

MODELO PARA LA EFICIENCIA DE SEPARACIÓN DE GAS EN UN DUCTO ANULAR INCLINADO

Ortiz Vidal, L.E.^{1,*}, Rodriguez, O.M.H.¹, Estevam, V.², Lopes, D.³

¹Dpto. Ingeniería Mecánica. Escuela de Ingeniería de São Carlos - Universidad de São Paulo. Av. Trabalhador São-carlense, 400, 13566-970, São Carlos-SP, Brazil, [*leortiz@sc.usp.br](mailto:leortiz@sc.usp.br)

²Exploração e Produção – Corporativo, PETROBRAS

³E&P/UN-Rio/ST/EE, PETROBRAS

Área Temática: Mecánica de Fluidos

RESUMEN

Un modelo asociado a la eficiencia de separación de gas en flujo bifásico gas-líquido en ducto anular inclinado es desarrollado. Este tipo de flujo es encontrado en la producción de petróleo de pozos direccionales mediante la técnica de bomba centrífuga sumergible. La presencia de gas en la succión de la bomba es uno de los parámetros más importantes a ser establecido para el diseño del sistema de bombeo. El presente estudio tiene como objetivo encontrar y validar un modelo fenomenológico que describa la eficiencia de separación en un separador gas-líquido del tipo “shroud” invertido en ducto anular inclinado. A partir del ángulo de inclinación, flujo de gas a la entrada y salida, caudal de líquido, localización del nivel anular interno (NAI), propiedades de los fluidos y relaciones geométricas es construido un modelo basado en los mecanismos físicos presentes. El modelo es validado cualitativamente con datos presentes en la literatura mostrando concordancia.

PALABRAS CLAVE: Eficiencia de separación. Flujo bifásico gas-líquido. Ducto anular. Flujo inclinado. Modelo fenomenológico.

INTRODUCCIÓN

Separadores gas-líquido son utilizados en la industria de petróleo para el bombeamiento del crudo extraído de los pozos direccionales mediante la técnica de bombeo centrífugo sub-inmerso (BCS). Entre las principales limitaciones en el uso de esta técnica está la cantidad de gas presente en la entrada da bomba. La bomba no soporta trabajar con grandes cantidades de gas libre en la succión sin que no se vea aminorada su eficiencia y vida útil lo que obliga a usar separadores.

Separadores del tipo rotativos o por separación gravitacional natural son utilizados [1,2,3,4] en este tipo de técnica. Según diferentes autores [1,3] el separador del tipo helicoidal rotativo otorga mejores eficiencias que el del tipo gravitacional, sin embargo las partes móviles incrementa el número de mantenimientos por unidad de tiempo elevando los costos por parada de producción. Separadores helicoidales fijos fueron testados teniendo eficiencias similares a los del tipo helicoidal rotativo, la desventaja de tener partes móviles fue superada a costo de una reducción de área transversal [5,6]. Rondy et al. [2] realizaron trabajos experimentales con un separador del tipo gravitacional natural “shroud” invertido para un ángulo de inclinación fijo obteniendo eficiencias de separación iguales o superiores a los mostrados con los otros tipos de separadores. En modo general, no se conocen estudios de separadores para diferentes ángulos de inclinación y así como ningún autor menciona la relevancia de la localización de la interface dentro del separador como variable fundamental para la eficiencia de separación.

El objetivo del presente trabajo es construir un modelo que explique la fenomenología de un separador gas-líquido del tipo “shroud” invertido con la finalidad de complementar el diseño de los sistemas de bombeo del tipo BCS. El modelo es validado cualitativamente con datos experimentales de la literatura.

FENOMENOLOGÍA DEL SEPARADOR SHROUD INVERTIDO

El separador “shroud” invertido es un tipo de separador gravitacional gas-líquido que montado dentro de un pozo inclinado. El transforma un flujo descendente, vertical y caótico en un flujo en superficie libre dentro del tubo intermedio (“shroud”), reduciendo la incorporación de gas durante el impacto del flujo en superficie libre con la

interface de líquido del anular interno. La Figura 1 **Erro! Fonte de referênciā nāo encontrada.** muestra los diferentes tipos de flujos vinculados al separador “shroud” invertido.

Flujo Tipo A: Flujo bifásico. Presente en el anular externo, este flujo bifásico del tipo cocorriente ascendente y contra-gravedad lleva en cuenta el desarrollo de la mezcla tal como es estudiada por diferentes autores. El conocimiento de los padrones es de vital importancia para la determinación de la perdida de carga y fracción volumétrica, así como en el comportamiento de los fluidos al ingreso del anular interno [7,8,9].

Flujo Tipo B: Flujo monofásico en superficie libre. Al alcanzar el final del tubo intermedio, el “shroud”, ocurre una inversión de fases, la mezcla bifásica gas-líquido pasa de gas en líquido para líquido en gas, pudiendo presentarse neblina (esto depende del flujo Tipo A). El líquido desciende por la pared del ducto anular interno produciéndose así un flujo en superficie libre super-crítico. El gas permanece prácticamente parado dentro del anular interno; a esta presión llamaremos de presión de revestimiento.

Flujo Tipo C: Transición de flujo en superficie libre para flujo bifásico. En el momento que el flujo en superficie libre impacta sobre la interface de líquido en el anular interno (NAI) se produce un proceso de aeración acompañado con un resalte hidráulico (cambio brusco del número de Froude) así como un cambio brusco de energía. La disipación de energía se traduce principalmente en turbulencia que a su vez promueve la quiebra y presencia de burbujas de aire en el anular interno [10,11].

Flujo Tipo D: Flujo monofásico. Gracias a un correcto funcionamiento del separador se tendría una eficiencia gas-líquido de 100% a la entrada del tubo de producción y con esto flujo monofásico dentro del mismo. El comportamiento de este tipo de flujo está previsto en la literatura. [10,12,13]

MODELO

El presente modelaje tiene como criterio una eficiencia de separación del 100%. Para esto se debe garantizar que la posición de la interface de líquido en el anular interno (NAI) sea mayor que la distancia mínima necesaria para la separación de las burbujas de aire (longitud “ a ”) mostrada en el **Erro! Fonte de referênciā nāo encontrada.** Como una primer estimación, el modelo desconsidera el flujo Tipo A y asume que todo el caudal de líquido que entra por el anular externo desciende por el “shroud”, como buenas primeras aproximaciones.

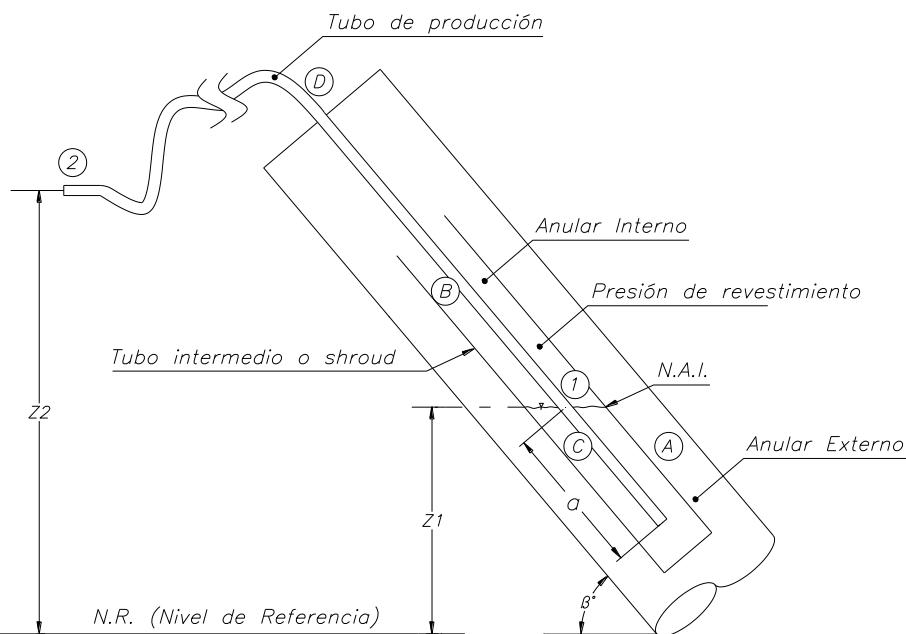


Figura 1. Distribución geométrica del separador “shroud” invertido. Las letras representan los tipos de flujos encontrados a partir de un abordaje fenomenológico. Los puntos 1 y 2 indican la trayectoria del líquido desde la interface de líquido en el anular interno – NAI hasta la salida del tubo de producción, respectivamente.

El NAI queda estabilizado cuando la masa de líquido que entra debido al flujo en superficie libre es igual a la masa de líquido que sale por el tubo de producción, es decir cuando se alcanza el equilibrio dinámico. Asimismo, la localización del mismo puede encontrarse a partir de un balance de energía entre los puntos 1 y 2 de la **Erro! Fonte**

de referencia não encontrada. Asumiendo régimen permanente, volumen de control fijo y flujo incompresible, la ecuación de la energía [10,12,14] toma la forma de la Ec.(1) **Erro! Fónta de referênciá não encontrada.**, donde se nota que la localización del NAI (llevada en cuenta por la altura estática Z_1) es función de la diferencia de presiones, la velocidad del flujo en el tubo de producción y el ángulo de inclinación (β), pues la altura estática relativa al NAI (Z_1) es implícitamente dependiente del ángulo de inclinación.

$$(P_1 - P_2) = \rho_w g \left(\frac{V_2^2}{2g} - (Z_2 - Z_1) + h_T \right) \quad (1)$$

Donde P , V , Z , h_T indican, respectivamente, presión, velocidad, altura estática y pérdida de carga total; respectivamente; ρ_w y g son densidad del líquido y aceleración de la gravedad, respectivamente. La Ec.(2), ecuación de Darcy-Weisbach para pérdidas distribuidas y localizadas, es utilizada para contabilizar la pérdida de carga total (h_T) [10,13].

$$h_T = f \left(\frac{L}{d} \right) \frac{V^2}{2} + \sum K_i \frac{V^2}{2} \quad (2)$$

Siendo f el factor de fricción de Darcy; L , la longitud de tubería; d , el diámetro interno de tubería; V , la velocidad media del líquido y K_i el factor de pérdidas secundarias por cada accesorio. Los valores de K_i son obtenidos de tablas [10,13,15]. El factor de fricción (f) mostrado en la ecuación de Darcy-Weisbach puede calcularse mediante las expresiones dadas por Churchill (1977) a partir del conocimiento del número de Reynolds (Re) y la rugosidad relativa (e/D). [14,16]

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (3)$$

Donde A y B son los coeficientes de la ecuación de Churchill dados en las ecuaciones (4) y (5), respectivamente.

$$A = \left\{ 2,457 \ln \left[\frac{1}{\left(\left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0.9} + 0,27 \left(\frac{e}{D} \right) \right)^{16}} \right] \right\}^{(4)}$$

$$B = \left[\frac{37530}{\text{Re}} \right]^{16} \quad (5)$$

Longitud “a” ($\eta=100\%$)

Durante el flujo Tipo C son generadas burbujas de aire que, sometidas a fuerzas de turbulencia, empuje, arrastre y gravedad, intentarán escapar hacia la superficie de líquido del anular interno. La longitud “ a ” mínima necesaria para permitir que estas burbujas escapen y así garantizar 100% de eficiencia de separación está dada por la suma de: la longitud vinculada a la desaceleración de una burbuja desde la velocidad del flujo en superficie libre hasta la velocidad del líquido en el anular interno [12,13], la longitud debido al desarrollo del perfil de velocidad del líquido en el anular interno [10,14] y la longitud por causa del movimiento parabólico de la burbuja de gas dentro del anular interno producto del balance de fuerza (Ley de Stokes) [10,17]. Las tres longitudes descritas anteriormente son explicitadas en las ecuaciones (6), (7), (8) y (9). **Erro! Fonte de referência não encontrada.**

$$a = a_{desaceleración} + a_{desarrollo} + a_{Stokes} \quad (6)$$

$$a_{desaceleración} = \left(\frac{1}{\frac{3C_d \rho_w}{2d_b \rho_a}} \right) \left\{ \begin{aligned} & \left. \ln \left(\left(\frac{3C_d \rho_w}{4d_b \rho_a} \right) V_{sl}^2 - \left(\frac{\rho_a - \rho_w}{\rho_a} \right) g \right) \right\} \\ & \left. - \ln \left(\left(\frac{3C_d \rho_w}{4d_b \rho_a} \right) V_{ai}^2 - \left(\frac{\rho_a - \rho_w}{\rho_a} \right) g \right) \right\} \\ a_{desarrollo} &= 4,4 \operatorname{Re}_{ai}^{1/6} d_{ai} \end{aligned} \right. \quad (8)$$

$$a_{Stokes} = V_{ai} \left(\frac{(\pi/2)d_{ii}}{V_{ter}} \right) \quad (9)$$

Donde V_{sl} y V_{ai} son, respectivamente, las velocidades medias en la superficie libre y anular interno; C_d , d_b , y ρ_a , son el coeficiente de arrastre, diámetro de burbuja de gas y densidad del gas, respectivamente. Re_{ai} y d_{ai} son el número de Reynolds y diámetro hidráulico del anular interno, respectivamente. V_{ter} y d_{ii} son la velocidad terminal dada por la Ley de Stokes y el diámetro interno del “shroud” invertido, respectivamente.

Velocidad del líquido en la superficie libre

A partir de la Ecuación de Energía (Ec.(1))**Erro! Fonte de referência não encontrada.**, aplicada desde el punto extremo superior del anular interno hasta la interface de líquido, Ecuación de Darcy-Weisbach desconsiderando pérdidas localizadas (Ec. (2)) y considerando flujo uniforme se llega a una expresión para la velocidad media en la superficie libre, esta es mostrada en la Ec. (10) [10,12,13].

$$V_{sl} = \sqrt{\frac{2gD_{sl} \operatorname{Sen}(\beta)}{f_{sl}}} \quad (10)$$

Siendo D_{sl} el diámetro hidráulico del flujo en superficie libre; β el ángulo de inclinación del “shroud” y f_{sl} el factor de atrito para la superficie libre. Las expresiones de Churchill (ecuaciones (3), (4) y (5)) son usadas para el cálculo del factor de atrito en superficie libre, el número Reynolds para el flujo en superficie libre es calculado mediante la Ec.(11).

$$Re_{sl} = \frac{\rho_w D_{sl} (Q_p / A_w)}{\mu_w} \quad (11)$$

Donde Q_p , A_w y μ_w indican caudal, área y viscosidad del líquido, respectivamente. El diámetro hidráulico de este tipo de flujo esta expresado por la Ec.(12).

$$D_{sl} = \frac{4A_w}{S_w} \quad (12)$$

Donde A_w , S_w , son, respectivamente, área y perímetro del líquido. Para el caso de separador tipo shroud invertido el área transversal de flujo está dada por una cavidad anular concéntrica formada por el separador y el tubo de producción, tal como muestra la Figura 2. Ecuaciones para área de líquido (A_w) y perímetro del líquido (S_w) son desarrolladas en función del nivel de líquido (h_w).

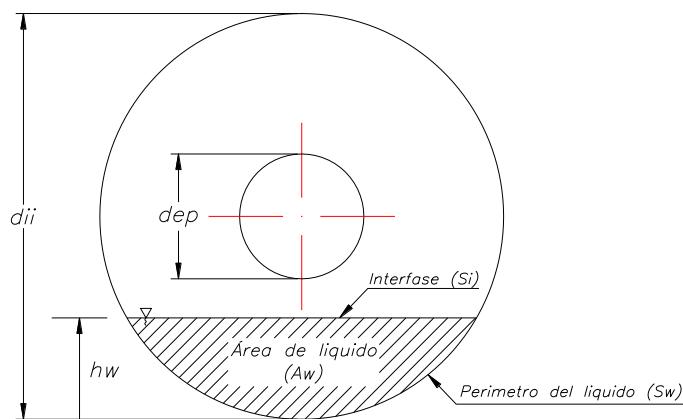


Figura 2. Área transversal del flujo en superficie libre, se muestran las variables geométricas a seren determinadas para el correcto establecimiento del diámetro hidráulico (d_{ep} es diámetro externo de la tubería).

$$\text{Si } h_w \leq \frac{d_{ii} - d_{ep}}{2}$$

$$A_w = \frac{1}{4} d_{ii}^2 \left(\cos^{-1} \left(1 - \frac{2h_w}{d_{ii}} \right) - \sqrt{1 - \left(\frac{2h_w}{d_{ii}} - 1 \right)^2} \left(1 - \frac{2h_w}{d_{ii}} \right) \right) \quad (13)$$

$$S_w = d_{ii} \cos^{-1} \left(1 - \frac{2h_w}{d_{ii}} \right) \quad (14)$$

$$\text{Si } \frac{d_{ii} - d_{ep}}{2} < h_w < \frac{d_{ii} + d_{ep}}{2}$$

$$A_w = \frac{\pi}{4} (d_{ii}^2 - d_{ep}^2) - \frac{1}{4} \left\{ d_{ii}^2 \left(\cos^{-1} \left(\frac{2h_w}{d_{ii}} - 1 \right) - \sqrt{1 - \left(\frac{2h_w}{d_{ii}} - 1 \right)^2} \left(\frac{2h_w}{d_{ii}} - 1 \right) \right) \right\} - d_{ep}^2 \left(\cos^{-1} \left(\frac{2h_i}{d_{ep}} - 1 \right) - \sqrt{1 - \left(\frac{2h_i}{d_{ep}} - 1 \right)^2} \left(\frac{2h_i}{d_{ep}} - 1 \right) \right) \quad (15)$$

$$S_w = d_{ii} \left(\pi - \cos^{-1} \left(\frac{2h_w}{d_{ii}} - 1 \right) \right) + d_{ep} \left(\pi - \cos^{-1} \left(\frac{2h_i}{d_{ep}} - 1 \right) \right) \quad (16)$$

$$\text{Si } h_w \geq \frac{d_{ii} + d_{ep}}{2}$$

$$A_w = \frac{\pi}{4} (d_{ii}^2 - d_{ep}^2) - \frac{1}{4} d_{ii}^2 \left(\cos^{-1} \left(\frac{2h_w}{d_{ii}} - 1 \right) - \sqrt{1 - \left(\frac{2h_w}{d_{ii}} - 1 \right)^2} \left(\frac{2h_w}{d_{ii}} - 1 \right) \right) \quad (17)$$

$$S_w = d_{ii} \left(\pi - \cos^{-1} \left(\frac{2h_w}{d_{ii}} \right) \right) + \pi d_{ep} \quad (18)$$

Velocidad del líquido en el anular interno

Considerando un flujo completamente desarrollado, la velocidad del líquido dentro del anular interno se calcula mediante la Ec.(19).

$$V_{ai} = \frac{Q_p}{A_{ai}} \quad (19)$$

Velocidad Terminal: Ley de Stokes

La velocidad terminal para una burbuja de aire en un medio líquido puede ser obtenida a partir de la Ley de Stokes (balance entre fuerza gravitacional, de empuje y arrastre) para números de Reynolds suficientemente bajos tal como muestra la ecuación (20) [10,17].

$$V_{ter} = \frac{(\rho_w - \rho_a) g d_b^2}{18 \mu_w} \quad (20)$$

Donde el diámetro de burbuja de gas (d_b) se estima a partir de la disipación de energía por turbulencia [11,18,19], en el flujo Tipo C, según la Ec.(21).

$$d_b = 1,15 k_1 \left(\frac{\sigma}{\rho_w} \right)^{0.6} E^{-0.4} \quad (21)$$

Donde $k_1 = 0.52$ es una constante que representa el diámetro crítico de burbuja de gas a ser separada, pudiéndose ajustar empíricamente; σ es la tensión superficial gas-líquido y E representa la disipación de energía por unidad de masa. La Ec.(22) cuantifica la disipación de energía por unidad de masa, esta es considerada como el cambio de energía cinética entre el flujo en superficie libre y la interface de líquido del anular interno sin movimiento.

$$E = \frac{1}{2} V_{sl}^2 \quad (22)$$

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

El modelo propuesto en el presente estudio fue implementado en el ambiente Mathematica® y simulado para las condiciones geométricas encontradas en el banco experimental del “Nucleo de Engenharia Termica e Fluidos” de la Universidad de São Paulo ($d_{ip}=0,017$, $d_{ep}=0,020$, $d_{ii}=0,065$; agua y aire como fluidos de ensayo). La Figura 3 muestra la implementación de la Ec.(1). Se nota que a medida que se incrementa el delta de presiones la longitud para el NAI disminuye, este resultado influencia notablemente en la eficiencia de separación pues existe una longitud NAI mínima para una eficiencia del 100% (longitud “ a ”).

Con la intención de observar la influencia del ángulo de inclinación del “shroud” sobre “ a ” (eficiencia 100%) y la diferencia de presiones, el modelo fue testado para 15° , 45° y 75° ; las Figura 4 (a) y (b) **Erro! Fonte de referência não encontrada.** muestran los resultados. En la Figura 4 (a) puede observarse que a medida que el ángulo de inclinación aumenta (para un caudal de líquido fijo) la longitud “ a ” necesaria para una eficiencia de separación del 100% incrementa. Este resultado se debe a que junto con el incremento del ángulo de inclinación se incrementa la velocidad de la superficie libre y, consecuentemente, disminuye el diámetro de burbujas de gas. Las burbujas prisioneras en el anular interno necesitarían una longitud “ a ” mayor para escapar.

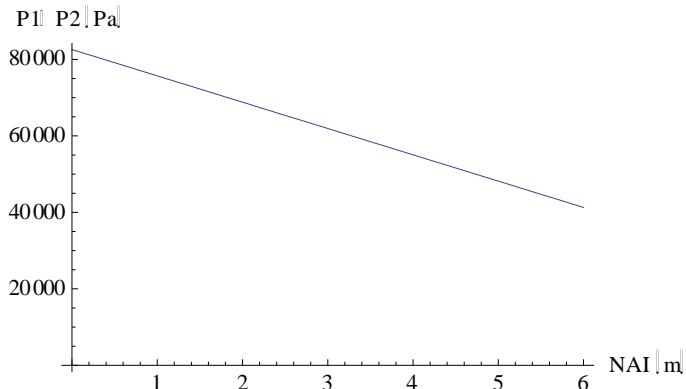


Figura 3. Diferencia de presiones vs. Localización del NAI, gráfico obtenido para $Q_p=0.004$ y $\beta=45^\circ$

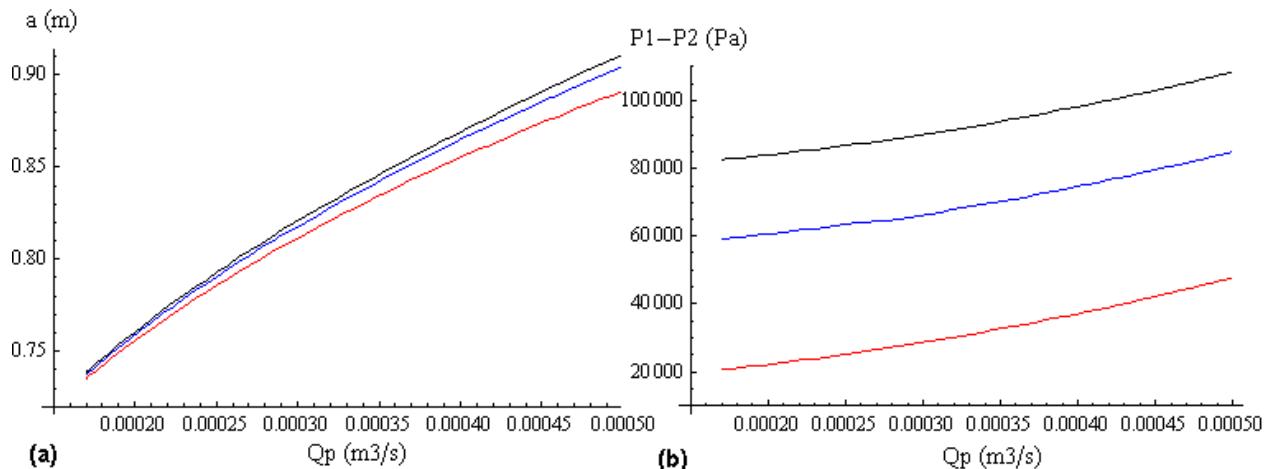


Figura 4. (a) Eficiencia máxima vs. Caudal en el tubo de producción. Las curvas representan valores de longitud “ a ” para una eficiencia de separación del 100. (b) Diferencia de presiones vs. Caudal en el tubo de producción. Las curvas representan valores de $(P1-P2)$ para una eficiencia del 100. Los colores rojo, azul y negro representan 15° , 45° y 75° de inclinación del “shroud”, respectivamente.

De otro lado, al incrementar el ángulo de inclinación (para un caudal constante de líquido) la diferencia de presiones máxima para obtener una eficiencia máxima también se incrementa (ver Figura 4(b) **Erro! Fonte de referência não encontrada.**). Diferencias de presiones mayores encima de cada curva (ángulo de inclinación constante) representan eficiencias de separación inferiores que el 100%.

VALIDACIÓN DEL MODELO

Una validación cualitativa del modelo es realizada a partir de resultados experimentales dados por Rondy et al. [2]. Los autores llevaron a cabo un estudio experimental para cuantificar la eficiencia de separación en un separador “shroud” invertido (inclinación de 20°). Fueron realizados ensayos con Agua/Aire a 3,5-4bar, y Aceite-500cP/Nitrógeno y Aceite-1000cP/Nitrógeno a 20bar. Los datos experimentales arrojaron que la eficiencia de separación es función de los caudales de los fluidos y viscosidades del líquido. Sin embargo, ninguna explicación sobre los fenómenos presentes o sobre los resultados experimentales fue hecha. El modelo presentado en el presente estudio consigue explicar la fenomenología de los resultados ofrecidos por [2]:

Incremento de la eficiencia de separación con la viscosidad. Para caudales de líquido y gas y ángulo de inclinación fijos, la velocidad en la superficie libre disminuye con el incremento de la viscosidad; para un fluido más viscoso esperase una resistencia a la deformación más grande dada una misma fuerza de origen gravitacional. Según el modelo propuesto, eso se nota debido a la disminución de la turbulencia contabilizada por el número de Reynolds (Ecs.(10) y (11)). Este hecho implica en que, cuando ocurre el choque del flujo de superficie libre con la interface (flujo tipo C), la disipación de energía es menor y con esto el diámetro de burbuja de gas se incremente (Ec.(21)). Como resultado, son generadas burbujas más grandes y la eficiencia de separación se incrementa (Ley de Stokes).

Incremento de la eficiencia con el caudal de líquido. Para caudales de gas y ángulo de inclinación fijos, el incremento de caudal de líquido hace incrementar el NAI (Figura 3, recordando que $NAI = a$ para una eficiencia de 100%), lo que implica una mayor longitud para la separación. Este hecho aumenta el tiempo de residencia de las burbujas y por consecuencia incrementa la eficiencia de separación. No en tanto, se debe considerar que un incremento da caudal de líquido incrementa a la turbulencia del flujo Tipo C; hecho que será verificado experimentalmente.

Disminución de la eficiencia con el incremento del caudal de gas. Para caudales de líquido y ángulo de inclinación fijos, el incremento en el caudal de gas origina un incremento en la presión de revestimiento y con esto la disminución del NAI, lo que acarrea una disminución del tiempo de residencia de las burbujas y, consecuentemente, una disminución de la eficiencia de separación (Figura 4(b), donde un incremento en el delta de presión implica el disminución de la eficiencia de separación).

Para validar cuantitativamente el modelo, actualmente vienen siendo realizados ensayos experimentales en una banco de pruebas ubicado en el “Nucleo de Engenharia Termica e Fluidos” de la Universidad de São Paulo (NETeF-EESC-USP).

CONCLUSIONES

Fue presentada una descripción de los fenómenos físicos en un separador gas-líquido del tipo “shroud” invertido y propuesta una metodología de modelamiento para un criterio de 100% de eficiencia de separación. El modelo revela que la eficiencia de separación es función del caudal de líquido, localización del NAI, ángulo de inclinación del “shroud” y diferencia de presiones entre el anular interno y la descarga del tubo de producción. La localización del NAI es apreciada por el modelo como parámetro determinante para la eficiencia de separación, vale la pena resaltar que dicho parámetro no es mencionado en la literatura. El modelo fue simulado para las condiciones geométricas presentes en el banco de ensayos del NETeF-EESC-USP ($d_p=0,017$, $d_{ep}=0,020$, $d_{ii}=0,065$; agua y aire como fluidos de ensayo) y validado cualitativamente con resultados experimentales de la literatura, notando buena concordancia fenomenológica.

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a La “Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior” (CAPES) por la beca otorgada y a PETROBRAS.

REFERENCIAS

1. F.J.S. Alhanati, A simple model for the efficiency of rotary separators, *In: 69th Annual Technical Conference and Exhibition, SPE*, pp.67-82, 1994.
2. P. Rondy, H.J. Cholet y I. Federer, I, Optimization of heavy oil and gas pumping in horizontal wells. *In: 68th Annual Technical Conference and Exhibition, SPE*, pp.417-427, 1993.

3. A.F. Harun, The effect of inducer performance on the efficiency of the ESP rotary gás separator, Tesis de Doctorado, The University of Tulsa, 1999.
4. R. Marquez y M. Prado, M., Classification of experimental natural separation data according to flow pattern regime TR-18, *In: Anual Advisory Board Meeting, TUALP*, 2002
5. D. Lopes, R.F. Soares y R.O. Souza, Separador helicoidal para poços Livramento 8 e Fazenda Boa Esperança 10. Relatório parcial (020627), Superintendência de Pesquisa de Exploração e Produção, Brasil, Set. 1998.
6. R.O. Souza, Separador de gás no fundo de poço de alta eficiência. *In: I Seminário de Elevação Artificial, Escoamento e Medição, PETROBRAS*, 2003
7. C.P. Blanco, T.F. Albieri, O.M.H. Rodriguez, Revisão de modelos para transições de padrão de escoamento gás-líquido em duto anular vertical e horizontal. *In: 12th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences*, 2008.
8. A.R. Hasan, C.S. Kabir, Two-phase flow in vertical and inclined annuli, *International Journal Multiphase Flow*, v.18, n.2, pp.279-293, 1992
9. V.C. Kelessidis, A.E. Dukler, Modeling flow pattern transitions for upward gas-liquid flow in vertical concentric and eccentric annuli, *International Journal Multiphase Flow*, v.15, n.2, pp.173-191, 1989
10. Y.A. Çengel, J.M. Cimbala, *Mecânica dos Fluidos - Fundamentos e Aplicações*, McGraw-Hill, Primera Edición, São Paulo, 2007
11. C. Kucukali, S. Cokgor, Energy Concept for Predicting Hydraulic Jump Aeration Efficiency, *Journal of Environmental Engineering*, v.135, n.2, pp.105-107, 2009.
12. R.W. Fox, A.T. McDonald, P.J. Pritchard, *Introdução à Mecânica dos Fluidos*, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Sexta Edición, Rio de Janeiro, 2006.
13. M.C. Potter, *Mecânica dos fluidos*, Pionera Thomson Learning, Traducción de la Tercera Edición Norteamericana, São Paulo, 2004.
14. O.M.H. Rodríguez, *Mecânica dos Fluidos - Disciplina de Pos-Graduação*, Apostila SEM5749, EESC-USP, São Carlos-SP, 2008.
15. CRANE, *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*, McGraw-Hill, 1992
16. R.G. Allen, Relating the Hazen-Williams and Darcy-Weisbach friction loss equations for pressurized irrigation, *American Society of Agricultural Engineers*, v.12, n.6, pp.685-693, 1996.
17. American Petroleum Institute, *Design and Operation of Oil-Water Separators - API 421*, Washington, D.C., 1990
18. P. Volkart, The mechanism of air bubble entrainment in self-aerated flow, *International Journal Multiphase Flow*, v.6, pp.441-423, 1980.
19. J.S. Gulliver, J.R. Thene, A.J. Rindels, Indexing Gas Transfer in Self-Aerated Flows, *Journal of Environmental Engineering*, v.116, n3, pp.503-523, 1990

NOMENCLATURA

μ	Viscosidad dinámica (Pa s)	β	Ángulo de inclinación del “shroud” (°)
A	Área (m^2)	ρ	Densidad (Kg/m^3)
a	Longitud de máxima eficiencia (m)	σ	Tensión superficial (N/m)
C_d	Coeficiente de arrastre (adimensional)		
d, D	Diámetro hidráulico (m)		
E	Disipación de energía (J/Kg)		
e/D	Rugosidad relativa de la tubería (adimensional)		
f	Factor de fricción (adimensional)		
g	Aceleración de la gravedad (m/s^2)		
h_T	Perdida de Carga (m)		
L	Longitud de tubería (m)		
P	Presión (Pa)		
Q_p	Caudal de producción (m^3/s)		
Re	Número de Reynolds (adimensional)		
S	Perímetro (m)		
V	Velocidad (m/s)		
Z, h	Altura (m)		
Subíndices			
		1,2	Entrada y salida del volumen de control, respectivamente
		a	Relativo al gas
		ai	Anular interno
		b	Relativo a la burbuja de gas
		i	Relativo a la interface
		ii	Relativo al “shroud”
		ip, ep	Relativo al tubo de producción
		sl	Superficie libre
		ter	terminal
		w	Relativo al líquido