

TRABAJO ESPECIAL  
CARRERA DE INGENIERÍA NUCLEAR

DISEÑO DE UN SISTEMA DE LIQUEFACCIÓN DE GAS NATURAL  
CON UN MÍNIMO DE COMPONENTES

Franco Bergese

Director  
Dr. Fabián J. Bonetto

Co-Director  
Dr. José Converti

Instituto Balseiro  
Comisión Nacional de Energía Atómica  
Universidad Nacional de Cuyo

Junio 2004

# Abstract

*In this work an economic method for liquefying natural gas by diminishing its temperature by means of the Joule-Thomson effect is presented.*

*The pressures from and to which the gas must be expanded arose from a thermodynamic calculation optimizing the cost per unit mass of Liquefied Natural Gas (LNG). It was determined that the gas should be expanded from 200 atm to 4 atm. This expansion ratio can be used in different scales.*

*Large Scale: liquefaction of gas at well. It takes advantage of the fact that the gas inside the well is stored at high pressure. The gas is expanded in a valve / nozzle and then compressed to the pressure of the local pipeline system. The objective of this project is to export natural gas as LNG, which is transported by ships to the markets of consumption.*

*Using this method of liquefaction, the LNG production levels are limited to a fraction of the production of the well, due to the injection of the uncondensed gas into the local pipelines system.*

*Medium Scale: A high pressure pipeline is the source of the gas. The expansion is performed and then the gas is again compressed to the pressure of a lower pressure pipeline into which the gas is injected. The pressure reductions of natural gas are performed nearby big cities. The aim of this project scale is the storage of fuel for gas thermal power plants during periods of low energy consumption for later burning when the resource is limited. Another possibility that offers this size of plant is the transportation of gas to regions where the resource is unavailable. This transportation would be carried out by means of cistern trucks, in the same way that conventional liquid fuels are transported.*

*Small scale: the place of production would be a CNG refueling station. The source of gas is in this case a gas pipeline of urban distribution and the gas should be compressed with the compressor of the refueling station.*

*Compressors have generally low loading factor and the periods of time when they are not producing CNG, they would produce LNG. This small scale project is oriented mainly to the vehicular market, for which the performance of the LNG is analyzed.*

# Resumen

*En este trabajo se presenta un método económico para licuar gas natural mediante la disminución de temperatura del mismo por efecto Joule-Thomson.*

*Las presiones desde la cual y hasta la cuál se debe expandir el gas surgieron de un cálculo termodinámico optimizando la variable costo por unidad de masa de Gas Natural Licuado (GNL). Se determinó que el gas se debe expandir desde 200 atm hasta 4 atm. Este mismo esquema se puede utilizar en distintas escalas:*

*Gran escala: licuefacción del gas en boca de pozo. Se aprovecha el hecho de que el gas se encuentra a alta presión en el interior del pozo. El gas se expande en una tobera / válvula para luego ser comprimido hasta la presión de inyección del sistema de gasoductos local. Este emprendimiento tiene como objetivo la exportación de gas en forma de GNL. El combustible se transporta en barcos hasta los mercados de consumo.*

*Con este método, el volumen de producción de GNL está limitado a una fracción del consumo de gas del pozo, ya que el gas que no es condensado en el proceso se inyecta al sistema de gasoductos.*

*Mediana escala: se toma el gas de un gasoducto principal o de alta presión. Se produce la expansión y se comprime al gas hasta la presión del gasoducto secundario al cual se inyecta el gas. Estas disminuciones de presiones se realizan en las afueras de las ciudades, y con este emprendimiento se intenta cubrir las necesidades de almacenamiento de combustible para las centrales de gas en épocas de alto consumo energético y durante las cuales se nota escasez del recurso. Otra posibilidad que brinda este tamaño de planta es el de transportar gas a regiones a las cuáles no llegan gasoductos. Este transporte se realizaría mediante camiones cisterna, de la misma manera en la que actualmente se transportan los combustibles líquidos convencionales.*

*Pequeña escala: el lugar de producción sería una estación de carga de GNC. La fuente de gas es en este caso un gasoducto de distribución urbano y se debe comprimir el gas utilizando el mismo compresor de la estación de carga. Estos compresores tienen generalmente bajo factor de carga y el tiempo que no se encuentra produciendo GNC, se encontraría produciendo GNL. Este emprendimiento a pequeña escala está destinado principalmente al mercado vehicular, para el cual se analiza la performance del GNL y para el cuál es necesario un abastecimiento dentro de las mismas ciudades.*

# Índice General

|  |    |
|--|----|
| <b>1. Motivación</b>   | 1  |
| 1.1. Participación del gas natural en el consumo mundial de energía..... | 1  |
| 1.2. Origen y composición del gas natural.....                           | 2  |
| 1.3. Mercado del Gas Natural Licuado.....                                | 3  |
| 1.4. Licuefacción del gas.....   | 4  |
| 1.4.1. Método de licuefacción propuesto.....                             | 7  |
| 1.4.2. GNL como reserva de gas.....                                      | 8  |
| 1.4.3. Mercado vehicular.....  | 8  |
| 1.4.3.1. Estado del mercado en USA.....                                  | 9  |
| 1.4.3.2. Posibilidad de implementación.....                              | 10 |
| <b>2. Licuefacción en estación de carga</b>                              | 11 |
| 2.1. Descripción del sistema.....  | 11 |
| 2.2. Proceso de expansión isoentálpico.....                              | 14 |
| 2.2.1. Metodología de cálculo.....                                       | 14 |
| 2.3. Proceso de expansión isoentrópico.....                              | 16 |
| <b>3. Estación de Carga. Cálculos adicionales</b>                        | 18 |
| 3.1. Expansión isoentálpica.....   | 18 |
| 3.2. Cálculo del intercambiador de calor.....                            | 21 |
| <b>4. Expansión</b>  | 26 |
| 4.1. Proceso isoentálpico.....   | 26 |
| 4.1.1. Efecto Joule – Thomson.....                                       | 26 |
| 4.2. Proceso isoentrópico.....   | 27 |
| 4.2.1. Sección convergente.....  | 27 |
| 4.2.2. Sección divergente.....   | 31 |
| <b>5. Diseño del separador ciclónico</b>                                 | 34 |
| 5.1. Flujo multifásico.....  | 34 |
| 5.1.1. Patrones de flujo en tubos horizontales.....                      | 34 |
| 5.2. Experimento.....  | 37 |
| 5.2.1. Placa Orificio.....   | 42 |
| <b>6. Cálculo del transitorio</b>  | 44 |
| 6.1. Simulación del intercambiador de calor.....                         | 44 |
| 6.1.1. Ecuación de Energía.....  | 44 |
| 6.1.2. Formulación de Volúmenes Finitos.....                             | 47 |

|   |           |
|---|-----------|
| 6.2. Simulación de la válvula/tobera y del separador..... | 49        |
| 6.3. Resultados.....                                      | 49        |
| <b>7. Otras Aplicaciones</b>                              | <b>52</b> |
| 7.1. Intercambiadores de calor compactos.....             | 52        |
| 7.2. Resultados.....                                      | 58        |
| <b>8. Sumario y Conclusiones</b>                          | <b>59</b> |
| <b>Referencias</b>  | <b>62</b> |
| <b>Agradecimientos</b>                                    | <b>64</b> |

# Capítulo 1

## Motivación

En este capítulo se ubica al lector en el ámbito mundial del gas natural, haciendo especial énfasis en el Gas Natural Licuado (GNL), mostrando la evolución de estos mercados en las últimas décadas, el estado actual de los mismos y proyecciones de expertos en el tema.

También se discutirán los métodos de licuefacción utilizados actualmente y se los comparará con el método de licuefacción propuesto en este trabajo. Asimismo se describirá este método y se discutirá sobre las posibles aplicaciones del mismo, tanto en la exportación de gas en forma de GNL como en su utilización en el mercado vehicular.

### 1.1 Participación del gas natural en el consumo mundial de energía

En 2002, la fracción de la demanda total de energía ocupada por el gas natural fue aproximadamente 23% superando por primera vez al carbón y colocándose en segundo lugar por detrás del petróleo<sup>[1]</sup>. Una estimación por parte de la IEA<sup>[2]</sup> indica que la fracción de la demanda total de energía ocupada por el gas natural irá desde el 23% actual al 28% en 2030 y que el consumo mundial se duplicará. Además, durante el mismo período se espera que la fracción de petróleo se estabilice alrededor de 40% mientras que la fracción ocupada por el carbón disminuya.

En la fig 1.1 se observa la demanda de energía pasada, presente y futura discriminada de acuerdo a su fuente según la IEA<sup>[3]</sup>. Los valores en las ordenadas están dados en millones de toneladas de petróleo equivalente.

Si bien los números difieren entre una estimación y otra, en términos de perspectivas, los expertos de organismos gubernamentales y de empresas privadas coinciden en que el consumo de energía mundial aumentará considerablemente y que será el gas natural el que experimentará el mayor crecimiento particularmente en las próximas tres décadas.

La principal preocupación de los integrantes de esta industria es que surjan nuevos proyectos capaces de asegurar que la oferta de gas natural pueda seguir el aumento de la demanda.

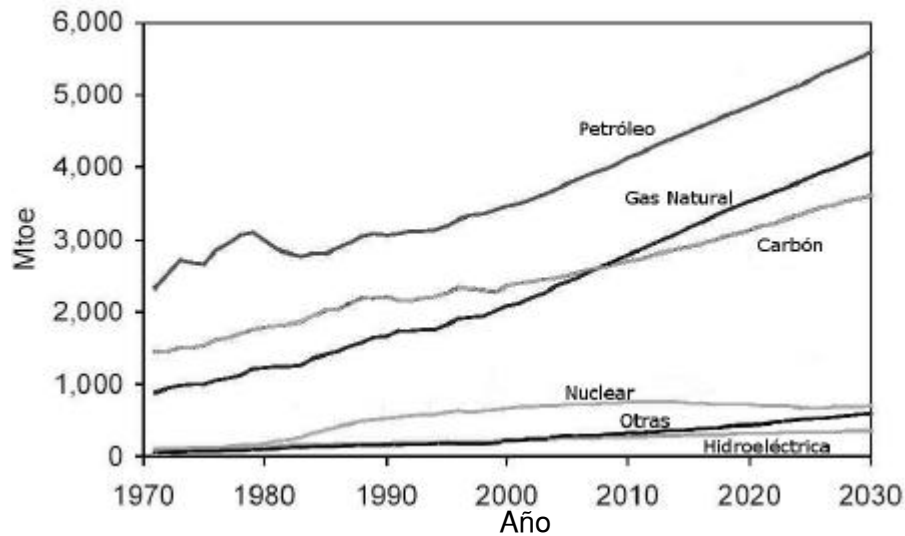


Figura 1.1. Evolución y perspectivas de la demanda energética mundial (1970-2030).

Las reservas de gas natural son considerables y, de acuerdo con su tasa de producción actual, representan 60 años de consumo. De acuerdo a World Oil<sup>[4]</sup>, en el año 2001, las reservas a nivel mundial ascendían a 5919 Trillones de pies cúbicos (Tcf), un incremento de 8,4% respecto al año 2000, y se continúan descubriendo reservas de gas natural.

Hay numerosos factores impulsando a la economía hacia el incremento en el uso de gas natural como fuente de energía primaria: factores económicos, geopolíticos, limitaciones técnicas, etc. Sin embargo, el factor más importante es el uso de combustibles más limpios.

Argentina, tiene la tercera mayor reserva de gas natural en Latinoamérica (detrás de Venezuela y México) con 27 Tcf<sup>[4]</sup>.

## 1.2 Origen y composición del gas natural

El gas natural proviene de distintas fuentes:

- Reservas terrestres y marítimas (gas no asociado)
- Reservas condensadas
- Pozos petroleros (gas asociado)

En el caso de gas asociado, el gas natural se puede encontrar en solución con el crudo o como una capa gaseosa por encima de éste.

Actualmente, grandes depósitos de residuos se están utilizando también como fuente de gas metano.

El gas natural está compuesto principalmente por metano ( $\text{CH}_4$ ), pero también contiene etano ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ), propano ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ), butano ( $\text{C}_4\text{H}_{10}$ ), pentano ( $\text{C}_5\text{H}_{12}$ ). En su composición también se encuentran pequeñas cantidades de nitrógeno ( $\text{N}_2$ ), oxígeno ( $\text{O}_2$ ), dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), compuestos de azufre (principalmente  $\text{H}_2\text{S}$ ) y agua ( $\text{H}_2\text{O}$ ).

La composición del gas varía de acuerdo a su fuente de origen. En la tabla T1.1<sup>[5]</sup> se muestra como puede variar la composición del gas.

Tabla T1.1. Composición del gas natural.

|   |             |
|---|-------------|
| Metano (CH <sub>4</sub> )   | 75% - 96%   |
| Nitrógeno(N <sub>2</sub> ),   | 0.1% - 6%   |
| Dióxido de carbono(CO <sub>2</sub> ),   | 0.0% - 10%+ |
| Ácido sulfhídrico (H <sub>2</sub> S)  | 4 ppm - 2%+ |
| Etano(C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> ), Propano(C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> ),<br>Butano(C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> ), Pentano(C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> ). | 0.5% - 25%+ |

### 1.3 Mercado del Gas Natural Licuado

La mayor parte del gas natural es extraído a gran distancia de los mercados, en países que no necesitan grandes cantidades de energía adicional. Por lo tanto es necesario transportar el gas hacia estos mercados.

A medida que aumenta la distancia a la que se debe transportar el gas, el uso de GNL se va haciendo más viable económicamente que los gasoductos. Licuar el gas y transportarlo en barco se vuelve más barato que transportarlo mediante gasoductos marítimos para distancias mayores a 1100 Km y para distancias mayores a 3500 Km en el caso de gasoductos terrestres<sup>[6]</sup>.

En la fig. 1.2<sup>[7]</sup> se observa la evolución del mercado de GNL hasta el presente.

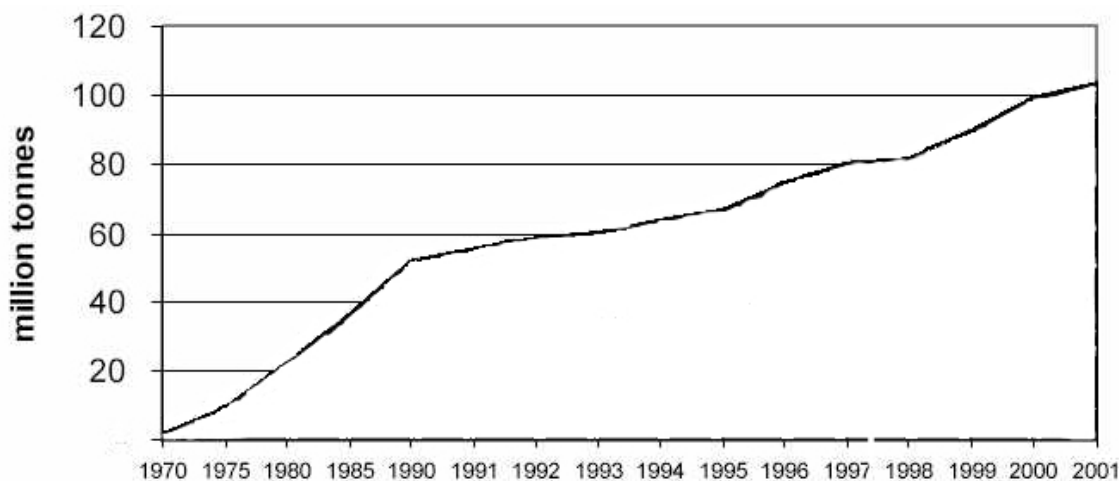


Figura 1.2. Evolución del mercado de GNL (1970-2001).

Según British Gas International<sup>[8]</sup>, la industria del GNL ha mostrado un extraordinario crecimiento. Desde principios de los 70's la industria del GNL ha crecido a un promedio de 3,5 Bcm (10<sup>9</sup> m<sup>3</sup> standard de gas natural) por año (o 6% anual) llegando a



113 Bcm en 1998. Esto representa alrededor del 25 % de todo el gas comercializado internacionalmente.

Dentro del mercado global, los mercados orientales actualmente dominan la industria. Más del 70% de todo el GNL a nivel mundial es comprado por Japón, Corea y Taiwán. De esta cantidad, Japón consume el 78%.

Según Shell Gas & Power <sup>[9]</sup> se espera un cambio en la distribución de los mercados. Crecerá la demanda en USA, China e India entre otros.

En paralelo con la diversificación de la demanda se observará una diversificación de la oferta. Más países se están interesando en la producción de GNL: Egipto, Noruega y Rusia están llevando a cabo proyectos y es posible que se incluyan Irán, Venezuela y Angola. Esa diversificación es positiva ya que provee estabilidad en la oferta y aumenta la confianza de los clientes.

## 1.4 Licuefacción del gas

Típicamente, la mayor parte del gas considerado actualmente para licuefacción contiene menos de 100 ppm de H<sub>2</sub>S, 5% CO<sub>2</sub> y 5% N<sub>2</sub>. Antes de licuar el gas, se eliminan el CO<sub>2</sub> y el H<sub>2</sub>S. Este proceso se conoce como endulzamiento del gas. Además, dependiendo de la comerciabilidad de este gas, el etano y demás componentes C<sub>2</sub>+ se extraen hasta un nivel deseado.

Una vez preparado el gas, se licua llevándolo a una temperatura de 111 K (si el almacenamiento se realiza a presión atmosférica). Al licuar el gas su volumen se reduce por un factor de 600. El GNL es un líquido claro, con una densidad entre 430 y 520 Kg/m<sup>3</sup>.

En la fig. 1.3<sup>[10]</sup> se muestra un esquema de lo que se conoce como Phillips Optimized Cascade LNG Process. Este es el sistema utilizado por la mayoría de las plantas de licuefacción de gas.

La preparación del gas consiste en la remoción de ácidos, deshidratación y remoción de mercurio. A continuación el gas entra a un ciclo de refrigeración y el GNL se envía a tanques de almacenamiento.

Los gases que se evaporan en los tanques de almacenamiento se unen al flujo de gas reciclado que se recupera del proceso.

Una vez licuado, el gas se puede transportar a los mercados a través de barcos tanque. El GNL es almacenado en tanques de doble pared a presión atmosférica. El espacio entre las paredes se rellena con algún aislante. El tanque interior, en contacto con el GNL, está hecho con materiales adecuados para servicio criogénico y soporte estructural. Estos materiales incluyen acero con 9% Ni, aluminio y concreto pre-tensado.



En la fig. 1.4<sup>[12]</sup> se muestra una comparación entre el precio del gas natural en distintos países.

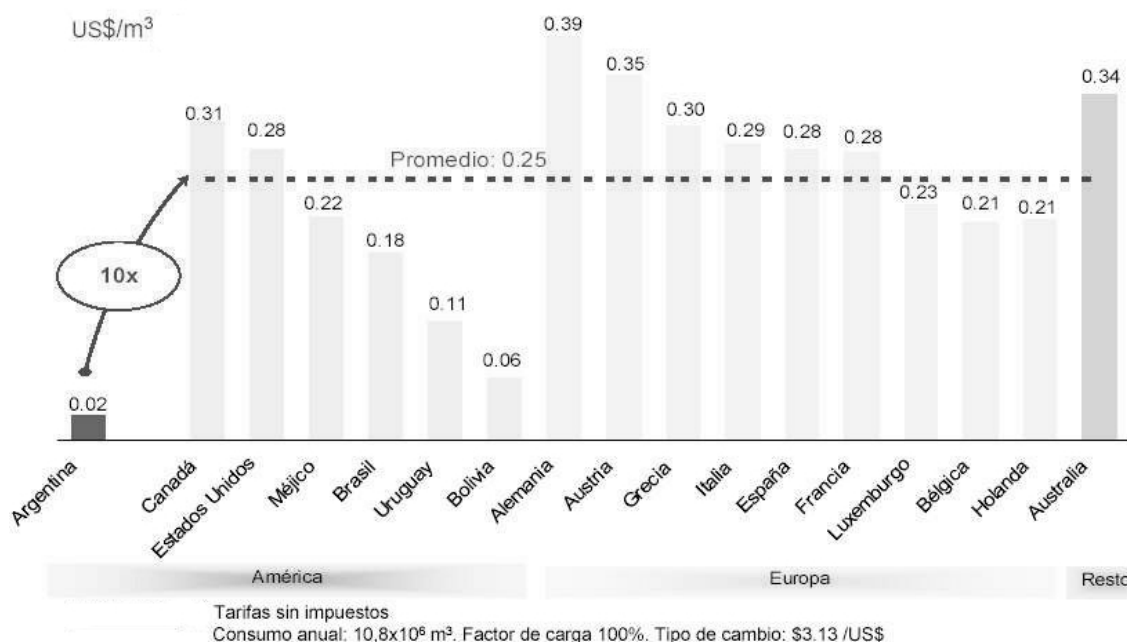


Figura 1.4. Tarifa Industrial de Gas Natural (Grandes Usuarios) – Comparación Internacional (Marzo 2003).

Vemos que el costo del gas en la Argentina es 10 veces menor que el promedio del costo en otros países para grandes usuarios. En el caso de tarifas industriales (PyMes) este costo es 8 veces menor que en otros países.

Por estas razones la Argentina podría ser competitiva en este mercado a pesar de su desventaja comparativa proveniente de la gran distancia a los mercados de consumo más importantes (lo que equivale a un mayor costo de transporte).

De acuerdo a IELE<sup>[6]</sup>, cada etapa en la cadena de valor del gas licuado en el lugar de destino aporta una parte del costo total del mismo. En general estos porcentajes son los enunciados en la tabla T1.2

Tabla T1.2. Porcentaje del costo total del GNL que aporta cada etapa de la producción.

|                                 |     |
|---------------------------------|-----|
| Exploración y Producción        | 25% |
| Licuefacción                    | 35% |
| Transporte                      | 25% |
| Regasificación y Almacenamiento | 15% |

Para el caso de Argentina, el item transporte seguramente será superior al manejado por IELE. Por eso es necesario reducir el costo de producción (licuefacción) al mínimo.

El bajo precio del gas es ya un avance significativo para este fin. Sin embargo, el recorte principal en el costo de producción podría deberse al método propuesto de

licuefacción del gas. Además, debido a las características del método, no se debería incluir el costo de exploración ya que no se buscarán pozos exclusivamente para la producción de GNL sino que el gas se obtendrá de los pozos ya existentes. En cuanto a la regasificación, este ítem le concierne al destinatario del producto y por eso no se puede modificar.

#### 1.4.1 Método de licuefacción propuesto

El gas natural de los pozos se encuentra generalmente a una presión de 400 atm. Una idea propuesta por el Dr. Bonetto<sup>[38]</sup> y por el Dr. Converti<sup>[39]</sup> consiste en disminuir la temperatura del gas natural por efecto Joule-Thomson, es decir, expandiendo al gas desde alta presión antes de inyectarlo al sistema de gasoductos. En la fig. 1.5 se exhibe un esquema del método.

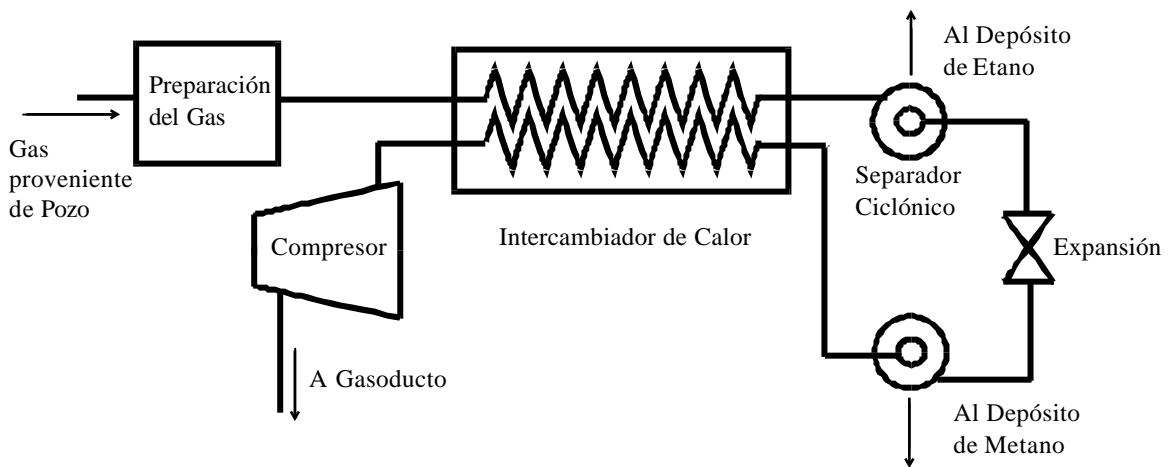


Figura 1.5. Método de licuefacción propuesto.

En primer lugar se quitan las impurezas del gas ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{H}_2\text{S}$ , etc.). A continuación se preenfía el gas en un intercambiador de calor. A la salida del intercambiador, los componentes del gas de mayor temperatura de saturación (etano, y en menor medida propano y butano) ya se encuentran en estado líquido y se los separa del flujo de gas mediante un separador ciclónico. El gas restante (principalmente metano) se expande en una válvula. Una fracción del metano se condensa y se la colecta haciendo uso de un segundo separador ciclónico. El gas que no condensó se encuentra a baja temperatura y se lo utiliza como rama fría en el intercambiador para luego ser comprimido e inyectado al sistema de gasoductos local.

La gran diferencia entre este método y el método Phillips consiste en que en una planta Phillips se licua todo el gas que ingresa a la misma. Utilizando el método propuesto se licua solamente una fracción del gas que ingresa a la planta, y debido a que el gas que no se licua se inyecta a los gasoductos, el volumen de gas licuado obtenible está limitado a una fracción del consumo de gas (el que se consume localmente y el que se exporta mediante gasoductos) que asciende a 38,6 bcm/año (1998)<sup>[40]</sup>.

## 1.4.2 GNL como reserva de gas

En los meses de verano, durante los cuales el consumo de gas natural es menor, se podría licuar el gas sobrante para tener como reserva para los meses de mayor consumo, y de esa forma mitigar en parte el problema de la red de gasoductos subdimensionada. De igual forma, en épocas de baja generación hidroeléctrica, las centrales de gas podría tener una reserva de gas para cubrir los picos de consumo.

## 1.4.3 Mercado vehicular

Todo lo que se trató hasta el momento son plantas de licuefacción a gran escala, que son las únicas que producen ganancias con el estado actual del mercado.

Hasta el momento, el mercado vehicular no ha generado la suficiente demanda como para que valga la pena desarrollar una planta de licuefacción a pequeña escala. En este caso, se estaría intentando crear un mercado. Sin embargo, el crecimiento del mercado de vehículos impulsados con gas natural provee una nueva oportunidad para considerar al GNL como combustible vehicular.

Hasta ahora, el gas natural se utilizó como combustible en vehículos en la forma de GNC (Gas Natural Comprimido).

El GNC se almacena en tanques cilíndricos a alta presión (típicamente a 200 atm). El GNC es gas de gasoducto que fue presurizado en una estación de recarga y al cuál se le quitó la humedad. La baja capacidad de almacenamiento (debida a la baja densidad de energía -energía por unidad de peso- del combustible) y el gran peso de los tanques (debido a la alta presión que debe soportar), hace que el GNC sea adecuado únicamente para vehículos livianos debido a que los requerimientos de peso y espacio no son críticos. Además, el costo del sistema por vehículo es bajo.

Un vehículo de mayor tamaño tiene muy baja autonomía cuando funciona con GNC. Para solucionar este inconveniente es necesario proveer al vehículo con varios tanques, que ocupan un volumen significativo y que aumenta el peso del vehículo, disminuyendo la carga útil del mismo.

Para vehículos de mayor porte, el GNL se vuelve atractivo debido a su mayor densidad de energía, lo que significa menor peso (ya que el volumen de los tanques es menor y además el GNL se almacena a presiones bajas –menores a 5atm-), mayor carga útil y mayor autonomía.

El motor recibe el gas en estado gaseoso, es decir, no es afectado en absoluto por la forma de almacenamiento del combustible. Si el gas está almacenado en fase líquida, es necesario calentarlo antes de ingresar al motor. Surgió la idea de calentar el gas enfriando con el mismo el aire de admisión del motor. De esta forma aumenta la densidad del aire permitiendo al mismo motor generar mayor potencia (20% más según cálculos preliminares).

El sistema propuesto es similar al de la planta de mayor escala con la diferencia que en este caso la fuente del gas es un gasoducto de baja presión y se necesita comprimir el gas antes de expandirlo. El lugar ideal para instalar este sistema parece ser una estación de carga de GNC, cuyo compresor tiene un factor de carga bajo y el tiempo que no se está utilizando para producir GNC se podría utilizar para producir GNL.

El sistema se puede observar en la fig. 1.6.

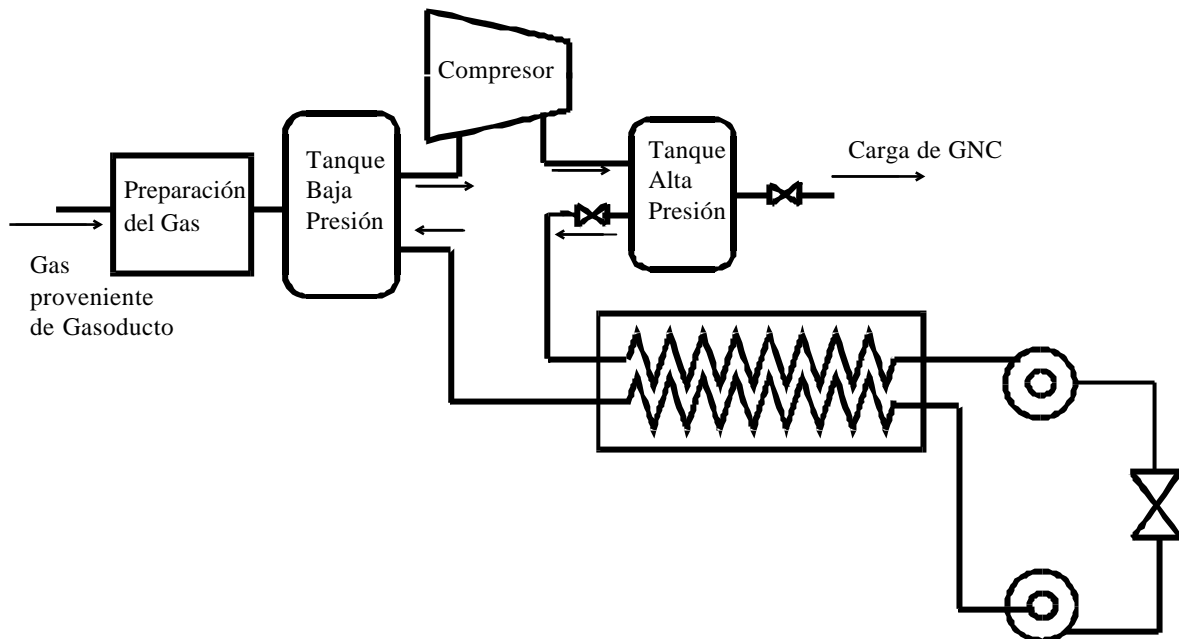


Figura 1.6. Sistema de licuefacción propuesto para estación de recarga de GNC.

Debido a que el compresor debe ser compartido entre los sistemas de GNL y GNC, el tanque de alta presión es la fuente para ambos sistemas. El tanque de baja presión tiene dos objetivos: ser el sumidero para el gas que no condensó y de esta manera evitar la pérdida de gas que ya pasó por el proceso de limpieza y sirve para mantener la presión a la cuál se expande el gas en el valor deseado (o bien mantener la temperatura deseada, ya que el gas está a temperatura de saturación).

#### 1.4.3.1 Estado del mercado en USA

Actualmente en USA, el GNL se está utilizando para impulsar vehículos de gran porte. Por eso, las estaciones de abastecimiento se localizan en los centros de operaciones de las flotas y no está abiertas al público. Esto es en parte por las medidas de seguridad necesarias para operar este tipo de vehículos con GNL.

La complejidad de los sistemas por el momento no lo hace viable para vehículos livianos. Además, a medida que el gas que se encuentra a baja temperatura se va evaporando, se hace necesario ventearlo para evitar el incremento de presión en el tanque de almacenamiento. Por eso un vehículo estacionado en un recinto cerrado por mucho tiempo (algunos días) puede crear una concentración peligrosa de gas en el aire.

Sin embargo el GNL está reemplazando al Diesel en camiones, colectivos y algunas locomotoras. Además, el número de vehículos impulsados con GNL se está incrementando a medida que las ciudades buscan reducir los niveles de contaminación del aire.

### 1.4.3.2 Posibilidad de implementación

Una empresa Argentina, necesita transportar equipamiento hacia Bolivia donde tiene intereses gasíferos, accediendo a bocas de metano a 12 bar, o a bocas de gasoductos de 20 bar (metano 97% y etano 3%). Actualmente, los camiones de carga funcionan con Diesel como combustible. Debido a la falta de estaciones de recarga en la zona a la que viajan, junto con el convoy de camiones de carga viaja un camión cisterna que transporta el combustible para la recarga.

El interés de esta empresa consiste en transformar su flota para que funcione con GNL, de esta forma, haciendo uso de una planta de compresión montada en un trailer, podría producir el gas natural licuado in situ para la recarga de sus camiones, conectando la estación de carga a una de las bocas de gas que encuentran a lo largo del camino.

# Capítulo 2

## Licuefacción en estación de carga.

La aplicación del método de licuefacción propuesto podría darse en el más corto plazo en el caso de pequeña escala, en particular, en una estación de carga debido a la baja inversión requerida. En este capítulo se realizan los cálculos termodinámicos para determinar las presiones de trabajo de la instalación haciendo la suposición de que el gas natural está compuesto únicamente por gas metano.

### 2.1 Descripción del sistema

Si bien el gas consta de una mezcla de gases cuya composición varía de acuerdo a su fuente de origen, no cabe duda de que el metano ( $\text{CH}_4$ ) es, ampliamente, el principal componente del gas natural (alrededor del 93% en la mayoría de los casos).

Por este motivo, resulta lógico hacer cálculos de primer orden suponiendo que el gas natural está compuesto íntegramente por metano.

Si este es el caso, resulta evidente que el primer separador ciclónico, cuya función era separar el etano, no tiene ningún sentido y el sistema considerado para estos primeros cálculos consta de un único separador, tal como se muestra en la fig. 2.1.

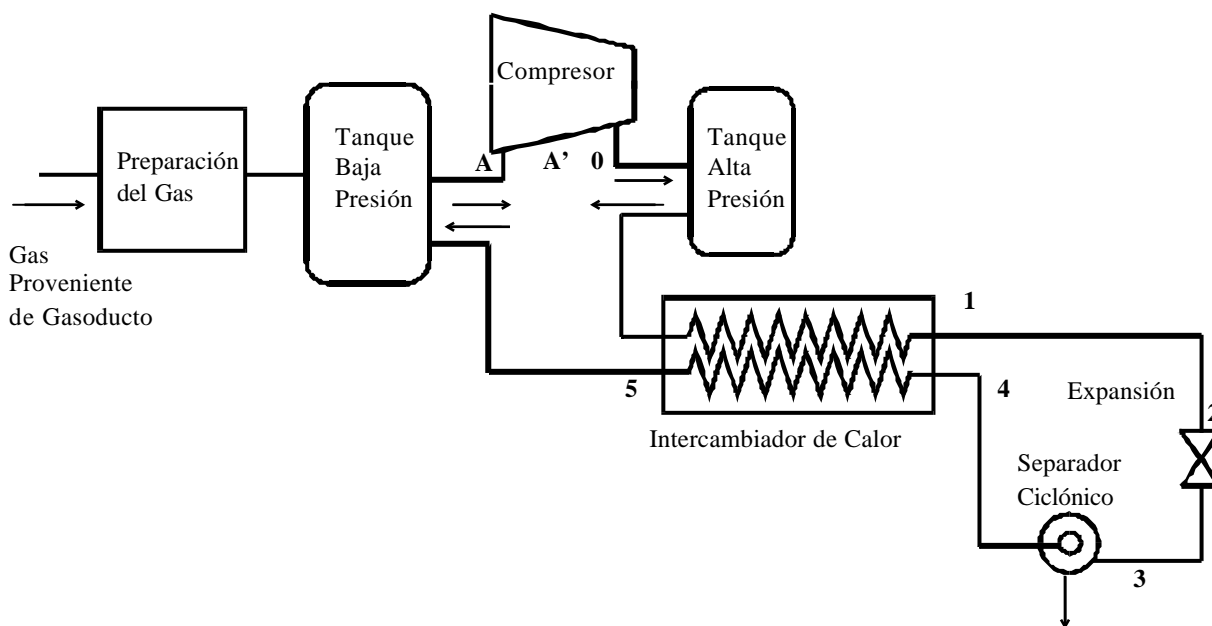


Figura 2.1. Esquema considerado para los cálculos simplificados.



Los distintos procesos que sufre el gas en un diagrama T-S se observan en la fig. 2.2.

El gas en el tanque de baja presión se encuentra a temperatura ambiente  $T_a$  y a presión  $p_b$  (punto A).

El proceso A-A'-0 es el que sufre el gas en el compresor, donde la presión del gas se eleva hasta  $p_a$ .

El tanque de alta presión existirá sólo en el caso en que el compresor sea compartido entre el sistema de producción de GNL y el servicio de GNC ordinario. De todas maneras, este tanque sirve para amortiguar el transitorio en el momento del arranque o en el caso de alguna obstrucción de una tubería provocada por partículas sólidas de  $\text{CO}_2$  o  $\text{H}_2\text{O}$  que ingresen al sistema por una falla del proceso de limpieza del gas.

La temperatura del gas disminuye en el intercambiador de calor hasta el punto 1 (igual al punto 2).

La expansión del gas es el proceso 2-3. A continuación se separa el metano líquido y por último el gas se calienta en el intercambiador de calor para finalmente regresar al tanque de baja presión. Dado que la licuefacción del flujo es parcial, este último tanque tiene como objeto retener el gas que pasó por el proceso de limpieza (extracción de  $\text{CO}_2$ , deshidratación, extracción de impurezas) y no condensó.

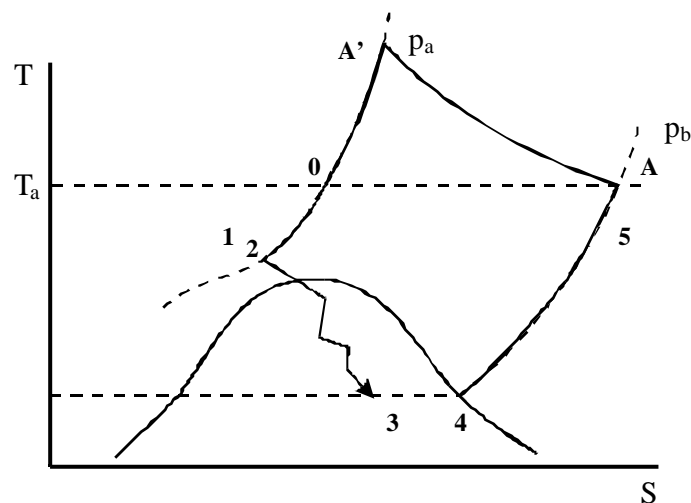


Figura 2.2. Procesos que sufre el gas en la planta.

A la presión de aspiración del compresor se la denomina  $p_b$ , que depende de cada instalación. Una vez fija  $p_b$ , el valor de  $p_a$  surge de la optimización de alguna variable de mérito. En este caso, se eligió al costo económico por unidad de masa de gas líquido como dicha variable.

Para poder evaluar el costo del gas licuado, es necesario conocer el consumo eléctrico (o de gas) del compresor por unidad de masa de gas comprimido para cualquier combinación de presión de aspiración y de compresión.

La trayectoria del proceso de compresión en el diagrama T-S dependerá del compresor que se utilice en el sistema. Por lo tanto la compresión se modela como un proceso politrópico considerando al gas como gas ideal. Es decir,

$pV^n = cte$  con  $1 < n < k$  donde  $k = \frac{c_p}{c_v} = 1,299$  para el metano.

Por lo tanto se deja como parámetro el valor de  $n$  para adecuarlo a un compresor en particular. De esta forma, el trabajo realizado por el compresor resulta

$$W_c = \frac{nRTa}{n-1} \left[ \left( \frac{p_a}{p_b} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Sólo queda comprobar la validez del tratamiento del gas como gas ideal. Para ello se utilizó el método de los factores de compresibilidad<sup>[41]</sup>.

El factor de compresibilidad varió entre 0,96 y 1,03 a lo largo del proceso de compresión, por lo tanto no se comete un error grande al tratar al metano como gas ideal en la etapa de compresión.

Sigue a la compresión politrópica un proceso de enfriamiento a  $p$  constante hasta la temperatura  $T_a$ . Este proceso también forma parte del modelado del compresor, ya que un compresor real tiene enfriamiento entre etapas y la temperatura de salida del gas es apenas unos grados superior a la de entrada.

Por supuesto que en caso de construir la planta sobre una instalación ya existente de GNC, la potencia consumida por el compresor se leerá directamente de la placa del mismo y no habrá necesidad de este modelado. Así también se conocerá con exactitud la temperatura de salida del gas del compresor. A falta de ese dato se considera que la temperatura a la salida del compresor es igual a la de entrada.

Se comparó la potencia calculada con el modelo de compresor enunciado con especificaciones de varios compresores reales<sup>[13-15]</sup> y hay buena concordancia para valores de  $n = 1,15$ . Por eso se utilizará ese valor en adelante.

Debido a que el gas frío que no condensa es el que preenfía el gas en el intercambiador de calor, el cálculo de la variable de mérito está acoplado al cálculo del intercambiador a través de la eficiencia del intercambiador, que se define como  $e_{int} = \frac{|q|}{q_{max}}$

donde  $q$  es la energía que intercambia la rama caliente con la rama fría y  $q_{max}$  es la máxima energía que pueden intercambiar ambas ramas.

De esta manera, se podría construir un intercambiador de calor de gran longitud para tener una alta eficiencia, pero esto resultaría en un costo inicial de la instalación elevado. Si se construye un intercambiador de calor corto (y por ende de costo inicial reducido) la eficiencia disminuye aumentando el costo de producción del gas líquido. Es decir, existe una eficiencia de intercambiador óptima. Para calcular esta eficiencia es necesario estimar tiempo de funcionamiento total de la instalación, estimar el nivel de ventas durante ese período de tiempo, etc. Es evidente que estas estimaciones estarían sujetas a grandes incertidumbres al tratarse de un mercado inexistente hasta el momento.

Se optó por elegir una eficiencia que derive en un intercambiador barato (no óptimo) pero a su vez que no aumente demasiado el costo de producción. Una eficiencia del intercambiador razonable es  $e_{int} = 0,88$  (esta elección será justificada en el Capítulo 3).

En la fig. 2.2, el proceso de expansión se dibujó en forma genérica. La razón para ello consiste en que la expansión para llevar al gas de  $p_a$  a  $p_b$  se puede hacer de muchas formas. En particular se tratarán los dos casos extremos: expansión isoentálpica y expansión isoentrópica (Ver Cap. 4). Estos dos procesos se muestran en la fig. 2.3

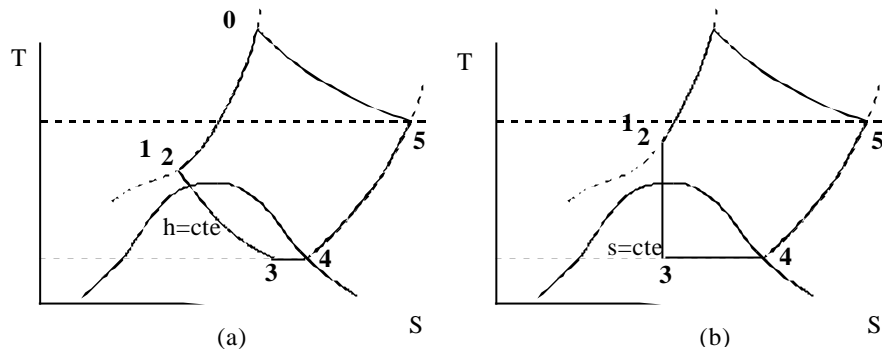


Figura 2.3. Procesos de expansión (a) Isoentálpico (b) Isoentrópico.

## 2.2 Proceso de expansión isoentálpico

### 2.2.1 Metodología de cálculo

En primer lugar se elige un valor de  $p_b$ , y para cada valor de  $p_a$  se realiza el siguiente cálculo:

Se busca el valor del título  $x$ , definido como título de vapor, es decir,

$$x = \frac{h_{\text{exp}} - h_f}{h_g - h_f} \quad \text{donde } h_f \text{ y } h_g \text{ son las entalpías de líquido y vapor saturado a la presión } p_b \text{ y } h_{\text{exp}} \text{ es la entalpía a la que se produce la expansión (se recuerda que es isoentálpica).}$$

A su vez,  $h_{\text{exp}}$  debe ser tal que la eficiencia del intercambiador de calor  $\epsilon_{\text{int}}$  tome el valor impuesto por diseño. Esta eficiencia se define en función de las entalpías como

$$\epsilon_{\text{int}} = \frac{h_{\text{exp}} - h_0}{\frac{m_c}{m_h} (h_{\text{max}} - h_4)}$$

donde  $m_c$  es el caudal de la rama fría del intercambiador de calor y  $m_h$  es el caudal de la rama caliente (igual al caudal de gas impulsado por el compresor) y donde  $h_{\text{max}} = h(p_b, T_a)$  es la máxima entalpía que podría alcanzar el gas a la salida de la rama fría del intercambiador (se daría si el intercambiador de calor tuviera longitud infinita).

De todas formas, el resultado de este cálculo es independiente del caudal del compresor ya que la relación  $m_c/m_h$  depende solamente del título  $x$  y de la eficiencia de separación del separador ciclónico  $\epsilon_{\text{sep}}$ . Si  $\epsilon_{\text{sep}}=1$ , es decir, si el separador es capaz de separar completamente la fase líquida de la fase gaseosa, se cumple  $m_c = xm_h$

La variable de mérito se muestra en la fig. 2.4 junto con el título de vapor después de la expansión en función de  $p_a$ , dejando fijo  $p_b = 4 \text{ atm}$ . Se consideró que el costo del gas

viene dado únicamente por el costo de la materia prima y por el consumo eléctrico del compresor (sin incluir cosas por amortización del capital, impuestos, etc.).

Los valores que se usaron para realizar este cálculo son:

- Materia prima: 0,15 \$/Nm<sup>3</sup> de gas natural<sup>[12]</sup>.
- Consumo eléctrico: 0,12 \$/kWh<sup>[16]</sup>

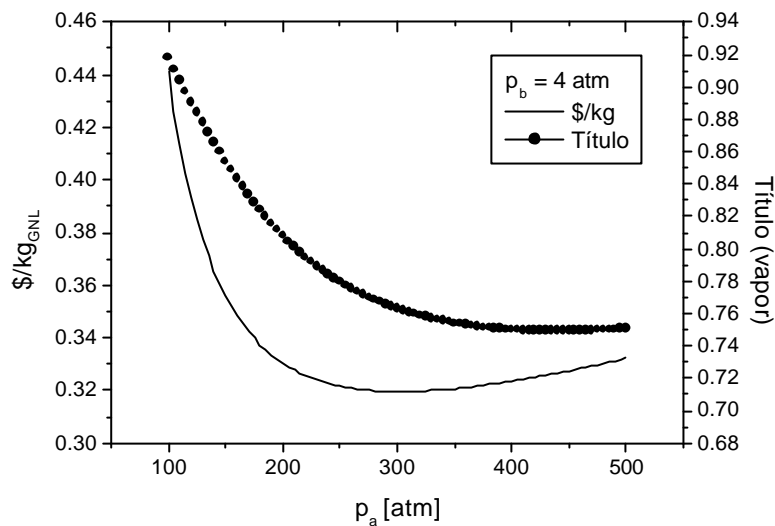


Figura 2.4. Costo del GNL y título después de una expansión isoentálpica en función de  $p_a$  ( $p_b = 4$  atm).

La presión  $p_a$  debe elegirse en el punto donde \$/Kg es mínima (entre 250 y 350 atm). Si bien existen en el mercado de GNC compresores capaces de alcanzar las 250 atm, la mayoría de los mismos comprimen el gas normalmente a 200 atm y por ende se fijó como límite máximo dicha presión. Por lo tanto se eligió  $p_a = 200$  atm.

Se puede observar que al aumentar la  $p_a$  aumenta la fracción de gas que se condensa, o lo que es lo mismo, disminuye el título de vapor al final de la expansión. Sin embargo, al aumentar  $p_a$  aumenta también la energía necesaria para comprimir el gas, por eso, para presiones mayores a 300 atm, el costo por unidad de masa de GNL aumenta.

Entonces, para  $p_a=200$  atm y  $p_b=4$  atm, se licua el 19,9 % del gas comprimido a un costo de \$0,33 por kg. Un 60 % de este valor proviene de la materia prima y el restante 40 % de la energía consumida por el compresor.

Surgió la inquietud de responder cómo varía el costo de producción si cambia la presión a la cual el gas se expande ( $p_b$ ).

Manteniendo  $p_a$  fija ( $=200$  atm) se varió  $p_b$  para el caso de metano puro. En la fig. 2.5 se observa la variación del factor de mérito \$/Kg.

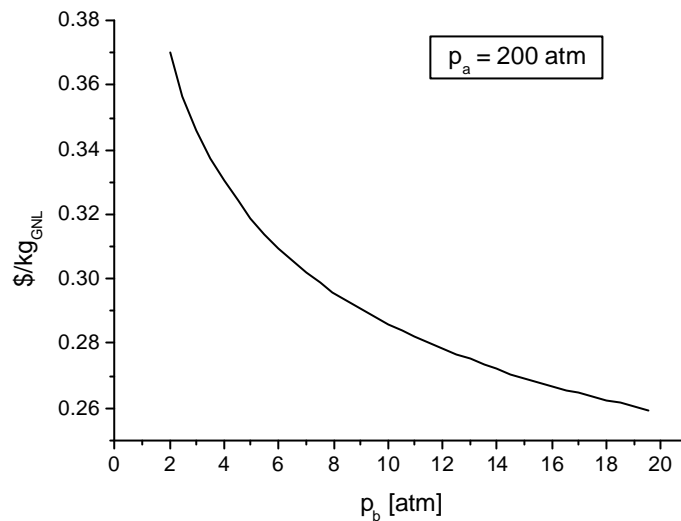


Figura 2.5. Costo del GNL en función de  $p_b$  ( $p_a = 200$  atm).

Vemos que al aumentar la presión a la cual se expande el gas disminuye el costo de producción. Sin embargo este costo no varía demasiado (de \$0,33 a \$0,26 entre 4 y 20 atm). Además, al aumentar  $p_b$ , se hacen necesarios tanques de almacenamiento más robustos. Se consideró que la poca disminución en el costo de producción no justifica las dificultades adicionales que trae consigo el manejo de gas líquido a presiones mayores a 4 atm especialmente si se piensa en impulsar un vehículo con GNL.

### 2.3 Proceso de expansión isoentrópico.

El método de cálculo tiene gran similitud con el descrito en la sección anterior.

Se define un título  $x = \frac{s_{\text{exp}} - s_f(p_b)}{s_g(p_b) - s_f(p_b)}$ .

Se varía el valor de  $x$  hasta conseguir  $e_{\text{int}} = \frac{h_{\text{exp}} - h_0}{x(h_{\text{max}} - h_4)}$  igual al valor de diseño.

Se fija un valor de  $x$  y se calcula

$$q_{\text{max}} = x_{\text{guess}}(h_{\text{max}} - h_4) \text{ donde } h_{\text{max}} = h(p_b, T_a) \text{ y } h_4 = h_g(p_b)$$

Por la definición de la eficiencia del intercambiador

$$q = q_{\text{max}} e_{\text{int}}$$

donde  $q$  es el calor intercambiado efectivamente por ambas ramas del intercambiador.

Entonces, si se conoce la entalpía de entrada a la rama caliente del intercambiador  $h_0 = h(p_a, T_a)$  se puede calcular la entalpía a la salida de la rama caliente del intercambiador

$$h_{\text{exp}} = h_0 - q$$

La entropía de la expansión se puede calcular ya que se conocen dos variables de estado del punto 1  $s_{exp} = f(p_a, h_{exp})$

Se verifica si  $x_{guess} = \frac{s_{exp} - s_f(p_b)}{s_g(p_b) - s_f(p_b)}$ . Si no se verifica, se prueba con otro valor de  $x_{guess}$ .

El criterio de elección de la variable de mérito es exactamente igual al de la sección precedente. La misma se puede observar en la fig. 2.6,

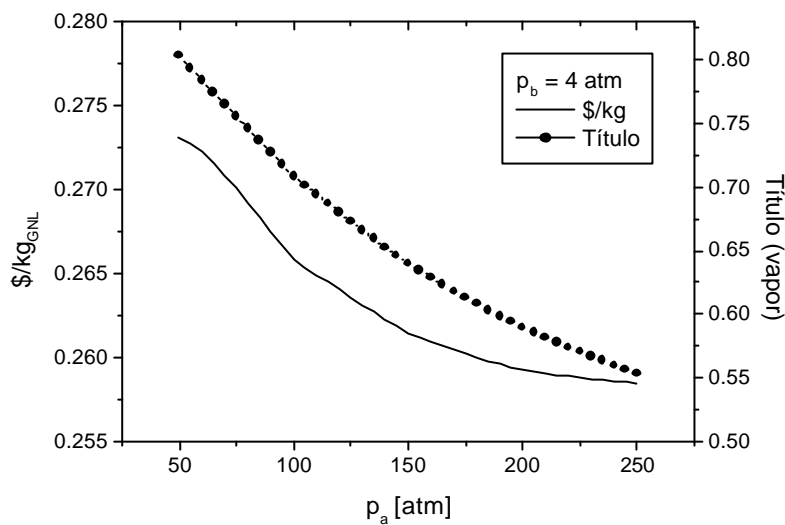


Figura 2.6. Costo del GNL y título después de una expansión isoentrópica en función de  $p_a$  ( $p_b = 4$  atm).

Nuevamente el mínimo de \$/kg se obtiene para presiones del orden de 250 atm y otra vez fijamos el límite máximo para la presión de compresión en 200 atm.

Para  $p_a=200$  atm y  $p_b=4$  atm, se licua el 41,1 % del gas comprimido (recordar que para un proceso isoentálpico se licua solamente el 19,9 %).

En cuanto al costo del kg de GNL, para una expansión isoentrópica resulta \$ 0,26 mientras que para una expansión isoentálpica este valor es \$ 0,33 para  $p_a=200$  atm.

Es evidente que una expansión isoentrópica presenta ventajas frente a una isoentálpica cuando se comprime el gas hasta 200 atm. Sin embargo, la verdadera conveniencia de la primera consiste en la posibilidad de obtener altas fracciones de condensado cuando se expande el gas desde presiones menores. Por ejemplo, al expandir el gas desde 60 atm con una expansión isoentrópica se obtiene una fracción de condensado del 21,7 % mientras que una expansión isoentálpica no produce gas licuado (por consideraciones termodinámicas). De esta forma, si se quisiera producir GNL utilizando como fuente un gasoducto troncal (presión 60 atm), no habría más remedio que utilizar una expansión isoentrópica si no se quiere comprimir previamente el gas.

# Capítulo 3

## Estación de Carga. Cálculos adicionales.

Para mejorar los cálculos simplificados del capítulo anterior, se propone, en primer lugar, abandonar la suposición de que el gas está compuesto únicamente por metano. El segundo componente del gas natural en importancia es el etano ( $C_2H_6$ ). La inclusión de los demás componentes de la mezcla no se realizará en este trabajo ya que, según se cree, representan una fracción muy baja para modificar significativamente los resultados.

En este capítulo se detalla además el cálculo del intercambiador de calor de la instalación.

### 3.1 Expansión isoentálpica

La descripción del proceso es similar a la que se hizo en el capítulo anterior con la diferencia que a la salida del intercambiador de calor hay una fracción de etano que se encuentra en estado líquido (debido a su mayor temperatura de ebullición) y se podría quitarlo del flujo mediante un primer separador ciclónico antes de la expansión.

Se eligió la variable de mérito como se hizo en todos los casos hasta ahora. La diferencia es que en este caso es el costo del kg de mezcla de GNL (tanto metano como etano sin distinguir de cuál separador ciclónico provienen). Otra variable de mérito posible hubiera sido el costo por unidad de energía, sin embargo, no habrá gran diferencia ya que los calores de combustión por unidad de masa del metano y el etano son muy parecidos (50050 kJ/kg para el metano y 47500 kJ/kg para el etano<sup>[20]</sup>).

El modelo de compresor también es similar. Sólo queda comprobar la validez del tratamiento de la mezcla como gas ideal. Para ello se utilizó el método de los factores de compresibilidad.

En primer lugar se evaluaron la temperatura y presión críticas de la mezcla usando la regla de Kay (~10% error)  $P_{cr,m} = \sum y_i P_{cr,i}$   $T_{cr,m} = \sum y_i T_{cr,i}$  donde  $y_i$  es la fracción molar del componente  $i$  y  $P_{cr,i}$  y  $T_{cr,i}$  la presión y temperatura crítica del componente  $i$ .

Para una mezcla típica (93% metano y 7% etano) resulta  $P_{cr,m}=45\text{atm}$  y  $T_{cr,m}=195\text{K}$ .

El factor de compresibilidad varió entre 0,96 y 1,04. Por lo tanto no se comete un error grande al tratar a la mezcla de metano y etano como gas ideal en la etapa de compresión.

En la fig. 3.1 se muestra el sector del circuito relevante para el cálculo,

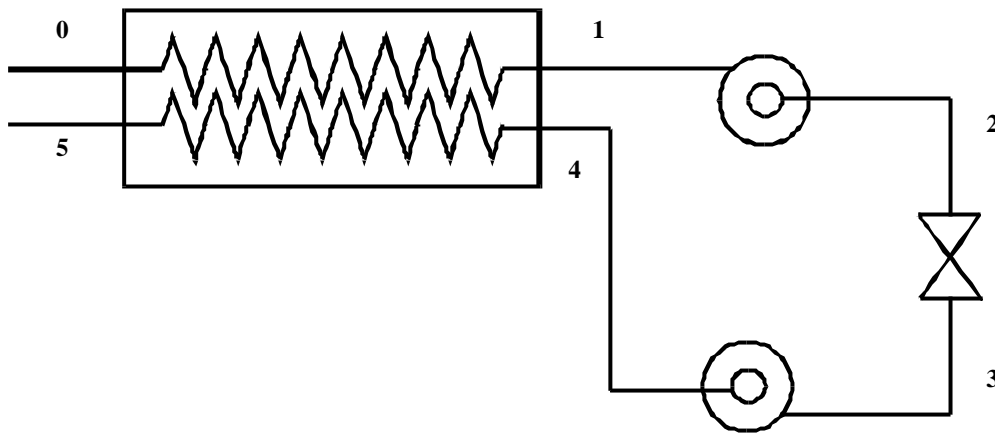


Figura 3.1. Sector de interés para el cálculo.

Si se considera al gas como una mezcla de metano y etano con una fracción másica de metano  $mf_{met}$  y una fracción másica de etano  $mf_{et}$  se puede calcular la composición del gas en los distintos sectores del circuito en función de las eficiencias de separación de los separadores  $\epsilon_a$  y  $\epsilon_{met}$ .

La relación entre los caudales que circulan por la rama fría y la rama caliente del intercambiador de calor es

$$\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_h} = (1 - mf_{etil}^{(3)} e_{met} - mf_{metl}^{(3)} e_{met}) (1 - mf_{etil}^{(1)} e_{et})$$

donde  $mf_{etil}^{(3)}$  es la fracción de masa de etano líquido en el punto 3 y  $mf_{metl}^{(3)}$  es la fracción de masa de metano líquido en el mismo punto.

La eficiencia del intercambiador se calcula

$$e_{int} = \frac{h_1 - h_0}{\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_h} (h_{max} - h_4)}$$

donde  $h_{max}$  es la máxima entalpía que podría alcanzar la rama fría (si el intercambiador de calor tuviera longitud infinita) y se calcula

$$h_{max} = mf_{met}^{(5)} h_{met}(mf_{met}^{(5)} p_b, T_a) + mf_{et}^{(5)} h_{et}(mf_{et}^{(5)} p_b, T_a)$$

Hay dos condiciones que se deben cumplir para la convergencia del cálculo:

- $e_{int} = 0,88$  por diseño.
- $h_2 = h_3$  para que la expansión sea isoentálpica.

Para que esto ocurra, se realiza el cálculo en forma iterativa como se indica a continuación:



Primero se fija T1.

A continuación se busca el valor de x tal que  $h_2=h_3$ .

Se calcula  $\epsilon_{int}$  y se cambia el valor de T1 hasta que  $\epsilon_{int}=0,88$ .

La variable de mérito se muestra en la fig. 3.2 para el caso de una mezcla de 93% de metano y 7% de etano y su comparación con los resultados obtenidos para metano puro. Se muestran dos curvas para la mezcla. En ambas curvas  $\epsilon_{met} = 1$ . La diferencia entre ellas está dada por el valor de  $\epsilon_{et}$ .

Nuevamente se consideró que el costo del gas viene dado únicamente por el costo de la materia prima y por el consumo eléctrico del compresor.

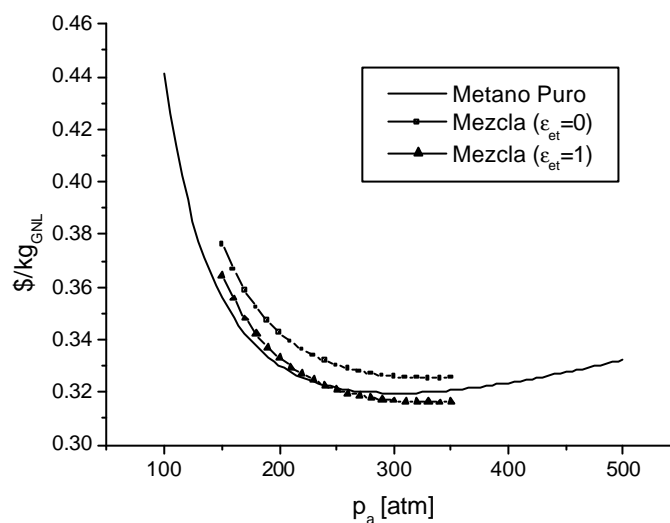


Figura 3.2. Costo del GNL en función de p<sub>a</sub> (p<sub>b</sub> = 4atm) para una mezcla 93 % metano y 7% etano y para distintas eficiencias de separación del separador de etano.

Cabe aclarar que en el caso  $\epsilon_{et} = 1$ , no resulta posible almacenar en un mismo contenedor al metano y al etano separado por el primer separador, ya que se encuentran a distinta temperatura y a distinta presión. Si se pretendiera almacenar ambas especies en un mismo contenedor sería necesario subenfriar el etano y por ende eliminar el primer separador ( $\epsilon_{et} = 0$  en los cálculos)

Por último, con p<sub>a</sub>=200atm y p<sub>b</sub>=4atm se observó el comportamiento de la variable de mérito al variar las eficiencias de separación de los separadores. Este comportamiento está representado en la fig. 3.3.

De la figura se desprenden dos conclusiones. En primer lugar, al eliminar el primer separador ( $\epsilon_{et}=0$ ) el costo del gas líquido no aumenta demasiado. Este pequeño aumento es admisible a cambio de no tener que lidiar con las complicaciones que trae aparejadas un separador ciclónico funcionando a alta presión.

El motivo de esto es que en el punto 1, la presión de vapor de etano es muy elevada. Entonces, aunque el separador fuera ideal, estaría pasando un porcentaje importante (~40%) de etano en estado gaseoso a la válvula de expansión

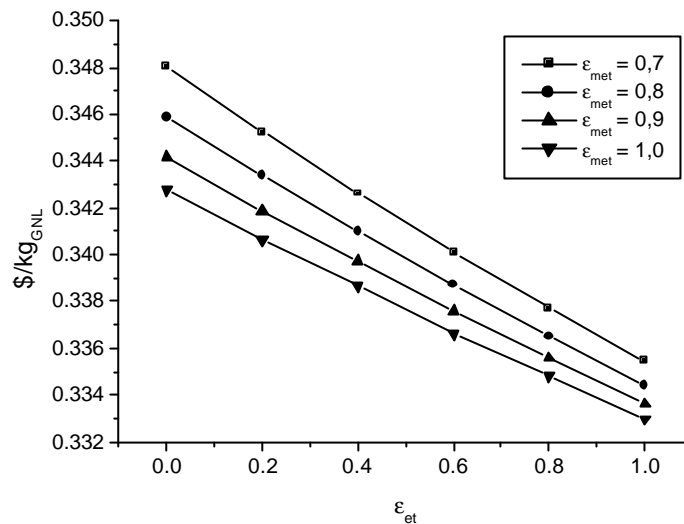


Figura 3.3. Costo del GNL en función de las eficiencias de separación de los separadores para el caso  $p_a = 200 \text{ atm}$  y  $p_b = 4 \text{ atm}$ .

El otro resultado importante es que al disminuir la eficiencia de separación del segundo separador el costo del gas no se eleva demasiado (al menos en el rango  $0,7 < \epsilon_{met} < 1$ ). Esto muestra que el diseño del separador no es tan crítico como se había pensado originalmente.

Esto se debe a que al disminuir  $\epsilon_{met}$ , ingresa más gas en estado líquido a la rama fría del intercambiador, lo que produce una disminución en  $h_f$ . Como en los cálculos se trabaja con eficiencia del intercambiador constante, una disminución en  $h_f$  produce a su vez una disminución en  $h_b$ , que en definitiva aumenta la fracción de gas condensado después de la expansión contrarrestando en parte el efecto de la baja eficiencia del segundo separador.

### 3.2 Cálculo del intercambiador de calor

Se utilizó el método NTU.

Para un intercambiador con flujos en contracorriente<sup>[19]</sup>,

$$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln \left( \frac{e - 1}{e C_r - 1} \right)$$

donde  $C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{\dot{m}_c c_{p,c}}{\dot{m}_h c_{p,h}}$  y  $e = \frac{q}{q_{\max}}$ .

El área de intercambio se calcula  $A = \frac{NTU \cdot C_{\min}}{U}$  donde U es el coeficiente de transferencia térmica total. Es decir, el NTU es un área de intercambio adimensionalizada.

Los cálculos simplificados dan una idea aproximada de cuáles serán las temperaturas de salida de la rama caliente y de la rama fría del intercambiador. Como las temperaturas de entrada son conocidas, se puede elegir una temperatura media para evaluar las propiedades de la mezcla.

Las propiedades del gas que circula por la rama caliente salen de considerar una mezcla homogénea a la temperatura media de la rama. En la rama fría se evaluaron las propiedades como si fuera metano puro a la temperatura media de la rama (se hizo de esta forma ya que la fracción de etano que circula por esa rama es muy baja).

Con esas propiedades (en particular con los calores específicos) se calcula  $C_r = 0,45$ . En la fig. 3.4 se grafica  $NTU = f(\epsilon_{\text{int}}, C_r=0,45)$ .

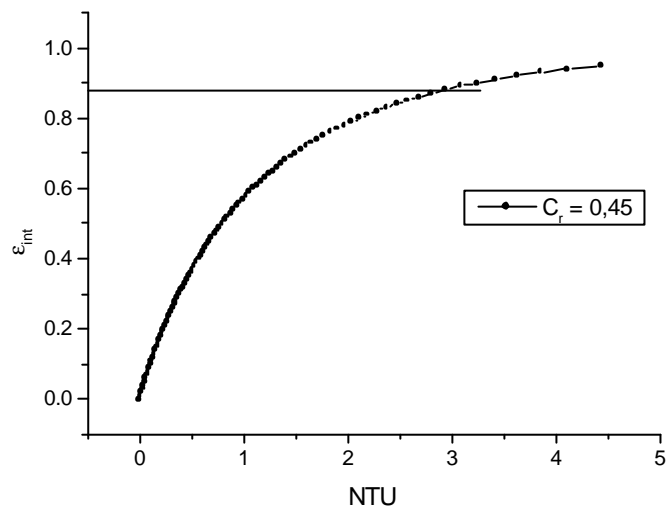


Figura 3.4. NTU en función de  $\epsilon_{\text{int}}$  y  $C_r = 0,45$  para un intercambiador en contracorriente.

Se puede observar cómo, llegado a un cierto valor de eficiencia, un pequeño incremento de  $\epsilon_{\text{int}}$  produce un aumento importante del NTU, y por lo tanto, de las dimensiones del intercambiador. Este es el motivo por el cuál se tomó como valor de diseño para el intercambiador  $\epsilon_{\text{int}} = 0,88$ .

En la fig. 3.5 se observa un corte transversal del intercambiador. El mismo consta de 6 tubos a través de los cuales circula el gas caliente a 200 atm. Los tubos se encuentran en el interior de una carcasa. Entre los tubos y la carcasa circula el gas frío en contracorriente.

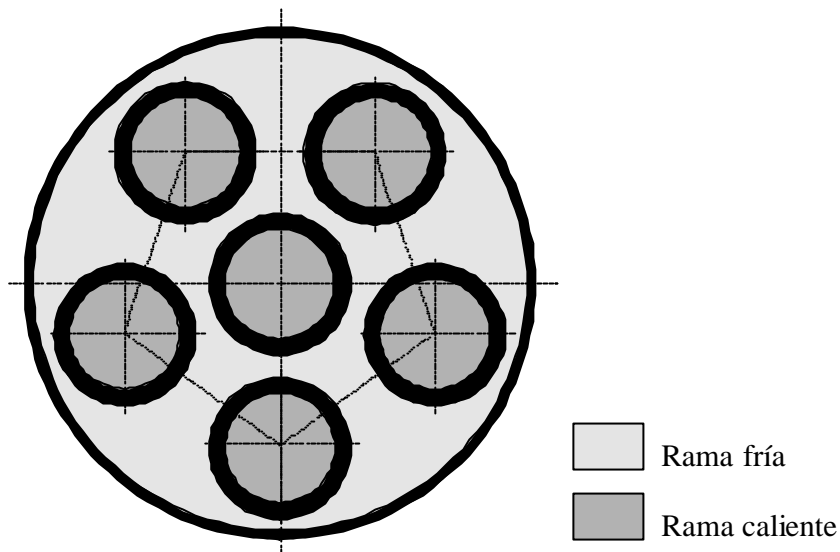


Figura 3.5. Sección transversal del intercambiador de calor.

En la tabla T3.1 se detallan las dimensiones del intercambiador.

Tabla T3.1. Dimensiones de la sección del intercambiador de calor.

|                                    |       |
|------------------------------------|-------|
| Diámetro interior de los tubos [m] | 0,02  |
| Espesor de los tubos [mm]          | 3     |
| Diámetro interno carcasa [m]       | 0,075 |
| Espesor carcasa [mm]               | 3     |

Esta geometría está pensada para que la velocidad de la rama fría sea muy elevada, de esta forma disminuye la resistencia térmica por convección del lado frío que en otras geometrías consideradas resultaba muy elevada y por ende era la responsable de las grandes dimensiones de los intercambiadores.

Hasta ahora, todos los cálculos termodinámicos se habían realizado sin tener en cuenta el caudal de gas que circulaba por el circuito. Este no es el caso del cálculo del intercambiador de calor donde el caudal es la variable más relevante.

Debido a que el caudal es propio de cada compresor, se realizaron los cálculos con el caudal como parámetro. Caudales de compresores varían entre 500 y 1000 Nm<sup>3</sup>/hr, llegando en casos excepcionales hasta 2000 Nm<sup>3</sup>/hr. [13-15]

Debido a la elevada velocidad del gas en la rama fría, se pueden llegar a producir pérdidas de carga elevada en esta rama, que aumenta la presión a la que se deberá almacenar el GNL.

En la fig. 3.6 se observa la longitud de intercambiador necesaria para alcanzar  $\epsilon_{int}=0,88$  y la pérdida de carga en la rama fría en función del caudal de la rama caliente (o del caudal del compresor) para  $\epsilon_{et}=0$  y  $\epsilon_{met}=0,8$ .

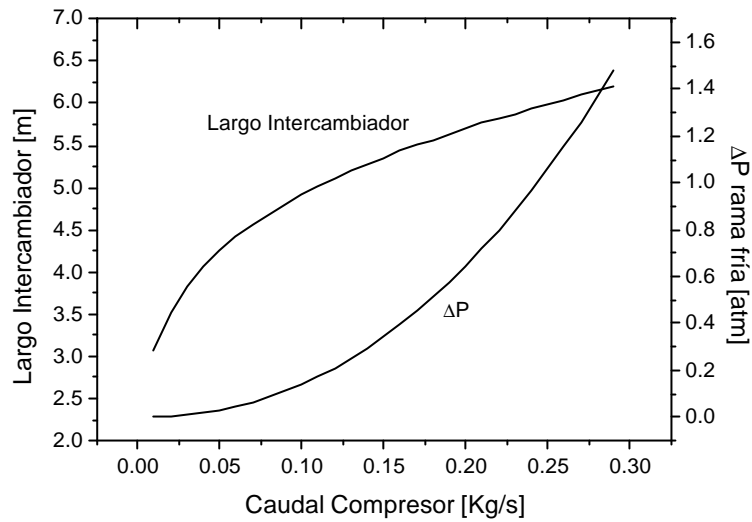


Figura 3.6. Largo y caída de presión en la rama fría del intercambiador de calor en función del caudal del compresor para  $\epsilon_{et} = 0$  y  $\epsilon_{met} = 0,8$  (Expansión isoentálpica).

Para un dado caudal, el GNL se encontrará a una presión  $p_b + \Delta p$ . Se deben recalculer el título y el costo unitario.

En la fig. 3.7 se grafica el largo del intercambiador de calor en función de las eficiencias de los separadores para el caso particular de un caudal de compresor de 0,18 kg/s.

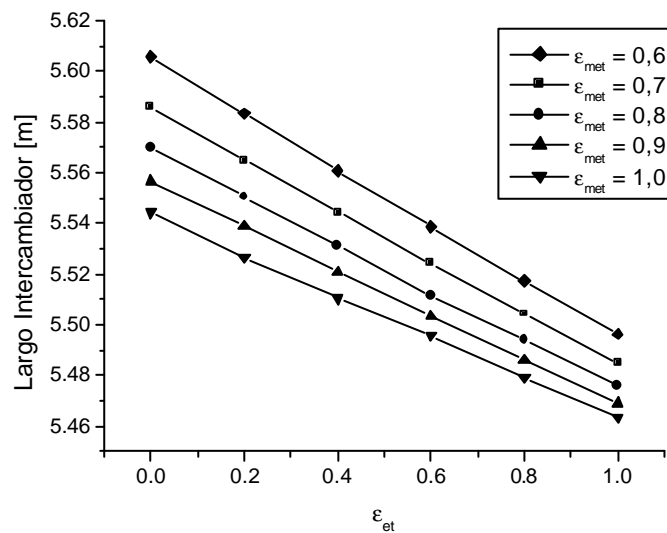


Figura 3.7. Largo del Intercambiador en función de  $\epsilon_{et}$  y  $\epsilon_{met}$  para un caudal de compresor de 0,18 kg/s.

Si bien tanto en la rama fría como en la rama caliente hay un sector donde el flujo es bifásico, se consideró que el gas se encontraba en estado gaseoso para hacer los cálculos, ya que de esta forma se simplifican bastante y en última instancia se obtienen resultados conservativos proveniente del menor coeficiente de transferencia térmica del gas respecto al líquido.

Para el caso de expansión isoentrópica, la principal diferencia es el caudal que circula por la rama fría, ya que hay una mayor fracción de gas que se condensa. Esto produce un valor de  $C_r = 0,33$ . Los resultados de este cálculo se aprecian en la fig. 3.8

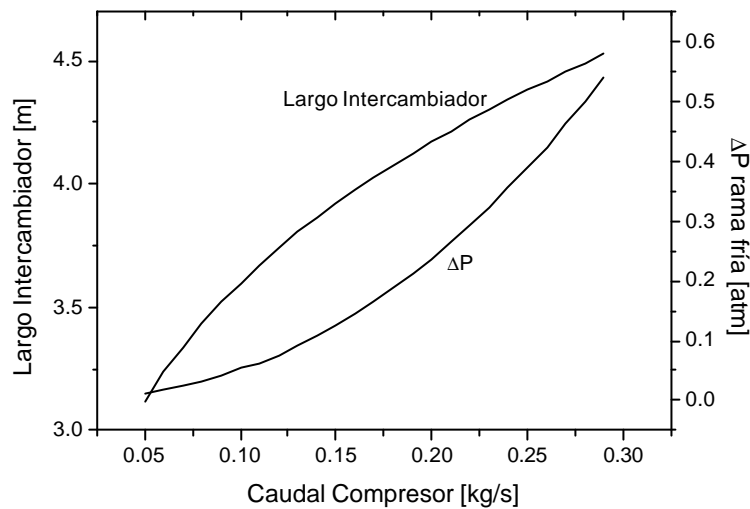


Figura 3.8. Largo y caída de presión en la rama fría del intercambiador de calor en función del caudal del compresor para  $\epsilon_{et} = 0$  y  $\epsilon_{met} = 0,8$  (Expansión isoentrópica).

Si se elige la misma eficiencia del intercambiador que en el cálculo isoentálpico, disminuye el valor de NTU por la disminución de  $C_r$  y por ende disminuye la longitud del intercambiador. También disminuye la caída de presión en la rama fría debido a que un menor caudal de gas circula por esta rama.

El diámetro exterior de los tubos se calculó con la ecuación para recipientes de presión cilíndricos de pared gruesa<sup>[17]</sup> con  $\sigma = 100$  Mpa (Acero<sup>[18]</sup>).

$$D_e = \sqrt{\frac{(p + s)D_i^2}{s - p}} \text{ donde } p \text{ es la presión interna del tubo.}$$

# Capítulo 4

## Expansión

En el presente capítulo se diseña el dispositivo en el cuál se produce la expansión del gas. Se analizan dos posibles casos: producir la expansión del gas mediante una obstrucción localizada o mediante una tobera.

### 4.1 Proceso isoentálpico

#### 4.1.1 Efecto Joule – Thomson<sup>[24]</sup>.

Si se coloca un obstáculo en un conducto a través del cual circula un fluido, de tal forma que causa una reducción en el área de paso del conducto, la presión del fluido aguas abajo de la restricción será menor a la presión aguas arriba. Una restricción con las características mencionadas recibe el nombre de resistencia localizada. El efecto de la caída de presión del fluido a causa de una resistencia localizada se conoce como estrangulamiento.

Considerar un fluido que circula a través de una tubería en la cual hay una resistencia localizada tal como el orificio representado en la fig. 4.1.

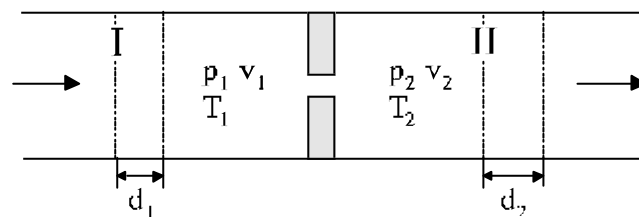


Figura 4.1. Esquema de un conducto con una resistencia localizada a través del cual circula un fluido.

Se supone que la sección transversal de la tubería es igual antes y después del orificio, lo cual hace posible ignorar el cambio de energía potencial del fluido. Además, no se agrega ni se quita calor del fluido en el proceso, es decir, se supone que las paredes de la tubería están cubiertas por un material aislante ideal.

Considerar la masa confinada por las secciones I y II en la fig.4.1 en un dado momento. Dado que el fluido está en movimiento, la masa de fluido considerada se mueve a lo largo de la tubería. El área de la tubería se denota por  $A$ . La presión, volumen

específico y temperatura se denotan por  $p$ ,  $v_1$  y  $T_1$  antes del orificio y por  $p_2$ ,  $v_2$  y  $T_2$  después del mismo.

Después de un cierto tiempo, la masa considerada se desplazó una distancia  $d_1$  aguas abajo del orificio y una distancia  $d_2$  aguas arriba del mismo. Siempre que la presión y la densidad sean menores después del orificio que antes del mismo, se cumplirá  $d_2 > d_1$ .

Para desplazar la masa aguas abajo del orificio una distancia  $d_1$  es necesario realizar un trabajo  $W_1 = p_1 d_1 A$ . Pero como  $d_1 A = v_1 m$ , resulta

$$W_1 = p_1 v_1 m$$

De la misma manera, el trabajo realizado por el fluido aguas arriba del orificio es

$$W_2 = p_2 v_2 m$$

Entonces, a medida que la masa confinada en la región comprendida entre las secciones I y II es desplazada, en un cierto tiempo se realiza un trabajo

$$W = W_2 - W_1 = (p_2 v_2 - p_1 v_1) m \quad (4.1)$$

Este trabajo, gastado para sobrepasar la resistencia local, se convierte en calor. Como el proceso es adiabático, el trabajo puede ser realizado únicamente a costas de una disminución de la energía interna del sistema. De esta forma

$$W = (u_2 - u_1) m \quad (4.2)$$

donde  $u_1$  y  $u_2$  son la energía interna por unidad de masa del fluido antes y después del orificio.

Igualando la ec.(4.1) y la ec.(4.2) se obtiene  $u_1 + p_1 v_1 = u_2 + p_2 v_2$ , o lo que es lo mismo

$$h_1 = h_2 \quad (4.3)$$

La ec.(4.3) muestra que la entalpía de un fluido que sufre un estrangulamiento adiabático es la misma antes y después de una resistencia local, donde se puso como única condición que las paredes de la tubería estén aisladas térmicamente.

Por esto último consideramos (suponiendo que la tubería estará bien aislada) que el proceso de expansión isoentálpica es el que produce la menor fracción de gas condensado ya que es el que produce las mayores irreversibilidades.

Por el contrario, el proceso sin irreversibilidades es el isoentrópico.

Por eso se dijo en el capítulo 2 que el proceso de expansión estaría en algún punto intermedio entre estos dos casos extremos.

## 4.2 Proceso isoentrópico

### 4.2.1 Sección convergente<sup>[24]</sup>

Un fluido puede ser acelerado, y por consiguiente, expandido mediante una tobera convergente.

Considerar un proceso reversible, es decir, adiabático y sin fricción, donde hay un gas fluyendo a través de una tobera conectado a un reservorio de gran capacidad de tal manera que se pueda asegurar un caudal de gas estable a través de la tobera (fig. 4.2).



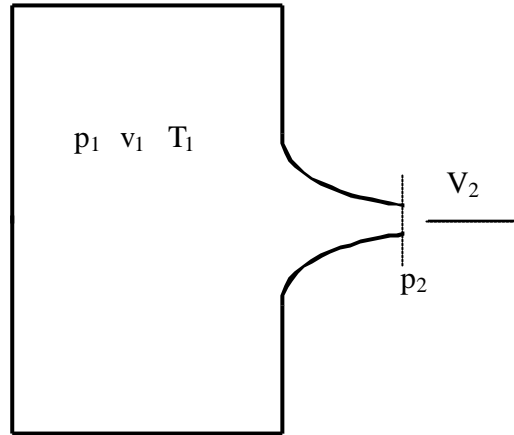


Figura 4.2. Esquema de un flujo de gas fluyendo a través de una tobera convergente desde un reservorio de gran capacidad.

Los parámetros del gas en el reservorio se denotan por  $p_1$ ,  $v_1$  y  $T_1$ , y la presión del gas a la salida de la tobera se denomina  $p_2$ .

La velocidad del gas a la entrada de la tobera es  $V_1$ . Se desea conocer la velocidad del gas a la salida de la tobera  $V_2$  en función de los parámetros conocidos  $v_1$ ,  $p_1$ ,  $v_1$  y  $p_2$ .

La primera ley de la termodinámica, sin diferencia de nivel y con fluido que no realiza trabajo mecánico toma la forma

$$dq = dh + VdV \quad (4.4)$$

La ec.(4.4) indica que el calor que ingresa al fluido o el calor que entrega el fluido ( $q$ ) se utiliza para cambiar la entalpía ( $h$ ) del mismo y para cambiar la velocidad del flujo ( $V$ ). Si el flujo es adiabático ( $dq = 0$ ), la ec.(4.4) se reduce a  $dh + VdV = 0$ .

Integrando y reordenando se llega a  $V_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2) + V_1^2}$ .

Otra forma de calcular  $V_2$  proviene del hecho que  $VdV = -vdp$  y por ende

$$V_2 = \sqrt{2 \int_{p_2}^{p_1} v \cdot dp + V_1^2}.$$

Para un gas ideal se cumple  $v = \frac{p_1^{1/k}}{p^{1/k}} v_1$  donde  $k$  es la relación entre calores específicos, y si además se cumple  $V_1 \ll V_2$

$$V_2 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (4.5)$$

De la ec.(4.5) se deduce que  $V_2$  aumentará al disminuir la relación  $p_2/p_1$ .

El caudal másico  $\dot{m}$  que circula a través de la tobera se calcula

$$\dot{m} = \frac{V_2 A_2}{v_2} = \frac{V_2 A_2}{v_1} \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{1/k} = A_2 \cdot \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (4.6)$$

Con la ec. (4.6) se puede resolver el problema de encontrar el área de salida de la tobera  $A_2$  que permite la circulación de un dado flujo másico  $\dot{m}$  a través de la misma para un gas ideal con propiedades de entrada y salida dadas.

La dependencia de  $\dot{m}$  con  $\psi = p_2/p_1$  se observa en la fig. 4.3 para dos valores de área de garganta y con  $k = 2,25$ .

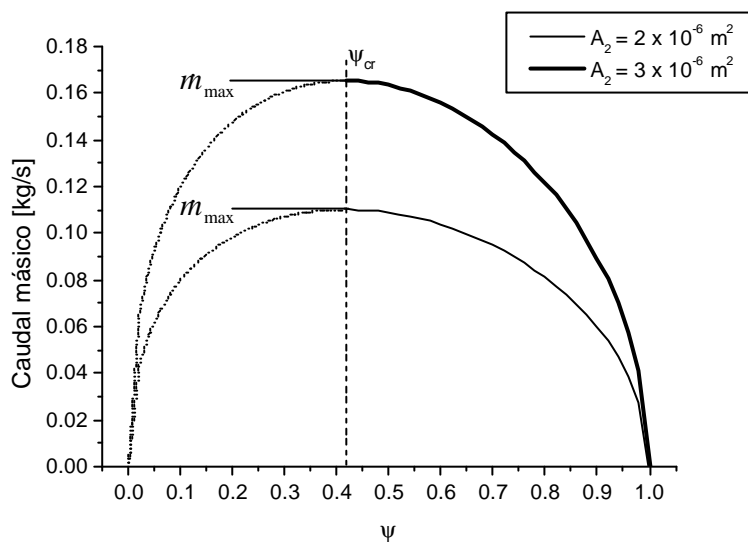


Figura 4.3. Variación del caudal másico en función de  $\psi$  en una tobera convergente.

Para valores de  $\psi$  entre 1 y  $\psi_{cr}$  se cumple la ec. (4.6). Sin embargo, para  $\psi < \psi_{cr}$ , el valor de  $\dot{m}$  permanece constante e igual a  $\dot{m}_{max}$ .

Derivando la ec. (4.6) e igualando a cero se encuentra  $\psi_{cr} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$  y

$$\dot{m}_{max} = A_2 \cdot \sqrt{2 \frac{k}{k+1} \frac{p_1}{v_1} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}} \quad (4.7)$$

Las condiciones de entrada a la tobera son  $p_1 = 200$  atm y  $T_1 = 244$ K. La condición de salida es  $p_2 = 4$  atm. El caudal que debe circular por la tobera es  $\dot{m} = 0,18$  kg/s. El valor de  $k$  que se utilizó fue el correspondiente a las condiciones de entrada ( $k = 2,25$ ).

Con estos valores se obtiene  $\psi_{cr} = 0,417$  y presión crítica  $p_{cr} = 83,4$  atm, es decir, se alcanza velocidad sónica en la garganta. Entonces se debe calcular el área de la garganta de

la tobera para que circule  $m_{\max}$  a través de la misma haciendo uso de la ec.(4.7). El diámetro de la garganta debe ser  $D_2 = 2,07$  mm.

El valor de  $k$  se consideró constante (como si fuera gas ideal), sin embargo, una inspección a los valores para gas real muestran una variación del valor de  $k$  desde 2,25 a 4,5 entre 200 y 80 atm. Por eso se dejó de lado la hipótesis de gas ideal.

Para predecir el caudal másico máximo que circula a través de una tobera sin hacer la hipótesis de gas ideal, es necesario calcular las propiedades críticas a la salida de la tobera:  $p^*$  y  $v^*$ . A partir de estas propiedades se calcula

$$\dot{m}_{\max} = \frac{V^* A^*}{v^*} \quad (4.8).$$

Para calcular la presión crítica  $p^*$  de un gas real se siguió el siguiente procedimiento : Se calcula el valor de la velocidad de salida de la tobera  $V_2$  para distintos valores de  $p_2$  para las condiciones de entrada  $p_1$  y  $T_1$ . Como se asume un proceso reversible y adiabático, el proceso es a su vez isoentrópico. Entonces, para una dada  $p_2$  y conociendo el valor de la entropía en el punto 2 ( $s_2 = s_1$ ) se puede determinar la entalpía del punto 2 ( $h_2$ ). Nuevamente, para el caso  $V_1 \ll V_2$ ,  $V_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)}$ . De esta manera se encuentra  $V_2$  en función de  $p_2$ .

El valor de la velocidad del sonido ( $a$ ) en el gas para cada punto 2 considerado se obtiene de tablas<sup>[21]</sup>. El valor de  $p_2$  para el cual  $V_2 = a$  es la presión crítica  $p^*$ .

En la fig 4.4 se puede observar la velocidad de salida de la tobera convergente en función de la presión a la salida de la misma y la velocidad del sonido para cada presión considerada.

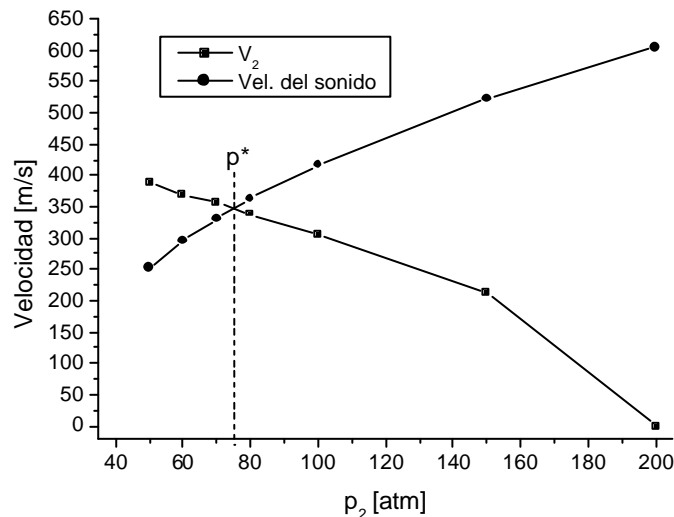


Figura 4.4. Velocidad del gas en expansión y velocidad del sonido para distintos valores de presión aguas abajo.

La presión crítica es la presión para la cuál se igualan la velocidad de salida de la tobera y la velocidad del sonido. En la gráfica se observa  $p^* = 75 \text{ atm}$  (algo menor a la obtenida con la hipótesis de gas ideal) y  $V^* = 347 \text{ m/s}$ .

El valor del área de la garganta ( $A^*$ ) se calcula mediante la ec. (4.8). Considerando que la garganta tiene forma circular se obtiene  $D^* = 1,95 \text{ mm}$ .

#### 4.2.2 Sección divergente<sup>[22,23]</sup>

En una tobera convergente, la presión de salida no puede ser menor a  $p^*$  ya que la garganta se encuentra choqueada, es decir, la garganta permanece sónica y no puede enviar señales aguas arriba para influenciar las condiciones del flujo.

Si lo que se busca es una presión de salida menor, y que el comportamiento de la tobera sea isoentrópico, se debe recurrir a una tobera convergente-divergente.

Cuando se alcanza condición sónica en la garganta, para una dada área de salida de la tobera  $A_e$  se pueden dar dos condiciones a la salida: flujo subsónico o flujo supersónico dependiendo de la relación  $p_e/p_1$ . En este caso, dado que  $p_e < p^*$ , la condición a la salida será de flujo supersónico, y se deberá calcular  $A_e$  para que  $p_e = 4 \text{ atm}$ .

Entonces, a partir de las propiedades en la garganta de la tobera ( $p^*, V^*$ ), se desea calcular el área de salida  $A_e$  necesaria para que la presión  $p_e = p_b$  (presión hasta la cuál se desea expandir el gas)

Para ello se utilizó la ecuación de energía para estado estacionario y despreciando los cambios en energía potencial que se reduce a

$$h + \frac{V^2}{2} = cte$$

Esto se debería mantener para flujo adiabático de cualquier fluido compresible fuera de la capa límite.

Diferenciando la ecuación anterior  $dh + VdV = 0$ .

Si se considera el proceso isoentrópico  $dh = -\frac{dp}{r}$ .

Combinando ambas ecuaciones,

$$\frac{dp}{r} + VdV = 0 \tag{4.9}$$

Esta ecuación relaciona el cambio de presión con el cambio de velocidad del gas. Entonces, si se pudiera conocer la velocidad a la salida  $V_e$ , y conociendo el caudal de la mezcla líquido – gas  $\dot{m}$ , se podría calcular el área de salida haciendo uso de la ecuación de

continuidad  $A_e = \frac{\dot{m}}{r_e V_e}$ .

Integrando la ec. (4.9) entre la garganta y la salida se obtiene

$$V_e^2 = V^{*2} + \int_{p_e}^{p^*} \frac{dp}{r(p)}. \tag{4.10}$$

Resulta claro que la velocidad aumentará a medida que disminuya la presión ya que la integral en la ec. (4.10) es siempre positiva.

Se debe construir la función  $\rho = \rho(p)$  para el proceso isoentrópico, es decir, conociendo el valor de la entropía a la cuál se lleva a cabo el proceso, encontrar la densidad para cada valor de la presión.

Para el valor de entalpía del proceso considerado  $s_{exp}=2,6815 \text{ J/gK}$ , el gas alcanza la saturación a 45,2 atm. A partir de ese punto se debe establecer un modelo para poder evaluar la densidad de la mezcla. En primera instancia, se utilizó un modelo homogéneo, es decir,

$r_{mezcla}(p) = x(p)r_g(p) + [1 - x(p)]r_f(p)$  donde  $\rho_g(p)$  y  $\rho_f(p)$  son las densidades del vapor y líquido saturados a presión  $p$  y  $x(p)$  es el título que se calcula  $x(p) = \frac{s_{exp} - s_f(p)}{s_g(p) - s_f(p)}$ .

En la fig. 4.5 se puede observar el valor de la función  $v(p)=1/\rho(p)$  construida según lo explicado anteriormente.

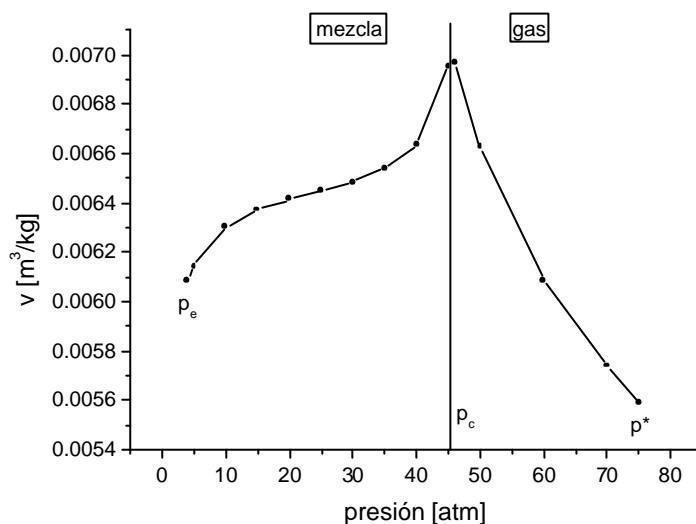


Figura 4.5. Variación del volumen específico del gas en función de la presión para una expansión isoentrópica con  $s = 2,6815 \text{ J/gK}$

En la figura resalta el cambio de pendiente que muestra la curva a la presión a la cuál el gas comienza su condensación. Por debajo de  $p_c$  la densidad de la mezcla aumenta al disminuir la presión. Con el conocimiento de la variación de la densidad en función de la presión se puede calcular la variación de la velocidad y el diámetro de la tobera en función de la presión. Esto último se muestra en la fig. 4.6.

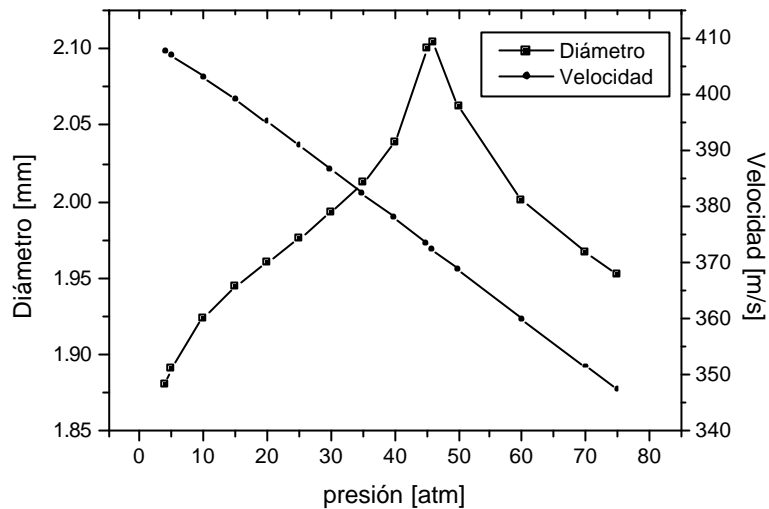


Figura 4.6. Diámetro de la sección divergente de la tobera y velocidad del gas en función de la presión para que el proceso sea isoentrópico.

Vemos que el diámetro de la tobera aumenta a medida que disminuye la presión tal como se esperaría en una tobera convergente–divergente. Sin embargo, al comenzar la condensación (~45 atm) el diámetro comienza a disminuir debido a que la densidad de la mezcla no disminuye más rápidamente que el aumento de velocidad (en este caso es aún peor ya que la densidad en realidad aumenta).

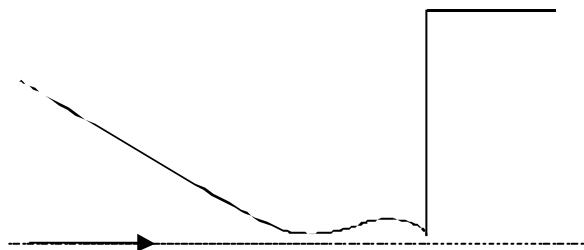


Figura 4.7. Perfil de la tobera.

En definitiva, se debe disminuir el diámetro desde el diámetro del tubo de salida del intercambiador de calor hasta el diámetro de la garganta mediante un conducto cónico con un ángulo de 24° aproximadamente, empalmado con la garganta. Luego comienza la sección convergente de la tobera. Al comenzar la condensación del gas es necesaria una reducción del diámetro para mantener la entropía del proceso constante.

La salida de la tobera está conectada al tubo de entrada del separador ciclónico. Se diseñó la tobera para que la presión de salida de la misma sea igual a la presión en el separador ciclónico ( $p_b + \Delta p$ ) para evitar la formación de ondas de choque. De todas maneras no se pueden evitar las recirculaciones y otras irreversibilidades ocasionadas por el jet de gas que sale de la tobera.

# Capítulo 5

## Diseño del separador ciclónico

### 5.1 Flujo multifásico

El flujo monofásico se puede clasificar en laminar o turbulento. En contraste, el flujo multifásico se clasifica de acuerdo a las distribuciones de las fases en el conducto o “patrones de flujo”. Para una mezcla de un gas y un líquido fluyendo juntos por un conducto, diferentes geometrías de flujo o estructuras pueden ocurrir dependiendo del tamaño u orientación del conducto, la magnitud de los parámetros del flujo de gas y líquido, las magnitudes relativas de esos parámetros de flujo, y de las propiedades de los fluidos.

Cada patrón de flujo tiene asociados modelos particulares de intercambio de masa, momento y energía así como un nombre descriptivo. Por eso, a la hora de diseñar sistemas que incluyen mezclas multifásicas, es necesario conocer de antemano el patrón de flujo correspondiente a las condiciones de operación.

#### 5.1.1 Patrones de flujo en tubos horizontales

En la fig. 5.1<sup>[43]</sup> se puede observar una representación esquemática de la distribución de las interfases en tubos horizontales en caso de una mezcla líquido–gas.

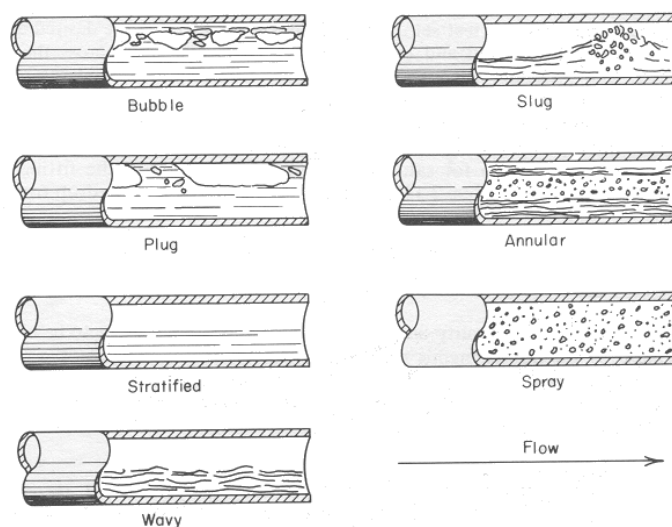


Fig. 5.1. Tipos de flujo en tubos horizontales.

- *Bubbly flow*. La fase gaseosa se distribuye como burbujas discretas en una fase líquida continua. Las burbujas de gas tienden a ubicarse en la parte superior del tubo.
- *Plug flow*. “Tapones” alternativos de líquido y gas se mueven a lo largo de la región superior del tubo.
- *Stratified flow*. Ambas fases fluyen en forma separada con una interfase suave entre ellas con la fase líquida en la parte inferior del tubo.
- *Wavy flow*. La interfase presenta olas que se mueven en la dirección del flujo. Esta inestabilidad en la superficie del líquido se presenta al incrementar la velocidad del gas.
- *Slug flow*. Una ola es periódicamente arrastrada por el gas, la cual se mueve por la tubería a mayor velocidad que la velocidad promedio del líquido.
- *Annular flow*. Presenta un núcleo de gas con una película de líquido en la periferia del tubo. La película puede o no ser continua alrededor de la circunferencia pero será más ancha en la región inferior de la misma. Puede contener gotas dispersas en el núcleo de gas.
- *Dispersed flow*. el líquido se encuentra como gotas en el seno del gas.

Existe la necesidad de métodos simples para dar una idea del tipo de flujo en particular que ocurrirá con un dado set de parámetros locales. Un método para representar las transiciones de un tipo de flujo a otro es el mapa de patrones de flujo. Los patrones respectivos se representan como áreas en un gráfico que tiene como coordenadas las velocidades superficiales de las fases o algún otro parámetro generalizado que contiene a estas velocidades. El tipo de flujo también está influenciado por un número de variables secundarias pero resulta imposible representar su influencia usando un mapa bidimensional.

Un mapa que contiene las velocidades superficiales como variables, tiene su uso restringido a dos fluidos fijos, con una geometría y dimensiones de conducto fijas. Las velocidades superficiales se definen

$$j_g = \frac{Q_g}{A} \text{ y } j_f = \frac{Q_f}{A}$$

donde  $Q_g$  y  $Q_f$  son el caudal volumétrico de las fases gaseosa y líquida respectivamente y  $A$  es el área del conducto.

El mapa de tipo de flujo más usado en la industria petroquímica para tubos horizontales es el de Baker<sup>[25]</sup>. Según Collier<sup>[26]</sup>, este mapa usa las variables generalizadas  $G_f \psi$  y  $G_g / \lambda$ , donde  $G_g$  y  $G_f$  son las velocidades superficiales másicas de las fases gaseosa y líquida respectivamente y se definen

$$G_g = j_g \rho_g \text{ y } G_f = j_f \rho_f$$

y donde los factores  $\psi$  y  $\lambda$  están dados por

$$I = \left[ \left( \frac{\rho_g}{\rho_A} \right) \left( \frac{\rho_f}{\rho_W} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$



$$y = \left( \frac{s_w}{s} \right) \left[ \left( \frac{m_f}{m_w} \right) \left( \frac{r_w}{r_f} \right)^2 \right]^{\frac{1}{3}}$$

Los subíndices A y W se refieren a los valores de las propiedades físicas del aire y del agua respectivamente a presión atmosférica y temperatura ambiente.

Según Perry<sup>[27]</sup>, los parámetros generalizados son  $G_f \lambda \psi / G_g$  y  $G_g / \lambda$ . La diferencia entre estas dos fuentes consiste en que Perry se basa en un trabajo de Baker de 1954<sup>[28]</sup> mientras que Collier lo hace en uno de 1960 del mismo autor<sup>[25]</sup>.

Se espera que la eficiencia del separador sea muy cercana a la unidad si el líquido ingresa al mismo como una película, es decir, que no haya partículas de líquido suspendidas en el gas, ya que de esta forma, el flujo se encuentra gobernado principalmente por la gravedad y no por la fuerza centrífuga. Las partículas de líquido más pequeñas (tamaño aerosol) son mayormente influenciadas por el arrastre del flujo de gas y por ende siguen al flujo de gas sin verse afectadas por la fuerza centrífuga. Por ello se desea que el diámetro del tubo de entrada al separador sea tal que la mezcla de líquido – gas se encuentre dentro de la zona de flujo estratificado o wavy. Incluso sería aceptable que se encuentre en la zona de flujo anular cercana a la zona de transición con wavy ya que en esa zona la velocidad superficial de gas no es lo suficientemente elevada para producir entrainment de las gotas de líquido al núcleo de gas.

Dentro del separador, se debe cuidar que la velocidad del gas en la zona de la interfase con el líquido no sea superior a la que tenía a la entrada del separador, ya que de esta forma se puede asegurar que el gas no arrancará gotas de la película de líquido. No es necesario limitar la velocidad del gas en todo el separador, sino únicamente en la zona en que está en contacto con el líquido.

Los cálculos se hicieron para un caudal de  $\dot{m} = 1000 \text{ Nm}^3 / \text{hr} = 0,18 \text{ Kg} / \text{s}$ .

Se procede de la siguiente manera:

Se calculan los caudales máxicos de líquido y gas que llegan al separador

$\dot{m}_g = x\dot{m}$  y  $\dot{m}_f = (1-x)\dot{m}$  donde x es el título de vapor.

Se fija el diámetro del tubo de entrada al separador y se calcula el área del mismo.

Se calculan las velocidades superficiales máxicas de las fases gaseosa y líquida

$$G_g = \frac{\dot{m}_g}{A} \text{ y } G_f = \frac{\dot{m}_f}{A}$$

Por último se calculan los parámetros generalizados (que se calcularon para el caso de metano puro).

En la fig.5.2 se observa la ubicación de los puntos de trabajo en el diagrama de Baker<sup>[43]</sup> para distintos valores del diámetro de entrada al separador.

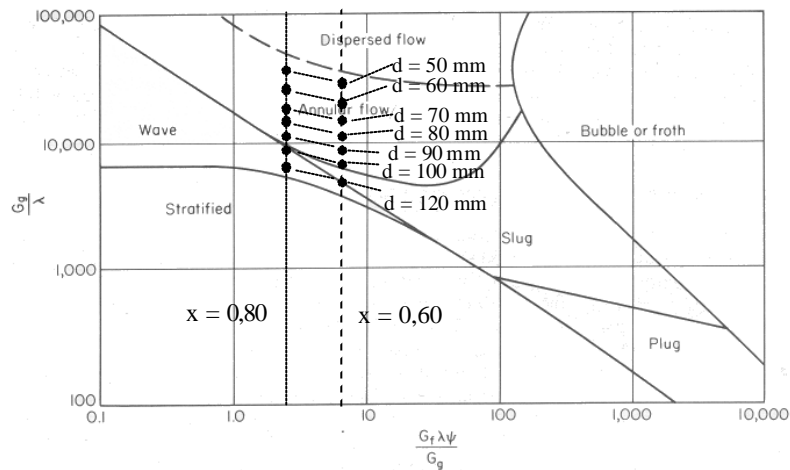


Figura 5.2. Ubicación de los puntos de trabajo en el diagrama de Baker para distintos diámetros de entrada al separador.

Al fijar el título de la mezcla queda fijo el valor de  $G/G_g$ , además, como  $\lambda$  y  $\psi$  dependen solamente de las propiedades de los fluidos en cuestión, el valor del parámetro generalizado  $G_f \lambda \psi / G_g$  queda determinado. En un proceso isoentálpico, el título es  $x = 0,80$ , mientras que en uno isoentrópico  $x = 0,60$  y por ende el parámetro  $G_f \lambda \psi / G_g$  toma los valores de 2,43 y 6,49 respectivamente .

El uso de los parámetros generalizados propuestos por Collier arrojó exactamente los mismos resultados, es decir, predice las transiciones para los mismos diámetros de conducto de entrada.

## 5.2 Experimento

Debido a las grandes incertidumbres que traen aparejadas las teorías de flujo multifásico, se decidió realizar un experimento usando como fluidos agua (en estado líquido) y aire a presión atmosférica y temperatura ambiente para comprobar la validez de las suposiciones hechas anteriormente.

Para realizar el experimento del separador con aire – agua se cuenta con un separador ciclónico como el que se muestra en la fig.5.3, además se muestra la trayectoria del gas en el interior del mismo.

El gas ingresa al separador en forma tangente al cuerpo cilíndrico y en su recorrido forma una doble espiral. Desciende formando una espiral exterior y asciende por una espiral interior hacia el conducto de salida. Se espera que el gas deje el separador a través del conducto en la parte superior y que el líquido salga por el conducto inferior donde es recolectado.

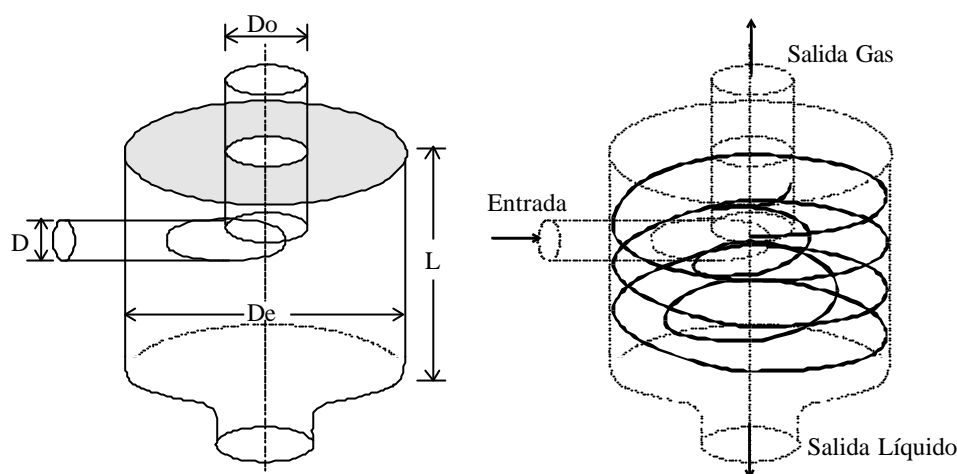


Figura 5.3. Esquema del separador ciclónico utilizado para el experimento y trayectoria del gas en el interior del mismo .

En la Tabla T5.1 se detallan las dimensiones del separador.

Tabla T5.1. Dimensiones generales del separador utilizado para el experimento.

|            |  |
|------------|--|
| $D_o$ [mm] | 46 (parte inferior)<br>18 (parte superior) |
| $D_e$ [mm] | 270  |
| $D$ [mm]   | 20   |
| $L$ [mm]   | 230  |

Las dimensiones del separador son amplias para evitar que la velocidad del gas sea elevada. Si bien esto tiene como consecuencia una disminución en la fuerza centrífuga que actuará sobre el líquido, ya se dijo que la estrategia consiste en que la separación sea producida principalmente por la gravedad dejando a la centrifugación como mecanismo secundario de separación. Lo ideal sería probar distintas geometrías de separador, hasta encontrar un óptimo donde la fuerza centrífuga sea significativa manteniendo la velocidad del gas acotada.

La mezcla de líquido y gas ingresa al separador es aire – agua. Para que el experimento sea homólogo a la situación real, es decir, una mezcla de metano líquido con metano gaseoso, se utilizaron caudales de aire y agua que corresponden al mismo punto en el diagrama de Baker que el caso real.

Para encontrar estos caudales se procedió como se explica a continuación: Dado que el diámetro del tubo de entrada al separador ya está fijo, se deben variar el caudal de aire y el de agua para ubicar al punto de trabajo en el mismo punto del diagrama de Baker que en el separador de metano.

Debido a que los fluidos de trabajo son agua y aire, por definición resulta  $I = 1$  y  $y = 1$ .

Se pueden modificar dos variables para ubicar los parámetros de flujo en el punto deseado:

$$\dot{m}_{TOT} = \dot{m}_A + \dot{m}_W \text{ y } x_{exp} = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_{TOT}}$$

donde  $\dot{m}_A$  es el caudal másico de aire y  $\dot{m}_W$  es el caudal másico de agua.

En primer lugar se varía  $x_{exp}$  hasta fijar el valor de  $G_g \lambda \psi / G_f$  en el valor deseado. A continuación se modifica el valor de  $\dot{m}_{TOT}$  hasta que  $G_g / \lambda$  toma el valor que se buscaba. Una ventaja de este set de parámetros generalizados consiste en que la modificación de  $\dot{m}_{TOT}$  no afecta el valor de  $G_g \lambda \psi / G_f$ . Al usar otro grupo de parámetros, resulta necesario variar  $\dot{m}_{TOT}$  y  $x_{exp}$  simultáneamente hasta llegar al punto de operación deseado.

En la fig.5.4 se observan los caudales de aire y agua que ubican al experimento en el mismo punto del diagrama de Baker correspondiente a cada diámetro de entrada al separador en el caso real.

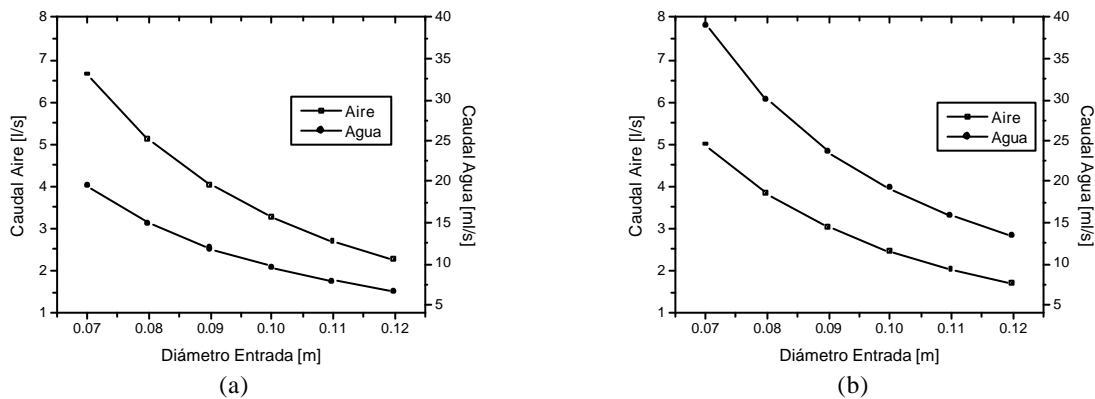


Figura 5.4. Caudales de Agua y Aire que deben ingresar al separador para que el experimento sea homogéneo al caso real en función del diámetro del conducto de entrada al mismo. (a) Título  $x = 0,80$ . (b)  $x = 0,60$ .

Como era de esperarse, mientras menor es el diámetro de entrada al separador real, mayor deben ser los caudales de aire y agua que se deben hacer circular a través del conducto de entrada (cuyo diámetro está fijo) del separador en el experimento. Esto se debe a que la velocidad superficial de gas debe aumentar, y como el título debe permanecer constante, también aumenta el caudal de agua. Además, para un dado diámetro de entrada, mientras mayor es el título, mayor es el caudal de aire y menor el de agua.

Como comprobación de los cálculos se ubicaron los puntos de trabajo en un diagrama confeccionado por Mandhane et al [29]. Este diagrama utiliza las velocidades superficiales como variables, y tiene validez únicamente para mezcla aire-agua a 1 bar y 25°C a través de un tubo horizontal de 25 mm de diámetro interno. Se puede observar este diagrama en la

fig.5.5 También se incluyen en la misma las predicciones de Taitel/Dukler<sup>[30]</sup> basadas en modelos semiempíricos.

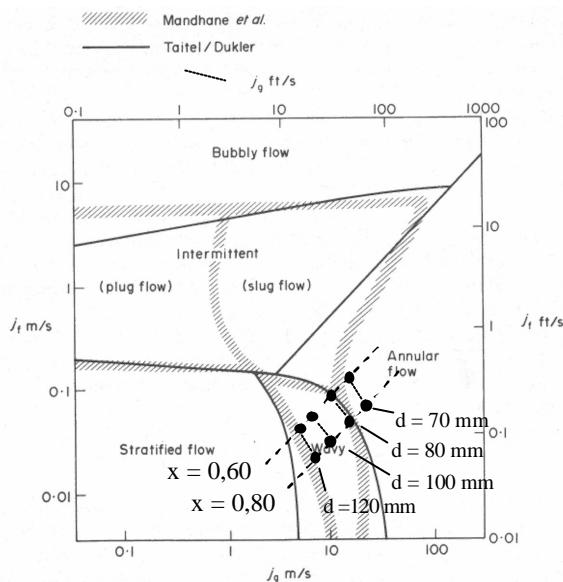


Figura 5.5. Mapa de patrones de flujo para una mezcla de agua y aire (1 atm, 25°C) para un tubo horizontal de 25 mm de diámetro.

Se observa una pequeña discrepancia entre este último diagrama y el de Baker. La transición a flujo anular que en el diagrama de Baker ocurre para  $D = 100$  mm, en el diagrama de Mandhane ocurre para  $D = 80$  mm. Esta discrepancia puede deberse a que el diagrama está confeccionado para un conducto de 25mm de diámetro mientras que los cálculos se realizaron para un conducto de 20mm.

Cabe mencionar que el diagrama de Baker tiene validez para flujo completamente desarrollado. Para lograr esta situación en la instalación, sería necesario una gran longitud de tubería. Por ende, se debe tener en cuenta al llevar a cabo el experimento, que la fracción de la longitud de desarrollo necesaria sea también homóloga al caso real.

Se fija una longitud de tubería en la instalación entre la válvula de expansión y el separador  $L_{real}$ . Se calcula cuál es la relación longitud-diámetro para tener flujo completamente desarrollado en el caso real y en el experimento. La longitud de la tubería en el experimento entonces debe ser

$$L_{exp} = \frac{\left(\frac{z}{D}\right)_{exp} D_{exp}}{\left(\frac{z}{D}\right)_{real} D_{real}} L_{real}$$

donde  $z$  es la distancia (medida desde la entrada al conducto) necesaria para que la fracción del caudal de líquido que se encuentra en forma de gotas (en un flujo anular) alcance un estado de equilibrio.

Ishii y Mishima <sup>[31]</sup> desarrollaron una correlación para encontrar el valor de  $z$  basándose en un modelo mecánico en el cual se supone que la gota de líquido se forma debido a que el gas que fluye corta la cresta de una ola en la interfase. Esta correlación usa dos grupos adimensionales:

$$We = \frac{r_g j_g^2 D}{s} \left( \frac{r_f - r_g}{r_g} \right)^{\frac{1}{3}} \text{ y } Re_f = \frac{r_f j_f D}{m_f}$$

y la longitud de desarrollo se calcula aproximadamente,

$$\frac{z}{D} = 440 \frac{We^{0,25}}{Re_f^{0,5}}$$

para casos con inyección de líquido suave.

Se estima que la longitud de la tubería que une la válvula o tobera con el separador ciclónico será de 1m aproximadamente. Se calculó la longitud homóloga para el experimento. Para un diámetro de entrada  $D_{real} = 120$  mm, la longitud de la tubería en el experimento debe ser  $L_{exp} = 0,33$  m y para  $D_{real} = 70$  mm corresponde  $L_{exp} = 0,50$  m y estos valores resultan independientes respecto al título de la mezcla.

El dispositivo experimental se muestra en la fig.5.6.

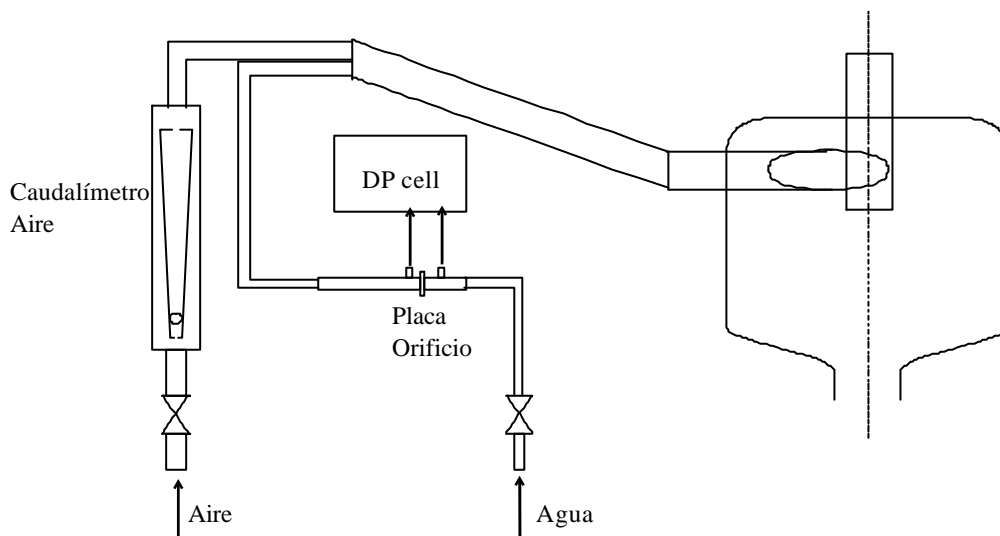


Figura 5.6. Dispositivo utilizado para el experimento del separador ciclónico.

La mezcla ingresa al separador ciclónico a través de un canal inclinado un ángulo de  $6^\circ$  y de 0,5 m de largo. El agua ingresa al canal por la sección inferior del mismo mientras el aire lo hace por la parte superior.

La medición del caudal de aire se realiza con un flotámetro marca Dwyer calibrado para aire a presión y temperatura standard con un rango 0 – 30 SCFM (0 – 14160  $\text{cm}^3/\text{s}$ ). El caudal de aire se regula a través de una válvula colocada aguas abajo del caudalímetro.

El caudal de líquido se realiza mediante una placa orificio y una DP cell marca Tekflo TF2 con rango 0 – 25 mmH<sub>2</sub>O (0 – 245 Pa).

### 5.2.1 Placa Orificio.

Si se considera una obstrucción como la que se muestra en la fig. 5.7 [22], es de gran importancia el valor  $\beta$  del dispositivo que se define

$$b = \frac{d}{D}.$$

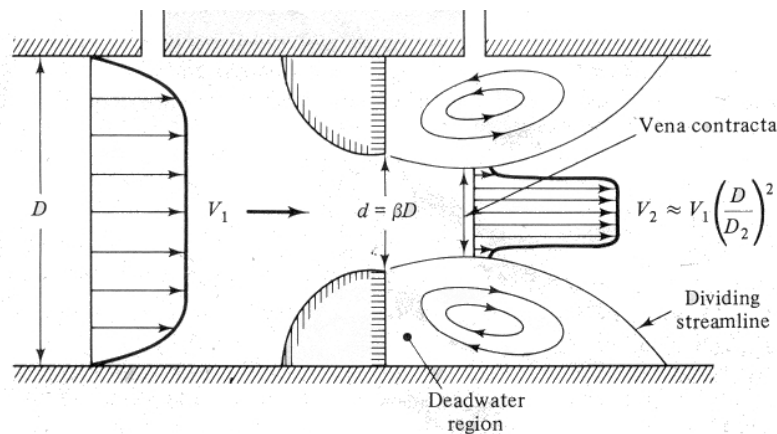


Figura 5.7. Velocidad del fluido en una placa orificio.

Después de la obstrucción, el flujo se contrae aún más en una vena contracta de diámetro  $D_2 < d$ . Si se aplican las ecuaciones de Bernoulli y de continuidad se llega a

$$\frac{Q}{A_2} = V_2 \approx \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho \left(1 - \frac{D_2^4}{d^4}\right)}}$$

Al despreciar las pérdidas por fricción, se está cometiendo un error. Se lo trata de solucionar calibrando el dispositivo para que cumpla

$$Q = C_d A_o \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho (1 - b^4)}}$$

donde  $A_o$  es el área del orificio y  $C_d = f(\beta, Re_D)$  se denomina coeficiente de descarga donde

$$Re_D = \frac{V_1 D \rho}{\mu}.$$

Dados los caudales necesarios para el experimento y la combinación de placa orificio y DP cell disponibles, no se logró encontrar una combinación que pueda medir en todo el rango con  $Re_D > 10000$  (valor a partir del cual se encuentra tabulado  $C_d$ ). Sin embargo, la calibración de la placa orificio no mostró una transición apreciable de régimen laminar a turbulento. Por el contrario, la salida del transductor (conectado a un amplificador y

extractor de raíz cuadrada) en función del caudal mostró una respuesta lineal con coeficiente de correlación  $R = 0,9997$ .

El experimento se llevó a cabo fijando un valor para el caudal de agua, y variando lentamente el caudal de aire hasta que se observaba que gotas de líquido fluían a través de la salida para el gas. En la fig. 5.8 se confeccionó un mapa con los caudales de agua y aire como variables mostrando las zonas en las que se observa una eficiencia de separación unitaria. Además se muestra la ubicación de los puntos de trabajo para distintos diámetros de entrada al separador y títulos de la mezcla.

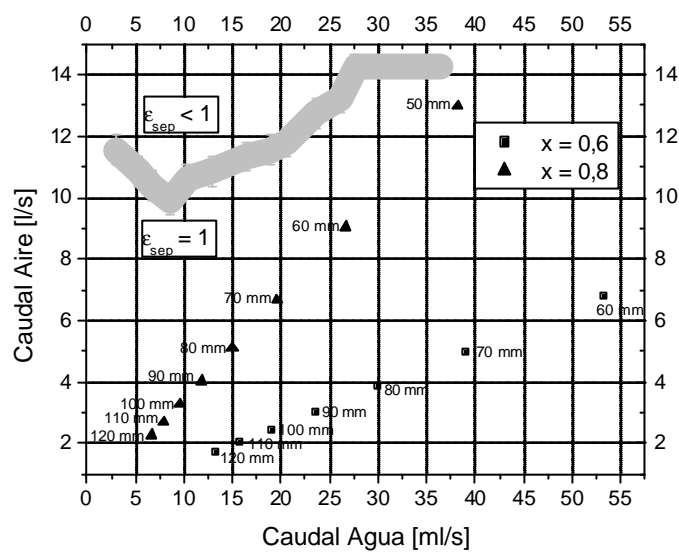


Figura 5.8. Mapa de zonas en la cual  $\epsilon_{sep} = 1$  en función de los caudales de agua y aire y ubicación de los puntos de trabajo para distintos diámetros de entrada al separador y títulos de la mezcla.

Vemos que el diámetro de entrada al separador debe ser mayor a 50 mm para estar en la zona de  $\epsilon_{sep} = 1$  para el caso  $x = 0,8$  y mayor a 70 mm en el caso isoentrópico (para estar dentro del rango que se midió en el experimento). Aunque, a juzgar por la ubicación de los puntos correspondientes a  $x = 0,6$  en la fig. 5.8, este diámetro podría ser menor.

En definitiva, mientras mayor sea el diámetro de entrada al separador, se estará asegurando una eficiencia de separación unitaria. Este aumento del diámetro del tubo no trae problemas de resistencia mecánica ya que la separación se realiza a baja presión.



# Capítulo 6

## Cálculo del transitorio

Cada vez que el sistema debe ponerse en marcha, podría ser necesario un sistema de arranque que disminuya el tiempo que le lleva al sistema alcanzar el estado estacionario, ya que durante este tiempo, el compresor está consumiendo energía que no se traduce en la obtención de gas licuado, incrementando de esa forma el costo de producción del mismo.

Uno de los sistemas que se podría implementar sería un intercambiador de calor con nitrógeno líquido como rama fría.

Para saber si es necesario implementar este sistema de arranque en la instalación se calculó la respuesta transitoria del circuito que se muestra en la fig. 6.1.

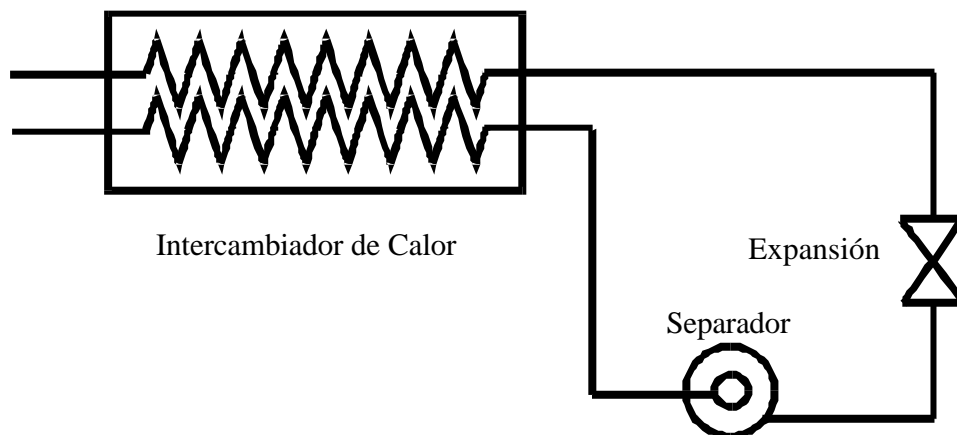


Figura 6.1. Región del circuito de interés para el cálculo transitorio.

### 6.1 Simulación del intercambiador de calor

#### 6.1.1 Ecuación de Energía<sup>[32]</sup>

Se escribe la 1ª ley de la termodinámica como  $\frac{DE}{Dt} = \frac{dw}{Dt} + \frac{dQ}{Dt}$ .

Existen sólo dos formas de cambiar la energía total de la masa de fluido: la energía crece si se agrega calor o si se realiza trabajo sobre ella.

Si se denomina  $e_t$  a la energía por unidad de masa,

$$\frac{DE}{Dt} = \frac{D}{Dt} \int_{\Omega(t)} \mathbf{r} e_t d\Omega(t) = \int_{\Omega(t)} \frac{D(\mathbf{r} e_t)}{Dt} d\Omega(t) + \int_{\Omega(t)} (\mathbf{r} e_t) \frac{D[d\Omega(t)]}{Dt}$$

Aplicando la fórmula de expansión de Euler  $\frac{D[d\Omega(t)]}{Dt} = (\nabla \cdot \vec{V}) d\Omega(t)$  a la última integral queda  $\frac{DE}{Dt} = \int_{\Omega(t)} \left[ \frac{D(\mathbf{r} e_t)}{Dt} + (\mathbf{r} e_t)(\nabla \cdot \vec{V}) \right] d\Omega(t)$

En el caso general, el trabajo realizado sobre el fluido se debe a fuerzas de presión y fuerzas de corte actuando sobre la superficie de la masa de control.

Se considera un fluido no viscoso, es decir, que no actúan sobre él fuerzas de corte. Entonces, la fuerza de presión actúa en dirección normal a la superficie de la masa de control y realiza trabajo sobre la misma si la superficie se mueve con velocidad  $V$ .

$$\frac{dW}{Dt} = \int_{\partial\Omega} p(\vec{V} \cdot \hat{n}) dA$$

El ritmo al cuál se transmite calor por conducción a la masa de control proveniente del material adyacente a la superficie viene dado por la ley de Fourier y además hay intercambio de calor entre las ramas del intercambiador de calor  $Q_{int}$

$$\frac{dQ}{Dt} = \int_{\partial\Omega} (k\nabla T \cdot \hat{n}) dA + \frac{dQ_{int}}{Dt}$$

$$\int_{\Omega(t)} \left[ \frac{D(\mathbf{r} e_t)}{Dt} + (\mathbf{r} e_t)(\nabla \cdot \vec{V}) \right] d\Omega(t) = \int_{\partial\Omega} (k\nabla T - p\vec{V}) \cdot \hat{n} dA$$

Para flujos incompresibles  $\nabla \cdot \vec{V} = 0$ .

Por el teorema de la divergencia  $\int_{\partial\Omega} (k\nabla T - p\vec{V}) \cdot \hat{n} dA = \int_{\Omega} \nabla \cdot (k\nabla T - p\vec{V}) d\Omega$ .

Expandiendo la derivada material,

$$\int_{\Omega(t)} \frac{D(\mathbf{r} e_t)}{Dt} d\Omega(t) = \int_{\Omega(t)} \left[ \frac{\partial(\mathbf{r} e_t)}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{r} e_t \vec{V}) \right] d\Omega(t) \quad (6.1)$$

Reemplazando,  $\int_{\Omega(t)} \left[ \frac{\partial(\mathbf{r} e_t)}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{r} e_t + p)\vec{V} - \nabla \cdot (k\nabla T) \right] d\Omega(t) = 0$

$$\text{y } \frac{\partial(\mathbf{r} e_t)}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{r} e_t + p)\vec{V} - \nabla \cdot (k\nabla T) = 0$$

La forma integral de la ecuación de energía se obtiene aplicando el teorema de la divergencia al término de la divergencia en el lado derecho de la ec.(6.1).

Se llega a  $\int_{\Omega(t)} \frac{\partial(\mathbf{r} e_t)}{\partial t} d\Omega(t) + \int_{\partial\Omega} [(\mathbf{r} e_t + p)\vec{V} - k\nabla T] \cdot \hat{n} dA = 0$

En esta ecuación, la integral de volumen se toma sobre un volumen de control fijo en el espacio y las integrales de superficie se toman sobre la superficie de dicho volumen de control. En consecuencia,

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega} \mathbf{r} e_t d\Omega + \int_{\partial\Omega} [(\mathbf{r} e_t + p)\vec{V} - k\nabla T] \cdot \hat{n} dA = 0$$

Se deduce de la ecuación anterior, que el ritmo de crecimiento de la energía en el volumen de control más el flujo neto de energía que sale del volumen de control se debe balancear con el ritmo con el que se realiza trabajo sobre la masa de fluido en el volumen de control debido a la presión y con el ritmo al que ingresa calor al volumen de control.

En definitiva, si despreciamos la difusión respecto al intercambio de calor entre ramas,

$$\frac{\partial(\mathbf{r} e_t)}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{r} e_t + p)\vec{V} = \frac{dQ_{\text{int}}}{Dt} \quad \text{o en 1D, } \frac{\partial(\mathbf{r} e_t)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} [(\mathbf{r} e_t + p)u] = \frac{dQ_{\text{int}}}{Dt}$$

Tomando un volumen de control diferencial, donde  $e_t = c_v T d\Omega = c_v T A dx$  donde A es la sección transversal del conducto y  $\frac{dQ_{\text{int}}}{Dt} = U \Delta T dA = U \Delta T P dx$  donde U es el coeficiente de transferencia térmica total,  $\Delta T$  es la diferencia de temperatura entre las ramas fría y caliente y P es el perímetro de intercambio de calor y si además se desprecia la diferencia de presiones entre los extremos del volumen de control, es decir, despreciando las fuerzas de presiones, se llega a

$$\left[ \frac{\partial(\mathbf{r} c_v T)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\mathbf{r} c_v T u) \right] A dx = U \Delta T P dx$$

Eliminando dx de ambos lados de la ecuación, y por continuidad  $\mathbf{r} u = cte$  y suponiendo  $u = cte$ , es decir,  $\rho = cte$

$$\left[ \mathbf{r} c_v \frac{\partial T}{\partial t} + u \mathbf{r} c_v \frac{\partial T}{\partial x} \right] A = U \Delta T P$$

$$\text{o lo que es lo mismo, } \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{1}{\mathbf{r} c_v} \frac{P}{A} U \Delta T$$

Al escribir la ecuación de energía para cada rama del intercambiador de calor queda el siguiente sistema de ecuaciones acoplado por el calor intercambiado: denotando a la rama caliente por el subíndice 1 y a la rama fría con 2,

$$\frac{\partial T_1}{\partial t} + u_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} = \frac{1}{\mathbf{r}_1 c_{v1}} \frac{P}{A_1} q' \quad (6.2)$$

$$\frac{\partial T_2}{\partial t} + u_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} = \frac{1}{\mathbf{r}_2 c_{v2}} \frac{P}{A_2} q'' \quad \text{con } q'' = U(T_1 - T_2)$$

Dado que el intercambiador de calor funciona en contracorriente,  $u_1$  tiene distinto signo que  $u_2$ . En forma arbitraria se toma  $u_1 > 0$ .

### 6.1.2 Formulación de Volúmenes Finitos<sup>[33-34]</sup>

El dominio de cálculo se divide en un cierto número de volúmenes de control no superpuestos de tal manera que quede un volumen de control rodeando cada punto de la grilla. Entonces se integra la ecuación diferencial sobre cada volumen de control.

El aspecto más atractivo que presenta esta formulación es que la solución resultante implicaría que la conservación integral de la energía se satisface exactamente sobre cualquier grupo de volúmenes de control, y por ende, sobre todo el dominio de cálculo. Esta característica permanece para cualquier número de puntos de mallado y no sólo en el caso en que el número de puntos se vuelve muy grande (como ocurre en otras formulaciones).

En esta formulación, se considera que la solución está constituida únicamente por los valores de T en los puntos de la malla y no se tiene en cuenta la variación de la función entre dichos puntos.

Para llegar a las ecuaciones discretizadas se usó el arreglo presentado en la fig. 6.2.

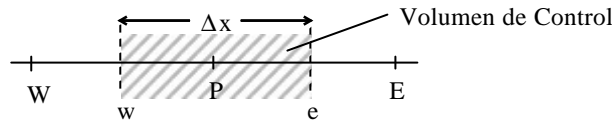


Figura 6.2. Volumen de control asociado a un punto interno de la grilla.

Se concentra la atención en el punto P, el cuál tiene como vecinos en la malla a los puntos E y W. Las líneas de puntos muestran las fronteras del volumen de control. Las letras e y w denotan estas fronteras.

Al integrar la ec.(6.2) sobre el volumen de control y en el tiempo se obtiene

$$\int_w^e \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T_1}{\partial t} dt dx + u_1 \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial T_1}{\partial x} dx dt = \frac{1}{r_1 c_{V1}} \frac{P}{A_1} \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e q'' dx dt$$

Se supone que la temperatura varía en forma lineal entre los puntos de la malla para poder evaluar el valor de las derivadas en la frontera,

$$\Delta x (T_{1P}^{n+1} - T_{1P}^n) + u_1 \int_t^{t+\Delta t} [(T_1)_e - (T_1)_w] dt = \frac{1}{r_1 c_{V1}} \frac{P}{A_1} \int_t^{t+\Delta t} q'' \Delta x dt$$

donde  $\Delta x$  es la separación entre los puntos de la malla (que en este caso están equiespaciados) y  $\Delta t$  es el paso de tiempo.

La dependencia en el tiempo se obtiene avanzando a partir de una distribución inicial de temperatura. Entonces, dados los valores de T a tiempo t (indicados por el superíndice n), se trata de encontrar los valores a tiempo t +  $\Delta t$  (superíndice n+1).

El flujo que abandona un volumen de control a través de una frontera debe ser igual al flujo que entra al volumen de control adyacente a través de la misma cara. De otra manera, el balance global no sería satisfecho. Para evitar esa inconsistencia, un flujo en una interfase debe ser considerado en forma independiente y no como perteneciente a un volumen de control específico.

En este punto, se hace necesario alguna suposición de cómo varía la temperatura en el tiempo entre el tiempo  $t$  y  $t + \Delta t$ . Esto se puede generalizar mediante el uso de un factor de peso  $f$  que varía entre cero y uno.  $f = 0$  lleva a lo que se conoce como esquema explícito,  $f = 0,5$  se conoce como Crank-Nicolson y  $f = 1$  esquema completamente implícito.

$$\Delta x (T_{1P}^{n+1} - T_{1P}^n) + u_1 \left\{ f [(T_1)_e^{n+1} - (T_1)_w^{n+1}] + (1-f) [(T_1)_e^n - (T_1)_w^n] \right\} \Delta t = \frac{1}{r_1 c_{V1}} \frac{P}{A_1} [f q^{n+1} \Delta x + (1-f) q^n \Delta x] \Delta t$$

En el esquema explícito, los valores de  $T$  a tiempo  $n+1$  se obtienen explícitamente de los valores de  $T$  a tiempo  $n$ . Cualquier esquema con  $f \neq 0$  sería implícito, es decir, para encontrar la solución se debe resolver un set de ecuaciones simultáneas.

En este caso se decidió utilizar un esquema explícito por ser más simple de implementar. Sin embargo, éste presenta la desventaja de que al incrementar la discretización espacial se hace necesario una mucha mayor discretización temporal aumentando bastante el tiempo de cálculo. Entonces reemplazando  $f = 0$  en la ecuación anterior,

$$\Delta x (T_{1P}^{n+1} - T_{1P}^n) + u_1 [(T_1)_e^n - (T_1)_w^n] \Delta t = \frac{1}{r_1 c_{V1}} \frac{P}{A_1} q^n \Delta x \Delta t$$

Si se supone que la temperatura en las interfaces  $(T)_e$  y  $(T)_w$  es el promedio de los valores de la temperatura en los puntos de la malla adyacentes, se corre el riesgo de obtener soluciones no realistas. Para evitar esta situación se utiliza un esquema de upwind, es decir

$$(T_1)_e = T_{1P} \text{ si } u_1 > 0$$

$$(T_1)_e = T_{1E} \text{ si } u_1 < 0$$

y para  $(T_1)_w$ ,

$$(T_1)_w = T_{1W} \text{ si } u_1 > 0$$

$$(T_1)_e = T_{1P} \text{ si } u_1 < 0$$

resulta entonces

$$\Delta x (T_{1P}^{n+1} - T_{1P}^n) + u_1 [T_{1P}^n - T_{1W}^n] \Delta t = \frac{1}{r_1 c_{V1}} \frac{P}{A_1} q^n \Delta x \Delta t$$

Despejando la única incógnita en la ecuación,

$$T_{1P}^{n+1} = T_{1P}^n - \frac{\Delta t}{\Delta x} u_1 [T_{1P}^n - T_{1W}^n] + \frac{1}{r_1 c_{V1}} \frac{P}{A_1} q^n \Delta t \quad (6.3)$$

Igual para la rama fría,

$$T_{2P}^{n+1} = T_{2P}^n - \frac{\Delta t}{\Delta x} u_1 [T_{2E}^n - T_{2P}^n] + \frac{1}{r_2 c_{V2}} \frac{P}{A_2} q^n \Delta t \quad (6.4)$$

De esta manera, partiendo de una condición inicial  $T_1^0(x)$  y  $T_2^0(x)$ , se pueden calcular las temperaturas al tiempo siguiente y en cada punto  $P$  de la malla mediante las ecs. (6.3) y (6.4).

En la ecuación de advección, la información se propaga con velocidad  $u$  y lo hace una distancia  $u\Delta t$  en cada paso de tiempo. La condición CFL indica que la información se debe propagar menos de un volumen de control en un paso de tiempo, es decir,  $u\Delta t < \Delta x$ .

La condición CFL debe ser satisfecha por cualquier método de volúmenes finitos si se espera que el mismo sea estable y converja a la solución de la ecuación diferencial a medida que se refina la malla.

Se espera que la velocidad máxima del fluido (que se produce en la rama fría del intercambiador de calor) no supere los 40 m/s (caudal en la rama caliente 0,18 kg/s y expansión isoentálpica). Se dividió al intercambiador en aproximadamente 100 intervalos espaciales ( $\Delta x = 0,05\text{m}$ ). Para satisfacer la condición CFL, la variable temporal se discretizó en intervalos de  $\Delta t = 0,001$  s. El número de elementos espaciales en el cálculo del intercambiador se decidió en forma arbitraria, utilizando un número relativamente bajo debido a que el detalle espacial no es prioritario en este cálculo. Sin embargo, el método de volúmenes finitos garantiza la conservación de las cantidades involucradas (en este caso energía) y un bajo número de discretizaciones exige poco esfuerzo computacional, y por ende velocidad en el cálculo.

## 6.2 Simulación de la válvula/tobera y del separador

A partir de la temperatura de salida del gas en el intercambiador de calor (considerada igual a la temperatura de entrada en la válvula/tobera) se simula un proceso isoentálpico (en el caso de la válvula) o un proceso isoentrópico (en el caso de una tobera) y se calcula la temperatura y el título del gas a la salida.

Entonces, conociendo la temperatura de entrada a la válvula  $T_{in}$ , se calcula  $h_{in} = h(p_a, T_{in})$ . En un proceso isoentálpico  $h_{in} = h_{out}$ . Ahora se deben distinguir dos casos: si hay condensación,  $T_{out} = T^{sat}(p_b)$  y  $x = \frac{h_f(p_b) - h_{in}}{h_f(p_b) - h_g(p_b)}$ , si no hay condensación,  $x = 1$  y  $T_{out} = f(h_{out}, p_b)$ . Si el proceso es isoentrópico  $s_{in} = s_{out}$ ,  $s_{in} = s(p_a, T_{in})$ , si hay condensación  $T_{out} = T^{sat}(p_b)$  y  $x = \frac{s_f(p_b) - s_{in}}{s_f(p_b) - s_g(p_b)}$ , si no hay condensación  $x = 1$  y  $T_{out} = g(s_{out}, p_b)$ .

En cuanto al separador, se supone que todo el líquido que ingresa es separado del flujo de gas, es decir,

$$m_c = xm_h$$

## 6.3 Resultados

Como condiciones iniciales para las ecuaciones del intercambiador se utilizaron

$$T_h(x, t = 0) = T_c(x, t = 0) = 290 \text{ K} \quad 0 \leq x \leq L$$

Como condiciones de borde se utilizó

$$\begin{aligned} T_h(x = 0, t) &= 290 \text{ K} & t > 0 \\ T_h(x = L, t) &= T_{out}(t) & t > 0 \end{aligned}$$

donde  $T_{out}$  es la temperatura se salida de la válvula.

Estas condiciones corresponden al estado del sistema una vez que se estabilizó el caudal del compresor (tiempo característico dependiente de la maquinaria), y después de que el flujo de gas atravesó la rama caliente del intercambiador (13 s en el caso isoentálpico y 10 s en el isoentrópico), circuló a través de la válvula, atravesó el separador líquido – gas (en el cuál se desprecia el tiempo de residencia del gas) y llegó a la entrada de la rama fría del intercambiador. Es decir, a la hora de determinar el tiempo que le lleva al gas llegar al estado estacionario en el interior del intercambiador de calor se deben sumar todos los tiempos mencionados anteriormente que dependerán de las longitudes y diámetros de las tuberías de conducción del gas.

En la fig. 6.4 se observa la evolución de la temperatura de las ramas fría y caliente para el caso de expansión isoentálpica.

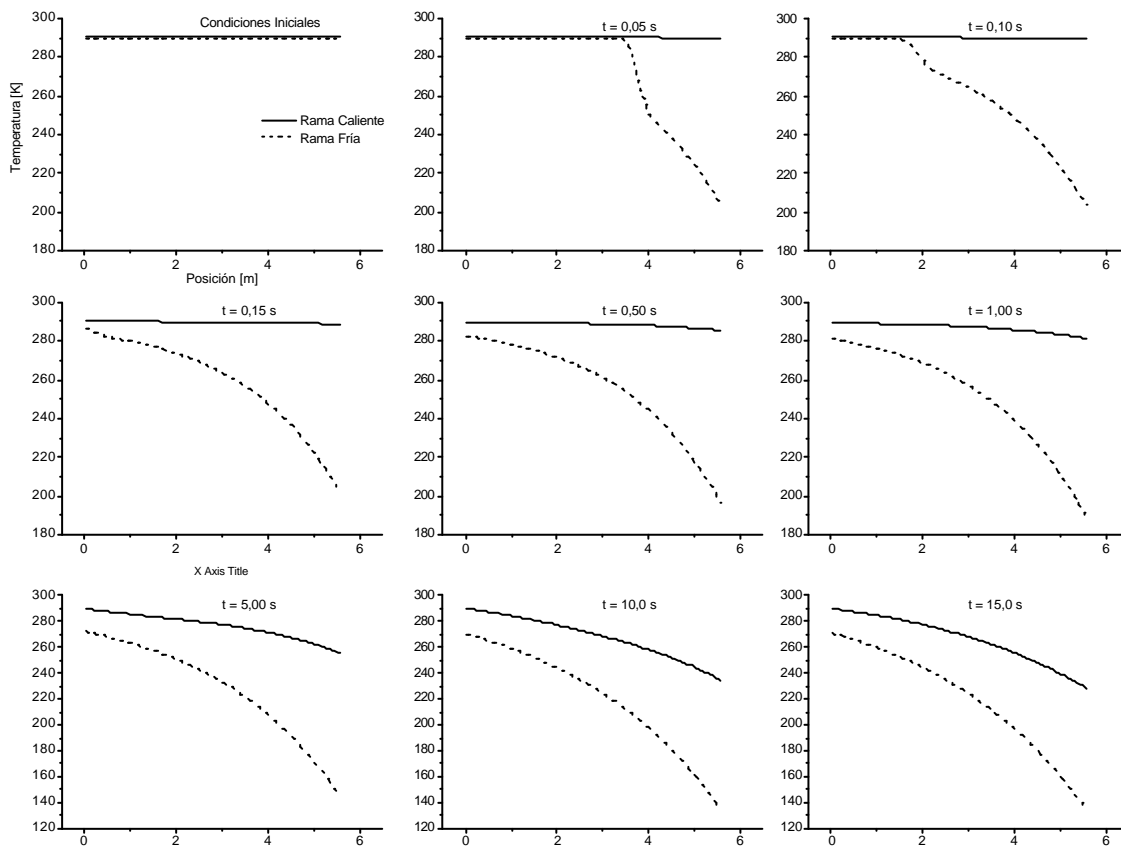


Figura 6.4. Temperatura de las ramas fría y caliente en función del tiempo (expansión isoentrópica)

En la fig. 6.5 está graficada la evolución temporal del título de vapor de gas después de la expansión, tanto en el caso isoentrópico como isoentálpico.

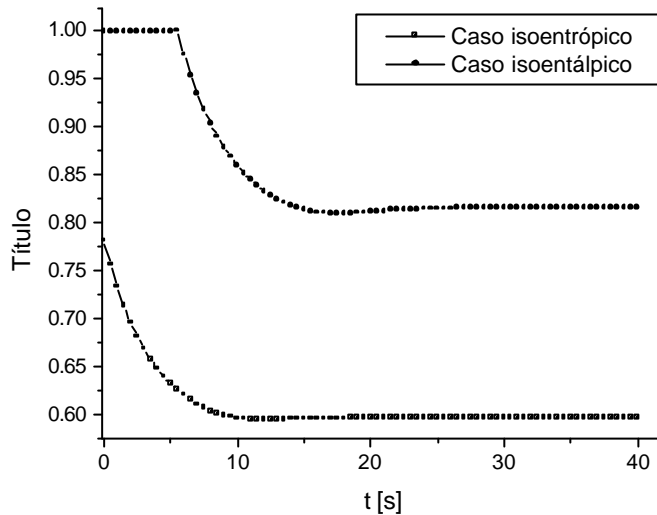


Figura 6.5. Título del gas después de la expansión en función del tiempo.

Se puede observar que el sistema alcanza el estado estacionario a los 15 segundos para ambos casos considerados.

A esos 15 segundos se le deben sumar el tiempo que tarda en estabilizarse el caudal en el compresor, los 10 segundos que demora el gas en recorrer la rama caliente (esto es conservativo ya que a medida que el gas se mueve se produce algo de intercambio de calor entre las ramas que no se encuentra considerado en este cálculo). Además se le debe sumar el tiempo de residencia en el separador ( $<1s$ ) y el tiempo de conducción en la tubería.

El bajo tiempo requerido para alcanzar el estacionario no justifica la implementación de un sistema de arranque ya que las complejidades que el mismo traería aparejadas serían mayores al beneficio producido.



# Capítulo 7

## Otras Aplicaciones

En aplicaciones en las cuales el caudal es mayor que el tratado hasta ahora, los cálculos termodinámicos no sufren variación. Sin embargo hay que recalcular las tuberías, las dimensiones de la válvula / tobera, y especialmente el intercambiador de calor, que resulta el componente más crítico de la instalación.

### 7.1 Intercambiadores de calor compactos

Al aumentar el caudal del compresor, el intercambiador de tubos y carcasa funcionando en contracorriente comienza a mostrar una falencia que en caudales bajos pasa desapercibida: su baja relación área de intercambio por unidad de volumen.

En intercambiadores de calor gas – gas, las limitaciones en pérdida de carga generalmente fuerzan a utilizar bajas velocidades del fluido, y esto, junto con la baja conductividad térmica de los gases, resultan en una baja transferencia de calor por unidad de área.

Estas consideraciones han llevado al desarrollo de muchas maneras de construir superficies para la transferencia de calor en aplicaciones de gas en las cuales la densidad de área de intercambio (o unidad de área de intercambio por unidad de volumen) es elevada. Esas superficies reciben el nombre de *superficies de transferencia de calor compactas*. Algunas de estas superficies se muestran en la fig. 7.1<sup>[35]</sup>

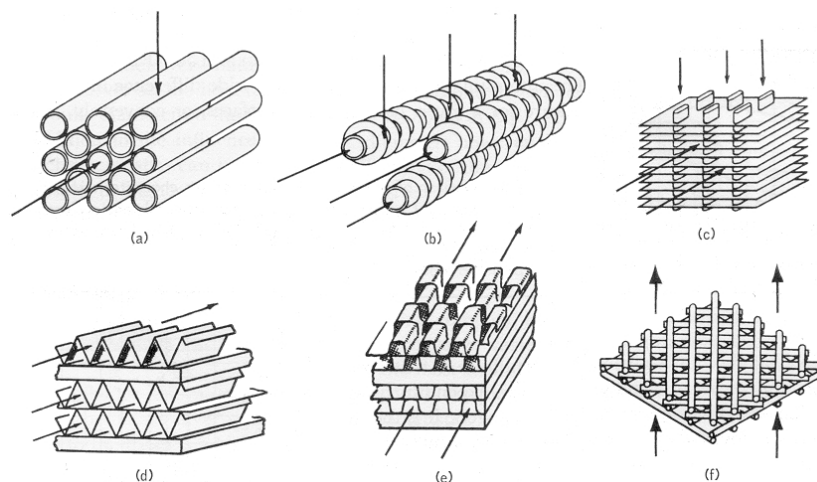


Figura 7.1. Algunas superficies de transferencia de calor compactas.

Una manera efectiva de incrementar la superficie la densidad de área es hacer uso de superficies secundarias, o aletas, en uno o ambos lados de la superficie.

Para el caso particular de este cálculo se optó por un intercambiador de calor funcionando en crossflow, en el cuál la rama caliente circula a través de los tubos y la rama fría por el exterior de los mismos. Los tubos serán circulares y la superficie exterior tendrá aletas, como es el caso de las superficies mostradas en las figs. 7.1(b) y 7.1(c). Se seleccionó este tipo de intercambiador en particular debido a la gran cantidad de datos experimentales que se encuentran disponibles en bibliografía<sup>[35]</sup>.

Se buscó conservar el valor de eficiencia del intercambiador utilizado anteriormente, es decir,  $\epsilon_{int} = 0,88$ . De acuerdo al tipo de intercambiador elegido, a este valor de  $\epsilon_{int}$  corresponderá un valor para el número de unidades de transferencia ó NTU, que es una expresión adimensional del tamaño del intercambiador de calor.

En este cálculo, el valor de  $C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{\dot{m}_h c_{p,h}}{\dot{m}_c c_{p,c}}$  juega un papel importante ya que es un parámetro en la función  $NTU=f(\epsilon_{int}, C_r)$ .

En el caso en que ambos fluidos (en la rama fría y en la rama caliente) se encuentren no-mezclados, es decir, se supone que el flujo se descompone en un gran número de tubos separados a través de los cuales circula el fluido,

$$e_{int} = 1 - \exp \left[ \left( \frac{1}{C_r} \right) NTU^{0,22} \{ \exp [-C_r NTU^{0,78}] - 1 \} \right] \quad [19]$$

En el caso en que el fluido con  $C_{max}$  esté no-mezclado y el fluido con  $C_{min}$  esté mezclado,

$$e_{int} = 1 - \exp \left[ -\frac{1}{C_r} \{ 1 - \exp(-C_r NTU) \} \right] \quad [19]$$

Desde el punto de vista constructivo, es más simple un intercambiador de calor con aletas circulares (donde el fluido en la rama fría se encontraría mezclado) que uno con aletas continuas (donde el fluido en la rama fría se encontraría no-mezclado).

Sin embargo, en la fig 7.2 se puede apreciar que un intercambiador de calor con ambos fluidos no-mezclados requiere menor área de intercambio que un intercambiador con uno de sus fluidos mezclados, si se utiliza un valor de  $C_r$  correspondiente a una expansión isoentálpica. En el caso isoentrópico, esta diferencia no resulta tan significativa y se podría optar por cualquiera.

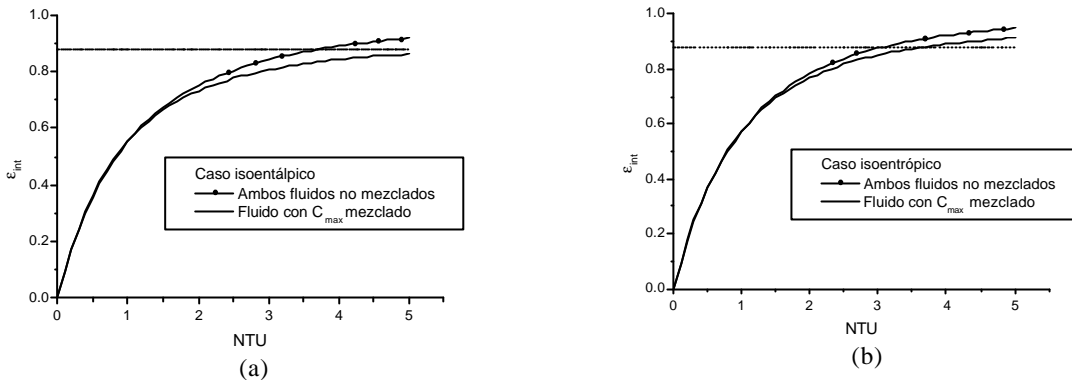


Figura 7.2.  $NTU = f(\epsilon_{int}, C_r)$  para intercambiador de calor crossflow con ambos fluidos no mezclados y con uno de los fluidos mezclados. (a)  $C_r = 0,45$  . (b)  $C_r = 0,33$ .

Para el cálculo del intercambiador de calor se debe determinar el coeficiente de transferencia térmica total  $U$ . Para ello se deben tener en cuenta el efecto de las aletas ya que por el incremento del área de intercambio, reducen la resistencia térmica por convección. Para un intercambiador de calor con aletas,

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(h_0 h A)_c} + \frac{1}{(h_0 h A)_h} \quad (7.1)$$

despreciando la resistencia térmica de la pared y suponiendo superficies “limpias”.

En la ec.(7.1) los subíndices  $h$  y  $c$  corresponden a las ramas caliente y fría respectivamente. La cantidad  $\eta_0$  se denomina eficiencia total de la superficie (en caso de superficies con aletas) y se calcula

$$h_0 = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - h_f)$$

donde  $A_f$  es la superficie de la aleta y  $\eta_f$  es la eficiencia de una aleta única.

Si bien el cálculo del producto  $UA$  no requiere que se designe una rama fría o caliente (ya que  $U_c A_c = U_h A_h$ ), el coeficiente de transferencia térmica total depende de si se basa el cálculo en el área de la rama fría o caliente del intercambiador, pues  $U_c \neq U_h$  si  $A_c \neq A_h$  .

Basando el cálculo en el área de la rama fría,

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_{0,c} h_c} + \frac{1}{h_h \left( \frac{A_h}{A_c} \right)}$$

suponiendo que la superficie interna de los tubos no tiene aletas ( $\eta_{0,h} = 1$ ).

El área de intercambio de la rama fría se calcula  $NTU = \frac{U_c A_c}{C_{min}} \Rightarrow A_c = NTU \frac{C_{min}}{U_c}$ .

La rama caliente circula por el interior de los tubos ya que se trata de gas a alta presión. El cálculo de esta rama se realiza de la siguiente manera:

El caudal másico que circula por un tubo es  $\dot{m}_{h,t} = \frac{\dot{m}_h}{N_t}$  donde  $\dot{m}_h$  es el caudal másico total de la rama caliente (igual al caudal impulsado por el compresor) y  $N_t$  es el número total de tubos.

El número de Reynolds en el interior de un tubo se calcula  $Re_D = \frac{4\dot{m}_{h,t}r}{\rho m D}$  donde las propiedades del gas se evalúan a la temperatura media de la rama.

Se utiliza la correlación de Dittus-Boelter (caso de enfriamiento) para encontrar el número de Nusselt  $Nu = 0,023(Re_D)^{0,8}(Pr)^{0,3}$ . Esta relación es válida si se cumple  $0,7 \leq Pr \leq 160$ ,  $Re_D \geq 10000$  y  $\frac{L}{D} > 10$ .

El coeficiente de transferencia térmica por convección del lado caliente se calcula entonces  $h_h = Nu \frac{k}{D}$

Para calcular los parámetros correspondientes a la rama fría se utilizan diagramas como el que se muestra en la fig. 7.3.<sup>[37]</sup>

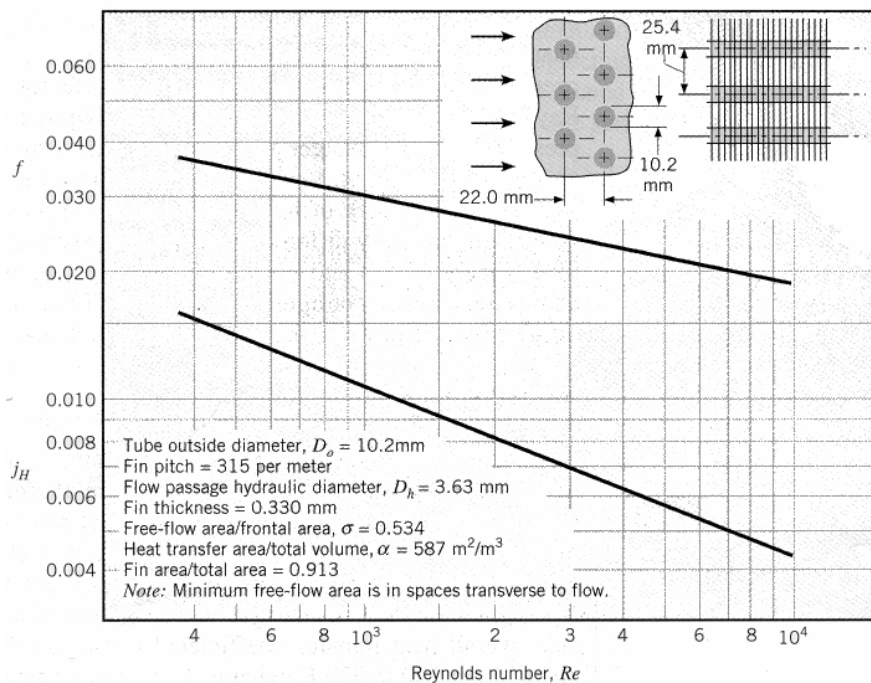


Figura 7.3. Transferencia de calor y factor de fricción para un intercambiador de calor de tubos circulares y aleta continua, superficie 8.0-3/8T.

En primer lugar se calcula el valor de  $A_c/A_h$  necesario para el cálculo de  $U_c$ .

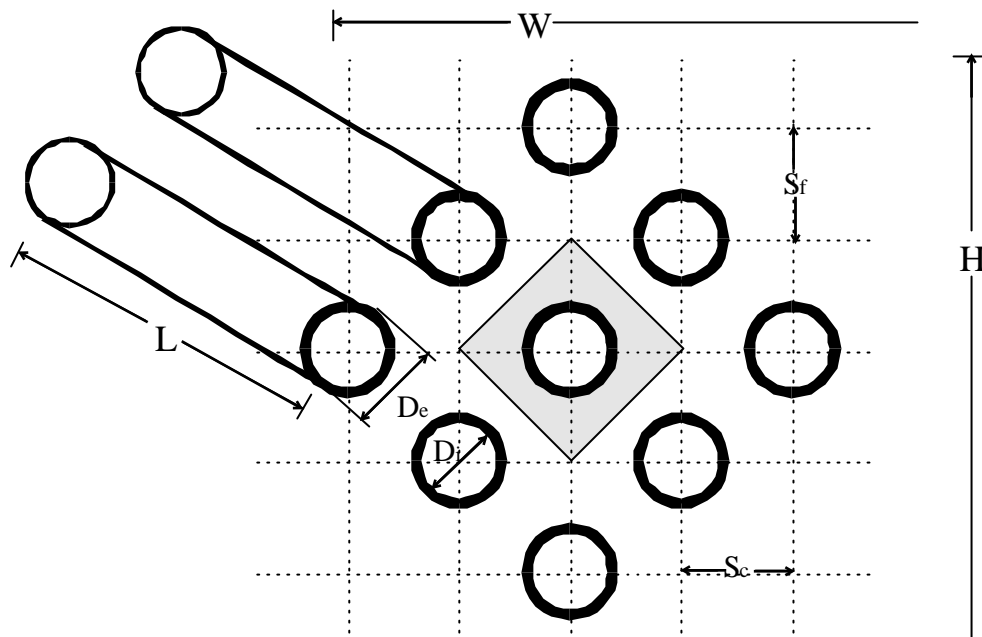


Figura 7.4. Sección de la aleta continua asociada a un tubo.

El área de la aleta asociada a un tubo se representa en la fig. (7.4) y se calcula como  $A_f = \left( 2S_f S_c - \frac{pD_e^2}{4} \right) F_p L$  donde  $S_f$  y  $S_c$  son las separaciones entre filas y columnas de tubos respectivamente,  $F_p$  es el número de aletas por unidad de longitud del tubo y  $L$  es la longitud del tubo.

Entonces, el área total de intercambio asociada a un tubo resulta

$$A = \left( 2S_f S_c - \frac{pD_e^2}{4} \right) F_p L + pD_e L$$

El valor de  $A_f/A$  calculado de esta manera coincide con el valor de  $A_f/A$  (área de la aleta sobre área total) indicado en los datos del banco de tubos. Por eso  $\frac{A_h}{A_c} = 1 - \frac{A_f}{A}$ .

El siguiente paso consiste en calcular el coeficiente de transferencia térmica por convección de la rama fría  $h_c$ .

Los parámetros relevantes para el cálculo están dados en la fig. 7.3 en función del factor de Colburn  $j_H = St Pr^{2/3}$  y el número de Reynolds, donde tanto el número de Stanton

$St = \frac{h}{Gc_p}$  como el número de Reynolds  $Re = \frac{GD_h}{m}$  están basados en el velocidad másica

máxima  $G = rV_{\max} = \frac{m_c}{SA_{fr}}$  donde  $\sigma$  es la relación entre la mínima superficie libre que tiene

el fluido para circular entre los tubos y las aletas  $A_{ff}$  (área perpendicular a la dirección del flujo) y el área frontal del intercambiador de calor  $A_{fr} (=LxH)$  y  $D_h$  es el diámetro hidráulico. Los valores de  $\sigma$  y  $D_h$  son parte de los datos provistos para cada banco de tubos.

Para calcular el valor de  $\eta_{0,c}$  es necesario conocer  $\eta_f$ .

Gardiner<sup>[36]</sup> da relaciones para  $\eta_f$  para varias geometrías de aletas. Como aproximación se utiliza la relación para una aleta anular, cuya área es igual al área de la aleta continua asociada a cada tubo (fig. 7.4),

$$h_f = C_2 \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_2) - I_1(mr_1)K_1(mr_2)}{I_0(mr_1)K_1(mr_2) + K_0(mr_1)I_1(mr_2)} \text{ con } C_2 = \frac{2r_1}{m(r_2^2 - r_1^2)} \text{ y } m = \sqrt{\frac{2h}{kt}}$$

Esta relación se muestra gráficamente en la fig. 7.5.

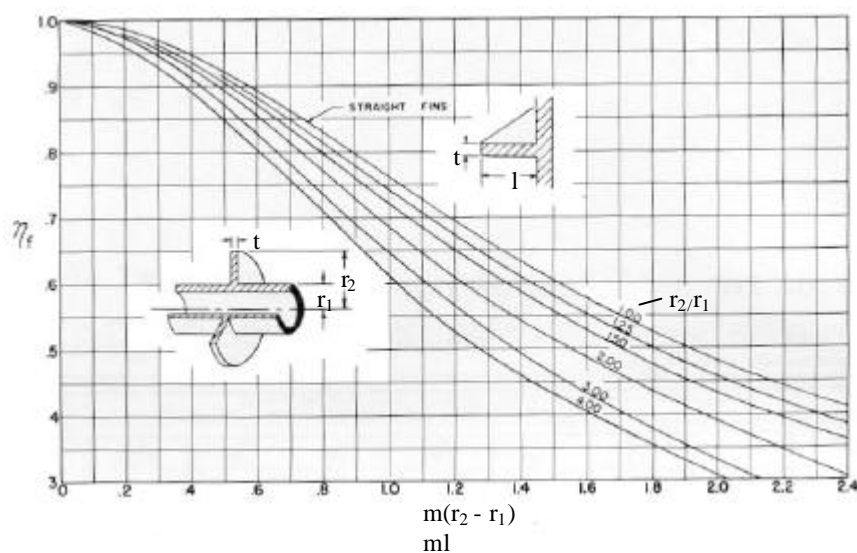


Figura 7.5. Eficiencia de aletas anulares y planas de perfil rectangular.

La pérdida de carga asociada con un fluido que circula entre tubos con aletas se calcula de la expresión

$$\Delta p = \frac{G^2 v_i}{2} \left[ \left( 1 + S^2 \right) \left( \frac{v_0}{v_i} - 1 \right) + f \frac{A}{A_{ff}} \frac{v_m}{v_i} \right] \quad (7.2)$$

donde  $v_i$  y  $v_0$  son los volúmenes específicos del fluido a la entrada y a la salida y  $v_m = \frac{v_i + v_0}{2}$ . El primer término del lado derecho de la ec.(7.2) tiene en cuenta los efectos de aceleración y desaceleración del fluido al pasar a través de los tubos, mientras que el

segundo término tiene en cuenta las pérdidas por fricción. Para un dado banco de tubos, el factor de fricción se conoce en función del número de Reynolds y la relación  $A/A_{ff}$  se evalúa  $\frac{A}{A_{ff}} = \frac{\alpha V}{sA_{fr}}$  donde V es el volumen total del intercambiador y  $\alpha$  es el área de intercambio por unidad de volumen del intercambiador (y es parte de la hoja de datos de un banco de tubos).

## 7.2 Resultados

Se realizaron cálculos para dos aplicaciones, cada una con un caudal característico.

En el caso de la estación de licuefacción móvil para reabastecer a camiones de carga en Bolivia, el caudal característico es 10000 Nm<sup>3</sup>/h (1,8 kg/s). En el caso de un sistema de licuefacción en boca de pozo, el caudal de gas varía de acuerdo a cada pozo. Para los cálculos se supuso un caudal de 10<sup>6</sup> Nm<sup>3</sup>/día (7,3 kg/s).

Para ambos casos se utilizó la superficie 8.0-3/8T (fig. 7.3).

En la tabla T7.1 y T7.2 se detallan los parámetros más relevantes del intercambiador de calor calculado para un caudal de 0,18 kg/s y 7,3 kg/s respectivamente.

Tabla T7.1. Datos del intercambiador de calor para la estación de carga móvil.

|                                 |                  |   |
|---------------------------------|------------------|---|
| Caudal Rama Caliente [kg/s]     |                  | 1,8                                       |
| Tubos                           | Número Filas     | 10  |
|                                 | Número Columnas  | 30  |
| Dimensiones                     | Altura (H) [m]   | 0,25                                      |
|                                 | Ancho (W) [m]    | 0,66                                      |
|                                 | Longitud (L) [m] | 2,86 (isoentálpico)<br>1,69(isoentrópico) |
| Pérdida de carga Rama Fría [Pa] |                  | 260 (isoentálpico)                        |
| Peso [kg]                       |                  | 550(isoentálpico)<br>330(isoentrópico)    |

Tabla T7.2. Datos del intercambiador de calor para licuefacción en boca de pozo.

|                                 |                  |  |
|---------------------------------|------------------|--|
| Caudal Rama Caliente [kg/s]     |                  | 7,3                                      |
| Tubos                           | Número Filas     | 10                                       |
|                                 | Número Columnas  | 50                                       |
| Dimensiones                     | Altura (H) [m]   | 0,25                                     |
|                                 | Ancho (W) [m]    | 1,1                                      |
|                                 | Longitud (L) [m] | 4,17(isoentálpico)<br>2,45(isoentrópico) |
| Pérdida de carga Rama Fría [Pa] |                  | 2750(isoentálpico)                       |
| Peso [kg]                       |                  | 1340(isoentálpico)<br>790 (isoentrópico) |

# Capítulo 8

## Sumario y Conclusiones

Expertos coinciden en que el consumo de gas natural experimentará un gran crecimiento. Es necesario transportar el gas hacia los mercados de consumo. A medida que aumenta la distancia a la que se debe transportar el gas, el uso de GNL se va haciendo más viable económicamente que los gasoductos.

La Argentina puede ser competitiva en el mercado internacional del GNL por el bajo costo del GNL pero no puede comercializar un volumen importante de este combustible debido a la limitación de la producción impuesta por el método de licuefacción. El mismo consiste en disminuir la temperatura del gas natural por efecto Joule-Thomson, es decir, expandiendo al gas desde alta presión antes de inyectarlo al sistema de gasoductos.

Este mismo método se puede implementar para el mercado vehicular ya que, para vehículos pesados, el GNL se vuelve atractivo debido a su mayor densidad de energía respecto al GNC, lo que significa menor peso (ya que el volumen de los tanques es menor y además el GNL se almacena a presiones bajas –menores a 5atm–), mayor carga útil y mayor autonomía.

Se optimizó el costo económico por unidad de masa de gas líquido considerando que el costo del gas viene dado únicamente por el costo de la materia prima y por el consumo eléctrico del compresor. De esta optimización surgió que se debe comprimir el gas hasta las 200 atm. Al aumentar la presión de compresión aumenta la fracción de gas que se condensa. Sin embargo, también la energía necesaria para comprimir el gas.

Para  $p_a=200$  atm y  $p_b=4$  atm, se licua el 19,9 % del gas comprimido a un costo de \$0,33 por kg para una expansión isoentálpica y se licua el 41,1 % del gas comprimido a un costo de \$ 0,26 para una expansión isoentrópica.

Es evidente que una expansión isoentrópica presenta ventajas frente a una isoentálpica cuando se comprime el gas hasta 200 atm. Sin embargo, la verdadera conveniencia de la primera consiste en la posibilidad de obtener altas fracciones de condensado cuando se expande el gas desde presiones menores.

Al considerar una fracción de etano de 7 % en la composición del gas se encontró que el costo del GNL aumenta de \$0,33 a \$0,34 para el caso de expansión isoentálpica y sin un separador que remueva al etano del flujo antes de la expansión.

Al eliminar el separador de etano, el costo del gas líquido no aumenta demasiado. Este pequeño aumento es admisible a cambio de no tener que lidiar con las complicaciones que trae aparejadas un separador ciclónico funcionando a alta presión.

Para la aplicación de pequeña escala (caudal característico 1000 Nm<sup>3</sup>/h), el intercambiador de calor costa de 6 tubos (de 2 cm de diámetro interno y 3 mm de espesor) a



través de los cuales circula el gas caliente a 200 atm. Los tubos se encuentran en el interior de una carcasa de 75 mm de diámetro y 3 mm de espesor. Entre los tubos y la carcasa circula el gas frío en contracorriente. El largo del intercambiador resultó 5,6 m para el caso isoentálpico y 4,1 m para el isoentrópico.

Tanto para la estación de licuefacción móvil para reabastecer a camiones de carga en Bolivia (caudal característico 10000 Nm<sup>3</sup>/h) como para el caso de un sistema de licuefacción en boca de pozo (10<sup>6</sup> Nm<sup>3</sup>/día) se eligió un intercambiador de calor de flujo cruzado, en el cuál la rama caliente circula a través de los tubos y la rama fría por el exterior de los mismos. Los tubos serán circulares y la superficie exterior tendrá aletas continuas (superficie 8.0-3/8T).

Para la estación de licuefacción móvil, el intercambiador consta de 300 tubos y las dimensiones del mismo resultaron 0,25 x 0,66 x 2,86 m y 0,25 x 0,66 x 1,69 m para los casos isoentálpico e isoentrópico respectivamente.

Para licuefacción en boca de pozo, se utilizaron 500 tubos y las dimensiones resultaron 0,25 x 1,10 x 4,17 m y 0,25 x 1,10 x 2,45 m.

Para producir la expansión del gas en forma isoentálpica, es necesario únicamente que el conducto en el que se produce esté completamente aislado térmicamente y ubicar cualquier obstrucción localizada que produzca la caída de presión deseada. Para que la expansión se produzca en forma isoentrópica, se debe utilizar una tobera convergente divergente. En el caso de la estación de carga, el diámetro de la garganta debe ser de 2 mm, para estación móvil debe ser 6 mm y para boca de pozo 12 mm.

En el caso de estación de carga, se espera que la eficiencia del separador sea muy cercana a la unidad si el líquido ingresa al mismo como una película, es decir, que no haya partículas de líquido suspendidas en el gas, ya que de esta forma, el flujo se encuentra gobernado principalmente por la gravedad y no por la fuerza centrífuga. Para ello, el diámetro del conducto que deposita la mezcla de líquido y gas en el interior del separador ciclónico debe ser mayor a 70 mm.

Para este mismo caso, a través de una simulación del intercambiador de calor con volúmenes finitos se determinó que el sistema alcanza el estado estacionario aproximadamente 30 segundos después de estabilizarse el caudal en el compresor. Por ello no se justifica la implementación de un sistema de arranque.

#### Otras conclusiones:

- El costo por unidad de energía del GNL es menor al costo del Diesel y no depende tanto del precio del crudo en el mercado internacional.
- El motor recibe el gas en estado gaseoso, es decir, no es afectado en absoluto por la forma de almacenamiento del combustible. Si el gas está almacenado en fase líquida, es necesario calentarlo antes de ingresar al motor. Surgió la idea de calentar el gas enfriando con el mismo el aire de admisión del motor. De esta forma aumenta la densidad del aire permitiendo al mismo motor generar mayor potencia (20% más según cálculos preliminares).
- Debido a su composición simple (una molécula de carbono y cuatro de hidrógeno), las emisiones producidas por la combustión del GNL son menores que las producidas por combustibles más complejos como la gasolina o el diesel. Típicamente las emisiones de escape de CO se reducen un 70%, las de gas orgánicos (aparte de metano) se reducen 89%,

las de óxidos de nitrógeno  $\text{NO}_x$  en 87%. Las emisiones de partículas se reducen casi 100%. Además, el gas natural casi no contiene sustancias tóxicas. Por ejemplo, las emisiones de Diesel contienen benceno, 1,3-butadieno, arsénico y níquel, las cuales son cancerígenas<sup>[42]</sup>.

- Pruebas recientes demostraron que los vehículos a gas son menos ruidosos que los Diesel. Esa reducción promedió alrededor de 10dB.
- Pruebas independientes muestran que el GNL como combustible vehicular no es más riesgoso que el de la gasolina y bajo muchas circunstancias es más seguro. Debido a que la temperatura de ignición es mayor a la de la gasolina, la ignición requiere mezclas entre 5% y 15% de GNL y esta mezcla no explota en ambientes abiertos debido a su baja velocidad de propagación de llama, por eso no puede utilizarse en planes terroristas o en la preparación de bombas Molotov. Además, los derrames de GNL se disipan rápidamente en la atmósfera (suben por ser más liviano que el aire) y no puede ser absorbido por el suelo.
- La composición del combustible es más homogénea y puede ser determinada con gran precisión. Este control sobre la composición resulta en un mejor ajuste del sistema de combustible y motor, lo que lleva a una optimización del rendimiento del motor y por ende mayor economía de combustible y menores emisiones.
- El GNL puede ser transportado mediante camiones al igual que la gasolina o diesel. De esta forma puede haber GNL disponible en regiones a la que no llegan gasoductos.
- El tiempo empleado en el reabastecimiento de combustible es similar al de los combustibles convencionales.
- A medida que el gas que se encuentra a baja temperatura se va evaporando, se hace necesario ventearlo para evitar el incremento de presión en el tanque de almacenamiento. Por eso un vehículo estacionado en un recinto cerrado por mucho tiempo (algunos días) puede crear una concentración peligrosa de gas en el aire
- El gas metano es un gas de efecto invernadero (32 veces más nocivo que el  $\text{CO}_2$ ). Por tal motivo se debe minimizar la emisión de este gas sin combustionar.
- Elimina la necesidad de quemar el gas en el caso de presentarse como gas asociado en pozos de petróleo.
- Una reserva importante de GNL puede contribuir a apaciguar crisis energéticas en períodos de alta demanda y con baja generación de energía hidroeléctrica así también como mantener una cierta estabilidad en el precio de la energía.

# Referencias

- [1] Society of Petroleum Engineers.  
[http:// www.spe.org](http://www.spe.org)
- [2] International Energy Agency “World Energy Outlook 2002”.  
<http://www.worldenergyoutlook.org/weo/pubs/>
- [3] <http://www.worldenergyoutlook.org/weo/pubs/weo2002/WEO21.pdf>
- [4] <http://www.eia.doe.gov/emeu/international/reserves.html>
- [5] Phillips Petroleum.  
<http://www.phillips66.com/Ing/LNGoverview.htm>
- [6] Institute for Energy, Law and Enterprise – University of Houston.  
[http://www.energy.uh.edu/LNG/documents/IELE\\_introduction\\_to\\_LNG.pdf](http://www.energy.uh.edu/LNG/documents/IELE_introduction_to_LNG.pdf)
- [7] Cedigaz, BP Statistical Review of World Energy. Junio 2002.
- [8] <http://www.bg-group.com>
- [9] <http://www.shell.com/home/Framework?siteId=shellgasandpower-en>
- [10] <http://www.phillips66.com/Ing/phillipsoptimizescascade.htm>
- [11] <http://www.lngoneworld.com/Ingv1.nsf/portal/index.html>
- [12] ADIGAS - Asociación de Distribuidores de Gas Natural  
<http://www.adigas.com.ar/Novedades/Tarifas de Gas Natural.pdf>
- [13] AGIRA S.A. - Compresores  
<http://www.agira.com.ar/productos.htm>
- [14] Greenfield Argentina S.A.  
<http://www.greenfield-arg.com.ar/>
- [15] Grupo Galileo  
[http://www.galileoar.com/galileo/compres\\_sist/docs/equ\\_comp.htm](http://www.galileoar.com/galileo/compres_sist/docs/equ_comp.htm)
- [16] Edenor  
[http://www.edenor.com.ar/edenorasp/Tarifas/cuadro\\_t2.asp](http://www.edenor.com.ar/edenorasp/Tarifas/cuadro_t2.asp)
- [17] Mott, R.L., “Applied Strength of Materials”, 4<sup>th</sup> Ed., Prentice Hall (2002).
- [18] “Handbook of Industrial Materials”, 2<sup>nd</sup> Ed., Elsevier Advanced Technology (1992).
- [19] Incropera, DeWitt “Introduction to Heat Transfer”, John Wiley & Sons (1996).

- [20] Perry, R.H., Chilton, C.H. "Chemical Engineers' Handbook" 5<sup>th</sup> Ed. McGraw-Hill (1973)
- [21] NIST Chemistry Webbook "Thermophysical Properties of Fluid Systems "  
<http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>
- [22] White, F. "Fluid Mechanics" McGraw – Hill (1979).
- [23] Shapiro "The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow (Volume I)" Ronald (1953).
- [24] Kirillin, Sychev, Sheindlin "Engineering Thermodynamics" Mir (1976).
- [25] O.Baker, Designing Pipelines for Simultaneous Flow of Oil and Gas, Handbook Section, "Pipeline Engineer", February 1960, PH69.
- [26] Collier, J.G. "Convective Boiling and Condensation" 2<sup>nd</sup> Ed McGraw-Hill (1972).
- [27] Perry, R.H., Chilton, C.H. "Chemical Engineers' Handbook" Fifth Edition McGraw-Hill (1973)
- [28] O.Baker, "Designing Pipelines for Simultaneous Flow of Oil and Gas". Oil and Gas Journal, 26 July (1954)
- [29] Mandhane, J.M., Gregory, G.A., and Aziz, K. "A flow pattern map for gas – liquid flow in horizontal pipes". Int. J. Multiphase Flow, 1, 537-553 (1974).
- [30] Taitel, Y. and Dukler, A.E. "A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas – liquid flow", AIChE Journal 22, 47-55 (1976).
- [31] M. Ishii, K. Mishima, "Correlation for liquid entrainment in annular two-phase flow of low viscous fluid", Argonne National Laboratory Report, ANL/RAS/LWR 81-2, (1981).
- [32] Hindman, R.G., Aero 446 Class Notes, Iowa State University.  
<http://clue.eng.iastate.edu/%7Ehindman/classes/446/Class-notes.html>
- [33] Patankar, S.V. "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", McGraw-Hill (1980)
- [34] LeVeque, R.J. "Finite Volume Methods for Hyperbolic Problems" Cambridge (2002).
- [35] Kays, London "Compact Heat Exchangers" 2<sup>nd</sup> Ed. McGraw-Hill (1964).
- [36] Gardiner, K.A. "Efficiency of Extended Surfaces", Trans. ASME, ol 67, pp.621-631, (1954)
- [37] Kays, London "Compact Heat Exchangers" 3<sup>rd</sup> Ed. McGraw-Hill (1984).
- [38] Comisión Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas, Comisión Nacional de Energía Atómica, Instituto Balseiro.
- [39] Comisión Nacional de Energía Atómica, Instituto Balseiro.
- [40] Barreiro E., Cortiñas, J.C "Costos de generación hidroeléctrica versus costos de la energía generada por gas en Argentina y en el Mercosur", Tabla 14, biblioteca de Mercado Eléctrico.
- [41] Cengel, Y., Boles, M., "Thermodynamics: an engineering approach", McGraw-Hill (1998).
- [42] GTI – Gas Technology Institute - <http://www.gri.org>
- [43] Rohsenow, Hartnett "Handbook of Heat Transfer" McGraw-Hill (1973).

# Agradecimientos

A mi familia, que a pesar de la distancia siempre me apoyó.

A Fabián, por su paciencia y dedicación.

A Eugenio, por su ayuda incondicional durante estos cuatro años.

A Gonzalo, por mostrarme que no hay límites cuando se pone empeño.

A Jorge, por su amistad.

A todo IB00, con quienes compartí los buenos y malos momentos.