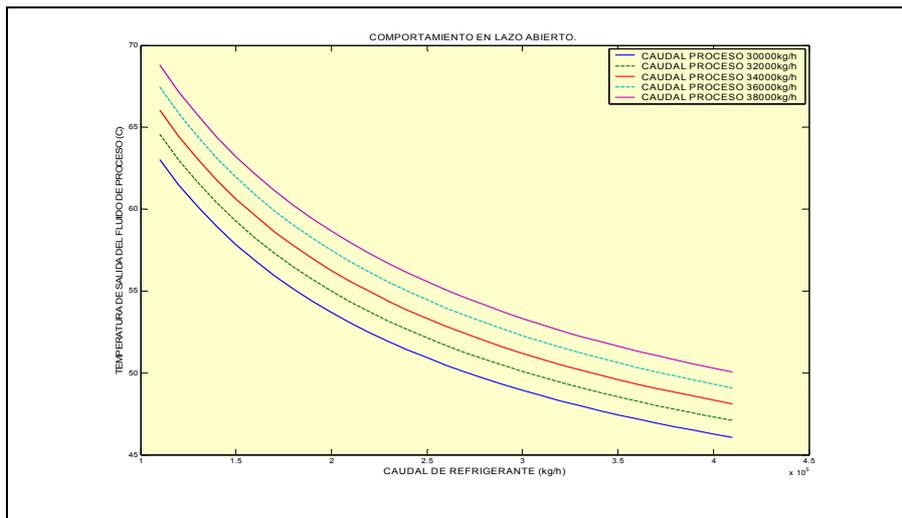
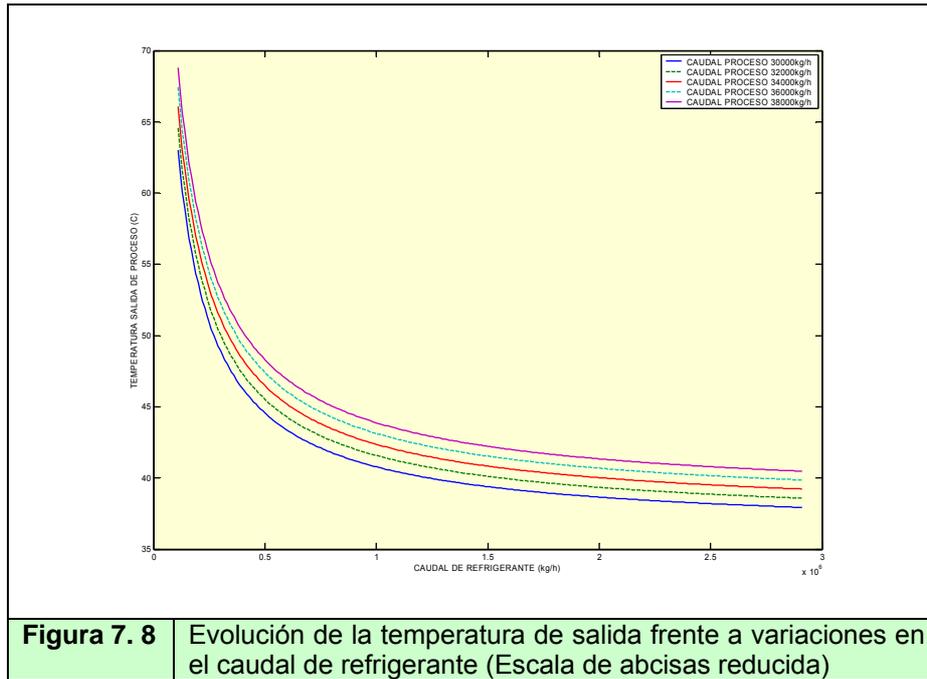


Figura 7. 7 Evolución de la temperatura de salida frente a variaciones en el caudal de refrigerante



De la observación de los resultados del ejemplo resuelto, puede resaltarse que la pendiente de las curvas cambia con la temperatura y con el caudal de fluido caliente, elegido como parámetro. Además, la pendiente tiende a hacerse horizontal para valores elevados del caudal de refrigerante, como se resalta en la Figura 7.8 en la que se ha replegado la escala de abcisas. Es decir, en términos de control, la ganancia de la estrategia objeto de estudio no es constante y tiende a cero para valores altos de la variable manipulada, es decir, el lazo de control es inestable y tiende a ser ineficaz.

Para visualizar el comportamiento del lazo puede trazarse una recta horizontal sobre estas figuras, lo que representará las condiciones requeridas para el control de temperatura, es decir, será el lugar geométrico del punto de consigna. Podrá observarse que, para un punto de consigna prefijado, pequeños aumentos del caudal de fluido caliente fuerzan incrementos importantes del caudal de la fría. En el límite, cuando las curvas tienden a ser horizontales el control será imposible en la práctica.

Como conclusión ha de cuestionarse la idoneidad de una estrategia que basara el control de la temperatura del fluido caliente en el caudal del frío llegando incluso a poder afirmarse su total ineficacia a partir de ciertas condiciones. El rango de controlabilidad se restringe a condiciones de caudal de refrigerante relativamente bajo frente al de fluido caliente. Este fenómeno hace que sea recomendable el estudio de soluciones alternativas a la estrategia propuesta, inicialmente recomendada en bases intuitivas.

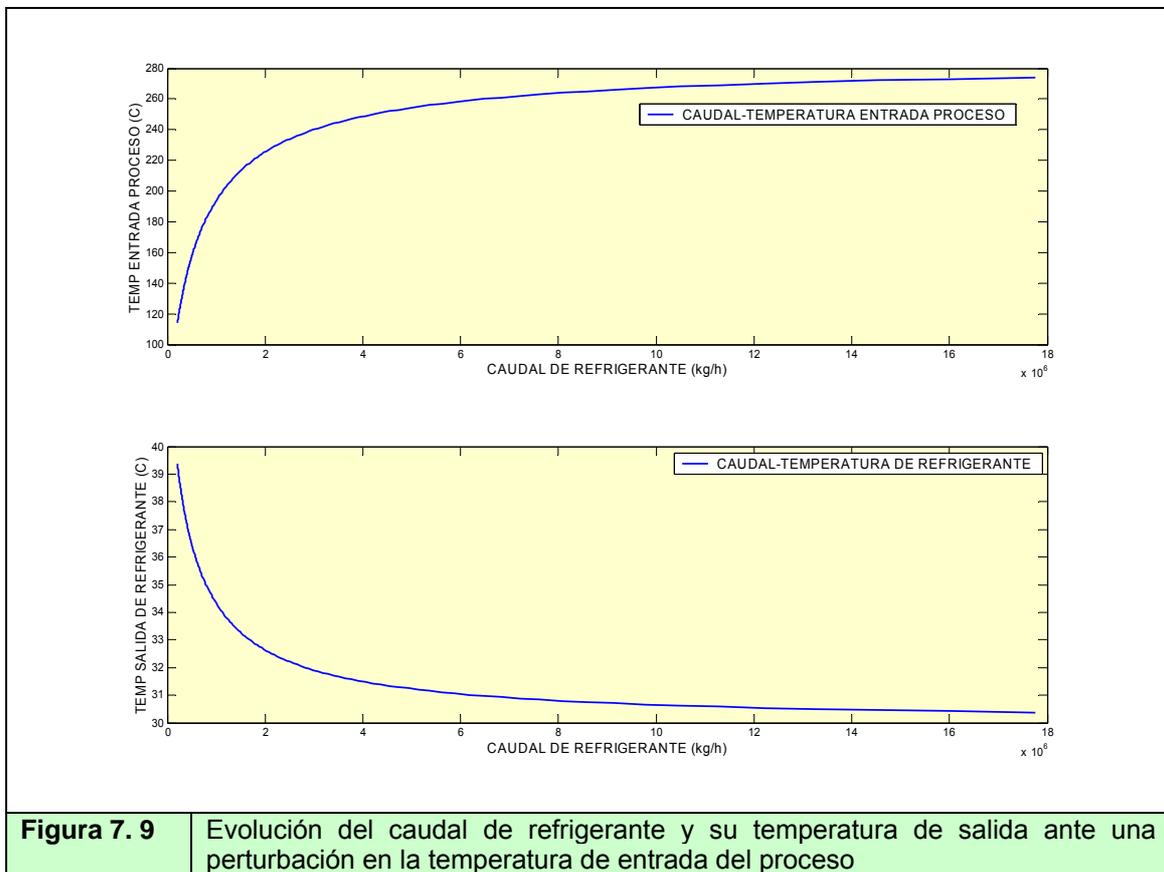
Conceptualmente la explicación a los resultados obtenidos resulta clara si se analizan las ecuaciones involucradas. En efecto, ya se ha comentado que la actuación sobre la temperatura de salida puede identificarse con una actuación sobre la carga térmica. La expresión de ésta según la ecuación [1] pone de relieve que se ha de actuar sobre U o sobre ΔT_{lm} , ya que el área es forzosamente constante. La manipulación del caudal de refrigerante sólo influye en U a través de h_i , que depende del valor del N° de Reynolds, por lo que permanecerá constante a partir de valores de régimen turbulento, que será el más habitual en condiciones prácticas de operación. La otra influencia del caudal de refrigerante se establece en la temperatura de salida del propio refrigerante. Para caudales bajos esta temperatura variará haciendo a su vez que varía la ΔT_{lm} . A partir de ciertos caudales la variación de la temperatura de salida tenderá a ser irrelevante y por tanto a disminuir la influencia sobre la carga térmica. En definitiva se justifican los resultados de las gráficas: el lazo estudiado sólo exhibe una ganancia relevante en bajo o muy bajo régimen de caudal de refrigerante.

Existen además algunas otras consideraciones de orden práctico que afectan a la selección de las condiciones de operación. Por ejemplo ha de considerarse el efecto de ensuciamiento que las impurezas presentes en las corrientes de intercambio pueden ocasionar, afectando con el tiempo al coeficiente de transferencia. Este ensuciamiento por incrustaciones de sólido sobre la pared de intercambio crece conforme disminuye la velocidad de paso, por lo que, a menudo, conviene mantener ésta por encima de

cierto límites. En el caso opuesto una excesiva velocidad del fluido puede provocar vibraciones y una erosión acelerada que también es necesario evitar. Si el fluido manipulado es agua de refrigeración de torre los problemas anteriores se agudizan por la tendencia de ésta a generar incrustaciones a baja velocidad y su agresividad a alta velocidad de forma que para este caso particular es altamente recomendable evitar la manipulación del caudal de fluido frío. Para otros productos, a pesar de todo, existirán ocasiones en las que no quede otro remedio que actuar sobre los caudales como método para controlar la temperatura de salida. En tales casos deberá utilizarse una válvula isoporcentual, para tratar de mantener la ganancia constante a pesar de la variación de la ganancia del proceso mostrada en las curvas anteriores. La dotación de posicionador resultará especialmente recomendable en este caso para facilitar que la respuesta sea lo más rápida posible sin aumentar la inercia propia del sistema de transferencia de calor en sí.

Análisis de potenciales perturbaciones

A continuación se representa el resultado del análisis de las perturbaciones más frecuentes del sistema considerado. Estas perturbaciones son las provenientes de la variación de la temperatura o del caudal de entrada del fluido de proceso



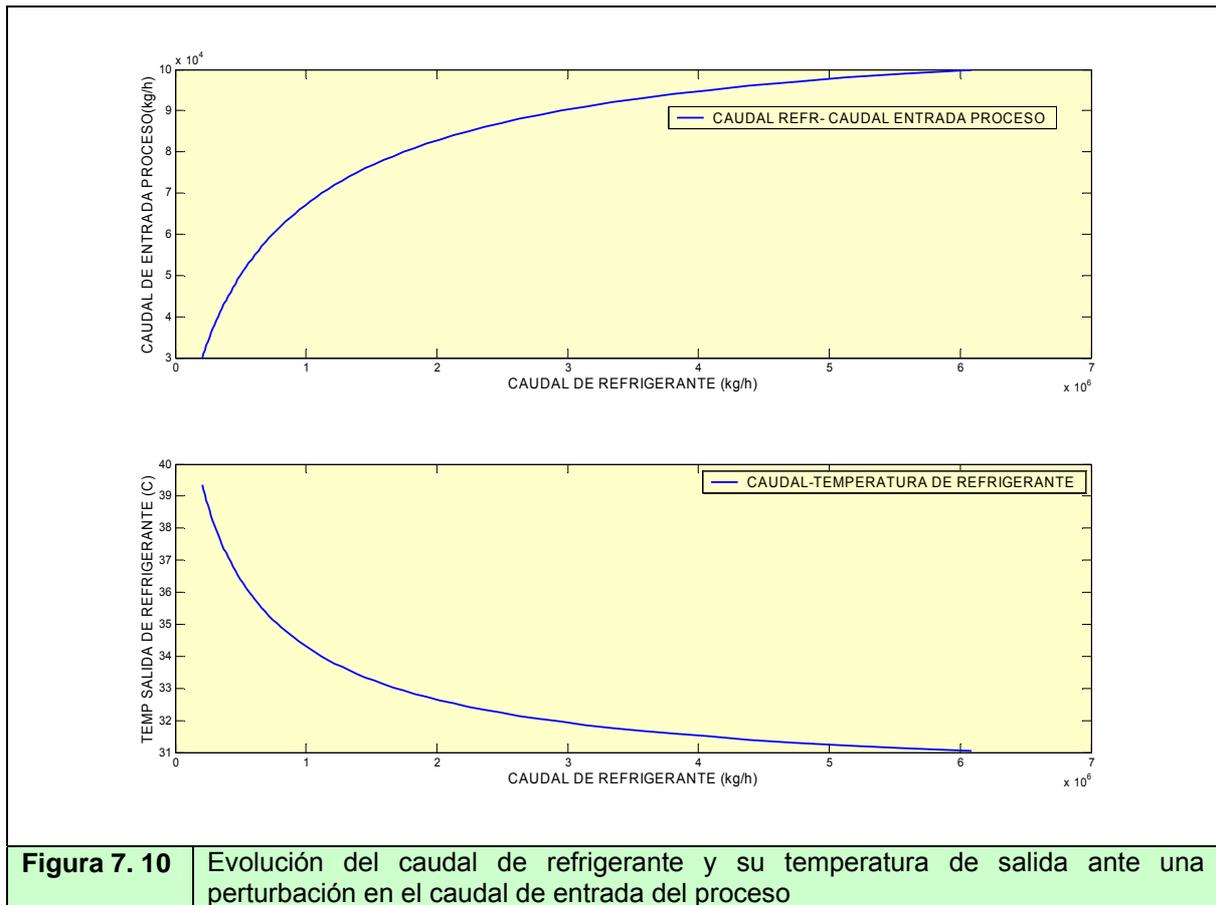


Figura 7.10 Evolución del caudal de refrigerante y su temperatura de salida ante una perturbación en el caudal de entrada del proceso

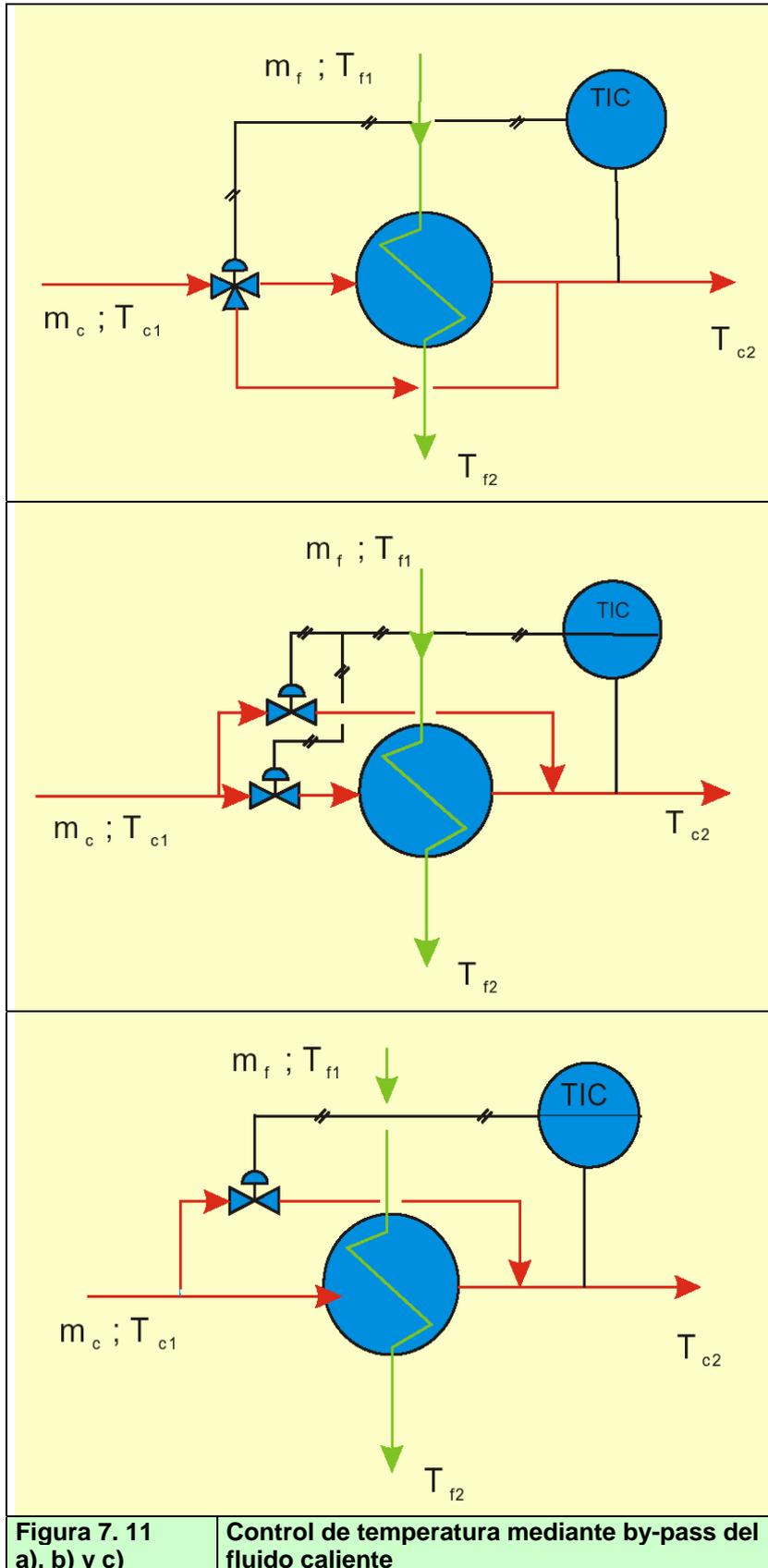
Los resultados del análisis de la relación entre variable controlada, temperatura de salida del fluido caliente, y variable manipulada elegida “intuitivamente” en primera instancia: caudal de refrigerante, no han sido pues demasiado satisfactorios y deberían contemplarse alternativas. Una de estas alternativas podría ser haber estudiado la evolución del sistema frente a cambios en el caudal de fluido caliente. En general las conclusiones habrían sido las mismas con la agravante de que dicho caudal es con frecuencia el de proceso (mientras que el de fluido frío es el de servicios), es decir, no es manipulable a voluntad por motivos de controlabilidad sino que su caudal viene condicionado por las condiciones aguas arriba o aguas abajo.

Otra alternativa puede provenir como consecuencia del análisis del buen (o al menos mejor) comportamiento del intercambio por contacto directo. El cambiador de calor puede ser parcialmente “by-passado” tanto por la corriente caliente como por la fría. A continuación se analizan estas posibilidades y sus distintas alternativas representadas en la Figuras 7. 10.

By-pass del fluido caliente

Partiendo de la hipótesis de que el caudal de fluido caliente viene predeterminado por condiciones de proceso, la manipulación de la carga térmica para controlar su temperatura de salida puede hacerse mediante el by-pass del cambiador de parte de la corriente caliente. Al variar la velocidad de paso a través del cambiador se actúa sobre el Número de Reynolds y a través de éste sobre el coeficiente de película exterior. Además, si se mantiene la carga térmica intercambiada, ésta se aplica a un menor caudal y por lo tanto aumentará la temperatura de salida del cambiador, lo que afectará a la ΔT_{lm} del mismo. La reducción de la velocidad de paso del fluido caliente no presenta, en principio, los problemas que se describen para el agua de refrigeración. Además la dinámica del control mejora notablemente al establecerse por mezcla directa.

En la práctica la configuración puede establecerse de acuerdo con alguno de los tres esquemas representados en las figuras siguientes.



Este esquema permite al menos mantener una velocidad de paso adecuada en el lado frío, lo que, tratándose de agua de refrigeración en circuito cerrado resulta muy conveniente por razones de proceso (erosión – ensuciamiento). La velocidad de respuesta del sistema con by-pass también mejora respecto a la anterior alternativa, al ser los tiempos muertos mucho menores en el caso de transferencia por contacto directo. El by-pass puede implementarse mediante una válvula de tres vías como en la figura 7.10 a, mediante dos válvulas de dos vías, Figura 7.10 b o mediante una única válvula de dos vías, Figura 7.10 c (este último caso con bastantes limitaciones). Cuando se utiliza una válvula de tres vías, ésta puede ser de bifurcación o de mezcla (según se instale antes o después del cambiador). El diseño de ambas válvulas es distinto por lo que habrá de tenerse en cuenta el esquema seleccionado antes de su especificación. Respecto a su dimensionamiento habrá de tenerse en cuenta que debe hacerse para el caudal máximo, bien sea éste el del by-pass o el que atraviesa el cambiador, lo que condiciona el tamaño de ambos conjuntos obturador- asiento, que han de ser iguales. El Cv de una válvula de tres vías es notablemente menor que sus homólogas de dos vías (aproximadamente de 1/3 –en las mezcladoras - ó 1/2 - en las bifurcadoras -). También ha de prestarse atención a las temperaturas a partir de 250°C o con diferencias entre las corrientes mezcladas superiores a 150°C por los problemas mecánicos que pueden ocasionarse. En cuanto al mantenimiento ha de hacerse notar que para poder efectuar reparaciones sobre las válvulas de tres vías con el esquema mostrado deberá haberse previsto un sistema adecuado de válvulas de bloqueo para poder proceder al desmontaje de la de tres vías. Esto, a partir de determinados diámetros puede resultar un gasto considerable. Normalmente no se construyen válvulas de tres vías superiores a 10” lo que, por unas u otras razones, obliga a buscar alternativas a este esquema basándose en válvulas de dos vías como las de la Figura 7.10 b y c.

En aquellos casos en los que por alguna de las razones aludidas, la válvula de tres vías puede no ser la opción mas apropiada, ha de considerarse la disposición basada en válvulas de dos vías. Para que este esquema funcione deben cumplirse los requisitos mencionados en el caso similar de contacto directo: Las dos válvulas han de ser de acción opuesta frente a fallo de aire (una cierra, otra abre) y la característica de los obturadores de ambas ha de ser lineal. Alternativamente pueden disponerse dos controladores alimentados por la señal, única, del trasmisor. En este caso la configuración de los mismos permite, por software, efectuar la acción adecuada sobre cada válvula independientemente de la acción que intrínsecamente tengan éstas. Para evitar problemas hidráulicos la pérdida de carga de la válvula del by-pass deberá ser de un 150% de la pérdida de carga del cambiador mientras que la válvula localizada en el mismo ramal que el cambiador deberá tener del orden del 50% de la pérdida de carga de éste. La solución basándose en dos válvulas de dos vías permite un dimensionamiento algo menor de las mismas, lo que alivia el lógico mayor coste de instalar dos válvulas en vez de una.

La opción c, una única válvula de dos vías, implica un cuidadoso diseño hidráulico del sistema, teniendo en cuenta las pérdidas de carga respectivas del cambiador y la válvula, para evitar su malfuncionamiento. El ahorro en el coste instalado raramente compensa las dificultades de controlabilidad inherentes.

By-pass del fluido frío

Esta solución manipula igualmente que la anterior los valores de U y del ΔT_{lm} por lo que el razonamiento respecto a su controlabilidad resultaría aparentemente equivalente al anterior. Sin embargo existen razones que la hacen muy poco recomendable, en general, frente a la anteriormente expuesta. La primera razón sería la ya varias veces comentada necesidad de mantener la velocidad del refrigerante (mayormente cuando se trata de agua de refrigeración) en un intervalo de velocidades determinado. Por otro lado la inercia térmica del sistema resulta mayor y por último no aprovecha las

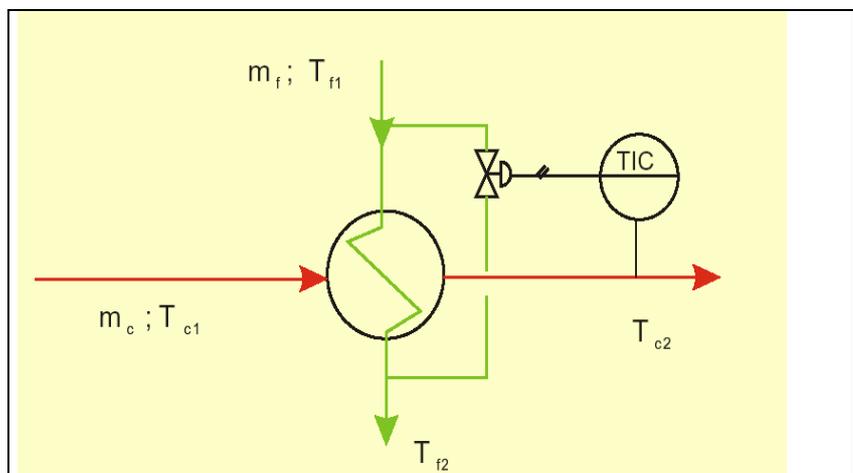


Figura 7.12 Control de temperatura mediante by-pass del fluido frío

ventajas ya justificadas del control por mezcla directa (la mezcla efectuada no afecta a la variable controlada)

7.2.3.2. Intercambio con cambio de fase

El control es mucho más favorable en el caso de que exista un cambio de fase. Dado que el calor latente predomina, la carga térmica puede definirse por el caudal del fluido que se condensa o se vaporiza:

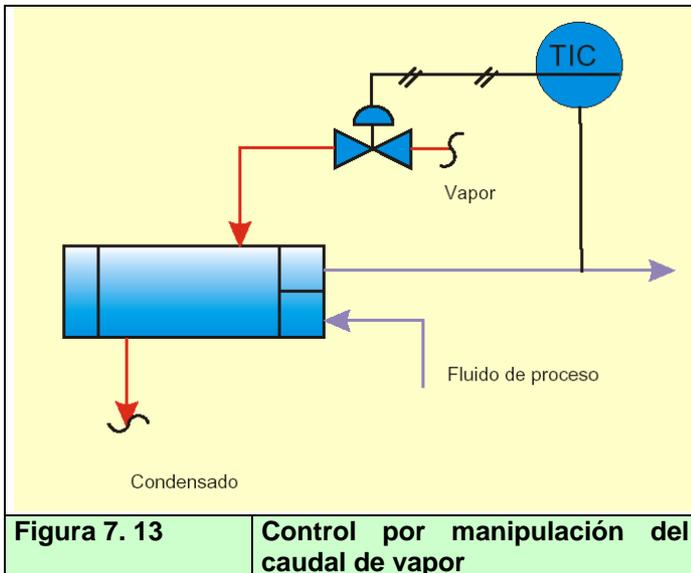
$$Q = m \cdot \lambda$$

Además, en el análisis deberá tenerse en cuenta que la temperatura del medio que se condensa o se vaporiza permanece constante mientras exista cambio de fase y es dependiente de la presión reinante.

Calentamiento con vapor condensante

En el caso, muy habitual en plantas de proceso, de calentamiento con vapor de agua, el control de la carga térmica del intercambiador se efectúa habitualmente mediante la manipulación (laminación) de la corriente de vapor de entrada de acuerdo con el esquema de la figura 7.12.

El calor intercambiado viene definido como ya se ha repetido por: $Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm}$



El coeficiente global de transferencia U puede considerarse constante para cada una de las condiciones del fluido de proceso y se ve inalterado por la actuación sobre el caudal de vapor de agua ya que, mientras exista cambio de fase, el coeficiente de película exterior permanecerá sensiblemente constante. El área de intercambio también permanece constante en este esquema. Por el contrario el valor de ΔT_{lm} se ve afectado con la manipulación del caudal del vapor, ya que con ello se actúa sobre la presión del vapor de agua existente en el interior del cambiador, lo que conlleva una actuación sobre la temperatura de equilibrio o de saturación del mismo, lo que supone un acción directa sobre el ΔT_{lm} y por tanto sobre la carga térmica. La manipulación del caudal de vapor conduce pues a controles efectivos de la temperatura de salida del fluido calentado. El posible recalentamiento del vapor, por tratarse

de una red de vapor recalentado o por efecto de la propia laminación, supone un cierto inconveniente ya que el coeficiente de transferencia es mucho menor, pero la carga térmica correspondiente al calor sensible del recalentamiento suele ser inferior en orden de magnitud a la carga de condensación, por lo que sus efectos sobre la dinámica de control pueden despreciarse si el mencionado vapor recalentado acaba saturándose y condensándose en el cambiador. En otras palabras, normalmente el vapor se satura rápidamente por lo que la mayor parte de la superficie de intercambio tiene lugar con vapor condensante y disfruta de la facilidad de control mencionada.

Figura 7.13 Control por manipulación del caudal de vapor

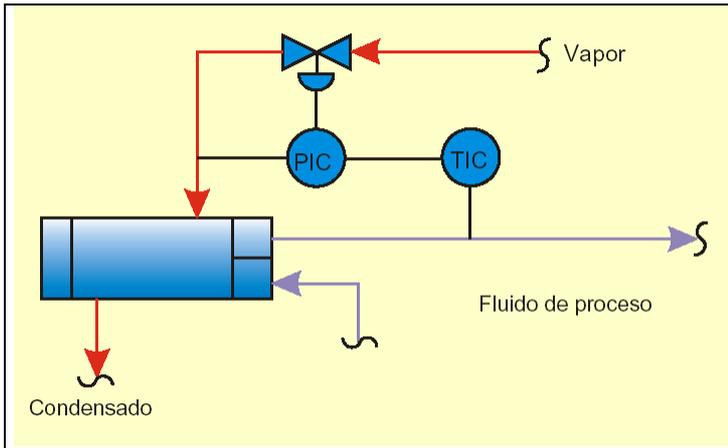


Figura 7. 14 Control en cascada

Para evaluar la respuesta del sistema de control frente a variaciones en las condiciones del fluido de proceso (el que es calentado con el vapor), puede estimarse que el coeficiente de película interior es el condicionante del coeficiente global de transferencia. Aceptando una variación lineal del coeficiente de película interior con el caudal de fluido de proceso, la carga térmica variará también linealmente con dicho caudal, lo que contribuirá a la estabilidad frente a perturbaciones en el caudal de entrada, si bien la responsabilidad última del mantenimiento de las condiciones de operación descansarán principalmente en el correcto funcionamiento del lazo realimentado.

El empleo de control en cascada como el representado en la figura siguiente puede reducir las oscilaciones frente a perturbaciones en la presión de la red de vapor disponible, contribuyendo a la estabilidad del lazo.

En algunos casos puede reducirse la inversión del equipo de control (en concreto de la válvula automática), colocando dicha válvula en la línea de condensado (Figura 7.14). En tal esquema la válvula automática no manipula la presión de saturación existente en el cambiador y por tanto no actúa sobre el ΔT_{lm} . La válvula sustituye al purgador y tiene el efecto de permitir la acumulación de éste en el interior del condensador inundando parcialmente los tubos. Es decir el cambio en la localización de la válvula significa también un cambio en las bases de funcionamiento del lazo de control. Como se comenta ampliamente en el caso de condensadores el sistema de regulación por inundación parcial es eficaz para regular la carga térmica del equipo de intercambio ya que afecta directamente al área de intercambio, parámetro que afecta linealmente a dicha carga térmica. En el caso de condensadores se utilizará para regular la presión y en el que se describe ahora para regular la temperatura de salida del fluido frío o de proceso, pero, en este último caso resulta preferible, cuando se requiere un control afinado de la temperatura de salida, la solución que incorpora la válvula en la línea de vapor por las razones que se argumentan a continuación.

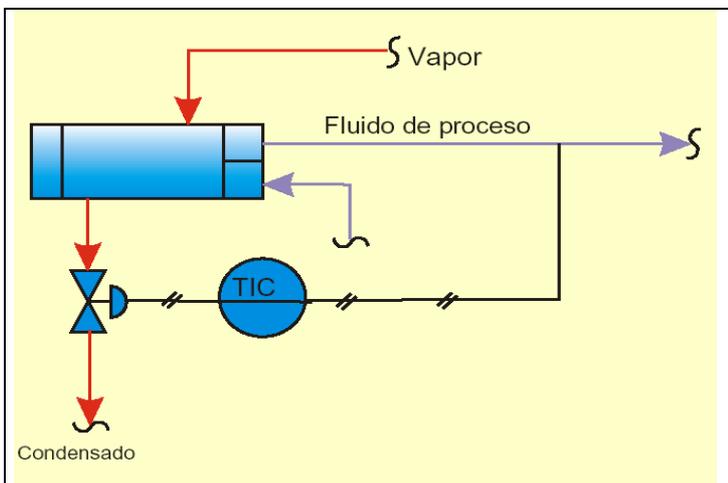


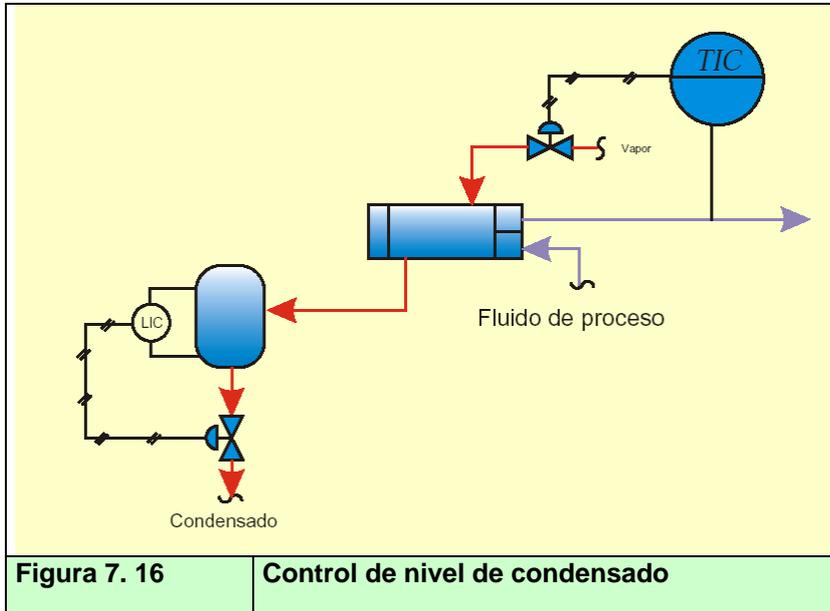
Figura 7. 15 Control por manipulación del caudal de condensado

Cuando se manipula el condensado la respuesta del sistema frente a un aumento de la demanda de la carga térmica es muy diferente del resultante frente a una disminución. En este último caso la válvula tenderá a cerrar hasta, incluso, cerrarse totalmente e inundar completamente el cambiador, pero el proceso de llenado es lento y no elimina totalmente la transferencia de calor, que prosigue como intercambio líquido- líquido. Cuando la demanda de transferencia aumenta, la válvula tenderá a abrir, y, normalmente, será capaz de vaciar rápidamente el cambiador lo que hará que el proceso de incremento de la carga térmica aumente también rápidamente al hacerse efectiva la superficie de intercambio con vapor condensante. Por otro lado la carencia

de purgador hace que no sea imposible la fuga de vapor a través de la válvula de condensado cuando no exista nivel en el cambiador. Sin embargo, cuando la presión del vapor disponible es baja, la pérdida de carga generada por la válvula situada en la entrada de vapor puede suponer una caída de la temperatura de saturación y por ende del ΔT_{lm} por debajo de lo permisible. En este supuesto la manipulación del condensado es la práctica habitual y la más recomendable.

La relación entre la carga térmica y el caudal de fluido frío es similar a las vistas en el caso de no existir cambio de fase por lo que el problema de la no-linealidad vuelve a manifestarse tan gravemente como antes cuando se intenta la manipulación del caudal frío.

En todos los sistemas de calentamiento con vapor debe prestarse especial atención al sistema de evacuación del condensado. Si éste se lleva a cabo mediante purgador deberá seleccionarse éste de forma que no introduzca perturbaciones intermitentes tan acusadas que afecten a la presión del cambiador, ya que esto afectaría también a la temperatura controlada.

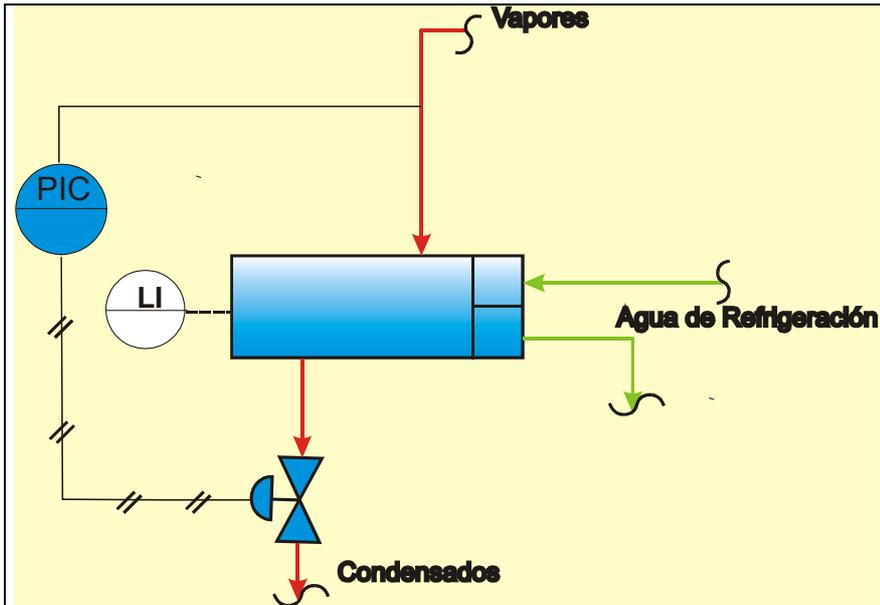


Los purgadores deberán descargar en colectores cuya presión máxima de servicio sea inferior a la presión de operación del cambiador, ya que si eventualmente sucediera lo contrario, el nivel de condensado en el cambiador aumentaría, disminuyéndose el área de transferencia. Cuando se prevea que esto último pueda ocurrir se deberá un sistema de control provisto de regulación de nivel tal como el indicado en la figura siguiente.

Condensación de vapores mediante fluido refrigerante

En cuanto a los condensadores la expresión de la carga térmica vendrá definida por la misma fórmula anterior, pero la reflexión respecto a la forma de control más efectiva será la variación del área de transferencia, ya que, en general, el valor del coeficiente global de transferencia U permanecerá constante al ser el coeficiente de película interior constante si el caudal de refrigerante es constante como se ha recomendado en las reflexiones anteriores por razones de erosión- ensuciamiento y siendo también constante el coeficiente de película exterior correspondiéndose con el de vapor condensante. El área de transferencia se puede hacer variar mediante la inundación parcial del condensador, de forma que un cierto número de filas de tubos del condensador horizontal (o de altura si es vertical) quedará cubierto por el condensado. El área correspondiente a estas filas se empleará en intercambio de calor sensible entre el condensado y el fluido refrigerante, es decir, actuará subenfriando el condensado y no condensando mas vapores, por lo que la capacidad de condensación se reduce y con ello la carga térmica de condensación, tendiendo la presión a aumentar. De esta forma aumentando o disminuyendo el nivel de inundación se aumentará o disminuirá la presión reinante. La carga térmica total del condensador también fluctúa ya que los coeficientes globales de condensación son notablemente más altos que los de transferencia líquido-líquida aplicable a la zona sumergida. Esta es una de las escasas ocasiones en las que es posible variar el área de intercambio sin recurrir a un rediseño del equipo en cuestión.

Como posible inconveniente este sistema de control tiene el efecto de subenfriamiento mencionado, que puede ser o no relevante según la aplicación de proceso. En el caso concreto del condensador de una columna de destilación habrá de tenerse en cuenta el efecto que dicho subenfriamiento puede producir sobre la relación de reflujo con que realmente trabaja la columna. Además deberá considerarse que la temperatura de salida del condensado, es decir el grado de subenfriamiento no será constante sino que dependerá de la variación del grado de inundación, manipulado en función de la presión que se quiere controlar (cuyas fluctuaciones serán a su vez causadas por las fluctuaciones en el caudal de vapores de salida de la columna).



Desde un punto de vista dinámico el comportamiento de este lazo también es bueno, aunque la manipulación de un nivel es lenta la variación de presión es muy rápida. El único caso que puede afectar el buen funcionamiento del lazo se puede dar cuando existen variaciones muy bruscas de carga de la columna (y con ello de vapores en cabeza), que pueden forzar la necesidad de un vaciado o llenado demasiado rápido de la zona inundada del condensador.

Figura 7. 17 Condensador con inundación parcial

7.3. Notación específica del capítulo

Variable	Concepto
λ	Calor latente de vaporización
ΔT_{lm}	Diferencia de temperatura logarítmica media
ΔT_m	Diferencia de temperatura media
A	Área de intercambio
C	Calor específico
h_0, h_i	Coefficiente de película exterior, interior
h_c, h_f	Entalpía corriente caliente, fría
M	Caudal másico
Q	Carga térmica
T	Temperatura
U	Coefficiente global de transferencia
Subíndices:	c: caliente f: frío 1 entrada 2 salida

7.4. Bibliografía

- Ref. 1.- Shinskey, F.G., "Process Control Systems", 4th Ed., McGraw-Hill, New York, 1996, Cap.9
- Ref. 2.- Smith, C.L., "Enhance process control performance", *Hydrocarbon Processing*, October 2003, pp 57-65
- Ref. 3 - Burgillos, V., "Control de temperatura en cambiadores de calor", *Ingeniería Química*, Marzo 2002, pp 123-126
- Ref. 4 – Acedo, J., "Control de cambiadores de calor", *Ingeniería Química*, Agosto 1991, pp 54-74
- Ref. 5 – Driedger, W., "Controlling shell and tube exchangers", *Hydrocarbon Processing*, March 1998