

## DISEÑO CONCEPTUAL DE UNA DESNATADORA CENTRIFUGA DE LECHE POR CFD

### CONCEPTUAL DESIGN OF A CENTRIFUGAL MILK SKIMMER BY CFD

**Damian Ramajo<sup>a,b</sup>, César Luengo<sup>a,c</sup>, Gerónimo Nigro<sup>c</sup> y Norberto Nigro<sup>a,b</sup>**

<sup>a</sup>*Centro de Investigación en Métodos Computacionales (CIMEC), CONICET-UNL, Colectora ruta N 168, 3000 Santa Fe, Argentina, dramajo@santafe-conicet.gov.ar, <http://www.cimec.org.ar>*

<sup>b</sup>*Facultad de Ingeniería y Cs. Hídricas, Universidad Nacional del Litoral (UNL)*

<sup>c</sup>*Universidad Tecnológica Nacional, Regional Santa Fe (UTN FRSF)*

**Palabras clave:** Desnatadora centrífuga de leche, CFD, Diseño conceptual.

**Resumen.** En este trabajo se desarrolla un modelo mediante mecánica de fluidos computacional para estudiar una desnatadora para la separación de crema y leche descremada. La desnatadora consiste en una centrífuga vertical de platos cónicos que gira a velocidades de entre 3000 y 7000 rpm. La leche cruda ingresa por la parte central y la leche descremada es empujada a la periferia mientras que la crema, de menor densidad, se desplaza hacia el centro. Particularmente en las centrifugas de carga inferior, la fuerte rotación induce una contrapresión significativa que debe ser compensada con el uso de bombas de impulsión adicionales. En esta etapa de diseño conceptual se evalúa específicamente el efecto de parámetros geométricos para reducir dicha contrapresión. Entre los parámetros en estudio se considera la forma del plato colector superior, el ángulo de cono de los platos, y la distancia radial de las salidas de crema y leche. El modelo se evalúa en el rango de 1000 a 5000 rpm y se concluye que los nervios de apoyo del plato colector son el principal generador de contrapresión y se proponen re diseños que reducen significativamente este efecto.

**Keywords:** Centrifugal Milk Skimmer, CFD, Design.

**Abstract.** In the current work a model to study a milk skimmer for separation of fat and skim milk is performed by computational fluid dynamics. The skimmer milk is a vertical centrifugal machine composed of tens of conical plates rotating at high velocity between 3000 and 7000 rpm. The whole milk enters by the center and the skim milk is pushed to the periphery by the centrifugal force whereas the fat, which has a lower density, moves toward the center. Then, the skim milk is driven again from the periphery to the center for collecting, thus inducing over-pressure, which have to be compensated by adding an external pump. This paper address a conceptual study evaluating the effect of some geometrical parameters for reducing the over-pressure. Particularly, the shape of the upper collector plate, the angle of the plates, and the radial distance of the skim milk and fat outlets are studied. The computational model is assessed for a wide range of velocities from 1000 to 5000 rpm leading to conclude that the main cause of over-pressure is due to the radial reinforcements at the top side of the collector plate. Finally, several novel designs are proposed to noticeable reduce the over-pressure.

## 1. INTRODUCCIÓN

La Figura 1 muestra un equipo desnatador de leche utilizado para extraer crema de la leche cruda por efecto de la fuerza centrífuga.



Figura 1: Máquina industrial de 5000 lt/h.

La separación de la leche descremada y de los glóbulos grasos se obtiene por medio de hacer girar una serie de platos concéntricos inclinados. La Figura 2 muestra el principio de funcionamiento de desnatadoras de ingreso superior e inferior.

La diferencia de densidades entre la leche y la crema permite que la leche sea empujada hacia el exterior, y que la crema (mezcla de leche y glóbulos grasos) se dirija al centro del equipo. La Figura 3 muestra un esquema del proceso. La leche cruda sube por varios orificios en los platos (de 3 a 5 orificios) y por fuerza centrífuga, la leche (más densa) se va hacia la periferia, mientras que los glóbulos grasos y parte de la leche (entre 20 y 40 % en volumen) se acumula en la parte central. Finalmente ambos fluidos son expulsados hacia arriba y recolectados para su posterior postproceso. La leche cruda en general contiene alrededor de 4.3 % de materia grasa en forma de glóbulos grasos. El diámetro de estos glóbulos varía entre 0.1mm y 10mm (Evans, 1986) y el promedio esta dentro del rango entre 3 y 4 mm (Bylund, 1995).

La tecnología de separación centrífuga se emplea desde hace siglos para la separación de leche y crema. En el mercado pueden encontrarse equipos de diferente capacidad: hogareños de menos de 1000 lt/h, semi-industriales desde 1000 a 2000 litros, e industriales de 2000 a 6000 lt/h. Los rangos de velocidad de rotación van desde 3000 a 7000 rpm y esto provoca fuerzas centrífugas de orden varios miles de g en la periferia de los equipos. Estas máquinas pueden utilizarse de forma aislada para obtención de crema, o ser acopladas una líneas de producción. Por ejemplo, es común colocarlas en serie con equipos pasteurizadores.

Durante la centrifugación, las impurezas o suciedad que contiene la leche (denominada barro) también es separada y por su mayor densidad permanece dentro del equipo. Las desnatadoras de gran capacidad son de tipo auto-limpiantes. Esto es, disponen de un mecanismo de apertura en movimiento, para desalojar los barros acumulados en la periferia del equipo. Esto

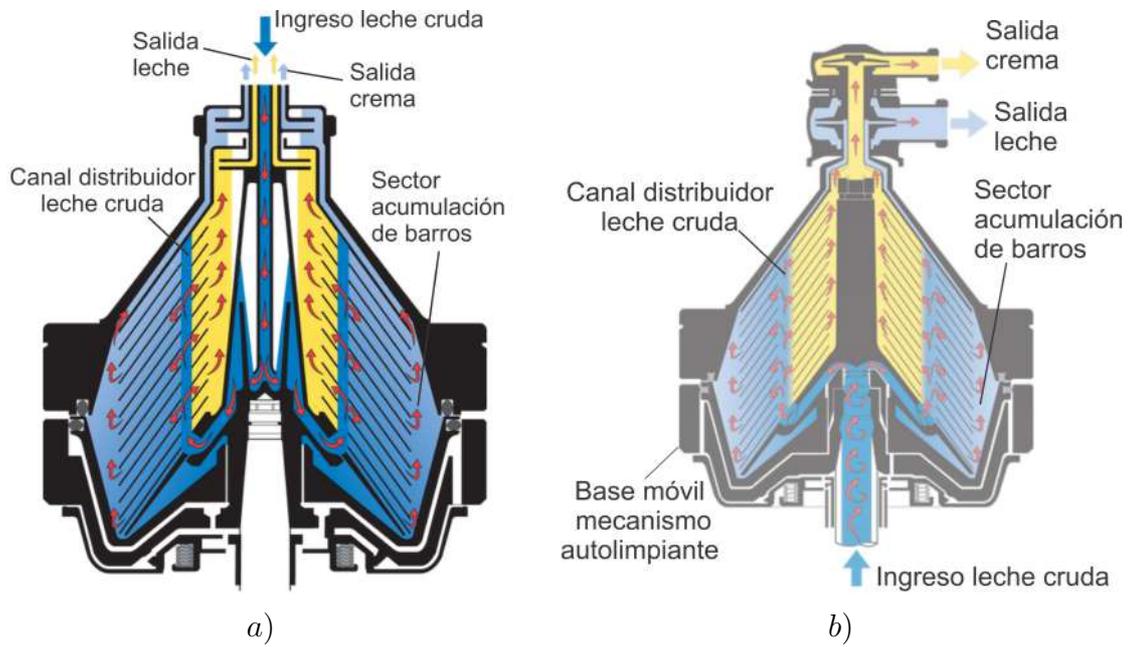


Figura 2: Esquema de funcionamiento de desnatadoras. a) De ingreso superior, b) De ingreso inferior.

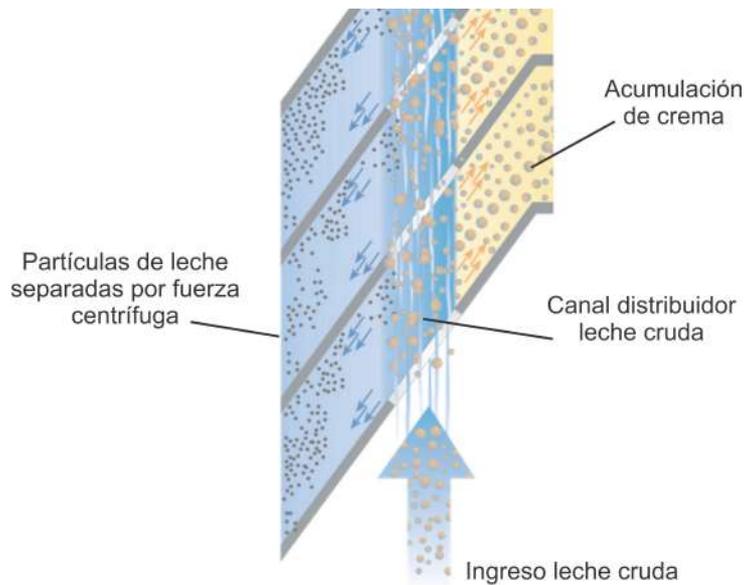


Figura 3: Esquema del mecanismo de separación en los platos.

les permite un trabajo continuo durante largos períodos de tiempo. Por otro lado, los equipos de baja capacidad (menos de 2000 lt/h) son empleados en procesos de tipo Bach y deben ser facialmente desarmados para su limpieza luego de 3 o 4 horas de trabajo.

En general, en equipos pequeños el ingreso de la leche cruda se realiza por la parte superior, aprovechando la gravedad. Por otro lado, los equipos de mayor capacidad optan por el ingreso inferior (Figura 2) y en general deben ser asistidos con bombas externas o solidarias al eje de la centrífuga. estas bombas deben vencer la contrapresión generada por el equipo durante la rotación. Aquí es donde radica uno de los problemas a resolver en estos diseños de mayor capacidad. Uno de los sectores donde se producen contrapresiones que impiden la circulación efectiva del fluido es en la recolección superior de la leche. Aunque los métodos de separación centrífuga datan de más de 100 años, existen pocos trabajos de simulación referentes a esto. En general tratan la separación de sólidos y líquidos para el tratamiento de residuos o para eliminar barros o partículas en suspensión (Shokrian et al., 2018). En este trabajo se detalla el modelo computacional generado para estudiar el funcionamiento fluido dinámico de una centrífuga conceptual.

## 2. MODELO COMPUTACIONAL Y ECUACIONES DE GOBIERNO

### 2.1. Modelo computacional

La Figura 4 muestra a la izquierda la geometría del modelo y a la derecha una vista de la malla de superficie empleada. Este modelo computacional es conceptual, pero contiene todos los detalles geométricos esenciales de un equipo real. La única simplificación significativa es en el número de platos, el cual en la realidad puede ser mayor a 40 para un equipo de este tamaño. El objetivo de la simulación no es verificar la separación de leche y crema sino evaluar las presiones que se generan durante la rotación del sistema a distintas velocidades. Por ello, en este trabajo se simula empleando agua como fluido. El ingreso de agua es a través del extremo inferior del eje. En la parte superior del eje central existen dos superficies de egreso, una para la leche (ubicada en la periferia) y otra para la crema, en la parte central del eje. Las restantes superficies son paredes sin deslizamiento. Sobre los platos, existe un plato colector, el cual tiene la función de presionar a los otros platos manteniendo el gap entre ellos. Este plato tiene una serie de nervios radiales, uno de los cuales puede verse en la figura central en 4. Como se observa, el modelo corresponde a un tercio del modelo completo, aprovechando la simetría que presentan este tipo de maquinas. Por ello, las superficies coloreadas en gris corresponden a planos de simetría periódica y se emplean las herramientas de AMI (Arbitrary Mesh Interpolation) para definir superficies periódicas de forma simple y robusta. En la figura de la izquierda se observa que el eje inferior (hueco) descarga el fluido hacia un pequeño volumen coloreado en rojo, del cual surgen 2 conductos que llevan el fluido hacia un volumen o cámara triangular. Este volumen se denomina cámara de distribución y de ella parten orificios (uno en el modelo de 1/3), que están alineados con los orificios o canales de los platos separadores.

A fin de poder hacer el mayor numero de pruebas se optó por una malla gruesa. Se llevó a cabo un estudio de sensibilidad para definir el grado de refinamiento requerido. En una maquina como la simulada, la cantidad de platos debería ser superior a 40. No obstante, a fin de simplificar el modelo computacional se optó por colocar solo una cantidad reducida de platos separadores dentro de la maquina, ya que la separación entre platos suele ser menor a 1 mm y esto generaría una malla muy refinada. El efecto de introducir menos platos que en una maquina real se evaluó empleando 6 y 15 platos. También se simuló el efecto de considerar a las superficies periódicas (grises) como paredes sólidas, generando así un arrastre mayor para simular el

efecto de tener mayor cantidad de platos.

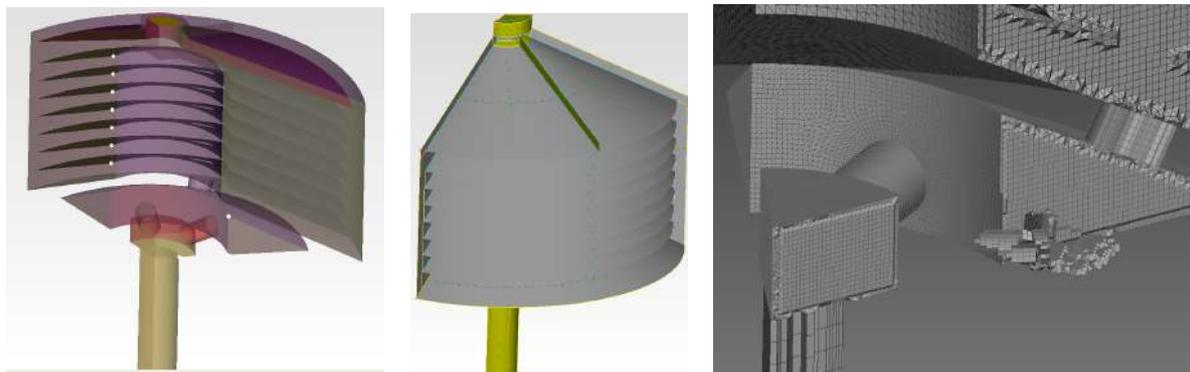


Figura 4: Modelo computacional y malla de superficie

El caudal de agua empleado fue de 1000 lt/h, correspondiente a una maquina semi-industrial, típicamente empleada en pequeñas empresas de fabricación de quesos. La densidad del fluido fue de  $1000 \text{ kg/m}^3$  y la viscosidad cinemática de  $1 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ . Las condiciones de contorno en el ingreso (parte inferior del eje) fueron de velocidad constante para satisfacer los 1000 lt/h, y de presión estática constante a la salida. Dado que el modelo es incompresible, dicha presión se fijo igual a cero. En las paredes se utilizó ley de pared logarítmica para la velocidad.

Los modelos estudiados son detallados a continuación

- **Modelo A- sin nervio (6 platos):** este modelo tiene 6 platos y no tiene el nervio en la parte superior del plato colector. Se resolvió con la malla M1.
- **Modelo B- con nervio (6 platos):** este modelo es igual al modelo A, pero incorpora el nervio radial en el plato colector. Se resolvió con las mallas M1 y M2.
- **Modelo C- ídem al modelo A pero refinando la malla.** Se resolvió con una malla M2.
- **Modelo D- con nervio (15 platos):** Se resolvió con una malla M3, similar a M2.
- **Modelo E- con platos unidos (6 platos):** este modelo tiene 6 platos y la unión de los mismos se obtiene al darle velocidad de rotación a la superficie definida como de simetría periódica. Se resolvió con la malla M1.
- **Modelo F- con nervio inclinado  $15^\circ$  (6 platos):** este caso, deriva del modelo anterior, pero el nervio tiene una inclinación para generar un efecto de arrastre del fluido hacia la salida, compensando el efecto de bomba que tiene el nervio radial original. Se resolvió con la malla gruesa M1.
- **Modelo G- sin nervio, con separadores (6 platos):** este modelo incorpora una serie de separadores cilíndricos para garantizar la separación entre el plato colector y la carcasa. Se resolvió con la malla M1.
- **Modelo H- con turbina (6 platos):** este modelo incorpora una turbina simple en la zona del distribuidor inferior. El efecto de turbina se logra dando velocidad de rotación a las superficies definidas como de simetría periódica correspondientes a la cámara de distribución, debajo de los platos separadores. Se resolvió con la malla M1.

Las mallas generadas se denominan M1, M2 y M3. Las mallas M1 y M2 corresponden al modelo de 6 platos. La M1 es poco refinada y tiene 497.088 elementos, mientras que la M2 está refinada y alcanza los 3.167.888 elementos. Finalmente, la malla M3 utilizada para el modelo D (15 platos) es similar en refinamiento a la malla M2 y requirió 4.728.931 celdas. Considerando que en dominios 3D, refinar un elemento a la mitad implica multiplicar por más de 8 veces la cantidad de elementos, puede decirse que la malla M2 tiene un refinamiento a la mitad respecto de la M1.

## 2.2. Ecuaciones de gobierno

Las ecuaciones de gobierno corresponden al solver SRFPimpleFOAM de OpenFOAM (Open Formulation and Manipulation). Las siglas SRF del solver corresponden a Single Reference Frame, o sistema único de referencia. El solver es incompresible, transiente y turbulento. La metodología SRF asume que el dominio se encuentra montado en una terna rotante. Luego, la velocidad la velocidad es calculada en una terna rotante y el solver resuelve una velocidad relativa  $U_{rel}$  en lugar de una velocidad absoluta.

$$\nabla(\mathbf{U}_r \mathbf{U}_r) + 2\Omega \times \mathbf{U}_r + \Omega \times (\Omega \times r) = -\nabla P + \nabla(\nu_{eff}(\nabla \mathbf{U}_r + (\nabla \mathbf{U}_r)^T)) \quad (1)$$

donde  $\mathbf{U}_r$  es la velocidad relativa al sistema rotante,  $\Omega$  es la velocidad de rotación,  $r$  es el radio al centro de rotación,  $P$  es la presión,  $\nu_{eff}$  es la viscosidad cinemática efectiva calculada como  $\nu_{eff} = \nu + \nu_T$  donde  $\nu_T$  es la viscosidad turbulenta. La condición de incompresibilidad implica que  $\nabla \mathbf{U}_r = 0$ . La velocidad absoluta  $\mathbf{U}$  puede recuperarse en posproceso a partir de la velocidad relativa:

$$\mathbf{U} = \mathbf{U}_r - \Omega \times r \quad (2)$$

El modelo de turbulencia empleado es el  $k-\omega$ -SST (Wilcox et al., 1998). Este modelo resuelve dos ecuaciones de transporte, una para la intensidad turbulenta  $k$  y otra para la tasa específica de disipación  $\omega$ . El modelo  $k-\omega$ -SST aplica el modelo  $k-\epsilon$  en el bulk y el modelo  $k-\omega$  cerca de la pared. Las ecuaciones de transporte son:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho k \mathbf{U}) - \rho S_{ij} \nabla \mathbf{U} = \\ -\beta^* k \rho \omega + \nabla(\mu \nabla k) + \nabla(\sigma_k^* \rho \nu_T \nabla k) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla(\rho \omega \mathbf{U}) - \alpha \rho \frac{\omega}{k} S_{ij} \nabla \mathbf{U} = \\ -\beta \rho \omega^2 + \nabla(\mu \nabla \omega) + \nabla(\sigma_\omega \rho \nu_t \nabla \omega) \end{aligned} \quad (4)$$

donde  $S$  es el tensor de la tasa de deformación media, el cual puede ser calculado en términos de la velocidad.

$$S = 0,5[\nabla \mathbf{U}_f + (\nabla \mathbf{U}_f)^T] \quad (5)$$

Los coeficientes y relaciones auxiliares en el modelo son tomados por defecto ?:

$$\begin{aligned} \alpha = 0.555 \quad \beta = 0.075 \quad \beta^* = 0.09 \\ \sigma_k^* = 0,5 \quad \sigma_\omega = 0.5 \quad \epsilon = \beta^* \omega k \end{aligned}$$

### 3. RESULTADOS

La Figura 5 muestra la presión  $P$  y la velocidad relativa  $U_r$  para los modelos A y B, es decir con 6 platos y sin (A) y con (B) nervio. Las escalas de presión y velocidad relativa se han mantenido iguales para mejorar la comparación. Como se observa, el modelo A tiene una menor presión en la periferia. La mayor presión generada por la presencia del nervio sobre el plato colector, puede asimilarse al alabe del rotor de una bomba. El nervio impone la rotación sobre el fluido y esto se traduce en una mayor fuerza centrífuga y por ende mayor presión. Como se observa, en este modelo se generan presiones del orden de los 7.5 bar. Las figuras de la derecha muestran la velocidad relativa. Esto es, la velocidad relativa del fluido respecto a la de rotación de la terna móvil. En otras palabras, esta velocidad refleja el grado de deslizamiento entre las superficies rotantes (todas en este modelo) y el fluido. Como se ve, sobre las paredes la velocidad es nula, mientras que en la periferia, donde la velocidad de rotación es máxima ( $V_r = \Omega \times r$ ), el fluido no alcanza a tomar la velocidad de las paredes y se observan deslizamientos relativos con velocidades del orden de los 10 a 14 m/s. Para el caso B (con nervio) no hay deslizamiento sobre el plato colector por la presencia del nervio.

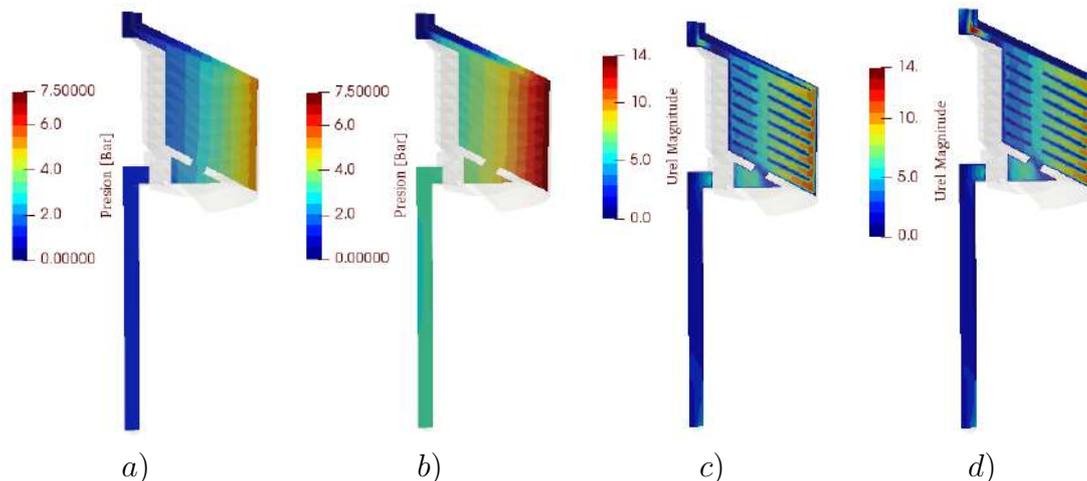


Figura 5:  $\Omega = 5000\text{rpm}$ . Modelo con 6 platos. Presión y velocidad relativa  $U_r$  con (a y c) y sin (b y d) nervio.

Es posible hacer algunas cuentas simples para determinar las presiones y aceleraciones esperables en función de la velocidad de rotación y del radio de la masa rotante. La presión esperada puede ser calculada a partir de la fuerza centrífuga sobre un diferencial de masa  $\partial m = \rho \partial x \partial y \partial r$ :

$$\partial F = \Omega^2 r \partial m = \Omega^2 r \rho \partial x \partial y \partial r$$

Integrando en  $r$ :

$$\partial F = \frac{1}{2} \rho \Omega^2 r^2 \partial x \partial y$$

Luego, la presión  $P$  es

$$P = \frac{\partial F}{\partial A} = \frac{1}{2} \rho \Omega^2 r^2$$

y la aceleración en términos de  $g$  es:

$$a_c = \frac{\partial F}{g \partial m} = \frac{\Omega^2 r}{9,8 m/s^2}$$

Para el problema en estudio, es decir para  $\Omega = 5000$  rpm y  $r = 0.077$  m, la presión máxima teórica es de 8.12 bar y la aceleración máxima de 2150 g. El modelo computacional refleja presiones máximas levemente menores a las teóricas. Esto puede ser explicado a partir de la velocidad relativa del fluido, la cual está indicando que el mismo no alcanza a tomar la velocidad de rotación y consecuentemente la fuerza centrífuga resulta menor.

Posiblemente el resultado más importante de este estudio es determinar la presión requerida para hacer circular el fluido mientras la máquina está en rotación. Por haber fijado presión cero a la salida, la presión a la entrada es directamente la presión requerida para impulsar el fluido. En este caso los valores para los modelos A y B fueron de 1.21 y 3.0 bar, respectivamente.

Dado que la mayor simplificación geométrica fue reducir la cantidad de platos separadores, se estudio el efecto que esto puede ocasionar considerando incrementar la cantidad de platos de 6 a 15 (modelo C) y forzando la rotación del fluido en el modelo de 6 platos al imponer velocidad de rotación sobre las paredes de simetría periódica (modelo D).

La Figura 6 muestra nuevamente la presión y velocidad relativa obtenidas. Se observa una diferencia en los resultados para la velocidad relativa al refinar la malla. Concretamente, el deslizamiento del fluido respecto a las superficies rotantes se ve reducido a valores menores a 6 m/s en la zona periférica. Respecto a la presión de impulsión a la entrada, esta pasa de 3.0 bar a 2.32 bar. Es decir que se observa una reducción significativa.

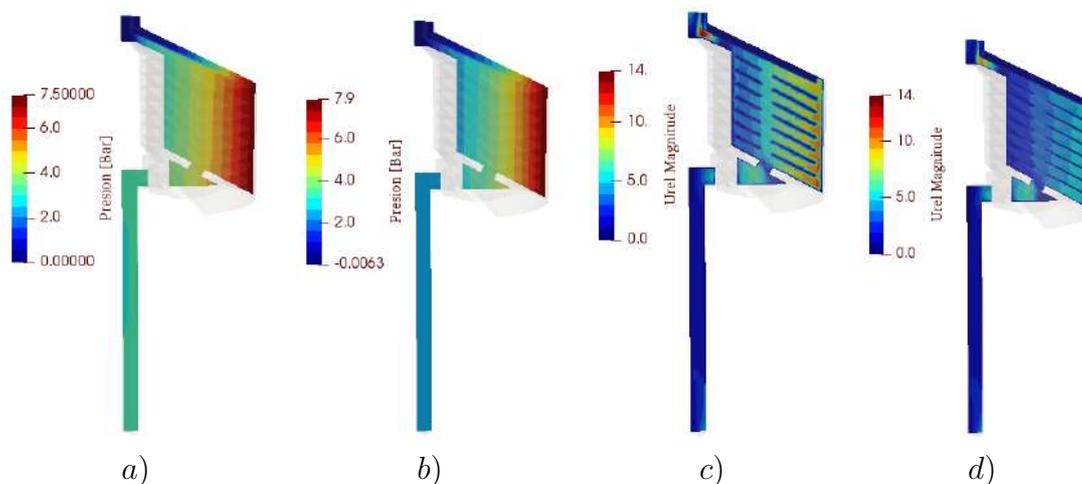


Figura 6:  $\Omega = 5000$  rpm. Modelo con 6 platos con nervio. Presión P y velocidad relativa  $U_r$  para malla gruesa (a y c) y fina (b y d)

La Figura 7 muestra como impacta la cantidad de platos sobre la solución obtenida. En la figura se comparan los modelos C y D, con 6 y 15 platos respectivamente. El modelo D solo se simuló para una velocidad de rotación de 3000 rpm. En este caso, la presión de ingreso para 3000 rpm para las mallas finas M2 (Caso C) y M3 (Caso D) es de 0.92 y 0.91 bar, respectivamente. Es decir que incorporar más platos separadores no tiene influencia en la presión a la entrada, por lo menos en el rango de platos estudiados. Al analizar la Figura 7 se observan algunas diferencias en la velocidad relativa, pero esto no tiene incidencia en la presión requerida a la entrada. El modelo E, donde se considera que las superficies periódicas laterales son paredes,

emulando un arrastre perfecto del fluido, dio resultados esperados en el sentido de mostrar una reducción de la presión de entrada. Para 5000 rpm la presión de 3.0 bar (modelo B) se reduce a 1.65 bar. A partir de este resultado es posible inferir que existe una competencia entre la presión generada por los platos arrastrando el fluido y generando presión en la periferia, y una presión en contraposición producida por el nervio. Luego, mientras más movimiento es transmitido al fluido por los platos, menor presión se requiere para hacerlo circular.

Por último, la evaluación de incorporar una turbina en la cámara de mezcla inferior genera una reducción en la presión a la entrada, reduciendo la presión desde 3.0 bar a 2.22 bar para una velocidad de 5000 rpm.

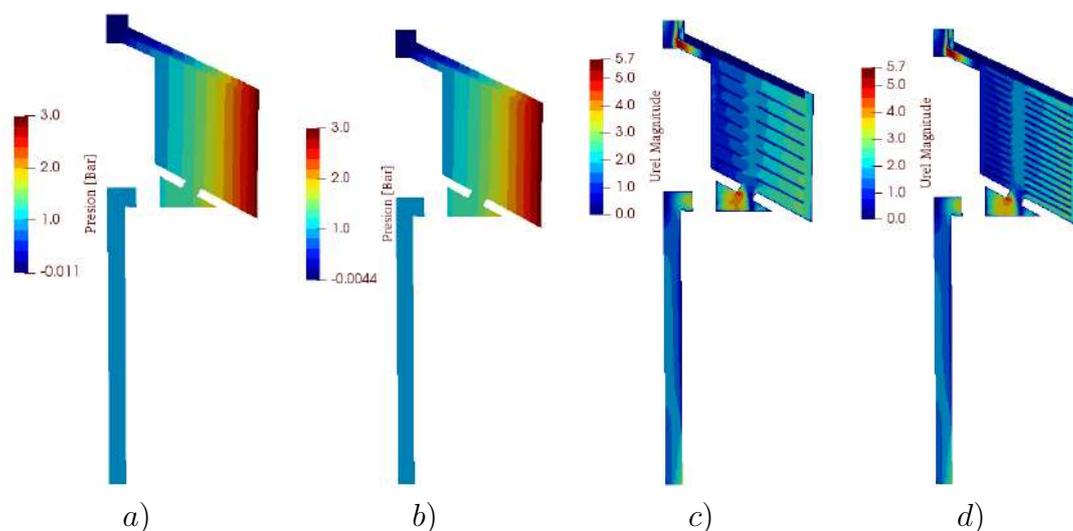


Figura 7:  $\Omega = 3000\text{rpm}$ . Modelos con 6 y 15 platos con nervio. Presión  $P$  y velocidad relativa  $U_r$ , 6 platos (a y c) y 15 platos (b y d)

El efecto de inclinar o sacar el nervio fue evaluado mediante los modelos F y G. La Figura 8 muestra los modelos considerados. El uso de un nervio inclinado redujo significativamente la presión requerida a la entrada. En este caso la máquina tiene un giro anti-horario, con lo cual el nervio actúa como una pala, empujando el fluido hacia arriba. Por otro lado, el uso de separadores cilíndricos tuvo resultados similares a los obtenidos con el modelo sin nervio (modelo A).

La Figura 9 resume los resultados obtenidos en los 8 modelos estudiados. Además de la presión a la entrada ( $P_{in}$ ) se informa el porcentaje de fluido que sale por la salida definida para la crema (%Crem). Este dato también es importante dado que en las máquinas reales el caudal que sale por esta salida no es mayor al 10%. Como se observa, en todos los casos el porcentaje obtenido es mayor. Dado que en este modelo se impone presión en ambas salidas, el fluido tiene libertad de salir en más cantidad por aquella salida que impone menor resistencia hidráulica. En las máquinas reales el caudal de crema es controlado a fin de obtener una concentración de crema adecuada. Esto no es tenido en cuenta en el presente modelo.

#### 4. CONCLUSIONES

A partir de los resultados obtenidos se puede arribar a las siguientes conclusiones:

1- Todos los modelos evaluados muestran la necesidad de imponer una presión de impulsión a la entrada para garantizar un caudal de 1000 lt/h

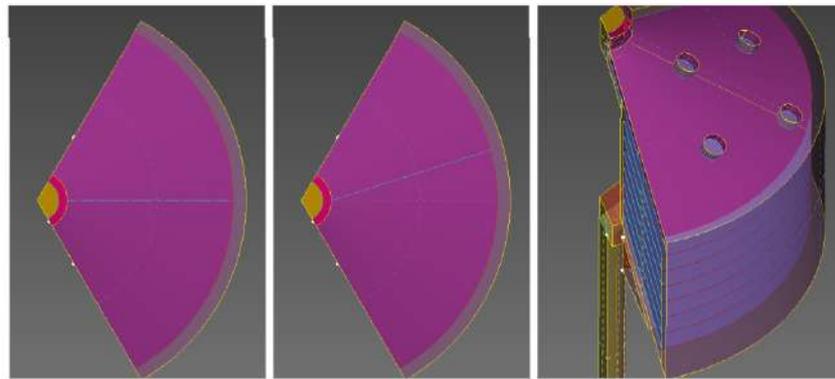


Figura 8: Modelos computacionales. Izquierda: original con nervio radial (modelo B). Centro: con nervio girado 15° (modelo F). Derecha: con separadores cilíndricos (modelo G)

Caso	Descripción	1000		2000		3000		4000		5000	
		Pin (bar)	%Crem								
A	Sin nervio M <sub>1</sub> (6 p)	0.34	58%	0.68	54%	0.88	55%	1.06	58%	1.21	63%
B	Nervio 0° M <sub>1</sub> (6 p)	0.21	28%	0.66	52%	1.19	74%	1.99	98%	3.00	100%
C	Nervio 0° M <sub>2</sub> (6 p)					0.92	40%	1.57	50%	2.32	58%
D	Nervio 0° M <sub>3</sub> (15 p)					0.91	38%				
E	Nervio 0° M <sub>1</sub> (6 p unidos)	0.19	14%	0.49	0%	0.80	17%	1.16	12%	1.65	22%
F	Nervio 15° M <sub>1</sub> (6 p)	0.36	60%	0.75	56%	1.00	56%	1.24	57%	1.43	63%
G	Cilindros M <sub>1</sub> (6p)	0.36	54%	0.72	54%	0.92	55%	1.16	48%	1.44	70%
H	Nervio 0° M <sub>1</sub> (6 p) turb	0.15	28%	0.44	52%	0.86	72%	1.44	96%	2.22	100%

Figura 9: Resultados para la presión a la entrada y el porcentaje de caudal que sale por cada una de las salidas del modelo en función de la velocidad de giro

2- Dicha presión es proporcional a la velocidad de rotación, variando desde 0.2 a 3.0 bar para el modelo B en el rango de 1000 a 5000 rpm. Este modelo es el más parecido a las máquinas comerciales de escala semi e industrial.

3- El nervio del plato colector tiene una influencia significativa en la presión requerida. La remoción del nervio (modelo A) reduce la presión de impulsión de 3.0 bar a 1.2 bar.

4- La inclinación del nervio con un ángulo de 15 grados muestra una reducción significativa de la presión máxima desde 3 bar a 1.4 bar.

5- El uso de mallas refinadas tiene el efecto de reducir la presión requerida. Se observa una reducción del orden de 30 % para la velocidad de 3000 rpm.

6- Considerar un número de platos separadores de entre 6 y 15 no tiene influencia en los resultados e incrementa el requerimiento de malla

7- La inclusión de una turbina simple en la cámara de ingreso tiene una mejora en cuanto a reducir la presión requerida. No obstante, no es suficiente para eliminar la necesidad de poner una bomba externa adicional.

## REFERENCIAS

- Shokrian A., Mobli H., Akbarnia A., Jafari A., Mousazade H., y Zhu B. Application an euler-euler multiphase-flow model for simulation flow in a centrifugal separator machine. *American Journal of Fluid Dynamics*, 8(4):112–115, 2018.
- Wilcox D.C. et al. *Turbulence modeling for CFD*, volumen 2. DCW industries La Canada, CA, 1998.

## AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen al Ministerio de Ciencia, Tecnología e Innovación Productiva de la provincia de Santa Fe - MinCTIP por el apoyo a la investigación aplicada entre institutos de investigación y la industria local. Al CONICET, a la Univ. Nac. del Litoral (PIC 50420150100067LI) y a la ANPCyT (PICT 2016-2908).