



Ra Ximhai

ISSN: 1665-0441

[raximhai@uaim.edu.mx](mailto:raximhai@uaim.edu.mx)

Universidad Autónoma Indígena de  
México  
México

Mendoza-Acosta, Alexander; Rodríguez-Silva, Claudia; Hernández Frías, Hildeberto  
METODOLOGÍA PARA ESTIMACIÓN DE PARÁMETROS DINÁMICOS Y  
ESTACIONARIOS DE RE-LICUEFACCIÓN DE GAS LICUADO DE PETRÓLEO (LPG)  
EN ESFERAS DE ALMACENAMIENTO

Ra Ximhai, vol. 13, núm. 3, julio-diciembre, 2017, pp. 133-151  
Universidad Autónoma Indígena de México  
El Fuerte, México

Disponible en: <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=46154070009>

- Cómo citar el artículo
- Número completo
- Más información del artículo
- Página de la revista en redalyc.org

redalyc.org

Sistema de Información Científica  
Red de Revistas Científicas de América Latina, el Caribe, España y Portugal  
Proyecto académico sin fines de lucro, desarrollado bajo la iniciativa de acceso abierto



## METODOLOGÍA PARA ESTIMACIÓN DE PARÁMETROS DINÁMICOS Y ESTACIONARIOS DE RE-LICUEFACCIÓN DE GAS LICUADO DE PETRÓLEO (LPG) EN ESFERAS DE ALMACENAMIENTO

### METHODOLOGY FOR ESTIMATION OF STATIONARY AND DYNAMIC PARAMETERS FOR LIQUEFIED PETROLEUM GAS (LPG) RE-LIQUEFACTION IN SPHERICAL STORAGE SYSTEMS

Alexander **Mendoza-Acosta**<sup>1,2</sup>; Claudia **Rodríguez-Silva**<sup>2</sup> e Hildeberto **Hernández Frías**<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Instituto Tecnológico de los Mochis, <sup>2</sup> CRS ingeniería

#### RESUMEN

La diferencia de temperatura entre el medio ambiente y el líquido contenido en las esferas de almacenamiento de gas licuado de petróleo (LPG), produce: flujo neto de calor hacia el interior, incremento en la temperatura del combustible almacenado, vaporización parcial del mismo y consecuentemente un aumento en la presión de almacenamiento. Para mantener condiciones de seguridad adecuadas, ya que los incrementos no controlados de presión podrían ocasionar condiciones de riesgo y pérdidas económicas, se instalan sistemas de re-licuefacción, consistentes en unidades de auto-refrigeración, los cuales extraen el gas evaporado, lo comprimen y lo condensan nuevamente en un ciclo cerrado de refrigeración. Frecuentemente estos sistemas se diseñan empleando criterios heurísticos, sin tomar en cuenta los cálculos necesarios para su dimensionamiento; esto resulta en costosas modificaciones o en equipo sobredimensionado. En el presente artículo se presenta paso a paso una metodología simple pero efectiva para el cálculo de cargas térmicas, tasa de aumento diario de temperatura y tiempos de acumulación y recuperación de presión, la metodología fue comparada con valores reales, mediante la adquisición y procesamiento de datos en los meses de verano de los años 2015 y 2016 de 12 esferas de almacenamiento en una empresa gasera localizada en un estado costero de la república, encontrando que los valores predichos para la tasa de aumento diario de temperatura y los tiempos de recuperación concuerdan estadísticamente con los datos experimentales.

**Palabras clave:** Almacenamiento de hidrocarburos, Gas Licuado de Petróleo (LPG) Tanques a presión, transferencia de calor y capacidad de refrigeración.

#### SUMMARY

Temperature difference between the environment and the liquid contained in the liquefied petroleum gas storage spheres produces: net inward heat flow, increase in stored fuel temperature, LPG partial vaporization and consequently an increase in storage pressure. In order to maintain adequate safety conditions, since uncontrolled pressure increases could lead to risky situations and economic losses, re-liquefaction systems, consisting on auto refrigeration units, are installed; this system extracts the evaporated gas, compress it and then condense it again in a closed cooling cycle. Frequently these systems are designed using heuristic criteria, without considering the calculations necessary for correct equipment sizing; this results in costly modifications or in oversized equipment. In the present article, a simple but effective methodology for the calculation of thermal loads, daily temperature increase rate and pressure accumulation and restore times is presented, the methodology was compared with real data, through data acquisition and processing during the summer months of 2015 and 2016 for 12 storage spheres in a gas company located in a coastal state of Mexico, finding that the values predicted for the rate of daily temperature increase and recovery times are statistically consistent with the experimental data.

**Key words:** Hydrocarbon storage, liquefied petroleum gas (LPG), pressure vessels, heat transfer and refrigeration load.

**Nota aclaratoria:** En el presente estudio se presentan, con autorización de la empresa gasera en la que se condujo la validación experimental, datos reales de dimensiones de tanques, lecturas de variaciones de temperatura y gráficos del sistema de control distribuido originales, debido a lo anterior y como medida de protección a la confidencialidad, la gerencia de procesos solicitó que no se publicara ni la ubicación ni

la razón social de su empresa, razón por la cual sólo se identificará como “la empresa gasera”. Los valores reportados no han sido modificados.

La adquisición de datos que fue empleada para el artículo es parte de un trabajo de optimización general de la planta, conducido por CRS ingeniería y la empresa gasera.

## INTRODUCCIÓN

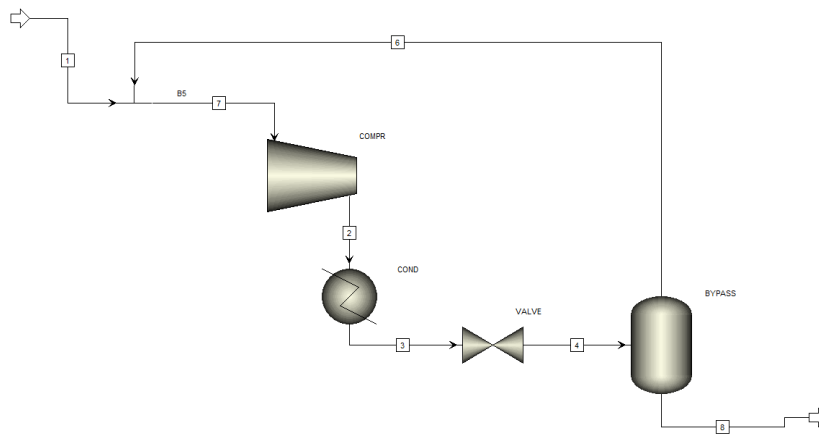
Las plantas de almacenamiento y distribución de gas licuado de petróleo cuentan, por lo general, con granjas de tanques, constituidas por grupos de esferas metálicas de gran capacidad. En el caso de la planta analizada, se cuenta con 12 esferas de almacenamiento de 5,677,500 litros de capacidad cada una (Del Toro, 2012).

Realizar el cálculo de la planta de refrigeración, es una actividad indispensable para asegurar la correcta funcionalidad de los sistemas de almacenamiento, sin embargo, en la mayoría de los casos que se han estudiado, las empresas adquieren los sistemas de re-licuefacción como equipos paquete, normalmente muy sobredimensionados.

La razón del sobre-diseño es principalmente económica, pero también se debe a una inadecuada comprensión de los fenómenos de transferencia de calor y a la aparente complejidad para realizar los cálculos relativos a la ganancia térmica de las esferas de almacenamiento, al involucrar convección, conducción y radiación.

El calor transmitido al líquido produce aumento de temperatura y vaporización parcial del gas, al incrementarse la cantidad de gas en la fase vapor, se eleva ligeramente la presión dentro del tanque modificando, a su vez la temperatura de saturación de la mezcla (Yoshihiro, 1986). El propósito del sistema de refrigeración es restablecer la presión en la esfera a la presión normal de operación y reducir la cantidad de gas que no puede ser bombeado a distribución final.

El sistema de re-licuefacción extrae el gas de la esfera con sobrepresión o de una línea conectada a más de una esfera, para comprimirlo, enfriarlo y expandirlo isoentálpicamente, logrando evaporación flash y reducción de temperatura. El gas del separador flash se recircula al compresor. El esquema se muestra en la *Figura 1* (Johnson Controls, 2006).



**Figura 1.** Esquema de proceso de re-licuefacción de LGP.

Una práctica recomendable, de acuerdo a los procedimientos de la empresa gasera es operar los sistemas de re-licuefacción por medio de un controlador de presión, encendiendo el sistema de refrigeración cada que la esfera experimente una sobrepresión de  $0.2 \text{ kg/cm}^2$ , con respecto a la presión normal de operación (Del Toro, 2012).

Para brindar una herramienta de cálculo al lector se propone la metodología de cálculo a la par que se sustituyen datos correspondientes a la planta de almacenamiento mencionada. Los cálculos se realizan para una “esfera tipo”, considerando que todas las esferas en el sistema son de las mismas características dinámicas, mecánicas y geométricas, lo que no es necesariamente cierto, como se verá más adelante.

Como condición crítica, por encontrarse a baja temperatura ( $19.8^\circ\text{C}$ ) y poseer una baja entalpía de vaporización ( $16.3 \text{ kJ/mol}$ ), con respecto a otras composiciones típicas de LPG, se evaluará una mezcla de almacenamiento en un rango de 90% propano y 10% de butano (ASTM, 1996).

El análisis incluye:

- a) Estimación de calor absorbido desde el medio ambiente.
- b) Reproducción en simulador de procesos, en estado estacionario, del sistema de licuefacción.
- c) Cálculo de flujo máximo de gas a licuefacción, por sistema y por esfera.
- d) Cálculo dinámico del tiempo de restablecimiento de presión con el sistema actual, para un desfase de  $0.2 \text{ kg/cm}^2$ .

## MÉTODOS Y TÉCNICAS DE INVESTIGACIÓN

*Bases y criterios de diseño para el caso de estudio.*

El primer paso en la presente metodología es recopilar la información geométrica, mecánica y de proceso necesaria para realizar el cálculo del sistema. A continuación, se muestra esta recopilación para el caso de estudio.

*Información geométrica y mecánica*

En esta sección se muestran las ecuaciones necesarias para determinar áreas y volúmenes, necesarios para el cálculo de flujos de calor y balances de energía.

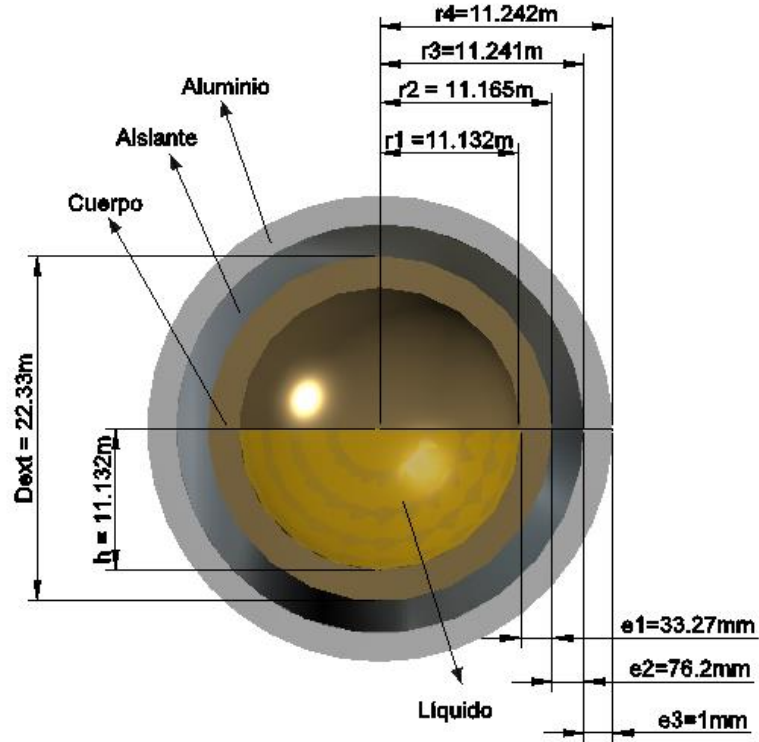
En el caso de estudio, las esferas son de aproximadamente 11 metros de diámetro, constituidas de tres capas: cuerpo de acero al carbón de 1.3 pulgadas, aislante de 3 pulgadas y recubrimiento de aluminio de 1 mm de espesor, como se muestra en la *Figura 2*.

La presión es simulada a un 2% por debajo de la máxima presión de operación esperada ( $8.0 \text{ kg/cm}^2\text{abs}$ ), correspondiente a una presión es  $7.83 \text{ kg/cm}^2\text{ abs}$  ( $7.57 \text{ atm}$ ), para garantizar la no apertura de la primera válvula de seguridad de la esfera.

Para la sección interna del tanque, el volumen total de almacenamiento y el área total se calculan usando el radio interior ( $r_1$ ) de acuerdo a:

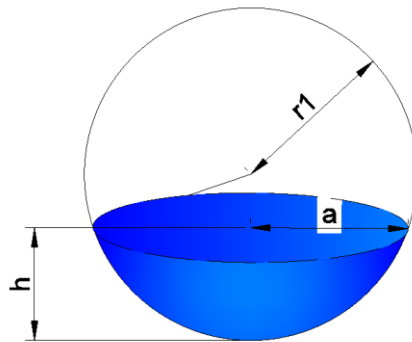
$$V_{i-total} = \frac{4\pi r_1^3}{3} = \frac{4 * \pi * (11.132m)^3}{3} = 5,778m^3 \quad (1)$$

$$A_{i-total} = 4\pi r_1^2 = 4 * \pi * (11.132m)^2 = 1,557m^2 \quad (2)$$



**Figura 2.** Geometría del sistema de almacenamiento de LPG.

Para el volumen ocupado por un líquido dentro del tanque (radio  $r_1$ ) con altura  $h$  (Figura 3), se emplea Ecuación 3.



**Figura 3.** Geometría para el cálculo del volumen ocupado por el líquido dentro del recipiente esférico.

$$V_{LIQ} = \frac{1}{6} \pi h (3a^2 + 3b^2 + h^2) \quad (3)$$

Con  $b=0$  queda:

$$V_{LIQ} = \frac{1}{6} \pi h (3a^2 + h^2) \quad (4)$$

Usando el teorema de Pitágoras para  $a$ , la expresión queda como:

$$(r_1 - h)^2 + a^2 = r_1^2 \quad (5)$$

Resolviendo para  $a^2$ :

$$a^2 = 2r_1h - h^2 \quad (6)$$

El radio de la base de círculo está dado por la Ecuación 7.

$$a = \sqrt{h(2r_1 - h)} \quad (7)$$

Por lo que la Ecuación para el líquido queda como:

$$V_{LIQ} = \pi h^2 \left( r_1 - \frac{h}{3} \right) = 2,889 m^3 \quad (8)$$

El área en contacto con líquido se calcula a su vez con la Ecuación 9:

$$A_{i-cl} = 2\pi r_1 h = 2 * \pi * 11.132 m * 11.132 m = 778.6 m^2 \quad (9)$$

El volumen para fase gaseosa y el área en contacto con dicha fase se calculan por diferencia con respecto al volumen y área total.

$$V_{i-seco} = V_{i-total} - V_{Liq} = 5,778 m^3 - 2,889 m^3 = 2,889 m^3 \quad (10)$$

$$A_{i-seco} = A_{total} - A_{i-cl} = 1,557 m^2 - 778.6 m^2 = 778.6 m^2 \quad (11)$$

Para la convección y radiación por fuera de esfera, se emplea el área externa, por tanto, los cálculos emplean el radio externo ( $r_4$ ) de 11.242m.

$$A_{e-total} = 4\pi r_4^2 = 4 * \pi * (11.242 m)^2 = 1,588.2 m^2 \quad (12)$$

La fracción de área húmeda, o sea aquella en contacto con líquido se calcula como:

$$\varphi_{sh} = \frac{A_{i-cl}}{A_{i-total}} = 0.5 \quad (13)$$

#### Información del LPG

La composición de gas almacenado es:

**Cuadro 1. Composición inicial del LGP**

| Composición del Gas L.P. | % mol |
|--------------------------|-------|
| Sustancia                |       |
| Propano                  | 90    |
| Butano y pesados         | 10    |

**Cuadro 2. Propiedades del LGP almacenado**

| Concepto                 | Símbolo        | Líquido                | Gas                   | Unidades          |
|--------------------------|----------------|------------------------|-----------------------|-------------------|
| Densidad                 | $\rho$         | 510                    | 17.33                 | kg/m <sup>3</sup> |
| Calor específico         | C <sub>p</sub> | 2642                   | 1961                  | J/kg.°C           |
| Viscosidad               | $\mu$          | 1.145×10 <sup>-4</sup> | 8.47×10 <sup>-6</sup> | kg/m·s            |
| Conductividad térmica    | $k$            | 0.097                  | 0.0182                | W/m·K             |
| Coeficiente de expansión | $\beta$        | 0.00304                | 3.43×10 <sup>-3</sup> | 1/°C              |
| Aceleración de gravedad  | $g$            | 9.8067                 |                       | m/s <sup>2</sup>  |

Los datos anteriores fueron obtenidos de las contribuciones parciales de propiedades de propano y butano, publicadas por Younglove y Ely (Younglove & Ely, 1987).

#### Información del sitio

Se considera la temperatura del medio ambiente de 40°C, por representar el promedio de las altas temperaturas de los meses de verano en el caso de estudio, para cada caso particular se deberán de tomar valores específicos. La velocidad del viento se considera de 10 km/h (2.78 m/s), esta consideración deberá ser verificada en cada caso, ya que los cálculos dependen en buena medida de esta velocidad.

#### Información de transferencia de calor

Respecto a la transferencia de calor, se toman en cuenta los parámetros y coeficientes típicos, mostrados en el Cuadro 3.

**Cuadro 3. Envoltente de esfera**

| Construcción de esfera |                       |                       |          |          |
|------------------------|-----------------------|-----------------------|----------|----------|
| Sección                | Material              | Conductividad térmica | Espesor  |          |
| Placa de protección    | Aluminio              | 204.3 W/mK            | 1mm      | (0.04 “) |
| Aislamiento            | Espuma de poliuretano | 0.02 W/mK             | 76.2 mm  | (3”)     |
| Cuerpo                 | Acero                 | 36 W/mK               | 33.27 mm | (1.31”)  |
| Total                  | 3 capas               | 0.029 W/mK            | 110 mm   | (4.35”)  |

La velocidad del viento se considera de 10km/h (2.78m/s), por lo que el coeficiente convectivo por la parte externa se calcula de acuerdo a la Ecuación 14.

$$h_{convext} = 10.45 - v + 10\sqrt{v} = 10.45 - 2.78 \frac{m}{s} + 10\sqrt{2.78 \frac{m}{s}} = 24.34 \frac{W}{m^2 K} \quad (14)$$

Para el cálculo de coeficiente de transferencia de calor por radiación externa se emplea la ley de Stefan Boltzman:

$$Q_{rad} = \varepsilon \sigma A (T_{medio}^4 - T_{esfera}^4) \quad (15)$$

A partir de la ecuación anterior, dividiéndola entre el producto del área por la diferencia de temperaturas, se obtiene el coeficiente de transferencia de calor por radiación como:

$$h_{rad} = \sigma (T_2^2 + T_1^2)(T_2 + T_1) \quad (16)$$

El símbolo  $\sigma$  es la constante de Estefan Boltzman, con valor de  $5.6703 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ .

Se supone una emisividad de 20%, basada en la recopilación de datos experimentales, y las temperaturas se consideran en 313.15K (40°C exterior) y 293.15 (20°C), que es la mínima esperada de almacenamiento en la esfera.

Con los datos anteriores, se obtiene:

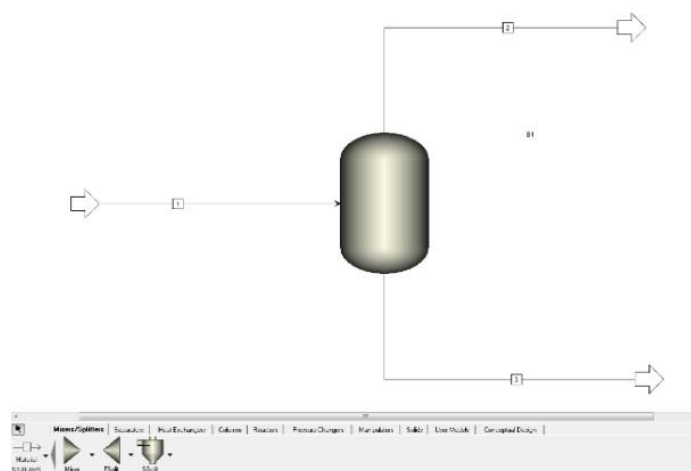
$$h_{rad} = \sigma (T_2^2 + T_1^2)(T_2 + T_1) = 1.26 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (17)$$

Para la condición de  $7.83 \text{ kg/cm}^2$  del caso, se considera una temperatura de  $19.8^\circ\text{C}$ , de acuerdo a una simulación previa, realizada en el simulador de procesos Aspen Plus, versión 8.6, como se muestra en el Cuadro 4:

**Cuadro 4. Equilibrio de fases del LPG simulado en Aspen Plus 8.6**

|                    |          |
|--------------------|----------|
| Substream: MIXED   |          |
| Mole Flow kmol/hr  |          |
| ETHANE             | 0.0      |
| PROPANE            | 164.2219 |
| PROPY-01           | 0.0      |
| N-BUT-01           | 5.710526 |
| Total Flow kmol/hr | 169.9324 |
| Total Flow kg/hr   | 7573.528 |
| Total Flow l/min   | 7704.023 |
| Temperature K      | 292.9894 |
| Pressure atm       | 7.578196 |

El esquema de simulación, corresponde a un separador tipo flash, con las composiciones de 90% mol de propano y 10% mol de butano, los datos y esquema de simulación se muestran en la Figura 4.



**Figura 4.** Esquema de simulación de composición 90/10 del GLP.



Dado que se ha supuesto una temperatura externa de 40°C y una temperatura interna de 19.8°C, la diferencia de temperatura para el flujo de calor se considera:  $\Delta T = 40^\circ\text{C} - 19.8^\circ\text{C} = 20.2^\circ\text{C}$ .

#### Cálculos de transferencia de calor

A continuación, se presenta el cálculo del flujo de calor desde el medio hacia la esfera de almacenamiento, detallando las resistencias de flujo de calor externas, de conducción en pared, interna lado seco e interna lado húmedo. Esta sección fue desarrollada por medio de la combinación de las ecuaciones geométricas y las de estimación de coeficientes de transferencia de calor.

#### Resistencia por convección y radiación externas

En el Cuadro 5 se muestran las ecuaciones necesarias para los coeficientes y los resultados para el caso de estudio.

| Cuadro 5. Coeficientes de transferencia por convección y radiación externa                               |  |
|--|--|
| Lado Seco  | Lado húmedo  |
| $R_{conv-e} = \frac{1}{h_{convext} A_{e-total} (1 - \phi_{sh})} = 5.17 * 10^{-5} \frac{K}{W}$            | $R_{conv-e-lh} = \frac{1}{h_{convext} A_{e-total} \phi_{sh}} = 5.17 * 10^{-5} \frac{K}{W}$                     |
| $R_{rad-e-ls} = \frac{1}{h_{rad} A_{e-total} (1 - \phi_{sh})} = 1.0 * 10^{-3} \frac{K}{W}$               | $R_{rad-e-lh} = \frac{1}{h_{rad} A_{e-total} \phi_{sh}} = 1.0 * 10^{-3} \frac{K}{W}$                           |
| $R_{e-ls} = \left( \frac{1}{R_{conv-e}} + \frac{1}{R_{rad-e}} \right)^{-1} = 4.92 * 10^{-5} \frac{K}{W}$ | $R_{e-lh} = \left( \frac{1}{R_{conv-e-lh}} + \frac{1}{R_{rad-e-lh}} \right)^{-1} = 4.92 * 10^{-5} \frac{K}{W}$ |

#### Resistencia en conducción por pared

La resistencia al flujo de calor en una sección entre capas esféricas, como la mostrada en la Figura 5, se calcula de la siguiente manera:

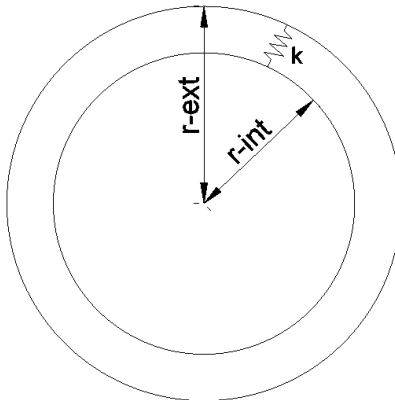


Figura 5. Transferencia de calor por conducción en esfera.

$$R = \frac{r_{ext} - r_{int}}{4\pi r_{ext} r_{int} k} \quad (18)$$

Aplicando la Ecuación 18, para las distintas capas esféricas del tanque de almacenamiento, de acuerdo al esquema de la *Figura 2*, se tiene:

**Cuadro 6. Resistencias a conducción de calor**

| Resistencia       | Ecuación y resultado   |
|-------------------|--|
| Cuerpo            | $R_{cuerpo} = \frac{r_2 - r_1}{4\pi r_1 r_2 k_{acero}} = 5.92 * 10^{-7} \frac{K}{W}$   |
| Vidrio espumado   | $R_{aislante} = \frac{r_3 - r_2}{4\pi r_2 r_3 k_{aislante}} = 2.42 * 10^{-3} \frac{K}{W}$                                      |
| Placa de aluminio | $R_{placa} = \frac{r_4 - r_3}{4\pi r_4 r_3 k_{aluminio}} = 3.08 * 10^{-9} \frac{K}{W}$   |
| Combinada         | $R_{pared} = R_{cuerpo} + R_{aislante} + R_{envolvente} = 2.42 * 10^{-3} \frac{K}{W}$  |
| Lado seco         | $R_{pared-ls} = \frac{R_{pared}}{(1 - \phi_{sh})} = \frac{2.42 * 10^{-3} \frac{K}{W}}{(1 - 0.5)} = 4.83 * 10^{-3} \frac{K}{W}$ |
| Lado húmedo       | $R_{pared-ls} = \frac{R_{pared}}{(1 - \phi_{sh})} = \frac{2.42 * 10^{-3} \frac{K}{W}}{(1 - 0.5)} = 4.83 * 10^{-3} \frac{K}{W}$ |

#### *Resistencias a convección en parte interna*

Se supone una diferencia de temperatura para el metal en contacto con el gas de 2.66°C y para el metal en contacto con el líquido de 0.082°C (este paso es iterativo, en el artículo se presenta sólo la iteración final, con la longitud característica ( $D = 2 * r_1$ ) de 22.26m.

Empleando las ecuaciones de cálculo de transferencia de calor, presentadas por Kumana y Kothari (Kumana & Kothari, 1982), y sustituyendo los datos de gas presentados en el *Cuadro 2*, se obtuvieron los resultados mostrados en la *Cuadro 7*:

**Cuadro 7. Resistencias a convección**

| Parámetro         | Lado seco  | Lado húmedo   |
|-------------------|--|---|
| Número de Grashof | $N_{Gr} = \frac{D^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu^2} = 4.1 * 10^{15}$ | $N_{Gr} = \frac{D^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu^2} = 5.36 * 10^{14}$ |

|                        |   |   |
|------------------------|---|---|
| Número de Prandtl      | $N_{Pr} = \frac{C_p \mu}{k} = 0.91$                                       | $N_{Pr} = \frac{C_p \mu}{k} = 3.12$                                     |
| Número de Nusselt      | $N_{Nu} = 0.27(N_{Gr} N_{Pr})^{0.25} = 2.12 * 10^3$                       | $N_{Nu} = 0.14(N_{Gr} N_{Pr})^{0.33} = 1.48 * 10^4$                     |
| Coeficiente convectivo | $h_{ci-ls} = \frac{N_{Nu} k}{D} = 1.73 \frac{W}{m^2 K}$                   | $h_{ci-lh} = \frac{N_{Nu} k}{D} = 64.39 \frac{W}{m^2 K}$                |
| Resistencia            | $R_{ci-ls} = \frac{1}{h_{ci-ls} A_{i-seco}} = 7.42 * 10^{-4} \frac{K}{W}$ | $R_{ci-lh} = \frac{1}{h_{ci-lh} A_{i-cl}} = 1.99 * 10^{-5} \frac{K}{W}$ |

### Cálculo de flujo de calor

En esta sección se indica como calcular el flujo de calor empleando los resultados obtenidos en las secciones previas, además se realiza una simplificación para esferas con características similares a las aquí presentadas.

#### a) Sección correspondiente al lado seco:

$$R_{lado-seco} = R_{e-ls} + R_{pared-ls} + R_{ci-ls} = 5.63 * 10^{-3} \frac{K}{W} \quad (19)$$

$$Q_{lado-seco} = \frac{\Delta T}{R_{lado-seco}} = \frac{20.2K}{5.63 * 10^{-3} \frac{K}{W}} = 3.59kW \quad (20)$$

Recalculando la diferencia supuesta de 2.66°C entre gas y pared interna:

$$\Delta T_{interno-ladoseco} = Q_{lado-seco} * R_{ci-ls} = 3589W * 7.42 * 10^{-4} \frac{K}{W} = 2.66K = 2.66^\circ C \quad (21)$$

No se requiere recalculer el sistema ya que la diferencia de temperatura supuesta concuerda con la calculada.

#### b) Sección correspondiente al lado húmedo:

$$R_{lado-húmedo} = R_{e-lh} + R_{pared-lh} + R_{ci-lh} = 4.91 * 10^{-3} \frac{K}{W} \quad (22)$$

$$Q_{lado-húmedo} = \frac{\Delta T}{R_{lado-húmedo}} = \frac{20.2K}{4.91 * 10^{-3} \frac{K}{W}} = 4.11kW \quad (23)$$

Recalculando la diferencia supuesta de 0.082°C entre líquido y pared interna:

$$\Delta T_{interno-ladohúmedo} = Q_{lado-húmedo} * R_{ci-lh} = 4,115W * 1.99 * 10^{-5} \frac{K}{W} = 0.082K \quad (24)$$

No se requiere recalculer el sistema ya que la diferencia de temperatura supuesta concuerda con la calculada, en caso que esta temperatura fuera distinta se supondría un nuevo valor y se recalcularían los parámetros.

#### c) Flujo total de calor a la esfera:

$$Q_{total} = Q_{lado-seco} + Q_{lado-húmedo} = 3.59kW + 4.11kW = 7.70kW \quad (25)$$

d) Coeficiente de flujo de calor por esfera y calor total para grupos de esferas:

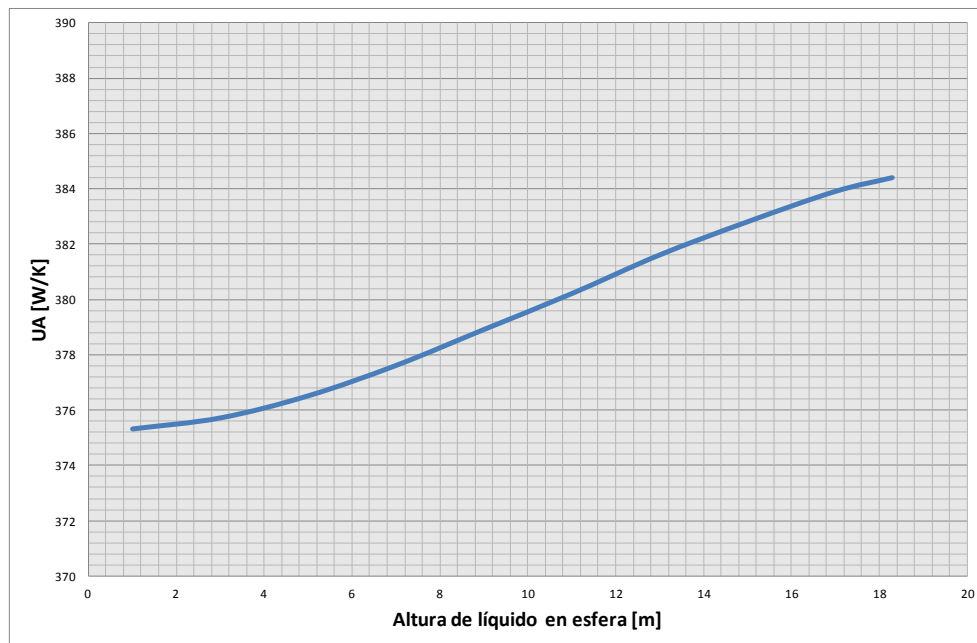
Se calcula este coeficiente para estimaciones rápidas de calor por esfera, para diferencias de temperatura, entre líquido almacenado y medio ambiente, distintas a las aquí expuestas.

$$UA = \frac{1}{R_{lado-seco}} + \frac{1}{R_{lado-húmedo}} = \frac{1}{5.63 * 10^{-3} \frac{K}{W}} + \frac{1}{4.91 * 10^{-3} \frac{K}{W}} = 381.3 \frac{W}{K * esfera} \quad (26)$$

El ejemplo anterior se realizó para una altura de líquido de 11m, correspondiente a 50% de volumen contenido. En la Figura 6, se muestran los coeficientes para distintas alturas, entre los límites bajo y alto de líquido en operación.

Esta geometría se considera crítica debido a dos factores:

- i) La variación de flujo de calor con respecto al nivel medio es mínima, en el orden de  $\pm 1.4\%$ .
- ii) Cuando el tanque tiene este nivel, 50% de la esfera es ocupado por gas, por lo que los incrementos de presión serán más lentos, pero existirá una mayor acumulación de gas y por tanto un mayor tiempo de recuperación, una vez que se active el sistema de refrigeración.



**Figura 6.** Coeficiente global de transferencia de calor.

e) Determinar el máximo número de esferas a manejar en forma simultánea y la carga térmica necesaria

En el caso de estudio se supone un máximo de 6 esferas y 46.2kW como carga térmica.

$$Q_{total-6esferas-caso2} = 6 * UA * \Delta T = 381.3 \frac{W}{K * esfera} * 20.2 K * 6esferas = 46.2 kW \quad (27)$$

### Simulación de sistemas de refrigeración existentes

Cuando una planta cuenta con sistemas de refrigeración existentes, resulta conveniente simular las características de los mismos, para evaluar la factibilidad de seguir usándolos o la necesidad de modificarlos. La simulación se realiza para determinar los máximos flujos que admiten los sistemas en operación, posteriormente se realizan los cálculos de tiempos requeridos para incremento y restablecimiento de presión, considerando eventos de incremento de presión de 0.2 kg/cm<sup>2</sup>.

#### Simulación en estado estacionario

La *Figura 1* muestra el esquema de simulación, es importante conocer las características del equipo con el que se cuente o el que se desea comprar. Una simulación brindará información suficiente para determinar los máximos flujos que puede procesar el sistema de refrigeración, los cuales dependen de la composición de líquido almacenado y se muestra a continuación para el caso de estudio (York Refrigeration, 2006):

**Cuadro 8. Simulación del sistema de licuefacción de LPG**

| Sistema                | Variable                                   | Caso   | Unidades  |
|------------------------|--|--------|-----------|
| Equipo de licuefacción | Potencia de compresor                      | 56     | kW        |
|                        | Capacidad de refrigeración:                | 800    | kW        |
|                        |  | 3,527  | kg/h      |
|                        | Máximo flujo por sistema de refrigeración: | (79.1) | (kmol/hr) |
|                        | Número de sistemas:                        | 2      | Pzas.     |
|                        |  | 7,055  | kg/h      |
|                        | Máximo flujo a re-licuefacción:            | (158)  | (kmol/hr) |

Se presenta el flujo real a sistema de refrigeración (corriente 1 en esquema de simulación). La capacidad por compresor es 5,000 kg/h para 90% propano y 10% butano, sin embargo, esta capacidad es la de entrada al compresor (corriente 7 en esquema de simulación) no la de entrada al sistema de refrigeración.

Analizando los datos anteriores, dado que el sistema tiene una capacidad de refrigeración de 800kW y que la máxima demanda de enfriamiento, correspondiente al caso crítico, operando un grupo de 6 esferas de manera simultánea, es de 46.2kW, se puede concluir que el sistema de refrigeración es adecuado para el servicio de refrigeración requerido y que puede procesar la acumulación de sobrepresión en un tiempo adecuado, esto debido a la gran diferencia entre capacidad y demanda de refrigeración.

#### Incremento diario de temperatura, presión y evaporación de líquido contenido

Posteriormente se calcula el incremento de temperatura y presión diario en la esfera, para ello se requiere:

- Flujo de calor hacia la esfera (calculado en la sección 2.6)
- Densidad  $\rho$  (510 kg/m<sup>3</sup> para el propano)
- El calor específico  $C_p$  del líquido almacenado (2.64 kJ/kgK)
- Entalpía molar de vaporización del líquido  $\Delta H_v$  (16.37 kJ/mol)
- Volumen de líquido en la esfera  $V_{liq}$ .

El balance de energía para el interior de la esfera, en una base diaria (incrementos de presión y temperatura por cada día de operación, en ausencia de carga o extracción de gas) es:

$$Q = [mC_p\Delta T + \lambda\Delta n] * \frac{1día}{86,400s} \quad (28)$$

Dónde:

|              |                                  |                           |
|--------------|----------------------------------|---------------------------|
| $\Delta T$ = | Incremento diario de temperatura | [=] 0.156 K/día           |
| Q =          | Flujo de calor en la esfera      | [=] 7.7 kW                |
| m =          | Masa de LPG en esfera            | [=] $1.47 \times 10^6$ kg |
| $\Delta n$ = | Vaporización de LPG              | [=] 3,417 mol/día         |

La masa de LPG y la vaporización de LPG se calculan de la siguiente manera:

$$m = V_{liq} \rho = 2889 m^3 \left( 510 \frac{kg}{m^3} \right) = 1.47 \times 10^6 kg \quad (29)$$

**Cuadro 9. Parámetros para cálculo de vaporización molar**

| A       | B       | C       |
|---------|---------|---------|
| 4.53678 | 1149.36 | 298.056 |

Los datos son obtenidos del trabajo de Helgeson y Sage (Helgeson & Sage, 1967).

$$\Delta n \cong \frac{10^A (V_{tot} - V_{liq})}{R} * \left[ \frac{10^{\frac{-B}{T_1 + \Delta T + C}}}{T_1 + \Delta T + 273.15} - \frac{10^{\frac{-B}{T_1 + C}}}{T_1 + 273.15} \right] = 3,417 \frac{mol}{día} \quad (30)$$

Para las ecuaciones anteriores, la única incógnita es el incremento diario de temperatura, por lo que se puede resolver el sistema para esta variable empleando cualquier método numérico y posteriormente, mediante la ecuación de Antoine, calcular la presión inicial y final diaria, obteniendo el incremento diario de presión.

Para el ejemplo anterior, partiendo de un volumen de líquido del 50% en la esfera, los datos calculados son:

|                                  |  |
|----------------------------------|--|
| Incremento diario de temperatura | $\Delta T = 0.156$ °C/día                    |
| Vaporización diaria              | $\Delta n = 3.42$ kmol/día                   |
| Incremento diario de presión     | $\Delta P = 0.033$ (kg/cm <sup>2</sup> )/día |

Los resultados anteriores corresponden a igualar las ecuaciones anteriores, resolviendo para  $\Delta T$  en un intervalo pequeño de variación de temperatura, de hecho, en el simulador de procesos se resuelve este sistema mediante la solución de la ecuación diferencial correspondiente.

#### *Tiempo necesario para incrementar la presión en 0.2 kg/cm<sup>2</sup>*

Dado que las condiciones de flujo de calor e incremento de presión varían con el tiempo, se requiere de un análisis diferencial para un cálculo riguroso, como el empleado con el simulador de procesos (mostrado más adelante), sin embargo, se puede realizar una primera estimación empleando el valor puntual.

$$t = \frac{\Delta P_{fijo}}{\Delta P_{diario}} = \frac{0.2 \frac{kg}{cm^2}}{0.033 \frac{kg}{cm^2 día}} * \frac{24h}{día} = 147h \quad (31)$$

Donde:

t = tiempo necesario para incrementar la presión [=] h

*Tiempo necesario para restablecer la presión después de un incremento de 0.2kg/cm<sup>2</sup>.*

Para el cálculo del tiempo de restablecimiento de presión se emplea la siguiente Ecuación (Mendoza & Rodríguez, 2016), la cual toma en cuenta el calor recibido a lo largo del tiempo de acumulación, el tiempo de recuperación y los factores de aporte de calor por la eficiencia de refrigeración. Esta Ecuación puede ser derivada del análisis dimensional y el factor gamma que emplea es obtenido mediante regresión estadística.

$$t_r = \frac{\beta t Q}{\frac{f}{n_{esf}} (1 - \gamma \beta) - \beta Q} \quad (32)$$

Donde:

$\beta$  = inverso de calor de vap. por factor de conversión hora-segundo [=] 0.22 mol/KWh

f = máximo flujo al sistema de refrigeración a las condiciones actuales [=] 158 kmol/h

$\gamma$  = Factor dinámico por extracción y refrigeración [=] 0.65 kW/Kmol

$n_{esf}$  = número de esferas operadas simultáneamente [=] 5, 6 y 11

t = tiempo necesario para incrementar la presión (ec. 54) [=] 147 h

Q = Calor que fluye del ambiente hacia la esfera (ec. 47) [=] 7.7 kW

El flujo máximo es resultado del análisis al compresor y sistemas de refrigeración existentes, para la composición, presión y temperatura del sistema analizado.

Realizando el cálculo para la ecuación anterior se obtiene el tiempo de recuperación de presión. Los resultados para 5, 6 y 11 esferas se muestran en el *Cuadro 10*.

**Cuadro 10. Tiempos de recuperación de presión para un incremento de 0.2 kg/cm<sup>2</sup>**

| Esfera conteniendo Propano 90%. |        |
|---------------------------------|--------|
| No. Esferas                     | Tr [h] |
| 5                               | 11     |
| 6                               | 13.4   |
| 11                              | 26.5   |

#### *Simulación dinámica y validación experimental*

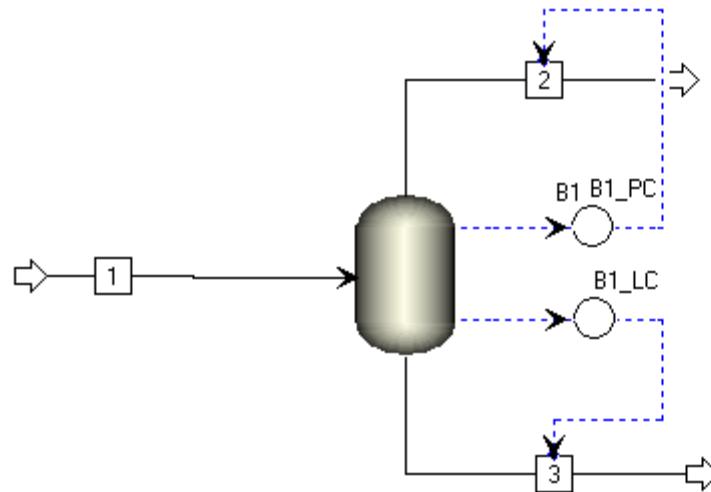
Utilizando los mismos parámetros de transferencia de calor y consideraciones que en la simulación estacionaria, se realizó una simulación dinámica, rigurosa, en el simulador ASPEN Dynamics®, para el caso base.

Para la simulación se consideran los tres mecanismos de transferencia de calor: convección, conducción y radiación. Las esferas de almacenamiento se modelan como un tanque flash con controlador de nivel y de presión, manipulados por flujo.

Los controladores tienen las características mostradas en el *Cuadro 11*:

| Cuadro 11. Parámetros del sistema de control |                              |          |             |
|--|------------------------------|----------|-------------|
| Control                                      |                              | Presión  | Nivel       |
| Ganancia activación/paro                     | [%/%]                        | 30/1     | 10/1        |
| T. Integral [min]                            | [min]                        | 30       | 15          |
| T. Derivativo [min]                          | [min]                        | 0        | 0           |
| Rango de control [kg/cm <sup>2</sup> o m]    | [kg/cm <sup>2</sup> ] o [ m] | 6-8      | 0.1-1.85    |
| Rango de variable (flujo de LPG)             | [kg/h]                       | 0 – 100% | 0 - 400 000 |
| Se modela como on/off                        | ---                          |          |             |

La *Figura 7* muestra el esquema de simulación para el análisis dinámico.



**Figura 7.** Esquema de control de presión y nivel de simulación para el análisis dinámico.

Las propiedades geométricas y de transferencia de calor, corresponde a una esfera con un 50% de líquido, por los mismos criterios mencionados en las secciones anteriores.

La *Figura 8* muestra una pantalla de simulación.



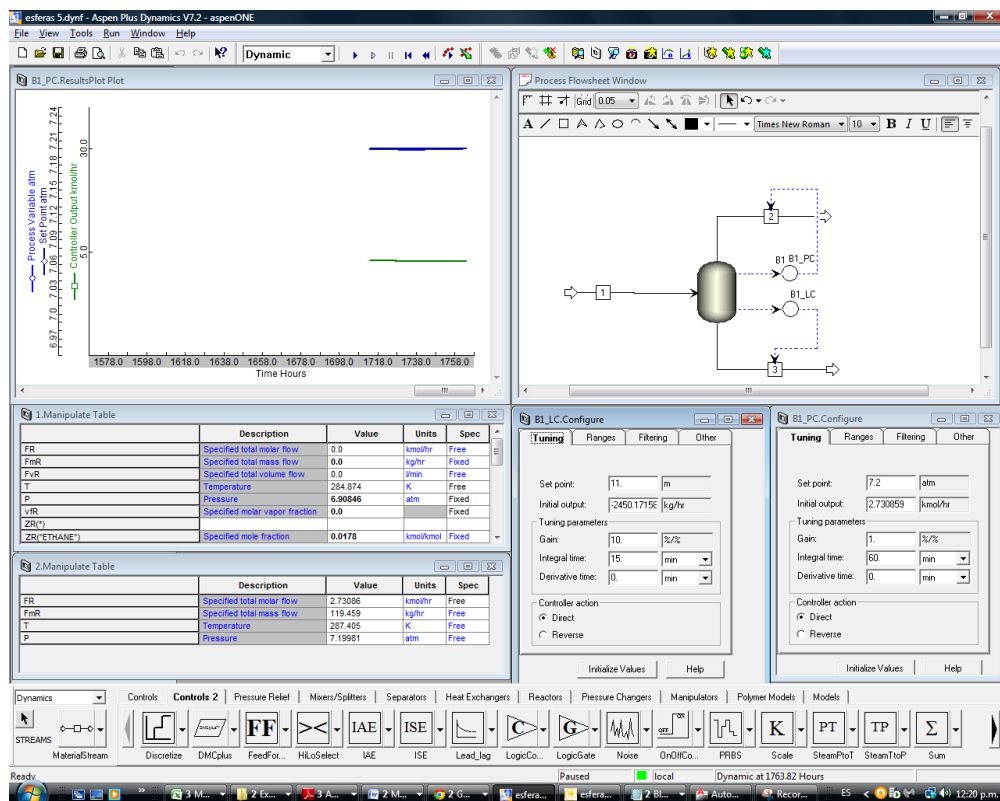


Figura 8. Pantalla de control del software de simulación para el análisis dinámico.

Para la simulación dinámica, el control de presión activa al sistema de re-licuefacción cuando la presión alcanza  $0.2 \text{ kg/cm}^2$  por encima de la presión normal y lo detiene al restablecer la presión de ajuste (set point).

#### Tiempo de recuperación

El Cuadro 12, muestra resultados de la simulación dinámica del sistema existente, comparados con los valores obtenidos por la metodología presentada y por valores reales de planta.

**Cuadro 12. Tiempos de restablecimiento de presión después de un incremento de  $0.2 \text{ kg/cm}^2$**

| Variable   | Metodología | Simulación* | Experimental** | Unidad |
|--|-------------|-------------|----------------|--------|
| Tiempo de recuperación para grupos de 5 esferas  | 9.8         | 9.7         | 9.8            | h      |
| Tiempo de recuperación para grupos de 6 esferas  | 11.9        | 12.4        | 12.5           | h      |
| Tiempo de recuperación para grupos de 11 esferas | 23.5        | 23.3        | 23             | h      |

\*El tipo de control automático que se modeló, es únicamente para efectos de: tiempo mínimo de restablecimiento de presión.

\*\*Observación puntual

#### Tasa de aumento de temperatura experimentales

Durante los meses de veranos de 2015 y 2016 se obtuvieron datos del sistema de control distribuido (DCS) de la planta, teniendo como criterio la diferencia de temperatura reportada en el DCS para aquellos días

con temperatura promedio cercana a 40°C, obteniéndose 15 datos para cada una de las esferas en condiciones de llenado de  $50\% \pm 3\%$  y orientación perpendicular a la dirección de vientos dominantes.

Los datos recolectados se muestran a continuación:

**Cuadro 13. Aumentos reales de temperatura en planta (°C/día)**

| Medición | Esfera |       |       |       |
|----------|--------|-------|-------|-------|
|          | 1      | 2     | 3     | 4     |
| 1        | 0.153  | 0.157 | 0.148 | 0.158 |
| 2        | 0.155  | 0.157 | 0.149 | 0.158 |
| 3        | 0.148  | 0.157 | 0.159 | 0.159 |
| 4        | 0.155  | 0.158 | 0.155 | 0.151 |
| 5        | 0.146  | 0.154 | 0.162 | 0.151 |
| 6        | 0.150  | 0.154 | 0.157 | 0.160 |
| 7        | 0.143  | 0.162 | 0.149 | 0.159 |
| 8        | 0.155  | 0.160 | 0.148 | 0.150 |
| 9        | 0.147  | 0.148 | 0.150 | 0.151 |
| 10       | 0.153  | 0.161 | 0.162 | 0.159 |
| 11       | 0.146  | 0.153 | 0.148 | 0.156 |
| 12       | 0.157  | 0.152 | 0.150 | 0.159 |
| 13       | 0.149  | 0.148 | 0.156 | 0.160 |
| 14       | 0.152  | 0.156 | 0.159 | 0.159 |
| 15       | 0.153  | 0.148 | 0.159 | 0.160 |
| Promedio | 0.151  | 0.155 | 0.154 | 0.157 |

Un análisis estadístico de los datos a 99% de confianza produce el siguiente intervalo para el valor medio de tasa de incremento de temperatura (TIT)

$$\text{TIT} = (0.154 \pm 0.0016) \text{ °C/día}$$

Qué es muy cercano al valor calculado por la metodología propuesta de 0.156 °C/día.

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Se presenta y evalúa una metodología para el cálculo de transferencia de calor y parámetros de diseño de sistemas de re-licuefacción de gas licuado de petróleo, encontrándose que los valores obtenidos concuerdan satisfactoriamente con los valores predichos por simulación rigurosa, empleando el simulador Aspen Dynamics®, y con los obtenidos de datos reales de la planta.

## CONCLUSIONES

Del análisis realizado se puede concluir que:

- a) El flujo de calor del medio ambiente hacia los tanques es variable con respecto composición y la altura de líquido en el sistema, sin embargo, como se muestra en la Figura 6, la variación con respecto a la altura es menor a  $\pm 1.4\%$ .
- b) El flujo de calor produce un incremento gradual de temperatura y presión. En el caso representativo de estudio, este aumento es de  $0.156\text{ }^{\circ}\text{C/día}$  y  $0.033\text{ kg/cm}^2\text{/día}$  ( $0.5\text{ PSI/día}$ ) (calculados por metodología propuesta y acordes con los resultados experimentales de  $0.154\text{ }^{\circ}\text{C/día}$ , correspondientes a  $0.032\text{ kg/cm}^2\text{/día}$ ).
- c) La metodología propuesta para el cálculo de parámetros estacionarios y dinámicos produce resultados adecuados y representa, dentro de un intervalo de confianza de 99%, los datos experimentales del sistema analizado.
- d) Cuando se efectúa la selección de sistemas de re-licuefacción, careciendo de análisis detallados previos, como es común en la industria, es frecuente la adquisición de equipos costosos y sobre-dimensionados o en casos peores sub-dimensionados, por otro lado los elevados costos de una simulación rigurosa hacen complicado el cálculo real de un sistema. La metodología propuesta muestra ser una alternativa adecuada y de bajo costo a la simulación, a la vez que produce resultados confiables y evita de este modo la compra de equipos inadecuados.

## LITERATURA CITADA

- ASTM. (1996). *Standard Test Method for Analysis of Liquefied Petroleum (LP) Gases and Propane Concentrates by Gas Chromatography*. San Diego: ASTM.
- Del Toro, G. (2012, Febrero 10). Filosofía de control de proceso de planta de relicuefacción. *Documento de Planta*. Tamaulipas, México.
- Helgeson, N., & Sage, B. (1967). Latent heat of vaporization of propane. *J. Chem. Eng. Data*, 12(1), 47-49.
- Johnson Controls. (2006). *Functional description for refrigeration plant*. Chicago: Johnson.
- Kumana, J., & Kothari, S. (1982). Predict storage-tank heat transfer precisely. *Chemical Engineering*, 89(1), 127-135.
- Mendoza, A., & Rodríguez, C. (2016). *Estudio de reestablecimiento de presión en tanques de LPG*. Ciudad de México: CRS Ingeniería.
- York Refrigeration. (2006). *Instruction Manual SMC 104-106-108/TSMC 108 Mk 3*. Nueva York: York Refrigeration.
- Yoshihiro, K. (1986). On the boil off rate of liquefied cargo of gas carrier during a partially loaded voyage. *Journal of the Society of Naval Architects of Japan*, 1986(160), 569-578.
- Younglove, B., & Ely, J. (1987). Thermophysical Properties of Fluids. II Methane, Ethane, Propane, Isobutane and Normal Butane. *J. Phys. Chem. Ref. Data*, 16(4), 76-84.

## AGRADECIMIENTOS

Al Ing. Guillermo T., Rosario V. y al equipo de instrumentación y control de la empresa por el soporte en la adquisición de datos de planta.

### **SÍNTESIS CURRICULAR**

**Alexander Mendoza Acosta**

Doctor en Ingeniería en Energía por la UNAM, consultor privado en la industria química y petroquímica, Profesor de Ingeniería en el Instituto Tecnológico de los Mochis.

**Claudia Rodríguez Silva**

Maestra en Ingeniería por la UNAM, Director General de CRS Ingeniería.

**Hildeberto Hernández Frías**

Ingeniero Químico, profesor titular a nivel superior y Jefe de Laboratorio de Ingeniería Química.