



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

TRABAJO FINAL DE GRADO

Grado en Ingeniería Mecánica

**DESARROLLO DE MÉTODO DE DIAGNÓSTICO DE DAÑOS EN
TURBINAS HIDRÁULICAS**



Memoria y Anexos

Autor: Alberto Elizalde Ramos
Director: Alfredo Guardo Zabaleta
Convocatoria: Enero 2020

Resum

El factor d'estrès més elevat en les turbines-bombes, ve produït per la interacció entre el rotor i l'estator, coneguda aquesta interacció com RSI (de les seves sigles en anglès Rotor Stator Interaction). Aquest fenomen, responsable de la generació de polsos de pressió, repercuteix en el trencament per fatiga de l'estructura del rotor, focalitzant en les zones més allunyades del centre d'aquest les més propenses a patir danys. En l'actualitat, es coneix el fet que la presència del RSI a les turbines hidràuliques és capaç de produir el trencament de la corona del rotor mitjançant una geometria peculiar, el qual recorda una llàgrima.

En la present memòria, s'ha realitzat un estudi de l'espectre de freqüències d'una turbina-bomba a la qual s'ha incorporat un rotor en el que es presentava un trencament a la corona. D'aquesta manera, i mitjançant la comparació dels resultats obtinguts amb els d'un rotor sense dany, s'han establert relacions entre les variacions presents en l'espectre de freqüències i la presència del trencament a la turbina.

Finalment, mitjançant la comparació dels espectres de freqüències, s'ha determinat que l'aparició d'un trencament a la corona directriu del rotor d'una turbina-bomba de 7 àleps en el rotor i 16 en l'estator, produeix una disminució de l'amplitud de les freqüències característiques de la màquina com a conseqüència d'una disminució de la pressió a l'interior d'aquesta.

Resumen

El factor de estrés más elevado en las turbinas-bombas, viene producido por la interacción entre el rotor y el estator, conocida dicha interacción como RSI (de sus siglas en inglés Rotor Stator Interaction). Dicho fenómeno, responsable de la generación de pulsos de presión, repercute en el daño por fatiga de la estructura del rotor, siendo las zonas más alejadas del centro de éste las más propensas a sufrir los daños. En la actualidad, se conoce el hecho de que la presencia del RSI en las turbinas hidráulicas es capaz de producir la rotura de la corona del rotor mediante una geometría peculiar, la cual recuerda a una lágrima.

En la presente memoria, se ha realizado un estudio del espectro de frecuencias de una turbina-bomba a la cual se le ha incorporado un rotor en el que se presentaba una rotura en la corona. De esta forma, y mediante la comparación de los resultados obtenidos con los de un caso sin daño en el rotor, se han establecido relaciones entre las variaciones presentes en el espectro de frecuencias y la presencia de la rotura en la máquina.

Finalmente, mediante la comparación de los espectros de frecuencias, se ha podido determinar que, la aparición de una rotura en la corona directriz del rotor de una turbina-bomba de 7 álabes en el rotor y 16 en el estator, produce una disminución de la amplitud de las frecuencias características de la máquina como consecuencia de una disminución de la presión en el interior de ésta.

Abstract

The highest stress factor in the turbine-pumps is produced by the interaction between the rotor and the stator, known as RSI (for its acronym Interaction of the Rotor Stator). This phenomenon, responsible for the generation of pressure pulses, has an impact on fatigue damage of the rotor structure, concluding that the areas farthest from the center of the rotor are the most prone to be damage. At present, it is known the fact that the presence of RSI in hydraulic turbines is capable of causing the rotor crown to break through a peculiar geometry, which recalls a tear.

A study of the frequency spectrum of a turbine-pump has been carried out, using a damaged rotor in which there was a break in the crown. In this way, and by comparing the results obtained with those of a turbine-pump without damage to the rotor, relations have been established between the variations present in the frequency spectrum and the presence of the breakage in the turbine.

Finally, by comparing the frequency spectra, it has been determined that the appearance of a break in the rotor crown of a turbine-pump of 7 blades in the rotor and 16 in the stator, produce a decrease in amplitude of the characteristic frequencies of the machine as a result of a decrease in the pressure inside it.



Agradecimientos

En esta sección quiero hacer mención a todos aquellos que han permitido que la realización de este trabajo sea lo más llevadera y amena posible.

En primer lugar, quiero agradecer el esfuerzo realizado por mi tutor, Alfredo, quién me ha proporcionado gran parte del material necesario para poder llevar a cabo este trabajado, así como me ha asesorado además de proporcionado mejoras e ideas que han hecho que este trabajo haya incrementado en su consistencia.

Quiero agradecer a todas aquellas personas que me han apoyado durante la realización de este trabajo, en especial a amigos y pareja que han hecho que esta etapa universitaria sea más liviana.

Con este trabajo he querido aportar mi pequeño grano de arena en el gran mundo de la ingeniería y espero servir de ayuda e inspiración a futuros compañeros del sector con el presente documento.

-Grandes descubrimientos y mejoras implican invariablemente la cooperación de muchas mentes.-

Alexander Graham Bell.



Glosario

Según abecedario latino

A : Área [m^2]

a_1 : constante del modelo de turbulencia SST

A_{mm} : Amplitud de cada armónico que contribuye en la cada situación

$C_{\varepsilon 1}$: constante del modelo de turbulencia k- ε

$C_{\varepsilon 2}$: constante del modelo de turbulencia k- ε

C_{μ} : Constante de valor entero.

C_p : Capacidad calorífica específica a presión constante $\left[\frac{J}{Kg \cdot K} \right]$

f_f : Frecuencia de rotación del eje [Hz]

f_n : Frecuencia de rotación del eje [Hz]

f_r : Frecuencia de fluctuación de presión en el rotor [Hz]

f_s : Frecuencia de fluctuación de presión en el estator [Hz]

h : Entalpia específica estática en [m^2/s^2]

h_{tot} : Entalpia total específica en [m^2/s^2]

k : modo diametral [número entero]

k : variable k de los modelo de turbulencia $k-\omega$ y $k-\varepsilon$ referente a la energía cinética de la turbulencia.

m : Número entero

Magnitud: Valor desconocido [número entero]

N : Número entero

p' : presión modificada [Pa]

p : Presión estática [Pa]

P_k : Término de producción de la turbulencia producida debido a fuerzas de viscosidad.

P_{kb} : Fuerza de flotabilidad en la variable k del modelo k - ϵ y del modelo de turbulencia k - ω [N]

$P_{\epsilon b}$: Fuerza de flotabilidad en la variable ϵ del modelo de turbulencia k - ϵ [N]

$P_{\omega b}$: Fuerza de flotabilidad en la variable ω del modelo de turbulencia k - ω [N]

P_{ω} : Término de producción de la variable ω

S : Medida invariante de la tasa de presión en el modelo SST

S_E : fuente de energía en $\left[\frac{kg}{m \cdot s^3} \right]$

S_M : Fuente de momento [N]

t : tiempo [s]

T : temperatura [K]

U : vector de velocidad $U_{x,y,z}$ $\left[\frac{m}{s} \right]$

V : Velocidad [m/s]

v : volumen específico $\left[\frac{m^3}{Kg} \right]$

Z_r : Número de álabes del rotor [número entero]

Z_s : Número de álabes del estator [número entero]

Según abecedario griego

α : constante del modelo de turbulencia $k-\omega$

α_1 : constante del modelo de turbulencia BSL

α_2 : constante del modelo de turbulencia BSL

α_3 : constante del modelo de turbulencia BSL

β_3 : constante del modelo de turbulencia BSL

β' : Constante de los modelos de turbulencia $k-\omega$ y BSL

δ : Función delta de Kronecker

ε : variable ε del modelo de turbulencia $k-\varepsilon$ referente a la tasa específica de disipación de la energía cinética de la turbulencia k .

θ_r : Coordenada angular del rotor [rad]

ϑ : Coordenada angular en coordenadas estacionarias [rad]

λ : Conductividad termica $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$

μ_t : viscosidad turbulenta [Pa * s]

μ : Viscosidad [Pa * s]

μ_{eff} : contabilidad efectiva de la viscosidad para la turbulencia [Pa*s]

ρ : Densidad en $\left[\frac{Kg}{m^3} \right]$

σ_k : Constante del modelo de turbulencia $k-\omega$ y $k-\varepsilon$

σ_{k1} : Constante del modelo de turbulencia BSL

σ_{k2} : Constante del modelo de turbulencia BSL

σ_{k3} : Constante del modelo de turbulencia BSL

σ_ε : Constante del modelo de turbulencia $k-\varepsilon$

σ_ω : Constante del modelo de turbulencia $k-\omega$

$\sigma_{\omega 2}$: Constante del modelo de turbulencia BSL



τ : Tensor de estres molecular $\left[\frac{kg}{m \cdot s^2} \right]$

ϕ_m : Ángulo de desfase para el n-ésimo armónico [rad]

ϕ_n : Ángulo de fase para el n-ésimo armónico [rad]

ω : variable ω del modelo de turbulencia k - ω referente a la tasa específica de disipación de la energía cinética de la turbulencia k .

: Velocidad de rotación del eje de coordenadas [rad/s]

Siglas

BSL: Modelo de turbulencia Baseline

CFD: De sus sigla en ingles Computational Fluid Dynamic

FFT: Transformada rápida de Fourier

RAMS: De sus siglas en ingles *Reynolds Averaged Navier-Stokes*

RMS: De sus siglas en ingles *Root Mean Squatre* hace referencia a la media cuadrática.

Índice

RESUM	I
RESUMEN	II
ABSTRACT	III
AGRADECIMIENTOS	V
GLOSARIO	VII
ÍNDICE	XI
Índice de Ilustraciones	xiii
Índice de Tablas	xvii
1. PREFACIO	1
1.2. Origen del trabajo	1
1.3. Motivación	1
1.4. Requerimientos previos.....	1
2. INTRODUCCIÓN	3
2.1. Objetivos del trabajo.....	3
2.2. Alcance del trabajo	4
3. MARCO TEÓRICO	5
3.1. Central hidroeléctrica reversible	5
3.1.1. Funcionamiento de una estación hidroeléctrica	5
3.1.2. Elementos constituyentes de una central hidroeléctrica reversible.....	6
3.2. Turbina-Bomba	10
3.2.1. Componentes de una turbina	11
3.3. Rotor Stator Interaction (RSI)	15
3.3.1. Qué genera el RSI	15
3.3.2. Objetivo de conocer las frecuencias del RSI	20
3.4. Vibraciones en turbinas	21
3.5. Herramienta de cálculo computacional	22
3.5.1. Pre-Proceso.....	22
3.5.2. Proceso	23
3.5.3. Post-proceso.....	31

4. METODOLOGÍA	35
4.1. 1ª fase: Pre proceso.....	35
4.1.1. Geometrías.....	35
4.1.2. Mallas.....	36
4.1.3. Parámetros físicos.....	37
4.1.4. Ajustes del Solver.....	41
4.2. 2ª Fase: Proceso.....	45
4.3. 3ª fase: Post proceso.....	45
5. RESULTADOS	47
5.1. Validación de los resultados obtenidos.....	47
5.2. Contorno de presiones y velocidades.....	49
5.3. Análisis del pulso de presión en el Estator.....	52
5.4. Análisis del pulso de presión en el Rotor.....	54
5.5. Análisis del pulso de presión en el eje de la turbina.....	56
6. ANÁLISIS DEL IMPACTO AMBIENTAL	59
CONCLUSIONES	61
PRESUPUESTO Y/O ANÁLISIS ECONÓMICO	62
BIBLIOGRAFIA	65
ANEXO A. MONITORES DESCARTADOS PARA LA MEMORIA	67
ANEXO B MODELO DE SCRIPT UTILIZADO PARA LA CREACIÓN DE LAS GRÁFICAS	78
ANEXO C SCRIPT PARA LA OBTENCIÓN DE LA TRANSFORMADA DE FOURIER	80

Índice de Ilustraciones

Ilustración 3.1. Esquematación de los elementos de una central hidroeléctrica reversible (Fuente: https://elperiodicodelaenergia.com)	5
Ilustración 3.2. Imágenes comparativas de turbinas Francis y turbinas turbina-bomba (Fuente: www.grabcad.com).	11
Ilustración 3.3. Ilustraciones del distribuidor de una turbina así como del mecanismo que lo gobierna. (Fuente: www.ceupe.com , pfernandezdiez.es).	12
Ilustración 3.4. Imágenes del sentido del flujo así como del diseño de los alabes. (Fuente: www.unet.edu.ve).	13
Ilustración 3.5. Voluta de una turbina hidráulica (Fuente: https://www.hidrotech-turbine.it/).	14
Ilustración 3.6. Tubo de aspiración acodado y recto.	14
Ilustración 3.7. Secuencia de interacción entre álabes fijos y móviles en una turbina de 16 álabes fijos y 7 móviles [Fuente (1)].	16
Ilustración 3.8. Ejemplificación de un modo diametral $k=2$ [Fuente: (1)].	17
Ilustración 3.9. Pulso de presión en los distintos álabes del rotor. Imagen extraída del artículo [Fuente (1)].	20
Ilustración 4.1. Caso 1 del rotor de simulación.	35
Ilustración 4.2. Caso 2 del rotor de simulación.	36
Ilustración 4.3. Conjunto ensamblado de los 3 elementos de la simulación.	36
Ilustración 4.4. Representación de la introducción del fluido a la turbina.	39
Ilustración 4.5. Representación de la entrada y la salida del fluido en el rotor de la turbina.	39
Ilustración 4.6. Representación de la entrada y salida del fluido en el tubo de aspiración	40

Ilustración 4.7. Localización de cada monitor en la turbina de ensayo. _____	44
Ilustración 5.1. Representación de varios monitores del caso sin daños. _____	48
Ilustración 5.2. Contorno de velocidades de los 3 casos comparados. “A” caso sin daños. “B” caso 1, “C” caso 2. _____	50
Ilustración 5.3 Contorno de presiones de los 3 casos comparados. “A” caso sin daños. “B” caso 1, “C” caso 2. _____	51
Ilustración 5.4. Representación presión-tiempo del monitor situado en el distribuidor de la turbina Estator2. _____	52
Ilustración 5.5. Representación del espectro de frecuencias del monitor Estator2 situado en el distribuidor de la turbina. _____	53
Ilustración 5.6. Representación presión-tiempo del monitor situado en el rotor de la turbina Rotor1. _____	54
Ilustración 5.7. Representación del espectro de frecuencias del monitor Rotor1 situado en el rotor de la turbina. _____	55
Ilustración 5.8. Representación presión-tiempo del monitor representativo del torque de la máquina. _____	56
Ilustración 5.9. Representación del espectro de frecuencias del monitor situado en el eje de la turbina que permite visualizar el torque de ésta. _____	57
Ilustración 0.1. Representación presión-tiempo del monitor Estator1. _____	67
Ilustración 0.2. Representación del espectro de frecuencias del monitor Estator1. _____	67
Ilustración 0.3. Representación presión-tiempo del monitor Estator3. _____	68
Ilustración 0.4. Representación del espectro de frecuencias del monitor Estator3. _____	68
Ilustración 0.5. Representación presión-tiempo del monitor IF1. _____	69

Ilustración 0.6. Representación del espectro de frecuencias del monitor IF1.	69
Ilustración 0.7. Representación presión-tiempo del monitor IF2.	70
Ilustración 0.8. Representación del espectro de frecuencias del monitor IF2.	70
Ilustración 0.9. Representación presión-tiempo del monitor IF3.	71
Ilustración 0.10. Representación del espectro de frecuencias del monitor IF3.	71
Ilustración 0.11. Representación presión-tiempo del monitor IF4.	72
Ilustración 0.12. Representación del espectro de frecuencias del monitor IF4.	72
Ilustración 0.13. Representación presión-tiempo del monitor IF5.	73
Ilustración 0.14. Representación del espectro de frecuencias del monitor IF5.	73
Ilustración 0.15. Representación presión-tiempo del monitor Rotor2.	74
Ilustración 0.16. Representación del espectro de frecuencias del monitor Rotor2.	74
Ilustración 0.17. Representación presión-tiempo del monitor Rotor3.	75
Ilustración 0.18. Representación del espectro de frecuencias del monitor Rotor3.	75
Ilustración 0.19. Representación presión-tiempo del álabe fijo del Estator.	76
Ilustración 0.20. Representación del espectro de frecuencias del monitor del álabe fijo del Estator.	76
Ilustración 0.21. Representación presión-tiempo del monitor del álabe del Rotor.	77
Ilustración 0.22. R Representación del espectro de frecuencias del monitor álabe del Rotor.	77



Índice de Tablas

Tabla 3.1. Secuencia de interacción entre álabes del rotor y del estator de una turbina compuesta por 7 álabes en el rotor y 16 en el estator (1).	17
Tabla 4.1. Nodos y Elementos de los componentes de la simulación.	37
Tabla 4.2. Recopilación de los parámetros generales.	38
Tabla 4.3. Recopilatorio de las condiciones de contorno aplicadas.	41
Tabla 4.4. Recopilación de los monitores empleados para la recopilación de las señales de presión.	43
Tabla 4.5. Recopilación de los monitores empleados para la recopilación de las señales de fuerza.	44
Tabla 6.1. Resumen de la producción de CO2 como consecuencia de la realización de los ensayos.	59
Tabla 6.2. Resumen de la producción de CO2 como consecuencia del transporte empleado para acudir a las reuniones con el tutor.	60
Tabla 6.3. Resumen de la producción de CO2 en la realización del proyecto.	60
Tabla 0.1. Resumen de los costes del informe.	63



1. Prefacio

1.2. Origen del trabajo

Siempre tuve la idea de poder realizar un trabajo final de grado útil, que tuviera aplicación en la vida real y que pudiera ayudar en el desarrollo de nuevas técnicas, y éste cumple con cada una de mis expectativas.

En el momento de selección del proyecto, se me presentaron varias opciones en diferentes departamentos de la facultad, mostrándome varios temas de desarrollo. Después de valorar las aportaciones que me presentaban cada una de la candidatura de las que disponía, tuve claro que quería dedicar la memoria de mi trabajo final de grado a la caracterización de la rotura de la corona de una turbina hidráulica. Vi en ella la oportunidad de aprender acerca del mundo de las frecuencias y sus armónicos, así como sentí la llamada de la curiosidad acerca de cómo se puede saber lo que ocurre en el interior de una turbina únicamente mediante un espectro de frecuencias.

1.3. Motivación

En la realización del proyecto me he visto motivado gracias en gran parte por la gratitud personal que he sentido a lo largo de toda su realización. Ser consciente de que este proyecto permitirá conocer la rotura de la corona del rotor de una turbina mediante la lectura de espectros de frecuencia, me suscitaba mucho interés y a su vez me motivaba en la realización de la investigación.

1.4. Requerimientos previos

A lo largo de toda la etapa universitaria se han adquirido una gran cantidad de conocimientos aplicables al ámbito ingenieril, siendo varias las asignaturas útiles para la aplicación de su teoría en este proyecto. Son de destacar asignaturas como Mecánica de Fluidos o Ingeniería de Fluidos, donde se han adquirido conocimientos del ámbito de fluidos como es el caso de las ecuaciones de continuidad o las de Navier-Stokes. Por otro lado la asignatura de Métodos Numéricos en ingeniería mecánica, en la que nos dio a conocer el programa ANSYS, también ha servido de gran ayuda en el proyecto.

Si bien, para la ejecución de dicho proyecto, durante el grado se nos enseñaron conceptos de ANSYS, para la realización del proyecto de ha requerido de cursos de preparación del programa, que gracias a mi tutor Alfredo he podido realizar.

Del mismo modo se ha empleado MATLAB para el tratado de datos. Dicho programa, al igual que ANSYS, fue presentado durante el grado en varias asignaturas, permitiendo de esta forma la adquisición de unos conocimientos acerca de él que han sido de gran ayuda durante la ejecución del proyecto.

2. Introducción

Una central hidroeléctrica reversible es aquella que se encuentra equipada con medios suficientes para producir energía eléctrica a partir de la energía potencial del agua, pero al mismo tiempo es capaz de devolver la energía potencial al agua a partir de la eléctrica. Para poder llevar a cabo dicha función, este tipo de estaciones deben ser equipadas con turbinas-bombas, cuyo diseño parte de una turbina Francis a la cual se le ha incorporado una modificación geométrica en el rotor que le permite desarrollar cierta fuerza axial para poder realizar su función de bomba.

Es de gran interés este tipo de centrales gracias a la gran versatilidad que presentan frente a otro tipo de estaciones de producción eléctrica, ya que éstas pueden modificar su producción en función de las necesidades del momento. Además pueden aprovechar los excedidos de producción eléctrica para volver a almacenar energía potencial en el depósito superior para un uso posterior.

El tipo de turbinas utilizadas en este tipo de instalaciones, sufre de un gran estrés como consecuencia de la interacción rotor-estator (1). Debido al propio funcionamiento de la turbina, se presenta en ella diferentes zonas de presión y depresión que originan puntos críticos en la geometría del rotor fatigando dicho elemento. De esta forma, la existencia de zonas en el rotor propensas a sufrir de un gran estrés, da lugar a la necesidad de conocer las consecuencias que éste genera en el funcionamiento de la turbina para poder establecer criterios que permitan identificar este fenómeno antes de que tenga una repercusión mayor en la turbina.

2.1. Objetivos del trabajo

Con el fin descrito, el objetivo principal de dicho trabajo es caracterizar el efecto de la rotura en la corona del rotor de una turbo-bomba para, de esta manera, poder establecer la localización de un sensor en la turbina que permita identificar éste fenómeno.

Con tal de conseguir dicho fin, se han marcado ciertos objetivos secundarios como:

- Crear un rotor en el que se presenta una rotura en la corona directriz de éste.
- Crear una malla de la nueva geometría del rotor.
- Obtener datos de presiones en diferentes puntos de la turbina.
- Obtener el espectro de frecuencias de la turbina con rotor dañado.

2.2. Alcance del trabajo

El alcance del trabajo se centra inicialmente en la realización de una validación de los resultados obtenidos en las simulaciones en CFX. Para ello, se ha comparado el espectro de frecuencias obtenido a partir de los datos recopilados en ANSYS de un caso sin daños en el rotor de la turbina, con las frecuencias características teóricas de ésta.

Seguidamente, y una vez validados los resultados de ANSYS con las frecuencias teóricas, se ha realizado la simulación de dos casos con rotor dañado, cuya diferenciación radica en el tamaño de la rotura. Dichas simulaciones han permitido extraer los espectros de frecuencias de cada caso, que mediante la comparación con el espectro del caso sin daños, han permitido la obtención de las conclusiones del trabajo.

3. Marco teórico

3.1. Central hidroeléctrica reversible

Para el entendimiento del funcionamiento de una turbina, elemento de estudio en dicho proyecto, es importante conocer cómo se encuentra integrada en una estación hidroeléctrica, y como interactúa con el resto de elementos que componen a ésta.

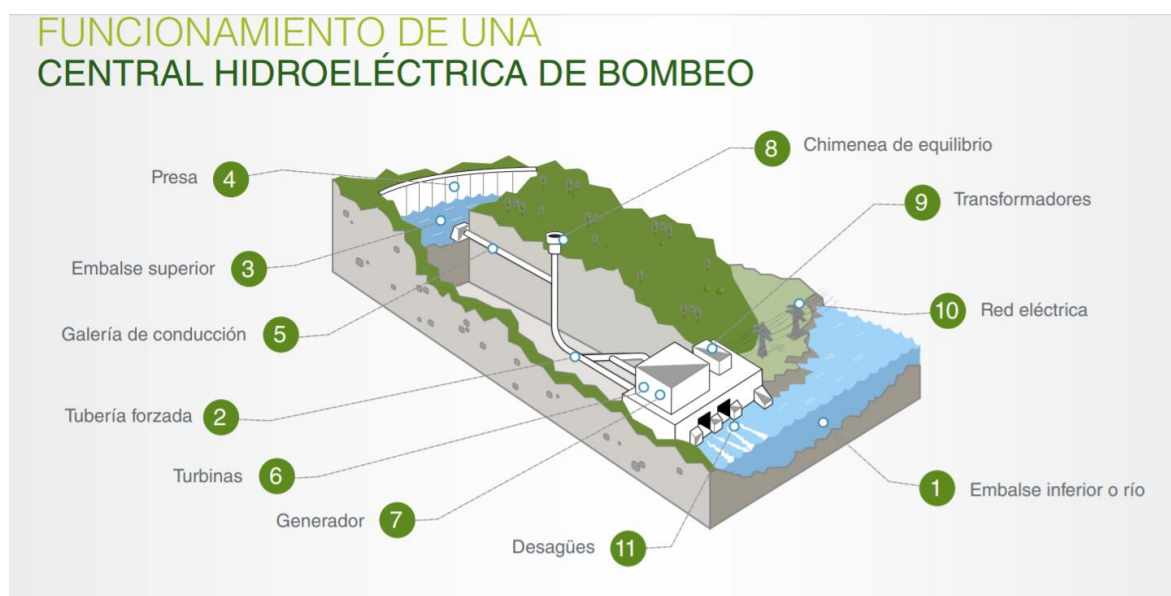


Ilustración 3.1. Esquematización de los elementos de una central hidroeléctrica reversible (Fuente: <https://elperiodicodelaenergia.com>)

3.1.1. Funcionamiento de una estación hidroeléctrica

Una estación hidroeléctrica se define según I. Fernández y R. Robles en su artículo *Centrales de generación de energía Eléctrica* como “una instalación mediante la que se consigue aprovechar la energía contenida en una masa de agua situada a una cierta altura, transformándola en energía eléctrica. Esto se logra conduciendo el agua desde el nivel en el que se encuentra, hasta un nivel inferior en el que se sitúan una o varias turbinas hidráulicas que son accionadas por el agua y que a su vez hacen girar uno o varios generadores produciendo energía eléctrica” (2).

A pesar de no ser grandes productoras de energía eléctrica, tienen un papel clave en la estabilidad de la producción de energía debido a la gran facilidad para modificar la producción.

Cabe pensar que al necesitar grandes volúmenes de agua para poder realizar la generación de energía, las centrales hidroeléctricas tienen un gran impacto en el ecosistema dónde se encuentran situadas, pero nada más lejos de realidad. Es cierto que crean embalses debido a la necesidad de un depósito de agua, sin embargo una vez el agua es utilizada para la generación eléctrica, ésta continua el cauce del río sin ser contaminada a diferencia de otro tipo de centrales de producción eléctrica (2).

3.1.2. Elementos constituyentes de una central hidroeléctrica reversible

Los elementos de una central hidroeléctrica pueden ser clasificados de la siguiente manera:

- **Unidad de generación:**

La unidad de generación es la encargada de la transformación de la energía acumulada en el agua en energía eléctrica. El agua, al permanecer en un depósito situado a una cierta altura respecto a la turbina hidráulica de la central, adquiere energía potencial. Esta energía acumulada en el depósito superior, al ser liberada por la tubería forzada, es transformada en energía cinética que es aprovechada para mover el rotor de la turbina, cuya forma y diseño está perfectamente confeccionado para poder obtener la mayor eficacia de transformación. Finalmente, al estar unido el eje de la turbina al eje del generador de la central, se consigue la energía eléctrica deseada (2).

Una vez se ha utilizado esta agua, es liberada aguas abajo de la turbina, al río.

En su parte se encuentra formada por:

- Galería de conducción

Tubería mediante la cual se conduce el fluido hacia la chimenea de equilibrio. Allí el fluido pasa a la tubería forzada. En la ilustración 3.1 se puede consultar la localización de este elemento en la central (4).

- Tubería forzada

Tubería principal de la central que transporta el agua a grandes presiones hacia la turbina(3). Es posible localizar dicho elemento en la ilustración 3.1. (4).

- Tubería de aspiración

Tubería presente agua abajo de la turbina que transporta el agua desde la salida de la turbina hasta el desagüe de ésta (2).

- Desagüe

Último tramo de la instalación mediante el cual el fluido abandona la instalación y es devuelto al depósito inferior(4). Elemento presente en la ilustración 3.1.

- Chimenea de equilibrio

Elemento presente en la instalación con el fin de amortiguar las oscilaciones de caudal de agua que se producen durante el funcionamiento de la central. Dichas oscilaciones son destacadamente presentes durante los paros de la central y los inicios de ella. La disposición de dicho elemento puede localizarse en la ilustración 3.1 (4).

- Presa

Obra civil construida en el cauce de un río para poder almacenar fluido que posteriormente será utilizada con la finalidad de producir energía (3). Es posible localizar dicho elemento en la ilustración 3.1.

- Turbina hidráulica

Turbomáquina capaz de aprovechar la energía de un fluido cuando pasa a través de ella para girar su eje que, al estar conectado al eje de un generador podrá producir energía eléctrica (3). Dicho elemento se encuentra al final de la tubería forzada, tal y como se puede apreciar en la ilustración 3.1.

- Compuertas y válvulas hidráulica

Elementos de seguridad y control que permiten regular el fluido a través de la tubería forzada (3).

- Rejas y limpia rejas

Elementos preventivos que evitan la entrada de grandes cuerpos a la instalación hidráulica(3). Las rejas de la instalación se encuentra justa al inicio de la tubería forzada, de esta manera se realiza un filtrado del agua que entra dentro de la instalación.

- Deposito superior

Acumulación de agua a un cierto desnivel que permite la alimentación con este fluido de la central (3). Visible dicho elemento en la ilustración 3.1.

- Deposito inferior

Recinto donde se evacúa el agua utilizada en la central. Normalmente corresponde a un río, aunque también puede ser un segundo embalse (3). Localizando dicho elemento en la ilustración 3.1 a la salida de la instalación.

- **Unidad de transformación:**

La unidad de transformación de la central, es la encargada de realizar las transformaciones convenientes a la energía eléctrica adquirida en la unidad de generación. De esta forma, se consigue que durante el transporte hacia los lugares de consumo se pierda la menor cantidad posible de energía (2) .

Principalmente, la unidad de transformación se encuentra formada por:

- Generador eléctrico

Dispositivo capaz de generar energía eléctrica a partir de la energía mecánica rotativa de su eje, siendo éste solidario al eje de la turbina como se aprecia en la ilustración 3.1.(2) .

- Transformador

Dispositivo que modifica la energía eléctrica recibida por el generador para poder transportarla con un mayor rendimiento(2). EL Transformador, tal y como se aprecia en la ilustración 3.1 se encuentra justo al lado de la turbina.

- Red eléctrica

Conducciones que permiten el transporte de la energía eléctrica generada hasta el lugar de su consumo(2). Estas líneas, como se observa en la ilustración 3.1, tienen origen en la unidad de generación eléctrica de la instalación y continúan hacia la red eléctrica del territorio.

3.2. Turbina-Bomba

Cuando pensamos en centrales hidroeléctricas y posteriormente mencionamos el elemento encargado de convertir la energía del agua en energía eléctrica, la primera imagen que tenemos son grandes y complejas turbinas, pero raramente nos llevaríamos a la cabeza la imagen de una bomba.

En la actualidad es común el empleo de turbinas que a su vez pueden ejercer como bombas, efecto que les proporciona su nombre característico “Turbina-Bomba”. El empleo de este tipo de turbinas radiales de reacción viene motivado por un factor energético. Cuando en centrales hidráulicas reversibles se ha producido un exceso de producción eléctrica, ésta es utilizada para el retorno del agua al depósito superior, pudiendo de esta manera poder acumular la energía que no se consumirá en ese momento (5). Estos picos de energía que son utilizados para el retorno del fluido al depósito superior suelen producirse durante las horas nocturnas, momentos en los que los consumos eléctricos decaen. No obstante, esta energía requerida para el retorno de agua puede ser proporcionada mediante otro tipo de elementos de producción de energía tales como aerogeneradores (1).

Este tipo de funcionamiento inverso, tiene un coste. A pesar de que puedan funcionar en ambas direcciones, la función principal de ellas es la producción energética, motivo por el cual se apuesta por un mejor desarrollo como turbina que como bomba. Y es que la combinación de estas dos máquinas en una sola es posible debido a que tienen la misma base teórica hidrodinámica. La diferencia en rendimiento que podemos llegar a encontrar es aproximadamente el doble de las pérdidas hidráulicas, teniendo un mejor rendimiento, como ya se ha mencionado, en la función de turbina. Debido a este motivo, la altura hidráulica y el caudal en el punto óptimo de la máquina, es más alto en modo turbina (6).

Cabe mencionar que la aparición de este tipo de turbinas radiales ha sido de gran ayuda en países en desarrollo debido a la gran capacidad de la turbina. Debemos recordar que el poder obtener dos tipos de movimientos opuestos en una sola máquina conlleva el ahorro de la necesidad de dos máquinas para dos movimientos distintos. Del mismo modo, los costes en mantenimiento pueden ser compartidos con los costes en una bomba, que siempre son menores que los de una turbina debido al hecho de que comúnmente una bomba es mucho más utilizada y como consecuencia se dispone de más profesionales dedicados a ello(6).

Del mismo modo el diseño estructural de este tipo de máquina no difiere en gran medida del diseño de una turbina Francis. Si bien es cierto que las geometrías parecen ser iguales, podemos encontrar ciertas diferenciaciones en lo que respecta a sus diseños. Mientras que el rotor de una turbina Francis está diseñada para generar una componente radial máxima de las fuerzas presentes en ella, el de una turbina-bomba no busca únicamente la obtención de una componente radial de la fuerza generada, sino que también busca obtener una componente axial para poder ejercer, cuando se requiera, como bomba. La presencia de una componente axial y otra radial, hace que este tipo de turbinas sean conocidas como turbinas de flujo mixto (7). Como se puede observar en la ilustración 3.2, las geometrías difieren en la salida de la turbina donde se incorpora un cuello en el rotor de la turbina-bomba mientras que en el de la turbina Francis este no se encuentra presente.

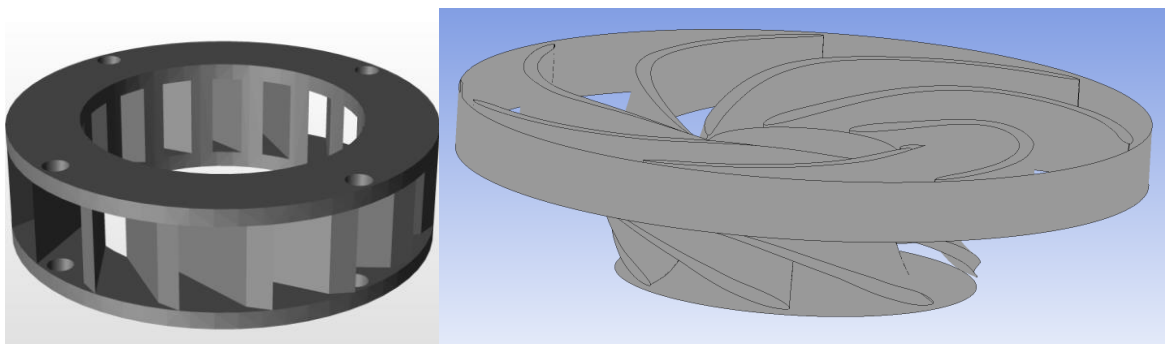


Ilustración 3.2. Imágenes comparativas de turbinas Francis y turbinas turbina-bomba (Fuente: www.grabcad.com).

3.2.1. Componentes de una turbina

Comúnmente una turbina hidráulica se encuentra compuesta por los siguientes elementos:

- **Distribuidor**

También conocido como estator, es el primer componente con el que se encuentra el fluido en su entrada a la turbina, y como consecuencia el que suele sufrir el primer contacto de un cuerpo sólido no deseado dentro de ésta. Este impacto puede ocasionar fallos en el correcto funcionamiento del elemento, además de poder obstaculizar el paso del fluido al quedarse el cuerpo incrustado en el distribuidor.

La función que lleva a cabo es la de dirigir el flujo del agua hacia los álabes del rotor, aunque también es capaz de regular el caudal que entra en la turbina gracias a sus álabes móviles. La

modificación del caudal que circula por la turbina viene motivada por las necesidades energéticas del momento (7).

Se encuentra constituido normalmente por una serie de álabes fijos, destinados a realizar un primer enfoque de la dirección del fluido, y por unos álabes móviles que le confiere al fluido una precisa dirección. A su vez, los álabes móviles son los que permiten el control del caudal mediante una mayor o menor obertura pudiendo llegar a cerrar completamente la sección de paso.

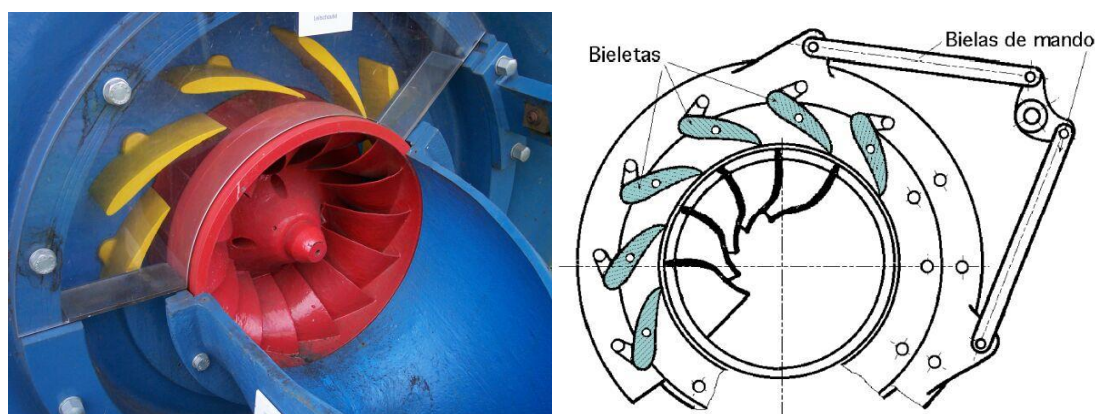


Ilustración 3.3. Ilustraciones del distribuidor de una turbina así como del mecanismo que lo gobierna. (Fuente: www.ceupe.com, pfernandezdiez.es).

- **Rodete**

También conocido como rotor, elemento situado a continuación de la corona directriz del estator cuya funcionalidad radica en la conversión de la energía presente en el fluido, en energía mecánica de rotación. Con forma radial, incorpora un cierto número de álabes, encargados de hacer girar el rotor cuando se le ejerce una fuerza. Es el elemento esencial para conseguir energía eléctrica en el generador ya que mueve el eje solidario de éste (8).

En el tipo de turbina que se ha utilizado para este proyecto, el flujo entra de forma radial y sale axialmente, motivo por el cual reciben el nombre de turbinas radiales, diferenciándolas de las axiales, turbinas en las que el fluido sale de forma paralela al eje de rotación, o de las tangenciales, en las que el fluido golpea el rotor en la periferia (7). Además de esta denominación, también son conocidas como turbinas de reacción, debido al hecho de que el flujo cambia de presión y de dirección a medida que va circulando por la turbina,

diferenciándolas en este caso de las de acción en las que el fluido golpea las paletas del rotor (7).

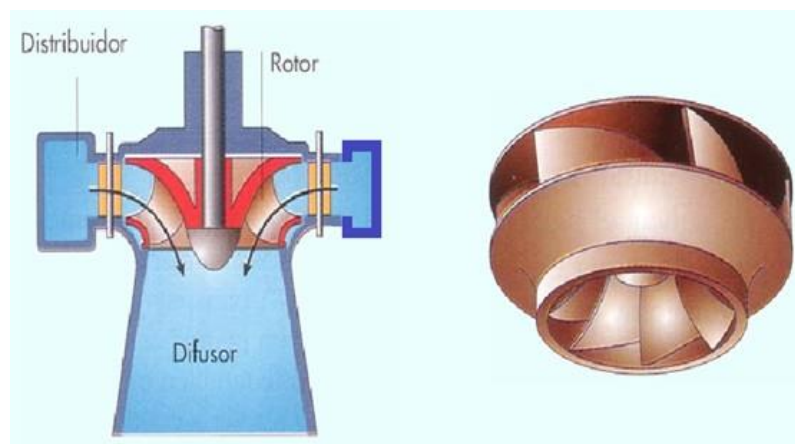


Ilustración 3.4. Imágenes del sentido del flujo así como del diseño de los álabes. (Fuente: www.unet.edu.ve).

Cabe mencionar que la disposición de los álabes, detalladamente estudiada, permite la creación de una fuerza al paso del fluido a través de cada álabe del rotor; F_{LIFT} (7).

La denominada fuerza F_{LIFT} , conocida como fuerza de sustentación, tiene su explicación en la ecuación de continuidad de flujo. Dicha ecuación, cuya fórmula es:

$$\rho_1 \cdot A_1 \cdot V_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot V_2 \quad (\text{Eq. 3.2.1})$$

Permite relacionar el área de paso entre dos secciones con la velocidad con que pasa el fluido por cada sección. De esta manera, y gracias al diseño de los álabes, se consiguen zonas de presión y de depresión a cada uno de los lados de éste. Esto ocurre como consecuencia de que las longitudes que recorre el fluido a cada lado del álabe no son iguales. Esta diferencia de presión entre las caras de cada álabe se traduce en la mencionada F_{LIFT} , responsable del movimiento rotatorio del rodete (7).

- **Voluta**

Conocido con dicho nombre por el parentesco con el molusco con el mismo nombre, hace referencia a la cámara en forma espiral de una turbina radial. Al mismo tiempo, su finalidad es asegurar la entrada de forma radial a cada una de las partes del rotor de la turbina (9).

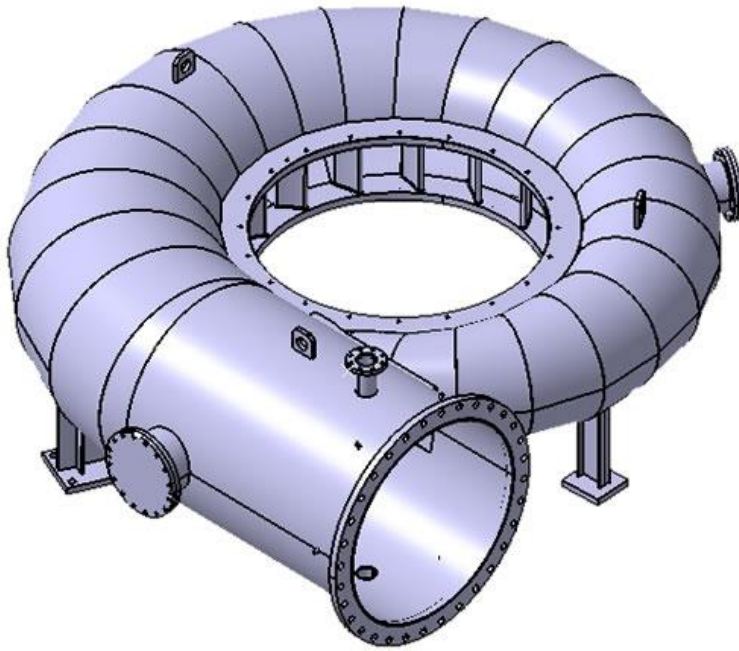


Ilustración 3.5. Voluta de una turbina hidráulica (Fuente: <https://www.hidrotech-turbine.it/>).

- **Tubo de aspiración**

También conocido con el nombre de tubo de succión, es un elemento muy frecuente en las turbinas de reacción aunque también puede estar presente en las de acción. Se encuentra situado justo a la salida del rodete y comúnmente tiene forma de conducto divergente. La geometría de dicho elemento puede ser de dos tipos, recto o con la incorporación de un codo, como se puede apreciar en la ilustración 3.6.(10).

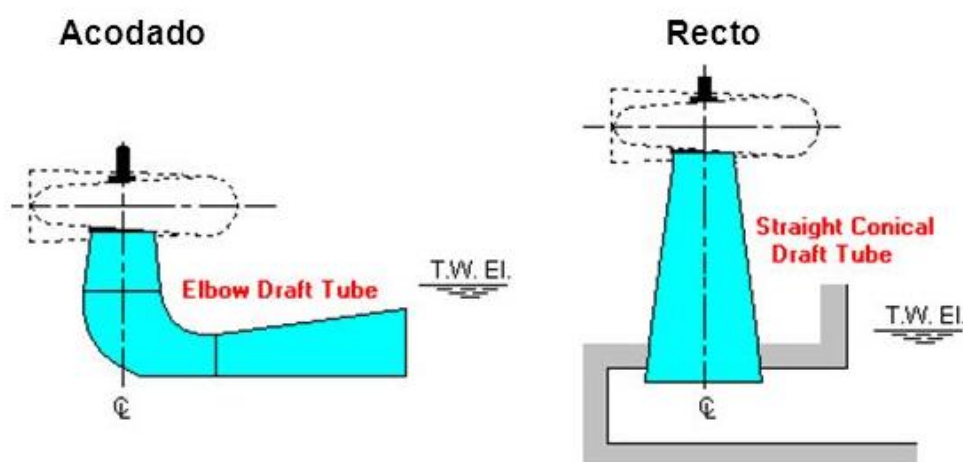


Ilustración 3.6. Tubo de aspiración acodado y recto.

La función que realiza dicho elemento en el funcionamiento de la turbina recae en la recuperación de la altura entre la salida del rodete y el nivel del canal de desagüe, así como de la recuperación de una parte residual del agua en la salida del rodete, a partir de un diseño del tipo difusor (10).

El correcto funcionamiento de las partes mencionadas anteriormente, es esencial para una buena producción de energía teniendo un alto coeficiente de rendimiento. De la misma manera, este rendimiento puede verse afectado por el estrés mecánico presente en el arranque de las turbinas. Los momentos de inicio del proceso de funcionamiento de una turbina no son deseados debido a los grandes esfuerzos que se generan en todos los componentes de la turbina debido a pasar de una situación de reposo a una situación de grandes cargas.

3.3. Rotor Stator Interaction (RSI)

Las frecuencias características en las turbinas tienen sus orígenes en 2 puntos distintos, la velocidad de giro del rotor y el RSI, generando éste último dos de las tres frecuencias características de la turbina, la frecuencia del rotor y la del estator. De esta forma, el RSI es un fenómeno de gran importancia en el funcionamiento de una turbina hidráulica, siendo en la actualidad el mayor desafío presente en el diseño de éste tipo de máquinas.

Tiempo atrás, la importancia del RSI era menor, teniendo por delante otros factores, tales como la selección de material o las limitaciones de funcionamiento de la máquina. La llegada de nuevas técnicas de construcción, así como la aparición de nuevos compuestos han ido poco a poco, dejando como principal inconveniente en el funcionamiento de la turbina al ya mencionado RSI (11).

3.3.1. Qué genera el RSI

Recordando que en la composición de una turbomáquina radial, podemos diferenciar una parte móvil, el rotor, que incorpora un cierto número de álabes, y una parte fija, el estator, que al igual que el rotor incorpora una serie de álabes, la interacción que se produce cada vez que un álabe del rotor pasa frente un álabe fijo del estator, es como se conoce al RSI. Esta interacción crea variaciones de velocidad en el fluido que se traducen en un impacto en los álabes de la turbina, motivado por la diferencia de presión generada por este cambio de velocidad (12). Como consecuencia de este hecho se generan fluctuaciones de presiones periódicas en el perímetro del rodete (1).

Como resultado de estos impactos, se generan fuerzas radiales sobre los álabes móviles del rotor. De esta manera, mediante la suma de cada fuerza radial generada en los álabes del rotor podemos concluir la obtención de una fuerza radial resultante, la cual tiene una cierta frecuencia de vibración (12).

En la actualidad, se ha podido establecer que la frecuencia creada con motivo del RSI viene influida por la relación entre el número de álabes móviles y fijos, llegando a la conclusión de que la fase de la vibración depende del número de álabes del rodete y del número de álabes del estator, que a su vez determinan el modo de presión diametral. Al mismo tiempo, la frecuencia de estas vibraciones viene motivada por la velocidad de rotación de la máquina y el número de álabes tanto del rotor como del estator (1).

En la ilustración 3.7, es posible apreciar la secuencia de interacción entre álabes del rotor y del estator para una turbina compuesta por 7 álabes en el rotor y 16 en el estator. De esta forma, es posible observar como inicialmente el álabe 1 del rotor pasa frente del álabe 1 del estator. Seguidamente el álabe 4 del rotor se encuentra con el 8 del estator, posteriormente el 7 de rotor vuelve a encontrarse con el 15 del estator y así sucesivamente. La tabla 3.1 muestra la secuencia de interacción entre los álabes de una turbina compuesta la ya nombrada combinación de 7/16.

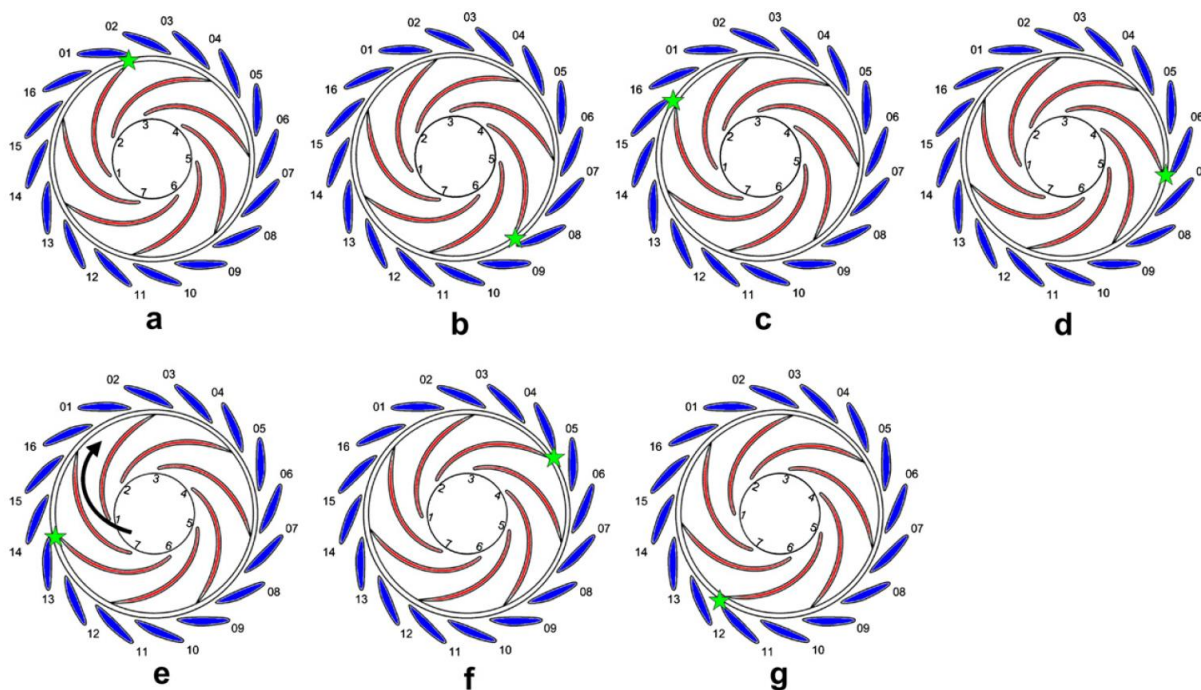


Ilustración 3.7. Secuencia de interacción entre álabes fijos y móviles en una turbina de 16 álabes fijos y 7 móviles [Fuente (1)].

Interacción entre rotor y el estator

Secuencia	1	2	3	4	5	6	7	8
Número del álabe del rotor	1	4	7	3	6	2	5	1
Número del álabe del estator	1	8	15	6	13	4	11	2

Tabla 3.1. Secuencia de interacción entre álabes del rotor y del estator de una turbina compuesta por 7 álabes en el rotor y 16 en el estator (1).

De la misma forma éstas variaciones del pulso de presión, generan el conocido modo diametral de la turbina y que depende de la relación entre el número de álabes del rodete y el número de álabes del distribuidor, tal y como se puede apreciar en la ecuación 3.5.8 .(13).

$$k = mZ_r \pm nZ_s$$

(Eq. 3.3.1)

Este modo diametral, nos permite conocer el número de pulsos de presión que se encuentran activos en cada instante de funcionamiento. Teniendo para una turbina de 7 álabes en el rotor y 16 en el estator, un modo diametral $k=2$ según el artículo publicado por E. Egusquiza, C Valero, X. Huang E. Jou, A. Guardo y C. Rodriguez "Failure investigation of large pump-turbine runner", se demuestra que en cada instante de funcionamiento de esa máquina, existirá dos regiones con pulso de presión positivo y dos regiones con pulso de presión negativo, como se puede apreciar en la ilustración 3.8. Este fenómeno es el que se conoce como excitación del segundo nodo diametral (1).

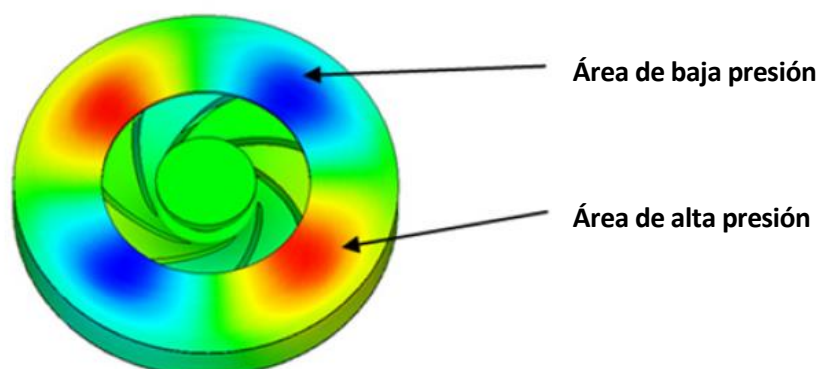


Ilustración 3.8. Ejemplificación de un modo diametral $k=2$ [Fuente: (1)].

Por otro lado, las condiciones más peligrosas de funcionamiento las encontramos en el momento en el cual coinciden la frecuencia de la excitación y una frecuencia natural de la estructura. En este caso se pueden producir resonancias que pueden causar serios fallos en la turbina (1).

Finalmente, para tratar de describir la presión en los álabes generada por la interacción entre el rotor y el estator, debemos de tener en consideración que esta presenta dos puntos de observación, desde el rotor o desde el estator.

Visto el campo de presiones desde el rotor, la fórmula se expresará de la siguiente manera (13):

$$P = \cos(mZ_r\theta_r + \phi_m)$$

(Eq. 3.3.2)

De esta forma, un valor de $m = 0$ no representaría ninguna variación en el campo de presiones, y un valor de $m=1$ representaría una variación sinusoidal por cada entrada del rotor (13).

Por otro lado, el campo de presiones visto desde el estator, sería:

$$P = \{Magnitud\} \cos(nZ_s\theta_r + \phi_n)$$

(Eq. 3.3.3)

De esta forma, un valor de $n= 0$ no representaría ninguna variación en el campo de presiones, y un valor de $n=1$ representaría una variación sinusoidal por cada entrada del estator (13).

De esta manera, la presión en el rotor será la suma de la presión en el propio rotor más la presión que se genera en el estator, pudiéndose expresar de la siguiente manera (13):

$$P = A_{mn} \cos(nZ_s\theta_r + \phi_n) \cos(mZ_r\theta_r + \phi_m)$$

(Eq. 3.3.4)

La mostrada expresión del RSI no es útil ya que combina términos en un sistema rotativo con términos estacionarios (13). Dicha presión, puede ser expresada tanto en un sistema giratorio como en uno fijo, pero no como combinación de éstos dos (13).

Para poder pasar de una ecuación en la cual encontramos elementos basados en los dos sistemas, se debe utilizar la siguiente expresión(13):

$$\theta = \theta_r + \Omega t$$

(Eq. 3.3.5)

De esta forma, la fórmula anterior de la presión, expresada en términos estacionarios quedaría de la siguiente manera, en función del tiempo y del espacio (13):

$$P = A_{mn} \cos [mZ_r \omega t - (mZ_r - nZ_s)\theta + \phi_m + \phi_n] + A_{mn} \cos [mZ_r \omega t - (mZ_r + nZ_s)\theta + \phi_m - \phi_n] \quad (\text{Eq. 3.3.6})$$

Una propiedad que incluye esta relación es la distribución de presiones característica teniendo en cuenta los nodos espaciales y sus movimientos (13).

Debido a la generación de estas presiones, se generan las frecuencias del rotor y del estator que se pueden cuantificar de la siguiente forma (1):

Frecuencia de rotor:

$$f_r = n * f_f * z_r \quad (\text{Eq. 3.3.7})$$

Frecuencia del estator:

$$f_s = n * f_f * z_s \quad (\text{Eq. 3.3.8})$$

Dónde f_f es la frecuencia de giro del rotor:

$$f_f = \frac{N}{60} \quad (\text{Eq. 3.3.9})$$

Siendo N la velocidad angular del rotor expresada en rpm.

Por consiguiente, la frecuencia que recibe cada álabe, siempre es la misma pero acompañada con diferentes cambios de fase. Mientras en ciertos puntos del rotor el pulso de presión será máximo, existirán otros puntos en los que el pulso será inverso, es decir, mínimo (1). Este fenómeno descrito en el artículo (1) es apreciable en la ilustración 3.9.

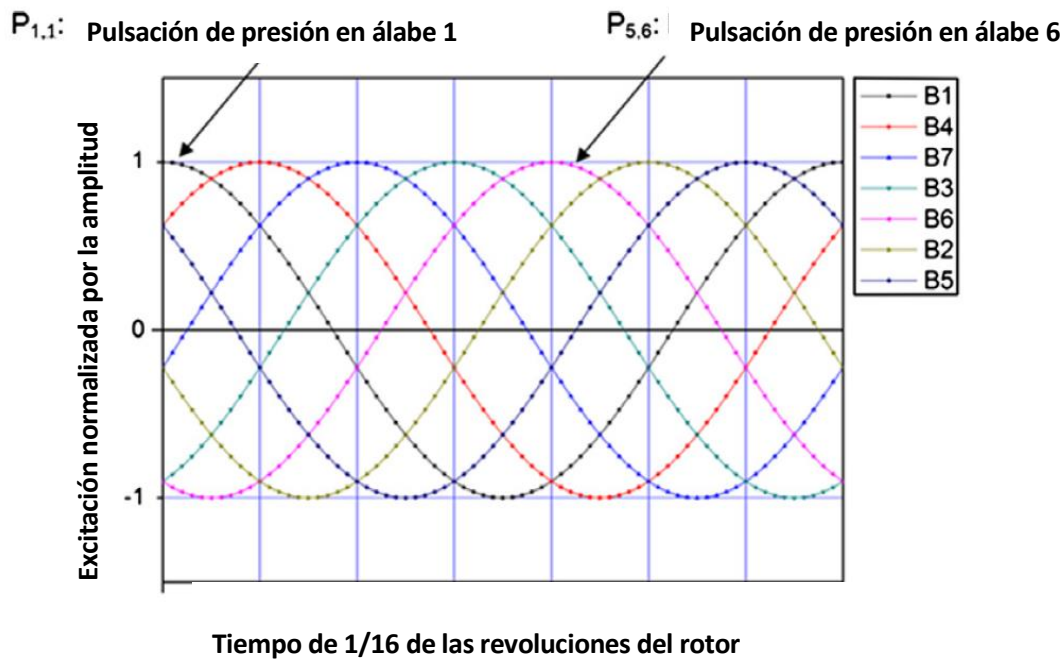


Ilustración 3.9. Pulso de presión en los distintos álabes del rotor. Imagen extraída del artículo [Fuente (1)].

Cabe mencionar que el efecto del RSI puede ser alterado, siempre hacia peor, por pequeñas imperfecciones en la construcción de la turbina, tales como errores en la concéntrica del rotor con el estator, o el hecho de que los álabes fijos no tengan el mismo grado de inclinación y como consecuente que la cantidad de flujo que entra por cada sección del estator no sea homogénea (14).

3.3.2. Objetivo de conocer las frecuencias del RSI

En los problemas dinámicos, el mayor problema que se puede presentar es el acoplamiento de la frecuencia de excitación con una frecuencia natural de la estructura. Este hecho puede acarrear consecuencias negativas para la instalación, la cual incrementa de manera considerable su estrés como consecuencia de dicho acoplamiento.

De esta forma, la finalidad del estudio del RSI en una turbina consiste en la localización de las frecuencias características para de esta manera evitar sus resonancias evadiendo de esta forma la posibilidad de la aparición de daños serios en la máquina.

3.4. Vibraciones en turbinas

Tal y como se ha mencionado, la tecnología en los últimos años ha evolucionado considerablemente permitiendo obtener nuevos materiales, mejores métodos de fabricación y mayores conocimientos del flujo en la turbina. La suma de todos estos factores ha contribuido a que en el diseño de las turbinas hidráulicas se busque cada vez situaciones más críticas y esto conlleva mayores problemas de vibraciones y de inestabilidad de la turbina (15) .

Los problemas por vibraciones pueden proceder desde una simple vibración forzada* en la instalación, hasta casos más complejos en los que las vibraciones entran en resonancia con un fuerte acoplamiento del fluido y de la estructura (15).

Con la finalidad de poder controlar las vibraciones en las turbinas, se debe llevar un seguimiento de 2 tipos de parámetros (15):

- Parámetros estáticos: Parámetros que influyen en el comportamiento de la máquina y que son de vital importancia para el correcto funcionamiento. Estos parámetros estáticos puede ser el grado de abertura de directrices o el grado de excentricidad entre el rotor y el estator, entre otros (15).
- Parámetros dinámicos: Parámetros que aparecen en el momento en que comienza a trabajar la máquina. Estos son caracterizados mediante el espectro de frecuencias de la máquina (15).

Centrando la atención en los parámetros dinámicos, es conveniente distinguir entre dos tipos de frecuencias, las del propio diseño de la máquina y las producidas como consecuencia de anomalías en el funcionamiento de la turbina (15).

Cada máquina por sus características, dispone de unas frecuencias de funcionamiento que vienen motivadas comúnmente por la velocidad de giro de su rotor, el número de álabes de éste así como también el número de álabes del estator. Estas vibraciones son las que reciben el nombre de vibraciones del propio diseño de la máquina, siendo un total de 3 frecuencias características denominadas como: frecuencia de giro, frecuencia del rotor y frecuencia del estator (16). Para la cuantificación de ellas se utilizan las ecuaciones 3.3.7, 3.3.8 y 3.3.9 respectivamente.

* Vibración forzada, definida como vibración en la que “la excitación es independiente del movimiento estructural”, definido así por Eguoquiza Estévez E., Nascimento L de P do, Valero Ferrando M de C y Jou Santacreu E en su artículo *El diagnóstico de daños en grupo hidroeléctricos mediante el análisis de vibraciones.*(15)

Por otro lado, cuando la máquina se encuentra dañada, y por lo tanto las características físicas de ésta no se corresponden con las de una máquina en buen estado, se generan nuevas frecuencias o por lo contrario se producen modificaciones de las frecuencias características de la máquina. El control de este tipo de variaciones en el espectro de frecuencia de las turbinas, es clave a la hora de evitar que pequeñas anomalías en ésta, desemboquen en grandes fallos de la instalación.

3.5. Herramienta de cálculo computacional

Con el fin de poder llevar a cabo el estudio propuesto, se ha utilizado el programa computacional ANSY en su versión V19.2. Dentro de este gran programa, el estudio se ha focalizado en la utilización de la herramienta CFX.

CFX es un software CFD, que se ha utilizado como herramienta de trabajo mediante la cual se consiguen resoluciones de ecuaciones complejas en simulación de fluidos. Éstas, permiten conocer el comportamiento del fluido en tiempos reducidos y con resultados robustos (17).

En la actualidad, este tipo de programas se utilizan con mucha frecuencia en la industria debido a la sencillez de su utilización y el corto tiempo de ejecución que necesita el programa, hecho que permite reducir costes (18).

Una gran fluidez en la simulación computacional de fluidos en 1970, cuando aparecieron los primeros algoritmos de CFD, era impensable. En aquellos momentos se requerían ordenadores muy potentes al mismo tiempo que grandes conocimientos de dinámica de fluidos y enormes espacios de tiempo para la simulación. Por estos motivos, en aquellos entonces, CFD únicamente se empleaba en el desarrollo científico (18).

En la actualidad, la utilización de este tipo de programa se ha normalizado y su uso es habitual. Cualquier trabajo realizado mediante la utilización de CFX consta de 3 etapas distintas: pre-proceso, proceso y post-proceso.

3.5.1. Pre-Proceso

Para poder realizar los cálculos, CFX necesita conocer sobre qué elementos y con qué características trabajará durante su simulación. Es aquí donde se presenta el pre-proceso del caso, la adecuación de todas las geometrías que serán introducidas al programa para poder realizar la simulación. De esta forma, el pre-proceso de un sistema computacional CFX recae en la optimización de las geometrías y mallas a estudio.

3.5.2. Proceso

El proceso en CFX, es la etapa en la que se resuelven todas las ecuaciones pertinentes para la obtención de los resultados del caso planteado. De ello se encarga el nombrado Solver de CFX. Al mismo tiempo, para poder resolver dichas ecuaciones, se introducen las condiciones de contorno, así como se establecen los monitores que se crean oportunos para la recopilación de los datos que se requieran.

Las ecuaciones que CFD emplea para resolver todos los casos de impulsión, transferencia de calor y masa, son las conocidas como ecuaciones de Navier-Stokes. Dichas ecuaciones, aparecieron a principios del siglo XIX y pueden ser discretizadas y resueltas numéricamente, aunque no tienen una solución analítica conocida (18).

Para la resolución de las ecuaciones planteadas en el programa se utiliza el método del volumen finito. La base de este método consiste en los volúmenes de control, pequeñas regiones en las que se divide la región de interés. Con la división de la zona de interés en regiones más reducidas, se consigue una mayor aproximación de las variables de todo el dominio. Este aumento de la precisión se debe a que las ecuaciones de control son aplicadas a cada subregión de manera iterativa (18).

La forma en que Solver actúa consta de diferentes acciones. En una primera instancia, aplica la ley de conservación a cada unidad de control de volumen de la región de interés, realizando una integración de las ecuaciones diferenciales parciales de dicha zona(18). A continuación, debido a que CFD trabaja mediante ecuaciones de naturaleza no lineal, resuelve iterativamente las ecuaciones algebraicas generadas. Una vez el resultado de estas iteraciones ha convergido, es decir, cuando la solución del parámetro calculado se presenta estable a lo largo del tiempo, se da por finalizado el trabajo del proceso. En este momento, se generará un documento con los resultados obtenidos y éstos son enviados al post proceso (19).

Por cada iteración que realiza en el cálculo de un parámetro, se obtiene un valor de error que se considera como un baremo para garantizar la conservación de las propiedades del flujo (19).

De tal forma, las ecuaciones gubernamentales presentes en la simulación de CFX se presentan a continuación (19).

- Ecuación de continuidad en estado estacionario:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0$$

(Eq. 3.5.1)

- Ecuación de los momentos en estado estacionario:

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \cdot U) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + S_M$$

(Eq. 3.5.2)

Dónde el tensor de estrés, τ está relacionado con la deformación:

$$\tau = \mu \left(\nabla U + (\nabla U)^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot U \right)$$

(Eq. 3.5.3)

- Ecuación de la energía total en estado estacionario:

$$\frac{\partial(\rho h_{\text{tot}})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h_{\text{tot}}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (U \cdot \tau) + U \cdot S_M + S_E$$

(Eq. 3.5.4)

Donde h_{tot} es la entalpia total, relacionada con la entalpia estática con:

$$h_{\text{tot}} = h + \frac{1}{2} U^2$$

(Eq. 3.5.5)

El término $\nabla \cdot (U \cdot \tau)$ hace referencia a las tensiones generadas por la viscosidad, y el término $U \cdot S_M$ representa el trabajo debido a fuentes de impulsión externas y, como la tensiones generadas por la viscosidad, generalmente se desprecia (19).

A la hora de llevar a cabo la utilización de dichas expresiones, se debe tener en consideración que deben ser termodinámicamente consistentes. La consistencia requiere que se satisfagan las propiedades matemáticas para diferenciales exactos (19).

Además de las importantes ecuaciones de Navier-Stokes para la simulación computacional de fluidos, también deben considerarse las del modelo de turbulencia utilizado en la simulación.

El modelo empleado para la simulación de este trabajo ha sido el Shear Stress Transport (SST). Dicho modelo, además de incorporar las ventajas del modelo k- ϵ , es capaz de solventar los problemas que presentaba éste. El modelo k- ϵ no era capaz de proporcionar de manera precisa el inicio y la cantidad de separación con la pared de la turbulencia. Dichos errores conllevaban predicciones del

rendimiento de las máquinas demasiado optimistas y que por tanto, podían tener consecuencias peligrosas en la realidad (19).

El funcionamiento de este modelo, se basa en la combinación de 2 modelos distintos, el modelo k-ε y el k-ω así como una función de mezcla que garantiza los resultados en los momentos de transición de un modelo a otro. SST emplea el método k-ε para la obtención de resultados lejos de la pared del sistema, ya que está demostrado que en esta situación aporta resultados precisos y robustos, y por otro lado el método k-ω es empleado para los resultados cercanos a la pared del sistema (19).

Tal es el avance que ha sido capaz de alcanzar el modelo SST, que fue nombrado por la NASA como “el modelo más preciso para aplicaciones aerodinámicas” (20).

Como SST se presenta como una combinación de 2 modelos, se procede a presentar los 2 modelos de los que consta así como la evolución que se ha sufrido hasta llegar al SST.

Modelo k-ε

De esta manera, el modelo k-ε se define como, uno de los modelos más utilizados para la simulación de turbulencias. Al mismo tiempo emplea dos ecuaciones diferenciales para realizar sus estimaciones, siendo la primera variable del modelo la energía cinética turbulenta (k) y la tasa de disipación de la energía cinética turbulenta (ε) la segunda variable (21).

Las ecuaciones gubernamentales de este modelo se presentarían de la siguiente manera:

- Ecuación de la continuidad:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0$$

(Eq. 3.5.6)

- Ecuación de los momentos:

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M$$

(Eq. 3.5.7)

Dónde:

$$p' = p + \frac{2}{3}\rho k + \frac{2}{3}\mu_{eff} \frac{\partial U_k}{\partial x_k}$$

(Eq. 3.5.8)

Siendo $\mu_{eff} \frac{\partial U_k}{\partial x_k}$ la divergencia de la velocidad. En ANSYS CFX este valor se desprecia debido a su sustentación en la ecuación de la viscosidad de Eddy, siendo:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t$$

(Eq. 3.5.9)

Dónde

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$$

(Eq. 3.5.10)

Dónde

$$C_\mu = cte$$

Los valores de las dos variables k y ε , tienen su origen en las ecuaciones diferenciales de transporte para la energía cinética de turbulencia y la tasa de disipación de la turbulencia(19).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb}$$

(Eq. 3.5.11)

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_{kb} - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b})$$

(Eq. 3.5.12)

Dónde:

$$C_{\varepsilon 1} = cte$$

$$C_{\varepsilon 2} = cte$$

$$\sigma_k = cte$$

$$\sigma_\varepsilon = cte$$

En estas ecuaciones, P_{kb} y $P_{\varepsilon b}$ hacen mención a las fuerzas de flotabilidad y P_k representa la turbulencia producida debido a las fuerzas viscosas:

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \left(3\mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} + \rho k \right)$$

(Eq. 3.5.13)

Modelo k- ω

Por otro lado el modelo k – ω , es definido como, un modelo que basa su efectividad en las ecuaciones RANS y que emplea un sistema de dos ecuaciones diferenciales para obtener sus resultados. Emplea una primera ecuación para la variable k (referente a la energía cinética de la turbulencia) y una segunda variable ω (referente a la tasa específica de disipación de la energía cinética de la turbulencia k) (21).

Este modelo realiza una suposición en la que considera que la turbulencia mantiene una relación entre la tasa específica de disipación de la energía cinética de la turbulencia y su energía cinética mediante la siguiente expresión (19):

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega}$$

(Eq. 3.5.14)

El punto de partida de la base teórica es el modelo k- ω desarrollado por Wilcox. Éste resuelve dos ecuaciones de transporte, una para la energía cinética de la turbulencia, k , y otra para la frecuencia turbulenta, ω . El tensor de tensión se calcula a partir del concepto de viscosidad Eddy (19).

- k-equation

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb}$$

(Eq. 3.5.15)

- ω -equation

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta' \rho k \omega^2 + P_{\omega b}$$

(Eq. 3.5.16)

Dichas ecuaciones parten de valores conocidos mediante el método de Navier-Stokes de las variables de la densidad, ρ , y el vector de velocidad, \mathbf{U} .

De esta forma, el modelo Wilcox, incorpora las siguientes constantes:

$$\beta' = 0.09$$

$$\alpha = \frac{5}{9}$$

$$\beta = 0.075$$

$$\sigma_k = 2$$

$$\sigma_\omega = 2$$

Mencionar que la formulación empleada para la obtención del tensor de tensiones desconocido de Reynolds es (19):

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial U_k}{\partial X_k} \right)$$

(Eq. 3.5.17)

Wilcox, a pesar de realizar aproximaciones robustas y sencillas presenta dificultades frente a flujos libres. Es tal el punto de incertidumbre que en función de los valores específicos para ω en la entrada, se puede obtener una variación significativa en los resultados del modelo (19).

De esta manera, Menter propuso un método (modelo BSL) en el cual se combinaban los 2 métodos mencionados k- ω y k- ϵ . De esta forma, podía obtener mejores resultados ya que combinaba lo mejor de cada sistema, k- ω para la simulación cerca de la superficie y el modelo k- ϵ en las zonas exteriores, pero mantenía una zona de baja precisión, la zona de transición del modelo k- ω al k- ϵ (19).

Este nuevo modelo de Menter, consiste en una transformación del modelo k- ϵ a una formulación k- ω y una posterior adición de las ecuaciones correspondientes. En el modelo de Wilcox se multiplica por una función de fusión F_1 y el modelo k- ϵ era transformado por una función $1-F_1 * F_1$, siendo igual a uno cerca de la superficie y disminuyendo hasta un valor de cero fuera de la capa límite. Por tanto, en el borde de la capa límite y fuera de la capa límite, se recupera el modelo k- ϵ estándar (19).

- Modelo Wilcox:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k1}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (\text{Eq. 3.5.18})$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha_1 \frac{\omega}{k} P_k - \beta' \rho k \omega^2 \quad (\text{Eq. 3.5.19})$$

- Modelo Transformado de k- ϵ

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k2}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (\text{Eq. 3.5.20})$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 2}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_2 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_2 \rho \omega^2 \quad (\text{Eq. 3.5.21})$$

Ahora, la ecuación del modelo de Wilcox se multiplica por la función F_1 , las ecuaciones k- ϵ transformadas por una función $1-F_1$ y las correspondientes ecuaciones k y ω se suman para dar el modelo BSL. Incluidos los efectos de flotabilidad que dice el modelo BSL (19):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb}$$

(Eq. 3.5.22)

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \omega) \\ = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 + P_{\omega b} \end{aligned}$$

(Eq. 3.5.23)

Por tanto, al igual que el modelo Wilcox, el modelo BSL incorpora las siguientes constantes:

$$\beta' = 0.09$$

$$\alpha_1 = \frac{5}{9}$$

$$\beta_1 = 0.075$$

$$\sigma_{k1} = 2$$

$$\sigma_{\omega 1} = 2$$

$$\alpha_2 = 0.44$$

$$\beta_2 = 0.0828$$

$$\sigma_{k2} = 1$$

$$\sigma_{\omega 2} = \frac{1}{0.856}$$

Modelo SST

Puestos en situación, podemos llegar finalmente al modelo SST. Como ya ha sido mencionado, apareció como solución a los problemas presentes en los modelos anteriores de turbulencia en ANSYS. SST se presenta por ANSYS como una herramienta “para dar predicciones altamente precisas del inicio y la cantidad de separación de flujo bajo gradientes de presión adversos mediante la inclusión de efectos de transporte en la formulación de la viscosidad. Esto da como resultado una mejora importante en términos de predicciones de separación de flujo.” (19)

El factor que diferencia a SST del modelo BSL es la incorporación del transporte del esfuerzo de cizallamiento turbulento. Este factor no se tenía en cuenta en los anteriores modelos, por este motivo se producían incertidumbres en el inicio y la cantidad de separación (19).

Este nuevo factor, puede obtenerse mediante un limitador a la formulación de la viscosidad de Eddy.

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega_1 S F_2)}$$

(Eq. 3.5.24)

Dónde:

$$v_t = \frac{\mu_t}{\rho}$$

(Eq. 3.5.25)

Gracias al limitador v_t se ha podido mejorar los modelos anteriores llegando a día de hoy, al mejor modelo de simulación de turbulencias, el SST (19).

Al igual que en el modelo de Wilcox, $F_{2_}$ es una función que restringe el limitador en función de la distancia a la pared del sistema (19).

En este modelo hay que tener en consideración que el término ω se obtiene mediante:

$$P_\omega = \left(\frac{\alpha_3}{v_t} \right) P_k$$

(Eq. 3.5.26)

En este aspecto SST se diferencia del modelo estándar k- ω

Citar finalmente que en el modelo SST $\sigma_{k1} = 1.176$

3.5.3. Post-proceso

Finalmente, una vez se ha obtenido el fichero de resultados en el proceso, estos se pasan al post-proceso.

El post-proceso de la simulación es la etapa en la cual se realiza el tratado de los datos obtenidos durante el proceso de tantos puntos de recopilación de datos como se hayan definido, al mismo tiempo que se obtienen las representaciones gráficas de los cálculos. Estas representaciones son de

gran ayuda a la hora de la comprensión de éstos ya que permiten apreciar con claridad los resultados de la simulación.

Al buscarse el espectro de frecuencias de la turbina partiendo de los datos de presión obtenidos en diferentes puntos de la geometría de ésta, se ha utilizado la herramienta FFT para la conversión de los datos de presión a frecuencias.

Con esta herramienta, podremos convertir las señales de presión-tiempo obtenidas en la simulación de ANSYS CFX, en señales de amplitud en función de la frecuencia. Este hecho, nos permitirá conocer que frecuencias se ven modificadas cuando se produce el fallo (22).

Para llegar a conocer el concepto de la transformada rápida de Fourier, primero debemos de conocer la transformada de Fourier.

Teóricamente la transformada de Fourier se define como:

$$F(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(x)e^{-i\omega x} dx$$

(Eq. 3.5.27)

Siendo $F(\omega)$ la transformada de Fourier de la función $f(x)$

Dónde:

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi f$$

(Eq. 3.5.28)

Recordando que:

$$i = \sqrt{-1}$$

$$e^{i\theta} = \cos\theta + i\sin\theta$$

Dentro de la transformada de Fourier, cabe destacar la transformada discreta de Fourier. Esta última, es aplicable cuando una señal es discreta y periódica, definiendo una señal discreta por estar definida solamente para un conjunto numerable de valores de la variable independiente. Cuando nos

encontramos frente casos que cumplen los requisitos para aplicar la transformada discreta, es aconsejable llevarla a cabo debido a su sencillez en comparación con la transformada de Fourier original (22).

Para ello, partiendo de una señal x_n siendo $n=0 \dots N-1$, y $x_n = x_{n+jN}$ para todas n y j , la transformada de Fourier discreta de x , también conocida como espectro de a , es (22):

$$A_k = \sum_{n=0}^{N-1} e^{-j\frac{n}{N}2\pi k} a_n$$

(Eq. 3.5.29)

Siendo “A” el número de frecuencias k que podemos encontrar en la señal analizada. De la misma forma N hace referencia a la cantidad de muestras de la señal así como n la muestra que se está analizando. Seguidamente el factor n/N hace mención a la relación de tiempo empleada para el cálculo y $2\pi k$ a la velocidad en rad/s. Para acabar nos encontramos con el factor e^{-jx} el cual representa a los movimientos de retroceso circulares, que nos permiten conocer la distancia que se ha recorrido en este tiempo y velocidad (23).

Esta ecuación es comúnmente conocida como:

$$A_k = \sum_{n=0}^{N-1} W_N^{kn} a_n$$

(Eq. 3.5.30)

Dónde:

$$W_N = e^{-j\frac{n}{N}2\pi k}$$

(Eq. 3.5.31)

Una vez aclarada de idea de la transformada de Fourier discreta, la transformada rápida de Fourier se define como un algoritmo de la función discreta de Fourier (22).



4. METODOLOGÍA

4.1. 1ª fase: Pre proceso.

4.1.1. Geometrías

Dicha investigación, al considerarse un trabajo complementario al realizado en el artículo “CFD Study of the effects of ingested bodies on the RSI of hydraulic turbines” llevado a cabo por A. Guardo, A. Fontanals, C Valero y E. Egusquiza (24), ya partía con las geometrías del estator, rotor y tubo de aspiración que fueron simuladas anteriormente. Éstas consistían en las de una turbina compuesta por un rotor de 7 álabes y un estator de 16. Este hecho, hace pensar que ya se obtuvieron datos de esta máquina en condiciones de funcionamiento óptimo, que nos servirán en el post proceso para poder realizar las comparaciones necesarias.

Comentada esta puntualización y disponiendo de las 3 geometrías necesarias para realizar la simulación, únicamente se requería simular el fallo en el rotor de la turbina, para de esta manera disponer del conjunto de geometrías a analizar.

El fallo a simular, se trata de un fallo presente en la corona del rotor de la turbina como consecuencia de la fatiga que sufre ésta por los campos de presiones que se generan en esos puntos. De esta forma, y conociendo que la localización de dicha rotura se encuentra en la zona exterior del rotor y junto a un álabe, se han creado dos geometrías del rotor de la turbina en cada una de las cuales se ha introducido una rotura de tamaño distinto, un primer rotor con una rotura en la corona de pequeñas dimensiones (ilustración 4.1) y un segundo caso en el que se ha presentado una rotura de mayor tamaño (ilustración 4.2).

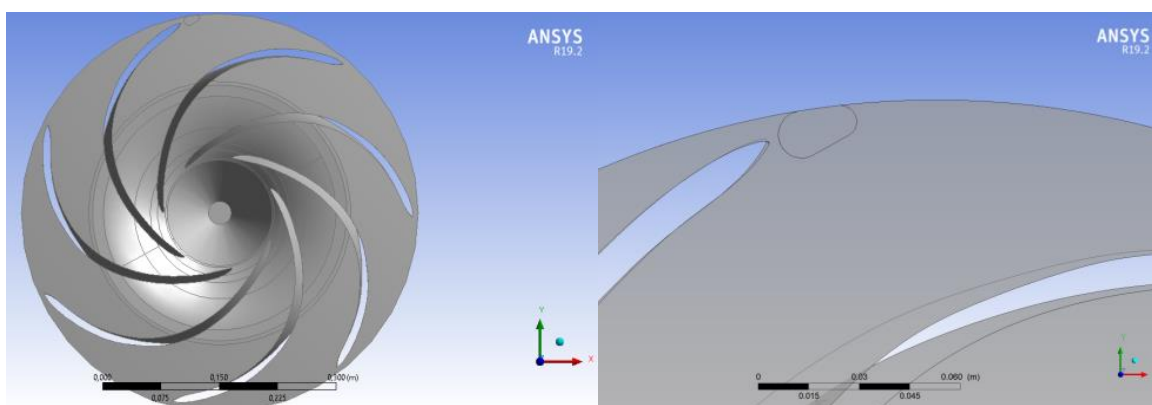


Ilustración 4.1. Caso 1 del rotor de simulación.

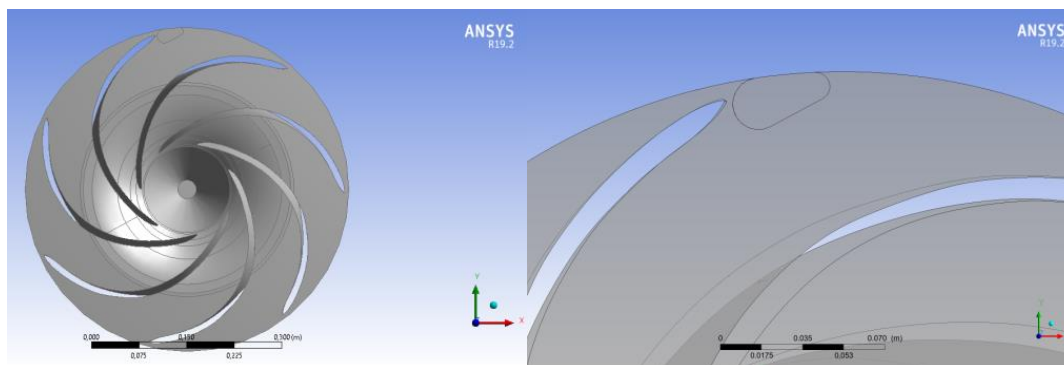


Ilustración 4.2. Caso 2 del rotor de simulación.

Una vez conocidas las geometrías de estudio, se muestra en la ilustración 4.3, la combinación de ellas que será presentada al programa para su simulación.

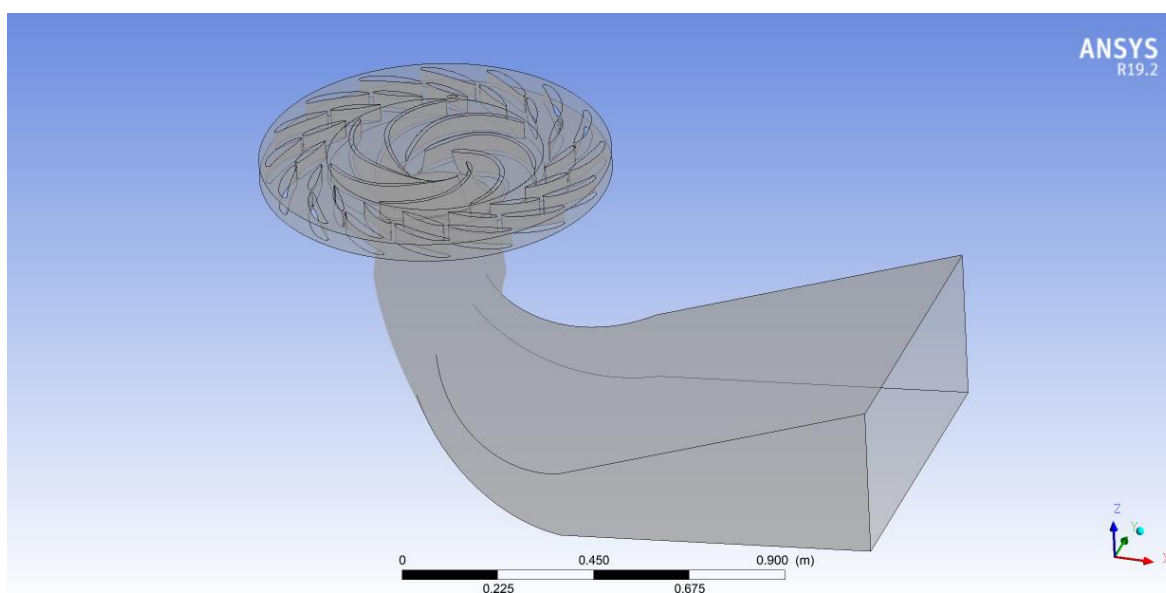


Ilustración 4.3. Conjunto ensamblado de los 3 elementos de la simulación.

4.1.2. Mallas

Seguidamente, conocidas las geometrías finales del estudio, se procede a la obtención de la malla para cada elemento. Este fichero será el que se proporcionará al programa para realizar los cálculos, ya que será aquí donde podrá consultar cada uno de los detalles de la máquina sometida a estudio.

Las características de la malla para cada parte fueron recogidas del mismo estudio que proporcionó las geometrías (24). De esta forma, desde un inicio se disponía de las mallas del tubo de aspiración y del estator de la turbina, facilitadas por parte del tutor, por lo que únicamente se requería obtener la

mallas de los dos nuevos rotores que se irían a simular aplicando las mismas características de mallado que en los casos facilitados.

Las mallas fueron creadas a partir de elementos tetraédricos obteniendo los siguientes parámetros para cada geometría:

Geometría	Nodos	Elementos
Rotor	1170854	4163470
Estator	1321408	4342831
Tubo	383604	365025
Geometría completa	2875866	8871326

Tabla 4.1. Nodos y Elementos de los componentes de la simulación.

4.1.3. Parámetros físicos

En el presente apartado se darán a conocer los parámetros con los que se han llevado a cabo la simulación de los dos casos planteados.

- Parámetros generales

Para la realización de la simulación se ha establecido un flujo transitorio. Al mismo tiempo se estableció un time Steps de 4.852e-05 segundos, correspondientes al tiempo necesario para el giro de un grado del rotor de la turbina, el cual gira a 3435 rpm. Además, el estator y el tubo de aspiración fueron definidos como estacionarios.

$$T = 1 \text{ rev} * \frac{1 \text{ min}}{3435 \text{ rev}} * \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} = 0.017 \text{ s}$$

$$dt = \frac{0.017 \text{ s}}{360^\circ} = 4.852 * 10^{-5} \text{ s}$$

(Eq. 4.1.1)

Para el inicio de la simulación, se determinó el instante cero debido a que las simulaciones no disponían de datos anteriores, y por lo tanto debían realizarse desde el principio.

El fluido empleado para la simulación ha sido agua a 25°C a la cual se le ha atribuido una densidad de 997 kg/m³. Para concluir se introdujo el valor de la gravedad en el eje z negativo para de esta manera simular correctamente el funcionamiento de la turbina.

	Parámetro General	Observación
Tipo de Flujo	Transitorio	
Modelo de Turbulencia	SST	
Fluido	Agua en estado Líquido	$\rho=997 \text{ kg/m}^3$
Movimiento del Contorno del Estator	Estacionario	
Movimiento del Contorno del Rotor	Rotatorio	3435 rpm
Movimiento del Contorno del Tubo	Estacionario	
Gravedad	Eje z	-9.81 m/s ²
Time Steps	4.852e-05 s	

Tabla 4.2. Recopilación de los parámetros generales.

- Condiciones de contorno

En la siguiente sección, se va a realizar la definición de las condiciones de contorno de las diferentes caras del conjunto de la turbina.

Iniciando la descripción de las condiciones de contorno por la entrada del fluido a la turbina a razón de 953 kg/s mediante una componente radial de -0.71428, una tangencial de -1 y una axial de 0, a través de la cara indicada en la ilustración 4.4, el fluido consigue introducirse en la máquina. De esta manera, y con la finalidad de delimitar el espacio comprendido del estator, el resto de cara de este fue establecida como pared, excepto la cara interior de éste, zona por la cual el fluido abandonará esta geometría y entrará en el rotor, tal y como se aprecia en la misma ilustración 4.4.

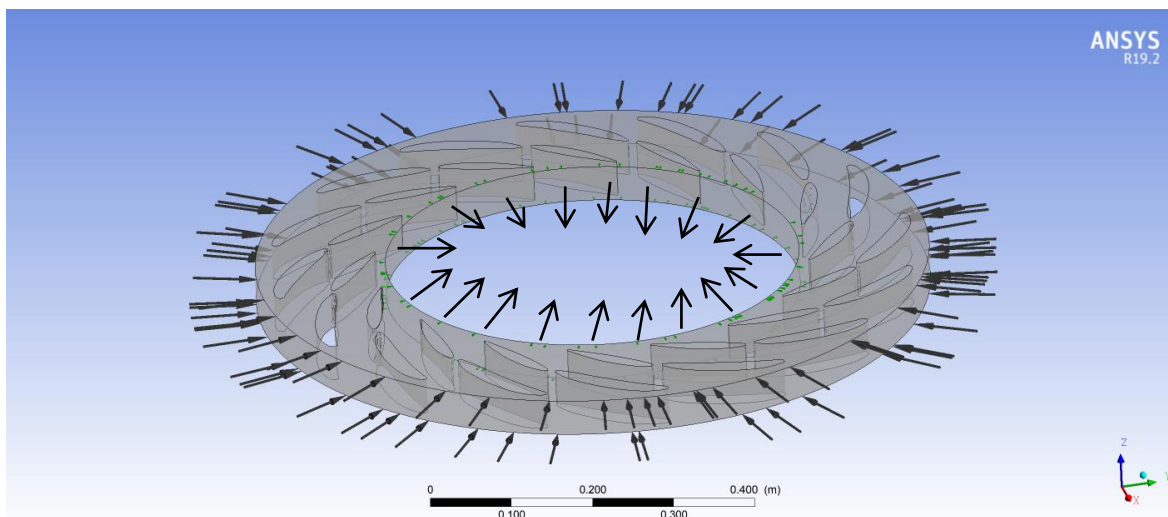


Ilustración 4.4. Representación de la introducción del fluido a la turbina.

En este momento el fluido se encuentra en el interior del rotor, el cual entra de forma radial a éste, y sale de él de forma axial, tal y como se puede apreciar en la ilustración 4.5. Como en el estator, el resto de superficies de éste quedo determinada como pared para delimitar la geometría de este.

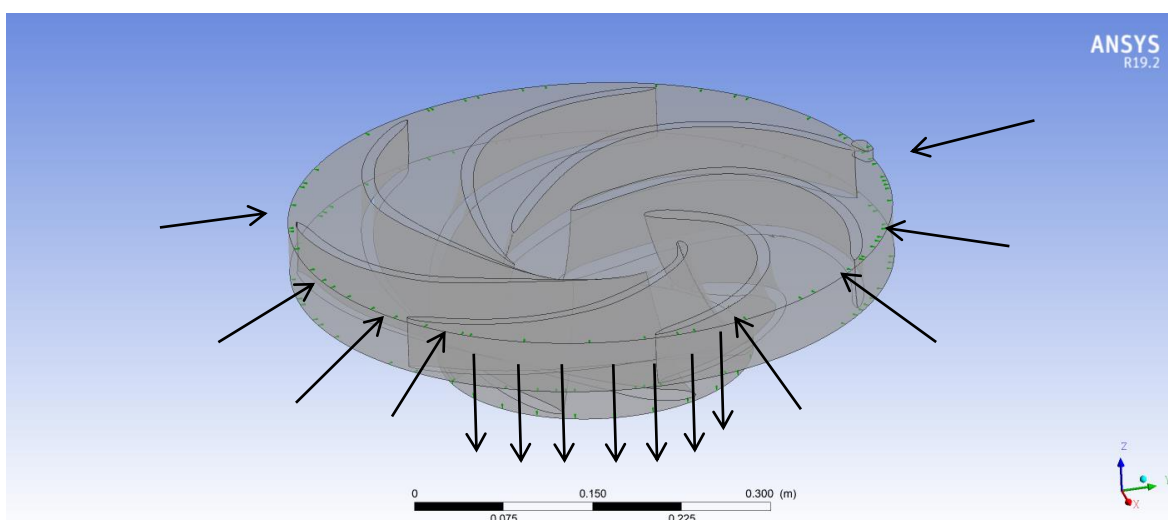
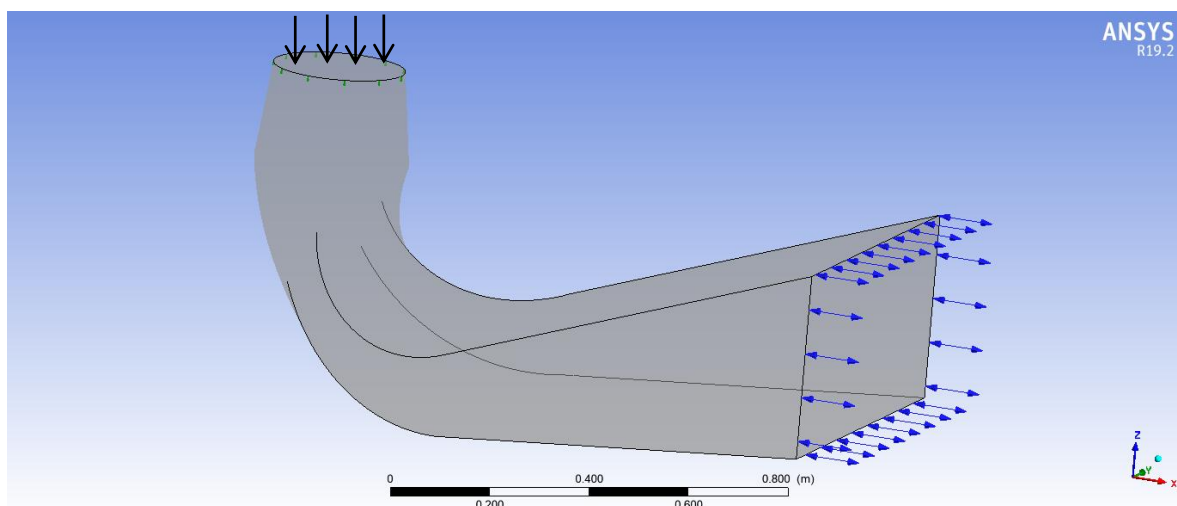


Ilustración 4.5. Representación de la entrada y la salida del fluido en el rotor de la turbina.

Finalmente, el fluido llega a la última geometría de la simulación, el tubo de aspiración. En este punto, el fluido se introduce por la cara indicada en la ilustración 4.6, y sale del él con la condición de salida abierta (condición que implica presión atmosférica), ya que imponer la condición salida forzada no es correcto debido a que por esa sección no hay un elemento que fuerce la salida del fluido.



Il·lustració 4.6. Representació de la entrada i sortida del fluid en el tub de aspiració

De esta forma, el conjunto de condiciones de contorno se recogen en la tabla 4.3.

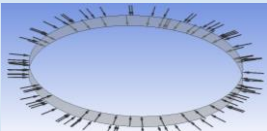
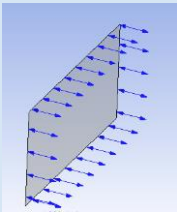
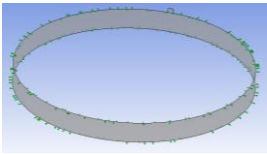
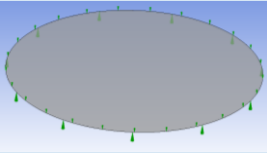
Parte	Número	Condición de Contorno	Observación
Inlet		Mass flow rate inlet	Cantidad: 953 Kg/s Componente Radial: -0.71428 Componente Tangencial: -1 Componente Axial: 0
Outlet		Presión atmosférica	
Interface Rotor-Estator		Interface	
Interface Rotor-Tubo		Interface	

Tabla 4.3. Recopilatorio de las condiciones de contorno aplicadas.

4.1.4. Ajustes del Solver

- Controles sobre la solución

Finalmente, para terminar de definir la configuración de la simulación, se ha trabajado con una configuración del esquema de advección de alta resolución para de esta manera mejorar los datos recopilado en la simulación. De la misma forma se ha establecido un esquema transitorio de segundo orden de Euler con el mismo fin.

Referente al control de convergencia, éste se ha establecido en función de los loops de simulación, estableciendo el valor mínimo en la unidad y el máximo en 10. Por lo que respecta al criterio seguido para la convergencia de los datos, ésta se ha basado en RMS con un valor de residual de tarjet de $1E-4$.

Para concluir, se introdujo en el programa la condición de guardado de los últimos 360 steps de simulación, correspondientes a los de la última vuelta del rotor. De esta manera se facilitaría el tratado de resultado en el post-proceso.

- Monitores

Con la finalidad de poder recopilar datos para posteriormente poder procesarlos, obtener las gráficas necesarias y poder obtener las conclusiones oportunas del efecto que produce el daño de la corona del rotor en el espectro de frecuencia de la máquina, es necesario equipar la simulación con un conjunto de monitores que permitan la obtención de los datos tanto de presión como de fuerza que ocurren en la turbina.

Con este fin, se han utilizado 14 monitores, 11 de los cuales pueden verse su localización en la ilustración 4.7. Dos monitores de los restantes, son monitores aplicados al contorno de un álabe del rotor y un álabe fijo del estator, midiendo cada uno de ellos la fuerza de sustentación en el álabe aplicado. Finalmente el último monitor utilizado se corresponde con el empleado para la medición de la fuerza del torque del eje de la máquina.

Para concluir, las tablas 4.4 y 4.5 hacen una recopilación de los monitores empleados, su localización exacta en la simulación, así como el parámetro que miden.

Monitor	Coordenada Axial	Coordenada Radial	Coordenada Theta	Variable recopilada	Frecuencia de lectura de posición
Rotor1	0	0.225	-15	Presión	Cada Time Steps
Rotor2	0	0.175	20	Presión	Cada Time Steps
Rotor3	-0.02	0.125	45	Presión	Cada Time Steps
Estator1	0	0.275	-5	Presión	Al inicio de la malla
Estator2	0	0.35	-5	Presión	Al inicio de la malla
Estator3	0	0.33	0	Presión	Al inicio de la malla
IF1	0	0.249	-11	Presión	Cada Time Steps
IF2	0	0.249	-22	Presión	Cada Time Steps
IF3	0	0.249	-33	Presión	Cada Time Steps
IF4	0	0.249	-44	Presión	Cada Time Steps
IF5	0	0.249	-55	Presión	Cada Time Steps

Tabla 4.4. Recopilación de los monitores empleados para la recopilación de las señales de presión.

Variable	Localización	Variable recopilada	Fórmula
LiftRotor	Álabe del rotor	Fuerza	$\text{areaInt}(\text{Pressure})@\text{REGION:guide_vane1}$
LiftFijoEstator	Álabe fijo del estator	Fuerza	$\text{areaInt}(\text{Pressure})@\text{REGION:wicked_gate_1}$

Tabla 4.5. Recopilación de los monitores empleados para la recopilación de las señales de fuerza.

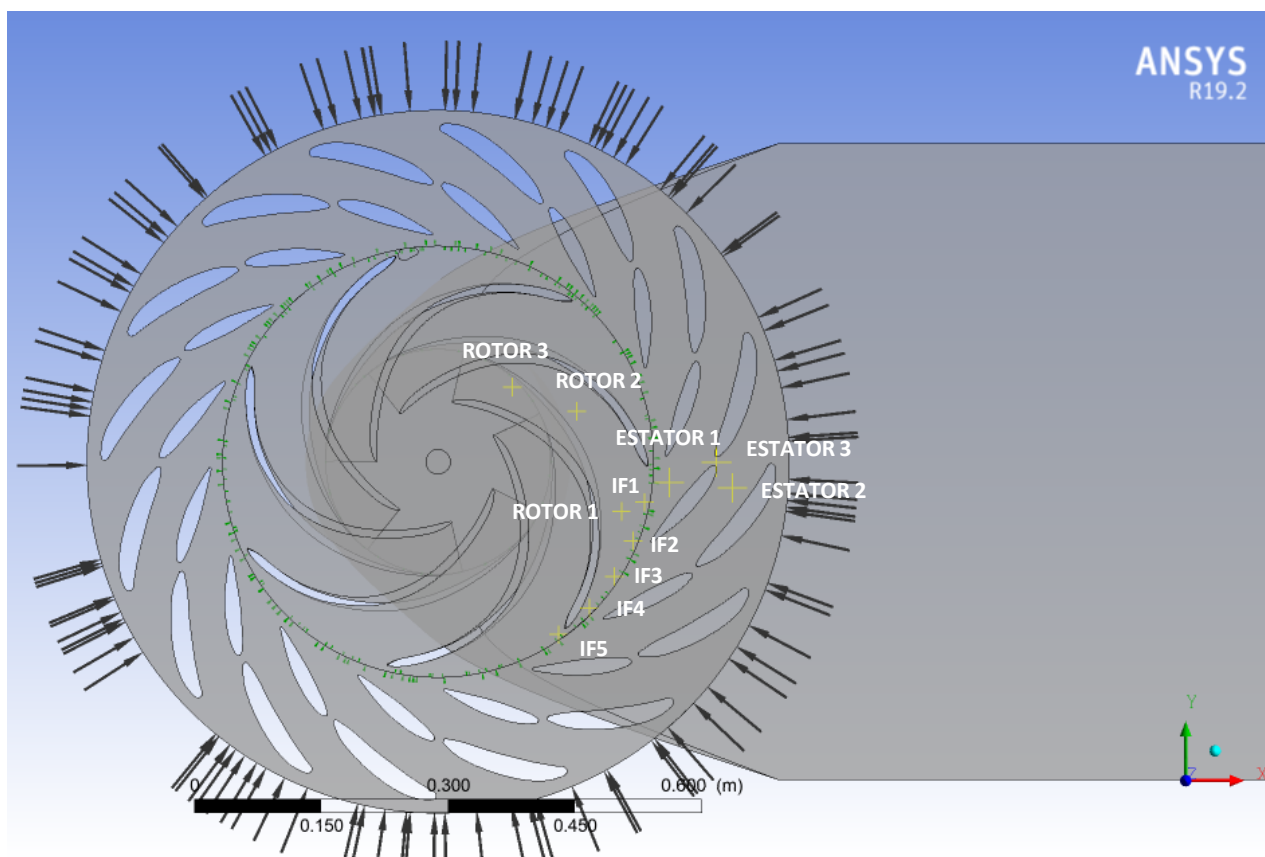


Ilustración 4.7. Localización de cada monitor en la turbina de ensayo.

4.2. 2ª Fase: Proceso

Esta fase de la simulación es la que lleva a cabo el propio ordenador siguiendo las características que se le han suministrado en el pre-proceso. En esta sección Solver trabaja con el fin de la obtención de los resultados aplicando las ecuaciones presentadas en el apartado 3.5.2 de la presente memoria.

Para ello, se ha empleado un computador compuesta por 12 procesadores Intel® Core™ i7-7800X CPU @3.5 GHz y 16 GB de RAM. Para la realización de cada caso se necesitaron un espacio temporal de 3 días y 9 horas, por caso de simulación, empleando los 12 procesadores del ordenador.

Una vez los resultados obtenidos en Solver se muestran convergidos, se da por finalizado la simulación del proyecto, se genera el archivo con los datos y se pasa al post-proceso.

4.3. 3ª fase: Post proceso

Llegados a este punto, ya se han realizado todas las simulaciones y como resultado, disponemos de todos los datos necesarios para poder trabajar.

Con el fin de poder realizar la comparativa de los casos con la mayor claridad posible, se han presentados 3 formas distintas de visualizar los efectos de la rotura. En una primera instancia, obtenido directamente del fichero proporcionado por el Solver, se han mostrado los contornos de presión presente en la turbina. Seguidamente, y después de exportar y tratar los resultados numéricos de los monitos establecidos para la simulación, se han presentado las gráficas de presión en función de las vueltas que realiza el rotor de la turbina. Finalmente, después de realizar las correspondientes transformadas de Fourier mediante los scripts de MATLAB adjuntados en el anexo B y C de la presente memoria, se presentan los espectros de frecuencia de la turbina con los daños en la corona del rotor, dónde se pueden ver que frecuencias se alteran con dicha rotura.

Para el tratado de datos, se debe mencionar que se ha trabajado con los últimos 0.5 segundos de simulación. Estos se consiguieron multiplicando 29 veces la última vuelta de simulación ya que cada vuelta del rotor representa 0.01746 segundos, argumentando este método en el hecho de que al convergir los resultados, éstos deben de ser iguales en las 29 vueltas necesarias para conseguir los 0.5 s de simulación.

De la misma forma se han realizado comparativos de los espectros de frecuencias de los 2 casos así como del original en busca de cualquier tipo de variación de las frecuencias características de la

turbina o en sus armónicos, siendo un armónico un múltiplo de la frecuencia fundamental. Para ello, se ha tenido en consideración que la frecuencia de giro de la maquina en perfectas condiciones es 57.25 Hz, la del rotor es de 400.75 Hz y la del estator de 916 Hz. Estas se han obtenido de la aplicación de las ecuaciones 3.3.7, 3.3.8 y 3.3.9 respetivamente, aplicando las condiciones de contorno de la máquina.

5. Resultados

Después de haber realizado todas las transformaciones necesarias y haber obtenido las gráficas para la comparación de los espectros de frecuencias de los diferentes casos, se procede al análisis de ellos.

5.1. Validación de los resultados obtenidos

Para realizar una validación de los valores que se obtienen en la simulación mediante ANSYS, se ha procedido a realizar una comparación entre los valores teóricos de las frecuencias de funcionamiento de la turbina, y los valores obtenidos en la simulación de los casos sin daños de ésta.

Para el cálculo teórico de las frecuencias de la turbina deben utilizarse las expresiones 3.3.7, 3.3.8 y 3.3.9.

Según ecuación 3.3.9:

$$f_f = \frac{N}{60} = \frac{3435}{60} = 57.25 \text{ Hz}$$

Según ecuación 3.3.7:

$$f_r = n * f_f * z_r = n * 57.25 * 7 = 400.75 \text{ Hz}$$

*Observado desde el sistema de referencia del estático.

Según ecuación 3.3.8:

$$f_s = n * f_f * z_s = n * 57.25 * 16 = 916 \text{ Hz}$$

*Observado desde el sistema de referencia rotatorio.

De esta forma podemos decir que las frecuencias características de la turbina son:

Frecuencia de giro = 57.25 Hz

Frecuencia del rotor = 400.75 Hz

Frecuencia del estator = 916 Hz

De esta forma, las frecuencias visibles en el espectro de frecuencias de la turbina deberían de ser las nombras.

Según ilustración 5.1, dónde se muestran varios monitores del caso sin daños situados en diferentes localizaciones de la geometría de la turbina, es posible localizar dicha frecuencias. La frecuencia de giro la podemos observar en el monitor rotor 1, dónde se puede apreciar con una amplitud pequeña. Seguidamente la frecuencia del estator, es apreciable nuevamente en el monitor del rotor1, mostrando una gran amplitud. Finalmente, la frecuencia del rotor es apreciable en el monitor del estator 2, nuevamente mostrando una gran amplitud.

De esta forma, y comprobando que las presiones teóricas de la turbina son las presiones presentes en los espectros de frecuencia obtenidos mediante los datos recopilados en ANSYS, es posible validar el método utilizado para la obtención de las conclusiones.

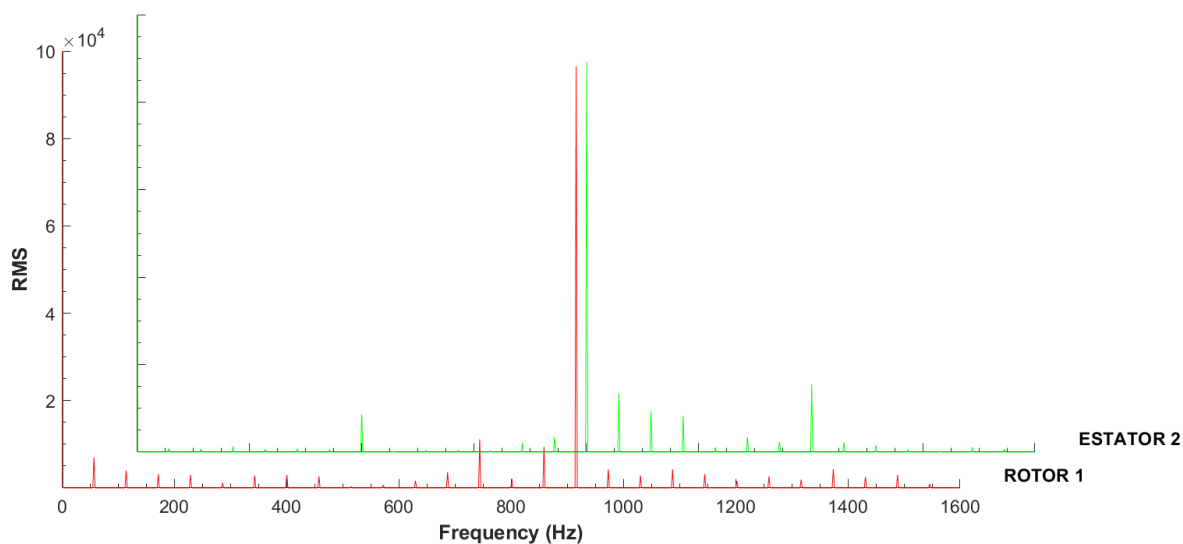


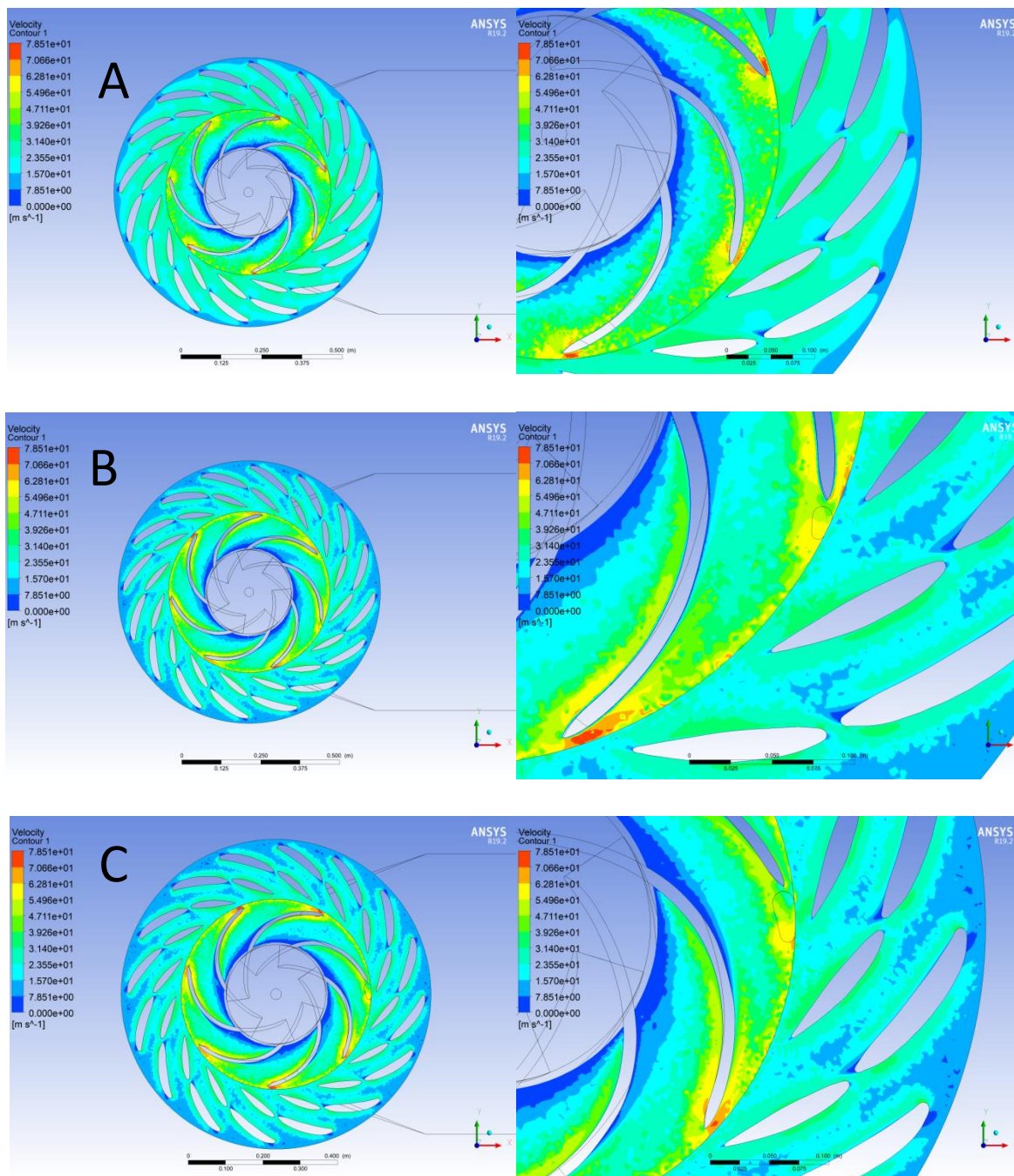
Ilustración 5.1. Representación de varios monitores del caso sin daños.

5.2. Contorno de presiones y velocidades

Como se muestra en el contorno de presiones de las ilustraciones 5.3, la interacción entre el rotor y el estator de una turbina genera un incremento de presión. Del mismo modo, en realizar una comparación de los dos casos simulados con el original, es posible observar como un incremento de la rotura de la corona, genera una disminución de la presión en la zona de interacción entre el rotor y el estator. Dicha reducción de la presión de la turbina, es atribuible al hecho de que al verse incrementado el volumen del rotor, debido a la rotura de la corona de éste, aplicándose las mismas condiciones de funcionamiento, el fluido dispone de más espacio para distribuirse, disminuyendo en consecuencia la presión en esa zona.

Al mismo tiempo, es posible observar, en la ilustración 5.3, como la presión va de disminuyendo desde la región más externa del rotor, donde la presión es máxima, hasta la región más interna, donde la presión es mínima.

Por otro lado, es posible observar en la ilustración 5.2, como afecta la rotura de la corona en el campo de velocidades. En ella se visualiza como los picos de velocidad en las puntas de los álabes se disminuye en aumentar las dimensiones de la rotura, al mismo tiempo que es apreciable como la velocidad en la punta del álabe dónde se encuentra la rotura es menor que el resto de álabes.



Il·lustració 5.2. Contorno de velocitats de los 3 casos comparados. "A" caso sin daños. "B" caso 1, "C" caso 2.

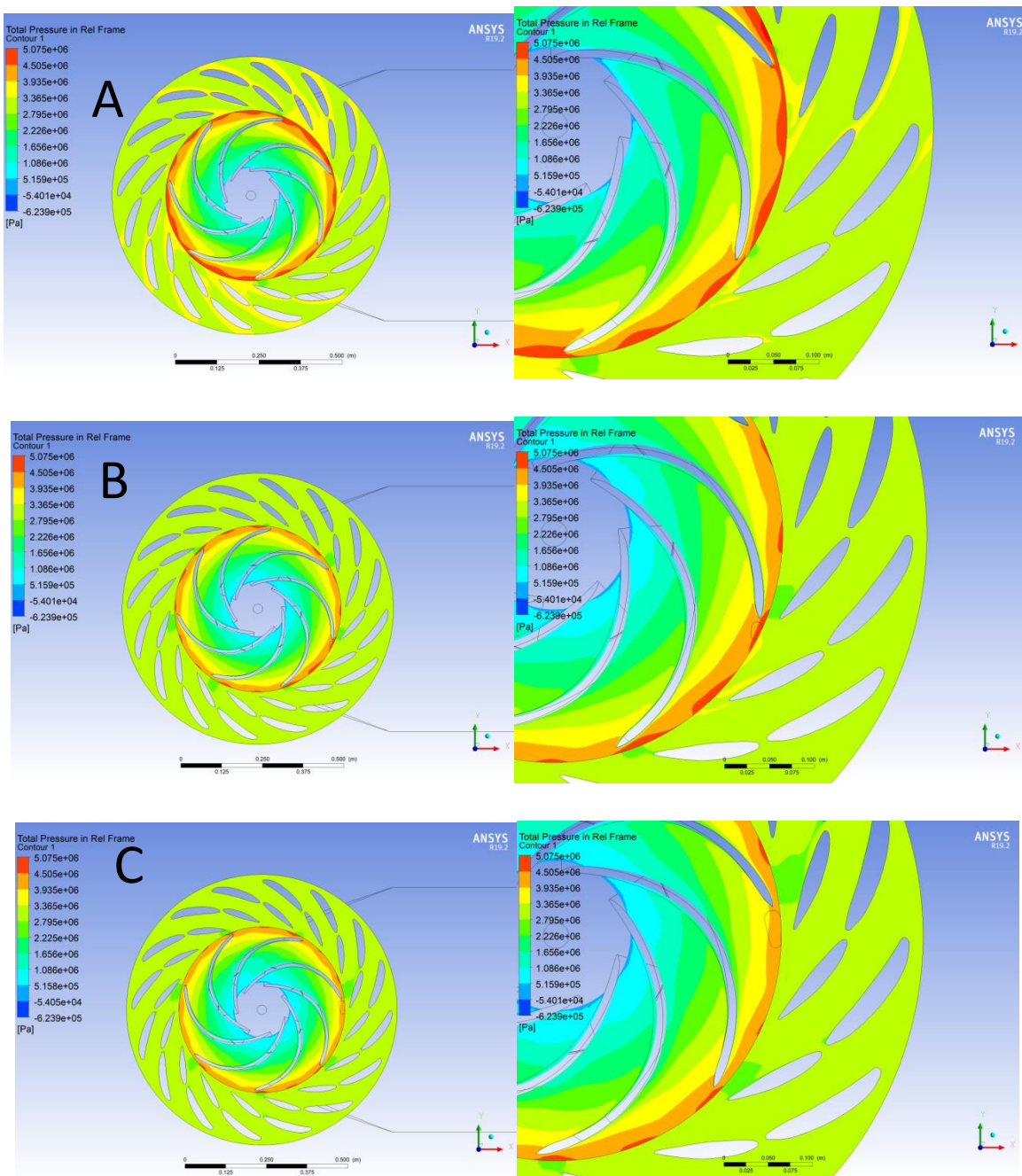


Ilustración 5.3 Contorno de presiones de los 3 casos comparados. "A" caso sin daños. "B" caso 1, "C" caso 2.

5.3. Análisis del pulso de presión en el Estator

En la ilustración 5.4 en la que se representa la presión en función de las vueltas del rotor, no se muestra grandes variaciones por lo que respecta a picos de presión o variaciones abruptas de ésta, pero sí podemos observar como con la incorporación de la rotura se ve alterado un patrón de presiones presente en el original.

En dicho patrón, se produce un pico de presión seguido de un pico de menor magnitud. Este patrón se ve 7 veces por vuelta del rotor, hecho que hace pensar que se produce como consecuencia del paso de cada uno de los 7 álabes que componen al rotor frente cada álabe del estator.

Además, podemos apreciar como la incorporación de las roturas provoca una disminución del campo de presiones, siendo la presión de menor valor cuando la rotura aumenta. Si bien es apreciable una reducción en el campo de presiones en los casos con daños, también es posible visualizar como las fluctuaciones de presión que se producen en cada caso varían, siendo de menor amplitud en los casos 1 y 2 en comparación con el caso original.

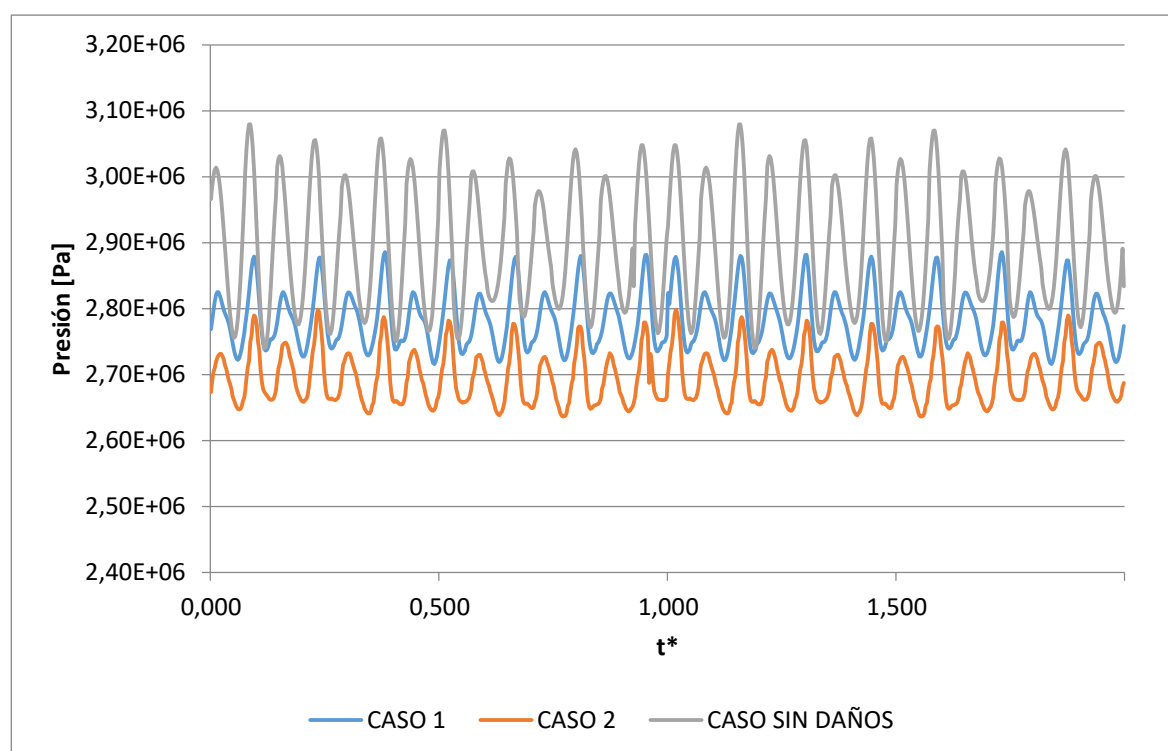


Ilustración 5.4. Representación presión-tiempo del monitor situado en el distribuidor de la turbina Estator2.

En la ilustración 5.5 podemos ver como la frecuencia característica es 800 Hz coincidiendo con el segundo armónico de la frecuencia correspondiente al rotor ($2 \cdot 400.75 \approx 800$ Hz), teniendo su explicación en el modo diametral del rotor. Como se ha visto a lo largo de la memoria, la turbina

sometida a estudio requería de modo diametral 2, lo que conlleva a que en cada instante de funcionamiento existiesen dos zona de presión y dos zonas de depresión en el mismo instante. De esta manera existían dos picos de presión distintos al mismo tiempo la combinación de los cuales dan lugar a una frecuencia del rotor en el segundo armónico. Al mismo tiempo podemos apreciar cómo se encuentran presentes la frecuencia fundamental del rotor en los 400.75 Hz y el tercer armónico de ésta (1200 Hz), siendo en ambos casos de una amplitud no significativa en comparación con la del segundo armónico.

En la misma ilustración 5.5, donde nos aparecen en comparación los espectros de frecuencias de los 3 casos, podemos observar que la mayor diferencia que aparece al introducir el error en la simulación se encuentra en la amplitud de la frecuencia característica de la máquina, el segundo armónico de la frecuencia del rotor. Éste se ha visto reducido aproximadamente a la mitad en comparación con el caso original, no mostrando gran diferencia de amplitud entre los dos casos con rotura.

Dicho monitor, al encontrarse situado en el estator de la turbina, es lícito que visualice la frecuencia del rotor ya que, situando el punto de referencia en el estator, éste es el elemento móvil visible.

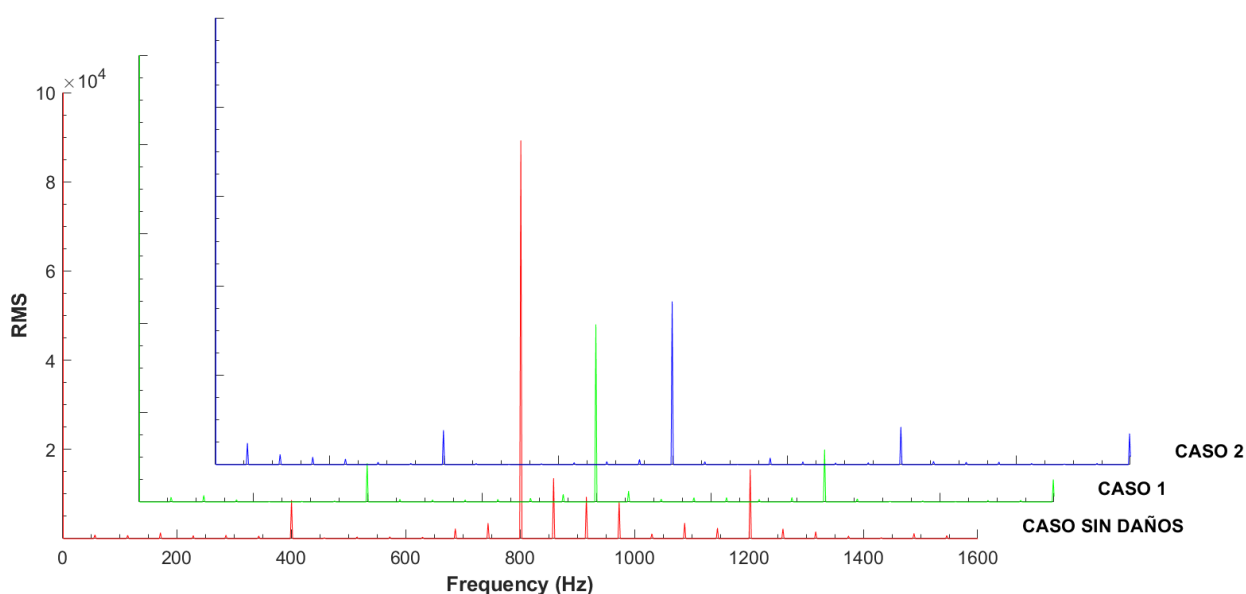


Ilustración 5.5. Representación del espectro de frecuencias del monitor Estator2 situado en el distribuidor de la turbina.

Estas descripciones son idénticas en los 3 monitores situados en el estator de la turbina. Por este motivo las representaciones correspondientes a los monitores Estator1 y Estator 3 se encuentran en los anexo A.

5.4. Análisis del pulso de presión en el Rotor

En el caso del rotor podemos apreciar, en la ilustración 5.6, una variación significativa en el campo de presiones. En una primera instancia es posible visualizar, como en el monitor del estator, una caída de la presión en los casos de rotura. Además, en la ilustración es posible visualizar, tanto en el caso 1 como en el 2, un incremento de presiones a lo largo de una vuelta. Este pico de presiones no es abrupto, no destaca en el campo de presiones, sino que por lo contrario se encuentra perfectamente integrado en éste produciendo un ligero aumento de la presión en toda la región cercana, dejando una señal del campo de presiones que recuerda a una señal sinusoidal. Esta alteración de la señal con respecto a la original, es atribuible al hecho de la incorporación de la rotura en el rotor, ya que ocurre una vez por vuelta.

De la misma forma, cabe comentar que por vuelta, se han producido 16 picos de presión, hecho que tiene su explicación en los 16 álabes con los que está compuesto el distribuidor de la turbina y que pasan por delante del monitor situado en el rotor de la turbina.

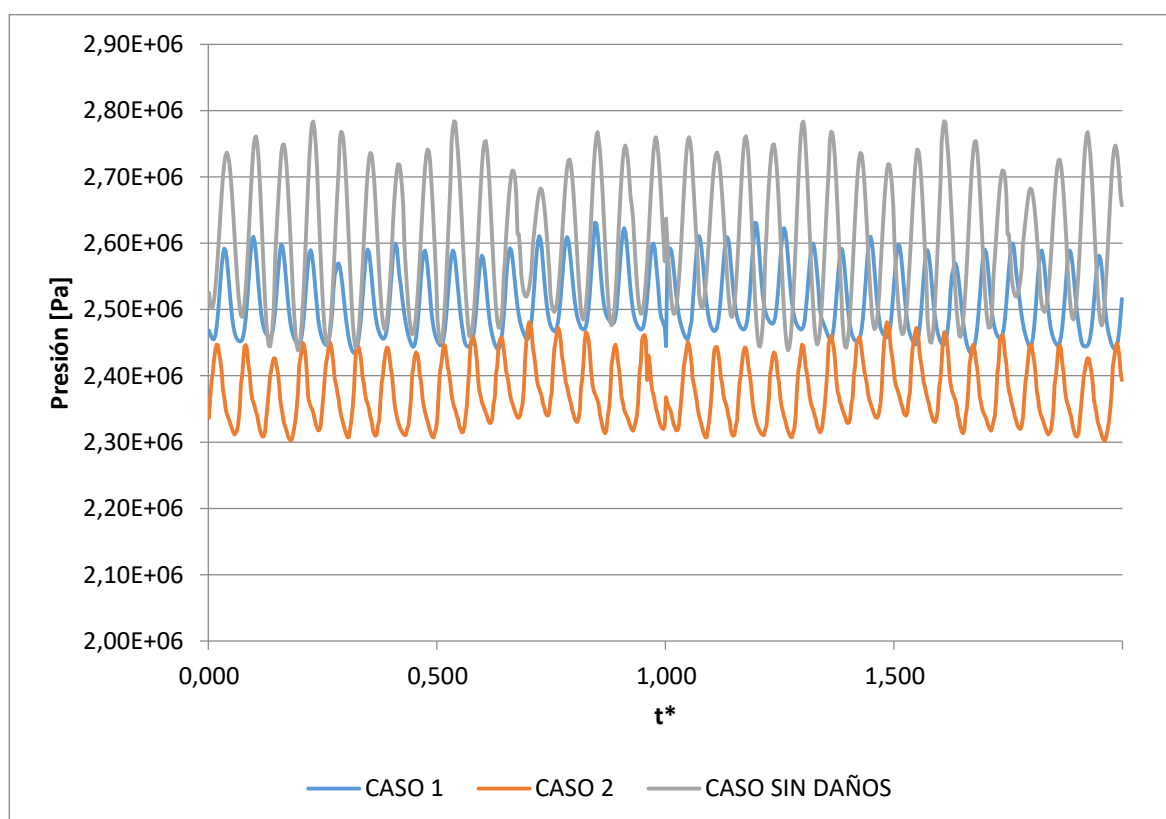


Ilustración 5.6. Representación presión-tiempo del monitor situado en el rotor de la turbina Rotor1.

En el caso del espectro de frecuencia obtenido a partir de la monitorización del rotor, ilustración 5.7, podemos concluir que en un estado de correcto funcionamiento se encuentran activadas las frecuencias 57,25 Hz, 744.25 Hz y 858.75 Hz de forma poco significativa en comparación con la de mayor relevancia, la frecuencia del estator (916 Hz). Estas frecuencias activas, se corresponden con la frecuencia de giro de la máquina (57.25 Hz) y sus armónicos $n=13$ (744.25 Hz) y $n=15$ (858.75 Hz).

La explicación por la que la frecuencia característica del monitor situado en el rotor sea la frecuencia del estator tiene su explicación en el mismo fenómeno que en el monitor del estator. En este caso al situar el monitor en el rotor el sistema de referencia es éste, viendo desde ese punto como el estator gira entorno de él. De esta manera, desde el rotor se ven girar los 16 álabes del estator, motivo por el cual se visualiza la frecuencia de éste.

Con la incorporación de las roturas, ciertas frecuencias como los armónicos $n=13$ y $n=15$ de la frecuencia de giro se ven desactivadas. Al mismo tiempo, y con un efecto parecido a lo sucedido en el estator, la frecuencia más significativa ve su amplitud reducida a un valor aproximado de la mitad del original, teniendo una diferencia inapreciable entre los dos casos con rotura.

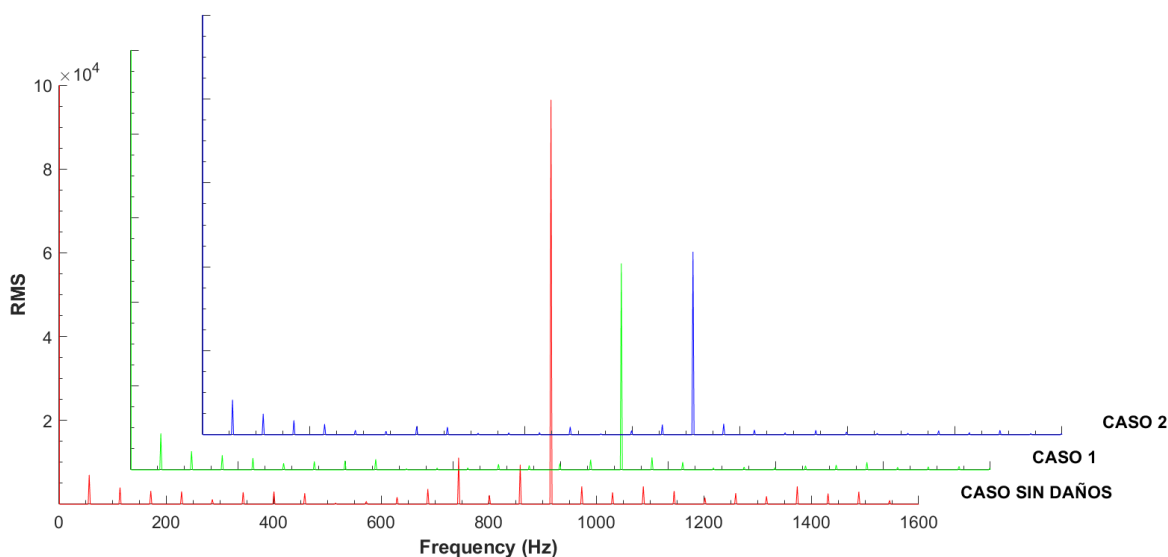


Ilustración 5.7. Representación del espectro de frecuencias del monitor Rotor1 situado en el rotor de la turbina.

Finalmente, los efectos presentes en el monitor del Rotor1 son similares a los encontrados en el resto de monitores situados en el rotor así como los situados en el interface entre el rotor y el estator. Esta similitud tiene su explicación en la forma en que se establecieron los monitores del interfaces, actualizando su posición en cada step, de forma que iban girando al mismo tiempo que el rotor de la

turbina. De esta forma, las gráficas pertinentes a estos monitores se han adjuntado en la sección de anexos A.

5.5. Análisis del pulso de presión en el eje de la turbina

Finalmente, para concluir la comparación se estudia el monitor del torque de la turbina. Por lo que respecta a la representación de la fuerza del torque respecto al giro del rotor, podemos observar, en la ilustración 5.8 dónde se muestra la representación de la presión respecto el giro del rotor, como la variación de éste no es determinante para la detección de un aumento del tamaño de la rotura, pero si para detectar una anomalía.

En el caso sin daños podemos apreciar como este valor se establece entorno al valor del $7,80E+03$ N*m siendo oscilante. Por lo que respecta al caso 1, este valor se ve incrementado llegando hasta los $7,95E+03$ N*m de media, ya que del mismo modo que el caso sin daños, este valor fluctúa. Finalmente al observar el caso 2, podemos observar como este valor decae hasta los $7,65E+03$ N*m de media.

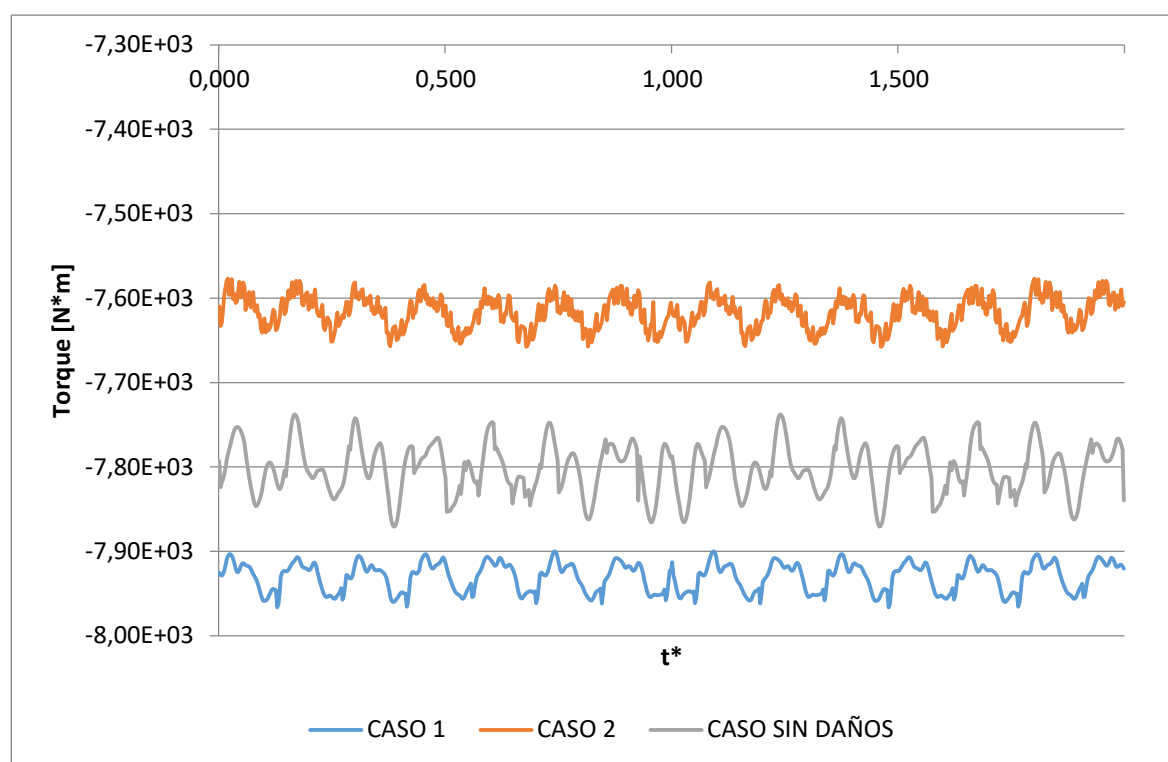


Ilustración 5.8. Representación presión-tiempo del monitor representativo del torque de la máquina.

En la ilustración 5.9, dónde se representa el espectro de frecuencias, en el caso original se pueden observar como las frecuencias activas en este monitor son la frecuencia del rotor (400.75 Hz), la

frecuencia del estator (916 Hz), el segundo armónico de la frecuencia del rotor (801.5 Hz) y el tercer armónico de la frecuencia de rotor ($3 \cdot 400.75 \text{ Hz} = 1202.25 \text{ Hz}$). Al mismo tiempo podemos apreciar distintos armónicos de la frecuencia de giro pero pueden ser despreciados en comparación con las nombradas frecuencias.

Por lo contrario, tanto en el caso 1 como en el caso 2 podemos apreciar que, siguiendo la misma tendencia que en los monitores anteriores, se produce una disminución de la amplitud tanto de la frecuencia del rotor como la del tercer armónico de ésta, pero con la peculiaridad que en dicho monitor la amplitud de las frecuencias no se ve reducida a un valor aproximado de mitad del original, sino que sufre una ligera disminución. Al mismo tiempo se aprecia como la frecuencia del estator se desactiva en los casos 1 y 2. Finalmente a diferencia del resto de casos, se puede apreciar como la frecuencia de giro va incrementando la amplitud a medida que la rotura va incrementando.

Sin embargo, la diferencia entre casos con rotura de diferentes dimensiones es mínima, no pudiendo garantizar mediante la lectura de la gráfica FFT las dimensiones de la rotura para cada caso.

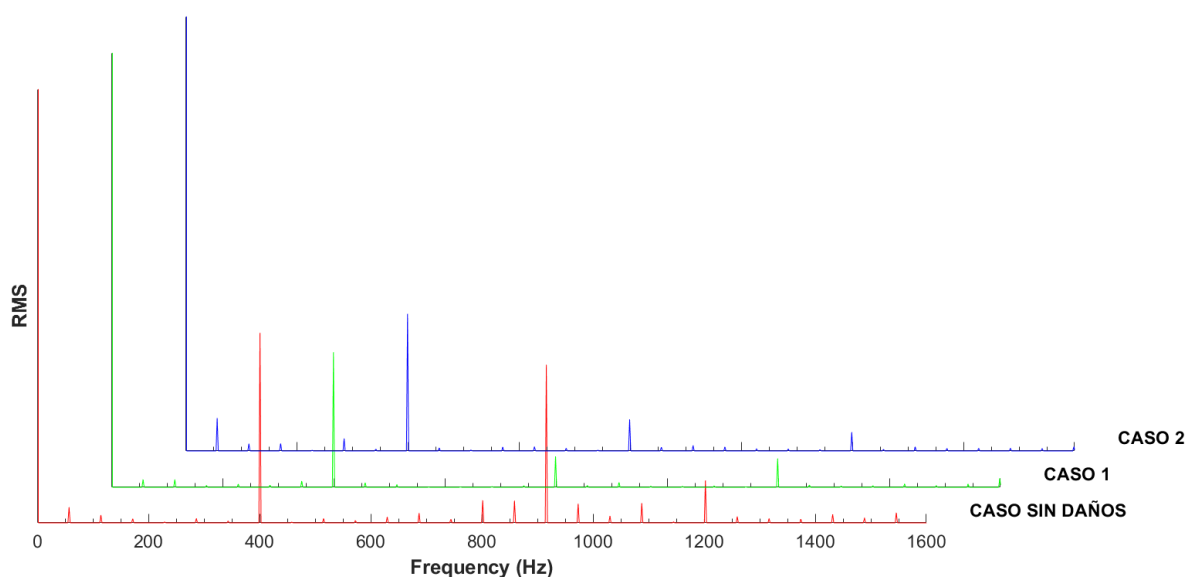


Ilustración 5.9. Representación del espectro de frecuencias del monitor situado en el eje de la turbina que permite visualizar el torque de ésta.

De esta forma, y observando la ilustración 5.8 y 5.9 no se puede establecer una relación clara de la magnitud del daño en la corona mediante este monitor, ya que en la ilustración 5.8 no se sigue ningún criterio de la modificación de la presión en función del tamaño de la rotura, así como en la ilustración 5.9 no se pueden apreciar diferenciaciones entre los dos casos con daños.



6. Análisis del impacto ambiental

La ejecución de la presente memoria ha visto muy reducido el impacto ambiental. Dicho trabajo al realizarse mediante programación informática, no ha requerido de la construcción de ningún modelo que haya generado residuos para el medio ambiente o que haya requerido de la quema de combustibles para la obtención de energía.

De esta forma, y con la finalidad de poder concretar las emisiones de CO₂ a la atmosfera en la realización de este proyecto, se han contabilizado las horas de simulación para de esta manera, y según la media de emisión de CO₂ por KW/h del año 2018, obtener los gramos emitidos en la producción de energía eléctrica utilizada para la simulación.

Al mismo tiempo, se han contabilizado las emisiones de CO₂ del medio de transporte utilizado para el transporte desde mi lugar de residencia hasta la localización de las reuniones con el tutor.

Teniendo como media de emisiones de CO₂ 321gr/KWh (25) para la producción de energía eléctrica, y teniendo en cuenta un consumo medio del ordenador de 0.120 kWh(26) se han contabilizado 3909.78 gr de CO₂ de emisiones por cada simulación realizada.

Por otro lado, contabilizando 64 g/km (27) de emisiones en el medio de transporte utilizado, y teniendo en cuenta los trayectos realizados, se han contabilizado un total de 19046.4 gr de CO₂.

Por tanto, según tabla 6.3, las emisiones totales en la realización de este proyecto han sido de 26865.96 g CO₂.

Producción de CO₂ en la simulación de los casos

Tiempo de simulación en horas por caso	101.5h
Número de casos simulados	2
Consumo del ordenador en kW/h según marca comercial	0.12 kW/h
Emisiones de CO ₂ por energía producida según la Generalitat de Catalunya	321 gr CO ₂ /kWh
Emisiones de CO ₂	7819.56 gr CO ₂

Tabla 6.1. Resumen de la producción de CO₂ como consecuencia de la realización de los ensayos.

Producción de CO₂ mediante medio de transporte

Número de trayectos realizados	24
Km por trayecto	12.4km
Emisiones de CO ₂ por km según marca comercial	64
Emisiones de CO ₂	19046.4 gr CO ₂

Tabla 6.2. Resumen de la producción de CO₂ como consecuencia del transporte empleado para acudir a las reuniones con el tutor.

Producción total de CO₂ en el proyecto

Emisiones en la simulación	7819.56 g CO ₂
Emisiones en el transporte	19046.4 g CO ₂
Total de emisiones	26865.96 g CO ₂

Tabla 6.3. Resumen de la producción de CO₂ en la realización del proyecto.

Conclusiones

El principal objetivo de dicho trabajo, era poder establecer ciertos criterios para la determinación, mediante la lectura del espectro de frecuencias de una turbina hidráulica, de la presencia de la rotura de la corona del rotor, y por tanto se puede establecer un resultado positivo por lo que respecta a ello.

Se puede confirmar que la aparición de la roturas en dicha corona, genera modificaciones en el espectro de frecuencias de la máquina. Dichas modificaciones consisten en una reducción generalizada de la amplitud de las frecuencias característica de la turbina en la mayoría de monitores estudiados, apareciendo nuevas frecuencias sin gran relevancia en algunos de ellos. Estas reducciones de magnitud de la amplitud, se atribuyen a la disminución de la presión en el interior de la turbina como consecuencia de un aumento del volumen del rotor.

Por lo contrario, el estado de la rotura de la corona, no puede ser determinado mediante la lectura de las correspondientes gráficas de frecuencia, ya que en ellas las diferencias presentes entre casos con diferentes tamaños de rotura, no eran apreciables. Sin embargo, y observando las gráficas de presión-tiempo, sí que es posible realizar una estimación de la rotura, ya que allí sí que se ven diferenciaciones en el valor de la presión que permiten realizar una distinción entre casos, concluyendo que en hacerse la rotura mayor, la presión decrece. En este punto, hay que tener en consideración que no todos los monitores permiten observar con la misma claridad estas diferencias de presiones, siendo el monitor del torque el peor para la visualización del fenómeno. Por lo contrario, los monitores situados en el rotor, en el estator y en el interface presentan una gran calidad para la apreciación de estas variaciones.

Finalmente, con el fin de poder establecer un punto seguro de monitorización para la determinación de este tipo de rotura, se ha concluido que la localización de un sensor de presión en la posición Rotor 1 de este ensayo, permiten garantizar un punto de información seguro y eficaz, debiendo de controlar en este punto la frecuencia del estator que será quien nos alertará de la presencia de una rotura en la corona del rotor de una turbina compuesta por un rotor de 7 álabes y un estator de 16.

Presupuesto y/o Análisis Económico

Por lo que respecta al presupuesto necesario para la realización de este proyecto se han diferenciado 4 apartados distintos. Un primero en el cual se ha contabilizado el desembolso inicial necesario para la adquisición de todo el software necesario así como las horas de formación para aquellas personas que no dispongan de los recursos básicos para la realización de este. Seguidamente se presenta los costes asociados al desgaste del ordenador durante el tiempo de la simulación. A continuación se presentan los costes necesarios para la propia ejecución del proyecto. Finalmente se presenta el beneficio asociado al proyecto.

Desembolso inicial así como horas de formación

Para llevar a cabo este proyecto se ha necesitado la herramienta computacional ANSYS, cuyo valor de mercado aproximado es de, 36.390 € para un alquiler anual. Considerando el alquiler de dicha herramienta durante un periodo de 4 meses, el coste se ve reducido hasta los 13.130€. En estos 4 meses se incluyen las horas de formación, así como las correspondientes al desarrollo del proyecto.

Costes asociados a la informática

Considerando la vida útil de un ordenador de 5 años, y un precio de 1.350€ por él, el coste asociado a la utilización de este en la duración del proyecto ha sido de 90€, considerando una utilización durante 4 meses.

Al mismo tiempo, se ha decidido realizar un coste adicional por el alquiler del procesador del ordenador de 0.05 cts. por procesador y hora. Teniendo en cuenta que se han utilizado 12 procesadores simultáneamente durante un total de 203 horas, hacen un cómputo final de 121.80 euros.

Costes en la ejecución del trabajo

Partiendo de un equipo de trabajo compuesto por un responsable del proyecto y un supervisor de éste, suponiendo una carga de trabajo combinada de 260h, pautando un coste de 60€/h en el que incluyen todos los impuestos necesarios, se consigue un coste asociado a honorarios de 14.300€.

Beneficios asociados al proyecto

De esta forma, para la carga de trabajo atribuida al proyecto, se ha pautado un beneficio de 16.7% del precio total de la simulación.

De esta forma, el precio final de la realización del proyecto es de:

Recurso	Coste (€)
Ordenador	212,80 €
Ansys	13.130€
Honorarios	14.300€
Beneficios (16.7%)	4.616,35€
SUBTOTAL	32.259,15€
TOTAL (IVA 21%)	39.033,57€

Tabla 0.1. Resumen de los costes del informe.

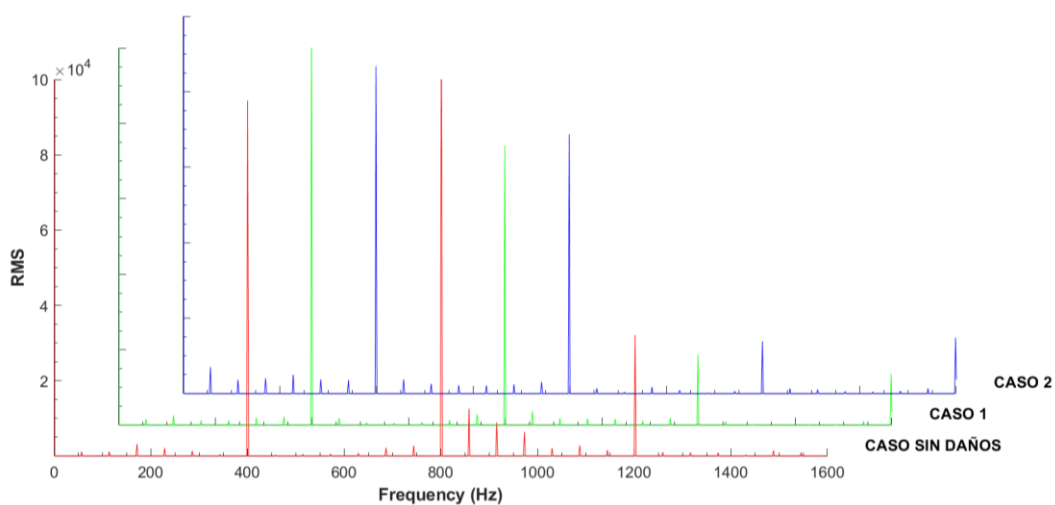
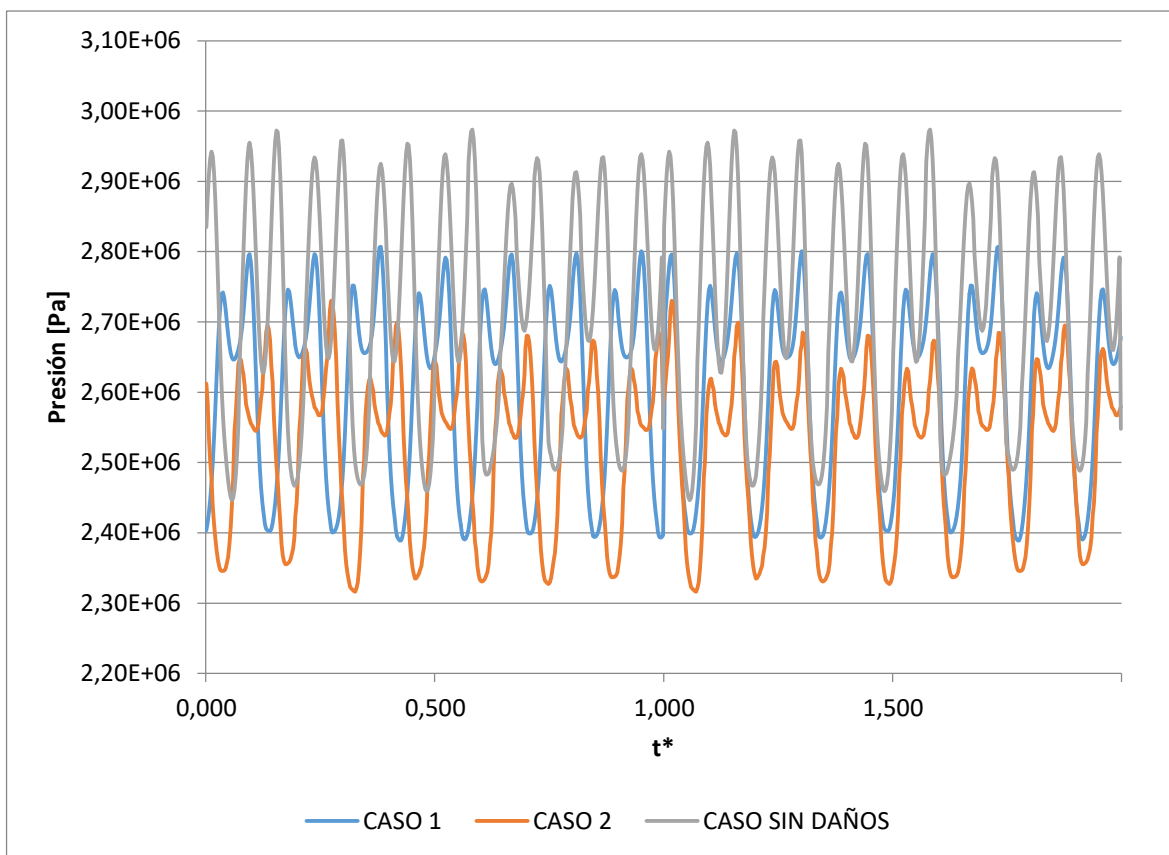


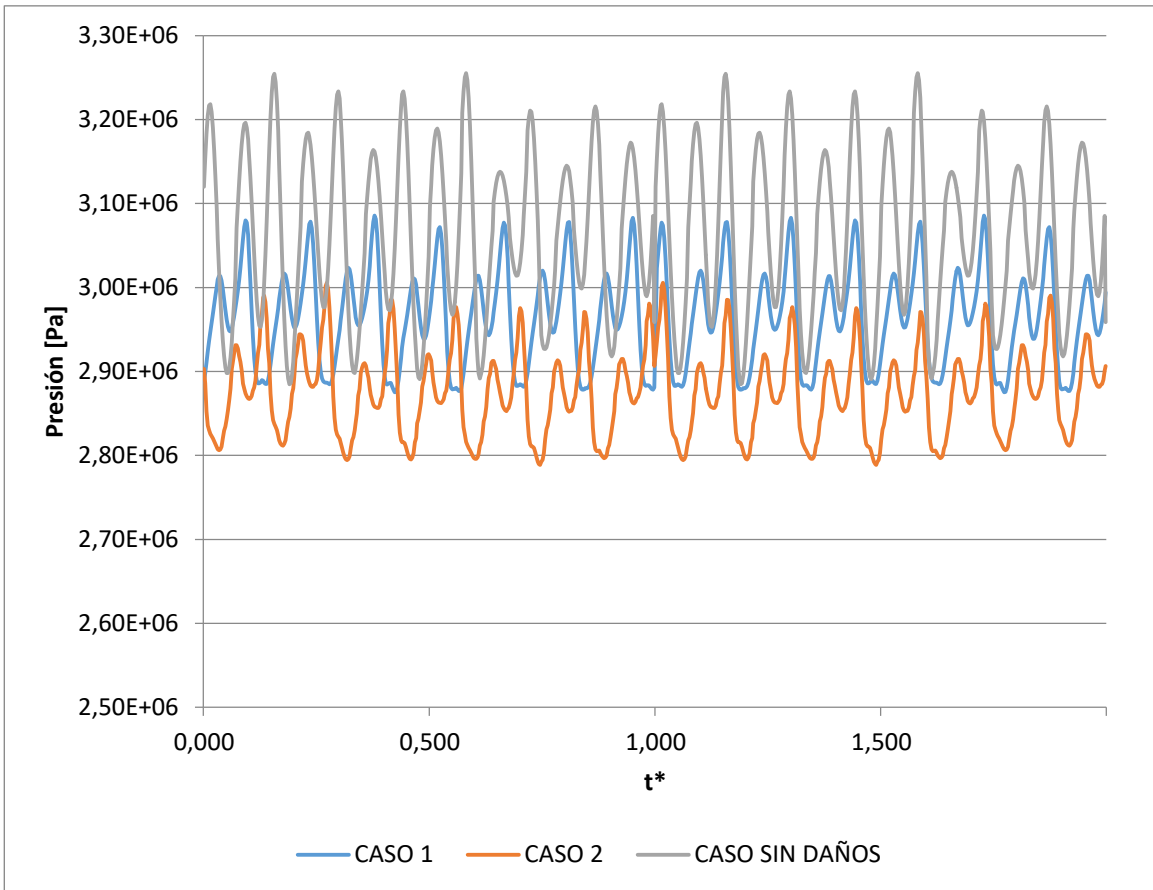
Bibliografía

1. Egusquiza E, Valero C, Huang X, Jou E, Guardo A, Rodriguez C. Failure investigation of a large pump-turbine runner. *Eng Fail Anal* [Internet]. 2012;23:27–34. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/j.engfailanal.2012.01.012>
2. Inmaculada D, Ramón R. Centrales de Generacion de Energia Electrica. Open Course Ware, Univ Cantab [Internet]. 2013;116. Disponible en: <http://ocw.unican.es/enseñanzas-tecnicas/centrales-de-generacion-de-energia-electrica/materiales/bloque-energia-III.pdf>
3. Construmática. Central Hidroeléctrica [Internet]. [Citado 23 Diciembre 2019] 2019. Disponible en: https://www.construmatica.com/construpedia/Central_Hidroeléctrica
4. Flujo P, En DEA, Transitorios E. ESTUDIO ANALÍTICO Y EXPERIMENTAL DEL COMPORTAMIENTO DE UNA CHIMENEA DE EQUILIBRIO. 2016;1–10.
5. Arenas Pinilla EM, Cantizano González A, Arenas Alonso A. Estudio de una bomba-turbina integral [Study of an integrated pump-turbine]. XXI Congr Nac Ing Mecánica [Citado 17 Noviembre 2019] [Internet]. 2016;1130–6. Disponible en: <https://repositorio.comillas.edu/xmlui/handle/11531/14399>
6. AUDISIO OA. Bombas Utilizadas Como Turbinas. Pequeñas Cent hidráulicas [Internet]. 2002;1–19. [Citado 19 Diciembre 2019] Disponible en: http://www.cedecap.org.pe/uploads/biblioteca/50bib_arch.pdf
7. Menna. Como funciona una turbina hidraulica [Internet]. 14 September. 14AD [Citado 19 Diciembre 2019] . Disponible en: <https://como-funciona.co/una-turbina-hidraulica/>
8. Piqueras VY. Turbina Francis [Internet]. 16 enero. 2017. [Citado 14 Diciembre 2019] Disponible en: <https://victoryepes.blogs.upv.es/2017/01/16/turbina-francis/>
9. Wikimedia. Voluta [Internet]. diciembre. 2019. [Citado 3 Enero 2020] Disponible en: [https://es.wikipedia.org/wiki/Voluta_\(dispositivo\)](https://es.wikipedia.org/wiki/Voluta_(dispositivo))
10. Mexico U de. BLOQUE 1 : Máquinas de Fluidos Incompresibles , Centrales de Generación Eléctrica. *Diseño Cent.* 2009;II(33).
11. Rodriguez CG, Egusquiza E, Santos IF. Frequencies in the vibration induced by the rotor stator interaction in a centrifugal pump turbine. *J Fluids Eng Trans ASME.* 2007;129(11):1428–35.
12. Rodriguez CG. Características Frecuenciales de la Interacción Rotor-Estator en una Turbina-Bomba con. 2019;(July).
13. Franke G, Fisher R, Siemens V, Power H, Powell C, Corporation ST, et al. from Rotor / Stator Interactions. 2005;(March):1–5.
14. Zuo Z, Liu S. Flow-Induced Instabilities in Pump-Turbines in China. *Engineering* [Internet]. 2017;3(4):504–11. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/J.ENG.2017.04.010>

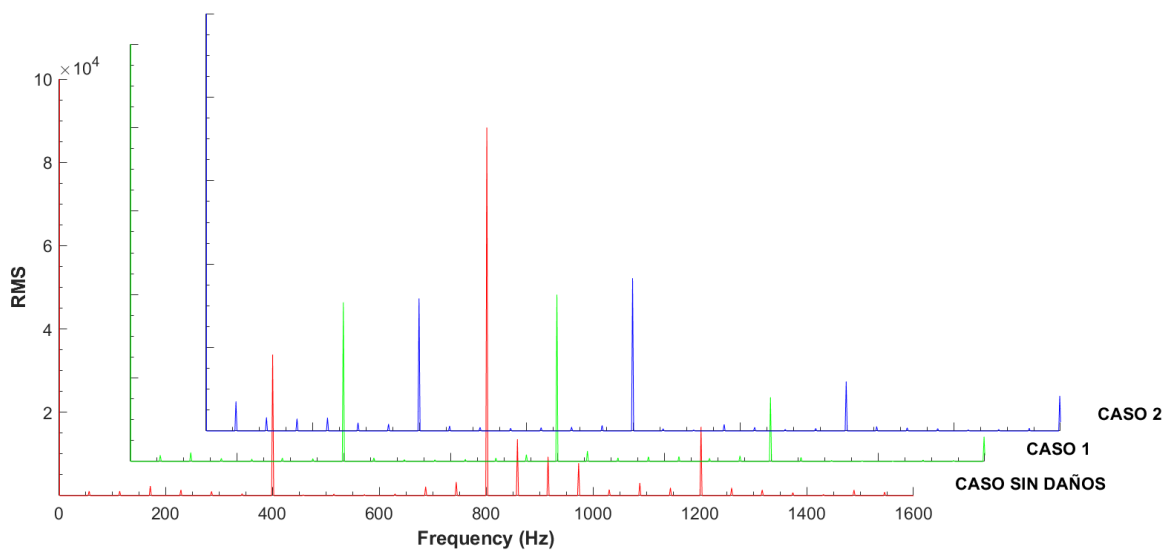
15. Egusquiza Estévez E, Nascimento L de P do, Valero Ferrando M de. C, Jou Santacreu E. El Diagnóstico de daños en grupos hidroeléctricos mediante el análisis de vibraciones. Ing del agua. 1994;1(3):69–80.
16. Mohanta RK, Chelliah TR, Allamsetty S, Akula A, Ghosh R. Sources of vibration and their treatment in hydro power stations-A review. Eng Sci Technol an Int J [Internet]. 2017;20(2):637–48. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jestch.2016.11.004>
17. ANSYS. ANSYS CFX [Internet]. 2019. [Citado 2 Noviembre 2019] Disponible en: <https://www.ansys.com/Products/Fluids/ANSYS-CFX>
18. ANSYS. CFX INTRODUCTION [Internet]. 2019. [Citado 2 Noviembre 2019] Disponible en: https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v192/cfx_intr/cfx_intr.html
19. ANSYS. CFX SOLVER THEORY GUIDE [Internet]. [Citado 2 Noviembre 2019] 2019. Disponible en: https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v192/cfx_thry/cfx_thry.html
20. ANSYS. SST Model in ANSYS. Nasa Tech Memo. 2006;2–3.
21. Taha TR. An Introduction to Parallel Computational Fluid Dynamics. Vol. 6, IEEE Concurrency. 2005. 78–78 p.
22. Heckbert P. Fourier Transforms and the Fast Fourier Transform (FFT) Algorithm. Notes Comput Graph. 1995;3(2):15–463.
23. Manuel. Análisis en el dominio de la frecuencia - Análisis de Fourier. 2005;24–50. Disponible en: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/3828/fichero/Capítulos%252F4+Análisis+en+el+dominio+de+la+frecuencia.pdf>
24. Guardo A, Fontanals A, Valero C, Egusquiza E. CFD Study of the effects of ingested bodies on the RSI of hydraulic turbines. IOP Conf Ser Earth Environ Sci. 2019;240(2).
25. Gencat.cat. Factor de emisión de la energía eléctrica: el mix [Internet]. 22.02.2018. 2018. [Citado 8 Enero 2020] Disponible en: https://canvclimatic.gencat.cat/es/actua/factors_demissio_associats_a_energia/
26. Mycomputer.com. AMD Ryzen 9 3900: la potencia de los 12 núcleos, pero con un consumo reducido [Internet]. 27.09.2019. 2019. [Citado 8 Enero 2020] Disponible en: <https://www.muycomputer.com/2019/09/27/amd-ryzen-9-3900-potencia-bajo-consumo/>
27. Motorcycles P. Peugeot Pulsion RS [Internet]. 2020. [Citado 8 Enero 2020] Disponible en: <https://www.peugeot-motocycles.es/gama/pulsion-125-rs>

Anexo A. Monitores descartados para la memoria





Il·lustració 0.3. Representació pressió-temps del monitor Estator3.



Il·lustració 0.4. Representació del espectre de freqüències del monitor Estator3.

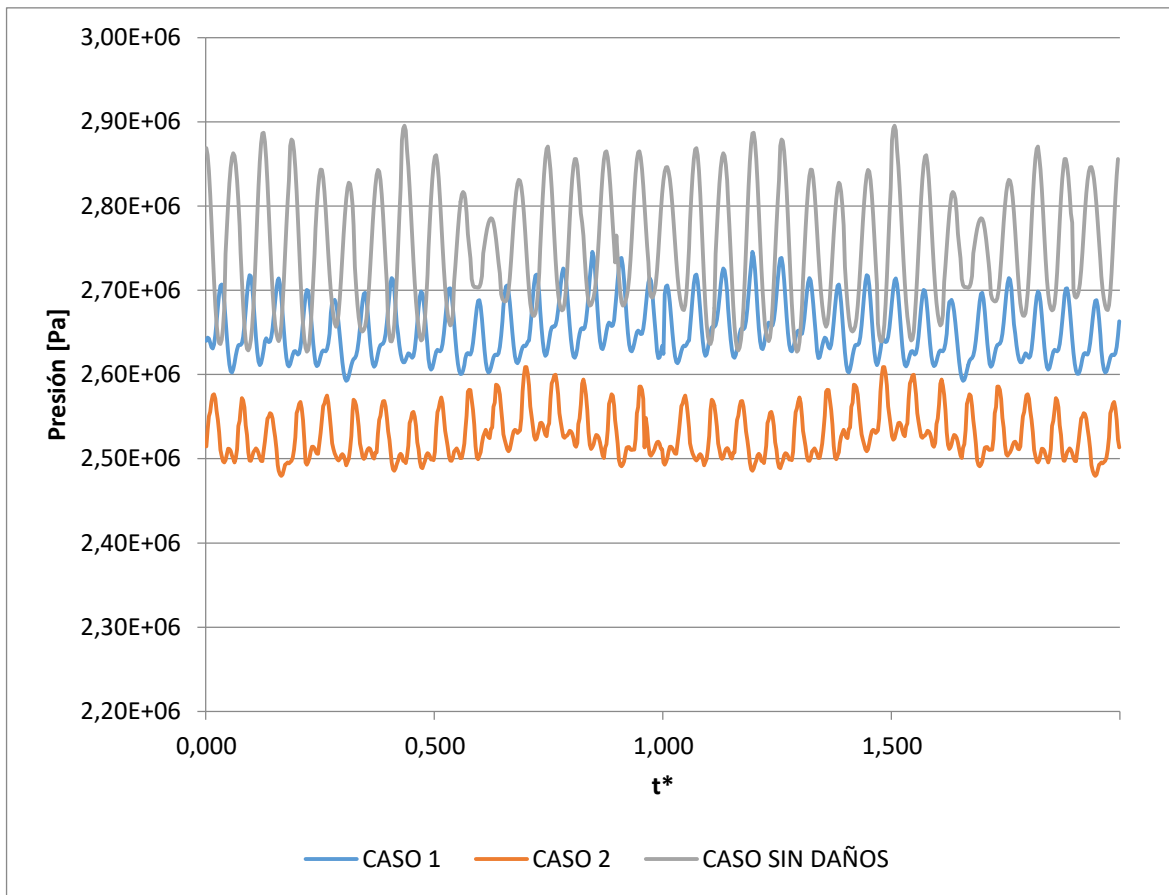


Ilustración 0.5. Representación presión-tiempo del monitor IF1.

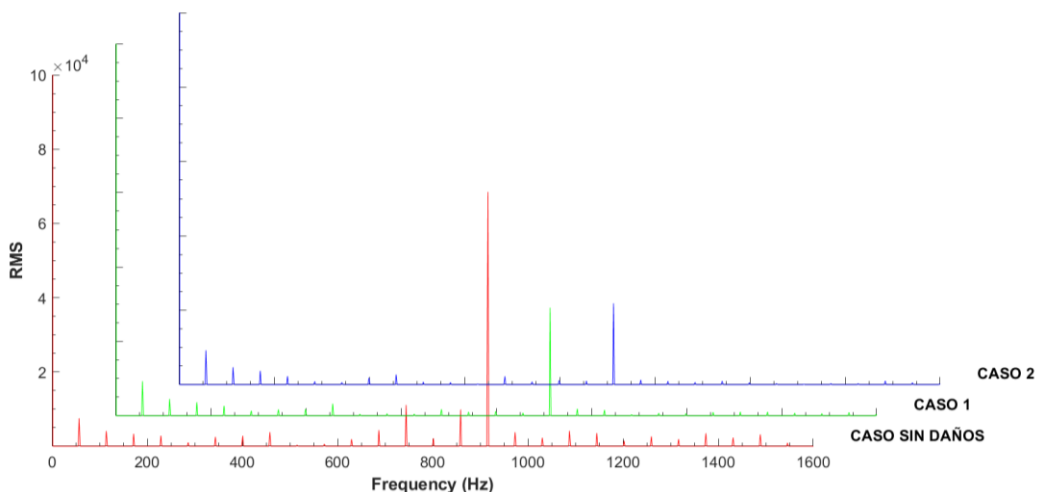
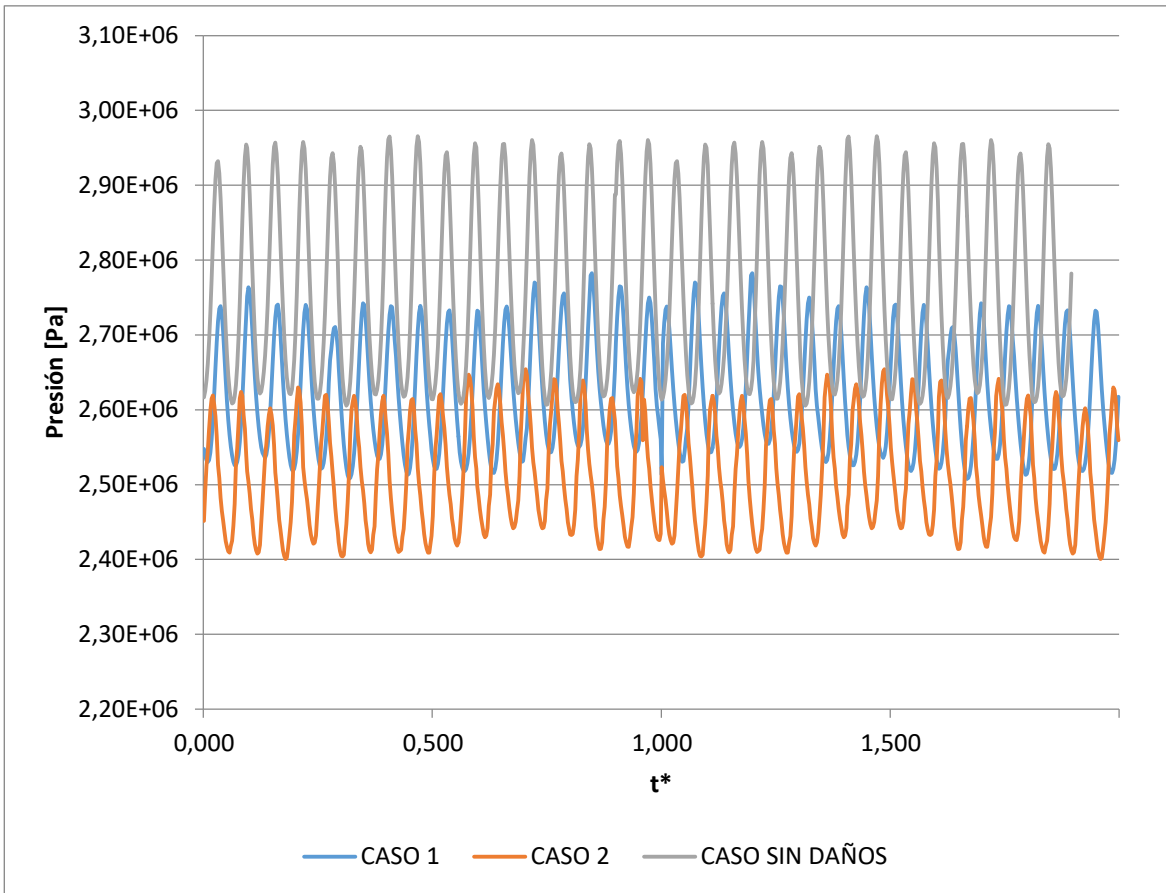
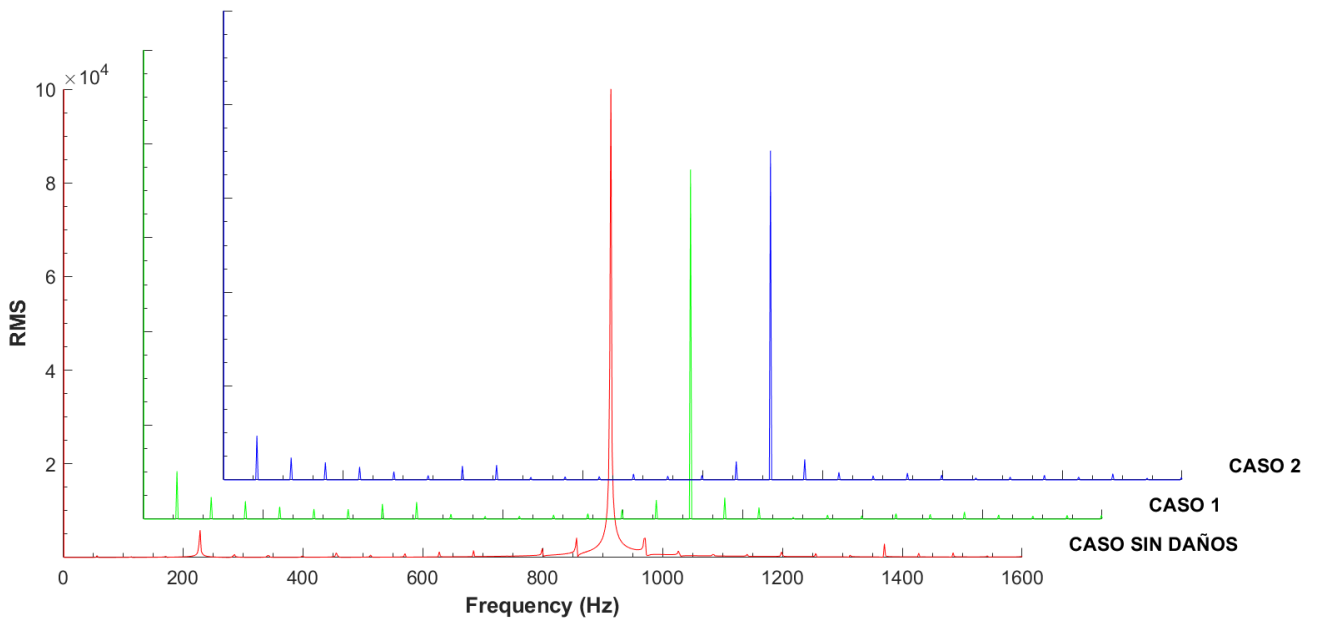


Ilustración 0.6. Representación del espectro de frecuencias del monitor IF1.



Il·lustració 0.7. Representació pressió-temps del monitor IF2.



Il·lustració 0.8. Representació del espectre de freqüències del monitor IF2.

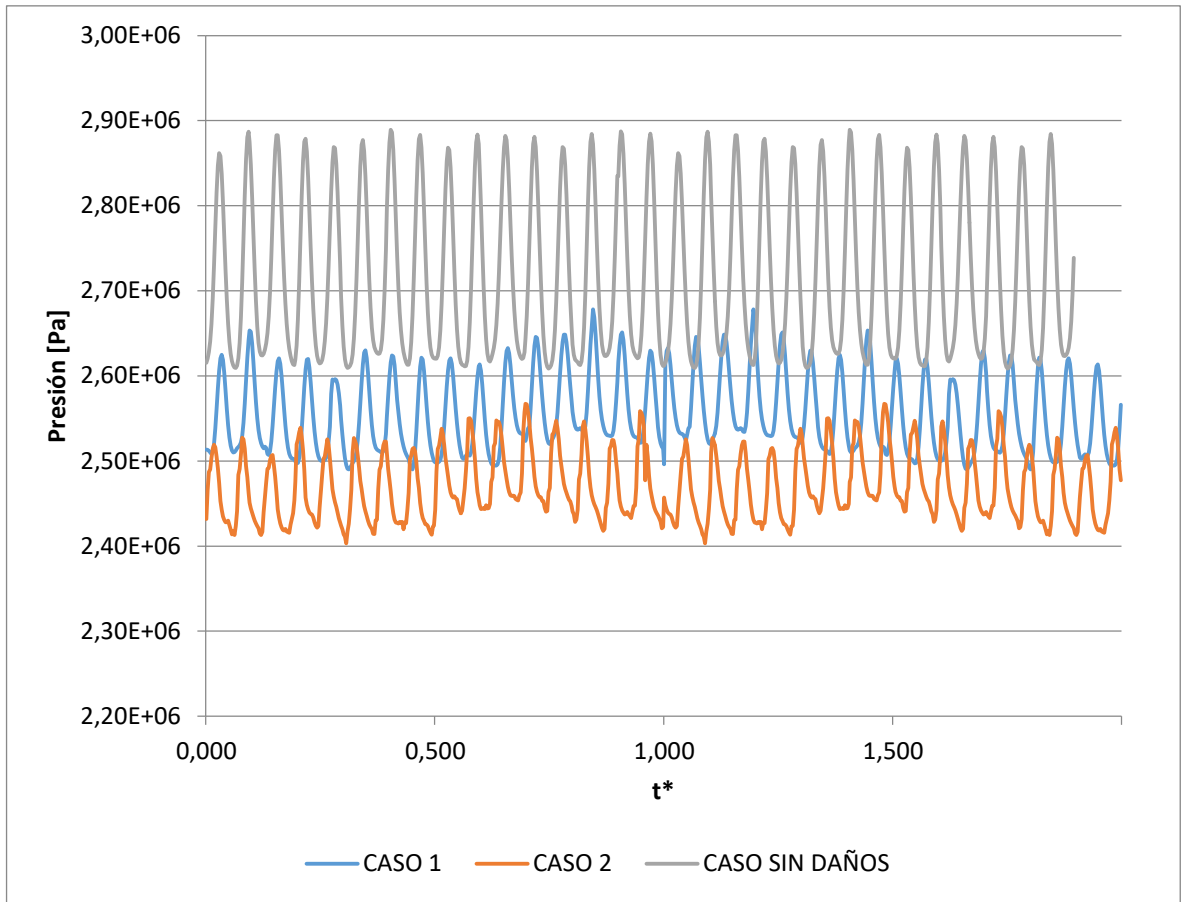


Ilustración 0.9. Representación presión-tiempo del monitor IF3.

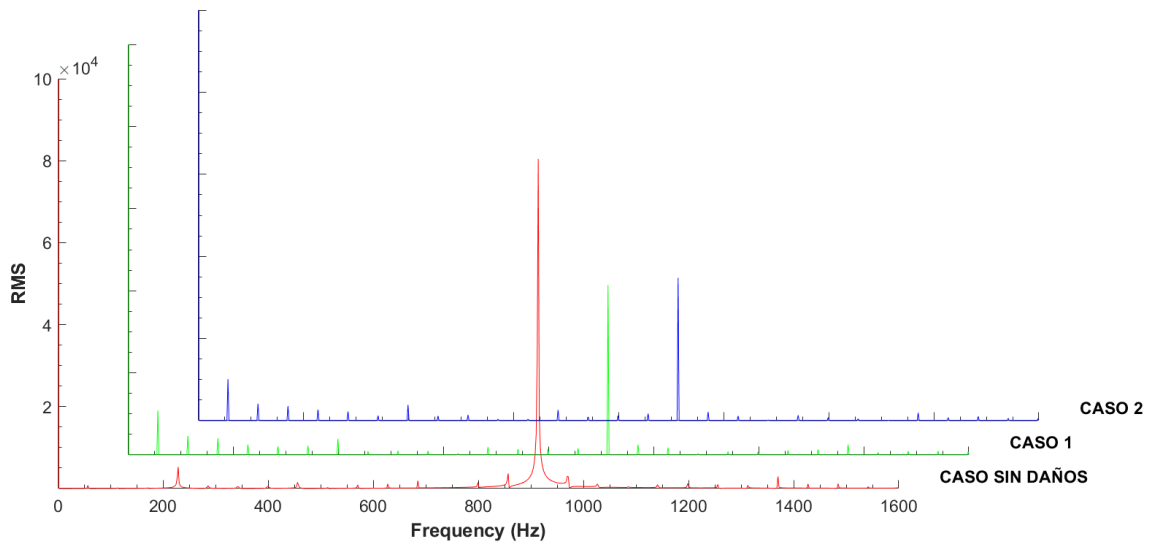
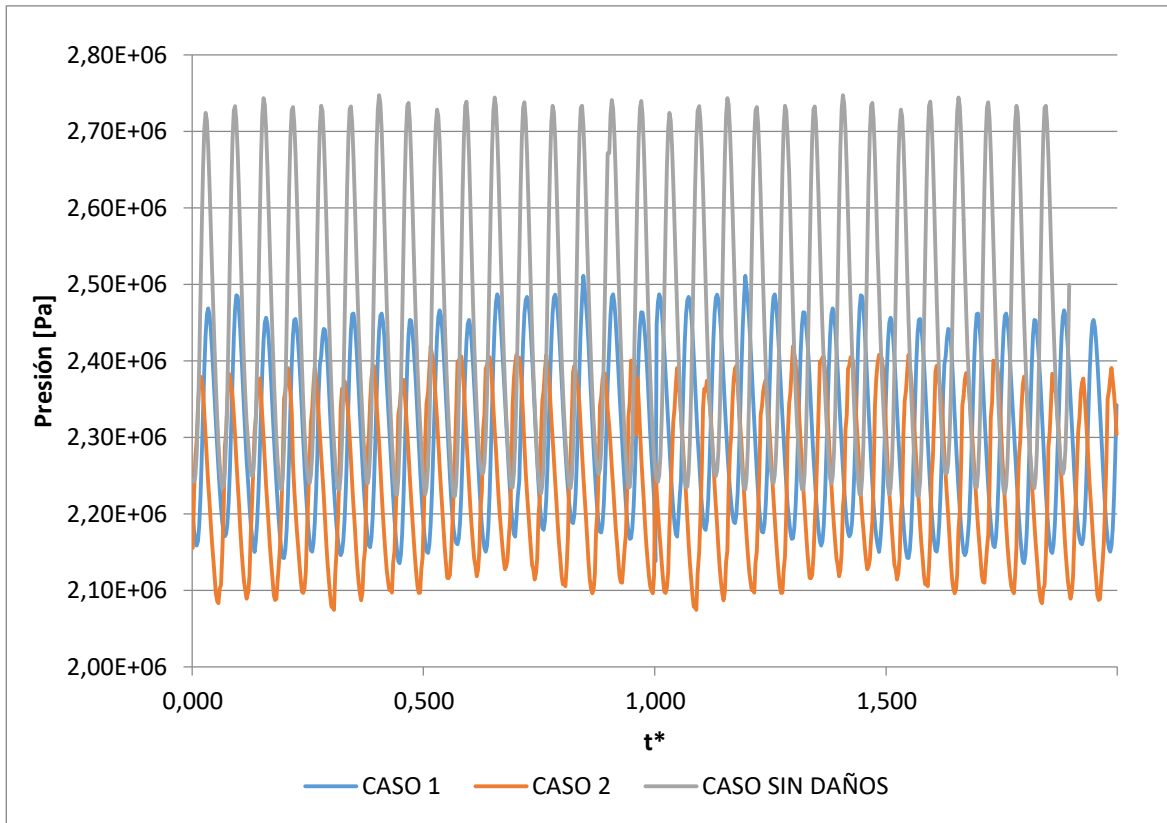
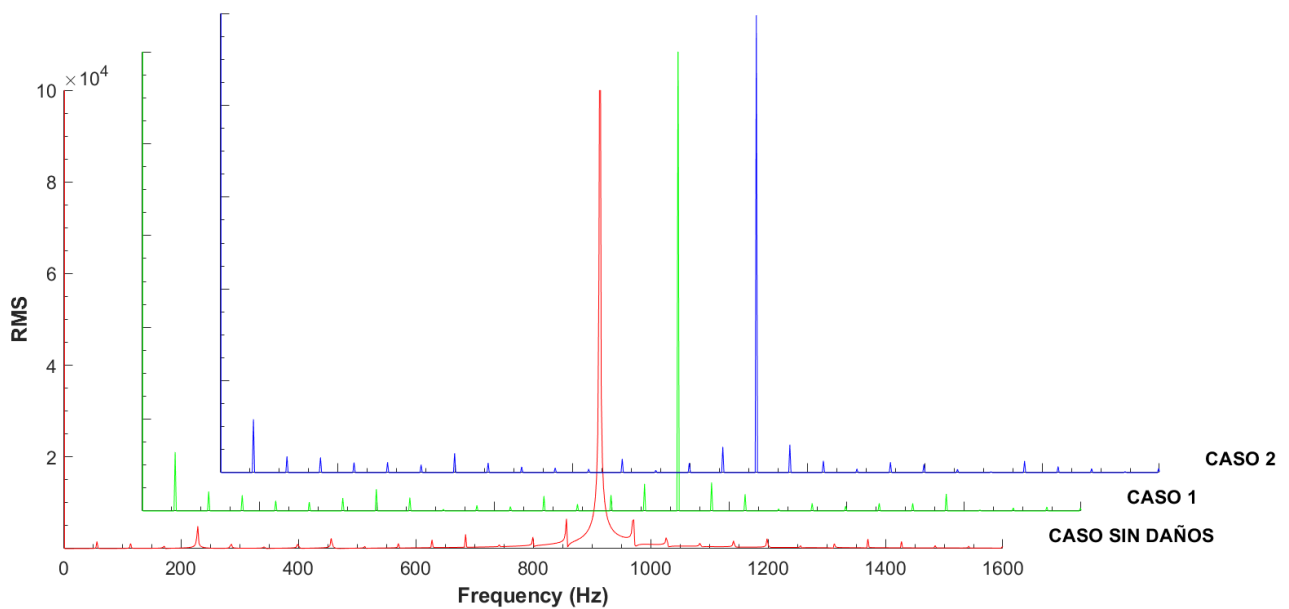


Ilustración 0.10. Representación del espectro de frecuencias del monitor IF3.



Il·lustració 0.11. Representació pressió-temps del monitor IF4.



Il·lustració 0.12. Representació del espectre de freqüències del monitor IF4.

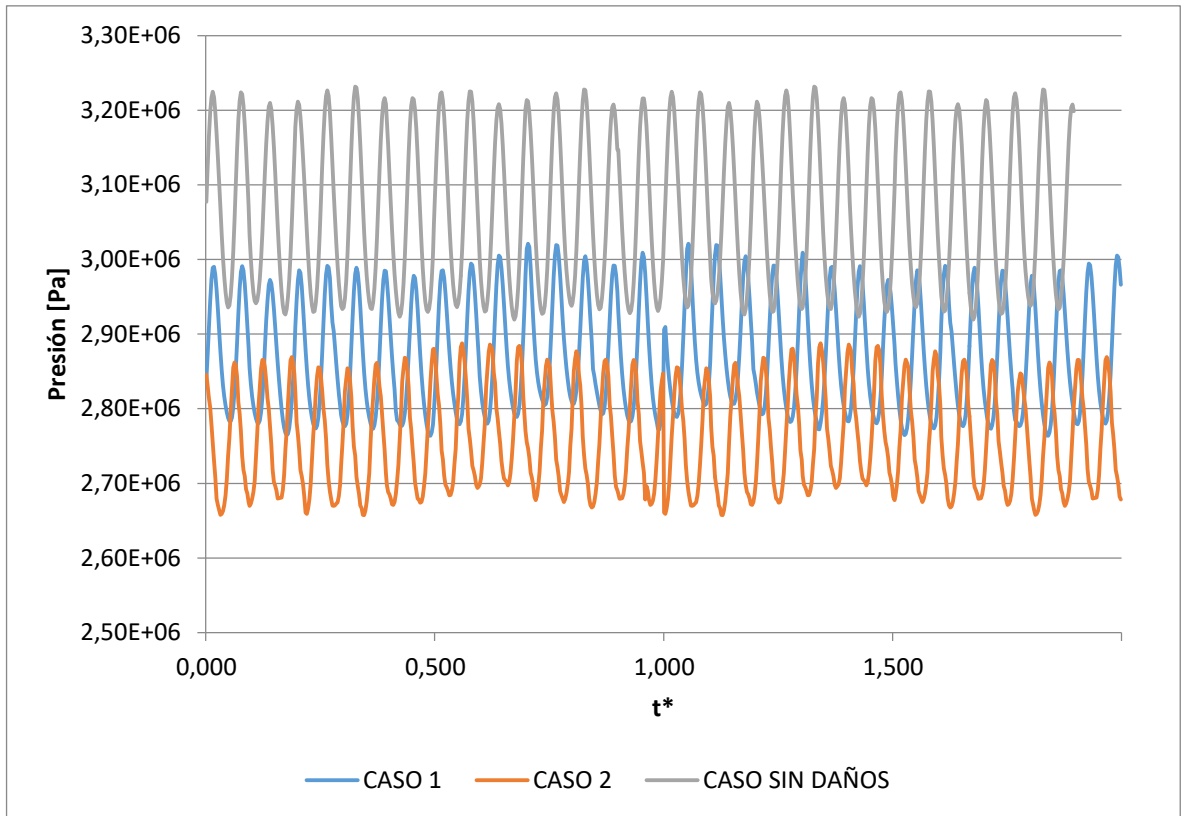


Ilustración 0.13. Representación presión-tiempo del monitor IF5.

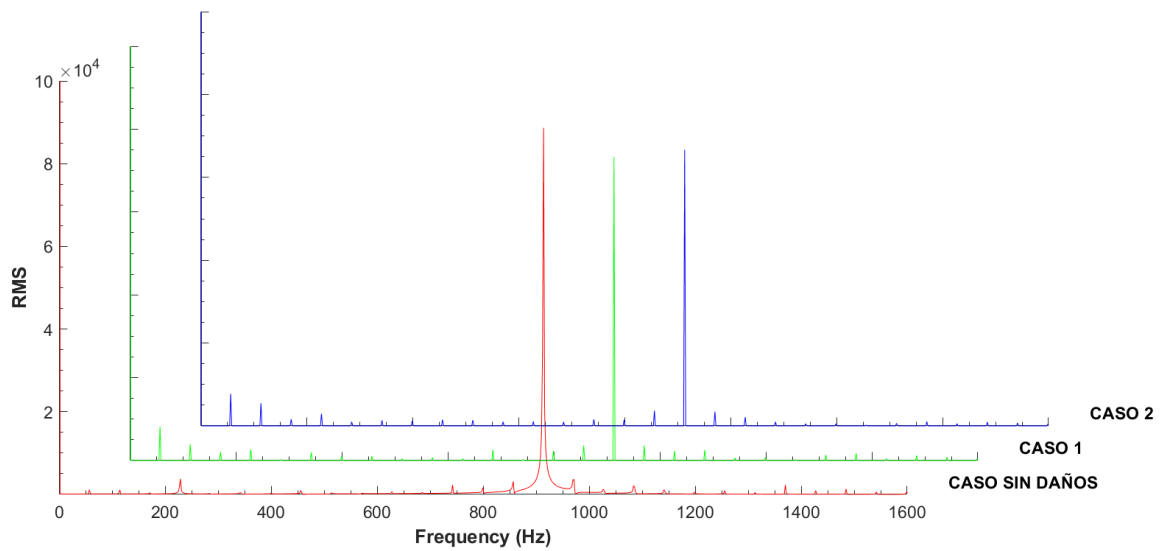
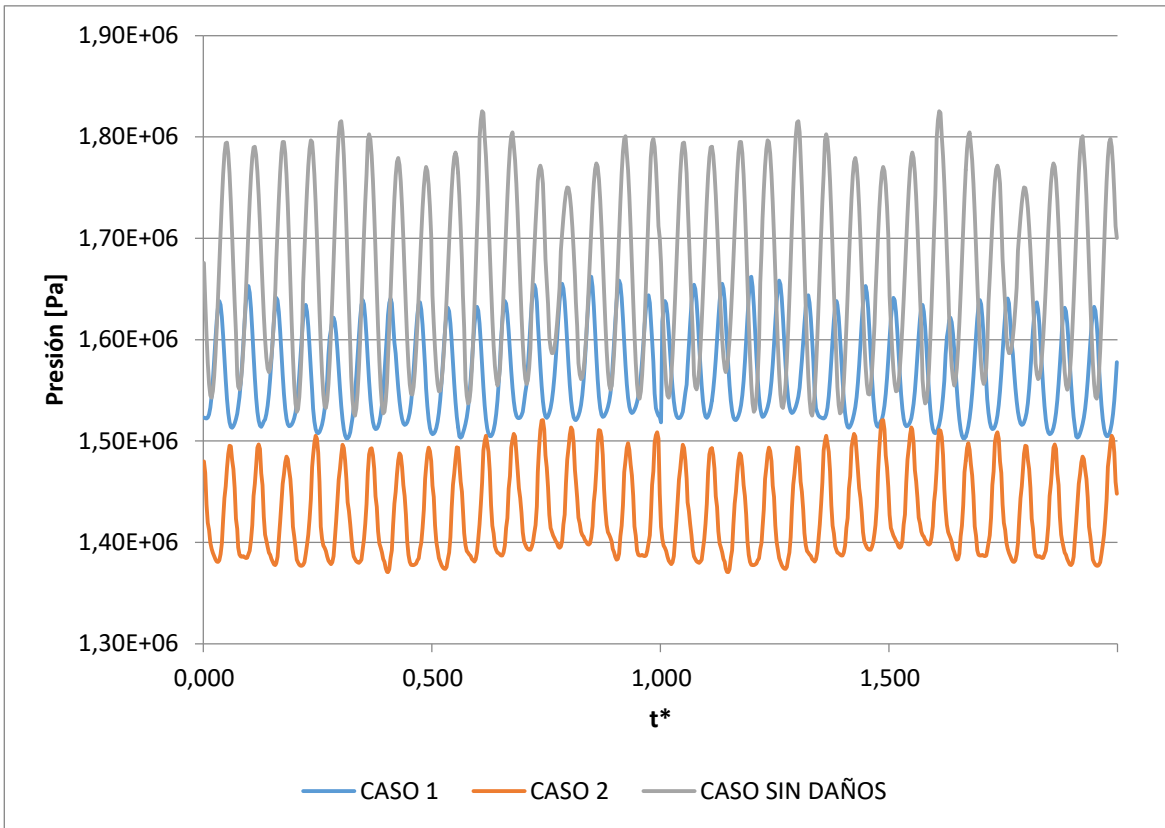
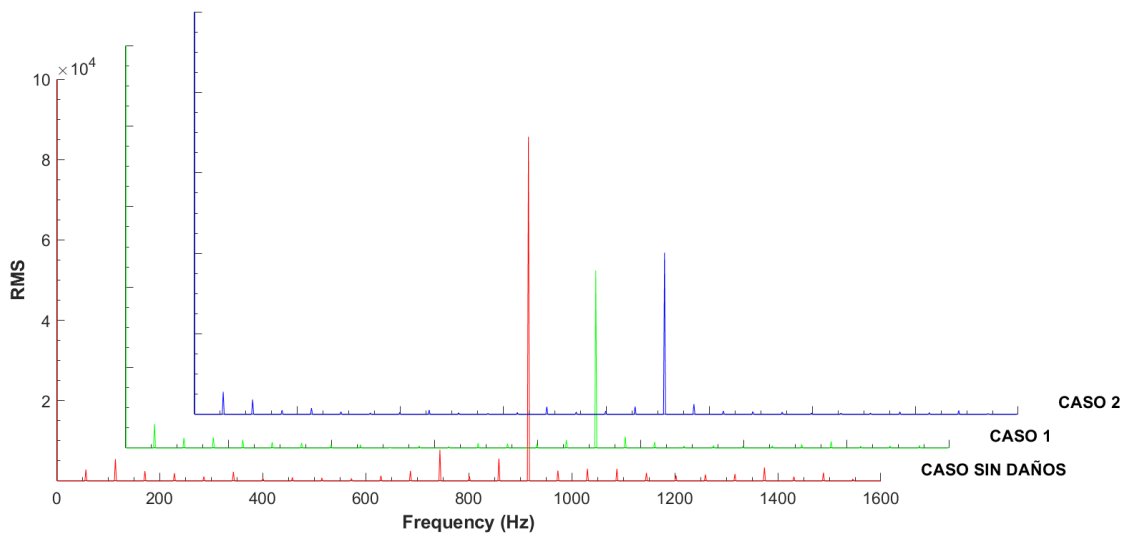


Ilustración 0.14. Representación del espectro de frecuencias del monitor IF5.



Il·lustració 0.15. Representació pressió-temps del monitor Rotor2.



Il·lustració 0.16. Representació del espectre de freqüències del monitor Rotor2.

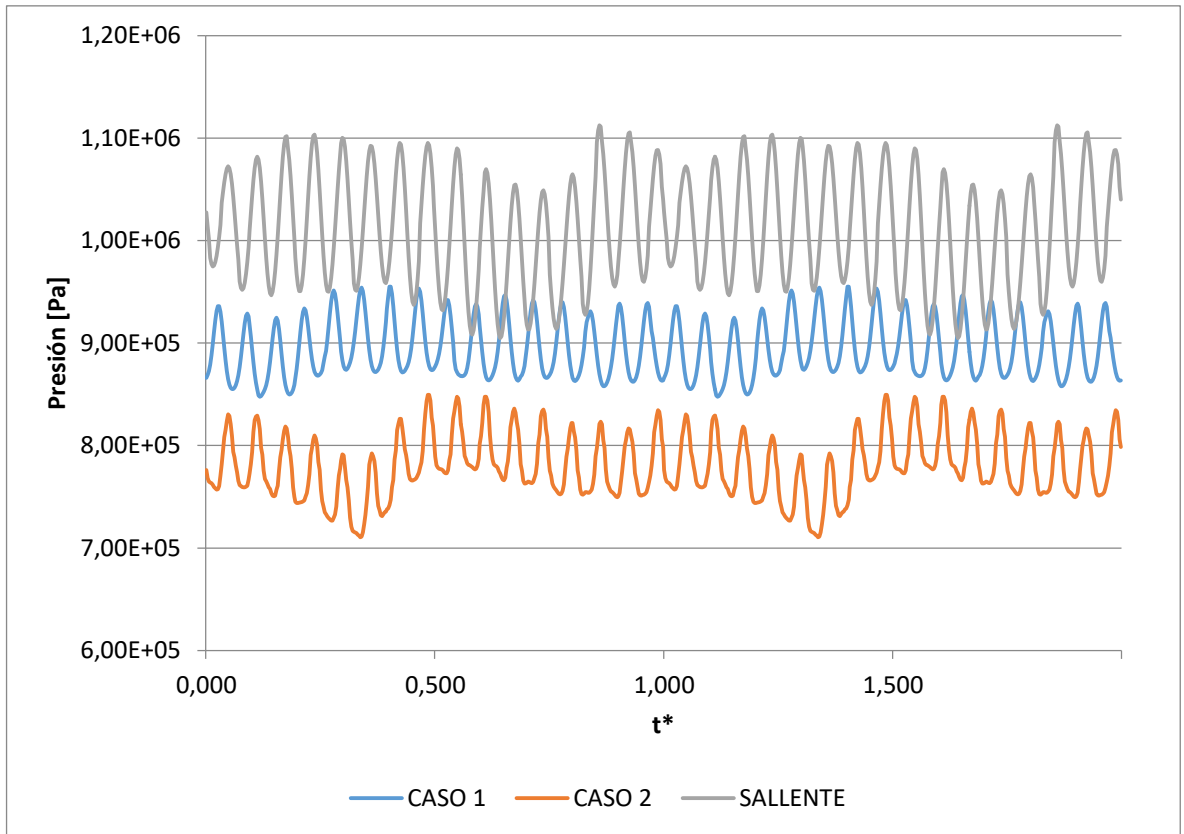


Ilustración 0.17. Representación presión-tiempo del monitor Rotor3.

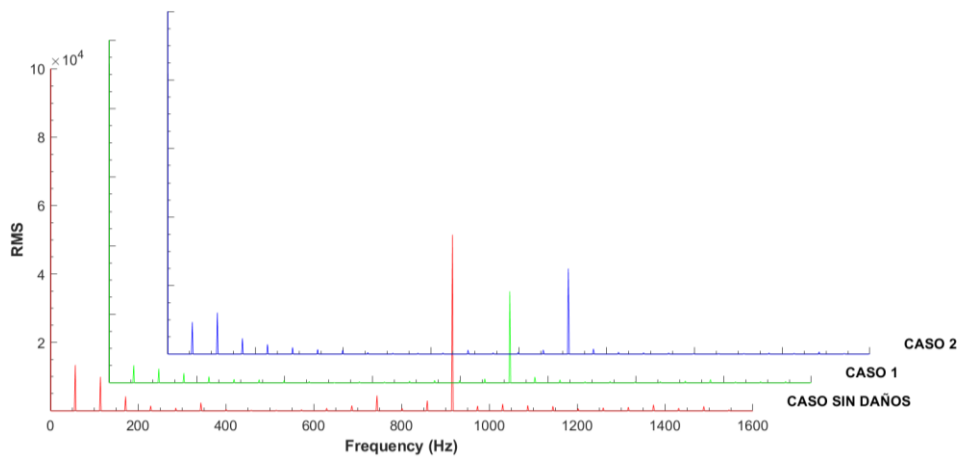
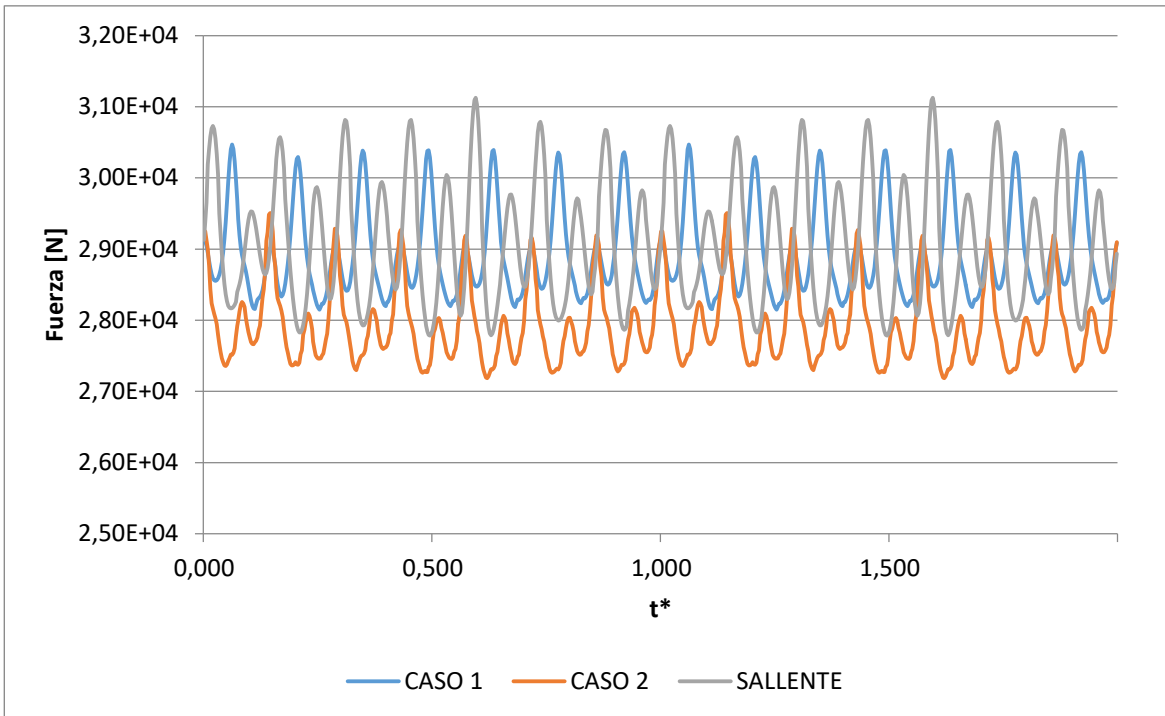
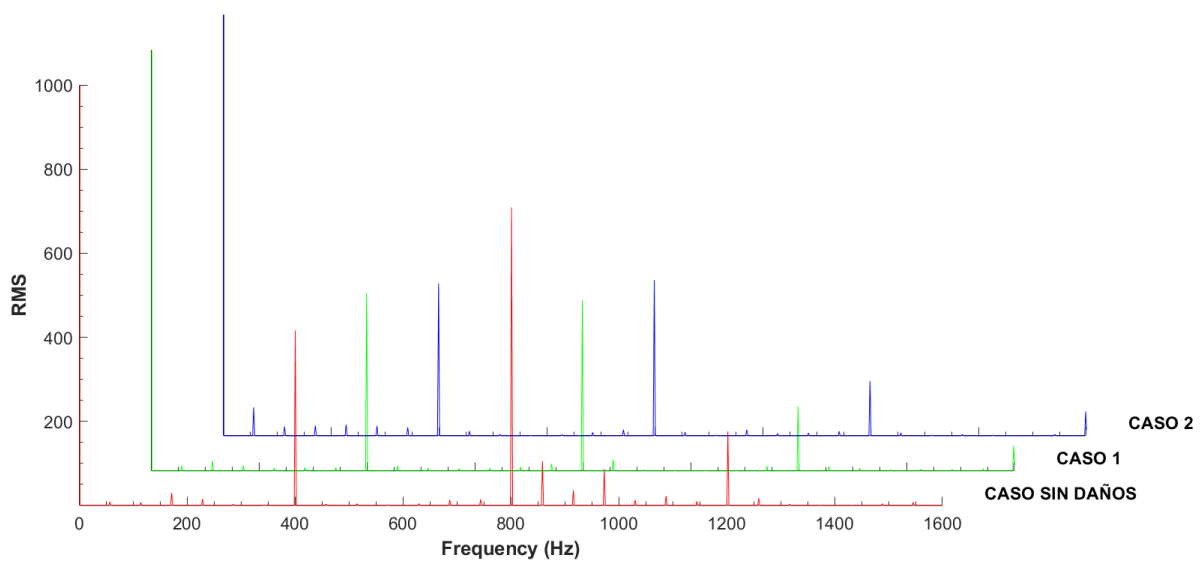


Ilustración 0.18. Representación del espectro de frecuencias del monitor Rotor3.



Il·lustració 0.19. Representació pressió-temps del àlabe fijo del Estator.



Il·lustració 0.20. Representació del espectre de freqüències del monitor del àlabe fijo del Estator.

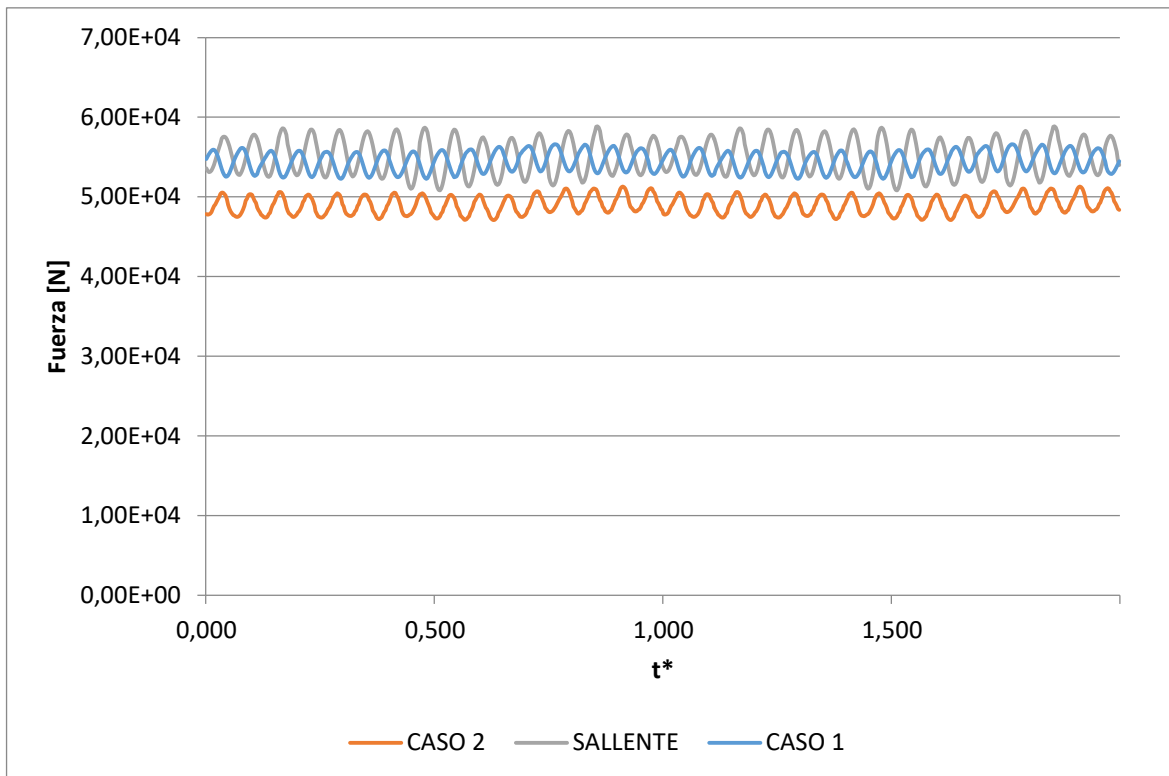


Ilustración 0.21. Representación presión-tiempo del monitor del álabe del Rotor.

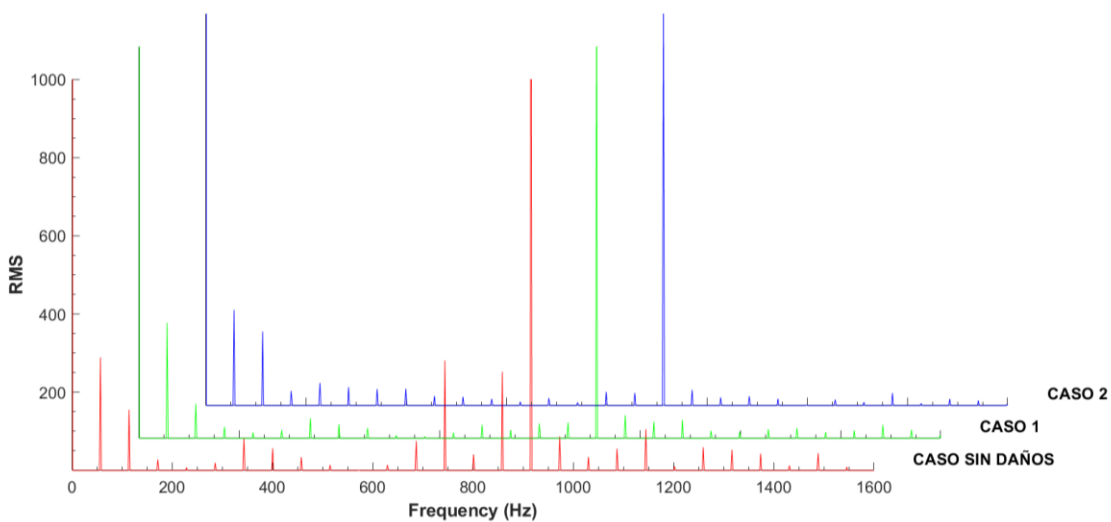


Ilustración 0.22. R Representación del espectro de frecuencias del monitor álabe del Rotor.

Anexo B Modelo de Script utilizado para la creación de las gráficas

```

%Figura 1 - MONITOR IF1
fig = figure(1)
%cambiar el título de la figura%
annotation('textbox', [0.5, 1, 0, 0], 'string', {'MONITOR
IF1'}, 'FontSize', 16, 'FontWeight', 'bold')
set(fig, 'Color', 'w');
ax(1) = axes('Position', [0.1,0.1,0.6,0.6]);
%cambiar nombre variables a plotear%
plot(Freq_SINDAÑOS_IF1,Amp_SINDAÑOS_IF1,'color','r')
xlim([0 1600])
ylim([0 100000])
xlabel('Frequency (Hz)', 'FontWeight', 'bold',
'FontSize', 24)
ylabel('RMS', 'FontWeight', 'bold', 'FontSize', 24)
set(gca, 'fontsize', 14)
set(ax(1), 'Color', 'none');
set(ax(1), 'Box', 'off');
%cambiar nombre del caso a plotear%
annotation('textbox', [0.725, 0.14, 0, 0], 'string',
'SINDAÑOS', 'FontSize', 14, 'FontWeight', 'bold')
set(gca, 'YTick', 20000:20000:100000)
set(gca, 'XMinorTick', 'on')
set(gca, 'YMinorTick', 'on')
set(ax(1), 'Position', [0.1,0.1,0.6,0.6]);
ax(2) = axes('Position', [0.15,0.15,0.6,0.6]);
%cambiar variables a plotear%
plot(Freq_CASO1_IF1,Amp_CASO1_IF1,'color','g')
xlim([0 1600])
ylim([0 100000])
set(ax(2), 'Color', 'none');
set(ax(2), 'Box', 'off');
annotation('textbox', [0.775, 0.19, 0, 0], 'string',
'CASO 1', 'FontSize', 14, 'FontWeight', 'bold')
set(gca, 'YTick', 20000:20000:100000)
set(gca, 'XMinorTick', 'on')
set(gca, 'YMinorTick', 'on')
set(gca, 'XTickLabel', [])

```

```
set(gca, 'YTickLabel', [])
ax(3) = axes('Position', [0.2, 0.2, 0.6, 0.6]);
plot(Freq_CASO4_IF1, Amp_CASO4_IF1, 'color', 'b')
xlim([0 1600])
ylim([0 100000])
set(ax(3), 'Color', 'none');
set(ax(3), 'Box', 'off');
annotation('textbox', [0.825, 0.24, 0, 0], 'string',
'CASO 2', 'FontSize', 14, 'FontWeight', 'bold')
set(gca, 'YTick', 20000:20000:100000)
set(gca, 'XMinorTick', 'on')
set(gca, 'YMinorTick', 'on')
set(gca, 'XTickLabel', [])
set(gca, 'YTickLabel', [])
set(ax(3), 'Position', [0.2, 0.2, 0.6, 0.6]);
```

Anexo C Script para la obtención de la Transformada de Fourier

```
function
[magnitude, phase, freq, pari]=autospectre(seny, fs)
l=length(seny);
b=fft(seny);
freq=0;
i=1;
while i<=length(seny)/2+1
    freq(i)=(i-1)*(fs/(l-1));
    i=i+1;
end
len=length(freq);
b=b(1:len);
figure
magnitude=abs(b);
%Es corregeix la magnitud perque surti valor RMS
magnitude=magnitude*(2^0.5)/l;
plot(freq,magnitude)
phase=angle(b);
pari=1;
if abs(round(l/2)-l/2)==0.5
    pari=0;
end

end
```