

**MODELADO DE LA INTERACCIÓN FLUIDO ESTRUCTURA (FSI) PARA EL
ANÁLISIS DE UN RODETE DE BOMBA CENTRÍFUGA**

**IVÁN DARÍO DÍAZ CASTILLO
JUAN JOSÉ ALBERTO GUTIÉRREZ ESCOBAR**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2017

**MODELADO DE LA INTERACCIÓN FLUIDO ESTRUCTURA (FSI) PARA EL
ANÁLISIS DE UN RODETE DE BOMBA CENTRÍFUGA**

**IVÁN DARÍO DÍAZ CASTILLO
JUAN JOSÉ ALBERTO GUTIÉRREZ ESCOBAR**

**Trabajo de grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**DIRECTOR
OCTAVIO ANDRÉS GONZÁLEZ ESTRADA
PhD. Ingeniería Mecánica**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2017

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	14
1. DEFINICIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO	20
1.1 ECUACIONES GOBERNANTES	20
1.2 ENFOQUES DEL MODELAMIENTO FSI	22
1.2.1 Enfoque one-way	22
1.2.2 Enfoque two-way	23
2. ESPECIFICACIONES DE LA BOMBA	24
3. METODOLOGÍA DE DESARROLLO	25
3.1 GEOMETRÍA	25
3.2 CONSIDERACIONES PARA LOS DOMINIOS	27
3.2.1 Dominio fluido	27
3.2.2 Dominio sólido	28
3.3 CONFIGURACIÓN MULTI-FÍSICA DEL MODELO NUMÉRICO	29
3.3.1 Material del sólido	29
3.3.2 Material del fluido	29
3.3.3 Generación de la malla y cálculo de independencia	30
3.3.4 Condiciones de contorno	32
3.4 CARACTERIZACIÓN DE LA BOMBA	33
4. CAMBIO DE ÁLABE	35
5. ANÁLISIS DE RESULTADOS	37
6. CONCLUSIONES	46
REFERENCIAS	49
ANEXOS	52

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Diagrama de flujo enfoque one-way.	23
Figura 2. Diagrama de flujo enfoque two-way.	23
Figura 3. Montaje de la bomba analizada.	24
Figura 4. Sección de revolución.	25
Figura 5. Croquis de los álabes y cuerpo del rodete completo.	26
Figura 6. Cuerpo del dominio fluido rotatorio.	26
Figura 7. Interfaz tubo - dominio rotativo.	27
Figura 8. Interfaz dominio rotativo – voluta.	28
Figura 9. Región de la interacción fluido estructura.	29
Figura 10. Mallado usado en el problema: (a) mallado del dominio fluido y (b) mallado del rodete	31
Figura 11. Gráfico de independencia de la malla	31
Figura 12. Comparación de las curvas Q vs H de los valores teóricos y los resultados numéricos.	34
Figura 13. Método de diseño de álabes por arco de circunferencia.	35
Figura 14. Diseño de álabe con ecuación (11)	36
Figura 15. (a) Álabe diseñado por arco de circunferencia, (b) álabe generado por ecuación (11)	36
Figura 16. Campo de presiones sobre todo el dominio fluido.	37
Figura 17. Campo de presiones en un plano.	38
Figura 18. Campo de fuerzas generado por el dominio rotativo de fluido.	39
Figura 19. Campo de presiones impuesto al rodete.	39
Figura 20. Dirección del momento torsor en el análisis estático.	40
Figura 21. Campo de deflexiones sobre el rodete.	41
Figura 22. Esfuerzos sobre el rodete, con un flujo másico de 18.9 [Kg/s].	41

Figura 23. Campo de presiones para los diferentes valores de caudal estudiados	42
Figura 24. Campo de esfuerzos para los diferentes valores de caudal estudiados	42
Figura 25. Campo de deflexiones para los diferentes valores de caudal estudiados.	43
Figura 26. Campo de presión con álabes diseñados por (a) arco de circunferencia, (b) ecuación (11).....	43
Figura 27. Campo de esfuerzos con álabes diseñados por (a) arco de circunferencia, (b) ecuación (11)	44
Figura 28. Campo de esfuerzos con álabes diseñados por (a) arco de circunferencia, (b) ecuación (11)	45
Figura 29. Diagrama de flujo enfoque monolítico.	52
Figura 30. Diagrama de flujo enfoque particionado.	54
Figura 31. Bosquejo del problema.....	59
Figura 32. Toolbox con los módulos.....	61
Figura 33. Módulo CFX	62
Figura 34. Sketch.....	62
Figura 35. Sketching.....	63
Figura 36. Bosquejos extruidos.	63
Figura 37. Operation.	64
Figura 38. Fluid/Solid.....	64
Figura 39. División.	65
Figura 40. Selección por arista.	65
Figura 41. Superficie dividida.....	66
Figura 42. Mesh	70
Figura 43. Suprimir sólido	70
Figura 44. Update	71
Figura 45. Fluido mallado.....	71
Figura 46. Enlace.....	72

Figura 47. Mallado compuerta	72
Figura 48. Quick Setup Mode	73
Figura 49. Frontera Outlet	75
Figura 50. Fronteras	75
Figura 51. Control del solucionador.....	76
Figura 52. Gráficas de solución.	77
Figura 53. Enlace Solution.	77
Figura 54. Importación de presiones	78
Figura 55. Imported Pressure	78
Figura 56. Imported Load	78
Figura 57. Barra de condiciones de frontera.....	79
Figura 58. Soporte fijo.	79
Figura 59. Solution.....	80
Figura 60. Deformaciones	81
Figura 61. Fuerza de reacción.	82
Figura 62. Plano.....	83
Figura 63. Contorno.....	83
Figura 64. Presión.....	84
Figura 65. Ícono Streamline	84
Figura 66. Streamlines.....	84
Figura 67. Function calculator.....	85
Figura 68. Diagrama de cuerpo libre	86
Figura 69. Sistema de ecuaciones	87
Figura 70. Resultados.	88

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Parámetros del sistema	24
Tabla 2. Condiciones de contorno para el tubo.	32
Tabla 3. Condiciones de contorno para el dominio rotativo.	32
Tabla 4. Condiciones de contorno para la voluta.....	32
Tabla 5. Condiciones de contorno para el rodete.	33
Tabla 6. Datos de caudal y carga para la caracterización de la bomba.....	33

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. Enfoques del modelamiento computacional.....	52
ANEXO B. Plano del rodete.	55
ANEXO C. Plano de la voluta.	56
ANEXO D. Configuración del Setup	57
ANEXO E. Tutorial FSI	58

RESUMEN

TÍTULO: MODELADO DE LA INTERACCIÓN FLUIDO ESTRUCTURA (FSI) PARA EL ANÁLISIS DE UN RODETE DE BOMBA CENTRÍFUGA*

AUTORES: Iván Darío Díaz Castillo**, Juan José Alberto Gutiérrez Escobar**

PALABRAS CLAVES: rodete, bomba centrífuga, interacción fluido estructura (FSI), métodos de elementos finitos, acoplamiento de una vía, esfuerzos, desplazamientos

DESCRIPCIÓN:

En este trabajo se realiza el modelado de la interacción fluido estructura (FSI) para analizar los esfuerzos y deflexiones en el rodete de una bomba centrífuga con el propósito de focalizar los puntos de interés a la hora de diseñar este tipo de elementos. La bomba estudiada tiene una cabeza de 155 pies, cuenta con una capacidad volumétrica de 300 gpm y gira a una velocidad de 2900 RPM, el material del rodete es bronce. El modelado computacional fue realizado en el software multifísico ANSYS®, para ello se trabajó con los módulos de CFX y Static Structural y en estos se realizaron la simulación del dominio fluido y del dominio sólido respectivamente. El modelo de turbulencia usado en CFX fue el SST con el fin de obtener mejores resultados. Se realizaron pruebas de independencia de malla para encontrar un número adecuado de nodos donde la respuesta de la cabeza de la bomba ya no variara, logrando con esto optimizar el proceso de cómputo. Se probaron diferentes valores de caudal para obtener su correspondiente cabeza, esto para poder obtener una curva de caracterización Q vs H, y así poder comparar la curva del modelo computacional con la curva de referencia.

* Trabajo de grado

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Octavio Andrés González Estrada, PhD. Ingeniería Mecánica.

ABSTRACT

TITLE: MODELING OF FLUID STRUCTURE INTERACTION (FSI) FOR THE ANALYSIS OF A CENTRIFUGAL PUMP IMPELLER*

AUTHORS: Iván Darío Díaz Castillo**, Juan José Alberto Gutiérrez Escobar**

KEYWORDS: Impeller, Centrifugal Pump, Fluid Structure Interaction, FSI, Finite Element Method, One Way Coupling, Stress, Displacements.

DESCRIPTION

In this work, a fluid structure interaction (FSI) model is developed to analyse the stresses and deformations in a centrifugal pump impeller, aiming to target the points of interest when designing this type of elements. The pump studied has a head of 155 feet, has a volumetric capacity of 300 gpm and rotates at a speed of 2900 RPM, the material of the impeller is bronze. The modelling was performed in the ANSYS® multi-physics software, using the CFX and Static Structural modules for the fluid and solid domain. The turbulence model used in CFX was the SST in order to obtain better results. Mesh independence tests were performed to find an adequate number of nodes where the response of the pump head no longer varied, thus, optimizing the computation process. Different flow values were tested to obtain their corresponding head, and to be able to obtain the characterization curve Q vs H, then, we compared the curve of the numerical model with the reference curve.

* Bachelor Thesis

** Physicomechanical Faculty of Engineering. School of Mechanical Engineering. Director: Octavio Andrés González Estrada, PhD. Mechanical Engineering.

INTRODUCCIÓN

El estudio de la dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés) es importante en el desarrollo de los diferentes campos de acción en los que los fluidos se encuentren involucrados, como ejemplos se tienen: el área automotriz que modela las turbulencias inducidas en el flujo de viento debido a los autos y esto como afecta al desempeño del mismo¹, otro ejemplo de esta área se puede ver en². En la medicina se usa para el modelamiento de flujo de sangre y de ciertas afectaciones en las arterias que se puedan presentar³, en la industria química el efecto de las reacciones en los procesos se puede evidenciar ahora con mayor facilidad gracias a estos métodos⁴.

El estudio por parte de investigadores para observar la respuesta que se encontraba en piezas elásticas tales como cubiertas, tuberías, buques, tanques, entre otros; sometidos a campos de presión, impulsó el perfeccionamiento de todas estas piezas^{5,6,7}. Producto de tan extensos estudios, la sociedad americana de ingeniería mecánica (ASME) publicó el código para elaboración de recipientes a presión y calderas, ubicado en la sección VIII, división 1⁸.

Gracias a todos estos avances hechos entre los 60's y 80's cuando se comenzó a desarrollar con mayor fuerza las formulaciones de ecuaciones gobernantes como la de potencial de flujo, Euler, rigidez, etc., ocurrió el surgimiento de mejores

¹ E. Solazzo, X. Cai, and S. Vardoulakis. Modelling wind flow and vehicle-induced turbulence in urban streets. En: Atmos. Environ. 2008, vol. 42, no. 20, pp. 18–31.

² A. L., Delgado-mejía, L. C., Olmos-villalba, y S. E., Rivero-mejía. Estudio comparativo del ciclo indicado de un motor diesel mediante simulación CFD y datos experimentales. En: Revista. UIS Ingenierías. 2014, vol. 13, no. 1, pp. 23–31.

³ I. Marshall, S. Zhao, P. Papathanasopoulou, P. Hoskins, and X. Y. Xu. MRI and CFD studies of pulsatile flow in healthy and stenosed carotid bifurcation models. En: J. Biomech. 2004, vol. 37, no. 5, pp. 679–687.

⁴ J. Würmel and J. M. Simmie. CFD studies of a twin-piston rapid compression machine. En: Combust. Flame. 2005, vol. 141, no. 4, pp. 417–430.

⁵ D. S. Weaver, S. Ziada, M. K. Au-Yang, S. S. Chen, M. P. Paidoussis, and M. J. Pettigrew. Flow-Induced Vibrations in Process Plant Components - Progress and Prospects. En: J. Press. Vessel Technol. 2000, vol. 122, no. 3, p. 339.

⁶ O. A. González Estrada, J. Leal Enciso, and J. D. Reyes Herrera. Análisis de integridad estructural de tuberías de material compuesto para el transporte de hidrocarburos por elementos finitos. En: Revista UIS Ingenierías. 2016, vol. 15, no. 2, pp. 105–116.

⁷ C. Graciano, Q. Las Palmas, and C. Sanz. Strength of stainless steel girders under concentrated loads using finite element analysis. En: Revista UIS ingenierías. 2017, vol. 16, no. 2, pp. 61–69.

⁸ ASME, Código ASME para Calderas, 2013th ed. En: The american society of mechanical engineers. 2013, pp. 1-16.

ordenadores y nuevos algoritmos, de modo que se vio fortalecida la técnica con soluciones numéricas para casos de estudio cada vez más robustos. Es acá entonces cuando la Interacción Fluido Estructura toma protagonismo y se convierte en una herramienta fundamental.

El análisis de la interacción fluido estructura (FSI) de los rodetes de bombas centrífugas permite estudiar su funcionamiento buscando mejorar su rendimiento. El estudio mediante métodos numéricos permite investigar el impacto de la geometría en la eficiencia y la integridad estructural. En la última década se han visto muchos estudios realizados por medio de FSI^{9,10,11} a rodetes de bombas.

Childs¹² estudió las fuerzas axiales dinámicas desarrolladas por superficies del rodete-cubierta y bomba. Las ecuaciones que se usaron fueron las de trayectoria-momento, momento circunferencial, y continuidad. Para los esfuerzos cortantes se usó el modelo de lubricación turbulenta de Hirs. También se examinaron las fuerzas rotodinámicas laterales del rodete, en los resultados se pudo apreciar picos de resonancia del fluido dentro del anillo formado por la envolvente y la carcasa, se tuvieron en cuenta términos de amortiguación, frecuencias naturales, masa, entre otros.

Campbell et al.¹³ desarrollaron un método para el cálculo del rendimiento de una bomba expandible, para dar solución al problema de la interacción fluido estructura en el rodete de este tipo de bombas que es muy flexible.

⁹ F. K. Benra, H. J. Dohmen, J. Pei, S. Schuster, and B. Wan. A comparison of one-way and two-way coupling methods for numerical analysis of fluid-structure interactions. En: *J. Appl. Math.*, 2011, vol. 2011.

¹⁰ F. K. Benra and H. J. Dohmen. Comparison of pump impeller orbit curves obtained by measurement and FSI simulation. En: *Proc. Asme Press. Vessel. Pip. Conf.* 200. 2008, Vol 4, pp. 41–48.

¹¹ J. Pei, F. Meng, Y. Li, S. Yuan, and J. Chen. Fluid-structure coupling analysis of deformation and stress in impeller of an axial-flow pump with two-way passage. En: *Adv. Mech. Eng.* 2016, vol. 8, no. 4, pp. 1–11.

¹² D. W. Childs. Fluid-structure interaction forces at pump-impeller-shroud surfaces for axial vibration analysis. En: *J. Vib. Acoust.* 1991, vol. 113, no. American Society of Mechanical Engineers, pp. 108–115.

¹³ R. L. Campbell and E. G. Paterson. Fluid-structure interaction analysis of flexible turbomachinery. En: *J. Fluids Struct.* 2011, vol. 27, no. 8, pp. 1376–1391.

Huan et al.¹⁴ estudiaron el acoplamiento bidireccional, o de 2 vías, para analizar las características externas y las de flujo interno para una bomba difusora. Se hizo un análisis estático y dinámico del aspa utilizando elementos finitos (FE). Para el análisis del flujo se consideraron las ecuaciones N-S de Reynolds promedio, para la respuesta de la estructura se tomó como modelo la ecuación estructural transitoria elástica. En el modelo dinámico se analizaron las frecuencias de rotación, frecuencias de amplitud de tensión, frecuencia fundamental de tensión, entre otras y se concluyó que hay regiones donde se tiene que prestar especial atención al diseño para evitar fatiga a raíz de las fuerzas fluctuantes.

Houlin et al.¹⁵ estudiaron el mecanismo de flujo interno y el efecto de la interacción fluido-estructura (FSI) sobre las características externas de una bomba centrífuga. Por otro lado en¹⁶ analizaron el efecto de la interacción fluido-estructura (FSI) en cuanto a tensión-deflexión y respuesta modal en el rotor de en bomba centrífuga marina. Yang et al.¹⁷ calcularon el esfuerzo y las deflexiones sobre el acople y la soldadura de un rodete de bomba centrífuga por medio de un análisis FSI.

Otros trabajos se enfocan en determinar condiciones especiales para el buen funcionamiento de las bombas, como se ve en¹⁸, donde se estudian las oscilaciones indeseadas del rodete inducidas por el flujo de una bomba de una sola pala, en condiciones de diseño diferentes a la nominal. También se usan este tipo de métodos numéricos para el diseño de álabes en los rodetes¹⁹.

¹⁴ X. Huan, L. Houlin, T. Minggao, and C. Jianbao. Fluid-structure interaction study on diffuser pump with a two-way coupling method. En: *Int. J. Fluid Mach. Syst.* 2013, vol. 6, no. 2, pp. 87–93.

¹⁵ L. Houlin, X. Huan, and W. Xianfang. Effect of fluid-structure interaction on internal and external characteristics of centrifugal pump. En: *Trans. Chinese Soc. Agric. Eng.* 2012, vol. 28, no. 13, pp. 82–87.

¹⁶ H. Haoqin, L. Houlin, W. Yong, and J. Linling. Stress-strain and modal analysis on rotor of marine centrifugal pump based on fluid-structure interaction. En: *Trans. Chinese Soc. Agric. Eng.* 2011, vol. 30, no. 15, pp. 98–105.

¹⁷ W. Yang, W. Hongyu, and Z. Xiang. Strength analysis on the stamping and welding impeller in centrifugal pump based on fluid-structure interaction theorem [J], *Trans. Chinese Soc. Agric. Eng.*, vol. 27, no. 3, pp. 131–136-

¹⁸ J. Pei, H. J. Dohmen, S. Q. Yuan, and F. K. Benra. Investigation of unsteady flow-induced impeller oscillations of a single-blade pump under off-design conditions. En: *J. Fluids Struct.* 2012, vol. 35, pp. 89–104.

¹⁹ J. S. Anagnostopoulos. A fast numerical method for flow analysis and blade design in centrifugal pump impellers. En: *Comput. Fluids.* 2009, vol. 38, no. 2, pp. 284–289.

Zhang et al.²⁰ estudiaron con el método FSI varias bombas con diferentes tipos de rodetes, con el fin de investigar el comportamiento de las vibraciones transitorias. Se estableció un modelo basado en los resultados obtenidos de las simulaciones para aproximar la relación entre los parámetros geométricos del rodete y los valores cuadráticos medios RMS de la respuesta de desplazamiento en el bloque de apoyo de la bomba. Presentaron un algoritmo que minimiza el valor RMS del desplazamiento del rodete. Se fabricó una bomba y se validaron experimentalmente los resultados de la optimización. El comportamiento mecánico transitorio del rodete de la bomba fue mejorado gracias a que se optimizó su geometría mediante FSI.

Zhou et al.²¹ buscaron mantener la confiabilidad de las bombas dentro de valores aceptables, implementando métodos bidireccionales para estudiar las vibraciones y tensiones dinámicas. Para la simulación del flujo utilizaron el modelo de turbulencia $k-\omega$ y la respuesta estructural se determinó usando una ecuación dinámica estructural elástica. Analizaron las frecuencias de las fluctuaciones de presión con diferentes caudales, logrando identificar los puntos de mayor sollicitación en el interior.

Pei et al.²² estudiaron el manejo de las estrategias de 1 y 2 vías en el análisis FSI, para investigar la fuerza hidrodinámica y vibraciones del rodete de una bomba de una sola aspa, bajo las condiciones de diseño originales. También se estudió la influencia que tiene la resolución de la malla en los resultados para el método de 2 vías. Los resultados obtenidos con el análisis computacional se validaron por medio de pruebas experimentales, en las cuales se midió la deflexión del aspa con sensores de proximidad.

²⁰ Y. Zhang, S. Hu, Y. Zhang, and L. Chen. Optimization and Analysis of Centrifugal Pump considering Fluid-Structure Interaction. En: Sci. World J.2014, vol. 2014, pp.1-9.

²¹ B. Zhou, J. Yuan, Y. Fu, F. Hong, and J. Lu. Investigation of dynamic stress of rotor in residual heat removal pumps based on fluid-structure interaction. En: Adv. Mech. Eng. 2016, vol. 8, no. 9, pp. 1–12.

²² F. Benra, H. J. Dohmen, J. Pei, S. Schuster, and B. Wan. A Comparison of One-Way and Two-Way Coupling Methods for Numerical Analysis of Fluid-Structure Interactions. En: J. of App. Math. 2011, vol. 2011, pp. 1-4.

Rajanand²³ analizó por medio de FE el rodete de una bomba centrífuga haciendo cambios de material, con el fin de observar los cambios en los esfuerzos y deflexiones respecto del material original.

Pei et al.¹¹ tomaron un modelo de bomba y luego de simularlo identificaron los puntos críticos en toda la geometría del rodete, tanto en flujo transitorio como estable, y luego propusieron una optimización teórica de la estructura.

Schneider et al.²⁴ calcularon las cargas de presión hidrodinámicas de la solución CFD. Luego impusieron estas cargas sobre la estructura para determinar sus esfuerzos y deflexiones en un análisis estático estructural. Se hizo la evaluación con diferentes parámetros estructurales como espesor de la cubierta, radios del filete, caudales y temperaturas de operación.

Benra et al.¹⁰ estudiaron bombas centrífugas para el transporte de aguas residuales, a las cuales se les hace un análisis FSI de una vía con el fin de comparar las curvas orbitales en el rodete con la curva generada por las mediciones tomadas en la bomba estudiada. También estudiaron las deflexiones en el rodete de una bomba centrífuga y compararon los resultados obtenidos del modelo FSI con los datos experimentales²⁵.

Wang et al.²⁶ estudiaron la confiabilidad de la estructura de un rodete hecho de acero inoxidable de una bomba de múltiples etapas. Utilizaron Ansys Workbench con el fin de poder emplear el método unidireccional (1 una vía), y así calcular las

²³ M. P. Rajanand. Design & Analysis of Centrifugal Pump Impeller by FEA. En: *Int. Res. J. Eng. Technol.* 2016, pp. 420–428.

¹¹ J. Pei, F. Meng, Y. Li, S. Yuan, and J. Chen, Fluid-structure coupling analysis of deformation and stress in impeller of an axial-flow pump with two-way passage, *Adv. Mech. Eng.* 2016. vol. 8, no. 4, pp. 1–11.

²⁴ A. Schneider, B. Will, and M. Böhle. Numerical evaluation of deformation and stress in impellers of multistage pumps by means of fluid structure interaction. 2016. pp. 1–10.

¹⁰ F. K. Benra and H. J. Dohmen. Comparison of pump impeller orbit curves obtained by measurement and FSI simulation. En: *Proc. ASME Press. Vessel. Pip. Conf.* 200. 2008, Vol 4, pp. 41–48.

²⁵ F.-K. Benra, H. J. Dohmen, and B. Wan. Determination of pump impeller deflections: Comparison of FSI-simulations to measurements. En: *Proc. ASME Fluids Eng. Div. Summer Meet.* 2006. 2006, vol. 2 FORUMS, pp. 1–6.

²⁶ W. Sh. Chuan WANG. Strength analysis of stainless steel stamping multistage pump based on fluidstructure interaction. En: *Metal. Int.* 2013, vol. XVIII, no. 9, pp. 41–42.

fuerzas que actúan sobre el rodete de la última etapa. Luego de variar el espesor de las aspas, se encontraron cargas equivalentes y deflexiones en el rodete producto de la influencia de las fuerzas inerciales y los campos de presiones. Concluyeron que las deflexiones presentadas por los campos de presiones son mucho más grandes que las presentadas por las fuerzas inerciales, lo que significa que entre los factores más influyentes y de mayor atención están los campos de presiones. La carga causada por dichos campos tiene un papel predominante en la distribución de esfuerzos y las deflexiones del rodete. Con el aumento del caudal creció el valor del esfuerzo máximo gradualmente, mientras que la deflexión se redujo hasta alcanzar su valor mínimo con el flujo nominal de la bomba.

En general, el estudio de bombas se ha enfocado en prevenir concentraciones de esfuerzo provocadas por el fluido circundante, evitar deflexiones grandes, así como también controlar las vibraciones a las cuales está expuesta la estructura. Esto se ha logrado mediante técnicas FSI, ya sea uni o bidireccionales, abordando el problema desde diferentes niveles de complejidad y precisión.

En este trabajo se usa la técnica FSI para determinar los esfuerzos y deflexiones en el rodete de una bomba centrífuga en su punto nominal de operación. Para realizar los modelos numéricos se considera el análisis con el método de una vía. Los valores de esfuerzo y deflexión se calculan también para diferentes condiciones de operación, es decir, con diferentes caudales con el fin de identificar la variación en la respuesta mecánica. De forma paralela a la variación del caudal, en cada caso se halla la altura piesométrica correspondiente y de este modo se construye la curva de caracterización de la bomba (H vs Q). Se analizan todos los resultados para poder determinar puntos de esfuerzo o deformación críticos del rodete, estados de operación no recomendables, y posibles casos de cavitación. Por último, se propone una optimización geométrica en los álabes del rodete, y de manera similar al tratamiento de la geometría original, se estudian los esfuerzos y deformaciones en su punto nominal de operación.

1. DEFINICIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO

1.1 ECUACIONES GOBERNANTES

En el estudio realizado, el dominio a tratar se conforma por dos partes: el dominio fluido y el estructural, ambos dependen de la forma y cómo están ubicadas tanto la estructura como la parte fluida.

Para la solución de problemas en la dinámica de fluidos computacional (CFD), las ecuaciones gobernantes que rigen este tipo de fenómenos son las ecuaciones de conservación de la masa y cantidad de movimiento. Estas ecuaciones son el resultado matemático de las 3 leyes fundamentales de la física y sobre las cuales está basada la dinámica de fluidos.

Los resultados de aplicar las leyes fundamentales de la mecánica clásica al movimiento de fluidos obtenemos (1) ecuación conservación de la masa y (2) ecuación de conservación de momentum.

$$\rho \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} - \mu \nabla^2 \vec{u} = -\nabla p \quad (1)$$

$$\nabla \vec{u} = 0 \quad (2)$$

Donde \vec{u} es el vector de velocidad del flujo, ρ es la densidad del fluido, p es la gravedad y μ es la viscosidad. Las ecuaciones presentadas anteriormente corresponden al modelo que describe la dinámica del fluido incompresible y Newtoniano, y cuya solución se obtiene a partir del Método de Volúmenes Finitos para régimen laminar.

Para llevar a cabo la discretización de la ecuación anterior en los volúmenes desplazados, se debe descomponer en las direcciones x y y, de este proceso se obtienen (3) y (4)

$$\sum_{l=1}^N (\rho \vec{u} \cdot n \Delta S)_l = 0 \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \sum_{l=1}^N ((\rho \vec{u} * u - \mu \nabla u) \cdot \vec{n} \Delta S)_l \\ = \sum_{l=1}^N (p n_x \Delta S)_l \end{aligned} \quad (4)$$

En las cuales se considera la división la superficie total en 4 superficies donde se aproximan los valores de las variables al punto central.

El dominio sólido también cuenta con ecuaciones que permiten la solución de este tipo de problemas, para ello se presenta el problema 2D de la elasticidad lineal representa el equilibrio en el problema elástico.

$$\mathbf{L}^T \boldsymbol{\sigma} + \mathbf{b} = 0 \text{ en } \Omega \quad (5)$$

$$\mathbf{G} \boldsymbol{\sigma} = \mathbf{t} \text{ en } \Gamma_N \quad (6)$$

$$\mathbf{u} = \bar{\mathbf{u}} \text{ en } \Gamma_D \quad (7)$$

$$\boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{u}) = \mathbf{L} \mathbf{u} \quad (8)$$

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D} \boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{u}) \quad (9)$$

Este problema se satisface entonces encontrado \mathbf{u} tal que satisfaga las ecuaciones presentadas anteriormente, en donde se considera el vector de tensiones $\boldsymbol{\sigma} = \{\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{xy}\}^T$, \mathbf{u} son los desplazamientos, $\boldsymbol{\varepsilon}$ las deformaciones, \mathbf{b} las cargas volumétricas, \mathbf{t} las tracciones de Neumann, $\bar{\mathbf{u}}$ las condiciones de Dirichlet, \mathbf{L} es el operador diferencial de elasticidad lineal, \mathbf{D} es la matriz con la elasticidad del material y \mathbf{G} es el operador que proyecta las tensiones para el equilibrio en el contorno.

Este problema también se puede expresar en su forma variacional, de tal manera que: Encontrar $\mathbf{u} \in V$ tal que $\forall \mathbf{v} \in V$:

$$\begin{aligned} \int \boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{v})^T \mathbf{D} \boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{u}) d\Omega \\ = \int_{\Omega} \mathbf{v}^T \mathbf{b} d\Omega \\ + \int_{\Gamma_N} \mathbf{v}^T \mathbf{t} d\Gamma \end{aligned} \quad (10)$$

Donde $V = \{\mathbf{v} | \mathbf{v} \in [\mathbf{H}^1(\Omega)]^2, \mathbf{v}_{\Gamma} = 0\}$.

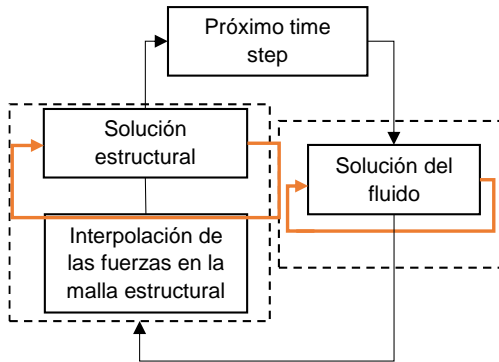
Aplicando esta discretización las ecuaciones anteriores se obtiene $\mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F}$, Donde \mathbf{K} es la matriz estructural de rigidez, \mathbf{F} es el vector de cargas aplicadas y \mathbf{u} es el vector de desplazamientos.

1.2 ENFOQUES DEL MODELAMIENTO FSI

Los problemas de interacción fluido-estructura son de carácter multi-físico y en su gran mayoría son muy difíciles de resolver por medio de un enfoque analítico. Es por esta razón que se tienen que analizar usando simulaciones numéricas o experimentos, en el ANEXO A se pueden ver los enfoques usados para resolver estos problemas computacionalmente. Existen principalmente dos tipos de enfoque para solucionar los problemas FSI: el enfoque one-way y el two-way.

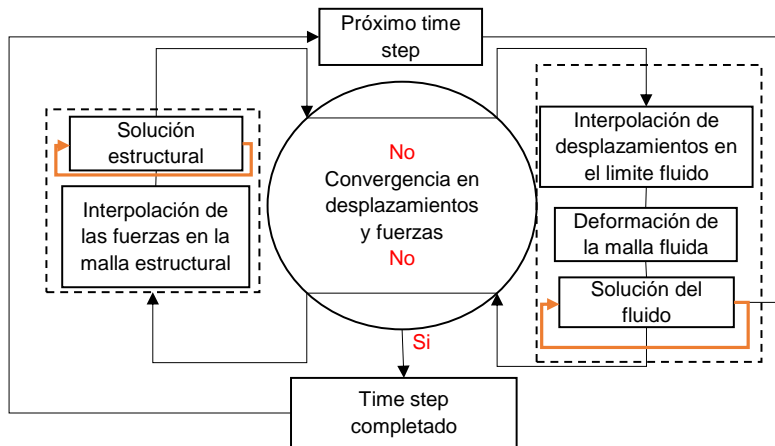
1.2.1 Enfoque one-way Este enfoque se aplica si la deflexión presentada por la estructura analizada debido a un fluido circundante no es lo suficientemente grande como para afectar el flujo o viceversa. Se itera primeramente el dominio fluido hasta encontrar convergencia con los parámetros propuestos y luego de esto el resultado se interpola al modelo estructural en la interfaz entre estos dos. En la Figura 1 se observa la metodología de este enfoque.

Figura 1. Diagrama de flujo enfoque one-way.



1.2.2 Enfoque two-way En este caso las deflexiones de la estructura analizada sí afectan el flujo de fluido y debido a esto la malla del elemento estructural cambia, modificando las condiciones en la interfaz, debiendo interpolar los valores a la malla del fluido y volver a iterar el dominio fluido. Este proceso se realiza tantas veces sea necesario hasta alcanzar una precisión deseada. Se puede observar el procedimiento en la Figura 2.

Figura 2. Diagrama de flujo enfoque two-way.



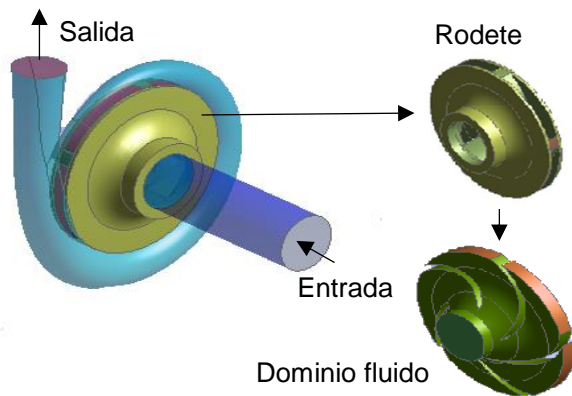
2. ESPECIFICACIONES DE LA BOMBA

El rodete a estudiar es de una bomba centrífuga con un diámetro de succión de 67,468 mm y un diámetro de descarga de 63,5 mm, tiene un número de álabes igual a 5. En la Figura 3 se observa el montaje que se trabajó y en la Tabla 1 se tiene una lista de parámetros de diseño de la bomba.

Tabla 1. Parámetros del sistema

PARÁMETROS DEL SISTEMA	
CABEZA	H 47.24 m
FLUJO DE DISEÑO	Q 18.9 l/seg
VELOCIDAD DE ROTACIÓN	N 2900 rev/min

Figura 3. Montaje de la bomba analizada.



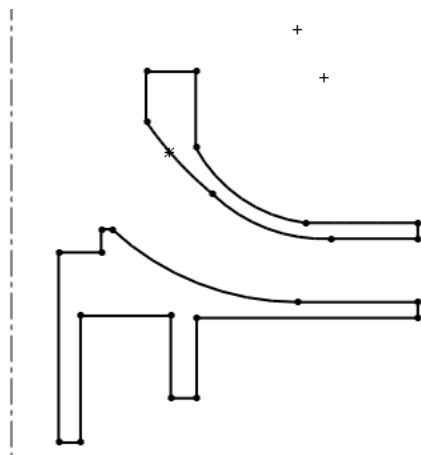
3. METODOLOGÍA DE DESARROLLO

Antes de dar inicio con el desarrollo del modelo, se realizaron una serie de pruebas, con el fin de afianzar conocimientos en el tema del modelamiento FSI, es por esta razón que en el ANEXO E se describe un tutorial.

3.1 GEOMETRÍA

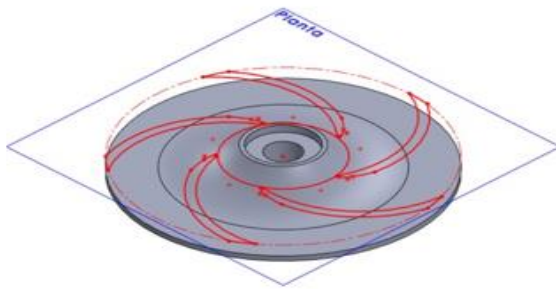
Para la geometría del rodete a analizar se implementa la que se encuentra en²⁷. Con ayuda de un CAD se hace un croquis en 2D que representa la mitad de las dos tapas del rodete, como se ve en la Figura 4, luego al revolucionar este con respecto al eje axial de giro se obtiene un sólido 3D. Para el croquis de los álabes se implementa el método de arco de circunferencia²⁷ sobre un plano intermedio entre las tapas, perpendicular al eje de rotación tal como se ve en la Figura 5a, y de este modo ser extruidos e intersectados con las superficies más cercanas, es decir las tapas, con el fin de que se unan en un sólo cuerpo, ver Figura 5b.

Figura 4. Sección de revolución.

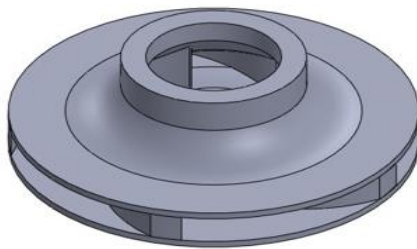


²⁷ M. Viejo zubicaray, Bombas: teoría, diseño y aplicaciones. 2000, pp. 1-262.

Figura 5. Croquis de los álabes y cuerpo del rodete completo.



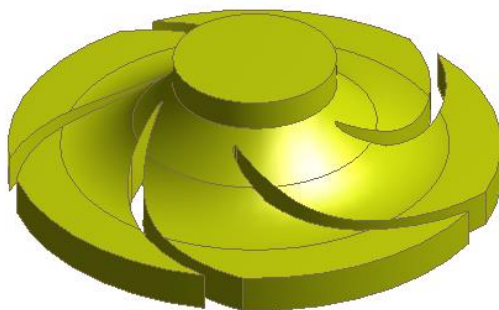
(a)



(b)

Partiendo del cuerpo ya completo del rodete se procede a obtener el volumen de control de fluido que va a ser objeto de estudio del CFD. Este cuerpo tiene la forma de todo el volumen vacío del rodete, se logra obtener gracias a la operación Llenar (Fill) que es usual de los CAD, en la Figura 6 se aprecia el resultado.

Figura 6. Cuerpo del dominio fluido rotatorio.



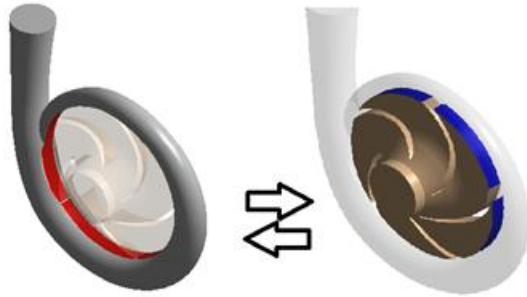
3.2 CONSIDERACIONES PARA LOS DOMINIOS

3.2.1 Dominio fluido Este dominio se dividió en 3 cuerpos: el tubo de entrada del fluido, el dominio rotativo dentro del rodete y la voluta que recubre a este último. El tubo cuenta con una longitud de 0.5 [m] y un diámetro de 8 [in], en uno de los extremos de este estará la entrada del fluido y en el otro estará la salida, la cual estará en contacto con la entrada al dominio rotativo, por esta interfaz el fluido pasará de un cuerpo a otro, ver Figura 7. Una vez que el fluido ingresa a la cavidad rotativa es impulsado radialmente en todas las direcciones, debido a que este cuerpo se encuentra girando a 2900 RPM en sentido horario tomando como referencia la toma del fluido en vista frontal. Cuando el fluido cumple su transición en el cuerpo rotatorio pasa al siguiente cuerpo, al de la voluta, gracias nuevamente a otra interfaz allí creada entre estos dos, ver Figura 8, así entonces el fluido hace su recorrido final por la voluta saliendo por el tubo de descarga. Los detalles geométricos de los cuerpos se encuentran en el ANEXO B y ANEXO C

Figura 7. Interfaz tubo - dominio rotativo.



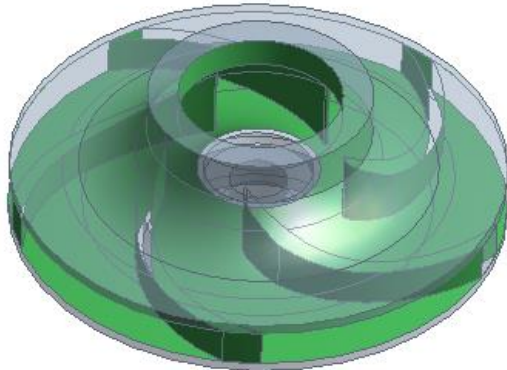
Figura 8. Interfaz dominio rotativo – voluta.



3.2.2 Dominio sólido Este dominio cuenta con un solo cuerpo, al cual se le asignó un material isótropo y lineal, con sus respectivas propiedades elásticas, de modo que se pudieran apreciar las deflexiones y los esfuerzos producidos por el campo de presiones proveniente del dominio de fluido. El rodete se estudió cuasi estáticamente, es decir que no está girando, viéndolo de otra manera, su estado es un instante antes de comenzar a hacerlo, no obstante, se tuvo que agregar una componente inercial de rotación la cual se da a la velocidad y eje de giro del rodete, esto con el fin de acercarse más a la realidad del modelo.

Todas las superficies internas del rodete están en contacto directo con el dominio rotativo del fluido, por lo que esta región es la interfaz donde ocurre la interacción fluido estructura. Esta vez no se trasladará el fluido de un cuerpo al otro, sino el campo de presiones generado por este último. La región nombrada anteriormente se ve en la Figura 9.

Figura 9. Región de la interacción fluido estructura.



3.3 CONFIGURACIÓN MULTI-FÍSICA DEL MODELO NUMÉRICO

Como se ha mencionado antes el tipo de enfoque a emplear es en una vía (one-way). Dentro de este enfoque se emplean dos métodos numéricos para llevar a cabo el modelado: el primero encargado de simular todo lo correspondiente al dominio fluido y generar fuerzas de manera explícita, y el segundo encargado de simular todo el dominio sólido y recibir cargas para manipularlas como fuerzas implícitas. En el enfoque one-way adoptado, el flujo de datos de un módulo al otro solo es permitido en un sentido, de modo que se desarrolla el estudio en el dominio fluido primero y luego en el dominio sólido.

3.3.1 Material del sólido El rodete original en el cual se basó este estudio está hecho de fundición de bronce, el cual tiene la siguiente composición: cobre 82%, estaño 11%, plomo 5,5%, cinc 0,75%, níquel 0,75%. La densidad es de $\rho = 8900$ [kg/m³], un módulo de elasticidad de $E = 110$ [GPa] y un coeficiente de Poisson $\nu = 0.34$.

3.3.2 Material del fluido En el dominio fluido se considera agua a 1 atm de presión y 25 [°C] como sistema de referencia, cuya densidad es de $\rho = 1000$ [kg/m³], una masa molar de 18.02 [kg/kmol] y su calor específico es de 4181.7 [J/kg*K].

3.3.3 Generación de la malla y cálculo de independencia La generación de la malla es un proceso importante en el desarrollo del análisis propuesto, para la creación de la malla del dominio fluido y sólido trabajado se usó una herramienta de mallado rápido. Los elementos del mallado son parte importante en este proceso, en²¹ se menciona que para la turbo maquinaria se pueden usar elementos 3D híbridos entre hexaedros y tetraedros. Los hexaedros modelan de bien el flujo axial, este tipo de elementos está presente en el conducto de succión, mientras que los tetraedros se acoplan mejor a geometrías más complejas, por lo que se usó para el resto de los cuerpos.

La refinación de la malla se da al cambiar algunos parámetros dentro de su configuración, en la Figura 10 se observa el modelo con malla empleada, el número de nodos fue de 440795 y se determinó gracias a un cálculo de independencia de la malla. Para el cálculo de independencia de la malla se tuvo en cuenta la cabeza de la bomba como variable de referencia, de modo que cuando se realizaban cambios en los parámetros para aumentar la refinación de la malla, la cabeza de la bomba variaba también, hasta un punto donde esta dejaba de hacerlo significativamente, ver Figura 11. Este cálculo del número de nodos se hace para hallar el valor apropiado con el que el modelo va a arrojar resultados confiables y disminuir el tiempo de computo, el cual fue de aproximadamente 12 horas menos que con 869138 nodos.

²¹ B. Zhou, J. Yuan, Y. Fu, F. Hong, and J. Lu. Investigation of dynamic stress of rotor in residual heat removal pumps based on fluid-structure interaction. En: *Adv. Mech. Eng.* 2016, vol. 8, no. 9, pp. 1–12.

Figura 10. Mallado usado en el problema: (a) mallado del dominio fluido y (b) mallado del rodete

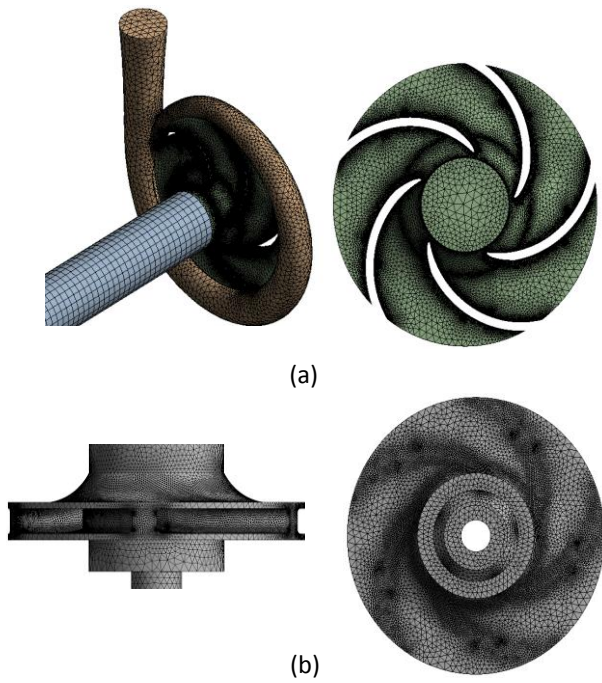
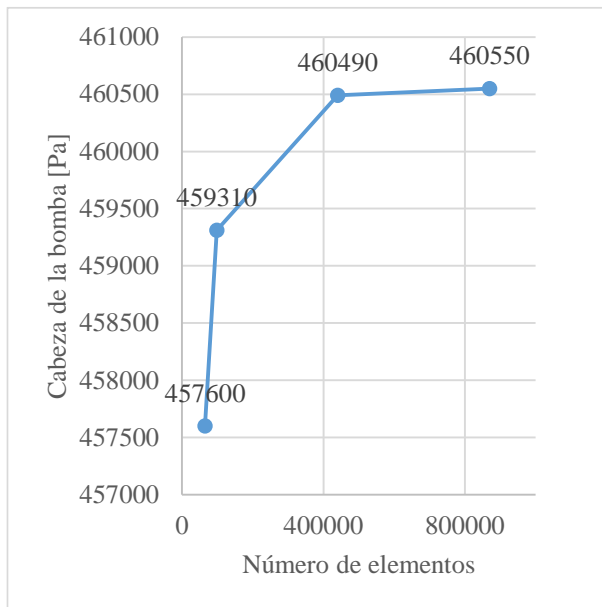


Figura 11. Gráfico de independencia de la malla



3.3.4 Condiciones de contorno

3.3.4.1 Dominio fluido Las condiciones de contorno establecidas para el dominio fluido en sus 3 cuerpos: tubo, dominio rotativo y voluta, se encuentran relacionadas en las Tabla 2, Tabla 3 y Tabla 4 respectivamente.

Tabla 2. Condiciones de contorno para el tubo.

Nombre de la frontera	Tipo de frontera	Condición de frontera	Cantidad
Inlet tubo	Inlet	Presión de entrada	0 [Pa]
Pared tubo	Wall	-	-
Outlet tubo	Interfaz	-	-

Tabla 3. Condiciones de contorno para el dominio rotativo.

Nombre de la frontera	Tipo de frontera	Condición de frontera	Cantidad
Inlet rotation	Interfaz	-	-
Pared rotation	Wall	-	-
Outlet rotation	Interfaz	-	-

Tabla 4. Condiciones de contorno para la voluta.

Nombre de la frontera	Tipo de frontera	Condición de frontera	Cantidad
Inlet voluta	Interfaz	-	-
Pared voluta	Wall	-	-
Outlet voluta	Outlet	Flujo másico de salida	18.9 [kg/s]

3.3.4.2 Dominio sólido Las condiciones de contorno establecidas para el rodete se encuentran relacionadas en la Tabla 5.

Tabla 5. Condiciones de contorno para el rodete.

Nombre de la frontera	Tipo de frontera	Condición de frontera	Cantidad
Pared interna rodete	Interfaz	-	-
Cubo del eje	Apoyo	Fixed support	0 degrees of freedom

Para obtener detalles de la configuración del Setup ver ANEXO D.

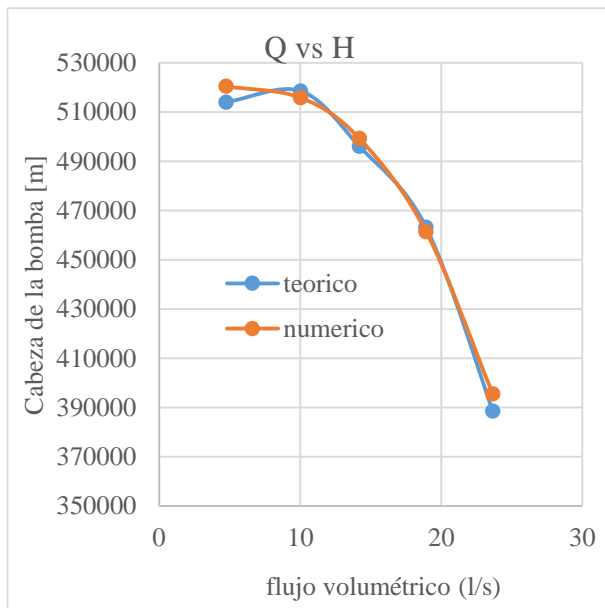
3.4 CARACTERIZACIÓN DE LA BOMBA

Para la caracterización de la bomba se compararon las gráficas de caudal contra cabeza (Q vs H) del caso teórico con el modelo numérico, en la Tabla 6 se ven los diferentes datos de cabeza y caudal de referencia, y en la Figura 12 se puede observar la cercanía de las curvas generadas. El proceso para la obtención de los datos fue el mismo que se usó con el modelo de referencia, la diferencia está en la variación del caudal en los diferentes casos.

Tabla 6. Datos de caudal y carga para la caracterización de la bomba.

Q (l/s)	H(m)
0	51.054
4.73	52.425
10.03	52.882
14.19	50.596
18.92	46.329
23.65	25.107

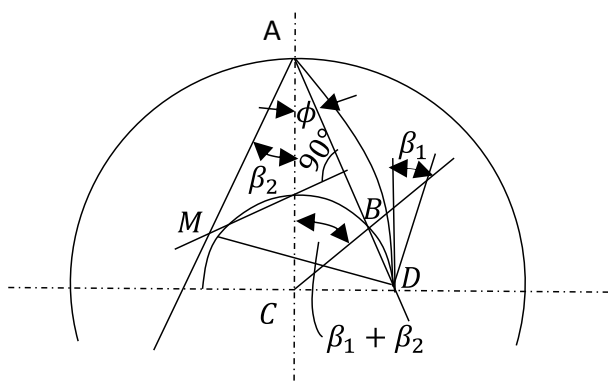
Figura 12. Comparación de las curvas Q vs H de los valores teóricos y los resultados numéricos



4. CAMBIO DE ÁLABE

En el rodete modelo, el diseño de los álabes se realizó con un arco de circunferencia, el cual se hizo teniendo en cuenta los ángulos de entrada y de salida del álabe, β_1 y β_2 respectivamente tal como se muestra en la Figura 13.

Figura 13. Metodo de diseño de álabes por arco de circunferencia.



Pero el método del arco de circunferencia no es el de mejor eficiencia, por esta razón se buscó mejorar el diseño de los álabes, en²⁸ se menciona la siguiente ecuación.

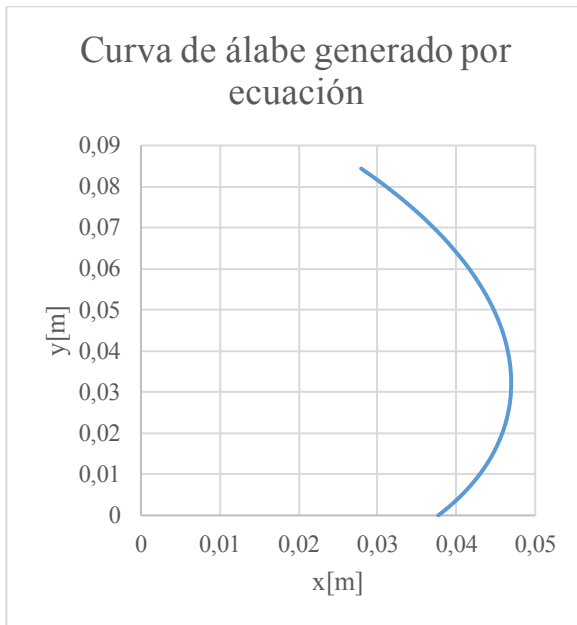
$$r(t) = r_0 * e^{\frac{\omega * t}{\sqrt{\left(\frac{v_B}{u}\right)^2 - 1}}} \quad (11)$$

Donde v_B que es la velocidad del fluido tangente al álabe, u que es la velocidad de la partícula de fluido, ω es la velocidad de rotación, t es el tiempo que demora en el álabe la partícula, r_0 es el radio de la toma de succión y $r(t)$ es el radio en cualquier tiempo.

²⁸ J. Hernandez and A. Rojas. Diseño de los álabes de un impulsor para enfriar un freno magnético. En: Memorias del xvii congreso internacional anual de la somim. 2011, pp. 231–238.

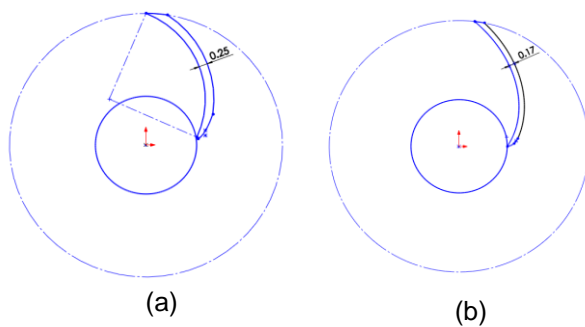
Con (11) se obtiene el diseño de álabe mostrado en la Figura 14.

Figura 14. Diseño de álabe con ecuación (11)



En este caso no solo se cambió la geometría del álabe, sino que también se cambió su espesor como se observa en la Figura 15.

Figura 15. (a) Álabe diseñado por arco de circunferencia, (b) álabe generado por ecuación (11)



5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Como era de esperarse, el campo de presiones tiende a arrojar valores bajos en la entrada del dominio rotativo, y a medida que el fluido va siendo expulsado producto de la rotación, los valores aumentan tal como se ve en la Figura 16. El aumento no se generó uniformemente, esto se debe a la geometría irregular de la voluta que no es perfectamente circular, sino más bien ovoide por sus cambios de sección a lo largo del tubo de descarga, la voluta al estar alrededor del rodete hace que algunas paredes de la voluta estén más cerca de la salida del dominio rotativo, tal como se en la Figura 17, produciendo aumentos de la presión en esas zonas. Por otro lado en la sección cerca de la salida del tubo de descarga se evidencia un aumento considerable de la presión debido a la acumulación de fluido en este justo antes de salir.

Figura 16. Campo de presiones sobre todo el dominio fluido.

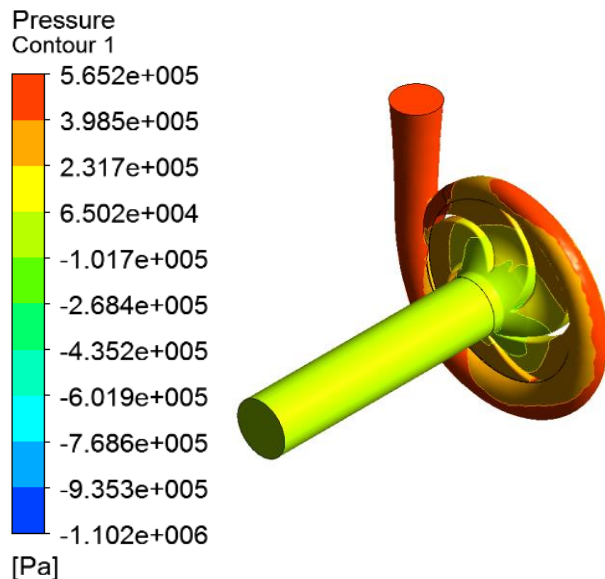
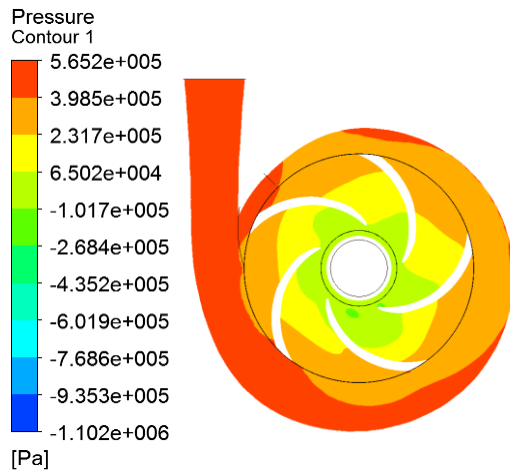


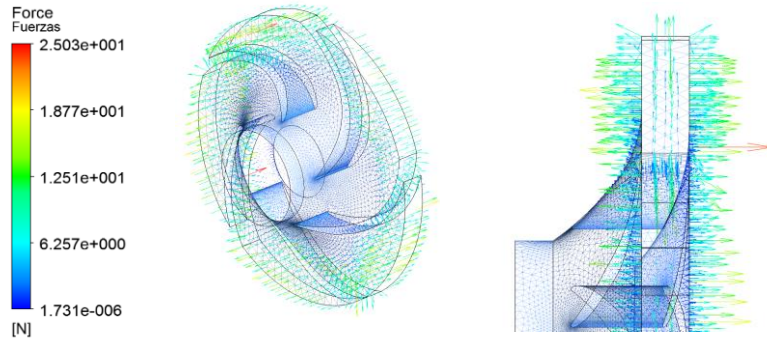
Figura 17. Campo de presiones en un plano.



Producto del campo de presiones se puede apreciar en la Figura 18 el campo vectorial de fuerzas normales a la superficie externa del dominio rotativo. Este campo vectorial se distribuye fundamentalmente en los álabes y tapas del rodete. El par torsor en el eje de rotación se encargan de generar Las fuerzas sobre los álabes, en este caso el eje z, para el modelo que se trabajó el par teórico tiene un valor de 39.45 [N.m].

Por otro lado, los vectores actuantes en las tapas no tienen una distribución homogénea, ya que estos obedecen al campo de presiones analizado anteriormente. Esta distribución no homogénea, donde las fuerzas más grandes se concentran cerca de las paredes cercanas de la voluta, ocasiona que el rodete tienda a dar un giro, debido al momento generado de manera perpendicular al eje de giro. Por fortuna este momento no influye catastróficamente ya que el momento dominante es el generado por las fuerzas sobre los álabes con un valor de 39.2 [Nm], no obstante, no se debe despreciar por pequeño que sea.

Figura 18. Campo de fuerzas generado por el dominio rotativo de fluido.



Pasando al análisis estructural se pudo observar el campo de presiones importado tal como se ve en la Figura 19, este campo tiene gran similitud con el del análisis CFD. Al tratarse de un enfoque one-way se esperó una pequeña diferencia dado que la transferencia de datos entre estos no es perfecta, pero no por eso deja de ser confiable. La manera de cuantificar el error existente entre estos dos análisis fue comparar el valor de los momentos de torsión, para esto se calculó el torque en el cubo del eje del rodete, lo que arrojó como resultado un valor muy cercano al del análisis CFD de 37.989 [Nm], ver Figura 20, lo que arroja un error de 3.08%.

Figura 19. Campo de presiones impuesto al rodete.

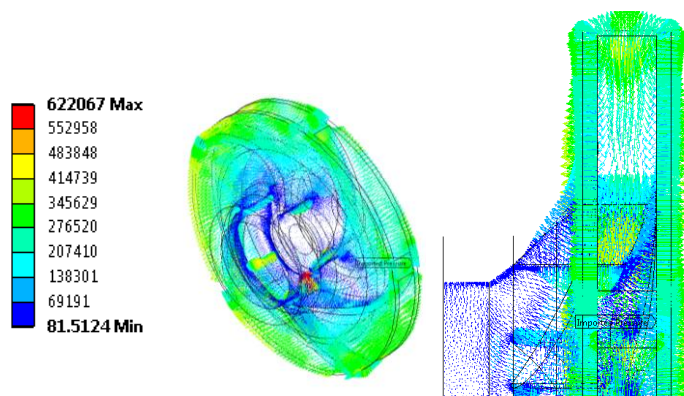
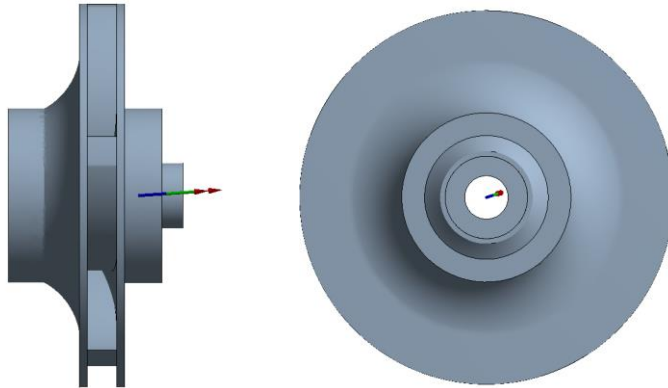


Figura 20. Dirección del momento torsor en el análisis estático.



Para estudiar el caso de las deflexiones se simplificó el modelo para comprenderlo mejor, este se comparó con caso de la viga empotrada en uno de sus extremos, que a su vez está sometida a una distribución de carga. La forma en cómo se comporta el modelo de la viga es el siguiente: la deflexión en el apoyo es cero y en el punto en voladizo más alejado de esta la deflexión es la máxima. Se puede apreciar que las zonas con mayores deflexiones se encuentran en la periferia del rodete, es decir, la deflexión aumenta radialmente tomando como referencia el centro del rodete, entonces en el borde externo, entre álabe y álabe, se encuentran los valores más altos de deflexión tal como se muestra en la Figura 21. Este tipo de comportamiento se debe a que el punto de apoyo del rodete se encuentra ubicado en el cubo del eje, lugar donde las deflexiones resultan mínimas y en algunos puntos cero. Los álabes no resultan ser las partes más deformadas, ya que estos se encuentran apoyados a lo largo de su curvatura en medio de las dos tapas, lo que rigidiza fuertemente su estructura.

De modo inverso al comportamiento de las deflexiones donde estas eran mayores en los extremos y cero en los apoyos, los esfuerzos tienden a ser mayores en los apoyos y casi cero en los extremos. En la Figura 22 se puede apreciar la distribución de esfuerzos en todo el cuerpo físico del rodete, también se observa que la mayor concentración de esfuerzos se encuentra en la base de los apoyos de los álabes

con las tapas, este resultado era de esperarse debido a que los álabes son los encargados de impulsar el agua, estos sin casi poderse deformar o moverse, soportan toda la fuerza de reacción que ofrece el fluido para no dejarse desplazar.

Figura 21. Campo de deflexiones sobre el rodete.

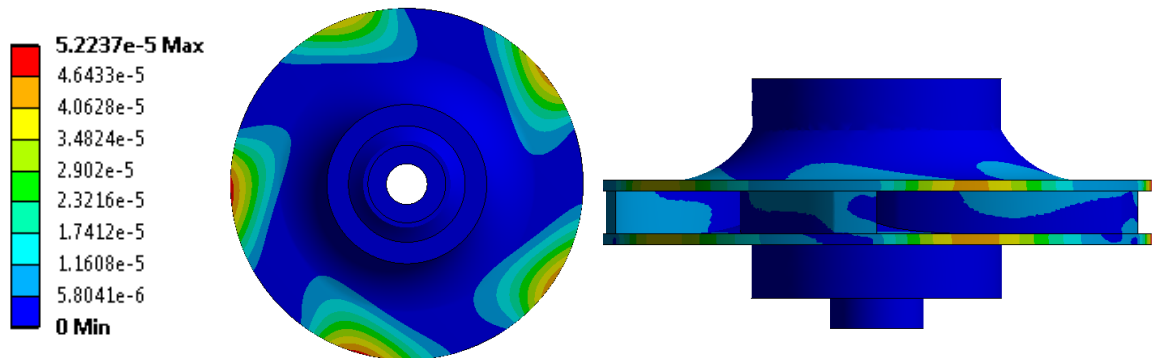
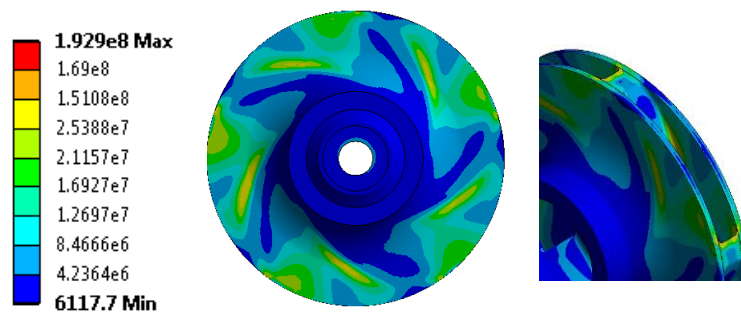


Figura 22. Esfuerzos sobre el rodete, con un flujo másico de 18.9 [Kg/s].



Los resultados obtenidos anteriormente tanto en el análisis CFD, campo de presiones, distribución de fuerzas, también fueron calculados para los diferentes caudales usados en la caracterización de la bomba, Figura 23. Esto con el fin de observar el comportamiento tanto del dominio fluido como del dominio sólido y así poder verificar la buena operatividad en cada punto de su funcionamiento, con esta comparación se puede observar el aumento de la cabeza de la bomba a medida

que disminuye el caudal .de la bomba lo que se observa también en la curva de funcionamiento teórica de la bomba.

Comparando los análisis estructurales se puede observar cómo varía el esfuerzo según el caudal, como se observa en Figura 24, en donde se ve que el esfuerzo disminuye cuando disminuye el caudal. Este mismo análisis se realizó para las deflexiones obteniendo como resultado la variación de los valores de deflexión dependiendo del caudal observándose un comportamiento similar al de los esfuerzos tendiendo a disminuir con la disminución del caudal, Figura 25.

Figura 23. Campo de presiones para los diferentes valores de caudal estudiados

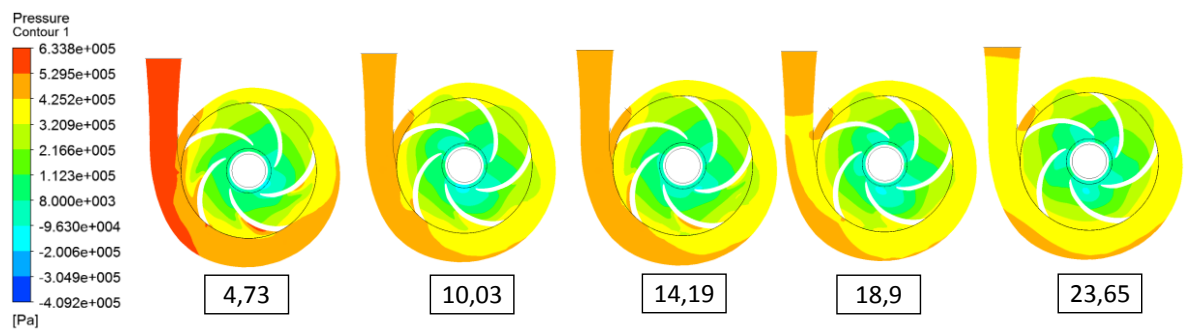


Figura 24. Campo de esfuerzos para los diferentes valores de caudal estudiados

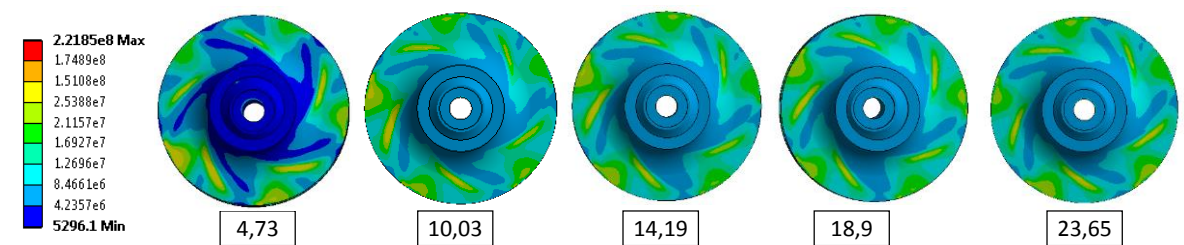
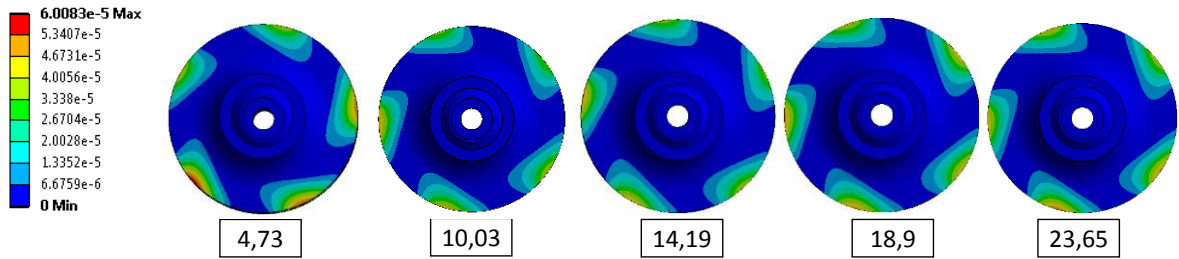
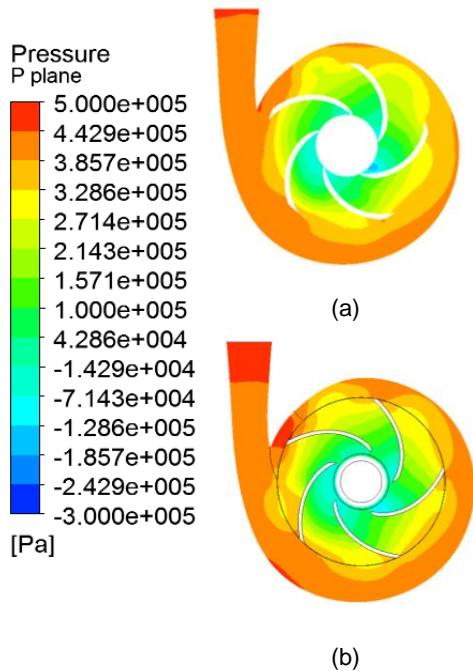


Figura 25. Campo de deflexiones para los diferentes valores de caudal estudiados.



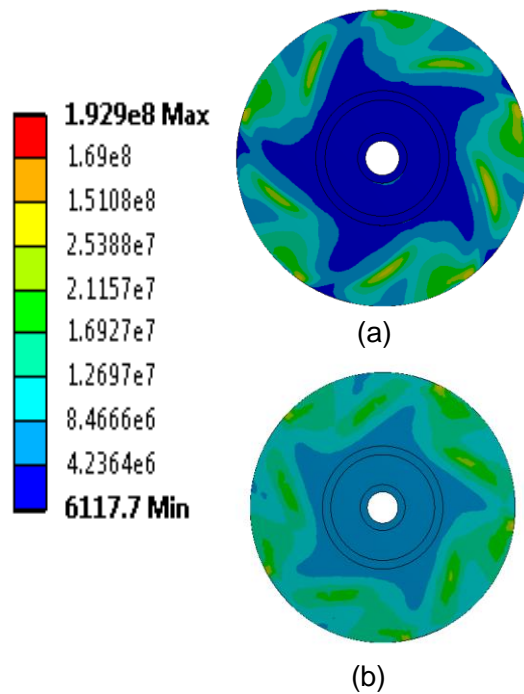
Luego de estudiar la bomba con el diseño de álabes generados por un arco de circunferencia, se observó el comportamiento del rodete con los álabes diseñados con la ecuación (11) en el punto de funcionamiento de referencia a 18,9 (m³/s), los resultados de presión que se muestran en la Figura 26, en donde se aprecia similitud en la distribución de presiones con pequeñas diferencias a la salida de la voluta, generando una diferencia entre los dos modelos de 0,75%.

Figura 26. Campo de presión con álabes diseñados por (a) arco de circunferencia, (b) ecuación (11)



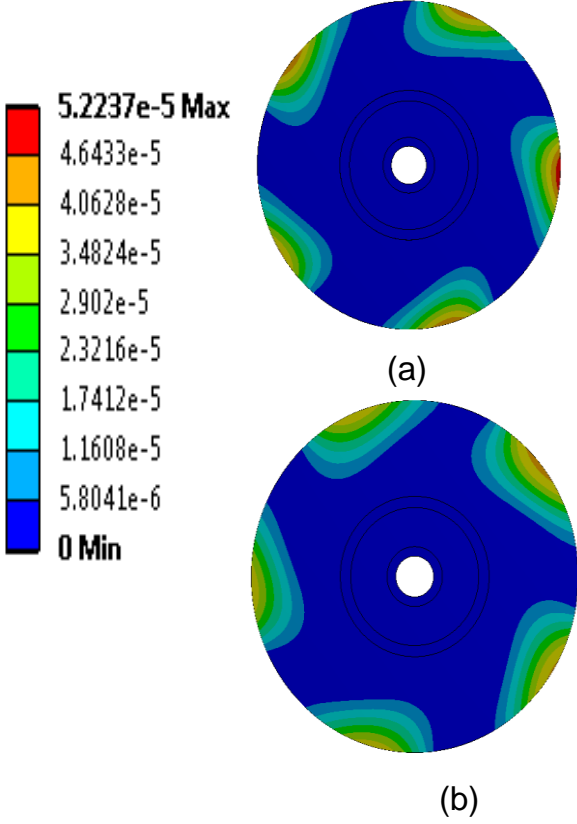
En cuanto al campo de esfuerzos que se ven en la Figura 27, se observa una mejor distribución del esfuerzo sobre el rodete, esto acompañado de una disminución del esfuerzo máximo siendo el valor de 154,2 [MPa] esfuerzo equivalente en el rodete con los álabes diseñados por la ecuación (11) mientras que en el rodete con los álabes diseñados por arco de circunferencia el valor de esfuerzo equivalente es de 192,9 [Mpa].

Figura 27. Campo de esfuerzos con álabes diseñados por (a) arco de circunferencia, (b) ecuación (11)



Para las deflexiones se observó un comportamiento similar en cuanto a la disminución del valor de la deformación máxima en el rodete con álabes diseñados por la ecuación (11), esto se puede ver en la Figura 28.

Figura 28. Campo de esfuerzos con álabes diseñados por (a) arco de circunferencia, (b) ecuación (11)



6. CONCLUSIONES

En este trabajo se han desarrollado una serie de técnicas en el modelado, simulación y análisis por computador del rodete de una bomba centrífuga. Mostrando a su vez un resumen teórico del desarrollo matemático en el que se basan, así como las partes más importantes de las que se componen este tipo de máquinas.

Por una parte, se ha explicado el completo desarrollo de modelado de elementos complejos como pueden ser la voluta o el rodete de una bomba, viendo operaciones básicas en la generación de sólidos.

Para este modelo de bomba que posee una rigidez muy alta, gracias a los materiales y robustez del diseño, se evidenció que desarrollándose por los dos enfoques FSI, los resultados son muy similares, con diferencias de hasta 1.732%. De modo que para ahorrar tiempo de cómputo y memoria, se recomienda implementar un enfoque one-way en ocasiones futuras.

Para la altura piesométrica medida entre la toma de fluido y la descarga de la voluta, el error fue de 0.65% en el modelo computacional, tomando como referencia el modelo teórico.

Se aprecia que los esfuerzos se concentran y aumentan en la base de los álabes a medida que el caudal disminuye. En el caso más crítico se evidencia que el esfuerzo de fluencia del material sobrepasa por mucho al valor del esfuerzo máximo en el rodete, por lo que este no corre ningún riesgo estructural.

Los valores arrojados en el campo de presiones aumentan con la disminución del flujo másico. Dicho lo anterior, cuando se estudia el caso contrario donde el flujo másico aumenta y la presión cae, se descarta el fenómeno de cavitación ya que

para que esta ocurra la presión del fluido debe descender por debajo de los 3166 [Pa] a temperatura ambiente, y para los casos de estudio la presión mínima obtenida fue de -15568.6 [Pa], lo que nos arroja una presión absoluta de 85756.4 [Pa].

A mayor esfuerzo, mayor deformación, lo que indica que el modelo de 4.73 [kg/s] es el que presenta mayores deformaciones. Cabe resaltar que estos valores de deformación no afectan el buen funcionamiento de la turbomáquina ni hace que colisionen o rosen piezas en su interior durante la operación, esto último se comprueba al revisar las tolerancias en los planos pertinentes.

Para disminuir los tiempos de simulación se realizó un análisis de sensibilidad de la malla el cual dio como resultado un número de 400000 elementos. Dado que los análisis posteriores a este con un número de elementos más grande dieron resultados similares, con una diferencia de 1,589% al llegar a 1000000 de elementos.

Al importar el campo de presiones entre la simulación CFD y la estructural se generan algunas diferencias dado que estos datos se interpolan a la nueva malla, es por esto que se compara el valor de torque obtenido del modelo CFD y el del modelo estructural obteniendo una diferencia del 2,35%, no sin antes verificar la diferencia existente entre el valor teórico y el obtenido en CFD el cual arroja una diferencia de 0,63%.

Otra manera de validar el modelo fue realizando simulaciones con los diferentes caudales para los cuales ya se tenía la curva de funcionamiento en el modelo teórico, esto dio como resultado una gráfica en donde se compararon las curvas obtenidas y en el cual se observó una diferencia máxima del 1,802%.

Al hacer la modificación geométrica de los álabes se apreció que se mantuvo cercano el valor de cabeza de la bomba, con una diferencia de 0,75%, por otro lado los valores máximos de esfuerzo y deformación disminuyeron, a pesar que se redujo el espesor del álabe y en el caso del esfuerzo se pudo ver una distribución más homogénea del campo.

REFERENCIAS

- A. L., Delgado-mejía, L. C., Olmos-villalba, y S. E., Rivero-mejía. Estudio comparativo del ciclo indicado de un motor diesel mediante simulación CFD y datos experimentales. En: Revista. UIS Ingenierías. 2014, vol. 13, no. 1, pp. 23–31.
- A. Schneider, B. Will, and M. Böhle. Numerical evaluation of deformation and stress in impellers of multistage pumps by means of fluid structure interaction. 2016. pp. 1–10,
- ASME, Código ASME para Calderas, 2013th ed. En: The american society of mechanical engineers. 2013, pp. 1-16.
- B. Zhou, J. Yuan, Y. Fu, F. Hong, and J. Lu. Investigation of dynamic stress of rotor in residual heat removal pumps based on fluid-structure interaction. En: Adv. Mech. Eng. 2016, vol. 8, no. 9, pp. 1–12.
- C. Graciano, Q. Las Palmas, and C. Sanz. Strength of stainless steel girders under concentrated loads using finite element analysis. En: Revista UIS ingenierías. 2017, vol. 16, no. 2, pp. 61–69.
- C. Michler, S. J. Hulshoff, E. H. Van Brummelen, and R. De Borst. A monolithic approach to fluid – structure interaction. En: Elsevier. 2004, vol. 33, pp. 839–848.
- D. S. Weaver, S. Ziada, M. K. Au-Yang, S. S. Chen, M. P. Païdoussis, and M. J. Pettigrew. Flow-Induced Vibrations in Power and Process Plant Components—Progress and Prospects. En: J. Press. Vessel Technol. 2000, vol. 122, no. 3, p. 339.
- D. W. Childs. Fluid-structure interaction forces at pump-impeller-shroud surfaces for axial vibration analysis. En: J. Vib. Acoust. 1991, vol. 113, no. American Society of Mechanical Engineers, pp. 108–115.
- E. Solazzo, X. Cai, and S. Vardoulakis. Modelling wind flow and vehicle-induced turbulence in urban streets. En: Atmos. Environ. 2008, vol. 42, no. 20, pp. 18–31.
- F. Benra, H. J. Dohmen, J. Pei, S. Schuster, and B. Wan. A Comparison of One-Way and Two-Way Coupling Methods for Numerical Analysis of Fluid-Structure Interactions. En: J. of App. Math. 2011, vol. 2011, pp. 1-4.

F. K. Benra and H. J. Dohmen. Comparison of pump impeller orbit curves obtained by measurement and FSI simulation. En: Proc. Asme Press. Vessel. Pip. Conf. 200. 2008, Vol 4, pp. 41–48.

F. K. Benra, H. J. Dohmen, J. Pei, S. Schuster, and B. Wan. A comparison of one-way and two-way coupling methods for numerical analysis of fluid-structure interactions. En: J. Appl. Math, 2011, vol. 2011.

F. R. Menter. Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective. En: Int. J. Comput. Fluid Dyn. 2009, vol. 23, no. 4, pp. 305–316.

F.-K. Benra, H. J. Dohmen, and B. Wan. Determination of pump impeller deflections: Comparison of FSI-simulations to measurements. En: Proc. ASME Fluids Eng. Div. Summer Meet. 2006. 2006, vol. 2 FORUMS, pp. 1–6.

H. Haoqin, L. Houlin, W. Yong, and J. Linling. Stress-strain and modal analysis on rotor of marine centrifugal pump based on fluid-structure interaction. En: Trans. Chinese Soc. Agric. Eng. 2011, vol. 30, no. 15, pp. 98–105.

I. Marshall, S. Zhao, P. Papathanasopoulou, P. Hoskins, and X. Y. Xu. MRI and CFD studies of pulsatile flow in healthy and stenosed carotid bifurcation models. En: J. Biomech. 2004, vol. 37, no. 5, pp. 679–687.

J. H. Kim, K. T. Oh, K. B. Pyun, C. K. Kim, Y. S. Choi, and J. Y. Yoon. Design optimization of a centrifugal pump impeller and volute using computational fluid dynamics. En: IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci. 2012, vol. 15, no. 3, pp. 1-5.

J. Hernandez and A. Rojas. Diseño de los álabes de un impulsor para enfriar un freno magnético. En: Memorias del xvii congreso internacional anual de la somim. 2011, pp. 231–238.

J. Pei, F. Meng, Y. Li, S. Yuan, and J. Chen. Fluid-structure coupling analysis of deformation and stress in impeller of an axial-flow pump with two-way passage. En: Adv. Mech. Eng. 2016, vol. 8, no. 4, pp. 1–11.

J. Pei, H. J. Dohmen, S. Q. Yuan, and F. K. Benra. Investigation of unsteady flow-induced impeller oscillations of a single-blade pump under off-design conditions. En: J. Fluids Struct. 2012, vol. 35, pp. 89–104.

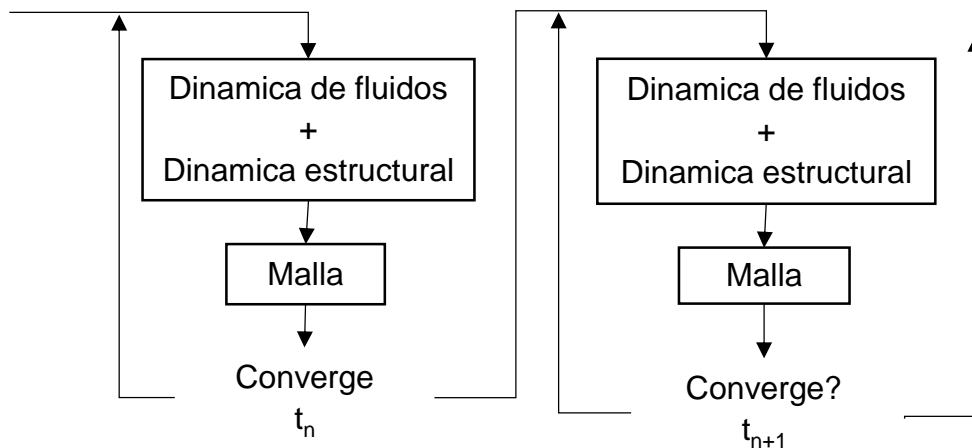
- J. S. Anagnostopoulos. A fast numerical method for flow analysis and blade design in centrifugal pump impellers. En: Comput. Fluids.2009, vol. 38, no. 2, pp. 284–289.
- J. Würmel and J. M. Simmie. CFD studies of a twin-piston rapid compression machine. En: Combust. Flame.2005, vol. 141, no. 4, pp. 417–430.
- L. Houlin, X. Huan, and W. Xianfang. Effect of fluid-structure interaction on internal and external characteristics of centrifugal pump. En: Trans. Chinese Soc. Agric. Eng.2012, vol. 28, no. 13, pp. 82–87.
- M. P. Rajanand. Design & Analysis of Centrifugal Pump Impeller by FEA. En: Int. Res. J. Eng. Technol.2016, pp. 420–428.
- M. Viejo zubicaray, Bombas: teoría, diseño y aplicaciones. 2000, pp. 1-262.
- O. A. González Estrada, J. Leal Enciso, and J. D. Reyes Herrera. Análisis de integridad estructural de tuberías de material compuesto para el transporte de hidrocarburos por elementos finitos. En: Revista UIS Ingenierías.2016, vol. 15, no. 2, pp. 105–116.
- R. L. Campbell and E. G. Paterson. Fluid-structure interaction analysis of flexible turbomachinery. En: J. Fluids Struct.2011, vol. 27, no. 8, pp. 1376–1391.
- W. Sh. Chuan WANG. Strength analysis of stainless steel stamping multistage pump based on fluidstructure interaction. En: Metal. Int. 2013, vol. XVIII, no. 9, pp.41-42.
- W. Yang, W. Hongyu, and Z. Xiang. Strength analysis on the stamping and welding impeller in centrifugal pump based on fluid-structure interaction theorem. En: Trans. Chinese Soc. Agric. Eng.2011, vol. 27, no. 3, pp. 131–136.
- X. Huan, L. Houlin, T. Minggao, and C. Jianbao. Fluid-structure interaction study on diffuser pump with a two-way coupling method. En: Int. J. Fluid Mach. Syst.2013, vol. 6, no. 2, pp. 87–93.
- Y. Zhang, S. Hu, Y. Zhang, and L. Chen. Optimization and Analysis of Centrifugal Pump considering Fluid-Structure Interaction. En: Sci. World J.2014, vol. 2014, pp.1-9.

ANEXOS

ANEXO A. Enfoques del modelamiento computacional

Enfoque monolítico La interacción entre el fluido y la estructura en la interfaz es resuelta al mismo tiempo y las ecuaciones discretas son resueltas por múltiples iteraciones del fluido y la estructura²⁹. Se puede decir que el método monolítico trabaja las ecuaciones del fluido y la estructura unificada en un solo algoritmo. Para los problemas multi-físicos este enfoque es mejor y más preciso, pero requiere de una mayor demanda de recursos computacionales (como memoria para el desarrollo y mantener el algoritmo especializado usado para resolver las ecuaciones). En este tipo de enfoque la malla se conecta por medio de mallas no conformes. En la Figura 29 se observa el flujo de información.

Figura 29. Diagrama de flujo enfoque monolítico.



Enfoque particionado Este método resuelve por medio de programas individuales, de manera que la solución estructural no cambia al mismo tiempo que la solución de la parte fluida es procesada, las ecuaciones gobernantes tanto de la parte fluida

²⁹ C. Michler, S. J. Hulshoff, E. H. Van Brummelen, and R. De Borst. A monolithic approach to fluid – structure interaction. En: Elsevier. 2004, vol. 33, pp. 839–848.

como de la estructural son solucionadas por separado de acuerdo al planteamiento numérico y a la discretización de la malla. Comúnmente el método particionado es basado en el siguiente proceso secuencial²⁹:

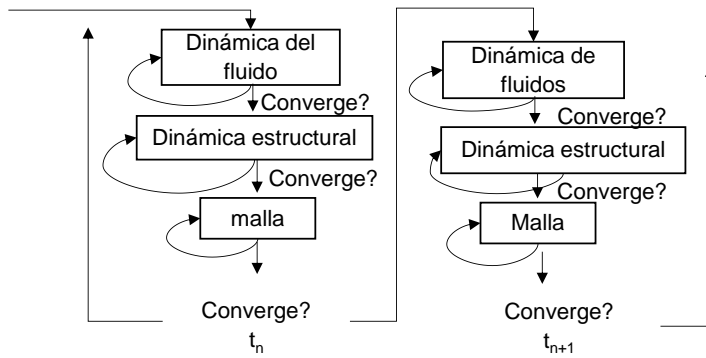
- Transferir el movimiento en el límite del dominio estructural al límite del dominio fluido.
- Actualizar la posición de la malla de fluido en movimiento.
- Avanzar el sistema de fluidos en el tiempo y calcular la nueva presión.
- Convertir la nueva presión de fluido en una carga estructural.
- Avanzar el sistema estructural en el tiempo bajo la carga inducida por el fluido.

La modularidad del software se preserva en el enfoque particionado como el acoplamiento entre el solucionador del fluido y el estructural. Aquí la información se intercambia en la interface de acuerdo a la técnica de acoplamiento aplicada, las condiciones de la interface del fluido y la estructura se aplican de forma explícita en el enfoque particionado. Una ventaja de este enfoque es combinar el algoritmo usado para solucionar la parte fluida y la estructural disminuyendo así el tiempo de cómputo³⁰, por lo tanto se usa para resolver problemas con una física fluido - estructura compleja. Por otro lado debido al intervalo de tiempo entre la integración del tiempo del fluido y la estructura, se pierden las propiedades de conservación del sistema continuo fluido-estructura, en este método se usa principalmente una malla conforme para conectar la malla. El flujo de este proceso se puede ver en la Figura 30.

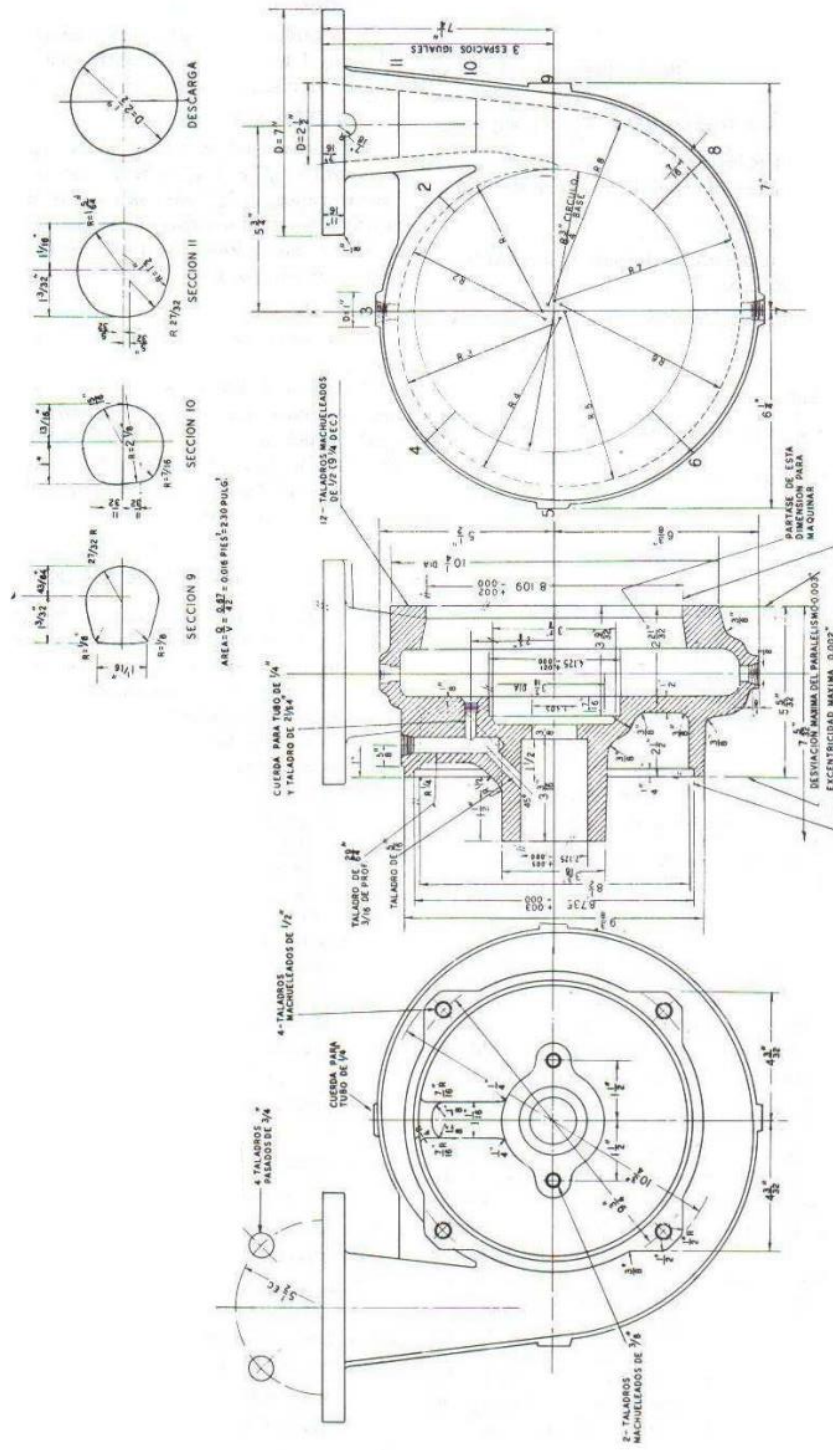
²⁹ C. Michler, S. J. Hulshoff, E. H. Van Brummelen, and R. De Borst. A monolithic approach to fluid – structure interaction. En: Elsevier. 2004, vol. 33, pp. 839–848

³⁰ J. H. Kim, K. T. Oh, K. B. Pyun, C. K. Kim, Y. S. Choi, and J. Y. Yoon. Design optimization of a centrifugal pump impeller and volute using computational fluid dynamics. En: IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci. 2012, vol. 15, no. 3, pp. 1-5.

Figura 30. Diagrama de flujo enfoque particionado.



ANEXO C. Plano de la voluta.



ANEXO D. Configuración del Setup

El modelo de turbulencia usado fue el *shear stress transport* (SST) en³¹ se ven las implicaciones de este, dicho modelo es una modificación del modelo $k - \omega$ y combina la metodología del modelo $k - \omega$ y el modelo $k - \epsilon$ lo que permite hacer una mejor transición entre el flujo principal y el flujo cerca a las paredes.

La discretización en el esquema de variación en cada punto dada por efecto de campos vectoriales, y el modelo numérico de turbulencia se definieron con la característica de High *resolution*.

Para el criterio de convergencia se empleó uno de tipo residual con el valor RMS, con un porcentaje de error del 1% con referencia al error anterior, para cada una de las 1500 iteraciones que debía realizar.

El método de conexión en la malla fue GGI, ya que este presenta versatilidad a la hora de conectar la malla desigual de cada cuerpo en la zona de las interfaces, por lo que lo hace a este método el más indicado para este tipo de simulaciones. En cuanto al modelo de interfaz usado, el más idóneo de acuerdo a la naturaleza cuasi estática del modelo fue Frozen Rotor.

Para las condiciones de contorno con la característica de Wall, se especificó que fueran No Slip Wall.

Como variables de salida en el monitor gráfico de soluciones, se le especifica al software las expresiones equivalente de cada una, para este caso: cabeza de presión y torque, de modo que permitieran ser monitoreadas para garantizar la estabilidad y correcta ejecución de la simulación.

³¹ F. R. Menter. Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective. En: Int. J. Comput. Fluid Dyn.2009, vol. 23, no. 4, pp. 305–316.

INTRODUCCIÓN

Muchos de los problemas en los que se involucra el conocimiento de un ingeniero mecánico tiene involucrado el área de mecánica de fluidos y de la mecánica de materiales, para resolverlos es necesario comenzar obteniendo resultados de alguno de los dos campos para poder iniciar con una solución, en muchas ocasiones los resultados obtenidos influyen en el comportamiento de la otra parte involucrada, haciendo necesario un proceso de iteración para obtener un resultado apropiado que converja para ambos. Esto en la práctica no es muy común debido a los tiempos que involucra hacer todo el proceso.

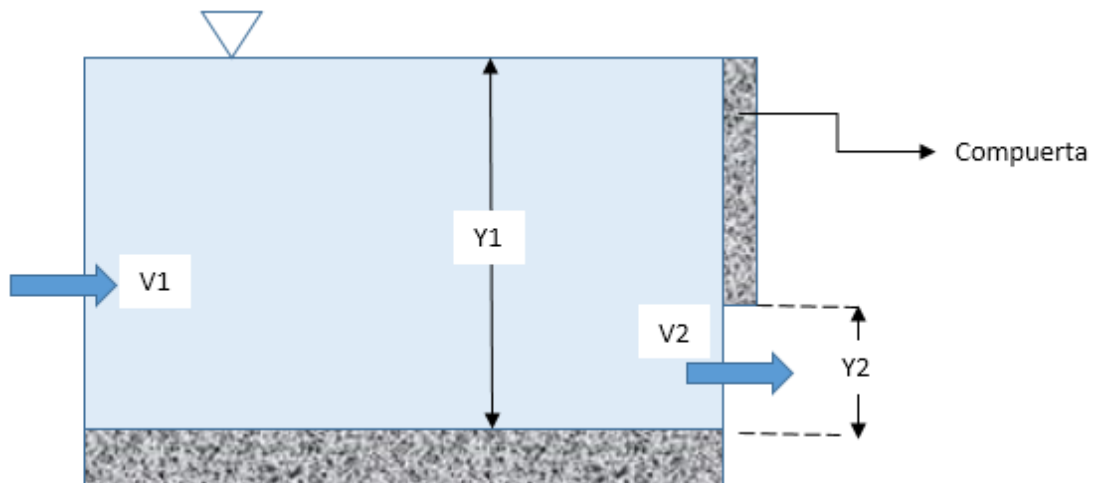
Con los nuevos programas de asistencia para la ingeniería, se agilizan los tiempos de cálculo facilitando soluciones más rápidas y precisas en los campos de la mecánica de fluidos y mecánica de materiales. Una de las ventajas que ofrecen los nuevos programas es que permiten volver más confiables y eficientes los procesos de operación, lo que abre un campo infinito de acción dentro de la solución de problemas ingenieriles. Un ejemplo de esto es la interacción fluido estructura, donde generalmente se simula el dominio fluido con el fin de determinar las cargas que este puede generar sobre una pieza o máquina para luego determinar las condiciones de trabajo de esta y así hacer un proceso de diseño más dinámico o también poder visualizar mejor el comportamiento de ciertos componentes.

En este guía se usa la técnica FSI para determinar la fuerza de reacción y deflexión máxima en una compuerta corrediza en un canal de agua. Para realizar el modelo numérico se considera el análisis con el método de una vía. El valor de la fuerza de reacción y deflexión máxima se calculan también de forma analítica con el fin de tener una referencia en el momento de obtener los resultados.

PLANTEAMIENTO EL PROBLEMA

En los sistemas de irrigación, es de uso común una compuerta de desagüe, la cual controla el flujo en un canal de 2.5 [m] de longitud, sencillamente, subiendo o bajando una compuerta vertical. Se ejerce una fuerza sobre la compuerta debida a la diferencia entre las alturas $y_1=1$ [m] y $y_2=0.4$ [m] del agua, y las velocidades del flujo $V_1=1.5$ m/s y V_2 , corriente arriba y corriente abajo de la propia compuerta, respectivamente. Descarte las fuerzas cortantes de la pared en las superficies del canal, y desarrolle relaciones para V_1 y V_2 , así como la fuerza que actúa sobre una compuerta de desagüe de ancho $w = 1$ m y espesor = 0.02 m en el curso del flujo en reposo y uniforme. Ver Figura 31.

Figura 31. Bosquejo del problema



DEFINICIÓN DEL PROBLEMA MATEMÁTICO

ECUACIONES GOBERNANTES

En el estudio realizado, el dominio a tratar se conforma por dos partes: el dominio fluido y el estructural, ambos dependen de la forma y cómo están ubicadas tanto la estructura como la parte fluida.

Para la solución de problemas en la dinámica de fluidos computacional (CFD), las ecuaciones gobernantes que rigen este tipo de fenómenos son las ecuaciones de conservación de la masa (12) y cantidad de movimiento (13). Estas ecuaciones son el resultado matemático de las 3 leyes fundamentales de la física y sobre las cuales está basada la dinámica de fluidos. Para el cálculo analítico del volumen fluido también fue necesario emplear la ecuación de Bernoulli entre dos puntos (14). La ecuación que proporcionará la solución del cuerpo estructural será (15).

$$\sum m_{in} = \sum m_{out} \quad (12)$$

$$\sum \vec{F} = m * (\vec{v}_2 - \vec{v}_1) \quad (13)$$

$$\frac{\vec{v}_1 * \rho}{2} + P_1 + \rho * \vec{g} * h_1 = \frac{\vec{v}_2 * \rho}{2} + P_2 + \rho * \vec{g} * h_2 \quad (14)$$

$$E * I * \frac{d^2 y}{dx^2} = M(x) \quad (15)$$

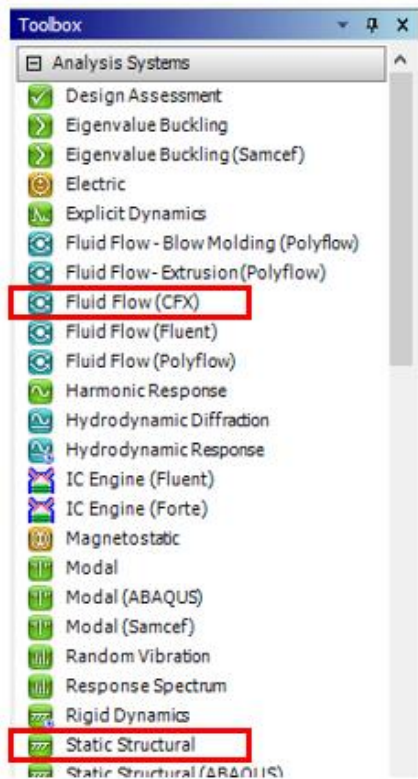
Donde m es la masa del fluido, F las fuerzas que interactúan con el volumen de control seleccionado, v_2 y v_1 las velocidades de entrada y salida del volumen de control, ρ la densidad del fluido, P la presión manométrica, h la altura respecto a un punto de referencia. Para el dominio físico, E es el módulo de elasticidad del material estructural, I el momento de inercia en el eje de rotación respectivo, y x los desplazamientos que ocurran en el sistema de referencia establecido, y por último M(x) los momentos actuantes sobre el cuerpo.

METODOLOGÍA DE DESARROLLO

MÓDULOS

Los módulos que utilizan para este ejercicio son dos: Fluid Flow CFX y Static Structural, ver Figura 32.

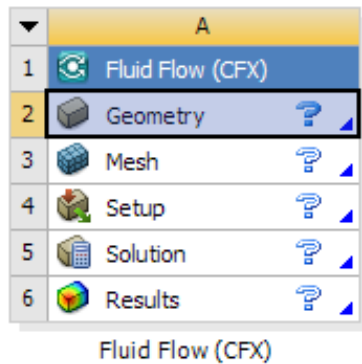
Figura 32. Toolbox con los módulos.



GEOMETRÍA

Para la elaboración de la geometría se ingresa a *Geometry* dentro del módulo de Fluid Flow (CFX), ver Figura 33. Esta casilla nos abre el asistente de diseño *Design Modeler*, el cual nos permite crear los dos dominios de nuestro problema. En algunas versiones de Ansys el asistente de diseño por defecto es el *SpaceClaim*, de presentarse este caso, lo que hay que hacer es dar clic derecho sobre *Geometry* y elegir *Design Modeler*.

Figura 33. Módulo CFX



Lo primero que hay que hacer es ubicar nuestro plano de trabajo (ya sea el xy, zx, zy) y sobre este crear dos bosquejos e 2D que correspondan a cada dominio, esto se logra con la herramienta *Sketch*, ver Figura 34. Dentro de esta herramienta nos dirigimos a *Sketching*, lugar donde encontraremos todo lo necesario para trazar contornos y demás, ver Figura 35.

Figura 34. Sketch

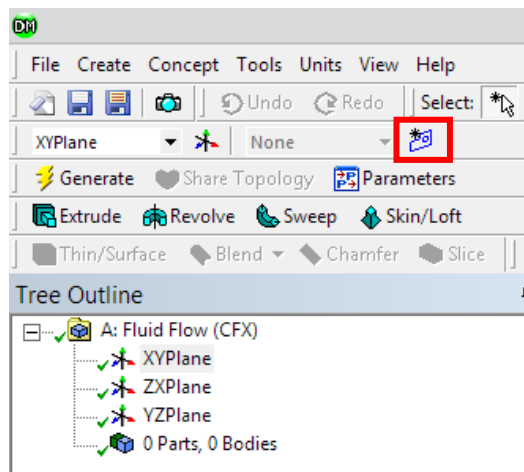
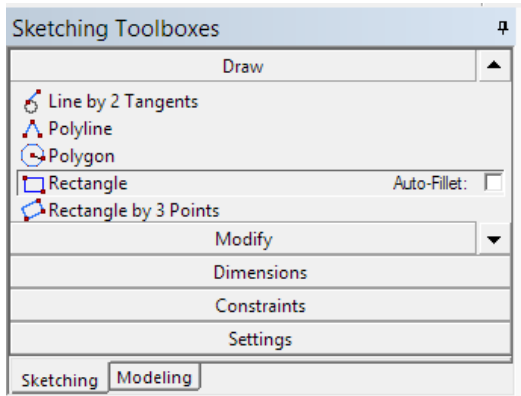


Figura 35. Sketching



Las cotas de los bosquejos se extraen del planteamiento del problema. Una vez trazado correctamente las dimensiones se extruyen con la herramienta Extrude, y se presiona la opción Generate para que se haga efectiva la operación, de este modo los bosquejos ahora forman volúmenes, ver Figura 36. Es importante durante la extrusión de cada volumen se le asigne una propiedad a la operación, para el fluido se le asignará add Frozen, y para el sólido add Material, ver Figura 37.

Figura 36. Bosquejos extruidos.

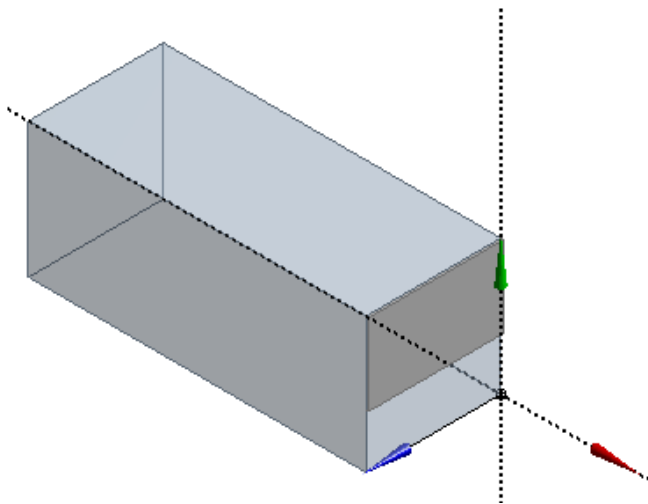
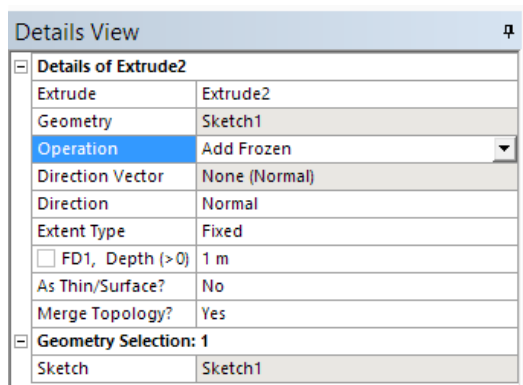
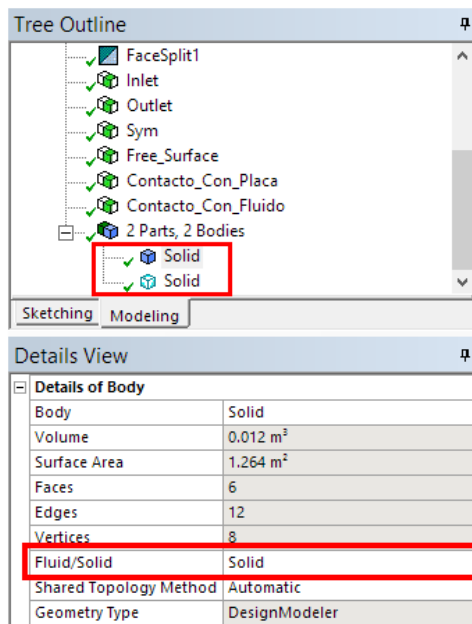


Figura 37. Operation.



Es necesario también asignar a cada cuerpo que características va a adoptar, por lo tanto, al volumen de fluido se le asignará *Fluid*, y al volumen sólido *solid*, ver Figura 38.

Figura 38. Fluid/Solid



Lo siguiente es dividir la superficie del fluido que se encuentra en contacto con la compuerta, y de este modo delimitar exactamente por donde va a salir el fluido en

el canal y cual región es la que va a interactuar con la compuerta. Esta división de superficie se crea trazando un Sketch con una línea horizontal justo donde termina la compuerta Figura 39, cuando se trace en el lugar correspondiente la línea, se presiona generar para hacer efectiva la operación, y con la herramienta Face Split ubicada en la barra superior en Tools, simplemente seleccionamos como Target Face la superficie en cuestión, y como Tool Geometry la línea creada anteriormente, luego se oprime Generate para hacer efectiva la operación. Es importante tener selección por aristas, ver Figura 40, el resultado final debe verse como en la Figura 41.

Figura 39. División.

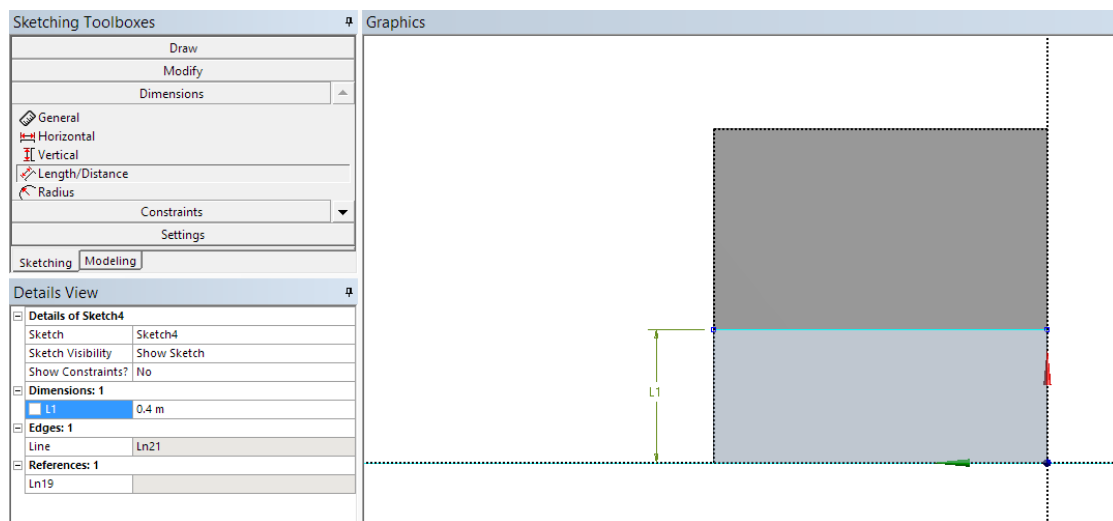


Figura 40. Selección por arista.

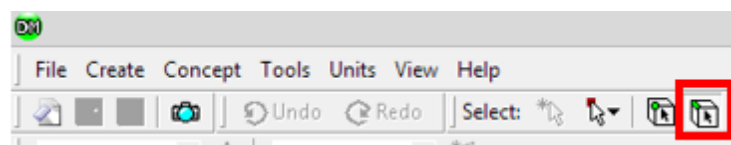
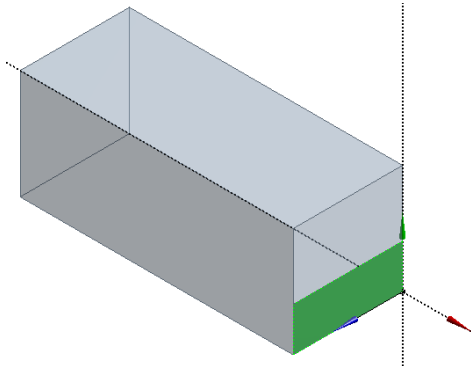
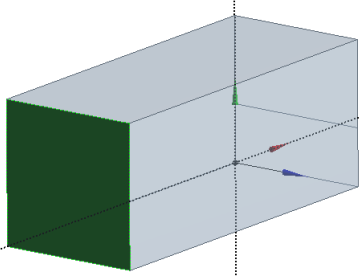


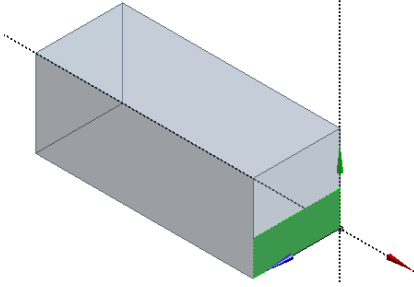
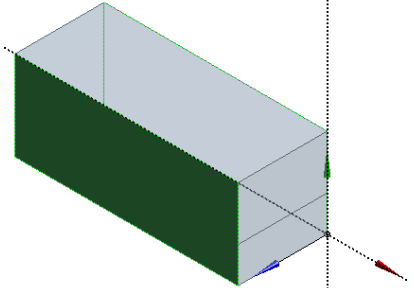
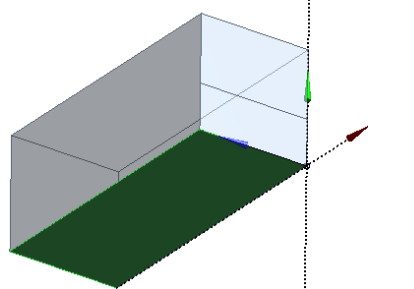
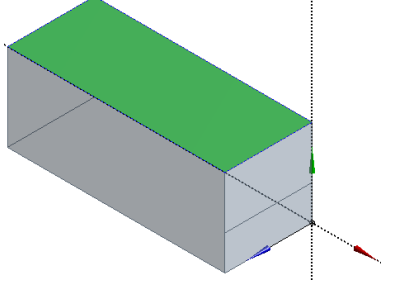
Figura 41. Superficie dividida.

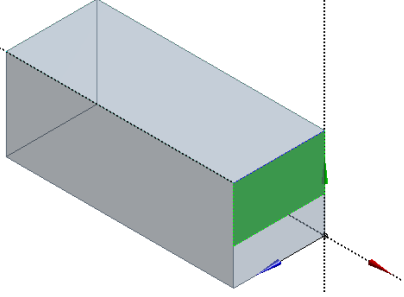
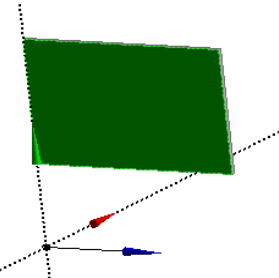


Hecho todo lo anterior, se deben nombrar todas las superficies que interactúen en este problema. Para nombrar una superficie lo primero es tener *selección por superficie*, opción que se encuentra al lado de *selección por arista*, el orden de nombramiento no importa, lo que importa es nombrar todas las superficies, así que seleccionando cualquier superficie se pica clic derecho y *Named Selection*, cuando se le asigne el nombre a la superficie se da clic en *Generate* para hacer efectiva la operación. Para mayor facilidad a la hora de nombrar superficies, se recomienda ocultar uno de los dos cuerpos, una vez nombradas sus superficies se oculta y se muestra el otro para hacer sus nombramientos respectivos. En este orden de ideas, las superficies las vamos a nombrar de la siguiente manera, ver Tabla 7.

Tabla 7. Nombre de superficies

Nombre	Ubicación	Explicación
<i>Inlet</i>		<i>Por acá va a ingresar el fluido.</i>

<p>Outlet</p>		<p>Por acá va a salir el fluido</p>
<p>Sym</p>		<p>El comportamiento de estas dos superficies (la del lado opuesto también) es idéntico, incluyendo todo lo que haya más allá de ellas.</p>
<p>Wall</p>		<p>Representa el cuerpo rígido del piso.</p>
<p>Free_Surface</p>		<p>Representar la superficie libre del fluido.</p>

<i>Contacto_Con_Compuesta</i>		<i>En esta superficie ocurrirá la interacción fluido estructura.</i>
<i>Contacto_Con_Fluido</i>		<i>En esta superficie ocurrirá la interacción fluido estructura.</i>

Se cierra el Design Modeler.

CONSIDERACIONES PARA LOS DOMINIOS

Dominio fluido Este dominio consta de un cuerpo: el canal de agua. El canal cuenta con una longitud de 2.5 [m], una altura y ancho de 1 [m], en uno de los extremos de este se encuentra la entrada del fluido y en el otro estará la salida, esta última está en contacto con la compuerta. La velocidad de entrada del agua es de 1.5 [m/s], y sale a una presión manométrica de 0 [Pa]. La superficie superior está al aire libre, la inferior está en contacto con el piso inmóvil, las superficies laterales están en contacto con más fluido a su alrededor, el cual se comporta igual al que se encuentra en el volumen de control.

Dominio sólido Este dominio cuenta con un solo cuerpo también, al cual se le asignó un material isótropo y lineal, con sus respectivas propiedades elásticas, de modo que se pudieran apreciar las deflexiones y los esfuerzos producidos por el campo de presiones proveniente del dominio de fluido. La compuerta se estudió cuasi estáticamente, es decir que no está moviéndose, viéndolo de otra manera, su

estado es un instante antes de comenzar a hacerlo, no obstante, se tuvo que agregar una componente inercial de fuerza de gravedad, esto con el fin de acercarse más a la realidad del modelo.

CONFIGURACIÓN MULTIFÍSICA DEL MODELO

Como se ha mencionado antes el tipo de enfoque a emplear es en una vía (one-way). Dentro de este enfoque se emplean dos métodos numéricos para llevar a cabo el modelado: el primero encargado de simular todo lo correspondiente al dominio fluido y generar fuerzas de manera explícita, y el segundo encargado de simular todo el dominio sólido y recepcionar cargas para manipularlas como fuerzas implícitas. En el enfoque one-way adoptado, el flujo de datos de un módulo al otro solo es permitido en un sentido, de modo que se desarrolla el estudio en el dominio fluido primero y luego en el dominio sólido.

Material del sólido y del fluido La compuerta está hecha de una aleación de aluminio, cuya densidad es de $\rho = 2770$ [kg/m³], módulo de elasticidad de $E = 70$ [GPa] y coeficiente de Poisson $\nu = 0.33$.

Para el dominio fluido se considera agua a 1 atm de presión y 25 °C como sistema de referencia, cuya densidad es de $\rho = 1000$ [kg/m³], una masa molar de 18.02 [kg/kmol] y su calor específico es de 4181.7 [J/kg*K].

Generación de la malla La generación de la malla es un proceso importante en el desarrollo del análisis propuesto, para la creación de la malla del dominio fluido y sólido trabajado se usa una herramienta de mallado rápido y una refinación moderada, dado a la sencillez del mismo ejercicio.

Para llevar a cabo el mallado del volumen fluido se debe primero ingresar a la casilla *Mesh* en el módulo CFX, ver Una vez adentro hay que suprimir el volumen sólido y dejar sólo el volumen fluido, ver Figura 43.

Figura 42. Una vez adentro hay que suprimir el volumen sólido y dejar sólo el volumen fluido, ver Figura 43.

Figura 42. Mesh

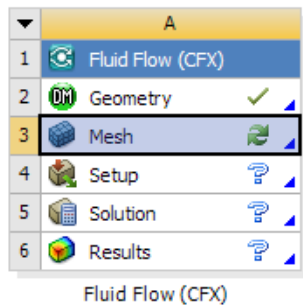
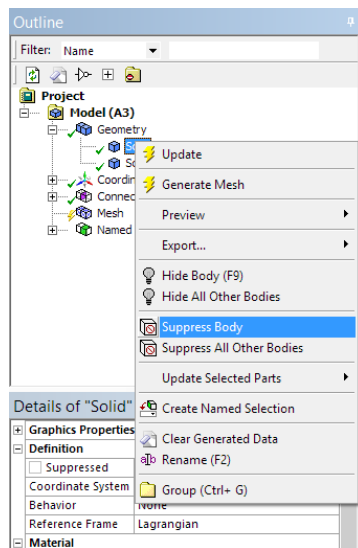


Figura 43. Suprimir sólido



Luego en la opción Mesh cambiamos el valor de algunos parámetros a los siguientes valores: Relevance=100, Relevance center=Fine, Smoothing=High, y luego en Generate Mesh. Volviendo al lienzo de trabajo picamos clic derecho sobre Mesh y Update para cargar los datos al Setup, ver Figura 44.

El resultado del mallado debe verse como en la Figura 45.

Figura 44. Update

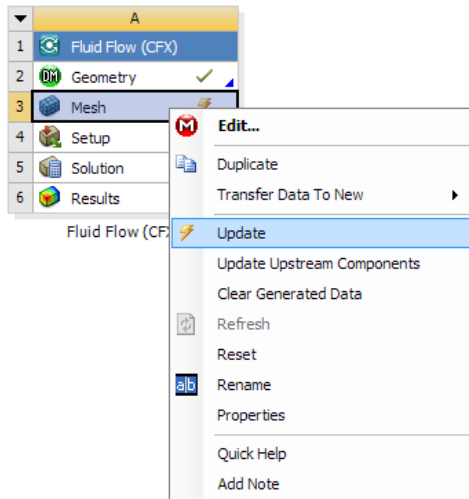
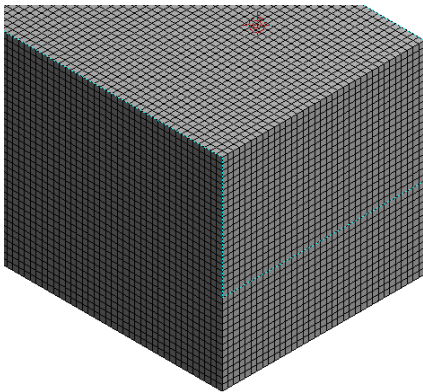


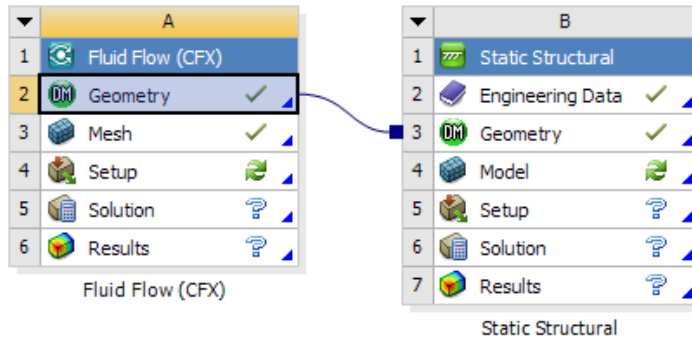
Figura 45. Fluido mallado



En este punto se hace necesario implementar el módulo que contiene el volumen sólido, para esto arrastramos del Tool box al lienzo de trabajo el módulo llamado Static Structural. Antes de empezar con el proceso de mallado hay que Ingresar a la casilla Engineering Data para designar el material del cual está hecha la compuerta, una vez adentro picamos en Engineering Data Sources, luego en General Materials, buscamos la aleación de aluminio y la añadimos con el símbolo

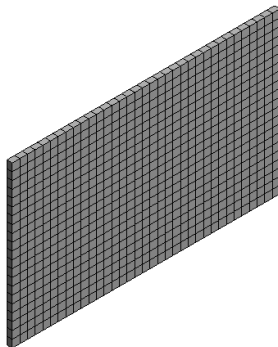
más (+). Ahora se tiene que cargar la geometría de nuestro problema al módulo actual, esto se hace arrastrando la casilla Geometry del CFX a la casilla Geometry del Static Structural, el resultado deber ver como en la Figura 46.

Figura 46. Enlace



Ingresando a la casilla Model se va a llevar a cabo los mismos pasos hechos para el mallado del volumen fluido, sólo que ahora el volumen que se va a suprimir es el del fluido y se deja el del sólido, el resultado del mallado debe verse como en la Figura 47. En este paso se aprovecha para cambiar el material de la compuerta, para esto se pica sobre la pieza dentro de la opción Geometry, luego en la opción Materials dentro del cuadro de detalles y seguido en Assignment la opción Aluminum Alloy.

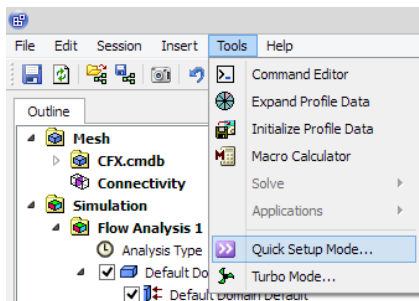
Figura 47. Mallado compuerta



CONDICIONES DE CONTORNO

Dominio fluido Para configurar las condiciones de contorno hay que ingresar al *Setup* del módulo CFX, este módulo cuenta con un asistente de configuración que nos facilita este proceso, ver Figura 48.

Figura 48. Quick Setup Mode



En definición de la simulación se elige fase simple y como fluido de trabajo agua, y se pica siguiente.

El tipo de análisis es estacionario, tiene 1 atm de referencia, no hay transferencia de calor y el modelo de turbulencia es laminar, luego se pica siguiente.

En la definición de las fronteras hay que primero eliminar con clic derecho la que está ahí por defecto, y segundo crear nuevas picando con clic derecho sobre *Boundaries>Add Boundarie*, en este paso hay que digitar de manera idéntica el nombre de las superficies nombradas en la elaboración de la geometría, ya que de este modo el software identifica automáticamente la superficie asignada con ese nombre, de no hacerlo así el proceso se entorpece ya que hay que buscar de manera manual las superficies. El nombre y comportamiento que debe tener cada condición de frontera se encuentran en la Tabla 8.

Tabla 8. Condiciones de frontera.

Nombre	Tipo de frontera	Especificación
Inlet	Inlet	Velocidad de entrada igual a 1.5 [m/s]
Outlet	Outlet	Presión estática promedio igual a 0 [Pa]
Free_Surface	Inlet	Total Pressure 0 [Pa]
Sym	Symmetry	-
Wall	Wall	No slip
Contacto_Con_Placa	Wall	No slip

Seguido de esto se pica en siguiente y luego en finalizar.

Como el asistente emplea un método muy generalizado, hace que alguna de esas fronteras no se ajusten a la perfección a nuestro problema, por lo que hay que modificarlas de manera manual de la siguiente manera: picando doble clic sobre la frontera Outlet, Figura 49, se va a cambiar el tipo de frontera por Opening y luego clic en OK. Seguido de esto se va a hacer otro cambio pero a la frontera Free_Surface, entrando con doble clic a ella, y desplazándose a la pestaña Boundaries Details se va a cambiar la opción Total Pressure por Static Pressure. El confeccionamiento al final de este proceso se debe ver como en la Figura 50.

Figura 49. Frontera Outlet

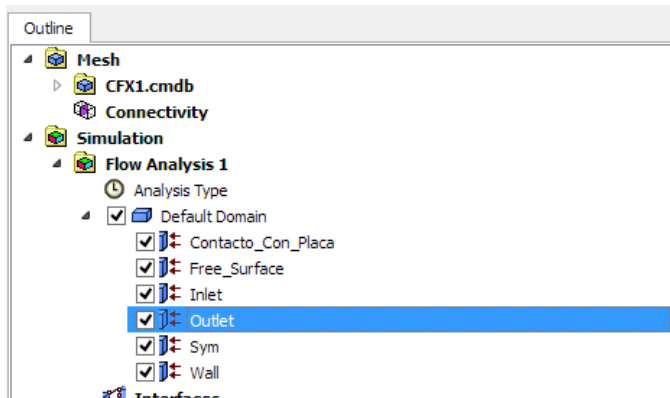
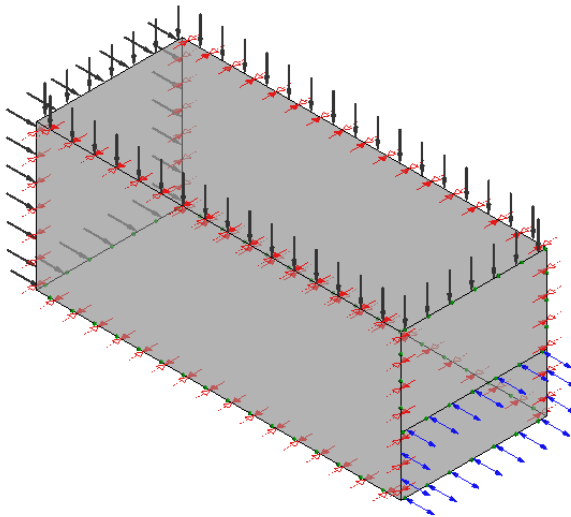


Figura 50. Fronteras

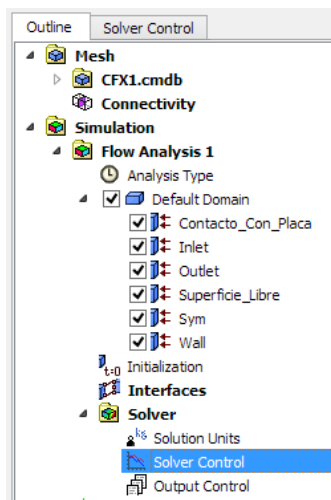


Otro de los detalles que no abarca el asistente es el de implementar la fuerza de la gravedad, para esto se ingresa a *Default Domain* con doble clic y en *Bouyancy Model* se elige la opción *Bouyant*, como la gravedad para este caso está en el eje Y, el valor de $-9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}$ se pondrá en la casilla *Gravity Y Dirn.*, para el resto de ejes se rellenan con cero, y para *Bouy. Ref. Temp.* el valor de 25°C . Seguido de esto nos desplazamos a la pestaña *Fluid Models* e ingresamos en *Fluid Temperature 25°C*.

Ahora hay que configurar los controles del solucionador, ver Figura 51, para elegir el número máximo de iteraciones, que para este caso serán 200 y picamos la casilla Conservation Target, lo anterior para indicarle al solucionador que se detenga o cuando haya terminado las 200 iteraciones o cuando tenga un error de convergencia del 1%.

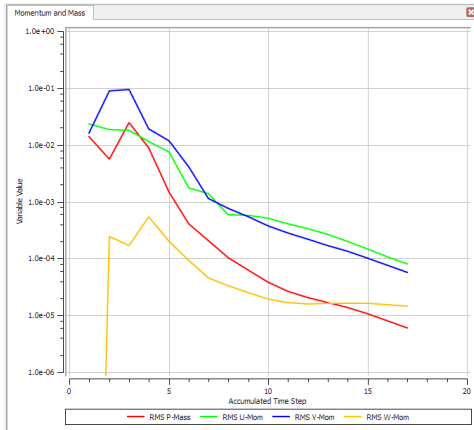
Seguido de esto sólo resta cambiar el valor de la densidad del agua, esto se hace en la opción *Materials > Water > Material Properties* y acá se cambia el valor por 1000[kg/m³].

Figura 51. Control del solucionador.



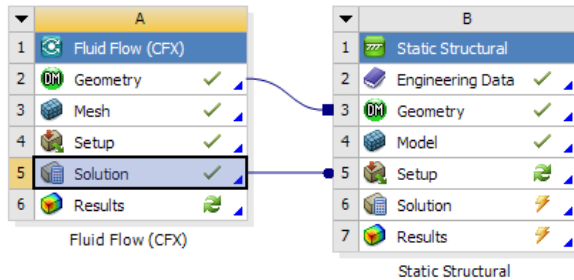
Hecho todo lo anterior hay que correr la solución, para eso entramos a la casilla *Solution* del módulo CFX, rellenamos la casilla de doble precisión y en *Run Mode* seleccionamos *Plataform MPI Local Parallel (aparecen otros)*, luego clic en *Start Run*. Las gráficas de solución se ven como en la Figura 52.

Figura 52. Gráficas de solución.



Dominio sólido Antes de designar las condiciones de contorno del dominio sólido es necesario primero obtener los resultados del dominio fluido, para transferir estos resultados al módulo *Static Structural* se arrastra la casilla *Solution* del CFX a la casilla *Setup* del *Static Structural*, ver Figura 53.

Figura 53. Enlace Solution.



Entrando al *Setup* del *Static Structural*, lo primero que se hace es importar el campo de presiones proveniente del dominio fluido, ver Figura 54, seguido hay que indicar a cual superficie se importará el campo y de donde proviene, ver Figura 55, en *Scoping Method* seleccionamos *Named Selection* y en *Geometry* seleccionamos *Contacto_Con_Fluido*. Luego en *CFD Surface* seleccionamos *Contacto_Con_Placa*.

Figura 54. Importación de presiones

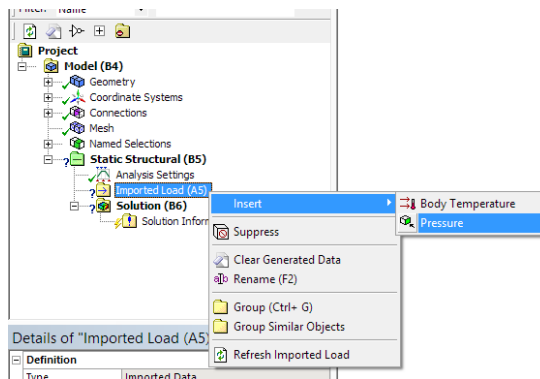
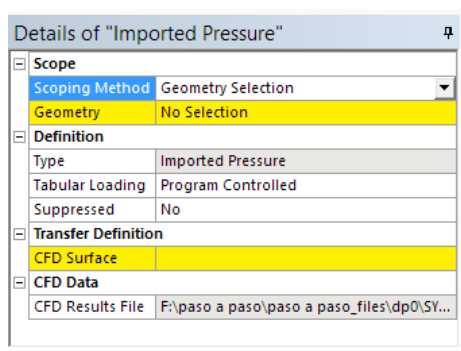
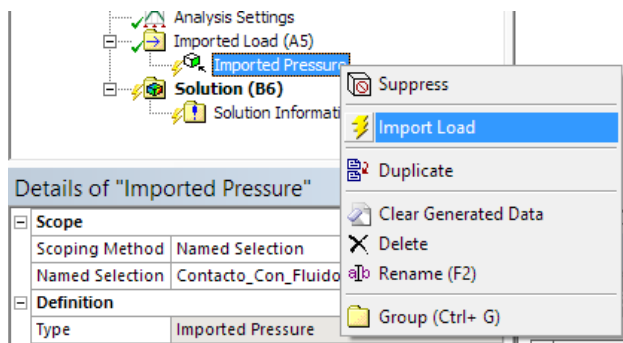


Figura 55. Imported Pressure



Hecho lo anterior resta hacer efectiva la operación, con la opción *Imported Load*, ver Figura 56.

Figura 56. Imported Load



Ahora sí se procede a definir las condiciones de contorno, para esto al picar en *Static Structural* ubicado al lado izquierdo en el árbol del proyecto, vemos varias opciones en la barra superior, ver Figura 57. La primera condición de frontera será de carácter inercial, esta corresponde a la llamada *Standard Earth Gravity*, a la cual se le modificará la dirección en el eje $-Y$. La segunda condición restringirá el desplazamiento en todos los ejes y sentidos, elegiremos la opción *Fixed Support* en la superficie superior de la compuerta, ver Figura 58,

Figura 57. Barra de condiciones de frontera.

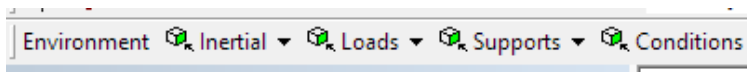
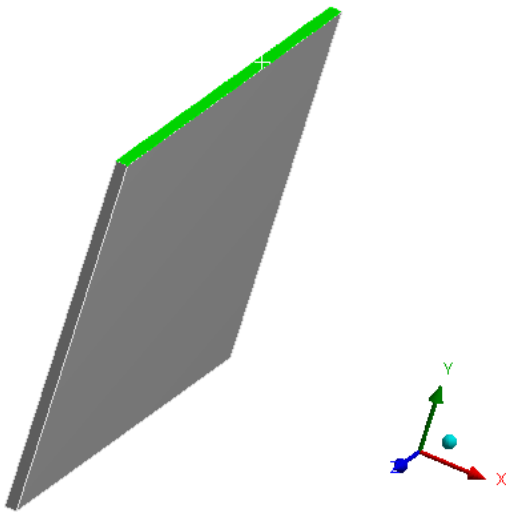


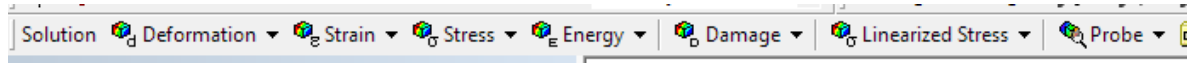
Figura 58. Soporte fijo.



Cuando se hayan designado todas las condiciones de frontera, hay que ahora elegir cuales variables se desean que arroje la solución de este caso. Las variables de interés para este problema son deformaciones y fuerza de reacción de la compuerta. Picando en la opción *Solution* en el árbol del proyecto se logra ver una barra de

variables en la parte superior, ver , en la cual picaremos dentro de *Deformation* la opción *Total*, y dentro de *Probe* la opción *Force reaction* en la región *Fixed Support*.

Figura 59. Solution



Hecho todo lo anterior, hay que correr la solución ahora del dominio sólido, para esto picamos la opción *Solve* y listo.

ANÁLISIS DE RESULTADOS

RESULTADOS DEL SOFTWARE

Para nuestro caso, las variables de interés son la deformación máxima en la compuerta, y la fuerza de reacción que experimenta este mismo producto del agua circundante que sale del canal. Para obtener estos resultados simplemente picamos sobre la variable que previamente indicamos que queríamos conocer antes de correr la solución, esto nos mostrará automáticamente los valores correspondientes de cada variable; adicional a eso para la deflexión un mapa de colores sobre la pieza y una barra de marcadores que indica donde se ubica la mayor deflexión, ver Figura 60. Cuando picamos sobre la variable de fuerza de reacción muestra en qué sentido se aplica esta misma, ver Figura 61.

Figura 60. Deformaciones

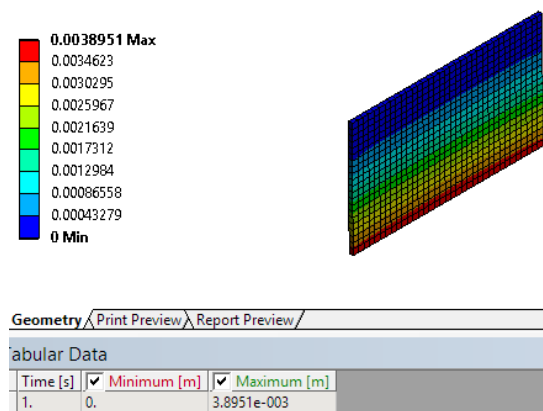
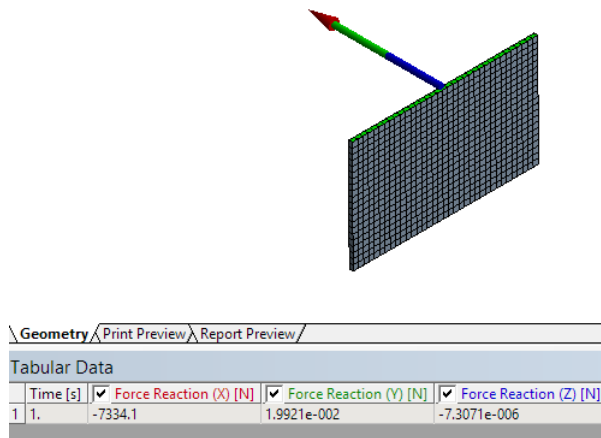


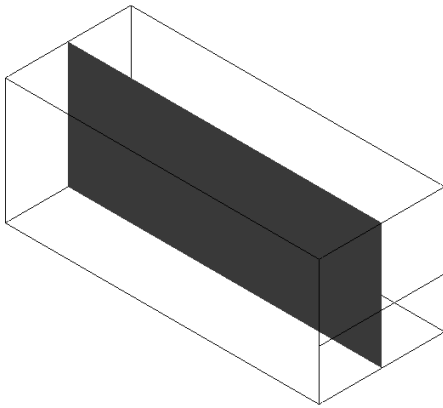
Figura 61. Fuerza de reacción.



Es importante validar los resultados obtenidos no solo en el dominio sólido, sino también en el fluido. Inicialmente el interés estaba enfocado mayormente en el dominio sólido, pero como parte de la formación académica entender, interpretar, y validar lo que ocurre en el dominio fluido es crucial. Para observar los resultados más importantes obtenidos en CFX es necesario ingresar a la casilla *Results*, acá podremos observar el campo de presiones y líneas de flujo.

Una herramienta muy útil es el uso de *Planes* en el postprocesamiento, ya que los podemos insertar donde deseemos y sobre estos ver cualquier variable. Para observar el campo de presiones insertaremos un *Plane* dirigiéndonos a la barra superior en *Insert > Location > Plane*, allí se le asigna un nombre y su ubicación que para este caso será de 0.5 [m] en el eje Z, ver Figura 62.

Figura 62. Plano



Seguido de esto sobre el *Plane* en el árbol esquemático de la izquierda, picamos click derecho e insertamos un *Contour*, ver Figura 63, al cual hay que asignarle un nombre e indicarle cual tipo de variable se desea visualizar (para este caso la presión), hecho esto se pica en *Apply*. El resultado debe verse como en la Figura 64.

Figura 63. Contorno

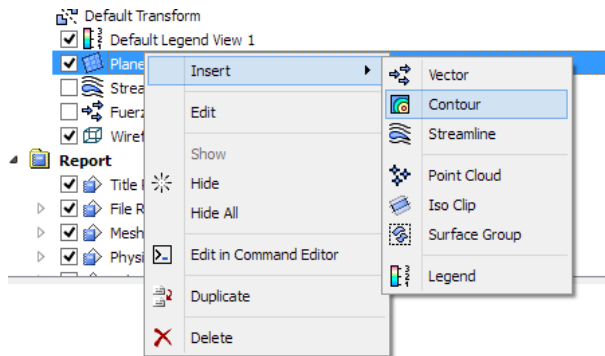


Figura 64. Presión.

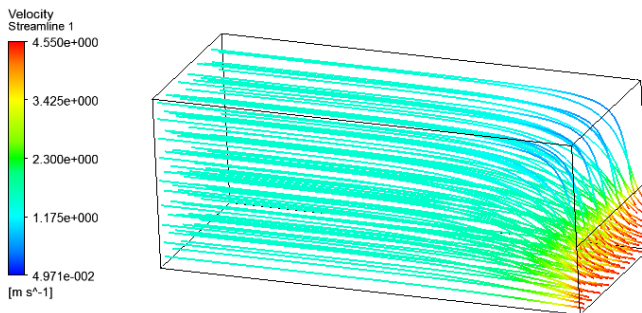


Para visualizar las líneas de flujo hay primero que desactivar la casilla del *Plane* ubicada en el árbol esquemático de la izquierda, luego picamos en la herramienta *Streamline*, ver Figura 65, le indicamos en *Start From* para que las comience desde la entrada, es decir desde la superficie llamada *Inlet*, adicional a eso le cambiamos el *# of Points* por 100 para que sean más líneas de flujo y se puedan apreciar mejor, hecho lo anterior se pica en *Apply*. El resultado debe verse como en la Figura 66.

Figura 65. Ícono Streamline

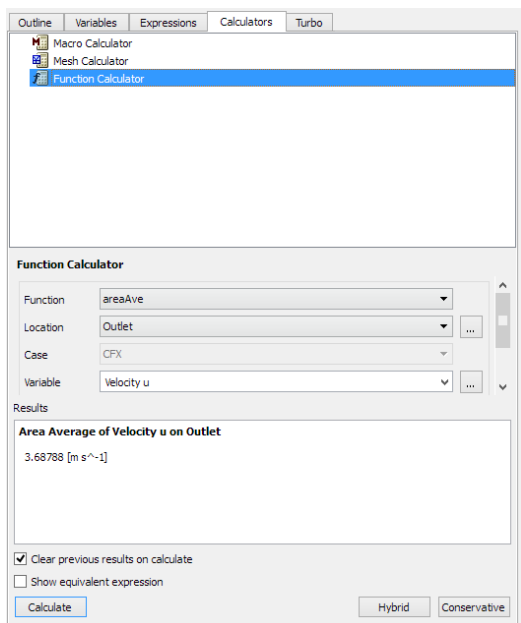


Figura 66. Streamlines



Existe una poderosa herramienta que nos permite obtener valores ya sean promedios o exactos (según sea el caso) de algunas variables de interés, como ejemplo hallaremos el valor promedio de la velocidad de salida. Picando en la pestaña *Calculators* luego en *Function Calculator*, indicamos en *Function* > *areaAve*, en *Location* > *Outlet* y en *Variable* > *Velocity u*; luego clic en *Calculate* y listo, ver Figura 67.

Figura 67. Function calculator

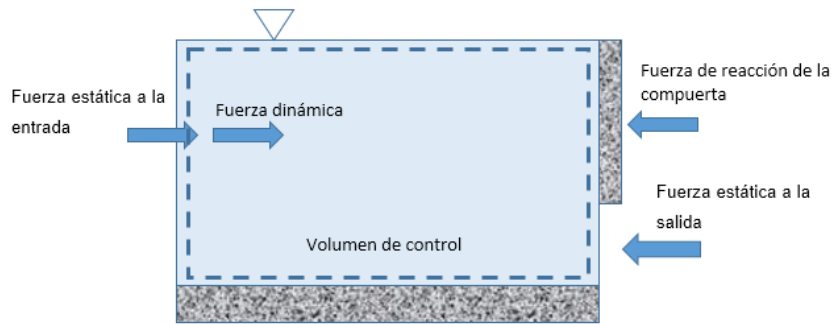


RESULTADOS ANALÍTICOS

Como es sabido, los problemas abordados con ayuda de softwares de simulación requieren de una validación de los resultados, ya sea experimental o teórica. Para este problema el tipo de validación es teórica por lo que se llevaron a cabo cálculos analíticos para poder determinar las mismas variables de interés halladas con ayuda del software, las cuales para este caso fueron: máxima deflexión en la compuerta, fuerza de reacción de la compuerta, y velocidad promedio a la salida del canal. Las ecuaciones principales empleadas fueron las (12),(13),(14) y (15), las cuales se confeccionaron y moldearon para este ejercicio. A continuación se muestra la

deducción de la ecuación de la fuerza de reacción (Figura 68 y ecuación (16)), sistemas de ecuaciones (Figura 69) y resultados obtenidos (Figura 70).

Figura 68. Diagrama de cuerpo libre



$$F_{compuerta} = F_{estática_in} + F_{dinámica} - F_{estática_out}$$

$$F_{compuerta} = \rho * g * \frac{y_1}{2} * y_1 * w + \dot{m} * (v_2 - v_1) - \rho * g * \frac{y_2}{2} * y_2 * w$$

$$F_{compuerta} = \frac{\rho * g * w}{2} * (y_1^2 - y_2^2) + \dot{m} * (v_2 - v_1) \quad (16)$$

Figura 69. Sistema de ecuaciones

DATOS:.....

$$y_1 = 1 \text{ [m]}$$

$$y_2 = 0.4 \text{ [m]}$$

$$y_3 = 0.6 \text{ [m]}$$

$$g = 9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$w = 1 \text{ [m]}$$

$$\text{espesor} = 0.02 \text{ [m]}$$

$$\rho = 1000 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$E = 7.1 \times 10^{10} \text{ [Pa]}$$

$$I = w \cdot \frac{\text{espesor}^3}{12}$$

$$C = 0.32$$

BERNOULLI ENTRE LA SUP LIBRE Y LA SALIDA:.....

$$v_2^2 - v_1^2 = 2 \cdot g \cdot (y_1 - y_2)$$

CONSERVACIÓN DE LA MASA:.....

$$v_2 \cdot w \cdot y_2 = \dot{Q}_{\text{out}}$$

$$v_1 \cdot w \cdot y_1 = \dot{Q}_{\text{in}}$$

$$\dot{Q}_{\text{out}} = \dot{Q}_{\text{in}}$$

CANTIDAD MOMENTUM LINEAL:.....

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{Q}_{\text{in}}$$

$$F_{\text{cantM}} = \dot{m} \cdot (v_2 - v_1) + \frac{w}{2} \cdot \rho \cdot g \cdot (y_1^2 - y_2^2)$$

NOTA:

El valor de 0.32 corresponde al centroide de la distribución triangular producida por la presión estática sobre la compuerta, normalmente este valor sería de 0.4 ya que la altura de la compuerta es de 0.6, pero en este caso donde el fluido no está confinado, sino que fluye por debajo de esta ocasiona que cerca del extremo inferior la presión disminuya y desplace hacia arriba un poco el centroide de la nueva distribución.

Para este caso el valor fue propuesto.

RESISTENCIA DE MATERIALES:.....

$$F_{\text{cantM}} = F_{\text{apoyo}}$$

$$F_{\text{cantM}} \cdot C = M_{\text{apoyo}}$$

$$E \cdot I \cdot M = F_{\text{apoyo}} \cdot y_3 - F_{\text{cantM}} \cdot (y_3 - C) - M_{\text{apoyo}}$$

$$E \cdot I \cdot x = \frac{F_{\text{apoyo}}}{6} \cdot y_3^3 - \frac{M_{\text{apoyo}}}{2} \cdot y_3^2 - \frac{F_{\text{cantM}}}{6} \cdot (y_3 - C)^3$$

Figura 70. Resultados.

$$C = 0.32$$

$$E_{\text{desplazamiento}} = 264.1$$

$$F_{\text{apoyo}} = 7484 \text{ [N]}$$

$$I = 6.667\text{E-}07 \text{ [m}^4\text{]}$$

$$\dot{m} = 1497 \text{ [kg/s]}$$

$$\rho = 1000 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$w = 1 \text{ [m]}$$

$$y_2 = 0.4 \text{ [m]}$$

$$E = 7.100\text{E+}10 \text{ [Pa]}$$

$$E_{\text{Fuerza, reaccion}} = 361.4$$

$$F_{\text{cantM}} = 7484 \text{ [N]}$$

$$M = -2.900\text{E-}13 \text{ [N-m]}$$

$$\dot{Q}_{\text{in}} = 1.497 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$v_1 = 1.497 \text{ [m/s]}$$

$$x = -0.003994 \text{ [m]}$$

$$y_3 = 0.6 \text{ [m]}$$

$$\text{espesor} = 0.02 \text{ [m]}$$

$$E_{\text{Momento, reaccion}} = 296.4$$

$$g = 9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$M_{\text{apoyo}} = 2395 \text{ [N-m]}$$

$$\dot{Q}_{\text{out}} = 1.497 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$v_2 = 3.744 \text{ [m/s]}$$

$$y_1 = 1 \text{ [m]}$$

CONCLUSIONES

Las deformaciones máximas se presentan en el extremo no empotrado de la compuerta.

La velocidad promedio a la salida aumenta ya que la sección transversal por donde el fluido transita disminuye.

La mayor presión se presenta sobre la compuerta dado que esta toma el papel de obstáculo en el canal y ejerce toda la restricción.

Al comparar los resultados obtenidos del software con los obtenidos analíticamente podemos concluir que el modelamiento fue exitoso y de buena calidad, ya que este se asemeja mucho al comportamiento de la teoría, se presenta el siguiente cuadro con los porcentajes de error obtenidos:

Nombre de variable	Resultado del software	Resultado analítico	Porcentaje de error
Deflexión máxima [m]	0.003895	0.003994	2.4%
Fuerza de reacción [N]	7334.1	7484	2%
Velocidad promedio de salida [m/s]	3.687	3.744	1.5%