

ISSN 2410-3993

Volumen 5, Número 17 - Octubre - Diciembre - 2018

# Revista de Tecnología e Innovación

**ECORFAN®**

## **ECORFAN-Bolivia**

### **Editora en Jefe**

RAMOS-ESCAMILLA, María. PhD

### **Redactor Principal**

SERRUDO-GONZALES, Javier. BsC

### **Asistente Editorial**

ROSALES-BORBOR, Eleana. BsC

SORIANO-VELASCO, Jesús. BsC

### **Director Editorial**

PERALTA-CASTRO, Enrique. MsC

### **Editor Ejecutivo**

IGLESIAS-SUAREZ, Fernando. MsC

### **Editores de Producción**

ESCAMILLA-BOUCHAN, Imelda. PhD

LUNA-SOTO, Vladimir. PhD

### **Administración Empresarial**

REYES-VILLAO, Angélica. BsC

### **Control de Producción**

RAMOS-ARANCIBIA Alejandra. BsC

DÍAZ-OCAMPO Javier. BsC

## **Revista de Tecnología e Innovación,**

Volumen 5, Número 17, de Octubre a Diciembre 2018, es una revista editada

trimestralmente por ECORFAN-Bolivia. Loa

1179, Cd. Sucre. Chuquisaca, Bolivia. WEB:

www.ecorfan.org, revista@ecorfan.org.

Editora en Jefe: RAMOS-ESCAMILLA,

María, CoEditor: IGLESIAS-SUAREZ,

Fernando. MsC. ISSN-2410-3993.

Responsables de la última actualización de

este número de la Unidad de Informática

ECORFAN. ESCAMILLA-BOUCHÁN,

Imelda. PhD, LUNA-SOTO, Vladimir. PhD.

Actualizado al 31 de Diciembre 2018.

Las opiniones expresadas por los autores no

reflejan necesariamente las opiniones del

editor de la publicación.

Queda terminantemente prohibida la

reproducción total o parcial de los contenidos

e imágenes de la publicación sin permiso del

Centro Español de Ciencia y Tecnología.

# **Revista de Tecnología e Innovación**

## **Definición del Research Journal**

### **Objetivos Científicos**

Apoyar a la Comunidad Científica Internacional en su producción escrita de Ciencia, Tecnología en Innovación en el Área de Ingeniería y Tecnología, en las Subdisciplinas Tecnología en telecomunicaciones, Tecnología en los alimentos, Tecnología en los ordenadores, Tecnología en los sistemas de transporte, Tecnología en los vehículos de motor, Tecnología energética, Tecnología naval, Tecnología nuclear, Tecnología textil, Ingeniería en sistemas, Ingeniería en electrónica, Ingeniería energética, Innovación.

ECORFAN-México S.C es una Empresa Científica y Tecnológica en aporte a la formación del Recurso Humano enfocado a la continuidad en el análisis crítico de Investigación Internacional y está adscrita al RENIECYT de CONACYT con número 1702902, su compromiso es difundir las investigaciones y aportaciones de la Comunidad Científica Internacional, de instituciones académicas, organismos y entidades de los sectores público y privado y contribuir a la vinculación de los investigadores que realizan actividades científicas, desarrollos tecnológicos y de formación de recursos humanos especializados con los gobiernos, empresas y organizaciones sociales.

Alentar la interlocución de la Comunidad Científica Internacional con otros centros de estudio de México y del exterior y promover una amplia incorporación de académicos, especialistas e investigadores a la publicación Seriada en Nichos de Ciencia de Universidades Autónomas - Universidades Públicas Estatales - IES Federales - Universidades Politécnicas - Universidades Tecnológicas - Institutos Tecnológicos Federales - Escuelas Normales - Institutos Tecnológicos Descentralizados - Universidades Interculturales - Consejos de CyT - Centros de Investigación CONACYT.

### **Alcances, Cobertura y Audiencia**

Revista de Tecnología e Innovación es un Research Journal editado por ECORFAN-México S.C en su Holding con repositorio en Bolivia, es una publicación científica arbitrada e indizada con periodicidad trimestral. Admite una amplia gama de contenidos que son evaluados por pares académicos por el método de Doble-Ciego, en torno a temas relacionados con la teoría y práctica de Tecnología en telecomunicaciones, Tecnología en los alimentos, Tecnología en los ordenadores, Tecnología en los sistemas de transporte, Tecnología en los vehículos de motor, Tecnología energética, Tecnología naval, Tecnología nuclear, Tecnología textil, Ingeniería en sistemas, Ingeniería en electrónica, Ingeniería energética, Innovación con enfoques y perspectivas diversos, que contribuyan a la difusión del desarrollo de la Ciencia la Tecnología e Innovación que permitan las argumentaciones relacionadas con la toma de decisiones e incidir en la formulación de las políticas internacionales en el Campo de las Ingeniería y Tecnología. El horizonte editorial de ECORFAN-México® se extiende más allá de la academia e integra otros segmentos de investigación y análisis ajenos a ese ámbito, siempre y cuando cumplan con los requisitos de rigor argumentativo y científico, además de abordar temas de interés general y actual de la Sociedad Científica Internacional.

## **Consejo Editorial**

ROCHA - RANGEL, Enrique. PhD  
Oak Ridge National Laboratory

CARBAJAL - DE LA TORRE, Georgina. PhD  
Université des Sciences et Technologies de Lille

GUZMÁN - ARENAS, Adolfo. PhD  
Institute of Technology

CASTILLO - TÉLLEZ, Beatriz. PhD  
University of La Rochelle

FERNANDEZ - ZAYAS, José Luis. PhD  
University of Bristol

DECTOR - ESPINOZA, Andrés. PhD  
Centro de Microelectrónica de Barcelona

TELOXA - REYES, Julio. PhD  
Advanced Technology Center

HERNÁNDEZ - PRIETO, María de Lourdes. PhD  
Universidad Gestalt

CENDEJAS - VALDEZ, José Luis. PhD  
Universidad Politécnica de Madrid

HERNANDEZ - ESCOBEDO, Quetzalcoatl Cruz. PhD  
Universidad Central del Ecuador

HERRERA - DIAZ, Israel Enrique. PhD  
Center of Research in Mathematics

MEDELLIN - CASTILLO, Hugo Iván. PhD  
Heriot-Watt University

LAGUNA, Manuel. PhD  
University of Colorado

VAZQUES - NOGUERA, José. PhD  
Universidad Nacional de Asunción

VAZQUEZ - MARTINEZ, Ernesto. PhD  
University of Alberta

AYALA - GARCÍA, Ivo Nefthalí. PhD  
University of Southampton

LÓPEZ - HERNÁNDEZ, Juan Manuel. PhD  
Institut National Polytechnique de Lorraine

MEJÍA - FIGUEROA, Andrés. PhD  
Universidad de Sevilla

DIAZ - RAMIREZ, Arnoldo. PhD  
Universidad Politécnica de Valencia

MARTINEZ - ALVARADO, Luis. PhD  
Universidad Politécnica de Cataluña

MAYORGA - ORTIZ, Pedro. PhD  
Institut National Polytechnique de Grenoble

ROBLEDO - VEGA, Isidro. PhD  
University of South Florida

LARA - ROSANO, Felipe. PhD  
Universidad de Aachen

TIRADO - RAMOS, Alfredo. PhD  
University of Amsterdam

DE LA ROSA - VARGAS, José Ismael. PhD  
Universidad París XI

CASTILLO - LÓPEZ, Oscar. PhD  
Academia de Ciencias de Polonia

LÓPEZ - BONILLA, Oscar Roberto. PhD  
State University of New York at Stony Brook

LÓPEZ - LÓPEZ, Aurelio. PhD  
Syracuse University

RIVAS - PEREA, Pablo. PhD  
University of Texas

VEGA - PINEDA, Javier. PhD  
University of Texas

PÉREZ - ROBLES, Juan Francisco. PhD  
Instituto Tecnológico de Saltillo

SALINAS - ÁVILES, Oscar Hilario. PhD  
Centro de Investigación y Estudios Avanzados -IPN

RODRÍGUEZ - AGUILAR, Rosa María. PhD  
Universidad Autónoma Metropolitana

BAEZA - SERRATO, Roberto. PhD  
Universidad de Guanajuato

MORILLÓN - GÁLVEZ, David. PhD  
Universidad Nacional Autónoma de México

CASTILLO - TÉLLEZ, Margarita. PhD  
Universidad Nacional Autónoma de México

SERRANO - ARRELLANO, Juan. PhD  
Universidad de Guanajuato

ZAVALA - DE PAZ, Jonny Paul. PhD  
Centro de Investigación en Ciencia Aplicada y Tecnología Avanzada

ARROYO - DÍAZ, Salvador Antonio. PhD  
Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas

ENRÍQUEZ - ZÁRATE, Josué. PhD  
Centro de Investigación y de Estudios Avanzados

HERNÁNDEZ - NAVA, Pablo. PhD  
Instituto Nacional de Astrofísica Óptica y Electrónica

CASTILLO - TOPETE, Víctor Hugo. PhD  
Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada

CERCADO - QUEZADA, Bibiana. PhD  
Intitut National Polytechnique Toulouse

QUETZALLI - AGUILAR, Virgen. PhD  
Universidad Autónoma de Baja California

DURÁN - MEDINA, Pino. PhD  
Instituto Politécnico Nacional

PORTILLO - VÉLEZ, Rogelio de Jesús. PhD  
Centro de Investigación y de Estudios Avanzados

ROMO - GONZALEZ, Ana Eugenia. PhD  
Universidad Popular Autónoma del Estado de Puebla

VASQUEZ - SANTACRUZ, J.A. PhD  
Centro de Investigación y Estudios Avanzados

VALENZUELA - ZAPATA, Miguel Angel. PhD  
Universidad Autónoma Metropolitana

OCHOA - CRUZ, Genaro. PhD  
Instituto Politécnico Nacional

SÁNCHEZ - HERRERA, Mauricio Alonso. PhD  
Instituto Tecnológico de Tijuana

PALAFIX - MAESTRE, Luis Enrique. PhD  
Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada

AGUILAR - NORIEGA, Leocundo. PhD  
Universidad Autónoma de Baja California

GONZALEZ - BERRELLEZA, Claudia Ibeth. PhD  
Universidad Autónoma de Baja California

REALYVÁSQUEZ - VARGAS, Arturo. PhD  
Universidad Autónoma de Ciudad Juárez

RODRÍGUEZ - DÍAZ, Antonio. PhD  
Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada

MALDONADO - MACÍAS, Aidé Aracely. PhD  
Instituto Tecnológico de Ciudad Juárez

LICEA - SANDOVAL, Guillermo. PhD  
Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada

CASTRO - RODRÍGUEZ, Juan Ramón. PhD  
Universidad Autónoma de Baja California

RAMIREZ - LEAL, Roberto. PhD  
Centro de Investigación en Materiales Avanzados

VALDEZ - ACOSTA, Fevrier Adolfo. PhD  
Universidad Autónoma de Baja California

GONZÁLEZ - LÓPEZ, Samuel. PhD  
Instituto Nacional de Astrofísica, Óptica y Electrónica

CORTEZ - GONZÁLEZ, Joaquín. PhD  
Centro de Investigación y Estudios Avanzados

TABOADA - GONZÁLEZ, Paul Adolfo. PhD  
Universidad Autónoma de Baja California

RODRÍGUEZ - MORALES, José Alberto. PhD  
Universidad Autónoma de Querétaro

## **Comité Arbitral**

ESCAMILLA - BOUCHÁN, Imelda. PhD  
Instituto Politécnico Nacional

LUNA - SOTO, Carlos Vladimir. PhD  
Instituto Politécnico Nacional

URBINA - NAJERA, Argelia Berenice. PhD  
Universidad Popular Autónoma del Estado de Puebla

PEREZ - ORNELAS, Felicitas. PhD  
Universidad Autónoma de Baja California

CASTRO - ENCISO, Salvador Fernando. PhD  
Universidad Popular Autónoma del Estado de Puebla

CASTAÑÓN - PUGA, Manuel. PhD  
Universidad Autónoma de Baja California

BAUTISTA - SANTOS, Horacio. PhD  
Universidad Popular Autónoma del Estado de Puebla

GONZÁLEZ - REYNA, Sheila Esmeralda. PhD  
Instituto Tecnológico Superior de Irapuato

RUELAS - SANTOYO, Edgar Augusto. PhD  
Centro de Innovación Aplicada en Tecnologías Competitivas

HERNÁNDEZ - GÓMEZ, Víctor Hugo. PhD  
Universidad Nacional Autónoma de México

OLVERA - MEJÍA, Yair Félix. PhD  
Instituto Politécnico Nacional

CUAYA - SIMBRO, German. PhD  
Instituto Nacional de Astrofísica, Óptica y Electrónica

LOAEZA - VALERIO, Roberto. PhD  
Instituto Tecnológico Superior de Uruapan

ALVAREZ - SÁNCHEZ, Ervin Jesús. PhD  
Centro de Investigación Científica y de Estudios Superiores de Ensenada

SALAZAR - PERALTA, Araceli. PhD  
Universidad Autónoma del Estado de México

MORALES - CARBAJAL, Carlos. PhD  
Universidad Autónoma de Baja California

RAMÍREZ - COUTIÑO, Víctor Ángel. PhD  
Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico en Electroquímica

BAUTISTA - VARGAS, María Esther. PhD  
Universidad Autónoma de Tamaulipas

GAXIOLA - PACHECO, Carelia Guadalupe. PhD  
Universidad Autónoma de Baja California

GONZÁLEZ - JASSO, Eva. PhD  
Instituto Politécnico Nacional

FLORES - RAMÍREZ, Oscar. PhD  
Universidad Politécnica de Amozoc

ARROYO - FIGUEROA, Gabriela. PhD  
Universidad de Guadalajara

BAUTISTA - SANTOS, Horacio. PhD  
Universidad Popular Autónoma del Estado de Puebla

GUTIÉRREZ - VILLEGAS, Juan Carlos. PhD  
Centro de Tecnología Avanzada

HERRERA - ROMERO, José Vidal. PhD  
Universidad Nacional Autónoma de México

MARTINEZ - MENDEZ, Luis G. PhD  
Universidad Autónoma de Baja California

LUGO - DEL ANGEL, Fabiola Erika. PhD  
Instituto Tecnológico de Ciudad Madero

NÚÑEZ - GONZÁLEZ, Gerardo. PhD  
Universidad Autónoma de Querétaro

PURATA - SIFUENTES, Omar Jair. PhD  
Centro Nacional de Metrología

CALDERÓN - PALOMARES, Luis Antonio. PhD  
Universidad Popular Autónoma del Estado de Puebla

TREJO - MACOTELA, Francisco Rafael. PhD  
Instituto Nacional de Astrofísica, Óptica y Electrónica

TZILI - CRUZ, María Patricia. PhD  
Universidad ETAC

DÍAZ - CASTELLANOS, Elizabeth Eugenia. PhD  
Universidad Popular Autónoma del Estado de Puebla

ORANTES - JIMÉNEZ, Sandra Dinorah. PhD  
Centro de Investigación en Computación

VERA - SERNA, Pedro. PhD  
Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo

MARTÍNEZ - RAMÍRES, Selene Marisol. PhD  
Universidad Autónoma Metropolitana

OLIVARES - CEJA, Jesús Manuel. PhD  
Centro de Investigación en Computación

GALAVIZ - RODRÍGUEZ, José Víctor. PhD  
Universidad Popular Autónoma del Estado de Puebla

JUAREZ - SANTIAGO, Brenda. PhD  
Universidad Internacional Iberoamericana

ENCISO - CONTRERAS, Ernesto. PhD  
Instituto Politécnico Nacional

GUDIÑO - LAU, Jorge. PhD  
Universidad Nacional Autónoma de México

MEJIAS - BRIZUELA, Nildia Yamileth. PhD  
Instituto Nacional de Astrofísica, Óptica y Electrónica

FERNÁNDEZ - GÓMEZ, Tomás. PhD  
Universidad Popular Autónoma del Estado de Puebla

MENDOZA - DUARTE, Olivia. PhD  
Universidad Autónoma de Baja California

ARREDONDO - SOTO, Karina Cecilia. PhD  
Instituto Tecnológico de Ciudad Juárez

NAKASIMA - LÓPEZ, Mydory Oyuky. PhD  
Universidad Autónoma de Baja California

AYALA - FIGUEROA, Rafael. PhD  
Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey

ARCEO - OLAGUE, José Guadalupe. PhD  
Instituto Politécnico Nacional

HERNÁNDEZ - MORALES, Daniel Eduardo. PhD  
Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada

AMARO - ORTEGA, Vidblain. PhD  
Universidad Autónoma de Baja California

ÁLVAREZ - GUZMÁN, Eduardo. PhD  
Centro de Investigación Científica y Educación Superior de Ensenada

CASTILLO - BARRÓN, Allen Alexander. PhD  
Instituto Tecnológico de Morelia

CASTILLO - QUIÑONES, Javier Emmanuel. PhD  
Universidad Autónoma de Baja California

ROSALES - CISNEROS, Ricardo. PhD  
Universidad Nacional Autónoma de México

GARCÍA - VALDEZ, José Mario. PhD  
Universidad Autónoma de Baja California

CHÁVEZ - GUZMÁN, Carlos Alberto. PhD  
Instituto Politécnico Nacional

MÉRIDA - RUBIO, Jován Oseas. PhD  
Centro de Investigación y Desarrollo de Tecnología Digital

INZUNZA - GONÁLEZ, Everardo. PhD  
Universidad Autónoma de Baja California

VILLATORO - Tello, Esaú. PhD  
Instituto Nacional de Astrofísica, Óptica y Electrónica

NAVARRO - ÁLVAREZ, Ernesto. PhD  
Centro de Investigación y de Estudios Avanzados

ALCALÁ - RODRÍGUEZ, Janeth Aurelia. PhD  
Universidad Autónoma de San Luis Potosí

GONZÁLEZ - LÓPEZ, Juan Miguel. PhD  
Centro de Investigación y de Estudios Avanzados

RODRIGUEZ - ELIAS, Oscar Mario. PhD  
Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada

ORTEGA - CORRAL, César. PhD  
Universidad Autónoma de Baja California

GARCÍA - GORROSTIETA, Jesús Miguel. PhD  
Instituto Nacional de Astrofísica, Óptica y Electrónica

## **Cesión de Derechos**

El envío de un Artículo a Revista de Tecnología e Innovación emana el compromiso del autor de no someterlo de manera simultánea a la consideración de otras publicaciones seriadas para ello deberá complementar el Formato de Originalidad para su Artículo.

Los autores firman el Formato de Autorización para que su Artículo se difunda por los medios que ECORFAN-México, S.C. en su Holding Bolivia considere pertinentes para divulgación y difusión de su Artículo cediendo sus Derechos de Obra.

## **Declaración de Autoría**

Indicar el Nombre de 1 Autor y 3 Coautores como máximo en la participación del Artículo y señalar en extenso la Afiliación Institucional indicando la Dependencia.

Identificar el Nombre de 1 Autor y 3 Coautores como máximo con el Número de CVU Becario-PNPC o SNI-CONACYT- Indicando el Nivel de Investigador y su Perfil de Google Scholar para verificar su nivel de Citación e índice H.

Identificar el Nombre de 1 Autor y 3 Coautores como máximo en los Perfiles de Ciencia y Tecnología ampliamente aceptados por la Comunidad Científica Internacional ORC ID - Researcher ID Thomson - arXiv Author ID - PubMed Author ID - Open ID respectivamente

Indicar el contacto para correspondencia al Autor (Correo y Teléfono) e indicar al Investigador que contribuye como primer Autor del Artículo.

## **Detección de Plagio**

Todos los Artículos serán testeados por el software de plagio PLAGSCAN si se detecta un nivel de plagio Positivo no se mandara a arbitraje y se rescindirá de la recepción del Artículo notificando a los Autores responsables, reivindicando que el plagio académico está tipificado como delito en el Código Penal.

## **Proceso de Arbitraje**

Todos los Artículos se evaluarán por pares académicos por el método de Doble Ciego, el arbitraje Aprobatorio es un requisito para que el Consejo Editorial tome una decisión final que será inapelable en todos los casos. MARVID® es una Marca de derivada de ECORFAN® especializada en proveer a los expertos evaluadores todos ellos con grado de Doctorado y distinción de Investigadores Internacionales en los respectivos Consejos de Ciencia y Tecnología el homologo de CONACYT para los capítulos de America-Europa-Asia-Africa y Oceania. La identificación de la autoría deberá aparecer únicamente en una primera página eliminable, con el objeto de asegurar que el proceso de Arbitraje sea anónimo y cubra las siguientes etapas: Identificación del Research Journal con su tasa de ocupamiento autoral - Identificación del Autores y Coautores- Detección de Plagio PLAGSCAN - Revisión de Formatos de Autorización y Originalidad-Asignación al Consejo Editorial- Asignación del par de Árbitros Expertos-Notificación de Dictamen-Declaratoria de Observaciones al Autor-Cotejo de Artículo Modificado para Edición-Publicación.

## **Instrucciones para Publicación Científica, Tecnológica y de Innovación**

### **Área del Conocimiento**

Los trabajos deberán ser inéditos y referirse a temas de Tecnología en telecomunicaciones, Tecnología en los alimentos, Tecnología en los ordenadores, Tecnología en los sistemas de transporte, Tecnología en los vehículos de motor, Tecnología energética, Tecnología naval, Tecnología nuclear, Tecnología textil, Ingeniería en sistemas, Ingeniería en electrónica, Ingeniería energética, Innovación y a otros temas vinculados a las Ingeniería y Tecnología.

## **Presentación del contenido**

En el primer artículo presentamos *Absorción de energía de estructuras tipo sandwich con base cuadrada sujetas a cargas de compresión*, por ESTRADA, Quirino, BOLAÑOS, Miguel, SZWEDOWICZ, Dariusz y WIEBE-QUINTANA, Lara, con adscripción en la Universidad Autónoma de Ciudad Juárez, Instituto Tecnológico de Pachuca y Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, como segundo artículo presentamos *Diseño de un rotor para una Turbina eólica de eje horizontal de 500 W*, por RAMIREZ-MARTINEZ, Andrés, RODRIGUEZ-CASTILLO, Mario E, VERA-CARDENAS, Edgar E, GOMEZ-MERCADO, Abdiel y MORENO-RIOS, Marisa, con adscripción en el Instituto Tecnológico de Pachuca, como tercer artículo presentamos *Obtención de la fuerza de empuje de una hélice y el control de su posición*, por TORRES-SUAREZ, Francisco Emmanuel, A RESÉNDIZ-ROSAS, Celerino, PALACIOS-PINEDA, Luis Manuel y RAMÍREZ-VARGAS, Ignacio, con adscripción en el Instituto Tecnológico de Pachuca y como cuarto artículo presentamos *Análisis termodinámico de un recuperador de calor residual para un compresor recíprocante de 500 Hp*, por GÓMEZ-MERCADO, Abdiel, ISLAS-ORTIZ, Oscar, RESÉNDIZ-ROSAS, Celerino, PALACIOS-PINEDA, Luis Manuel, con adscripción en el Tecnológico Nacional de México/Instituto Tecnológico de Pachuca.

## Contenido

Artículo	Página
<b>Absorción de energía de estructuras tipo sandwich con base cuadrada sujetas a cargas de compresión</b> ESTRADA, Quirino, BOLAÑOS, Miguel, SZWEDOWICZ, Dariusz y WIEBE-QUINTANA, Lara <i>Universidad Autónoma de Ciudad Juárez</i> <i>Instituto Tecnológico de Pachuca</i> <i>Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico</i>	1-7
<b>Diseño de un rotor para una Turbina eólica de eje horizontal de 500 W</b> RAMIREZ-MARTINEZ, Andrés, RODRIGUEZ-CASTILLO, Mario E, VERA-CARDENAS, Edgar E, GOMEZ-MERCADO, Abdiel y MORENO-RIOS, Marisa <i>Instituto Tecnológico de Pachuca</i>	8-17
<b>Obtención de la fuerza de empuje de una hélice y el control de su posición</b> TORRES-SUAREZ, Francisco Emmanuel, A RESÉNDIZ-ROSAS, Celerino, PALACIOS-PINEDA, Luis Manuel y RAMÍREZ-VARGAS, Ignacio <i>Instituto Tecnológico de Pachuca</i>	18-28
<b>Análisis termodinámico de un recuperador de calor residual para un compresor recíprocante de 500 Hp</b> GÓMEZ-MERCADO, Abdiel, ISLAS-ORTIZ, Oscar, RESÉNDIZ-ROSAS, Celerino y PALACIOS-PINEDA, Luis Manuel <i>Instituto Tecnológico de Pachuca</i>	29-39

## Absorción de energía de estructuras tipo sándwich con base cuadrada sujetas a cargas de compresión

### Energy absorption of sandwich structures with square base subjected to compression loads

ESTRADA, Quirino<sup>1†\*</sup>, BOLAÑOS, Miguel A<sup>2</sup>, SZWEDOWICZ, Dariusz<sup>3</sup> y WIEBE-QUINTANA, Lara<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Universidad Autónoma de Ciudad Juárez, Instituto de Ingeniería y Tecnología

<sup>2</sup> Instituto Tecnológico de Pachuca/TecNM. Departamento Metal/Mecánica

<sup>3</sup> Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico/TecNM. Departamento de Ingeniería Mecánica

ID 1<sup>er</sup> Autor: *Quirino, Estrada* / ORC ID: 0000-0003-0623-3780

ID 1<sup>er</sup> Coautor: *Miguel A, Bolaños*

ID 2<sup>do</sup> Coautor: *Dariusz, Szwedowicz*

ID 3<sup>er</sup> Coautor: *Lara, Wiebe-Quintana*

Recibido Septiembre 01, 2018; Aceptado: Diciembre 05, 2018

#### Resumen

En el presente artículo se realiza un análisis numérico de la absorción de energía de perfiles de pared delgada tipo sándwich. Para tal objetivo diversas configuraciones de arreglos cuadrangulares fueron evaluadas empleando el software de elemento finito Abaqus®. Las estructuras evaluadas presentan diversas secciones transversales basadas en formas cuadrangulares reforzadas con platos de partición. Durante la evaluación numérica los arreglos tipo sándwich fueron sujetos a carga de compresión y evaluadas a partir de parámetros tales como absorción de energía ( $E_a$ ) y eficiencia de la fuerza de aplastamiento (CFE). Con el objeto de tener resultados confiables un primer modelo discreto fue validado experimentalmente a partir de un ensayo de compresión. De acuerdo con los resultados obtenidos y considerando una misma masa para todos los arreglos, la implementación de platos de partición permite un incremento de  $E_a$  en 16.50% al compararse con un perfil cuadrado sin refuerzos. Respecto a los arreglos con refuerzos, el mejor comportamiento lo obtuvo el arreglo con sección transversal reforzada con platos de partición en forma de cruz con un incremento de CFE en un 6.75%.

#### Estructuras sándwich, FEM, Crashworthiness

#### Abstract

In the present article a numerical analysis on energy absorption of sandwich thin-walled structures is performed. For this purpose, several square arrangements using Abaqus® finite element software were evaluated. The evaluated structures have different cross-sections, which are based on square shapes reinforced by partition plates. During the numerical evaluation, the sandwich arrangements were subjected to compression loads and evaluated by parameters such as energy absorption ( $E_a$ ) and crush force efficiency (CFE). In order to get reliable results, a first numerical model was experimentally validated by a compression test. According to results and considering the same mass for all arrangements, the implementation of partition plates increases up to 16.50% the  $E_a$  parameter compared to profile without reinforcements. Regarding profiles with plates, the better performance was obtained by the structure with reinforcement in cross way. An increase of 6.75% regard to single structure in CFE parameter was computed.

#### Sandwich structures, FEM, Crashworthiness

**Citación:** ESTRADA, Quirino, BOLAÑOS, Miguel, SZWEDOWICZ, Dariusz y WIEBE-QUINTANA, Lara. Absorción de energía de estructuras tipo sandwich con base cuadrada sujetas a cargas de compresión. Revista de Tecnología e Innovación. 2018. 5-17: 1-7.

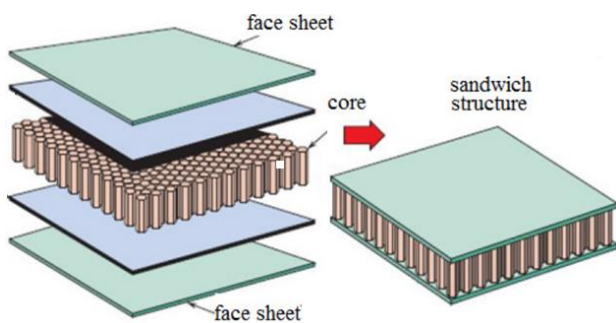
\*Correspondencia al Autor (Correo Electrónico: quirino.estrada@uacj.mx)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

## Introducción

Actualmente en México son reportados más de 360 mil accidentes automovilísticos los cuales han provocado la muerte de 4,559 mexicanos y un número de lesionados que asciende a 97,614 sólo en el año 2016 [1]. Un porcentaje importante de estos sucede principalmente por impactos laterales. Al ocurrir los choques laterales la fuerza de impacto es transmitida a los pasajeros provocando lesiones en la región craneal, cervical, abdominal los cuales culminan en el deceso de los pasajeros por el efecto de latigazo [2]. Para contrarrestar tal situación las estructuras automotrices son diseñadas para aumentar su resistencia al impacto y salvaguardar la integridad de los ocupantes (crashworthiness).

Dentro de los sistemas de absorción de energía el empleo de la deformación plástica de perfiles estructurales está en incremento. Diversas configuraciones de perfiles de pared delgada se han estudiado entre los que destacan perfiles simples, bi-tubulares, concéntricos y estructuras tipo sándwich. Una estructura tipo sándwich se define como una estructura compuesta por un núcleo y dos hojas a los extremos (ver Figura 1).



**Figura 1** Componentes de una estructura tipo sándwich [3]

Las capacidades de absorción de energía de las estructuras tipo sándwich dependen del material de fabricación [4], geometría del núcleo [5] y espesor [6]. En este sentido diversos trabajos se han realizado para determinar el comportamiento cuasi-estático de los paneles tipos sándwich bajo cargas de compresión tal y como lo presentan McFarland [7] y Wierzbicki [8]. Otros trabajos se han centrado en el estudio de estas estructuras con aplicación en la industria automotriz. Jacob et al. [9] desarrollaron un estudio numérico empleando paneles hexagonales de acero en un parachoque.

De acuerdo con sus resultados se logró una mejora en la absorción de energía en un 11.26% en comparación con un parachoque convencional. Por su parte Paz et al. [10] realizaron estudios numéricos empleando perfiles de pared delgada de aluminio con paneles tipo sándwich de fibra de vidrio reforzada con polímero (GFRP). Los resultados mostraron una mejora en la absorción de energía específica (SEA) del 22% respecto a perfiles simples de aluminio. Davalos et al. [11] estudiaron la efectividad de estructuras honeycomb fabricadas de plástico reforzado con fibra (FRP) aplicadas en sistemas de contención de carreteras. La estructura analizada presenta un núcleo con geometría sinusoidal en el plano y extendida en forma vertical hacia las láminas-cubiertas. Los resultados obtenidos muestran la factibilidad de la configuración sinusoidal para aplicaciones de absorción de energía. Por su parte Caserta et al. [12] realizaron modificaciones en los cascos de seguridad comerciales incorporando paneles hexagonales de aluminio. Como conclusión mostraron que los prototipos proporcionaban una mejor protección a los motociclistas respecto a cascos convencionales.

Finalmente, tal y como se ha descrito el empleo de estructuras tipo sándwich para el control de cargas dinámicas en choques laterales es un tópico actual y en desarrollo. Bajo este entendido el presente artículo analiza el efecto de la sección transversal de estructuras tipo sándwich en las capacidades de absorción de energía.

Para tal objetivo diversas simulaciones computacionales empleando el software de elemento finito Abaqus fueron realizadas. Las estructuras evaluadas presentan diversas secciones transversales basadas en formas cuadrangulares reforzadas con costillas.

## Validación

Dado que el análisis es numérico se realizó un primer modelo discreto para validar la efectividad del software Abaqus® para el análisis de deformación plástica. Partiendo del hecho que una estructura tipo sándwich se obtiene a partir de la unión de varios perfiles sencillos, el modelo discreto a validar es un perfil cuadrado de aluminio sujeto a compresión.

Las dimensiones del perfil son 38.1 mm x 38.1 mm x 130 mm con un espesor de 1.5 mm. La prueba de compresión se realizó en una máquina universal Time Group 300 kN a una velocidad de 6 mm/min. La discretización de la estructura se realizó con un tamaño de malla de 5 mm. Tal valor fue validado directamente a través de los resultados experimentales. Respecto a los platos de compresión estos se modelaron como cuerpos rígidos con elementos R3D3. Detalles del modelo discreto y condiciones de la frontera se presentan en la Figura 2.

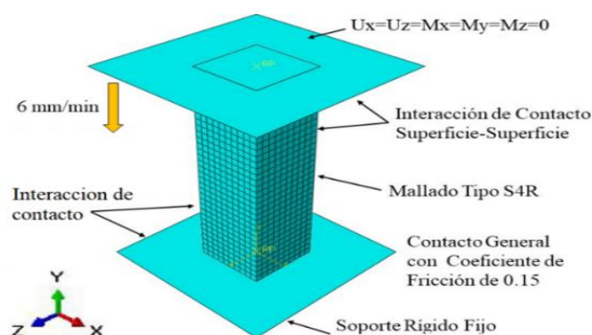


Figura 2 Detalles del modelo discreto

Respecto a las propiedades del material se utilizó un aluminio 6063-T6 con un módulo de Young (E) de 68.9 GPa, coeficiente de Poisson de 0.33, límite de fluencia de 145 MPa y una densidad de 2700 kg/m<sup>3</sup>.

La comparación de los resultados experimentales y numéricos se presenta en las Figuras 3 y 4. La Figura 3 muestra la curva fuerza vs desplazamiento durante el proceso de compresión. El modelo discreto representa correctamente la carga máxima ( $P_{max}$ ) y la fuerza promedio ( $P_m$ ). En este sentido se obtuvo un valor de  $P_{max}$  cercano a 35 kN y un valor de  $P_m$  igual a 15 kN aproximadamente. Para ambos casos diferencias menores al 5% respecto a los datos experimentales fueron calculados.

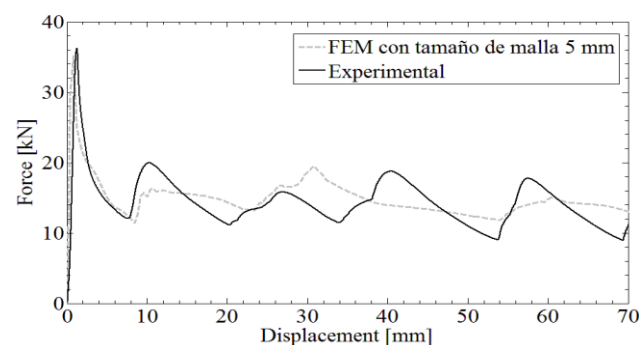


Figura 3 Comparación de la curva fuerza vs desplazamiento

El modo de deformación se presenta en la Figura 4, donde se observa un patrón de deformación simétrico. Tal modo es caracterizado por la formación de pliegues al exterior del perfil, así como una línea de bisagra acompañada por la formación de superficies cilíndricas, cónicas y toroidales. Detalles de este modo de deformación son descritos por Estrada et al. [14]. Finalmente, a partir de las mínimas diferencias inferiores al 5% para  $P_{max}$  y  $E_a$  así como la congruencia en el modo de deformación entre análisis, el modelo discreto es validado. Por tanto, es posible continuar con el estudio de estructuras tipo sandwich sujetas a compresión, principal objetivo del presente artículo.

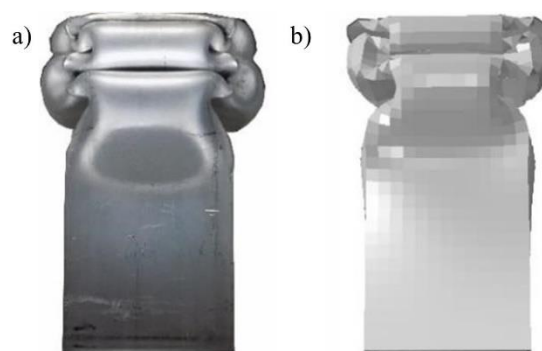


Figura 4 Estado de deformación final de la estructura, donde, a) experimental y b) FEM

### Simulaciones computacionales

El objetivo del presente artículo es evaluar el efecto de la sección transversal en la absorción de energía de arreglos tipo sandwich. Para tal objetivo diversos arreglos con base cuadrada fueron sujetas a cargas de compresión y evaluadas de forma cuasi-estática. Con el objeto de tener un patrón de referencia todos los arreglos tipo sandwich presentan la misma masa igual a 0.350 kg. Por tanto, diversos espesores fueron utilizados.

En todos los casos el material de fabricación fue aluminio 6063-T6. Con el objeto de observar únicamente el efecto de la sección transversal, la compresión se realizó a 5 mm. Una compresión mayor recogería la respuesta de la compactación de los arreglos como si fueran sólidos. Todas las estructuras evaluadas presentan la misma base geométrica (cuadrada) y un alto 30 mm. Detalles geométricos de los especímenes evaluados son presentados en la Figura 5 y Tabla 1.

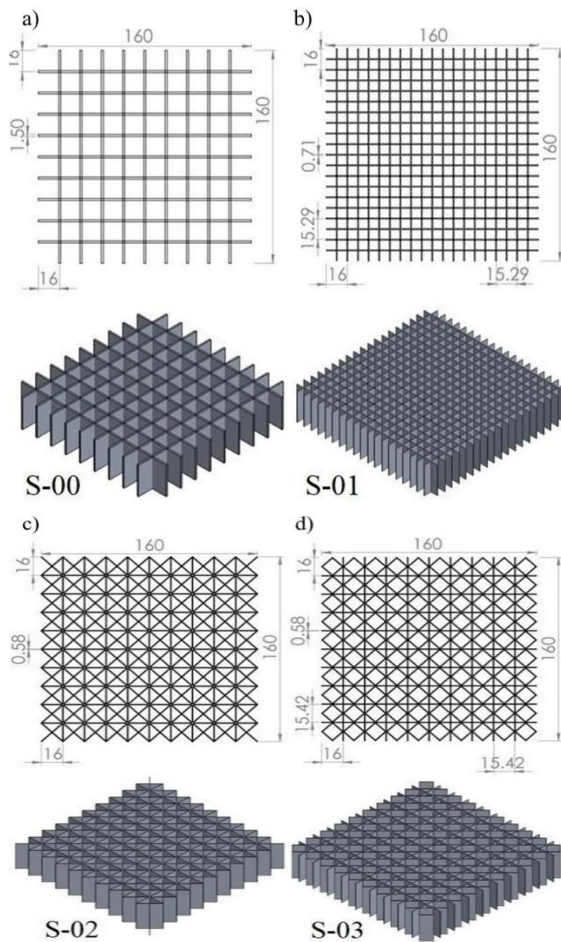


Figura 5 Arreglos tipo sándwich a evaluar, a) rejilla simple, b) rejilla con refuerzo en cruz, c) rejilla con refuerzo diagonal, d) rejilla con refuerzo en diamante, unidades en mm.

Código	Espesor (mm)	Refuerzo
S-00	1.50	Rejilla simple
S-01	0.71	Rejilla con refuerzo en cruz
S-02	0.58	Rejilla con refuerzo diagonal
S-03	0.58	Rejilla con refuerzo diamante

Tabla 1 Detalles de las estructuras tipo sándwich

La evaluación de los especímenes y su desempeño en la absorción de energía se realizó a partir de parámetros dimensionales y adimensionales.

Tales parámetros son la energía absorbida ( $E_a$ ), la fuerza promedio ( $P_m$ ), la carga pico ( $P_{max}$ ), la eficiencia de la fuerza de aplastamiento (CFE) y la absorción de energía específica (SEA) los cuales se representan en la Figura 6.

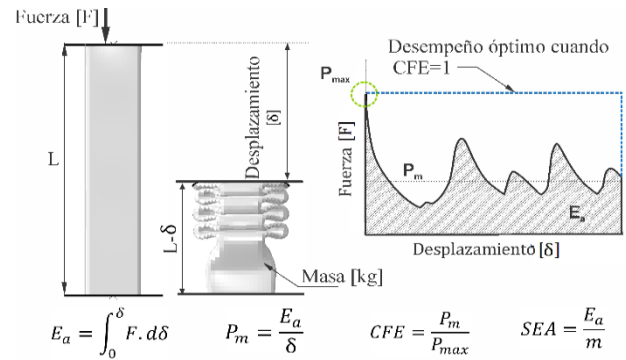


Figura 6 Indicadores de absorción de energía [14]

### Resultados y discusión

El desempeño en las características de absorción de energía se obtuvo a partir las curvas fuerza vs deformación. Tales curvas presentan un aumento gradual de la carga de aplastamiento (F) hasta alcanzar un primer valor máximo ( $P_{max}$ ) cercano a 700 kN. Físicamente representa la resistencia inicial del sistema a ser deformado plásticamente. Posteriormente una caída de F es observada lo cual indica la formación de la línea de bisagra, punto donde iniciará la deformación plástica. Al observar la Figura 7 dos comportamientos se presentan, el primero descrito por los especímenes S-00 y S-01 y un segundo presentado por las estructuras S-02 y S-03.

En el primero, una vez alcanzado el valor  $P_{max}$  las estructuras tienden a mantener la fuerza de aplastamiento. Caso contrario se observa en los perfiles S-02 y S-03 los cuales presentan una disminución considerable después de alcanzar  $P_{max}$ . Adicionalmente al acercarse un desplazamiento de 2.7 mm las estructuras presenta la pérdida de la capacidad de carga total. Posteriormente un aumento de la fuerza de aplastamiento es registrado. Tal acción se atribuye al aumento de la rigidez del sistema causado por la interacción entre las paredes de la estructura tipo sándwich.

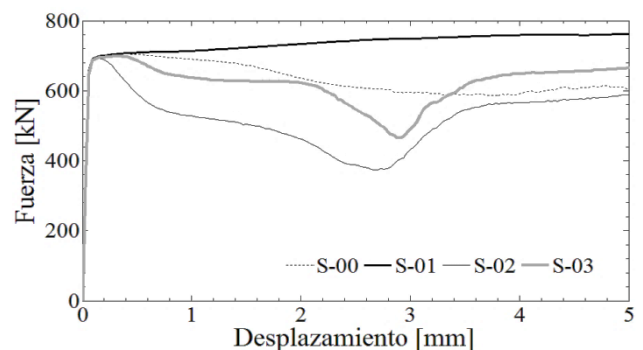
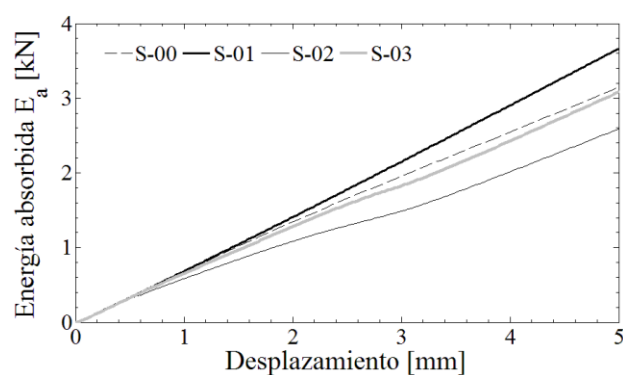


Figura 7 Curva fuerza vs deformación de estructuras sándwich evaluadas numéricamente

La cantidad de energía absorbida por los arreglos tipo sándwich están en función de cantidad de deformación plástica sufrida. En este sentido una mayor deformación plástica se ve traducida en una mayor absorción de energía ( $E_a$ ).

Tal acción repercute en una mayor área bajo la curva en las gráficas fuerza vs desplazamiento. El cálculo de  $E_a$  a lo largo de 5 mm de desplazamiento se presenta en la Figura 8.



**Figura 8** Energía absorbida por las estructuras sándwich evaluadas numéricamente

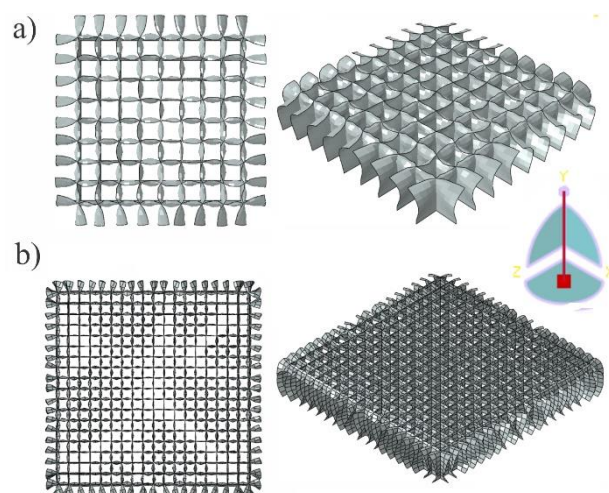
De acuerdo con los resultados obtenidos la estructura con refuerzo en forma en cruz (S-02) obtuvo el valor más bajo de absorción de energía ( $E_a$ ).

Los perfiles S-00 y S-03 presentan comportamientos muy similares. Mientras que la estructura con refuerzo en forma de cruz (S-01) presenta la mayor cantidad de  $E_a$  igual a 3.67 kJ.

La explicación a este comportamiento está estrictamente relacionado a la rigidez que presenta la sección transversal del arreglo. En este sentido colocar refuerzos en forma de cruz permitió obtener mayor estabilidad del sistema y una mejor distribución de esfuerzos.

Al momento del proceso de deformación plástica tal sección transversal mostró mayor resistencia a la formación de pliegues plásticos por tanto la fuerza requerida para la formación de la línea de bisagra, superficies cilíndricas y cónicas fue mayor.

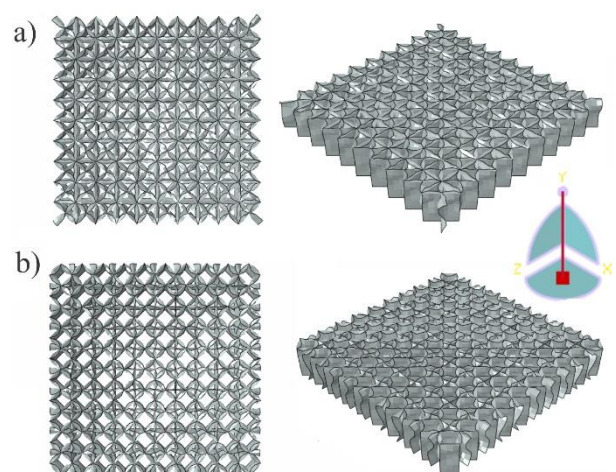
Detalles de los modos de deformación para todas las estructuras evaluadas son presentadas en la Figura 9 y 10.



**Figura 9** Estado final de deformación a 5 mm, donde a) arreglo S-00, b) arreglo S-01

Respecto a las secciones transversales restantes se observó que los perfiles reforzados con costillas en forma de cruz (S-02) y diamante (S-03) demostraron su poca efectividad para la absorción de energía. Esto sugiere que la rigidez de tales secciones transversales no presenta resistencia para la formación de pliegues plásticos.

En este sentido a pesar de que sufren deformación plástica, la absorción de energía es menor respecto a los perfiles S-00 y S-01.



**Figura 10** Estado final de deformación a 5 mm de desplazamiento, donde a) arreglo S-02, b) arreglo S-03

En la Tabla 2 se presenta un resumen de los resultados numéricos calculados a partir de la Figura 6. Considerando el valor pico ( $P_{max}$ ) los valores obtenidos fueron muy próximos con un valor aproximado de 700 kN.

Sin embargo, el valor más bajo de  $P_{max}$  se obtuvo al reforzar la sección transversal con refuerzos en forma de cruz (693.5 kJ). Una vez alcanzado el valor  $P_{max}$  todas las estructuras mostraron una disminución de la fuerza de aplastamiento, tal efecto se ve reflejado en el valor de la fuerza promedio ( $P_m$ ).

Teóricamente un mejor desempeño de  $E_a$  se obtiene cuando el valor de  $P_m$  no varía respecto al valor  $P_{max}$ . Tal comportamiento se corrobora al calcular la energía absorbida ( $E_a$ ). El máximo valor de  $E_a$  lo obtuvo el perfil S-01 (refuerzo en forma de cruz) que corresponde a un aumento del 16.50% respecto a un perfil sin refuerzo (S-00).

Dado que todos los arreglos tienen la misma masa, el mejor comportamiento de la absorción de energía específica (SEA) fue la estructura S-01 con un valor de 10.48 J/gr.

Cod	$P_{max}$	$P_m$	$E_a$	SEA	CFE
S-00	705.6	630	3.15	9.00	0.89
S-01	761.9	734	3.67	10.48	0.95
S-02	693.5	522	2.61	7.45	0.75
S-03	698.2	616	3.08	8.80	0.88

**Tabla 2** Resumen de los resultados numéricos obtenidos, donde  $P_{max}$  y  $P_m$  en kN,  $E_a$  en kJ y SEA en J/g

Una mayor cantidad de energía absorbida no significa necesariamente un mejor desempeño de la estructura para aplicaciones de seguridad de pasajeros. Para poder evaluar esta condición es necesario calcular el valor de la eficiencia de la fuerza de aplastamiento (CFE). Tal parámetro es óptimo cuando se aproxima a un valor de 1.

De acuerdo con la Tabla 2 el perfil S-01 obtuvo el valor más alto de CFE igual 0.95. Tal valor comparado con el perfil base sin refuerzos (S-00) representa una mejora del 6.75%. Este valor sugiere que la estructura con refuerzos en forma de cruz (S-01) presentó un valor bajo de  $P_{max}$  con una gran cantidad de energía absorbida.

Finalmente, de acuerdo a los resultados obtenidos y para el caso específico de las condiciones evaluadas en el presente artículo, se determinó que el desempeño en absorción de energía de los arreglos tipo sándwich está directamente influenciado en primer lugar por la forma de la sección transversal, seguido del número de costillas y finalmente del espesor.

En este sentido, reforzar una sección transversal cuadrada con costillas en forma de cruz (S-01), permite una mejor estabilidad de la estructura y una mayor deformación de la misma. Por tanto, tales arreglos deberían ser considerados como una solución efectiva y de bajo costo para el diseño de sistemas de absorción de energía en la industria automotriz.

## Conclusiones

Se desarrolló un estudio numérico para evaluar el efecto de la sección transversal en las capacidades de absorción de energía de estructuras tipo sándwich con base cuadrada. A partir de tal análisis se concluye:

1. La efectividad del modelo discreto para representar la deformación plástica de perfiles estructurales. Se calcularon diferencias menores a 5% para  $E_a$  y  $P_{max}$ . Ver sección validación.
2. De acuerdo con la Tabla 2 y considerando que los arreglos tienen la misma masa (0.350 kg), las capacidades de absorción de energía se encuentran en función de la sección transversal más que del número de costillas y espesor.
3. Contrario a lo esperado la incorporación de costillas no significa un mejor desempeño de las estructuras tipo sándwich. Esto se corrobora con el perfil S-02 (refuerzos en diagonal) quien obtuvo una disminución del 17.14% de  $E_a$  respecto al perfil con base cuadrada simple (S-00).
4. Estructuras con refuerzo en diagonal (S-02) o en forma romboidal (S-03) no son recomendables para absorción de energía dado que presentan una menor resistencia para la formación de pliegues plásticos, así como poca estabilidad de la carga de aplastamiento promedio ( $P_m$ ).
5. Respecto a la absorción de energía el empleo de costillas en forma de cruz permitió un aumento de  $E_a$  en un 16.75% al ser comparados con un perfil sin refuerzo (S-00).

6. El mejor comportamiento de CFE se obtuvo al reforzar una base cuadrada con costillas en forma de cruz. Tal valor significó un aumento del 6.75% respecto al valor calculado de CFE para el perfil S-00. Por tanto, tal estructura tipo sándwich debe ser considerada como una solución efectiva y de bajo costo para el control de cargas dinámicas de impacto.

## Referencias

- [1] (INEGI), I. N. (2016). "Accidentes de tránsito terrestre en zonas urbanas y suburbanas". Instituto Nacional de Estadística Geografía e Informática.
- [2] Charles M. Farmer, Elisa R. Braveri, Eric L. Mitter. "Two-vehicle side impact crashes: The Relationship of vehicle and crash characteristics to Injury Severity". Pergamon, 1996. 29, 399-406.
- [3] CALLISTER, W. D., RETHWISCH, D. G. (2009). "Materials Science and Engineering: An Introduction" 8th Edition - William D. Callister, David G. Rethwisch - Google Livros (8va ed.).
- [4] Yuen, S. C. K., & Nurick, G. N. (2008). "The Energy-Absorbing Characteristics of Tubular Structures with Geometric and Material Modifications: An Overview" Applied Mechanics Reviews, 61(2), 020802.
- [5] Ingrole, A., Hao, A., & Liang, R. (2017). "Design and modeling of auxetic and hybrid honeycomb structures for in-plane property enhancement" Materials & Design, 117, 72–83. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.matdes.2016.12.067>
- [6] Laurin, F., & Vizzini, A. J. (2005). "Energy absorption of sandwich panels with composite-reinforced foam core" Journal of Sandwich Structures & Materials, 7(2), 113–132
- [7] R. K. McFarland, (1963), "Hexagonal Cell Structures Under Post-Buckling Axial Load", AIAA J., vol. 1, (6).
- [8] T. Wierzbicki, (1983) "Crushing analysis of metal honeycombs", International. Journal. Impact Engineering., vol. 1 (2).
- [9] A. B. Jacob y O. N. Arunkumar, (2016) "Improving the Crashworthiness of An Automobile Bumper", Journal. Mechanical. Civil. Engineering.
- [10] J. Paz, J. Díaz, L. Romera, y M. Costas, (2015) "Size and shape optimization of aluminum tubes with GFRP honeycomb reinforcements for crashworthy aircraft structures", vol. 133.
- [11] J. F. Davalos, P. Qiao, X. F. Xu, J. Robinson, y K. E. Barth, (2001) "Modeling and characterization of ® ber-reinforced plastic honeycomb sandwich panels for highway bridge applications", Composite structures, vol. 52,
- [12] G. D. Caserta, L. Iannucci, y U. Galvanetto, (2011) "Shock absorption performance of a motorbike helmet with honeycomb reinforced liner", Composite Structures., vol. 93(11).
- [13] S. T. Hong, J. Pan, T. Tyan, y P. Prasad, (2006) "Quasi-static crush behavior of aluminum honeycomb specimens under non-proportional compression-dominant combined loads", International. Journal of Plasticity., vol. 22 (6).
- [14] Quirino Estrada, Dariusz Szwedowicz, Alejandro Rodriguez-Mendez, Oscar A.Gómez-Vargas, MiltonElias-Espinosa, JesúsSilva-Aceves, (2018) "Energy absorption performance of concentric and multi-cell profiles involving damage evolution criteria.". Thin-Walled Structures, vol. 124, 218-134.

## Diseño de un rotor para una turbina eólica de eje horizontal de 500 W

### Design of a rotor for a horizontal axis wind turbine of 500 W

RAMIREZ-MARTINEZ, Andrés†\*, RODRIGUEZ-CASTILLO, Mario E, VERA-CARDENAS, Edgar E, GOMEZ-MERCADO, Abdiel y MORENO-RIOS, Marisa

*Tecnológico Nacional de México/Instituto Tecnológico de Pachuca, Carr. México-Pachuca Km. 87.5 Col. Venta Prieta, CP 42080, Pachuca, Hgo. México*

ID 1<sup>er</sup> Autor: *Andrés, Ramirez-Martinez* / **ORC ID:** 0000-0003-0661-2289, **Researcher ID Thomson:** P-5342-2018, **Mendeley ID:** andres-ramirez85

ID 1<sup>er</sup> Coautor: *Mario E, Rodriguez-Castillo* / **ORC ID:** 0000-0003-2153-2105, **Researcher ID Thomson:** P-5374-2018

ID 2<sup>do</sup> Coautor: *Edgar E, Vera-Cardenas* / **ORC ID:** 0000-0002-9658-0008

ID 3<sup>er</sup> Coautor: *Abdiel, Gomez-Mercado* / **ORC ID:** 0000-0002-3409-6851

ID 4<sup>to</sup> Coautor: *Marisa, Moreno-Rios* / **ORC ID:** 0000-0002-8041-5243

Recibido: Septiembre 03, 2018; Aceptado Diciembre 07, 2018

#### Resumen

Una turbina eólica es una máquina que convierte la energía cinética del viento en energía mecánica y a través del generador eléctrico se transforma en electricidad. La mayoría de extensión territorial de nuestro país, tiene en promedio velocidades de viento bajas. Este trabajo de investigación tiene la finalidad de mostrar una alternativa viable de aprovechamiento del recurso eólico en estas zonas. El presente artículo muestra el proceso de diseño aerodinámico de un rotor de turbina de viento de eje horizontal de 500 W, empleando la Teoría de Momento del Elemento de Pala (BEM). El objetivo es diseñar una turbina de viento para una velocidad promedio de 4.35 m/s con un diámetro de rotor de 6 m. A través de un estudio comparativo se selecciona el perfil aerodinámico NACA 4415, al contrastar las polares se observa que el perfil seleccionado tiene menor coeficiente de arrastre frente a los perfiles cotejados, permitiendo un mayor aprovechamiento de la energía.

**Turbina, Viento, Diseño, Energía**

#### Abstract

A wind turbine is a machine that converts the kinetic energy of wind into mechanical energy and through the electric generator is transformed into electricity. The majority of territorial extension of our country, has on average low wind speeds. This research work aims to show a viable alternative to use the wind resource in these areas. This article shows the aerodynamic design process of a 500 W horizontal axis wind turbine rotor, using the Blade Element Momentum Theory (BEM). The objective is to design a wind turbine for an average speed of 4.35 m / s with a rotor diameter of 6 m. Through a comparative study, the aerodynamic profile NACA 4415 is selected, when contrasting the elevation and drag coefficients, maximum elevation is obtained and less drag compared to the compared profiles. Allowing a greater use of energy.

**Turbine, Wind, Desing, Energy**

**Citación:** RAMIREZ-MARTINEZ, Andrés, RODRIGUEZ-CASTILLO, Mario E, VERA-CARDENAS, Edgar E, GOMEZ-MERCADO, Abdiel y MORENO-RIOS, Marisa. Diseño de un rotor para una Turbina eólica de eje horizontal de 500 W. Revista de Tecnología e Innovación. 2018. 5-17: 8-17.

\* Correspondencia del Autor (Correo Electrónico: aramirezmart@outlook.com)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

## Introducción

El aprovechamiento de la energía del viento ha acompañado la evolución en la forma de vida de la humanidad, hay evidencias del uso de molinos de viento para triturar semillas desde 1300 a.c., en Persia (Shepherd, 1990) y fueron usados ampliamente en diversos países de Europa.

Se tienen registros desde 1700 a.c., donde menciona Hammurabi el uso de molinos de viento para irrigar los jardines de Mesopotamia.

Las primeras turbinas de viento fueron de eje vertical, hasta el siglo 12 se encontraron vestigios de la primera turbina de eje horizontal en Inglaterra.

Los primeros experimentos para generar energía eléctrica con turbinas eólicas fue en 1890 en Estados Unidos de América (Gasch & Twele, 2012).

En el siglo XIX, la invención de la máquina de vapor y motores de combustión interna comenzaron a remplazar a las turbinas de viento. En los años de 1970s con la primera crisis en los precios del petróleo, renació el interés por la energía del viento.

La tecnología ha mejorado paso a paso a finales de 1990s, la energía eólica se convirtió en la fuente renovable más importante del mundo (Ackermann & Soder, 2000; Letcher, 2017).

Hasta ahora, los esfuerzos realizados por distintas disciplinas del conocimiento han permitido incrementar la fiabilidad de las máquinas eólicas, reducir costos de generación de energía eléctrica con esta tecnología, niveles de ruido producidos, principalmente por los elementos mecánicos (Schubel & Crossley, 2012; Carta, Calero, Colmenar & Castro, 2009). Modernos procesos de manufactura de alabes que protegen al medio ambiente a costos accesibles facilitan el uso de esta tecnología (Attaf, 2012).

En el año 2016 más de 170 países firmaron el acuerdo de París dentro de la Convención Marco de Naciones Unidas sobre Cambio Climático, dentro de ellos México.

En el cual establece un plan de acción de medidas para la reducción de emisiones de gases contaminantes a través de la mitigación, adaptación y resiliencia de los ecosistemas a efectos del calentamiento global, su aplicación sería para el año 2020, cuando finaliza la vigencia del Protocolo de Kioto (Mendoza, 2017).

México forma parte de los 40 países que más generan gases contaminantes en el mundo, ya que desde 1970 al 2013 ha incrementado 4 veces la generación de CO<sub>2</sub> (Mendoza, 2017).

De acuerdo al informe anual de CFE 2016, de los 55, 564.00 MW, generados en México solo 699 MW son producidos con energía eólica, 1.26 % de la producción total (CFE, 2016). Proporción menor comparada con países como China con 62, 733 MW, Estados Unidos 46, 912 MW, Alemania 29, 060 MW, España 21, 674 MW, capacidad instalada en 2011 (Islam, Mekhilef & Saindur, 2013).

El presente trabajo tiene por objetivo diseñar los alabes de un generador eólico de eje horizontal con capacidad de producción de 500 W para la ciudad de Pachuca de Soto.

A través de la simulación en ANSYS se espera que el cálculo numérico tenga los valores óptimos de operación del generador eólico.

Esta investigación determina la geometría de alabes a las características específicas del viento de la ciudad de Pachuca de Soto.

A continuación se expone la metodología de diseño, características aerodinámicas de alabes, simulación de alabes en ANSYS, análisis estructural y propuesta de materiales para manufactura de los alabes.

## Metodología

### 1. Etapas de diseño

El diseño metodológico de los alabes de una turbina de viento se divide en tres partes; seleccionar el modelo matemático, determinar parámetros de alabes y simulación de resultados en software para validar resultados obtenidos.

Las etapas para solucionar la ingeniería de diseño se muestran en el diagrama de flujo de la figura 1 (Pathike, Kratpradit, Terdtoon & Sakulchangsattajai, 2013). El presente trabajo aborda la etapa de diseño del alabe.

## 2. Eficiencia máxima teórica

La energía contenida en el viento por el movimiento de masas de aire, conocida como energía cinética se expresa por la ecuación 1 (Schubel & Crossley, 2012):

$$P = \frac{1}{2} \rho A V^3 \quad (1)$$

Dónde:

P= Energía Potencial

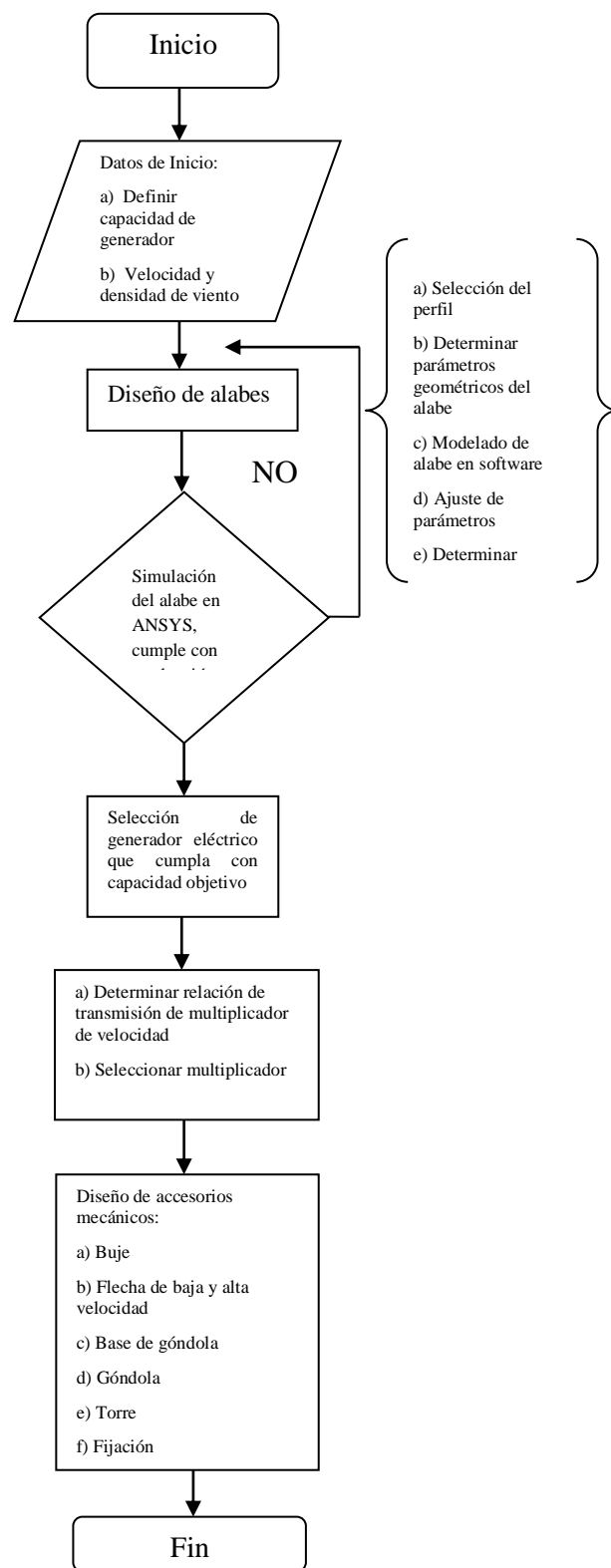
$\rho$ = Densidad del aire

A= Área de barrido

V= Velocidad del viento

El aprovechamiento del 100 % de esta energía implica que la masa de aire al salir de la turbina tenga una velocidad cero, eso no ha sido posible de lograr.

La máxima eficiencia de conversión que una turbina eólica puede tener es del 59.3 %, conocido como límite de Betz, es la máxima eficiencia de potencia que una turbina de viento puede convertir de energía cinética a energía mecánica (Schubel & Crossley, 2012).



**Figura 1** Diagrama de flujo de ingeniería de diseño de un generador eólico

## 3. Aerodinámica del rotor

### 3.1 Velocidad de Punta

Se define como la relación entre la velocidad del alabe del rotor y la velocidad relativa del viento, definida por la ecuación 2 (Schubel & Crossley, 2012):

$$\lambda = \frac{\omega r}{V_1} \quad (2)$$

Dónde:

$\lambda$ = Velocidad de punta

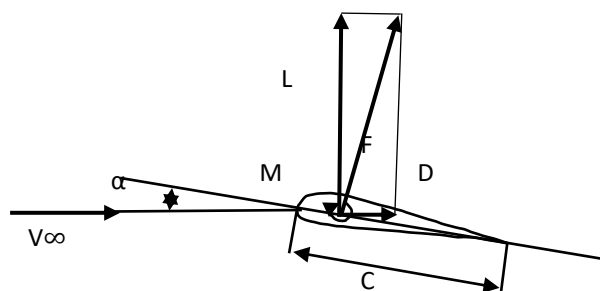
$\omega$ = Velocidad de rotación del aire (rad/s)

r= Radio

$V_1$ = Velocidad del viento

### 3.2 Aerodinámica del alabe

Sobre los alabes de las turbinas actúan dos fuerzas y un momento, la fuerza de elevación es perpendicular al flujo de aire que es usada para vencer a la gravedad y una de arrastre que es paralela a la dirección del flujo como se muestra en la figura 2 (Prasad, Janakiram, Prabu & Sivasubramaniam, 2014).



**Figura 2** Fuerza de elevación (L) y arrastre (D)

Fuente: Prasad, Janakiram, Prabu & Sivasubramaniam, 2014

Los coeficientes de elevación y arrastre se determinan por las ecuaciones siguientes:

$$C_L = \frac{F_L}{1/2 \rho V_0^2 c} \quad (3)$$

$$C_D = \frac{F_D}{1/2 \rho V_0^2 c} \quad (4)$$

Dónde:

$\rho$ = Densidad de viento

$V_0$ = Velocidad del viento

c= cuerda

$F_L$ = Fuerza de elevación

$F_D$ = Fuerza de arrastre

La eficiencia es una relación entre el coeficiente de potencia  $C_p$  y el límite de Betz=16/27=0.593, se define como;

$$\eta = \frac{C_p}{0.593} \quad (5)$$

Una turbina eólica puede alcanzar hasta 85 % de eficiencia cuando la velocidad de punta es 2, a mayor velocidad de punta mejora la eficiencia de la turbina, de tal manera que para una turbina con velocidad de punta de 6 alcanza una eficiencia de 95 %.

### 3.3 Procedimiento de diseño

#### 1 Diseño de alabes

1.1 Diámetro del rotor en función de la velocidad del viento;

$$P = C_p \eta \left(\frac{1}{2}\right) \rho \pi r^2 V^3 \quad (6)$$

Dónde:

P= Potencia de salida

$C_p$ = Coeficiente de rendimiento (0.4 para modernas turbinas con 3 alabes)

$\eta$ = Eficiencia eléctrica y mecánica (0.9 es un valor adecuado)

r= Radio

V= Velocidad del viento

1.2 De acuerdo al tipo de aplicación se elige una relación de velocidad de punta  $\lambda$ . Un molino de viento para bombear agua requiere un mayor torque, se recomiendan valores  $1 < \lambda < 3$ . Una turbina para generar electricidad se recomiendan valores  $4 < \lambda < 10$  (Prasad, Janakiran, Prabu & Sivasubramaniam, 2014).

1.3 Selección de número de alabes, B, de la tabla 1.

$\lambda$	B
1	8 - 24
2	6 - 12
3	3 - 6
4	3 - 4
$\geq 4$	1 - 3

**Tabla 1** Relación de velocidad de punta ( $\lambda$ ) y número de alabes

Fuente: (Prasad, Janakiran, Prabu & Sivasubramaniam, 2014)

RAMIREZ-MARTINEZ, Andrés, RODRIGUEZ-CASTILLO, Mario E, VERA-CARDENAS, Edgar E, GOMEZ-MERCADO, Abdiel y MORENO-RIOS, Marisa. Diseño de un rotor para una Turbina eólica de eje horizontal de 500 W. Revista de Tecnología e Innovación. 2018

1.4 Para este caso se selecciona  $\lambda > 4$  para 3 alabes de turbina.

1.5 Se determinan y analizan las curvas de coeficiente de sustentación y arrastre para el perfil.

1.6 Se elige el perfil aerodinámico para la pala.

1.7 Calculo de la cuerda en cada sección del alabe.

Por:

$$C = \frac{8 \pi r \cos \beta}{3 B \lambda r} \quad (7)$$

Dónde:

r= Radio

$\beta$ = Angulo de paso

B= Número de alabes

$\lambda_r$ = Relación de velocidades

1.8 Se divide el alabe en 17 secciones. Se recomienda dividirlo de 10 a 20 elementos para eficientar su análisis (Prasad, Janakiram, Prabu & Sivasubramaniam, 2014).

1.9 Para una primera estimación se utilizan las ecuaciones propuestas. Basado en una forma de hoja ideal, arrastre cero y perdida de punta cero;

$$\beta = 90^\circ - \frac{2}{3} \tan^{-1} \left( \frac{1}{\lambda_r} \right) \quad (8)$$

$$a = \left( 1 + \frac{2 \cos^2 \beta}{\sigma' C_L \sin \beta} \right)^{-1} \quad (9)$$

$$a' = \frac{1-3a}{4a-1} \quad (10)$$

Dónde:

$\beta$ = Angulo de paso

$\lambda_r$ = Relación de velocidades

$C_L$ = Coeficiente de elevación

$\sigma$ = Solidez

a= Velocidad axial

$a'$ = Factor de velocidad angular

1.10 Calculo del número de Reynolds a través de la ecuación;

$$Re = \frac{v \lambda_r C}{(1.5)(10^{-5})} \quad (11)$$

Dónde:

V= Velocidad de viento

$\lambda_r$ = Relación de velocidades

C= Cuerda

1.11. Se calcula el rendimiento de la turbina y modifica el diseño, hasta obtener resultados que satisfagan el objetivo.

2. Seleccionar un modelo de generador eléctrico que cumpla con la capacidad objetivo.

3 Determinar el multiplicador de velocidad de acuerdo a la velocidad de giro de la turbina y la velocidad nominal del generador.

4 Diseño de flecha de baja velocidad.

5 Diseño de flecha de alta velocidad.

6 Diseño de base de fijación de aerogenerador.

7 Diseño de Góndola.

8 Determinar geometría de Torre.

## Resultados

### 1 Datos experimentales

Los datos experimentales para ejecución del diseño del alabe son los siguientes:

P= 500 W

$\rho$ = 1.22 kg/m<sup>3</sup>

V= 4.35 m/s

$C_p$ =0.4

$\eta$ = 0.9

a= 1/3

$\lambda=6.5$

Dónde:

P= Potencia requerida del generador eólico

$\rho$ = Densidad del aire

V= Velocidad de viento

$C_p$ = coeficiente de potencia recomendado para modernas turbinas de viento de 3 palas

$\eta$ = Eficiencia mecánica y eléctrica.

a= Velocidad axial donde  $C_p$  alcanza su valor máximo.

$\lambda$ = Relación de velocidades de punta

**2 Calculo del radio del rotor**

$$R = \sqrt[2]{\frac{P}{(C_p * \eta * (\frac{1}{2}) * \rho * \pi * V^3)}} \tag{12}$$

R= 2.97 m

La pala fue dividida en 4 estaciones y 17 partes para su análisis;

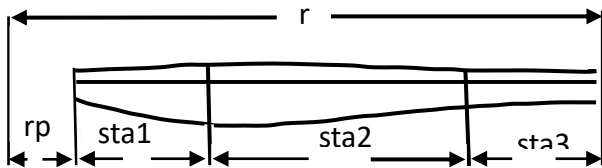


Figura 3 Pala del generador dividida en 4 estaciones Fuente: Medina, 2011

La raíz de la pala (rp) tiene una longitud del 9 % del radio de la pala, la estación 1 (sta1) tiene una longitud del 25 % de la longitud de la pala, la estación 2 (sta2) 50 % de la longitud de la pala, la estación 3 (sta3) un 25 % de la longitud de la pala como se observa en la figura 3 (Medina, 2011).

**3 Calculo de parámetros de diseño**

a) Relación de velocidad de diseño:

$$\lambda_D = \frac{\Omega r}{V} \tag{13}$$

Dónde:

r= Radio de turbina

$\lambda_D$ = Relación de velocidades de diseño

v= Velocidad axial del viento

$\Omega$ = Velocidad angular de la turbina en radianes

b) Relación de velocidad local:

$$\lambda_r = \frac{\lambda_D r_1}{r} \tag{14}$$

Dónde:

$\lambda_r$ = Relación de velocidades locales

$r_1$ = Radio en cualquier posición del rotor

c) Ángulo de Paso

$$\beta = 90^\circ - \frac{2}{3} \tan^{-1} \left( \frac{1}{\lambda_r} \right) \tag{15}$$

Dónde:

$\beta$ = Ángulo de paso

$\lambda_r$ = Relación de velocidades local

d) Cuerda

$$C = \frac{8 \pi r \cos \beta}{3 B \lambda_r} \tag{16}$$

Dónde:

C= cuerda

$\lambda_r$ = Relación de velocidades local

r= Radio de turbina

$\beta$ = Ángulo de paso

e) Velocidad angular de la turbina

$$N = \frac{TRS V}{0.105 r} \tag{17}$$

Dónde:

N= Velocidad angular de la turbina en rpm

TRS= Velocidad de punta

$v$ = Velocidad de viento

$r$ = Radio

f) Fuerza que actúa sobre los álabes

$$F = \rho AV_f^2 \quad (18)$$

Dónde:

$\rho$ = Densidad del aire

$A$ = Área de barrido

$V_f$ = Velocidad de flujo

En la tabla 2 se muestran los resultados de diseño del alabe, las divisiones son el número de partes en las que fue seccionada la estación, ( $r$ ) es el radio de cada separación del alabe, ( $\lambda_r$ ) relación de velocidades local, es un parámetro adimensional, ( $\phi$ ) ángulo de velocidades inducidas, ( $\beta$ ) ángulo de paso y ( $C$ ) distribución de cuerda en cada fracción del alabe.

Estaciones	Divisiones	$r$ (m)	$\lambda_r$	$\phi$ (°)	$\beta$ (°)	$C$ (m)
rp	1	0.27	0.59	39.79	50.21	0.69
sta1	2	0.44	0.95	30.93	59.07	0.51
	3	0.61	1.32	24.82	65.18	0.39
	4	0.77	1.69	20.36	69.64	0.31
	5	0.94	2.06	17.09	72.91	0.26
sta2	6	1.11	2.43	14.86	75.14	0.22
	7	1.28	2.80	13.20	76.80	0.20
	8	1.45	3.17	11.83	78.17	0.18
	9	1.62	3.54	10.43	79.57	0.16
	10	1.79	3.91	9.72	80.28	0.14
	11	1.96	4.28	8.64	81.36	0.13
	12	2.13	4.65	7.91	82.09	0.12
	13	2.29	5.02	7.54	82.46	0.11
sta3	14	2.46	5.39	7.17	82.83	0.10
	15	2.63	5.76	6.43	83.57	0.10
	16	2.80	6.13	6.06	83.94	0.09
	17	2.97	6.50	5.69	84.31	0.08

**Tabla 2** Resumen de datos de diseño del alabe

La raíz de la pala (rp) es la parte del radio para fijarse al rotor y es de 0.27 m, la estación 2 (st1) se dividió en 4 segmentos, la parte 3 (st2) es la porción intermedia y se descompuso en 8 grupos, el fragmento 4 (st3) se disgrego en 4 apartados. Lo anterior para obtener un análisis detallado de la pala y mejorar geometría de diseño, en total se segmento en 17 secciones. Los parámetros de diseño de los alabes de la turbina, con velocidad de 4.35 m/s son:

$r$ = 2.97 m,

$N$ = 91 rpm, (velocidad angular de la turbina)

$\phi$ = inicial 39.79° y final 6.06° (ángulo de velocidades inducidas)

$F$ = 639.7 N (fuerza total que actúa en cada alabe)

$C$ = inicial 0.69 m y final 0.09 m (distribución de cuerdas en la pala)

#### 4 Selección del perfil aerodinámico para diseño de la pala

La selección del perfil se realizó comparando polares de los perfiles de la serie NACA y NRE.

Para determinar el más eficiente, se cotejo el coeficiente de elevación  $CL$ , de arrastre  $CD$  y la fineza  $CD/CL$  del perfil, con un  $Re$ = 1,000,000.00 (Orozco, 2014).

En este trabajo de investigación se analizaron los perfiles NACA 4415, NACA 4412 de la serie NACA y los perfiles S832, S833 de la serie NREL.

Los perfiles de 4 dígitos se refieren en el primer dígito a la máxima curvatura como porcentaje de la cuerda, segundo dígito, describe la distancia de la curvatura máxima desde el borde de ataque en decenas de porcentajes de cuerda y los últimos dos dígitos, describen el grosor máximo del perfil aerodinámico como porcentaje de la cuerda.

En el gráfico 1 se muestra el coeficiente de elevación contra el ángulo de ataque  $\alpha$ , se observa que NACA 4412, tiene mayor elevación seguido de NACA 4415. El gráfico 2 muestra menor coeficiente de arrastre para en perfil NACA 4415. La comparación de fineza del perfil que se muestra en el gráfico 3 donde se observa que los mejores evaluados son los perfiles de la serie NACA.

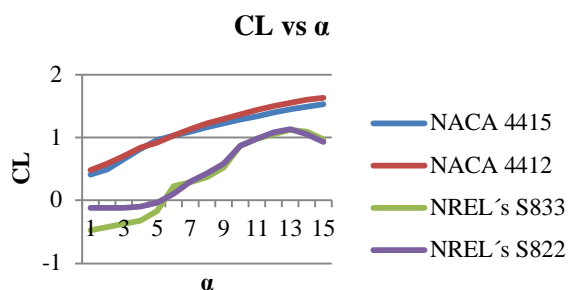


Gráfico 1 CL vs α para (NACA 4415, NACA 4412, S833, S822)

Fuente: Airfoil Tools, 2018

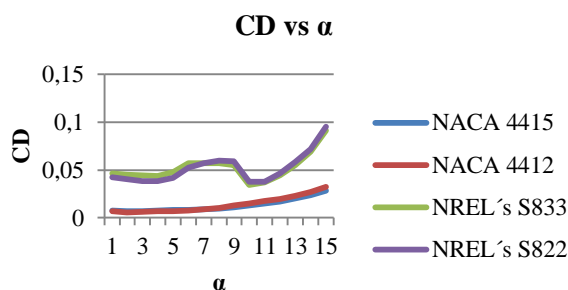


Gráfico 2 CD vs α para (NACA 4415, NACA 4412, S833, S822)

Fuente: Airfoil Tools, 2018

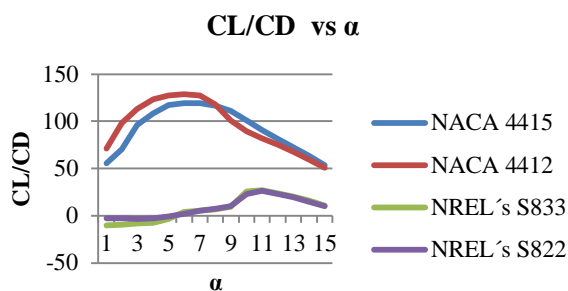


Gráfico 3 CL/CD vs α para (NACA 4415, NACA 4412, S833, S822)

Fuente: Airfoil Tools, 2018

Para propósitos de este trabajo de investigación se decidió trabajar con el perfil aerodinámico NACA 4415, por su menor coeficiente de arrastre que ayuda a maximizar el aprovechamiento de la energía cinética del viento.

### 5 Diseño de alabe con resultados de cálculo y perfil seleccionado

Haciendo una análisis cualitativo de deformación en el alabe, se observa que la mayor deformación se presenta en el extremo libre, aplicando una fuerza de 213.2 N, obtenida analíticamente con las condiciones de diseño, se alcanza una deformación de 21.5 mm, como se puede observar en la figura 4.

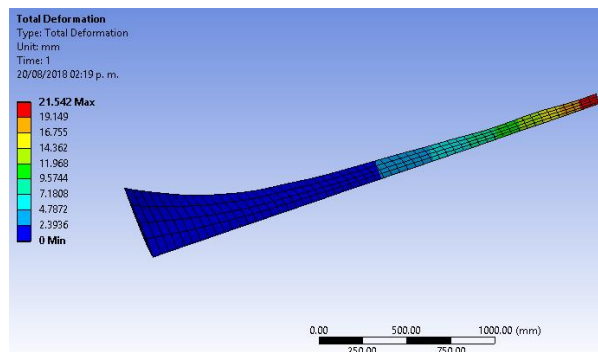


Figura 4 Análisis, deformación en ANSYS 16.0

La concentración de esfuerzos máximos se observa en el último tercio libre del alabe con un esfuerzo a compresión de 52.3 MPa, de acuerdo a los resultados de la figura 5.

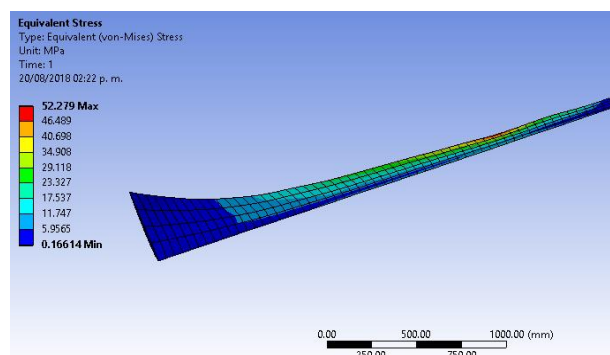


Figura 5 Análisis de concentración de esfuerzos en ANSYS 16.0

En la tabla 3 se observan resultados de análisis esfuerzo-deformación en el software ANSYS a diferentes velocidades de viento, las cuales se han registrado en lecturas de campo levantadas en las instalaciones del Tecnológico de Pachuca. Se observa el aumento de fuerza y concentración de esfuerzos a diferentes velocidades de viento.

Velocidad de viento V (m/s)	Fuerza del viento sobre el rotor (N)	Fuerza por alabe (N)	Deformación máxima por alabe (mm)	Esfuerzo máximo por alabe σ (Mpa)
4.35	639.7	213.2	21.542	52.279
6	1217.1	405.7	41.254	99.667
8	2163.7	721.2	74.798	178.25
9.2	2861.5	953.8	101.22	237.46
11	4090.7	1363.6	154.04	346.4

Tabla 3 Análisis esfuerzo deformación de alabes a diferentes velocidades de diseño en ANSYS 16.0

## Discusión de resultados

El presente trabajo tiene la característica de tener una velocidad de viento de diseño de 4.35 m/s, siendo esta el promedio de velocidades de la ciudad de Pachuca de Soto entre las 12 y 19 horas, palas con longitud de 2.97 m, eficiencia general de 36 %, no hay precedente en la región de diseñar una turbina eólica con estas características.

En el trabajo “Diseño de un perfil con bajo número de Reynolds para aerogeneradores de eje horizontal”, se menciona que los pequeños generadores eólicos comerciales tienen una eficiencia general del 30 %, (Singh, R.K., Rafiuddin, A., Zullah, M., Asid, M., Lee, Y., 2011)

En la obra “Diseño de un alabe para una pequeña turbina eólica de baja velocidad de viento”, se rediseño una turbina con velocidad de viento de 6 a 9 m/s, reduciendo su radio a 1 m, con una producción de 235 W y una eficiencia de 27 %, utilizando el método BEM (Pathike, Katpradit, Terdtoon & Sakulchangsatajai, 2013).

La eficiencia del diseño propio está dentro de los valores de rendimiento que se manejan en los estándares internacionales.

## Conclusiones

La longitud de alabes es de 2.97 m, como puede observarse en la tabla 3, sometidos a diferentes velocidades de viento tendrán fuerzas y concentración de esfuerzos variables. Para la construcción de las palas debe tenerse en cuenta que el material tenga la resiliencia para soportar fuerzas de 213.2 a 1363.6 N y deformaciones de 21.5 a 154 mm, mismo caso para esfuerzos demandados.

El material indicado para fabricación de los alabes es fibra de carbono, sin embargo por razones de costos se recomienda seleccionar otro que cumpla con los requerimientos de esfuerzos y deformaciones.

Estos resultados son un precedente en nuestro país, para continuar investigando el diseño de turbinas eólicas con velocidades de viento bajas, mejorar la eficiencia para turbinas con menor diámetro y aumentar la capacidad de generación.

## Referencias

Ackermann, T. & Soder, L. (2000). Wind energy technology and current status: a review. Stockholm, Sweden: PERGAMON.

Airfoil Tools. 30 Julio 2018, de Airfoil Tools Sitio web: <http://airfoiltools.com/polar/details?polar=xf-naca4415-il-1000000>

Attaf, B. (2012). Ecomoulding of Compositive Wind Turbine Blades Using Green Manufacturing RTM Process. International Scholarly Research Network, 2012, 9.

Comisión Federal de Electricidad. (2016). Reporte Anual 2016. Abril, 2017, de Gobierno Federal Sitio web: [https://www.bmv.com.mx/docs-pub/infoanua/infoanua\\_748158\\_2016\\_1](https://www.bmv.com.mx/docs-pub/infoanua/infoanua_748158_2016_1)

Gasch, R. & Twele, J. (2012). Wind Power Plants: Fundamentals, Desing, Construction and Operation. Berlin, Germany: Springer-Verlag.

Islam, M.R., Mekhilef, S., & Saidur, R. (2013). Progress and recent trends of wind energy technology. KualaLumpur, Malaysia: Elsevier.

Medina, R. (2011). Cálculo y Diseño de la Pala (Ehecamani) de un aerogenerador. México, D. F.: Instituto Politécnico Nacional.

Mendoza, N. (2017). Diseño de un Generador Eólico de Eje Vertical Tipo Darrieus Helicoidal de 3 KW. Hidalgo, México.: Instituto Tecnológico de Pachuca.

Orozco, E. (2014). Comparación de Herramientas de Diseño para Alabes de Aerogeneradores Eólicos de Baja Velocidad de Viento. Pachuca de Soto, Hidalgo, México: Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo. pp 80-114.

Pathike, P., Katpradit, T., Terdtoon, P. & Sakulchangsatajai, P. (2013). Small Horizontal-Axis Wind Turbine Blade for Low Wind Speed Operation. Applied Science and Engineering, 16, 345 - 351.

Prasad, N., Janakiram, S., Prabu, T., & Sivasubramaniam, S. (2014). Desing and Development of Horizontal Small Wind Turbine Blade for Low Wind Speeds. International Journal of Engineering Science & Advanced Technology, 4, 75 - 84.

Singh, R.K., Rafiuddin, A., Zullah, M., Asid, M., Lee, Y., (2011). Design of a low Reynolds number airfoil for small horizontal axis wind turbines. *Renewable Energy* 42, 66-76.

Schubel, P. & Crossley R. (2012). Wind Turbine Blade Desing Review. *Wind Engineering*, 36, 365 - 388.

Shepherd, D. (1990). *Historical Development of the Windmill*. Ithaca, New York, U.S.: National Aeronautics and Space Administrator, (NASA).

## Obtención de la fuerza de empuje de una hélice y el control de su posición

### Obtaining the thrust force of a propeller and control of its position

TORRES-SUAREZ, Francisco Emmanuel†, RESÉNDIZ-ROSAS, Celerino, PALACIOS-PINEDA, Luis Manuel y RAMIREZ-VARGAZ, Ignacio

*Tecnológico Nacional de México/Instituto Tecnológico de Pachuca*

ID 1<sup>er</sup> Autor: *Francisco Emmanuel, Torres-Suarez* / **ORC ID:** 0000-0003-4779-5085, **Researcher ID Thomson:** P-4870-2018, **Mendeley ID:** francisco-emmanuel-torres-suarez

ID 1<sup>er</sup> Coautor: *Celerino, Reséndiz-Rosas* / **ORC ID:** 0000-0003-3197-2876, **Researcher ID Thomson:** P-6224-2018, **Mendeley ID:** celerino-resendiz-rosas

ID 2<sup>do</sup> Coautor: *Luis Manuel, Palacios-Pineda* / **ORC ID:** 0000-0001-5297-2950

ID 3<sup>er</sup> Coautor: *Ignacio, Ramirez-Vargaz* / **ORC ID:** 0000-0003-1887-8949

Recibido: Septiembre 05, 2018; Aceptado: Diciembre 06, 2018

#### Resumen

Se propuso una plataforma para limitar los grados de libertad de un helicóptero montado en ella, dejando como único grado de libertad la altura. Mediante un planteamiento teórico se determinaron: la fuerza de empuje realizada por la hélice, la velocidad del viento que fluye a través de los álabes y la potencia requerida para desplazarlo. Se compararon estos resultados con una simulación realizada en ANSYS Fluent con fines de validación. El diseño contempló una hélice impresa en 3D, un motor sin escobillas y un controlador electrónico de velocidad (ESC). Para el planteamiento se propuso que la fuerza de empuje esté en función de la velocidad de flujo, la velocidad de flujo en función de la potencia requerida por el motor, y a su vez, esta potencia sea una función de la aceleración. Mediante la ecuación de Euler-Lagrange se modeló el comportamiento del sistema, obteniéndose así una ecuación diferencial de segundo orden que al resolverla proporcionó la posición, velocidad y aceleración del helicóptero en su movimiento vertical. Se consiguió de esta manera determinar la fuerza de empuje para esta hélice, objetivo de este trabajo.

#### Fuerza de empuje, ANSYS Fluent, Control de lazo abierto

#### Abstract

A platform was proposed to limit the degrees of freedom of a helicopter mounted on it, letting height as the unique degree of freedom. Through a theoretical approach the thrust force performed by the propeller, the velocity of the wind that flows through the blades and the power required to move it were determined. These results were compared with a simulation performed in ANSYS Fluent for validation purposes. The design included a 3D printed propeller, a brushless motor and an electronic speed controller (ESC). For this it was proposed that the thrust force is a function of the flow velocity, the flow velocity is a function of the power required by the motor, and in turn, this power is a function of the acceleration. Using the Euler-Lagrange equation the behavior of the system was modelled, giving a second-order differential equation that, when solved, provided the position, velocity and acceleration of the helicopter in its vertical motion. In this way, it was possible to determine the thrust force for this propeller, goal of this work.

#### Thrust force, ANSYS Fluent, Open loop control

**Citación:** TORRES SUAREZ, Francisco Emmanuel, A RESÉNDIZ ROSAS, Celerino, PALACIOS PINEDA, Luis Manuel y RAMÍREZ VARGAS, Ignacio. Obtención de la fuerza de empuje de una hélice y el control de su posición. Revista de Tecnología e Innovación. 2018. 5-17: 18-28.

† Investigador contribuyendo como primer autor.

## Introducción

El propósito de este proyecto es el diseño de un helicóptero no tripulado con una sola hélice de un grado de libertad, capaz de mantenerse invariante en su posición durante el tiempo que dure en operación. Esto debido a los diferentes factores ambientales que entorpecen su funcionamiento, siendo las ráfagas de viento las más comunes.

A partir de este análisis se pueden desarrollar aplicaciones más específicas para la industria, o generalizando, aplicaciones en desastres naturales, búsqueda y rescate, vigilancia, inspección de instalaciones, estructuras, tuberías, entre otras (Ollero y Maza, 2007).

Las aplicaciones de los vehículos aéreos no tripulados (VANT) se han extendido tanto que es necesario mejorar su funcionamiento. Actualmente se han desarrollado varios trabajos enfocados en el control de la dinámica de VANT tipo Quadrotor (Curi et al., 2014; Guerrero et al., 2015; Lara et al., 2017; Lencinas et al., 2016; Parra et al., 2013; Reinoso et al., 2016; Rubio et al., 2014; Rubio et al., 2015). Sin embargo, se ha desatendido en mayor medida el estudio de helicópteros, que son de los vehículos aéreos actualmente más utilizados.

El objetivo principal de esta investigación es modelar y controlar la dinámica no-lineal de un helicóptero, restringido en el espacio por una plataforma, de manera que solo tenga movimiento vertical.

Un sistema linealizado puede representar a un sistema no-lineal alrededor de un punto. Una vez que se aleja de ese punto no hay garantía de que el sistema esté siendo representado con fidelidad. La linealización de un sistema no-lineal en expansión en series de Taylor ha sido utilizada comúnmente para el análisis de estabilidad y para la sintonización de controladores lineales (Carrillo et al., 2015), sin embargo, existen diversos métodos de linealización.

De esta manera, se obtienen resultados que son aproximados, pero representan el comportamiento del sistema no-lineal, y una vez contando con el sistema linealizado se aplican las técnicas de control lineal.

La entrada al sistema es la fuerza de empuje proporcionada por la rotación de la hélice, que es dependiente de la potencia del rotor. Una variante importante para la velocidad proporcionada por la hélice es la geometría de los alabes. Esta puede diseñarse en un software CAD y posteriormente analizarse en un software de DFC (Dinámica de Flujo Computacional).

## Metodología

### Modelo del sistema

La obtención de un modelo matemático es esencial para describir el comportamiento de un sistema, en este caso un helicóptero. Dependiendo de las variables consideradas se puede predecir posición, velocidad y aceleración del movimiento vertical del helicóptero, así como el tiempo en realizar la operación, velocidad angular de la hélice, potencia requerida por el motor, etc. Para obtener el modelo existen diversos métodos. En este trabajo se usó el método de Euler-Lagrange descrito a continuación.

#### a) Dinámica por Euler-Lagrange

Este método consiste en encontrar primeramente el Lagrangiano del sistema. Este se calcula restando la energía cinética total con la energía potencial del sistema (Ibáñez, s.f.), de la siguiente forma

$$\mathcal{L} = E_c - E_p. \quad (1)$$

En (1)  $\mathcal{L}$  es el Lagrangiano del sistema,  $E_c$  y  $E_p$  son energía cinética y potencial, respectivamente. Por otra parte, la ecuación de Euler-Lagrange (Ibáñez, s.f.) está definida como

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial x} = 0. \quad (2)$$

En (2)  $\dot{x}$  y  $x$  son las coordenadas generalizadas del sistema y  $t$  el tiempo. El análisis del sistema es el siguiente: un flujo másico de aire pasa a través de los álabes generando una fuerza de sustentación o de empuje lo cual provocará, al romperse el equilibrio, la elevación del helicóptero.

Un bosquejo del sistema es mostrado en la figura 1.

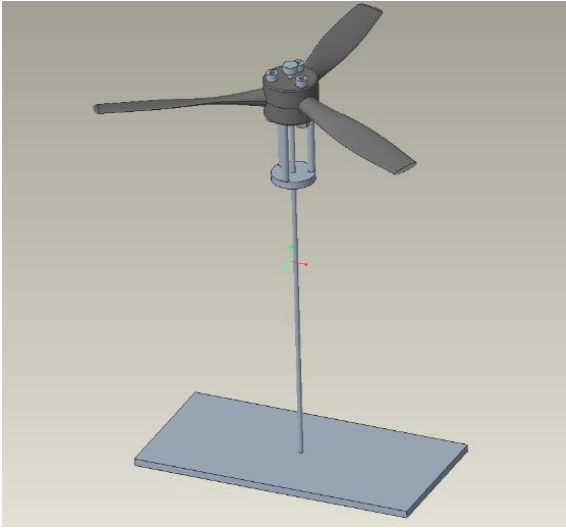


Figura 1 Bosquejo del sistema

### b) Análisis del sistema

El sistema tendrá energía potencial al elevarse  $E_p = mgx$  (Beer et al., 2010). De manera similar se genera una energía cinética igual a  $E_c = \frac{1}{2}mv^2$  (Beer et al., 2010), donde  $m$  la masa del helicóptero,  $g$  la aceleración de la gravedad terrestre,  $x$  la elevación del helicóptero y  $v$  la velocidad con la que asciende el helicóptero. El aire es el fluido que realizará el trabajo de generar la elevación, la energía cinética es entonces

$$E_{c,Aire} = \frac{1}{2}m_{Aire}v_{Aire}^2 \quad (3)$$

La masa se puede calcular (Wark y Richards, 2001) como

$$m_{Aire} = \rho V_{Aire} = \rho Ax \quad (4)$$

Siendo  $\rho$  la densidad del aire,  $V$  volumen y  $A$  el área del disco formado por la rotación de los álabes. Sustituyendo (4) en (3) se obtiene

$$E_{c,Aire} = \frac{1}{2}\rho Axv_{Aire}^2 \quad (5)$$

Debido a que la energía cinética del aire es la única causante de la elevación del helicóptero, y tomando en cuenta que  $W = Fx$  (Wark y Richards, 2001), donde  $W$  es trabajo y  $F$  fuerza, entonces

$$F = \frac{1}{2}\rho Av_{Aire}^2 \quad (6)$$

La fuerza de empuje depende de la velocidad del aire, y ésta depende a su vez de la velocidad angular del rotor. Sabiendo que  $\dot{W} = Fv$  y que  $\dot{W} = M\omega$  para sistemas en rotación (Beer et al., 2010), ( $\dot{W}$  es potencia,  $M$  es par motor y  $\omega$  es velocidad angular) se tiene que

$$Fv_{Aire} = \frac{1}{2}\rho Av_{Aire}^3 = \dot{W}, \quad (7)$$

Despejando se obtiene

$$v_{Aire} = \sqrt[3]{\frac{2\dot{W}}{\rho A}} \quad (8)$$

Sustituyendo (8) en (6) se tiene

$$F = \sqrt[3]{\frac{\rho A \dot{W}^2}{2}} \quad (9)$$

Contando con todos los datos necesarios, solo resta encontrar la ecuación diferencial que rige al sistema. Comenzando con el Lagrangiano y resolviendo la ecuación de Euler-Lagrange (sustituyendo  $v = \dot{x}$ )

$$\mathcal{E} = \frac{1}{2}m\dot{x}^2 + \frac{1}{2}\rho Axv_{Aire}^2 - mgx \quad (10)$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial \mathcal{E}}{\partial \dot{x}}\right) = \frac{d}{dt}(m\dot{x}) = m\ddot{x} \quad (11)$$

$$\frac{\partial \mathcal{E}}{\partial x} = \frac{1}{2}\rho Av_{Aire}^2 - mg \quad (12)$$

Entonces:

$$m\ddot{x} - \frac{1}{2}\rho Av_{Aire}^2 + mg = 0 \quad (13)$$

Sustituyendo la ecuación (9) en (13):

$$m\ddot{x} - \sqrt[3]{\frac{\rho A \dot{W}^2}{2}} + mg = 0 \quad (14)$$

Se debe tomar en cuenta que  $\dot{W}$ , sin ningún tipo de control, es independiente de  $t$ . Es decir, el motor otorgará toda su potencia en el vuelo. De esta manera todo en la ecuación sería constante y fácilmente integrable, de la siguiente forma:

$$x = \left( \sqrt[3]{\frac{\rho A \dot{W}^2}{16m^3}} - \frac{1}{2}g \right) t^2 + C_2 t + C_1 \quad (15)$$

Para determinar las constantes de integración deben aplicarse las condiciones iniciales. En el tiempo 0 la distancia será 0, la distancia de referencia.

Similarmente en el tiempo 0, la velocidad será la velocidad con la que empieza el vuelo, es decir 0. Una vez aplicado esto, la ecuación queda finalmente como

$$x = \left( \sqrt[3]{\frac{\rho A \dot{W}^2}{16m^3}} - \frac{1}{2}g \right) t^2. \quad (16)$$

Otro dato que nos brinda la ecuación (14) es el momento en que el helicóptero comienza su elevación. Cuando  $\ddot{x} = 0$  se tienen dos significados, o está en reposo antes de comenzar a elevarse o se encuentra elevado en la posición deseada de forma estática, en ambos casos el sistema se encuentra en equilibrio.

Haciendo  $\ddot{x} = 0$  en la ecuación (14) se obtiene

$$mg = \sqrt[3]{\frac{\rho A \dot{W}^2}{2}} = F. \quad (17)$$

Esto es consistente, debido a que las únicas fuerzas presentes son el peso del helicóptero y la fuerza de sustentación y al ser iguales el sistema se encuentra en equilibrio. De igual manera la ecuación (13), cuando  $\ddot{x} = 0$ , muestra la velocidad que debe alcanzar la hélice del helicóptero para estar a punto de despegar.

### Simulación en DFC

Con el propósito de corroborar la certeza de los cálculos se realiza una simulación en ANSYS Fluent tanto en estado estacionario como en transitorio.

Se genera una malla para la parte giratoria (“enclosure”) y para el dominio, como se muestra en la figura 2.

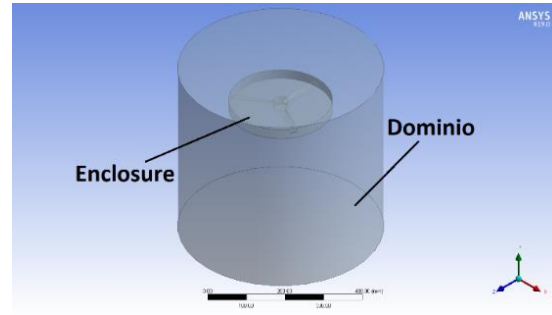


Figura 2 Sistema modelado en Ansys Fluent

En estado estacionario se utiliza un modelo de viscosidad k-epsilon, como se muestra en la figura 3

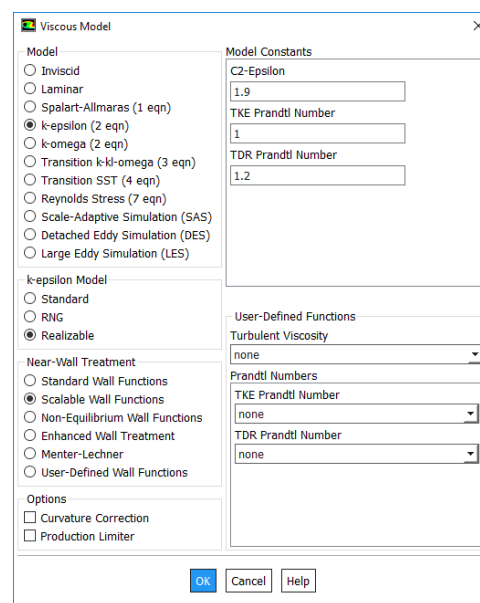


Figura 3 Modelo de viscosidad

Posteriormente se agrega una velocidad rotacional a la parte giratoria “enclosure” como se muestra en la figura 4. Finalmente se elige el método de solución, seleccionándose uno de segundo orden para una mayor exactitud.

Se usa una inicialización híbrida y se resuelve a 600 iteraciones o un criterio de  $1 \times 10^{-4}$  en el residual, como se puede ver en las figuras 5 y 6.

Para garantizar que la solución haya convergido se colocan tres monitores distribuidos radialmente, y uno al centro. Una vez que los valores monitoreados no cambien de valor en una medición especificada, como magnitud de velocidad, se habrá alcanzado una convergencia.

En la simulación transitoria se ve la evolución que tiene el sistema con respecto del tiempo.

Para esto se generan pasos de tiempo con tamaño en segundos y número de iteraciones de cada uno de estos. Cada paso de tiempo debe converger, esta configuración se ve en la figura 7 y es el único cambio con respecto a la simulación estacionaria.

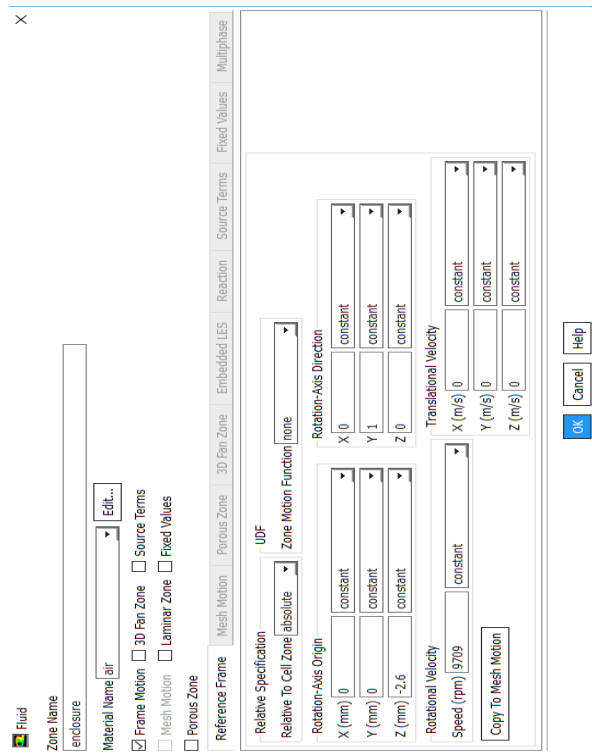


Figura 4 Configuración de la rotación de “enclosure”

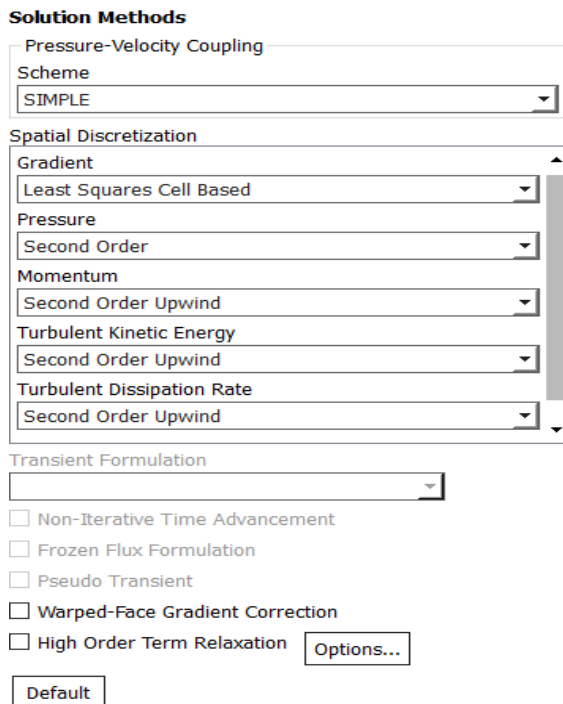


Figura 5 Método de solución

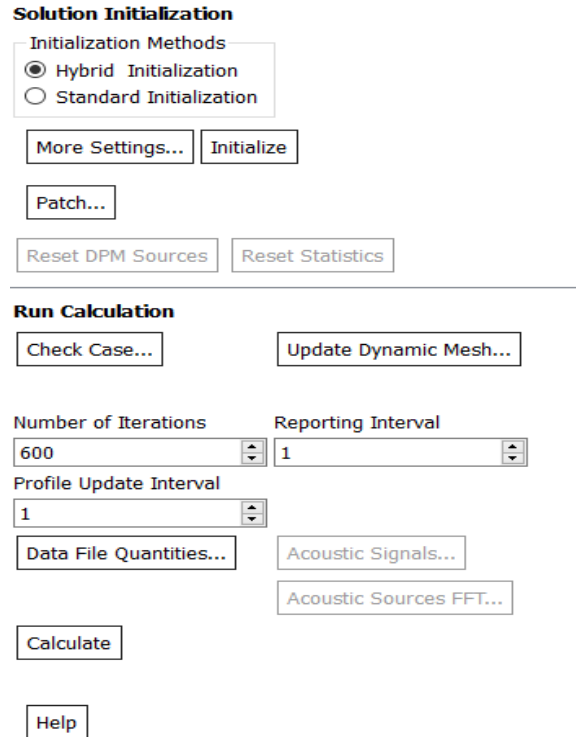


Figura 6 Inicialización y cálculo de la solución

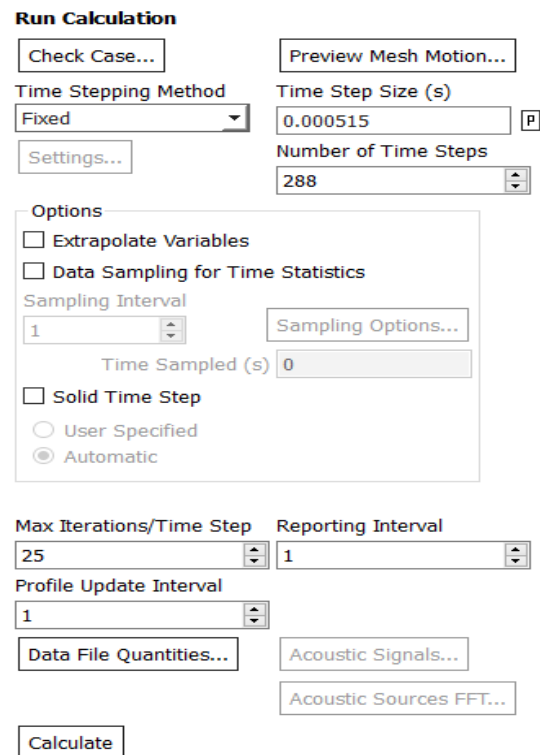


Figura 7 Cálculo de la solución transitoria

## Resultados

### Datos

Se desea tener un control sobre la posición del helicóptero, es decir, que no se eleve indefinidamente. Los datos utilizados son:

$$g = 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$m = 0.874 \text{ kg}$$

$$\rho = 1.225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$A = 0.05477 \text{ m}^2$$

$g$  y  $\rho$  son constantes típicas, mientras que el área del disco formado por las hélices fue obtenido de una hélice 10.5x5.5x3, que quiere decir que tiene un diámetro de 10.5 pulgadas, un paso de 5.5 pulgadas y un número de palas de 3.

La hélice se tomó en cuenta con un tamaño no convencional con el propósito de poder realizar un prototipo impreso en 3D con la impresora Mojo 3D Printer ubicada en el laboratorio de mecánica del Instituto Tecnológico de Pachuca.

### Cálculos vs fabricante

La hoja técnica del motor a utilizar (Tom Cat Park P450, s.f.), indica una fuerza de levantamiento de entre 1.02 y 1.13 kg, un consumo eléctrico de 200.34 W con una alimentación de 11.1 V para una hélice tripala de 11 pulgadas de diámetro y un paso de 5.5 pulgadas.

Como lo indica la ecuación (9), la fuerza de sustentación depende del área del disco formado por la hélice. Sustituyendo estos valores en la ecuación (9) se tiene

$$F = \sqrt[3]{\frac{(1.225)(\pi(0.1397^2))(200.34^2)}{2}} \quad (18)$$

$$F = 11.47 \text{ N.}$$

Por lo que la fuerza teórica de sustentación da como resultado 11.47 N, y podrá levantar una carga de igual o menor peso, o lo que es lo mismo, podrá cargar una masa de 1.169 kg.

Esto representa en promedio una pérdida de fuerza de sustentación en 8.02%, y en el peor de los casos 12.73%.

Ahora usando la ecuación de la recta para determinar el consumo energético del motor a partir de la hoja técnica del fabricante, se obtiene que  $y = 11.34x + 75.6$  donde  $x$ , en este caso, es el diámetro de la hélice en pulgadas. Usando el diámetro del modelo propuesto

$$F = \sqrt[3]{\frac{(1.225)(0.05477)(194.67^2)}{2}} \quad (19)$$

$$F = 10.83 \text{ N.}$$

Se puede apreciar que al reducir media pulgada en el diámetro la pérdida en fuerza de sustentación fue del 5.51%, y considerando una pérdida de 12.73% la masa máxima que podrá cargar la hélice será de 0.9637 kg, es decir, 9.454 N.

Una vez teniendo los datos definidos, se calcula la velocidad del aire que pasa a través de los alabes mediante la ecuación (8):

$$v_{\text{Aire}} = \sqrt[3]{\frac{2(194.67)}{(1.225)(0.05477)}} = 17.97 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (20)$$

### Cálculos vs DFC

Además de comparar los resultados obtenidos contra los datos del fabricante, se realiza una simulación en ANSYS Fluent.

#### a) Estado estacionario

Se obtiene un residual del orden de  $10^{-4}$  con 600 iteraciones. Se considera además que la simulación convergió al ser mínima la medición de la variación en velocidad en los cuatro puntos considerados, como se muestra en la figura 8.

Los valores finales obtenidos en cada punto son: Punto C = 12.971, Punto 1 = 18.855, Punto 2 = 19.509 y Punto 3 = 19.166, todos en  $\text{m/s}$ .

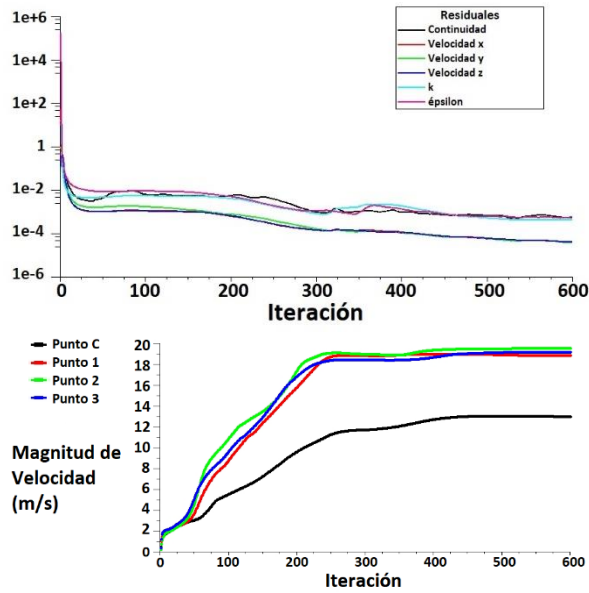


Figura 8 Residuales y medición de velocidad en puntos

Dentro de la pestaña de “Postprocesing” de Fluent se puede obtener la fuerza en sus componentes, y en el postprocesador “CFD Post” (dentro de ANSYS) se genera una representación de volumen para la velocidad. Estos datos se muestran en la figura 9.

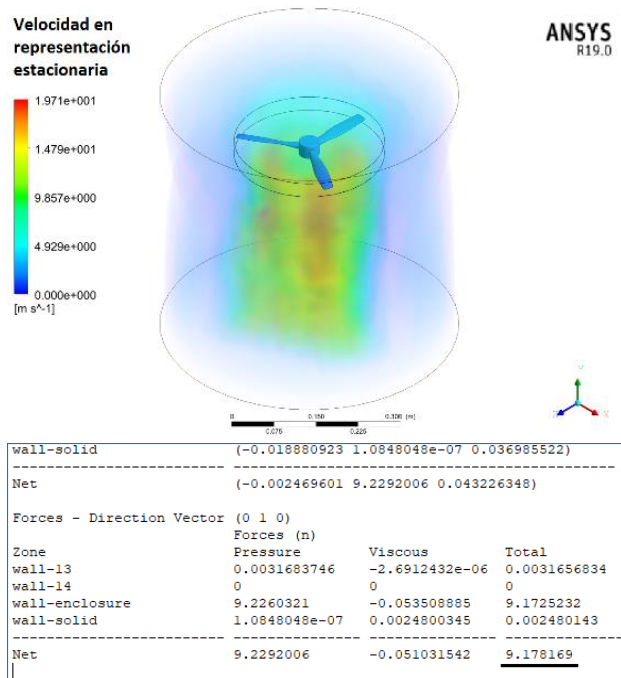


Figura 9 Representación en volumen de velocidad y fuerza en el componente y, análisis estacionario

La mayor magnitud de velocidad obtenida es de 19.71 m/s y una fuerza de sustentación de 9.178 N, en comparación con la velocidad de 17.97 m/s y la fuerza de sustentación de 9.454 N calculadas en la sección II.

Se puede observar una diferencia de 2.92% en la fuerza y de 9.68% con respecto del máximo valor obtenido en velocidad.

b) Estado transitorio

En estado transitorio se busca convergencia en cada paso de carga. Se simularon 24 vueltas a una velocidad de 9709 rpm, es decir, se consigue una vuelta cada 0.00618 s.

Se define el paso de tiempo en 0.000515 s para completar una vuelta en 12 pasos. Esto quiere decir que se necesitan 288 pasos de tiempo para simular las 24 vueltas en un tiempo de 0.14832 s, y se definen 25 iteraciones por cada paso de tiempo.

En la figura 10 se observa la evolución de la velocidad con respecto del tiempo, los valores finales para cada punto son: Punto C = 10.494, Punto 1 = 16.527, Punto 2 = 16.775 y Punto 3 = 16.776, todos en m/s.

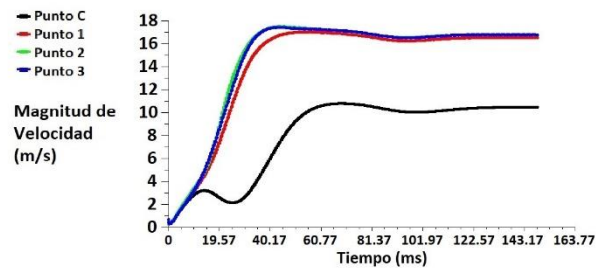


Figura 10 Medición de velocidad en puntos

De igual manera se puede encontrar el valor de la fuerza en ese último instante y en CFD Post la representación de volumen, pero en este caso se generó la información para cada paso de tiempo y por tanto se genera una animación.

En la figura 11 se puede observar la representación de volumen del último paso de tiempo y la fuerza de sustentación en ese instante.

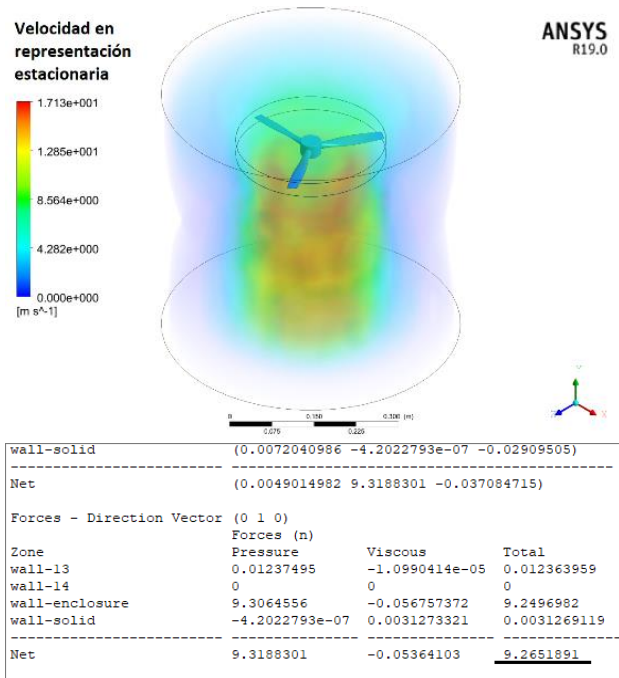


Figura 11 Representación en volumen de velocidad y fuerza en el componente y, análisis transitorio

La mayor magnitud de velocidad obtenida es de 17.13 m/s y una fuerza de sustentación de 9.265 N. Comparando estos resultados con los obtenidos en la sección II se tiene una diferencia de 2% en la fuerza y de 4.67% con respecto del máximo valor obtenido en velocidad.

Cuadro comparativo

Tomando en cuenta el margen de error, determinado en la sección II, los resultados obtenidos pueden resumirse en la tabla 1.

Dicho error puede traducirse como una constante de pérdidas aerodinámicas para futuros trabajos.

	Magnitud de velocidad (m/s)	Error (%)	Fuerza de sustentación (N)	Error (%)
Cálculos DFC Estacionario	17.97	-	9.454	-
DFC Estacionario	19.71	9.683	9.178	2.921
DFC Transitorio	17.13	4.674	9.265	2.001

Tabla 1 Cuadro comparativo de resultados

Se puede observar que el error en la magnitud de velocidad es apreciable mientras que en fuerza de sustentación la diferencia es mínima.

Sin embargo, en la figura 11 se nota un flujo más uniforme que en la figura 9 y, al ser un análisis transitorio, la exactitud es mayor debido a que se busca una convergencia para cada paso de tiempo y el paso de tiempo se considera pequeño. En la figura 10 se puede apreciar cómo es que la velocidad converge con el tiempo.

Control

Reemplazando valores y graficando la ecuación (16), permite ver el comportamiento del helicóptero, mostrado en la figura 12, sin ningún tipo de control de por medio.

$$x = \left( \sqrt[3]{\frac{(1.28)(0.0547)(194.67^2)}{16(0.874^3)}} - \frac{1}{2}(9.81) \right) t^2 \quad (21)$$

$$x = 1.03t^2$$

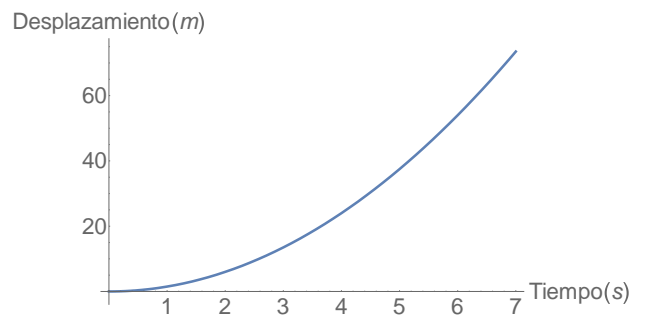


Figura 12 Desplazamiento sin control

Es claro que conforme el tiempo tienda a infinito, la distancia recorrida igualmente lo hará. Para implementar un control, se debe definir cuál es el comportamiento deseado. Se propone una curva de desplazamiento como la mostrada en la figura 13, y a partir de ésta se encuentran velocidad, aceleración y potencia requerida.

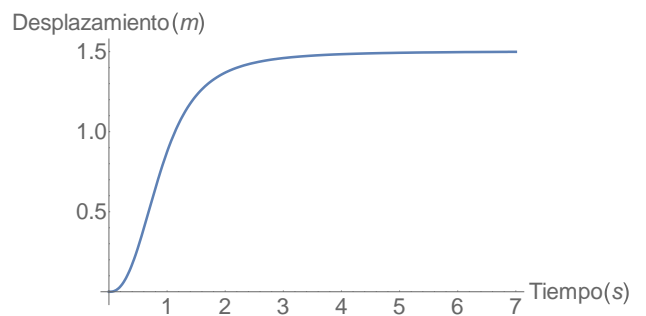


Figura 13 Desplazamiento con control

La ecuación que describe el comportamiento de la figura 13 es:  $0.8743(1 + \frac{1}{t^3})^3 - 0.8743$ , derivando con respecto a  $t$  se obtiene:  $0.8743(1 + \frac{1}{t^3})^3(-\frac{3}{(1+\frac{1}{t^3})t} + 3t^2 \ln(1 + \frac{1}{t^3}))$ . Derivando nuevamente:  $0.8743(1 + \frac{1}{t^3})^3(-\frac{9}{(1+\frac{1}{t^3})^2 t^5} - \frac{6}{(1+\frac{1}{t^3})t^2} + 6t \ln(1 + \frac{1}{t^3})) + 0.8743(1 + \frac{1}{t^3})^3(-\frac{3}{(1+\frac{1}{t^3})t} + 3t^2 \ln(1 + \frac{1}{t^3}))^2$ . Estas ecuaciones nos representan velocidad y aceleración con respecto del tiempo, las cuales se ilustran en las figuras 14 y 15.

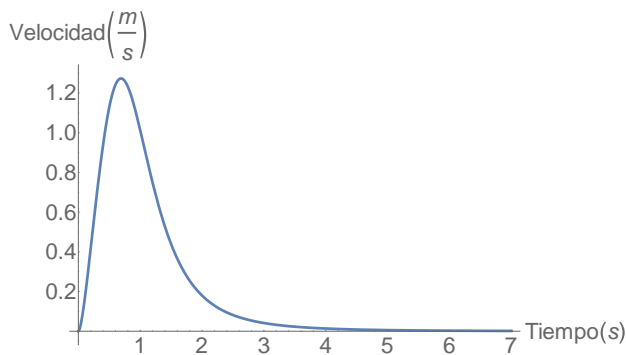


Figura 14 Velocidad Con Control

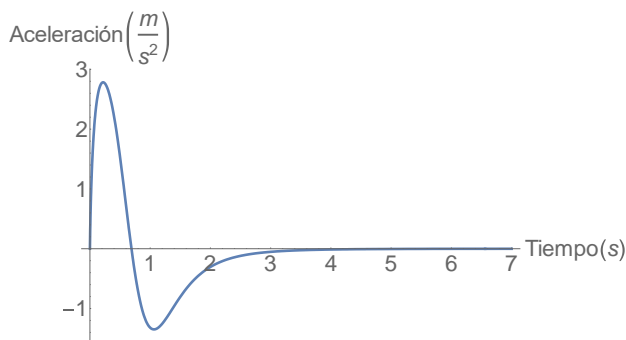


Figura 15 Aceleración Con Control

Ahora de la ecuación (14) se puede despejar  $\dot{W}$  en función de la aceleración, y al graficar se obtiene al Figura 16. La expresión resultante al operar es bastante extensa, por lo que se procede a discretizar. En la figura 16 se observa una discretización en el dominio de 0 a 3.5, rango en donde aproximadamente se estabiliza el sistema. Usando el comando FIT del software Wolfram Mathematica se obtiene la siguiente función aproximada:

$$-7795979.4' + 76038.7't + 972298.4't^2 - 9598.2't^3 - 22354.7't^4 + 1425.3't^5 + 7796120.5'Cos(0.5t) - 75415.7'Sin(t) \quad (22)$$

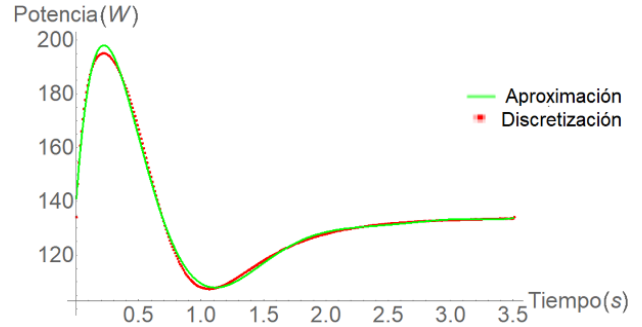


Figura 16 Aproximación vs Discretización

Para el control del sistema, se manipulará a través de una modulación por ancho de pulsos (PWM, por sus siglas en inglés). Sabiendo que la potencia máxima alcanzada por el motor es de 194.67 W, se dividirá por 1.9467 W/% y se obtendrá una gráfica del porcentaje suministrado por el PWM, como se muestra en la figura 17. Pasando de los 3.5 segundos, el PWM se mantendrá fijo para mantener el helicóptero en su posición.

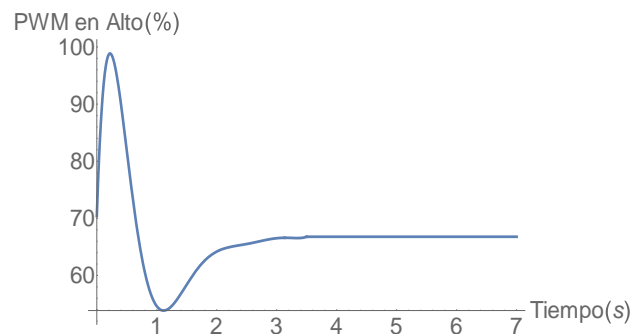
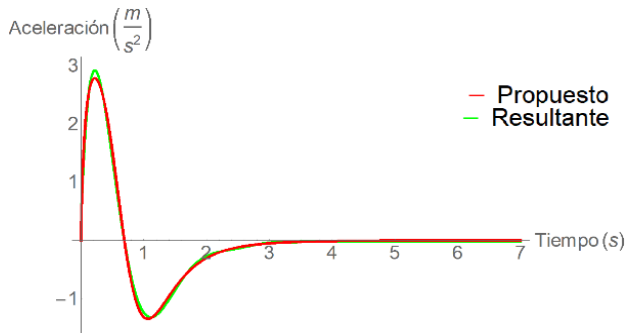


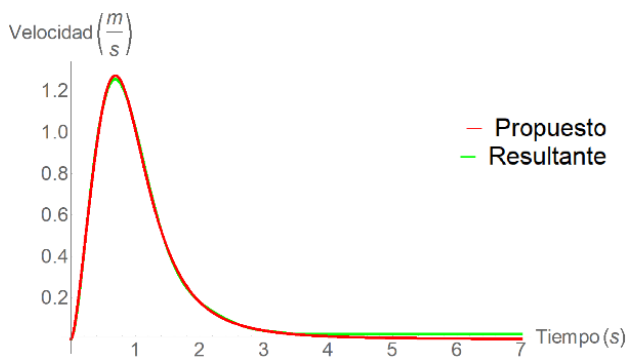
Figura 17 Porcentaje de tiempo en alto para PWM

Una vez definido el control, y por consecuente teniendo una definitiva curva de potencia suministrada, se encontrará la aceleración, velocidad y posición en ese orden. Con esta entrada de potencia el sistema no lineal no cuenta con solución exacta.

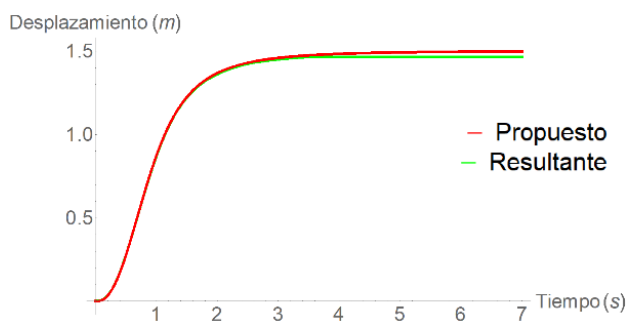
Debido a esto se resuelve numéricamente en Wolfram Mathematica mediante el comando NDSolve en un dominio de 0 a 3.5. En las figuras 18, 19 y 20 se observa el resultado obtenido contra lo propuesto.



**Figura 18** Comparativo Aceleración



**Figura 19** Comparativo Velocidad



**Figura 20** Comparativo Desplazamiento

## Conclusiones

La fuerza de empuje de una hélice impresa en 3D ha sido obtenida mediante un planteamiento teórico y ha sido validada por una simulación CFD en ANSYS.

Para evitar el ascenso desmedido del helicóptero, se aplicó un control al motor por medio del ESC.

La ecuación diferencial resultante está en función de la potencia y finalmente, determinando un comportamiento de esta, se obtuvo el ascenso requerido. Al ser la función de potencia altamente compleja, se optó por crear una aproximación y encontrar la cinemática del helicóptero de forma numérica.

Por otra parte, se debe tener en cuenta que la geometría de los álabes no fue considerada a la hora del planteamiento analítico, dejando así la posibilidad de agregar un factor de pérdidas aerodinámicas que reduzca el error, además de acompañarlo de una prueba experimental. Finalmente, la fuerza de empuje ha sido determinada exitosamente, y a través de ésta se logra posicionar el helicóptero de manera eficaz en la forma prevista. Se puede así considerar los cálculos analíticos como una aproximación válida.

## Referencias

Beer, F. P., Johnston, E. R., y Cornwell, P. J., (2010). *Mecánica Vectorial Para Ingenieros Dinámica*, Ciudad de México, México: Editorial McGraw-Hill.

Carrillo, J., Reynoso, G., Rodríguez G. D. C., y García M. A. (2015). Analysis of Bifurcation Parameters by Metric Representation Linearized of an Aeronautical System. *IEEE Latin America Transactions*, Vol. 13 No. 7, 2065-2070. DOI: 10.1109/TLA.2015.7273759

Curi, S., Mas, I., y Sánchez, R. (2014). Autonomus Fligth of a Comercial Quadrotor. *IEEE Latin America Transactions*, Vol. 12 No. 5, 853-858. DOI: 10.1109/TLA.2014.6872895

Guerrero, M. E., Lozano, R., y García, C. D. (2015). Control Basado en Pasividad para un Quadrotor UAV. *Congreso Nacional de Control Automático, AMCA 2015*, 81-86.

Ibañez, J., (sf). *Manual de mecánica teórica*, Pais Vasco, España: Editorial Argitalpen Zerbitzua.

Lara, B., Fagua, E., Salamanca, J., e Higuera, O. (2017). Diseño e implementación de un sistema de control de vuelo para un vehículo aéreo no tripulado tipo cuadricóptero. *Revista Tecnura*, Vol. 21 No. 53, 32-46. DOI: 10.14483/22487638.10256

Lencinas, J. D., Parodi, E., Van den Heede, B., y Heitzmann, L. (2016). Desarrollo y Contrucción de un vehículo Aéreo no Tripulado Aplicado a los Incendios Forestales. *3C Tecnología*, Vol. 5 No. 4, 27-35. DOI: <http://dx.doi.org/10.17993/3ctecno.2016.v5n4e20.27-35>

Ollero, A. y Maza I. (2007), *Multiple Heterogeneous Unmanned Aerial Vehicles*, Vol. 37/2007, Heidelberg Springer, Berlin.

Parra, M., Feitosa, E., y Alves, J. M. (2013). Modelamiento Matemático y control de un helicóptero de Cuatro Motores. *Scientia et Technica* Año XVIII, Vol. 18, No. 4, 672-781.

Reinoso, M., Minchala, L. I., Ortiz, J. P., Astudillo, D., y Verdugo, D. (2013). Trajectory Tracking of a Quadrotor Using Sliding Mode Control. *IEEE Latin America Transactions*, Vol. 14 No. 5, 2157-2166. DOI: 10.23919/ChiCC.2017.8028375

Rubio, J. J., Cruz, J. H. P., Zamudio, Z., y Salinas, A. J. (2014). Comparison of Two Quadrotor Dynamic Models. *IEEE Latin America Transactions*, Vol. 12 No. 4, 531-537. DOI: 10.1109/TLA.2014.6868851

Rubio, J. J., Zamudio, Z., Meda, J. A., y Moreno, M. A. (2015). Experimental Vision Regulation of a Quadrotor. *IEEE Latin America Transactions*, Vol. 13 No. 8, 2514-2523. DOI: 10.1109/TLA.2015.7331906

Tom Cat Park P450. Recuperado de <http://milehighrc.com/brushless%20TC%202816-940.html>

Wark, K., y Richards, D. E., (2001). *Mecánica Vectorial Para Ingenieros Dinámica*, Madrid, España: Editorial McGraw-Hill.

## Análisis termodinámico de un recuperador de calor residual para un compresor reciprocante de 500 Hp

### Thermodynamic analysis of a residual heat recovery for a 500 Hp reciprocating compressor

GÓMEZ-MERCADO, Abdiel\*†, ISLAS-ORTIZ, Oscar, RESÉNDIZ-ROSAS, Celerino y PALACIOS-PINEDA, Luis Manuel

*Tecnológico Nacional de México/I.T. Pachuca. División de Estudios de Posgrado e Investigación. Carretera México-Pachuca Km 87.5, C.P. 42080, Colonia Venta Prieta Pachuca, Hidalgo, México*

ID 1<sup>er</sup> Autor: Abdiel, Gómez-Mercado / ORC ID: 0000-0002-3409-6851, Researcher ID Thomson: P-7684-2018, PubMed ID: abd13l\_gm

ID 1<sup>er</sup> Coautor: Oscar, Islas-Ortiz / ORC ID: 0000-0003-0515-6963, Researcher ID Thomson: P-4806-2018; arXiv ID: SH4Q6B-UP4LUK

ID 2<sup>do</sup> Coautor: Celerino, Reséndiz-Rosas / ORC ID: 0000-0003-3197-2876, Researcher ID Thomson: P-6224-2018; Mendeley ID: Celerino Reséndiz-Rosas

ID 3<sup>er</sup> Coautor: Luis Manuel, Palacios-Pineda / ORC ID: 0000-0001-5297-2950

Recibido: Septiembre 08, 2018; Aceptado Diciembre 09, 2018

#### Resumen

Se presenta el análisis termodinámico de un recuperador de calor compacto que utiliza la tecnología de Tubos Termosifones Bifásicos (TTB). Este equipo se instalará en un sistema de recuperación de calor residual latente generado por un compresor reciprocante de aire de 500 HP, operando a 40 bar de presión; la energía recuperada se utilizará para calentar el agua de 25°C a 50 °C, para su uso en los servicios sanitarios de la Empresa CAJAPLAX. Se utiliza un modelo de cálculo matemático para determinar el balance de energía en el fluido caliente y el fluido frío; para realizar este análisis térmico, se eligió el método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (DTML). De esta manera se determina la tasa de transferencia de calor, la diferencia de temperaturas y el área de transferencia de calor que se requiere; los datos obtenidos se introducen a un software de diseño ASPEN EXCHANGER DESIGN y RAITING V9.0, con lo que fue posible evaluar su desempeño térmico y compararlo con el de un intercambiador de calor convencional de tubos y coraza. El recuperador de calor con TTB requiere el 33% del área que ocupa un recuperador convencional para recuperar la misma cantidad de energía calorífica.

**Intercambiador de calor, Tubos termosifones, Compresor de aire**

#### Abstract

The thermodynamic analysis of a compact heat recuperator using the technology of Two-phase Thermosyphon Tube (TTB) is presented. This equipment will be installed in a latent residual heat recovery system generated by a 500 HP reciprocating air compressor, operating at 40 bar pressure; the recovered energy will be used to heat the water from 25 ° C to 50 ° C, for use in the health services of the CAJAPLAX Company. A mathematical calculation model is used to determine the energy balance in the hot fluid and the cold fluid; to perform this thermal analysis, the Logarithmic Mean Temperature Difference (DTML) method was chosen. In this way the heat transfer rate, the temperature difference and the heat transfer area that is required is determined; the data obtained were introduced to a design software ASPEN EXCHANGER DESIGN and RAITING V9.0, with which it was possible to evaluate its thermal performance and compare it with that of a conventional shell and tube heat exchanger. The heat recovery with TTB requires 33% of the area occupied by a conventional recuperator to recover the same amount of heat energy.

**Compact heat exchanger, Two-phase thermosyphons tube, Air compressor**

**Citación:** GÓMEZ-MERCADO, Abdiel, ISLAS-ORTIZ, Oscar, RESÉNDIZ-ROSAS, Celerino y PALACIOS-PINEDA, Luis Manuel. Análisis termodinámico de un recuperador de calor residual para un compresor reciprocante de 500 Hp. Revista de Tecnología e Innovación. 2018, 5-17: 29-39.

\*Correspondencia al Autor (Correo Electrónico: agmerca63@gmail.com)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

## Introducción

El principio de conservación de la energía expresado en la primera ley de la termodinámica establece que la energía no puede ser creada o destruida; solamente se transforma. La mayoría de los procesos industriales, en específico el proceso para la compresión de aire son generadores de calor residual. Los procesos al no ser idealmente reversibles sino irreversibles, destruyen exergía y generan entropía (segunda ley de la termodinámica). La reducción de estos efectos constituye un reto tanto para mejorar los procesos como para desarrollar nuevos y mejores equipos.

La importancia en la optimización, uso eficiente y racional de la energía, está soportada en el continuo incremento de la demanda energética asociada a los desarrollos tanto tecnológicos, sociales y económicos, debido a la necesidad de las industrias para ser más competitivos, aprovechando al máximo sus potenciales energéticos y a los esfuerzos para reducir los impactos ambientales.

Se han estudiado los efectos del flujo de fluidos en el interior de los tubos y la transferencia de calor por conducción y convección a través de tuberías, el investigador (Minkowycz, 1998), realizó una modelación numérica y experimental, aplicando las ecuaciones de Navier-Stokes para un flujo turbulento; y determino de forma experimental que un generador de remolino tipo hélice, resultó ser una de las técnicas más prometedoras para el aumento de la transferencia de calor por convección en términos de costo de energía.

Más tarde se realizó un análisis de recuperación de calor de los gases de escape en un Ciclo Rankine por los investigadores (Kalyan K. Srinivasan, 2010), determinando una mayor eficiencia en el motor, estabilidad en el proceso, reducción de la emisión CO<sub>2</sub> y reducción en los costos. Una de las principales ventajas de los equipos destinados a la captación de calor residual, para el calentamiento en algún proceso donde se requiera el uso de energía calorífica para realizar un trabajo; está dada por el uso de la energía eléctrica o algún elemento combustible fósil principalmente.

Posteriormente se realiza un análisis termodinámico para recuperar el calor residual proveniente de un sistema de enfriamiento de un vehículo, donde el investigador (N. Javani, 2012), encontró que este calor residual puede ser utilizado para inyectarlo en el motor reduciendo así el consumo de combustible mejorando la eficiencia del vehículo.

Un estudio posterior realiza un análisis de energía y exergía para un sistema de recuperación de calor proveniente de la industria cementera. El ponente (S. Karellas, 2013), encontró que se puede mejorar la eficiencia de un Ciclo Rankine de la industria cementera hasta un 9% disminuyendo el consumo de energía eléctrica y las emisiones de CO<sub>2</sub>.

Un estudio realizado para la recuperación de calor proveniente de la compresión de gas (Daniel Rohde, 2013), puede mejorar la operación de un Ciclo Rankine y reducir la temperatura del gas transportado a través de las tuberías, mejorando la eficiencia del proceso.

Para optimizar el uso de los equipos y aprovechar al máximo la energía calorífica residual de un proceso, se debe implementar recuperadores de calor capaces de absorber el calor latente proveniente de los gases de escape y cederlo a una etapa de precalentamiento.

Un estudio realizado a un compresor de aire para el transporte del calor residual proveniente del aire comprimido (Hossein Safaei, 2013), se utilizó para determinar la cantidad de calor residual y compararlo con el consumo de gas necesario para generar la misma cantidad de calor recuperado. Se tuvo un ahorro significativo en costos y eficiencia de equipos.

Después se realiza un análisis del desempeño de diferentes bombas convencionales de calor se agrega un recuperador de calor residual (Xing-Qi Cao, 2014).

Se determina que es factible el incremento de la temperatura del agua de 45°C a 95°C, reduciendo el consumo termodinámico necesario para la generación del vapor de agua.

Otro estudio se hace en plantas de energía que utilizan calderas de vapor añadiendo un recuperador de calor residual (Yongping Yang, 2014), con el propósito de aumentar la temperatura del vapor de agua como un precalentamiento. Se utiliza un recuperador de calor de aire, con la que se logra un aumento de temperatura de 50°C.

Otra investigación es realizada para determinar el potencial de recuperación de calor residual de la emisión de los gases de escape provenientes de la etapa de compresión de un motor (Agnese Magno, 2015). Se evaluó la recuperación de calor proveniente de la emisión de gases de escape para precalentar el biodiesel y mejorar el desempeño de la combustión.

En una planta generadora se realiza un estudio del análisis de la eficiencia energética de la planta de cogeneración, (Wentao Li, 2015). Se analizó la factibilidad de colocar un recuperador de calor proveniente de la condensación y expansión del vapor de agua entre la salida de la turbina y el condensador. Con esto se aprovecha el calor residual y puede enviarse a la entrada de las bombas de calor, mejorando la eficiencia y el trabajo de los calentadores.

También se realiza un estudio de una turbina de gas adicionando un recuperador de calor residual, en un sistema combinado de propano orgánico a un Ciclo Rankine, (Yousef S.H. Najjar, 2015), se obtuvo una considerable mejora en la potencia y eficiencia del ciclo al introducir el calor recuperado a través del aire inyectado a una mayor temperatura.

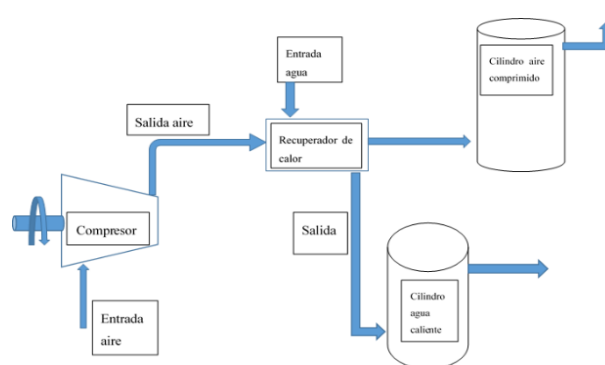
En el presente trabajo se realizó un análisis termodinámico a un recuperador de calor basado en tecnología de Tubos Termosifones Bifásicos (TTB). El propósito fue captar el calor latente residual proveniente de la compresión de aire de un compresor recíprocante de 500 HP y mejorar la eficiencia y costos de operación.

## Desarrollo

A continuación, se describe el procedimiento para realizar un análisis termodinámico de un recuperador de calor de tubos y coraza con TTB, para extraer el calor residual proveniente de un compresor recíprocante de 500 HP.

Se aplicaron las leyes fundamentales de la termodinámica y las ecuaciones de la transferencia de calor y masa, para realizar un balance energético, determinar la transferencia de calor y la geometría necesaria del recuperador.

Se describen los pasos para el análisis termodinámico de un recuperador de calor basado en la aplicación TTB y la simulación en un software de diseño de intercambiador de calor (Aspen Tech) para su comparación con un intercambiador de calor de tubos y coraza convencional.



**Figura 1** Bloques de la secuencia a seguir del aire comprimido, agua de uso sanitario y la colocación de un recuperador de calor

Fuente: Elaboración propia

## Metodología

Símbolo	Descripción	Unidades
$A_{min}$	Área mínima de flujo	$m^2$
$C_p$	Calor específico	$J/kg \text{ } ^\circ K$
$D$	Diámetro del tubo	$m$
$f_C$	Sufijo que significa Fluido Caliente	
$f_f$	Sufijo que significa Fluido Frío	
$G_{max}$	Flujo másico por unidad de área	$Kg/seg \text{ } m^2$
$h$	Coefficiente convectivo de transferencia de calor	$W/m^2 \text{ } ^\circ K$
$i$	Sufijo que significa entrada	
$k$	Conductividad térmica	$W/m \text{ } ^\circ K$
$LT$	Longitud del tubo	$m$
$\dot{m}$	Flujo másico	$Kg/seg$
$N_{Long}$	Número de tubos en sentido longitudinal	adimensional
$Pr$	Número de Prandtl	adimensional
$Pr_s$	Número de Prandtl evaluado a la temperatura de la superficie de la pared del tubo	adimensional
$Q$	Flujo de Calor	$W$
$r_2$	Radio externo del tubo o contenedor	$m$

Símbolo	Descripción	Unidades
$Re_D$	Número de Reynolds	adimensional
$R_{ext}$	Resistencia térmica en la superficie externa del tubo	$^{\circ}K/W$
$R_{pt}$	Resistencia térmica de la pared del tubo	$^{\circ}K/W$
$R_{TOT}$	Resistencia térmica total	$^{\circ}K/W$
$S_D$	Paso diagonal	adimensional
$S_L$	Paso longitudinal	adimensional
$S_T$	Paso transversal	adimensional
$T$	Temperatura	$^{\circ}K - ^{\circ}C$
$T_i$	Temperatura de entrada	$^{\circ}K - ^{\circ}C$
$T_o$	Temperatura de salida	$^{\circ}K - ^{\circ}C$
$U$	Coefficiente global de transferencia de calor	$W/m^2 \ ^{\circ}K$
$\nu$	Viscosidad cinemática	$Kg/m^2 \cdot s$
$\Delta T$	Diferencia de temperaturas	$^{\circ}K$
$\Delta T_{ml}$	Diferencia de temperatura media logarítmica	$^{\circ}K$

**Tabla 1** Tabla de nomenclatura

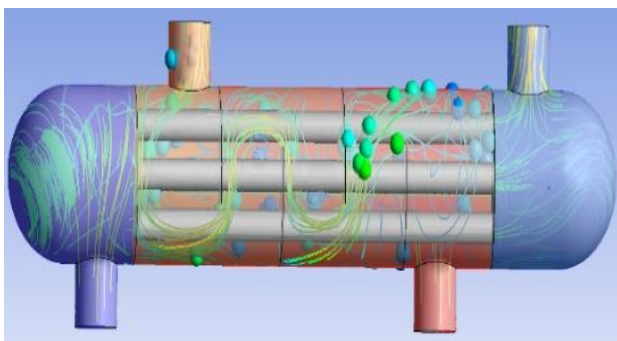
Fuente: Elaboración propia

## 1 Geometría y materiales

Para este trabajo de estudio se analizará un intercambiador de calor de tubos y coraza utilizando TTB, se determina utilizar la norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

Esta norma identifica los intercambiadores de tubos y coraza (Figura 2) con tres letras: la primera letra define el cabezal de entrada, la segunda la coraza y la tercera el cabezal de salida.

Para este recuperador de calor utilizará una configuración BEM (Byrne, 2007), en configuración triangular y en contra flujo; materiales a utilizar son tubos de cobre de 12.7 mm de diámetro y coraza de acero al carbón sin costura.



**Figura 2** Intercambiador de tubos y coraza

Fuente: Elaboración propia

## 2 Condiciones iniciales

Se determinan las condiciones iniciales y de frontera para el fluido frío y el fluido caliente, a las que será sometido el recuperador de calor (Tabla 2) para este caso de estudio son las siguientes:

Descripción	Fluido caliente	Fluido frío
Presión de entrada	35 bar	3 bar
Presión de salida	33 bar	2.5 bar
Temperatura de entrada	140 $^{\circ}C$	25 $^{\circ}C$
Temperatura de salida	100 $^{\circ}C$	50 $^{\circ}C$
Flujo másico	3266 kg/hr	?
Diámetro de entrada	3"	4"

**Tabla 2** Tabla de condiciones iniciales y de frontera.

Fuente: Elaboración propia

## 3 Cálculo de la cantidad de calor total recuperado

Para nuestro caso utilizamos un recuperador de calor de tubo y coraza con flujo transversal a través de TTB, se debe considerar para este caso la transferencia de calor desde el fluido caliente al fluido frío como dos procesos separados: el primer proceso se analizará para el calor transferido desde el fluido caliente a la zona de evaporación del tubo termosifón y el segundo proceso se deberá calcular el calor transferido de la zona de condensación del tubo termosifón al fluido frío (Silverstein, 1992).

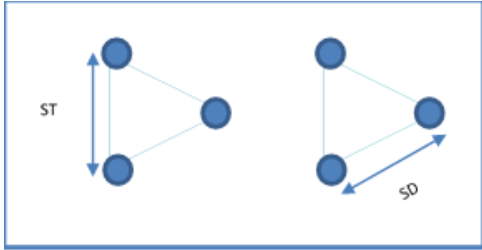
La siguiente ecuación determinará la cantidad de calor recuperado.

$$Q = \dot{m}_{fc} C_{p,fc} (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (1)$$

El tipo de arreglo geométrico del intercambiador de calor es una disposición triangular de tubos termosifones bifásicos a través de los cuales se forzarán el aire comprimido a alta temperatura en la zona de evaporación de los tubos termosifones.

La ecuación que rige el flujo externo a través de un banco de tubos se basa en el número de Reynolds.

$$Re_D = \frac{U_{max} D}{\nu} \quad (2)$$



**Figura 3** Tubos en distribución triangular

Fuente: Elaboración propia

Para el cálculo de la velocidad máxima a través del paso diagonal se aplica la siguiente ecuación:

$$S_D = \sqrt{(S_T/2)^2 + (S_L)^2} \quad (3)$$

Y se verifica que se cumpla la siguiente relación:

$$S_D > \frac{S_T - D}{2} \quad (4)$$

Se determina la velocidad másica máxima en el área determinada por el paso transversal con la siguiente ecuación.

$$G_{max} = \rho U_{max} = \frac{\dot{m}}{A_{min}} \quad (5)$$

Para determinar el área mínima de flujo de una disposición alineada para un banco de tubos se determina con la siguiente ecuación:

$$A_{min} = N_L L_T (S_T - D) \quad (6)$$

Después se debe determinar el coeficiente de transferencia de calor en la zona de evaporación con la siguiente ecuación.

$$h = \frac{\overline{Nu}_D k}{D} \quad (7)$$

Para determinar el número de Nusselt:

$$\overline{Nu}_D = 0.35(S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25} \quad (8)$$

Se determina la diferencia de temperaturas media logarítmica incluyendo dos suposiciones: el calor específico no varía con la temperatura y que los coeficientes de transferencia de calor son constantes a través del intercambiador de calor.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln\left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o}\right)} \quad (9)$$

A continuación, se determina las resistencias térmicas relativas a la pared de los tubos y las superficies externas de los mismos.

$$R_{pt} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 * k * \pi * L} \quad (10)$$

$$R_{et} = \frac{\left(\frac{1}{h}\right)}{\pi * D_{ext} * L} \quad (11)$$

$$R_{tot} = R_{pt} + R_{et} \quad (12)$$

Se determina el número total de tubos en la sección transversal con la siguiente ecuación.

$$N_{Total} = \frac{Q * R_{Tot}}{\Delta T_{ml}} \quad (13)$$

Se determina el número total de tubos para una disposición triangular.

$$N_{Long} = \frac{(2N_{Tubos} - 1)}{(2N_{Transv} - 1)} \quad (14)$$

Para determinar la termodinámica en la zona del fluido frío se debe tener presentes las condiciones de operación de la zona de condensación (presión, temperatura de entrada, temperatura de salida, flujo volumétrico).

Para determinar el flujo másico del agua requerida para absorber el calor residual del equipo de compresión se aplica la siguiente ecuación.

$$m_f = \frac{Q}{C_{p,f}(T_{f,o} - T_{f,i})} \quad (15)$$

Se determina el área mínima con la siguiente ecuación.

$$A_{min} = N_L L_D (S_D - D) \quad (16)$$

Se determina el flujo másico por unidad de área.

$$G_{max} = \rho U_{max} = \frac{\dot{m}}{A_{min}} \quad (17)$$

Se determina el número de Reynolds.

$$Re_D = \frac{G_{max} * D}{\nu} \quad (18)$$

Se determina el número de Nusselt.

$$\overline{Nu}_D = 1,13 * C_1 * Re_D^m Pr^{\left(\frac{1}{3}\right)} \quad (19)$$

Se determina el coeficiente de transferencia de calor para la zona fría.

$$Re_D = \frac{G_{max} * D}{\nu} \quad (20)$$

Se determina las resistencias térmicas relativas a la pared de los tubos y la superficie externa para la zona fría.

$$R_{pt} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 * k * \pi * L} \quad (21)$$

$$R_{et} = \frac{\left(\frac{1}{h}\right)}{\pi * D_{ext} * L} \quad (22)$$

$$R_{tot} = R_{pt} + R_{et} \quad (23)$$

Se determina la diferencia de temperatura media logarítmica.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln\left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o}\right)} \quad (24)$$

Por último, se realiza una tabla de los cálculos realizados tanto para la zona fría como para la caliente.

#### 4 Cálculo de la cantidad de calor recuperado en un intercambiador convencional

Es necesario relacionar la transferencia total de calor con cantidades como la temperatura de entrada y salida, el coeficiente global de transferencia de calor y el área superficial total, de la transferencia de calor, para obtener estas relaciones se requiere aplicar ecuaciones de balance globales de energía al fluido caliente y frío, considerando que la transferencia de calor entre el intercambiador y sus alrededores es insignificante (coraza aislada) la aplicación de un balance de energía está dada por la siguiente ecuación.

$$Q = \dot{m}_{fc} C_{p,fc} (T_{c,i} - T_{c,o}) = Q = \dot{m}_{ff} C_{p,ff} (T_{f1} - T_{f2}) = UA \Delta T_{ml} \quad (25)$$

#### 5 Simulación en Aspen Tech

A. Se ejecuta el simulador y se elige la opción Aspen Exchanger Desing & Rating.



Figura 4 Pantalla inicial Aspen Tech  
Fuente: Aspen Tech, 2016

B. Se elige un intercambiador de tubos y coraza.

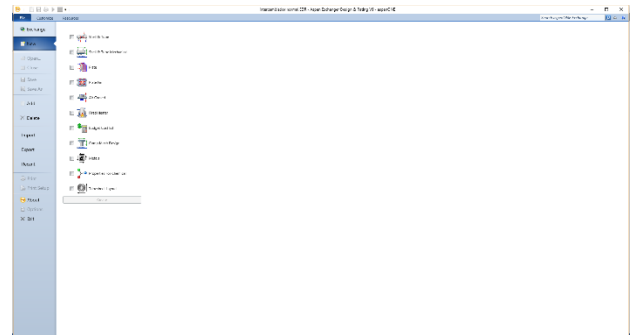


Figura 5 Pantalla de selección de intercambiador de calor  
Fuente: Aspen Tech, 2016

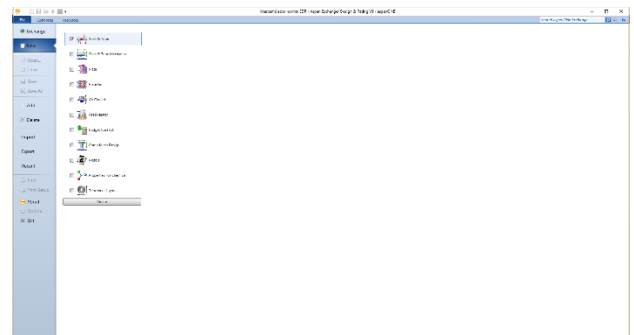


Figura 6 Pantalla de configuración de la geometría  
Fuente: Aspen Tech, 2016

C. A continuación, se despliega un menú que será necesario llenar por cada sección para definir el diseño deseado. En Consola se observan las generalidades del equipo a simular.

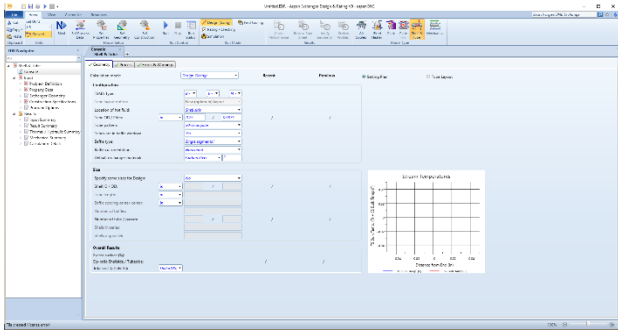


Figura 7 Pantalla de configuración de datos de proceso  
Fuente: Aspen Tech, 2016

D. Se determinan los datos y configuración de los tubos

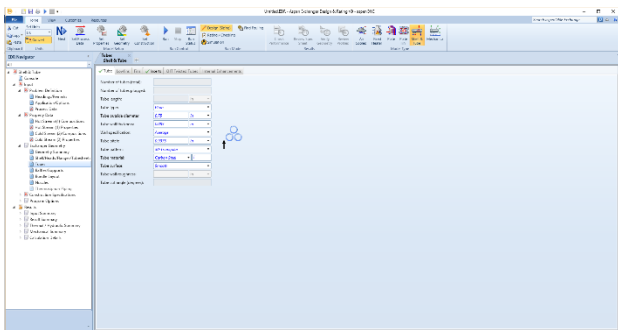


Figura 8 Pantalla de configuración de los tubos  
Fuente: Aspen Tech, 2016

E. Lo anterior se lleva a cabo para el diseño de un intercambiador de calor convencional, para poder obtener el diseño del equipo propuesto con TTB, se indica en la definición el cambio de fase.

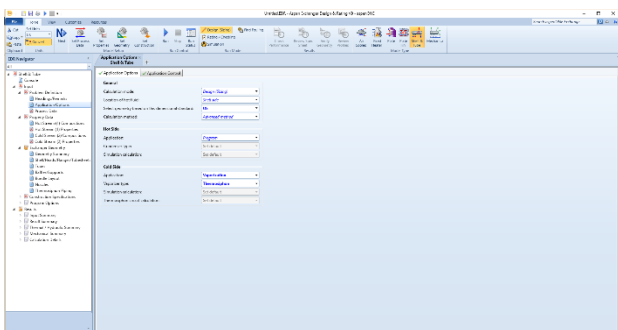


Figura 9 Pantalla de configuración de termosifones  
Fuente: Aspen Tech, 2016

F. Una vez completada la información requerida regresamos al menú consola y damos clic en Run, para obtener el diseño con sus respectivas especificaciones.

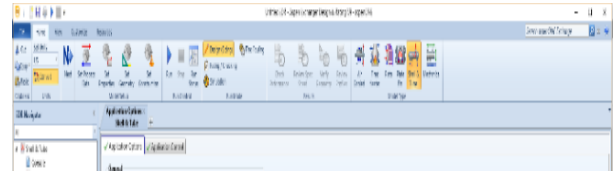


Figura 10 Pantalla de inicio de simulación  
Fuente: Aspen Tech, 2016

Resultados

1 Balance de energía fluido caliente

Datos del fluido caliente

Se desea recuperar 50°C

P: Presión 35 bar

T<sub>c,o</sub>: Temperatura del vapor 100°C

T<sub>c,i</sub>: Temperatura de salida de gases 140°C

C<sub>p</sub>: Calor latente a presión constante 1.013 KJ/Kg°K

m<sub>FC</sub>:Flujo másico 1600 CFM (Kg/hr) 3,266 Kg/hr

Diámetro de salida de los gases 3 plg

Calculo de Balance de Energía de la zona de evaporación. Se inicia calculando el calor que se desea recuperar.

$$Q = \dot{m}_{fc} C_{p,fc} (T_{c,i} - T_{c,o}) \tag{26}$$

$$Q = 3,266 \text{ Kg/hr } 1.013 \text{ KJ/KgK } (140 - 100) = 132,338.39 \text{ KJ/hr}$$

Cantidad de calor que se desea recuperar.

$$Q = 36.760 \text{ KW}$$

$$S_D = \sqrt{(S_T/2)^2 + (S_L)^2} \tag{27}$$

$$S_D = \sqrt{(0.035\text{m}/2)^2 + (0.035\text{m})^2}$$

$$S_D = 0.0391\text{m}$$

$$A_{min} = N_L L_T (S_T - D) \tag{28}$$

$$A_{min} = (12)(0.38)(0.035 - 0.0127)$$

$$A = 0.10169\text{m}^2$$

Flujo másico por unidad de área.

$$G_{max} = p U_{max} = \frac{\dot{m}}{A_{min}} \quad (29)$$

$$G_{max} = \frac{3,266 \text{ Kg/hr}}{0.1069 \text{ m}^2} = 321,172 \text{ Kg/hr} * \text{m}^2$$

$$G_{max} = 89.21 \text{ Kg/s} * \text{m}^2$$

Viscosidad del aire a 140 °C

$$\nu = 2.745 \times 10^{-5} \text{ Kg/m} * \text{s}$$

$$Re_D = \frac{G_{max} * D}{\nu} \quad (30)$$

$$Re_D = \frac{89.21 * 0.127}{2.745 * 10^{-5}}$$

$$Re_D = 41,273.843$$

El flujo está en régimen transitorio  
 $10^5 < Re_p < 4 * 10^4$

Para un banco de tubos en forma triangular  $\frac{S_T}{S_L} L2$

Pr: Número de Prandtl= 0.6751

Prs: Número de Prandtl evaluado a la temperatura de superficie del tubo=0.6903

$$\overline{Nu}_D = 0.35 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25} \quad (31)$$

$$\overline{Nu}_D = 0.35 (0.0391/0.0391)^{0.2} * 41,273^{0.63} * 0.6751^{0.36} * (0.6751/0.6903)^{0.25}$$

$$\overline{Nu}_D = 0.35 * 808.86 * 0.861 * 0.994 = 242.3969$$

Coefficiente de transferencia de calor.

$$h = \frac{\overline{Nu}_D k}{D} \quad (32)$$

$$\frac{242.4 * 0.0394}{0.0127} = 752.012 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Diferencia de temperatura media logarítmica.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln \left( \frac{T_s - T_i}{T_s - T_o} \right)} \quad (33)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(120^\circ\text{C} - 140^\circ\text{C}) - (120^\circ\text{C} - 80^\circ\text{C})}{\ln \left( \frac{120^\circ\text{C} - 140^\circ\text{C}}{120^\circ\text{C} - 80^\circ\text{C}} \right)}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{-20^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C}}{\ln \left( \frac{-20^\circ\text{C}}{40^\circ\text{C}} \right)}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{-60^\circ\text{C}}{\ln(0.5^\circ\text{C})}$$

$$\Delta T_{ml} = 86.56^\circ\text{C}$$

Resistencia térmica relativa de pared del tubo.

$$R_{pt} = \frac{\ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right)}{2 * k * \pi * L} \quad (34)$$

Pared cilíndrica.

$$R_{et} = \frac{\left( \frac{1}{h} \right)}{\pi * D_{ext} * L} \quad (35)$$

$$K = 397 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$R_{ext} = \frac{1}{\pi * 0.0127 * 0.2} = \frac{1}{(752.012)}$$

$$R_{ext} = \frac{1.329 * 10^{-3}}{7.979 * 10^{-3}}$$

$$R_{ext} = 0.166^\circ\text{K/W}$$

$$R_{pared} = \frac{\ln \left( \frac{0.00635}{0.005475} \right)}{2 * 0.2 * 397 * \pi}$$

$$R_{pared} = \frac{0.14826}{4988.84}$$

$$R_{pared} = 2.97 * 10^{-5} = 0.0000297 \text{ K/W}$$

Resistencia total.

$$R_{tot} = 0.166 + 0.0000297 = 0.166 \text{ K/W}$$

Entonces

$$U = \frac{N_{total}}{R_{tot} * A_c} \quad (36)$$

$$N_{Total} = \frac{Q * R_{tot}}{\Delta T_{ml}} \quad (37)$$

$$N_{Total} = \frac{36,760 \text{ W} * 0.166}{86.56} \approx 71 \text{ tubos}$$

$$N_{Tubos} = (N_{trans} - N_{long}) - \left(\frac{N_{long}^{-1}}{2}\right) \quad (38)$$

$$N_{long} = \frac{(2N_{tubos}^{-1})}{(2N_{trans}^{-1})} \quad (39)$$

$$N_{Long} = \frac{(2 * 71) - 1}{(2 * 6) - 1} = \frac{141}{11} = 13 \text{ tubos}$$

## 2 Balance de energía fluido frío

P: Presión= 140 kPa

T<sub>f,i</sub>: Temperatura de entrada= 25°C

T<sub>f,o</sub>: Temperatura de salida= 50 °C

C<sub>p</sub>: Calor latente a presión constante 4.178 KJ/Kg°C

ΔTemp= 25°C 298.515°K

Flujo diámetro= 50 LPM

φ=1"

$$\dot{m}_f = \frac{q}{C_{p,f}(T_{f,o} - T_{f,i})} \quad (40)$$

$$\dot{m}_f = \frac{132338332 \text{ J/hr}}{4178 \text{ J/Kg}^\circ\text{C} * 25}$$

$$\dot{m}_f = 1267.00 \text{ Kg/hr}$$

$$\dot{m}_f = 0.35194 \text{ Kg/s}$$

$$A_{min} = (0.219 - (0.0127 * 6)) * (0.15)$$

$$A_{min} = 0.02142 \text{ m}^2$$

Flujo másico por unidad de área.

$$G_{max} = \frac{1267 \text{ Kg/hr}}{0.02142 \text{ m}^2} = 59150.35 \text{ Kg/hr} * \text{m}^2$$

$$G_{max} = 16.562 \text{ Kg/s} * \text{m}^2$$

No. Reynolds Agua.

Viscosidad del agua a 50 °C

$$v = 435 * 10^{-6} \text{ Kg/m} * \text{s}$$

$$Re_D = \frac{G_{max} * D}{v} \quad (41)$$

$$Re_D = \frac{16.562 * 0.0127}{435 * 10^{-6}} = 483.534$$

$$\overline{Nu}_D = 1.13 * C_1 Re_D^m Pr^{1/3} \quad (42)$$

Pr: Número de Prandtl= 3.55

$$\overline{Nu}_D = 1.13 * 4.42 * (483.6)^{0.55} * (3.55)^{1/3}$$

$$\overline{Nu}_D = 16.82$$

Coficiente de transferencia de calor.

$$h_f = \frac{\overline{Nu}_D * K}{D} \quad (43)$$

$$h_f = \frac{16.82 * 0.6549}{0.0127} = 867.04 \text{ W/m}^2 \text{K}$$

$$R_{et} = \frac{1}{\pi * 0.0127 * 0.15} = \frac{1.153 * 10^{-3}}{5.985 * 10^{-3}}$$

$$R_{et} = 0.175^\circ\text{K/W}$$

$$R_{pt} = \frac{\ln\left(\frac{0.00635}{0.005475}\right)}{2 * 0.15 * 397 * \pi}$$

$$R_{pt} = \frac{0.1482}{374.163} = 0.0004^\circ\text{K/W}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(120^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}) - (120^\circ\text{C} - 50^\circ\text{C})}{\ln\left(\frac{120^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}}{120^\circ\text{C} - 50^\circ\text{C}}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{95^\circ\text{C} - 70^\circ\text{C}}{\ln\left(\frac{95^\circ\text{C}}{70^\circ\text{C}}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{25^\circ\text{C}}{\ln(0.305^\circ\text{C})}$$

$$\Delta T_{ml} = 81.86^\circ\text{C}$$

$$N_{Total} = \frac{36,760 \text{ W} * 0.175}{81.86} \approx 78 \text{ tubos}$$

$$\Delta P = N_{long} * X * \left(\frac{\rho * U_{max}^2}{2}\right) * f$$

$$X=0.6$$

$$f=1$$

Caída de presión banco de tubos.

$$\Delta P = 13 * 0.6 * \left( \frac{0.8542Kg * 104.43^2}{m^3 * 2} \right) * 1 = 36032.2N/m^2 = 5.226 psi$$

$$U_{max} = \frac{G_{max}}{\rho} \tag{44}$$

$$U_{max} = \frac{\frac{89.21Kg}{segm^2}}{0.8542 \frac{Kg}{m^3}} = \frac{104.43m}{s}$$

**3 Balance de energía lado tubos de un intercambiador convencional de tubos y coraza**

Tubo cobre.

Q=1/2”                      A=1.3X10-4 m2

Qc=1.111\*10-4            Cp=1013 J/KgK

Qc = V \* A

V= 0.87712m/s

LTDM=86.56°C

hc=752.012 W/m2\*K

Gmax=321172 Kg/hr\*m<sup>2</sup>

Gmax=89.21 Kg/s\*m<sup>2</sup>

$\dot{m} = \rho * V * A$  (45)

$\rho_{aire} = 0.8542 Kg/m^3$

$\dot{m} = 0.8542 * \frac{0.87712m}{s} * 1.3 * 10^{-4}m^2$

$\dot{m} = 9.74 Kg/s$

$\Delta T = Ti_o - Ti_i$

$\Delta T = 140 - 80 = 60°C=333.15°K$

$q_i = \dot{m}_i * C_p * \Delta T_i$  (46)

$q_i = 9.74Kg/s * 1013s/Kg°K * 333.15°K=3287KW$

$$U_{max} = \frac{G}{\rho} = \frac{89.21Kg/s * m^2}{0.8542Kg/m^2}$$

$U_{max} = 104.44W/m^2$

$$L = \frac{q_i}{\pi * D * U * LTDM} \approx 1.7mts$$

Ntubos = 215 tubos

Característica	Intercambiador convencional	Intercambiador con TTB
Cantidad de calor a recuperar	36760 KW	36760 KW
Longitud tubos	1700 mm	400 mm
Diámetro coraza	348 mm	100 mm
Diámetro interior de tubos	12.7 mm	12.7 mm
Número de tubos	215	72
Arreglo de tubos	Triangular	Triangular
Material de construcción	Cobre comercial	Cobre commercial
Transferencia de calor	0.5 Kw	0.5 Kw
Clasificación TEMA	C-BEM	C-BEM

**Tabla 3** Comparativo de intercambiador convencional e intercambiador TTB

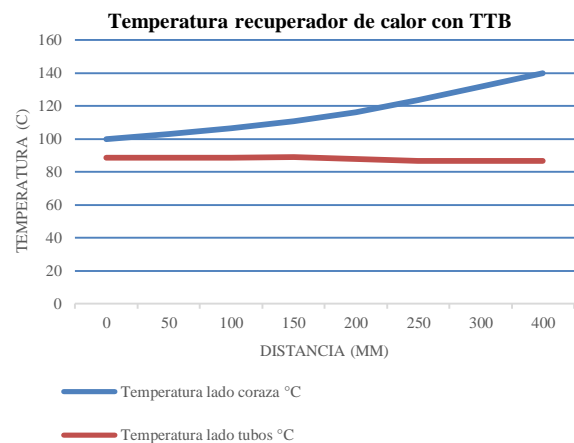
Fuente: Elaboración propia

**Agradecimientos**

Al Instituto Tecnológico de Pachuca así como a la empresa Cajaplax S.A. de C.V. por el apoyo que ha resultado fundamental para el desarrollo de este proyecto.

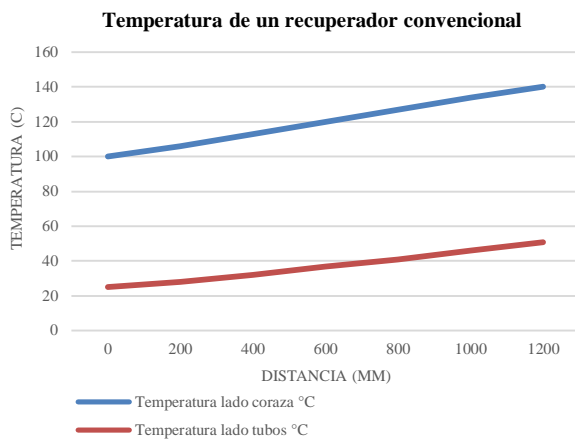
**Conclusiones y Recomendaciones**

Se realiza el análisis termodinámico a un recuperador de calor residual utilizando Tubos termosifones bifásicos y agua como fluido de trabajo determinando la factibilidad de recuperar el calor residual del aire comprimido y se compara con un intercambiador de calor convencional de tubos y coraza.



**Gráfica 1** Gráfica de temperatura intercambiador de calor utilizando TTB

Fuente: Elaboración propia



**Gráfica 2** Gráfica de temperatura intercambiador de calor convencional

Fuente: *Elaboración propia*

Se determinan las siguientes ventajas de un recuperador de calor con TTB: solo ocupa el 33% del área que utilizaría un recuperador convencional para extraer la misma cantidad de calor residual; la estabilidad térmica es más constante a lo largo de los tubos en comparación con un convencional como se observa en las figuras 11 y 12.

Se mantiene una temperatura en el fluido frío más estable a lo largo de la superficie de contacto una vez alcanzado el tiempo de estabilidad térmica en los TTB, también es importante mencionar que nuestro caso únicamente se requiere el 15% del número de tubos en comparación a un intercambiador convencional para desarrollar el mismo trabajo térmico.

Los requerimientos de mantenimiento son nulos, no hay riesgo de tener una contaminación cruzada entre los fluidos frío y caliente en caso de perforación de un tubo y al utilizar agua destilada como fluido de trabajo no presenta riesgo alguno para la carcasa, se puede recuperar 36746 KW de energía calorífica y esta será utilizada para calentar agua de uso sanitario, que actualmente eleva su temperatura con la combustión de gas butano. El uso de un recuperador de calor tiene un impacto ambiental positivo al reducir el consumo de hidrocarburos.

En comparación con un intercambiador de calor convencional de tubos y coraza, al utilizar TTB se reducen considerablemente las dimensiones físicas y al ser más compacto los costos de material, fabricación, instalación y transporte también se reducen.

## Referencias

Minkowycz, J. H. (1998). Modelling of heat transfer and fluid flow for decaying swirl flow in. Pergamon, 349-358. Kalyan K. Srinivasan, P. J. (2010). Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature. ELSEVIER.

Agnese Magno, E. M. (2015). Effects of both blended and pure biodiesel on waste heat recovery. ELSEVIER.

Aspen Tech (2016). Aspen Tech. Versión 9. Consultado el 25 de febrero de 2018.

Byrne (2007). Standards of the tubular exchanger manufacturers association. Consultado el 2 de febrero de 2018, de [www.daboosanat.com](http://www.daboosanat.com)

Daniel Rohde, H. T. (2013). Heat recovery from export gas compression: Analyzing power cycles. ELSEVIER.

Hossein Safaei, D. W. (2013). Compressed air energy storage with waste heat export: An Alberta. ELSEVIER.

Incropera, F. y. (1999). Fundamentos de Transferencia de Calor. México D.F.: Cuarta edición. Prentice Hall.

N. Javani, I. D. (2012). Thermodynamic analysis of waste heat recovery for cooling systems in hybrid. ELSEVIER.

S. Karellas, A.-D. L. (2013). Energetic and exergetic analysis of waste heat recovery systems in the. ELSEVIER.

Wentao Li, J. Z. (2015). Energy efficiency analysis of condensed waste heat recovery ways. ELSEVIER.

Xing-Qi Cao, W.-W. Y.-L. (2014). Performance analysis of different high-temperature heat pump. ELSEVIER.

Yongping Yang, C. X. (2014). A new conceptual cold-end design of boilers

Yousef S.H. Najjar, A. M.-K. (2015). Novel inlet air cooling with gas turbine engines using cascaded. ELSEVIER.

# Instrucciones para la publicación Científica, Tecnológica y de Innovación

---

## [Título en Times New Roman y Negritas No. 14 en Español e Inglés]

Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 1<sup>er</sup> Autor†\*, Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 1<sup>er</sup> Coautor, Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 2<sup>do</sup> Coautor y Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 3<sup>er</sup> Coautor

*Institución de Afiliación del Autor incluyendo dependencia (en Times New Roman No.10 y Cursiva)*

International Identification of Science - Technology and Innovation

ID 1<sup>er</sup> Autor: (ORC ID - Researcher ID Thomson, arXiv Author ID - PubMed Autor ID - Open ID) y CVU 1<sup>er</sup> Autor: (Becario-PNPC o SNI-CONACYT) (No.10 Times New Roman)

ID 1<sup>er</sup> Coautor: (ORC ID - Researcher ID Thomson, arXiv Author ID - PubMed Autor ID - Open ID) y CVU 1<sup>er</sup> Coautor: (Becario-PNPC o SNI-CONACYT) (No.10 Times New Roman)

ID 2<sup>do</sup> Coautor: (ORC ID - Researcher ID Thomson, arXiv Author ID - PubMed Autor ID - Open ID) y CVU 2<sup>do</sup> Coautor: (Becario-PNPC o SNI-CONACYT) (No.10 Times New Roman)

ID 3<sup>er</sup> Coautor: (ORC ID - Researcher ID Thomson, arXiv Author ID - PubMed Autor ID - Open ID) y CVU 3<sup>er</sup> Coautor: (Becario-PNPC o SNI-CONACYT) (No.10 Times New Roman)

(Indicar Fecha de Envío: Mes, Día, Año); Aceptado (Indicar Fecha de Aceptación: Uso Exclusivo de ECORFAN)

---

### Resumen (En Español, 150-200 palabras)

Objetivos  
Metodología  
Contribución

**Indicar 3 palabras clave en Times New Roman y Negritas No. 10 (En Español)**

### Resumen (En Inglés, 150-200 palabras)

Objetivos  
Metodología  
Contribución

**Indicar 3 palabras clave en Times New Roman y Negritas No. 10 (En Inglés)**

---

**Citación:** Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 1er Autor†\*, Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 1er Coautor, Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 2do Coautor y Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 3er Coautor. Título del Artículo. Revista de Tecnología e Innovación. Año 1-1: 1-11 (Times New Roman No. 10)

---

---

\* Correspondencia del Autor (ejemplo@ejemplo.org)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

## Introducción

Texto redactado en Times New Roman No.12, espacio sencillo.

Explicación del tema en general y explicar porque es importante.

¿Cuál es su valor agregado respecto de las demás técnicas?

Enfocar claramente cada una de sus características

Explicar con claridad el problema a solucionar y la hipótesis central.

Explicación de las secciones del Artículo

## Desarrollo de Secciones y Apartados del Artículo con numeración subsecuente

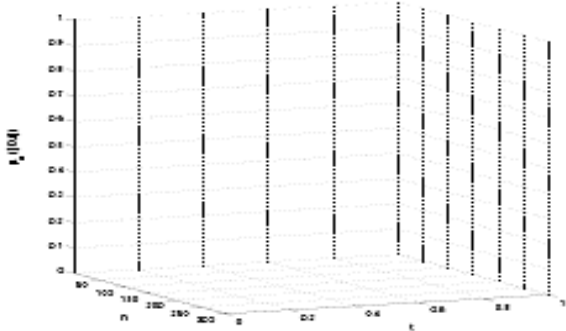
[Título en Times New Roman No.12, espacio sencillo y Negrita]

Desarrollo de Artículos en Times New Roman No.12, espacio sencillo.

## Inclusión de Gráficos, Figuras y Tablas-Editables

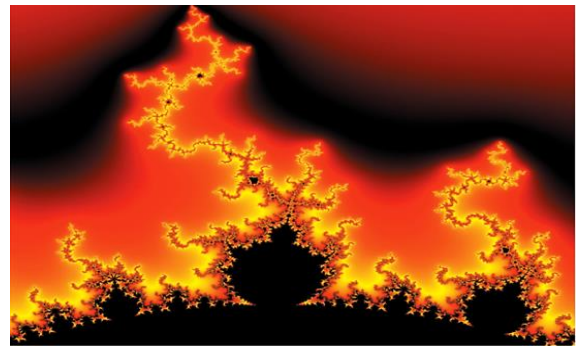
En el *contenido del Artículo* todo gráfico, tabla y figura debe ser editable en formatos que permitan modificar tamaño, tipo y número de letra, a efectos de edición, estas deberán estar en alta calidad, no pixeladas y deben ser notables aun reduciendo la imagen a escala.

[Indicando el título en la parte inferior con Times New Roman No. 10 y Negrita]



**Gráfico 1** Titulo y Fuente (*en cursiva*)

No deberán ser imágenes, todo debe ser editable.



**Figura 1** Titulo y Fuente (*en cursiva*)

No deberán ser imágenes, todo debe ser editable.


**Tabla 1** Titulo y Fuente (*en cursiva*)

No deberán ser imágenes, todo debe ser editable.

Cada Artículo deberá presentar de manera separada en **3 Carpetas**: a) Figuras, b) Gráficos y c) Tablas en formato .JPG, indicando el número en Negrita y el Titulo secuencial.

**Para el uso de Ecuaciones, señalar de la siguiente forma:**

$$Y_{ij} = \alpha + \sum_{h=1}^r \beta_h X_{hij} + u_j + e_{ij} \quad (1)$$

Deberán ser editables y con numeración alineada en el extremo derecho.

## Metodología a desarrollar

Dar el significado de las variables en redacción lineal y es importante la comparación de los criterios usados

## Resultados

Los resultados deberán ser por sección del Artículo.

## Anexos

Tablas y fuentes adecuadas.

## Agradecimiento

Indicar si fueron financiados por alguna Institución, Universidad o Empresa.

# **Instrucciones para la publicación Científica, Tecnológica y de Innovación**

---

## **Conclusiones**

Explicar con claridad los resultados obtenidos y las posibilidades de mejora.

## **Referencias**

Utilizar sistema APA. No deben estar numerados, tampoco con viñetas, sin embargo en caso necesario de numerar será porque se hace referencia o mención en alguna parte del Artículo.

Utilizar Alfabeto Romano, todas las referencias que ha utilizado deben estar en el Alfabeto romano, incluso si usted ha citado un Artículo, libro en cualquiera de los idiomas oficiales de la Organización de las Naciones Unidas (Inglés, Francés, Alemán, Chino, Ruso, Portugués, Italiano, Español, Árabe), debe escribir la referencia en escritura romana y no en cualquiera de los idiomas oficiales.

## **Ficha Técnica**

Cada Artículo deberá presentar un documento Word (.docx):

Nombre de la Revista

Título del Artículo

Abstract

Keywords

Secciones del Artículo, por ejemplo:

1. *Introducción*
2. *Descripción del método*
3. *Análisis a partir de la regresión por curva de demanda*
4. *Resultados*
5. *Agradecimiento*
6. *Conclusiones*
7. *Referencias*

Nombre de Autor (es)

Correo Electrónico de Correspondencia al Autor

Referencias

## **Requerimientos de Propiedad Intelectual para su edición:**

-Firma Autógrafa en Color Azul del Formato de Originalidad del Autor y Coautores

-Firma Autógrafa en Color Azul del Formato de Aceptación del Autor y Coautores

## **Reserva a la Política Editorial**

Revista de Tecnología e Innovación se reserva el derecho de hacer los cambios editoriales requeridos para adecuar los Artículos a la Política Editorial del Research Journal. Una vez aceptado el Artículo en su versión final, el Research Journal enviará al autor las pruebas para su revisión. ECORFAN® únicamente aceptará la corrección de erratas y errores u omisiones provenientes del proceso de edición de la revista reservándose en su totalidad los derechos de autor y difusión de contenido. No se aceptarán supresiones, sustituciones o añadidos que alteren la formación del Artículo.

## **Código de Ética – Buenas Prácticas y Declaratoria de Solución a Conflictos Editoriales**

### **Declaración de Originalidad y carácter inédito del Artículo, de Autoría, sobre la obtención de datos e interpretación de resultados, Agradecimientos, Conflicto de intereses, Cesión de derechos y distribución**

La Dirección de ECORFAN-México, S.C reivindica a los Autores de Artículos que su contenido debe ser original, inédito y de contenido Científico, Tecnológico y de Innovación para someterlo a evaluación.

Los Autores firmantes del Artículo deben ser los mismos que han contribuido a su concepción, realización y desarrollo, así como a la obtención de los datos, la interpretación de los resultados, su redacción y revisión. El Autor de correspondencia del Artículo propuesto requisitara el formulario que sigue a continuación.

Título del Artículo:

- El envío de un Artículo a Revista de Tecnología e Innovación emana el compromiso del autor de no someterlo de manera simultánea a la consideración de otras publicaciones serias para ello deberá complementar el Formato de Originalidad para su Artículo, salvo que sea rechazado por el Comité de Arbitraje, podrá ser retirado.
- Ninguno de los datos presentados en este Artículo ha sido plagiado ó inventado. Los datos originales se distinguen claramente de los ya publicados. Y se tiene conocimiento del testeo en PLAGSCAN si se detecta un nivel de plagio Positivo no se procederá a arbitrar.
- Se citan las referencias en las que se basa la información contenida en el Artículo, así como las teorías y los datos procedentes de otros Artículos previamente publicados.
- Los autores firman el Formato de Autorización para que su Artículo se difunda por los medios que ECORFAN-México, S.C. en su Holding Bolivia considere pertinentes para divulgación y difusión de su Artículo cediendo sus Derechos de Obra.
- Se ha obtenido el consentimiento de quienes han aportado datos no publicados obtenidos mediante comunicación verbal o escrita, y se identifican adecuadamente dicha comunicación y autoría.
- El Autor y Co-Autores que firman este trabajo han participado en su planificación, diseño y ejecución, así como en la interpretación de los resultados. Asimismo, revisaron críticamente el trabajo, aprobaron su versión final y están de acuerdo con su publicación.
- No se ha omitido ninguna firma responsable del trabajo y se satisfacen los criterios de Autoría Científica.
- Los resultados de este Artículo se han interpretado objetivamente. Cualquier resultado contrario al punto de vista de quienes firman se expone y discute en el Artículo.

## Copyright y Acceso

La publicación de este Artículo supone la cesión del copyright a ECORFAN-México, S.C en su Holding Bolivia para su Revista de Tecnología e Innovación, que se reserva el derecho a distribuir en la Web la versión publicada del Artículo y la puesta a disposición del Artículo en este formato supone para sus Autores el cumplimiento de lo establecido en la Ley de Ciencia y Tecnología de los Estados Unidos Mexicanos, en lo relativo a la obligatoriedad de permitir el acceso a los resultados de Investigaciones Científicas.

Título del Artículo:

Nombre y apellidos del Autor de contacto y de los Coautores	Firma
1.	
2.	
3.	
4.	

## Principios de Ética y Declaratoria de Solución a Conflictos Editoriales

### Responsabilidades del Editor

El Editor se compromete a garantizar la confidencialidad del proceso de evaluación, no podrá revelar a los Árbitros la identidad de los Autores, tampoco podrá revelar la identidad de los Árbitros en ningún momento.

El Editor asume la responsabilidad de informar debidamente al Autor la fase del proceso editorial en que se encuentra el texto enviado, así como de las resoluciones del arbitraje a Doble Ciego.

El Editor debe evaluar los manuscritos y su contenido intelectual sin distinción de raza, género, orientación sexual, creencias religiosas, origen étnico, nacionalidad, o la filosofía política de los Autores.

El Editor y su equipo de edición de los Holdings de ECORFAN® no divulgarán ninguna información sobre Artículos enviado a cualquier persona que no sea el Autor correspondiente.

El Editor debe tomar decisiones justas e imparciales y garantizar un proceso de arbitraje por pares justa.

### Responsabilidades del Consejo Editorial

La descripción de los procesos de revisión por pares es dado a conocer por el Consejo Editorial con el fin de que los Autores conozcan cuáles son los criterios de evaluación y estará siempre dispuesto a justificar cualquier controversia en el proceso de evaluación. En caso de Detección de Plagio al Artículo el Comité notifica a los Autores por Violación al Derecho de Autoría Científica, Tecnológica y de Innovación.

### Responsabilidades del Comité Arbitral

Los Árbitros se comprometen a notificar sobre cualquier conducta no ética por parte de los Autores y señalar toda la información que pueda ser motivo para rechazar la publicación de los Artículos. Además, deben comprometerse a mantener de manera confidencial la información relacionada con los Artículos que evalúan.

Cualquier manuscrito recibido para su arbitraje debe ser tratado como documento confidencial, no se debe mostrar o discutir con otros expertos, excepto con autorización del Editor.

Los Árbitros se deben conducir de manera objetiva, toda crítica personal al Autor es inapropiada.

Los Árbitros deben expresar sus puntos de vista con claridad y con argumentos válidos que contribuyan al que hacer Científico, Tecnológica y de Innovación del Autor.

Los Árbitros no deben evaluar los manuscritos en los que tienen conflictos de intereses y que se hayan notificado al Editor antes de someter el Artículo a evaluación.

### **Responsabilidades de los Autores**

Los Autores deben garantizar que sus Artículos son producto de su trabajo original y que los datos han sido obtenidos de manera ética.

Los Autores deben garantizar no han sido previamente publicados o que no estén siendo considerados en otra publicación seriada.

Los Autores deben seguir estrictamente las normas para la publicación de Artículos definidas por el Consejo Editorial.

Los Autores deben considerar que el plagio en todas sus formas constituye una conducta no ética editorial y es inaceptable, en consecuencia, cualquier manuscrito que incurra en plagio será eliminado y no considerado para su publicación.

Los Autores deben citar las publicaciones que han sido influyentes en la naturaleza del Artículo presentado a arbitraje.

### **Servicios de Información**

#### **Indización - Bases y Repositorios**

LATINDEX	(Revistas Científicas de América Latina, España y Portugal)
RESEARCH GATE	(Alemania)
GOOGLE SCHOLAR	(Índices de citas-Google)
REDIB	(Red Iberoamericana de Innovación y Conocimiento Científico- CSIC)
MENDELEY	(Gestor de Referencias bibliográficas)

#### **Servicios Editoriales:**

Identificación de Citación e Índice H.  
Administración del Formato de Originalidad y Autorización.  
Testeo de Artículo con PLAGSCAN.  
Evaluación de Artículo.  
Emisión de Certificado de Arbitraje.  
Edición de Artículo.  
Maquetación Web.  
Indización y Repositorio  
Traducción.  
Publicación de Obra.  
Certificado de Obra.  
Facturación por Servicio de Edición.

#### **Política Editorial y Administración**

244 - 2 Itzopan Calle. La Florida, Ecatepec Municipio México Estado, 55120 Código postal, MX. Tel: +52 1 55 2024 3918, +52 1 55 6159 2296, +52 1 55 4640 1298; Correo electrónico: [contact@ecorfan.org](mailto:contact@ecorfan.org) [www.ecorfan.org](http://www.ecorfan.org)

## **ECORFAN®**

### **Editora en Jefe**

RAMOS-ESCAMILLA, María. PhD

### **Redactor Principal**

SERRUDO-GONZALES, Javier. BsC

### **Asistente Editorial**

ROSALES-BORBOR, Eleana. BsC

SORIANO-VELASCO, Jesús. BsC

### **Director Editorial**

PERALTA-CASTRO, Enrique. MsC

### **Editor Ejecutivo**

IGLESIAS-SUAREZ, Fernando. MsC

### **Editores de Producción**

ESCAMILLA-BOUCHAN, Imelda. PhD

LUNA-SOTO, Vladimir. PhD

### **Administración Empresarial**

REYES-VILLAO, Angélica. BsC

### **Control de Producción**

RAMOS-ARANCIBIA Alejandra. BsC

DÍAZ-OCAMPO Javier. BsC

### **Editores Asociados**

OLIVES-MALDONADO, Carlos. MsC

MIRANDA-GARCIA, Marta. PhD

CHIATCHOUA, Cesaire. PhD

SUYO-CRUZ, Gabriel. PhD

CENTENO-ROA, Ramona. MsC

ZAPATA-MONTES, Nery Javier. PhD

ALAS-SOLA, Gilberto Américo. PhD

MARTÍNEZ-HERRERA, Erick Obed. MsC

ILUNGA-MBUYAMBA, Elisée. MsC

IGLESIAS-SUAREZ, Fernando. MsC

VARGAS-DELGADO, Oscar. PhD

### **Publicidad y Patrocinio**

(ECORFAN®- Mexico- Bolivia- Spain- Ecuador- Cameroon- Colombia- El Salvador- Guatemala- Nicaragua- Peru- Paraguay- Democratic Republic of The Congo- Taiwan ),sponsorships@ecorfan.org

### **Licencias del Sitio**

03-2010-032610094200-01-Para material impreso, 03-2010-031613323600-01-Para material electrónico, 03-2010-032610105200-01-Para material fotográfico, 03-2010-032610115700-14-Para Compilación de Datos, 04 -2010-031613323600-01-Para su página Web, 19502-Para la Indización Iberoamericana y del Caribe, 20-281 HB9-Para la Indización en América Latina en Ciencias Sociales y Humanidades, 671-Para la Indización en Revistas Científicas Electrónicas España y América Latina, 7045008-Para su divulgación y edición en el Ministerio de Educación y Cultura-España, 25409-Para su repositorio en la Biblioteca Universitaria-Madrid, 16258-Para su indexación en Dialnet, 20589-Para Indización en el Directorio en los países de Iberoamérica y el Caribe, 15048-Para el registro internacional de Congresos y Coloquios. financingprograms@ecorfan.org

## **Oficinas de Gestión**

244 Itzopan, Ecatepec de Morelos–México.

21 Santa Lucía, CP-5220. Libertadores -Sucre–Bolivia.

38 Matacerquillas, CP-28411. Morazarzal –Madrid-España.

18 Marcial Romero, CP-241550. Avenue, Salinas I - Santa Elena-Ecuador.

1047 La Raza Avenue -Santa Ana, Cusco-Peru.

Boulevard de la Liberté, Immeuble Kassap, CP-5963.Akwa- Douala-Cameroon.

Southwest Avenue, San Sebastian – León-Nicaragua.

6593 Kinshasa 31 – Republique Démocratique du Congo.

San Quentin Avenue, R 1-17 Miralvalle - San Salvador-El Salvador.

16 Kilometro, American Highway, House Terra Alta, D7 Mixco Zona 1-Guatemala.

105 Alberdi Rivarola Captain, CP-2060. Luque City- Paraguay.

Distrito YongHe, Zhongxin, calle 69. Taipei-Taiwán.

# Revista de Tecnología e Innovación

“Absorción de energía de estructuras tipo sandwich con base cuadrada sujetas a cargas de compresión”

**ESTRADA, Quirino, BOLAÑOS, Miguel, SZWEDOWICZ, Dariusz y WIEBE-QUINTANA, Lara**

*Universidad Autónoma de Ciudad Juárez*

*Instituto Tecnológico de Pachuca*

*Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico*

“Diseño de un rotor para una Turbina eólica de eje horizontal de 500 W”

**RAMIREZ-MARTINEZ, Andrés, RODRIGUEZ-CASTILLO, Mario E, VERA-CARDENAS, Edgar E, GOMEZ-MERCADO, Abdiel y MORENO-RIOS, Marisa**

*Instituto Tecnológico de Pachuca*

“Obtención de la fuerza de empuje de una hélice y el control de su posición”

**TORRES SUAREZ, Francisco Emmanuel, A RESÉNDIZ ROSAS, Celerino, PALACIOS PINEDA, Luis Manuel y RAMÍREZ VARGAS, Ignacio**

*Instituto Tecnológico de Pachuca*

“Análisis termodinámico de un recuperador de calor residual para un compresor recíprocante de 500 Hp”

**GÓMEZ-MERCADO, Abdiel, ISLAS-ORTIZ, Oscar, RESÉNDIZ-ROSAS, Celerino y PALACIOS-PINEDA, Luis Manuel**

*Instituto Tecnológico de Pachuca*

