



UNIVERSITAT POLITÈCNICA  
DE CATALUNYA  
BARCELONATECH

# *Análisis de la respuesta dinámica en agitadores industriales -Version encriptada-*

**Matias Bossio**

**ADVERTIMENT** La consulta d'aquesta tesi queda condicionada a l'acceptació de les següents condicions d'ús: La difusió d'aquesta tesi per mitjà del repositori institucional UPCommons (<http://upcommons.upc.edu/tesis>) i el repositori cooperatiu TDX (<http://www.tdx.cat/>) ha estat autoritzada pels titulars dels drets de propietat intel·lectual **únicament per a usos privats** emmarcats en activitats d'investigació i docència. No s'autoritza la seva reproducció amb finalitats de lucre ni la seva difusió i posada a disposició des d'un lloc aliè al servei UPCommons o TDX. No s'autoritza la presentació del seu contingut en una finestra o marc aliè a UPCommons (*framing*). Aquesta reserva de drets afecta tant al resum de presentació de la tesi com als seus continguts. En la utilització o cita de parts de la tesi és obligat indicar el nom de la persona autora.

**ADVERTENCIA** La consulta de esta tesis queda condicionada a la aceptación de las siguientes condiciones de uso: La difusión de esta tesis por medio del repositorio institucional UPCommons (<http://upcommons.upc.edu/tesis>) y el repositorio cooperativo TDR (<http://www.tdx.cat/?locale-attribute=es>) ha sido autorizada por los titulares de los derechos de propiedad intelectual **únicamente para usos privados enmarcados** en actividades de investigación y docencia. No se autoriza su reproducción con finalidades de lucro ni su difusión y puesta a disposición desde un sitio ajeno al servicio UPCommons No se autoriza la presentación de su contenido en una ventana o marco ajeno a UPCommons (*framing*). Esta reserva de derechos afecta tanto al resumen de presentación de la tesis como a sus contenidos. En la utilización o cita de partes de la tesis es obligado indicar el nombre de la persona autora.

**WARNING** On having consulted this thesis you're accepting the following use conditions: Spreading this thesis by the institutional repository UPCommons (<http://upcommons.upc.edu/tesis>) and the cooperative repository TDX (<http://www.tdx.cat/?locale-attribute=en>) has been authorized by the titular of the intellectual property rights **only for private uses** placed in investigation and teaching activities. Reproduction with lucrative aims is not authorized neither its spreading nor availability from a site foreign to the UPCommons service. Introducing its content in a window or frame foreign to the UPCommons service is not authorized (*framing*). These rights affect to the presentation summary of the thesis as well as to its contents. In the using or citation of parts of the thesis it's obliged to indicate the name of the author.



UNIVERSITAT POLITÈCNICA  
DE CATALUNYA  
BARCELONATECH

# **Análisis de la respuesta dinámica en agitadores industriales**

**Tesis Doctoral**

Departamento de Mecánica de Fluidos de la

**Universitat Politècnica de Catalunya**

Para obtener el grado de Doctor por la Universitat Politècnica de  
Catalunya

Presentada por

**Matias Bossio**

Bajo la dirección de

**Prof. Dra. Carme Valero Ferrando**

**Prof. Dr. David Valentín Ruiz**



## Agradecimientos

Tengo que agradecer profundamente a mi directora de tesis, Dra. Carmen Valero y a mi codirector Dr. David Valentín. No solo dedicaron un tiempo enorme como profesionales, formándome y ayudándome en diferentes tareas, sino también como compañeros. Siempre disponibles, me escucharon y me ayudaron en todos los altibajos durante estos tres años de estudio. Sin ellos, este trabajo no habría sido posible.

Al CDIF, en donde pasé la mejor etapa de mi corta carrera como ingeniero. Dr. Eduard Egusquiza, Dra. Carme Valero, Dr. David Valentín y al Dr. Alexandre Presas. Ellos confiaron en mí y me dieron la oportunidad de conocer y trabajar con un grupo de personas excepcional.

Agradecer a la dirección de la empresa Vak Kimsa S.A. (Helena Rodríguez, Anna Torredelot, Xavier Torredelot y Elizabet Rodríguez), que confiaron en el programa de Doctorado Industrial para poder llevar a cabo este proyecto. En especial, quiero destacar la figura de Xavier Costa, compañero y tutor de mi tesis durante los dos primeros años de estudio. Al que le debo todo el conocimiento adquirido sobre agitadores. Pero, sobre todo, agradecer sus muchas charlas de apoyo, que me sirvieron para crecer tanto personal como profesionalmente. Agradecer también al resto de compañeros de oficina, con el que he compartido grandes momentos y muchas risas. A Pere Jiménez, Nina Santanach, Conchi Espinar, Raquel Malo, Joan Labró, Oriol Escoda, Mercè Catllà y Meritxell Ruana, gracias.

A mis padres. Personas humildes y trabajadoras que me han dado todo lo necesario para llegar hasta aquí y a los que tengo como principal referencia en la vida. Espero que este trabajo sirva como una manera de agradecer el esfuerzo personal que supuso alejarnos de nuestros familiares y amigos para darnos una vida mejor y con más oportunidades.

A Mònica, mi pareja desde que ingresé a la universidad. El pilar más importante en mi vida, que me ha apoyado en todas las decisiones y ha estado ahí cuando más lo necesitaba. Gracias por entender las muchas horas y fines de semana que he tenido que invertir en este trabajo.

A mi amigo David Ramos, compañero en la universidad y en el CDIF. Con él he compartido intereses, frustraciones y alegrías durante muchos años. Forma parte de ese pequeño grupo de personas que sabes que estará ahí siempre que necesites ayuda.

Finalmente, a la Generalitat de Catalunya y al programa de Doctorado Industrial, que sin su apoyo económico este proyecto no habría sido posible. En particular, quisiera agradecer la disponibilidad y la información brindada por Jesús Ruiz de la Torre Guereñu, de la Agencia de Gestión de Ayudas Universitarias y de Investigación y a Ainhoa Guades Saez, Técnica de Soporte al Plan de Doctorados Industriales del CSUC.

## Contenido

Contenido .....	v
Lista de figuras .....	vii
Lista de tablas .....	xi
Nomenclatura .....	xii
Capítulo 1. Introducción .....	15
1.1 Estado del arte .....	18
1.2 Objetivos .....	21
1.3 Metodología .....	23
Capítulo 2. Caracterización de un sistema de agitación .....	27
2.1 Tipos de procesos de mezcla .....	27
2.1.1 Mezcla .....	27
2.1.2 Mantenimiento en suspensión .....	28
2.1.3 Intercambio térmico .....	29
2.2 Propiedades físicas de los fluidos .....	30
2.2.1 Densidad .....	30
2.2.2 Viscosidad .....	30
2.2.3 Temperatura .....	33
2.3 Sistema de agitación mecánico .....	33
2.3.1 Depósito .....	33
2.3.2 Diseño de palas .....	34
2.3.3 Eje y accionamiento .....	36
2.3.4 Deflectores .....	37
2.4 Caracterización y escalado de un sistema de agitación .....	38
2.4.1 Números adimensionales .....	38
2.4.2 Proceso de escalado .....	44
2.5 Análisis mecánico .....	45
2.5.1 Dimensionado de álabes .....	45
2.5.2 Dimensionado de eje .....	46
Capítulo 3. Análisis modal de agitadores. ....	49
3.1 Conceptos fundamentales .....	49
3.1.1 Análisis modal experimental .....	51
3.1.2 Análisis modal mediante elementos finitos .....	56

---

3.2	Sistema de agitación en aire. CONFIDENCIAL .....	61
3.2.1	Experimentación .....	61
3.2.2	Simulación numérica.....	64
3.2.3	Discusión de los resultados .....	66
3.3	Sistema de agitación con fluido. CONFIDENCIAL .....	70
3.3.1	Experimentación .....	70
3.3.2	Simulación numérica.....	72
3.3.3	Discusión de los resultados .....	74
Capítulo 4.	Estudio de agitadores en funcionamiento.....	79
4.1	Conceptos fundamentales .....	79
4.2	Estudio en fluidos de baja viscosidad. CONFIDENCIAL .....	81
4.2.1	Descripción de la experimentación.....	81
4.2.2	Nivel global de vibración.....	83
4.2.3	Firma del agitador .....	90
4.2.4	Estudio numérico .....	102
Capítulo 5.	Análisis de fallos en agitadores.....	111
5.1	Problemas y síntomas .....	111
5.1.1	Deformaciones o desequilibrios de eje.....	111
5.1.2	Engranajes.....	112
5.1.3	Rodamientos .....	113
5.1.4	Holguras .....	114
5.2	Casos prácticos de agitadores con daños. CONFIDENCIAL .....	114
5.2.1	Deformación inicial de eje .....	115
5.2.2	Deformación de álabe.....	119
5.2.3	Fijación incorrecta en soporte .....	122
5.3	Diagnóstico en agitadores. CONFIDENCIAL .....	125
5.3.1	Aplicación del estudio en la empresa .....	126
5.4	Trabajo futuro. CONFIDENCIAL.....	129
5.4.1	Análisis de nuevos tipos de agitadores y ambientes de trabajo.....	129
5.4.2	Prognosis.....	129
Capítulo 6.	Conclusiones .....	131
Referencias	.....	137

## Lista de figuras

Figura 1-1. Objetivos del proyecto. ....	22
Figura 1-2. Caracterización del modelo dinámico y validación de modelos numéricos.....	23
Figura 1-3. Optimización del diseño. ....	24
Figura 1-4. Implementación de la tecnología. ....	25
Figura 1-5. Gestión de datos.....	26
Figura 2-1. Mezcla de líquidos miscibles e inmiscibles.....	27
Figura 2-2 Mantenimiento en suspensión. Sólidos solubles y no solubles. ....	28
Figura 2-3. Curvas de comportamiento para fluidos Newtonianos y no-Newtonianos. ....	32
Figura 2-4. Elementos y características geométricas principales de un sistema de agitación...	34
Figura 2-5. Accionamiento de un agitador. ....	36
Figura 2-6 Comportamiento del fluido de baja o media viscosidad, $\mu < 5000cPs$ . Configuración sin deflectores (a). Configuración con deflectores (b). ....	37
Figura 2-7. Palas para fluidos de alta viscosidad (a). Palas para fluidos de media o baja viscosidad (b).....	38
Figura 2-8. Números de potencia para los modelos de pala A y B. Fuente: Vak Kimsa S.A. ....	40
Figura 2-9. Número de caudal para los modelos de pala A y B. Fuente: Vak Kimsa S.A. ....	43
Figura 2-10. Dimensionado de alabes. ....	45
Figura 2-11. Cálculo de esfuerzo a torsión y fuerza hidráulica resultante. ....	46
Figura 2-12. Cálculo de esfuerzo a flexión y deformación en el extremo libre. ....	47
Figura 3-1. Sistema mecánico simple. Un grado de libertad. ....	49
Figura 3-2. FFT. Espectro a partir de señal en dominio temporal. ....	52
Figura 3-3. Modos excitados según el punto de impacto.....	53
Figura 3-4. Análisis modal experimental. Diagrama de Bode.....	54
Figura 3-5. Análisis modal experimental. Parte real e imaginaria de una frecuencia propia.....	55
Figura 3-6. Análisis modal experimental. Coherencia. ....	55
Figura 3-7. ODS. (a) Modelo de pala B simplificado. (b) Modo de vibración a una frecuencia determinada. ....	56
Figura 3-8. Modelo simplificado y mallado de una estructura real.....	57
Figura 3-9. Definición de contacto entre eje y rodamientos.....	58
Figura 3-10. Análisis modal experimental. Elementos y dimensiones principales del agitador.	61
Figura 3-11. (a) Acelerómetros instalados en la torreta. (b) Sensor láser y acelerómetro en eje. ....	62
Figura 3-12. Ejecución del análisis modal. Puntos de impacto a lo largo del eje. ....	63
Figura 3-13. (a) Sensor Apala en el primer piso de palas. (b) Sentido de giro de los impactos.	64



Figura 3-14. Modelo CAD generado para simulación numérica y condiciones de contorno aplicadas. ....	65
Figura 3-15. Modos de vibración obtenidos numérica y experimentalmente. ....	66
Figura 3-16. Frecuencias propias del sistema. $s=750\text{mm}$ . Modelo no validado experimentalmente. ....	67
Figura 3-17. Diferencia entre experimentación y simulación. $s=750\text{mm}$ .....	68
Figura 3-18. Diferencia entre experimentación y simulación. $s=1000\text{mm}$ .....	68
Figura 3-19. Esquema del sistema de agitación. (a) Análisis en aire. (b) Análisis a N1. (c) Análisis a N2.....	70
Figura 3-20. Agitador sumergido en agua. Sensores implicados en el análisis modal. (a) Acelerómetros en torreta. (b) Lámina piezoeléctrica en eje. (c) Aeje. (d) Sondas de desplazamiento. (e) Apala. (f) Láser. ....	71
Figura 3-21. Modelo en aire. (a) Condiciones de contorno. (b) Mallado, vista superior. (c) Mallado, detalle del interior del depósito.....	73
Figura 3-22. Mallado del modelo. Agitador sumergido en agua a N1 y N2.....	74
Figura 3-23. Modos de vibración en aire. Nuevo soporte con acceso a depósito.....	75
Figura 3-24. Variación de frecuencias propias según soporte utilizado. Agitador en aire. Resultados experimentales.....	76
Figura 3-25. Influencia del fluido en las frecuencias propias del sistema. N1 y N2. ....	76
Figura 3-26. Validación del modelo numérico. Agitador en aire, N1 y N2. ....	77
Figura 4-1. Agitador en funcionamiento. Sensores implicados en el análisis de comportamiento dinámico. (a) Sistema <i>on-board</i> . (b) Tacómetro láser. (c) Galga extensométrica. ....	82
Figura 4-2. Pala modelo A. Nivel RMS, $f_0-250\text{Hz}$ . (a) Dirección radial. (b) Dirección axial. ....	84
Figura 4-3. Pala modelo A. Nivel RMS según banda frecuencia analizada. (a) R2. (b) A2. ....	84
Figura 4-4. Pala modelo A, 1 y 2 pisos. Variación de los niveles RMS. Punto de vista estacionario. ....	85
Figura 4-5. Pala modelo A, 1 y 2 pisos. Nivel RMS según banda de frecuencia analizada. (a) R2. (b) A2. ....	86
Figura 4-6. Pala modelo A, 1 y 2 pisos. Variación de los niveles RMS. Punto de vista rotativo. ....	86
Figura 4-7. Pala modelo B. Nivel RMS. Banda $f_0-250\text{Hz}$ .....	87
Figura 4-8. Pala modelo B. Nivel RMS según banda de frecuencia analizada. (a) R2. (b) A2. ....	88
Figura 4-9. Pala modelo B, 1 y 2 pisos. Variación de los niveles RMS. Punto de vista estacionario. ....	88
Figura 4-10. Pala modelo B, 1 y 2 pisos. Nivel RMS según banda de frecuencia analizada. (a) R2. (b) A2. ....	89
Figura 4-11. Pala modelo B, 1 y 2 pisos. Variación de los niveles RMS. Punto de vista rotativo. ....	89
Figura 4-12. Pala modelo A. Firma de 116rpm a 270rpm. Acelerómetro R2. ....	91

---

Figura 4-13. Pala modelo A. Firma de 116rpm a 270rpm. Acelerómetro A2. ....	92
Figura 4-14. Pala modelo A. Comparativa aire-agua. 156rpm-2.6Hz. R2. ....	92
Figura 4-15. Pala modelo A. 116rpm-1.9Hz. Señal promediada, R2.....	93
Figura 4-16. Pala modelo A. Firma de 116rpm a 270rpm. Aeje. ....	94
Figura 4-17. Pala modelo A. Comparativa aire-agua. 156rpm-2.6Hz. Aeje. ....	94
Figura 4-18. Pala modelo A. Firma de 116rpm a 270rpm. Apala.....	95
Figura 4-19. Pala modelo A, 1 y 2 pisos. 156rpm-2.6Hz. R2. ....	96
Figura 4-20. Pala modelo A, 1 y 2 pisos. 156rpm-2.6Hz. A2.....	96
Figura 4-21. Pala modelo A, 1 y 2 pisos. 273rpm-4.5Hz. R2. ....	97
Figura 4-22. Pala modelo A, 1 y 2 pisos. 156rpm-2.6Hz. Aeje. ....	97
Figura 4-23. Pala modelo A, 2 pisos. Comparativa aire-agua. 156rpm-2.6Hz. Aeje. ....	98
Figura 4-24. Modelos A y B, 1 piso. 156rpm-2.6Hz. R2. ....	99
Figura 4-25. Modelos A y B, 1 piso. 156rpm-2.6Hz. A2. ....	99
Figura 4-26. Modelo A y B, 1 piso. 156rpm-2.6Hz. Aeje.....	100
Figura 4-27. Modelo A y B, 1 piso. 156rpm-2.6Hz. Apala. ....	100
Figura 4-28. Modelo B, 1 y 2 pisos. 156rpm-2.6Hz. R2.....	101
Figura 4-29. Modelo B, 1 y 2 pisos. 156rpm-2.6Hz. A2.....	101
Figura 4-30. Modelo B, 1 y 2 pisos. 156rpm-2.6Hz. Aeje.....	102
Figura 4-31. Cálculo de deformaciones. Flujo de análisis numérico. ....	104
Figura 4-32. Fluido de baja viscosidad. Análisis CFD. Detalle del mallado y condiciones de contorno. ....	105
Figura 4-33. Espectro de fuerza resultante. Modelos de turbulencia SST y LES. ....	106
Figura 4-34. Contorno de velocidad. Vista superior. (a) SST. (b) LES. ....	106
Figura 4-35. Espectro de deformación resultante. (a) SST. (b) LES. ....	107
Figura 4-36. Vectores velocidad. Plano vertical del depósito.....	108
Figura 4-37. Vectores velocidad. Plano horizontal a la altura de la pala.....	108
Figura 5-1. Daños en rodamientos. Cálculo de frecuencias características. ....	113
Figura 5-2. Deformación inicial de eje. (a) Sistema analizado. (b) Acelerómetros. (c) Reloj comparador. ....	115
Figura 5-3. Diagrama de contorno. Deformación inicial < 0.1mm. Acelerómetro axial.....	117
Figura 5-4. Nivel de vibración RMS según incremento de deformación del eje. Acelerómetro axial.....	117
Figura 5-5. Aumentos en los niveles de vibración según incremento de deformación del eje. Acelerómetro axial.....	118
Figura 5-6. Firmas a 2950rpm. Influencia de la deformación del eje. (a) Deformación < 0.1mm. (b) Incremento de la deformación en un del 250%.....	118

---

Figura 5-7. Deformación de álabe. Pala modelo A. Sistema y condiciones analizadas. ....	120
Figura 5-8. Influencia de álabe deformado. Un piso de pala.....	122
Figura 5-9. Influencia de álabe deformado. Dos pisos de palas. ....	122
Figura 5-10. Valor RMS de 0 a 2950rpm. Acelerómetro radial.....	123
Figura 5-11. Instalación de soporte. (a) Instalación correcta. (b) Instalación inadecuada de tres tornillos.....	124
Figura 5-12. (a) DAQ con conexión a internet. (b) Configuración de alarmas. (c) Espectro del agitador.....	127
Figura 5-13. Análisis de vibraciones en planta. (a) Análisis de deformaciones y vibraciones. (b) Armario eléctrico (c) Tanque de 25000 litros para análisis de vibraciones. Fuente: Vak Kimsa S.A. ....	128

**Lista de tablas**

Tabla 2.1 Rangos de densidades de diferentes productos típicos en agitación.....	30
Tabla 2.2. Clasificación de diferentes fluidos según su viscosidad.....	31
Tabla 2.3. Esfuerzo cortante según la reología del fluido. ....	32
Tabla 2.4. Rangos de aplicaciones de modelos de palas estandarizados [69][70].....	35
Tabla 2.5. Modelos de palas estudiados. Características y rangos de trabajo. ....	35
Tabla 2.6. Números adimensionales.....	39
Tabla 3.1. Análisis modal en aire. Sistema de adquisición de datos y sensores utilizados. ....	62
Tabla 3.2. Características de los materiales definidos en simulación [105]. ....	65
Tabla 3.3. Detección de primera frecuencia propia según sensor y punto de impacto.....	69
Tabla 3.4. Análisis modal en agua. Sensores y sistemas de adquisición. ....	72
Tabla 3.5. Características principales de cada uno de los elementos simulados [105].....	73
Tabla 4.1. Principales vibraciones de origen mecánico, eléctrico e hidráulico. ....	80
Tabla 4.2. Agitador en funcionamiento. Sensores y sistemas de adquisición.....	82
Tabla 4.3. Agitador en funcionamiento. Condiciones de ensayo. ....	83
Tabla 4.4. Agitador en funcionamiento. Velocidades de ensayo. ....	83
Tabla 5.1. Sensores y sistema de adquisición proporcionados por Vak Kimsa S.A. ....	114
Tabla 5.2. Agitador con álabe deformado. Velocidades estudiadas. ....	120
Tabla 5.3. Niveles RMS establecidos mediante ensayos experimentales. ....	128

## Nomenclatura

$A$	Área	$m^2$			
$A(t)$	Amplitud de señal	$mm/s^2$	$f_{aire}$	Frecuencia en aire	$Hz$
$a$	Distancia entre rodamientos	$m$	$H$	Altura de depósito	$m$
$b$	Número de álabes	—	$h$	Altura de fluido	$m$
$C$	Amortiguamiento	$N \cdot s/m$	$I$	Momento de inercia	$mm^4$
$c$	Velocidad del sonido	$m/s$	$K$	Rigidez	$N/m$
$C_e$	Matriz de amortiguamiento estructural	—	$K$	Índice de consistencia	$Pa \cdot s^{(2-m)}$
$C_f$	Matriz de amortiguamiento acústico	—	$K_e$	Matriz de rigidez estructural	—
$D$	Diámetro de depósito	$m$	$K_f$	Matriz de rigidez acústica	—
$d$	Diámetro de pala	$m$	$K_{fe}$	Matriz equivalente de rigidez	—
$E$	Módulo de Young	$MPa$	$k$	Constante de pala	—
$e$	Diámetro de eje	$mm$	$l$	Longitud	$m$
$F$	Fuerza	$N$	$l$	Longitud de eje	$mm$
$F$	Fuerza total	$N$	$M$	Masa	$kg$
$F_a$	Fuerza axial	$N$	$M_e$	Matriz de masa estructural	—
$F_c$	Fuerza circunferencial	$N$	$M_f$	Matriz de masa acústica	—
$F_e$	Fuerza aplicada a los elementos estructurales	$N$	$M_f$	Momento flector	$Nmm$
$F_h$	Fuerza hidráulica	$N$	$M_{f,a}$	Momento flector	$Nmm$
$F_n$	Fuerza normal	$N$	$M_{fe}$	Matriz equivalente de masa	—
$F_R$	Fuerza resultante	$N$	$m$	Índice de comportamiento	—
$F_z$	Fuerza tangencial	$N$	$N$	Velocidad de rotación	$rps$
$F_0$	Fuerza excitadora	$N$	$N_b$	Número de bolas	—
$F_{fe}$	Fuerza del fluido aplicada a la estructura	$N$	$N_m$	Frecuencia de rotación del motor	$rpm$
$F_{flu}$	Fuerza aplicada a los elementos de fluido	$N$	$P$	Potencia	$W$
$f_b$	Paso de álabes	$Hz$	$p$	Presión dinámica del elemento fluido	
$f_{eng}$	Frecuencia de engrane	$Hz$	$Q$	Caudal	$m^3/s$
$f_e$	Frecuencia de giro de ejes	$Hz$	$r$	Radio	$m$
$f_{agua}$	Frecuencia en agua	$Hz$	$S_e$	Límite de resistencia a fatiga	$MPa$
			$S'_e$	Límite de resistencia a fatiga modificado	$MPa$

$s$	Distancia entre palas	$mm$
$T$	Periodo	$s$
$t$	Tiempo	$s$
$V$	Volumen	$m^3$
$v$	Velocidad	$m/s$
$W$	Modulo resistente a torsión	$mm^3$
$W_z$	Modulo resistente a flexión	$mm^3$
$x$	Desplazamiento	$m$
$x_0$	Amplitud máxima	$m$
$\dot{x}$	Velocidad	$m/s$
$\ddot{x}$	Aceleración	$m/s^2$
$y$	Distancia Pala-superficie de fluido	$m$
$z$	Distancia pala-fondo del depósito	$m$
$\dot{\gamma}$	Gradiente de deformación	$s^{-1}$
$\dot{\gamma}_{ef}$	Gradiente de deformación efectivo	$s^{-1}$
$\delta$	Deformación	$mm$
$\delta$	Relación de frecuencias. Agua-aire.	—
$\delta_{max}$	Deformación máxima	$mm$
$\theta$	Tiempo de mezcla	$s$
$\mu$	Viscosidad	$cPs-Pa \cdot s$
$\mu_{ef}$	Viscosidad efectiva	$cPs$
$\rho$	Densidad	$kg/m^3$
$\rho_f$	Densidad de fluido	$kg/m^3$
$\sigma$	Esfuerzo a flexión	$Mpa$
$\sigma_{elast\_mat}$	Límite elástico del material	$Mpa$
$\sigma_f$	Límite de resistencia a fatiga	$Mpa$
$\tau$	Esfuerzo cortante	$Mpa$
$\varphi$	Ángulo de desfase	$rad$
$\omega$	Frecuencia	$rad/s$
$\omega_n$	Frecuencia propia	$rad/s$

### Abreviaturas

BPFI	<i>Ball Pass Frequency.</i> Pista interior
BPFO	<i>Ball Pass Frequency.</i> Pista exterior
BSF	<i>Ball Spin Frequency</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CDIF	Centro de Diagnóstico Industrial y Fluidodinámica
CDTI	Centro para el Desarrollos Tecnológico Industrial
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CPU	<i>Central Processing Unit</i>
DAQ	<i>Data Acquisition System</i>
FFT	<i>Fast Fourier Transform</i>
FRF	Función de Respuesta Frecuencial
FSI	<i>Fluid-structure interface</i>
FTF	<i>Fundamental Train Frequency</i>
IPC	<i>Industrial PC</i>
LES	<i>Large Eddy Simulation</i>
MEF	Método de Elementos Finitos
MRF	<i>Multiple Reference Frame</i>
ODS	<i>Operating Deflection Shape</i>
PYME	Pequeña y Mediana Empresa
RMS	<i>Root Mean Square</i>
SST	<i>Shear Stress Transport</i>
UPC	Universidad Politécnica de Cataluña

### Números adimensionales

$N_p$	$P/\rho \cdot N^3 \cdot d^5$
$N_q$	$Q/N \cdot d^3$
$Re$	$\rho \cdot N \cdot d^2/\mu$



## Capítulo 1. Introducción

Fruto de la demanda actual, diversos sectores industriales presentan unos niveles de exigencia muy altos a nivel productivo. Existe una constante necesidad en la reducción de tiempos de producción y flexibilidad de las máquinas para adaptarse a nuevos productos. Esto tiene como consecuencia cambios en las condiciones de trabajo iniciales para las cuales las máquinas fueron diseñadas. Dichas condiciones generan alteraciones en su respuesta dinámica que pueden llevar fallos estructurales. Detectar los primeros síntomas de daños en los diferentes elementos que componen las máquinas permite evitar paradas imprevistas y las pérdidas económicas que esto conlleva. La Monitorización remota es una tendencia actual, basada en el seguimiento de los parámetros más representativos del estado de las maquinas en el tiempo. Tener los medios y los conocimientos necesarios en el análisis de datos se presentan como una de las dificultades más importantes a la hora de llevar a cabo este tipo de acción.

En las industrias alimentarias y las farmacéuticas, el tiempo de producción es un aspecto capital a la hora de establecer la viabilidad o la rentabilidad de un producto. En este tipo de industrias el uso de agitadores en los procesos de producción está muy extendido. Los agitadores son máquinas rotativas compuestas por una o varias palas, que trabajan con diferentes tipos de fluidos y que presentan un amplio abanico en cuanto a su diseño. Muchos de estos son propios de cada fabricante y su uso depende del proceso químico requerido por el producto, de sus características químicas y de la propia experiencia del fabricante.

El dimensionado de los agitadores viene dado en gran parte por los esfuerzos combinados de torsión y flexión a los que están sometidos, los cuales se suelen calcular mediante simulaciones fluido-dinámicas o formulas analíticas. Estos esfuerzos son complejos, debido a que existe una interacción entre fluido y estructura con un comportamiento aleatorio en cuanto a su dirección y magnitud. El cambio en las características del producto durante su proceso de fabricación, como la densidad y la viscosidad, así como el volumen dentro del depósito, son variaciones en las condiciones de trabajo que se deben tener en cuenta. En muchos de los casos, la imposibilidad de generar modelos numéricos precisos y en un tiempo razonable para la industria hace que los fabricantes diseñen agitadores sobredimensionados, reduciendo así sus beneficios y competitividad.



Otro aspecto que se debe controlar son las características dinámicas del sistema. Conocer las frecuencias propias en este tipo de maquinaria es una etapa importante, no solo a la hora de diseñar, sino también para establecer unos límites de trabajo que el cliente debe respetar. Trabajar a velocidades de giro próximas a estas frecuencias, también conocidas como velocidades críticas, puede generar una situación de resonancia, generando en muchos casos fallos estructurales, con consecuencias directas en el proceso productivo del cliente. El cálculo de vibraciones es un campo de estudio muy complejo debido a la gran cantidad de variables que pueden afectar a su resultado. Muchas empresas hacen uso de simulaciones numéricas a la hora de estudiar las velocidades críticas del agitador. Los softwares de simulación permiten una buena aproximación del comportamiento del sistema, ya sea de tipo mecánico o fluidodinámico, siempre y cuando se disponga del conocimiento adecuado de las condiciones en las que trabaja. Debido al escaso conocimiento en materia de vibraciones en el ámbito industrial, las configuraciones de los programas de simulación suelen alejarse de la realidad mediante la idealización de las condiciones de contorno. Los resultados, por tanto, resultan aproximados y en algunos casos erróneos, hecho que limita el uso del agitador o, en la peor de las situaciones, pueden generar problemas de resonancia llevando al agitador a un fallo estructural.

Dada esta gran cantidad de variables, el análisis de este tipo de maquinaria a nivel numérico o analítico resulta difícil. Generar datos de manera experimental proporciona a la empresa un conocimiento avanzado en cuanto al comportamiento dinámico de sus equipos. Una fuente de información básica para poder obtener modelos de simulación validados y una oportunidad para poder aumentar el nivel y la calidad de sus productos y/o servicios. Esta práctica se está aplicando actualmente en grandes empresas [1]–[3]. Sin embargo, es un campo inexplorado en pequeñas y medianas, debido a la falta de formación del personal, a los costes hardware y software y a la falta de un proyecto a largo plazo que justifique la inversión y el tiempo necesario.

La empresa Vak Kimsa S.A., con 48 años de historia, ha consolidado su posición en los últimos años como fabricante de agitadores y mezcladores en línea, siendo líder en el mercado nacional y con una cuota de internacionalización del 20%. Su apuesta por la investigación le ha llevado obtener el sello de PYME Innovadora, con tres trabajos de investigación financiados por el Centro para el Desarrollo Tecnológico Industrial (CDTI).

Debido al rápido desarrollo de nuevas tecnologías, a la integración de estas en la industria y a la necesidad cada vez mayor de obtener productos competitivos, la empresa plantea un proyecto a

largo plazo con el cual poder llevar sus productos a otro nivel. El objetivo es poder ofrecer a sus clientes un servicio de monitorización del estado de sus agitadores, con el fin de evitar paradas imprevistas. Analizando, desde el punto de vista vibratorio, cuál es el estado de los elementos que lo componen y poder establecer alarmas en función de este. Esto le permite dar un valor añadido al producto, además crear una nueva línea de negocio, diferenciándose así de la competencia. Esta capacidad sitúa a la empresa en el marco de la Industria 4.0.

Las Industrias 4.0 transforman datos físicos de sus maquinarias o plantas de producción, en digitales mediante el uso de sensores. La digitalización de productos o plantas de producción permite a estas empresas mejorar su eficiencia y aumentar el nivel y la calidad de sus productos respecto a la competencia. La tecnología utilizada es amplia y dependiente del producto y/o servicio en el cual se quiera aplicar. La información suele ser generada de manera continua en grandes cantidades y almacenada en servidores o sistemas de almacenamiento virtual para su posterior análisis y toma de decisiones.

Dado que los conocimientos necesarios son amplios y complejos, Vak Kimsa S.A. decide llevar a cabo el proyecto en colaboración con la Universidad Politécnica de Cataluña (UPC) y el Centro de Diagnóstico Industrial y Fluidodinámica (CDIF). Este último con más de 20 años de experiencia en el análisis vibratorio de máquinas rotativas, diagnóstico, detección de daños y análisis fluidodinámico. El proyecto se plantea en el marco de un doctorado industrial, en el cual, gracias a la formación proporcionada por el CDIF durante los tres años de estudio, Vak Kimsa S.A. se beneficiará no solo de los conocimientos proporcionados por el centro, sino que también tendrá a su disposición personal cualificado para las tareas que el nuevo proyecto plantea, así como equipamientos de investigación de alto nivel. Por su parte, el CDIF adquirirá experiencia en el análisis de vibraciones y deformaciones de agitadores. Todo el proyecto es financiado por el Gobierno de la Generalitat de Catalunya gracias a los fondos destinados a proyectos de Doctorado Industrial.

En el presente documento se detallan los objetivos y la metodología utilizada para poder llevar a cabo el proyecto. Se explican los ensayos experimentales y simulaciones numéricas elaborados y el posterior análisis de datos, así como los nuevos conocimientos obtenidos por la empresa en cuanto al comportamiento de sus agitadores y el uso de nueva tecnología. Finalmente, y en base a esto, se establecen unas necesidades mínimas en cuanto a hardware y software para poder llevar a cabo un servicio de monitorización remota de agitadores.

## 1.1 Estado del arte

El salto a la Industria 4.0 es un proceso de digitalización en el que una empresa adquiere información de sus líneas de producción o productos de manera digital. Si son debidamente analizados, estos datos pueden generar grandes beneficios desde el punto de vista económico, y las empresas comienzan a ver la importancia de realizar este avance. Según un estudio publicado por la consultora Pwc [4], en 2018 solamente el 8% de las empresas españolas presentaba un avanzado grado de digitalización y se espera que esa cifra aumente al 19% para 2020. Por su parte, el informe II Estudio Smart Industry 4.0 [5] de la consultora Everis realizado en el año 2019 indica que a nivel internacional las empresas con planes de transformación digital han aumentado en un 28% respecto a los datos obtenidos en 2018. Del 24% de empresas que no tenían planes de digitalización, se ha reducido a tan solo el 4%. Sin embargo, la resistencia al cambio y a la innovación y la falta de formación de sus trabajadores son algunas de las barreras más importantes para muchas empresas, o son algunas de las causas por las que el proyecto de digitalización fracasa en su intento [6], [7].

No estar familiarizado con las nuevas tecnologías y las oportunidades de negocio que puedan ofrecer a corto o largo plazo puede dejar a una empresa sin capacidad de reacción frente a su competencia. En el mundo de la agitación, muy pocas empresas entran en la categoría de Industria 4.0. A pesar de que el uso de simulaciones numéricas está muy extendido entre los fabricantes, la obtención de datos de sistemas de agitación reales para su posterior análisis es un ejercicio poco visto. Esto puede deberse, principalmente, a que la capacidad de realizar diagnósticos del estado de los componentes de un sistema de agitación implica un conocimiento preciso de la física que lo rodea. Para una PYME, resulta una tarea compleja y costosa, debido a la gran cantidad de análisis experimentales y numéricos que se deberían llevar a cabo, así como el material necesario y personal cualificado. A nivel de investigación existe, sin embargo, una gran cantidad de estudios en cuanto al análisis de agitadores, tanto desde el punto de vista experimental y como del numérico.

Los primeros estudios sobre esfuerzos en agitadores datan de los años 70. G. J. Pollard [8], [9] llevó a cabo un extenso estudio sobre las fuerzas en un agitador. Él concluyó que las cargas dependen de varios factores, como el diseño de las palas, la velocidad de rotación, la existencia o no de deflectores y de las características del fluido. Debido al comportamiento aleatorio del fluido, estas cargas resultan ser complejas e inestables, como lo demuestran diversos estudios numéricos y experimentales [10]–[16]. La frecuencia de paso de palas, la generación de vórtices al final de estas

[17], [18] y la interacción entre las palas y deflectores son fenómenos que contribuyen a las fluctuaciones de las cargas [13]. Estudios como el de G. C. Cudmore et al [19] demuestran que el uso de simulaciones fluidodinámicas o CFD resultan ser una herramienta fiable a la hora de estudiar las cargas. Sin embargo, los estudios presentados hasta la fecha distan de ser aptos en la industria, debido a la complejidad y al tiempo necesario para realizarlas. Desde el punto de vista industrial, (Atiemo-Obeng et al., 2004; Dickey and Fasano, 2004; EKATO, 1991; Nienow et al., 1997; Paul et al., 2004) proporcionan las bases actuales para la industria en el diseño mecánico de agitadores a partir de fórmulas empíricas.

Las fuerzas generadas son transmitidas al eje del agitador en formas de momento torsor y de flexión. Debido a su naturaleza fluctuante, estos momentos pueden generar fallos por fatiga en ejes y soportes de agitadores. Algunas situaciones han sido reportadas y estudiadas. C. C. Sonsino [25] realizó un estudio experimental sobre el fallo a fatiga de un eje debido a un mal diseño inicial. R. W. Fuller [26] presentaron una metodología de análisis completa sobre el fallo a fatiga de un eje de agitador. En él se trata el tema desde el punto de vista químico y macroscópico del material, y analítico de las fuerzas. C. Kaaragak y M. E. Toygar [27] analizaron el fallo a fatiga de un eje comparando resultados numéricos con experimentales. S. Zangeneh et al [28] investigó la fractura de un agitador debido a radios de curvatura inadecuados en el diseño del eje.

Otros autores estudiaron la capacidad de detectar fallos a fatiga en ejes antes de que sean críticos para el sistema a través de los cambios en su respuesta dinámica. Estos se basan en la idea de que los daños estructurales generan cambios en su geometría y por tanto en sus características dinámicas, como son las frecuencias propias y modos propios [29]–[32]. Analizar la respuesta dinámica resulta ser una práctica común a la hora de detectar otros tipos de daños o imperfecciones estructurales, muy típicos en sistemas rotativos. Estos van desde el diagnóstico de desalineamiento y desequilibrios en ejes [33]–[35] como también de rodamientos [36], [37] o daños en álabes [38]–[40]. En cuanto al análisis en agitadores, D. Shi et al [41] investigó de manera experimental la influencia que tiene el desequilibrio de palas en el momento flector que sufre el eje. El experimento fue realizado en una pala modelo Rushton y en un diseño estándar de álabes inclinados. Solo un piso de palas fue tenido en cuenta. A día de hoy, sin embargo, no existen estudios sobre el análisis de firmas de agitadores y de cómo estas varían en función de los diferentes fallos mecánicos que puedan sufrir y la capacidad de ser diagnosticados.

Conocer las frecuencias y modos propios permiten establecer los rangos de trabajo en los cuales el sistema rotativo entraría en resonancia. En estos casos, la velocidad de rotación del sistema coincide con su frecuencia propia, lo que genera una amplificación en sus deformaciones que pueden llevar al fallo estructural. El análisis de vibraciones puede llegar a ser complejo debido a que las frecuencias y modos propios de un sistema son sensibles a las condiciones de contorno. La rigidez del acople [42], el tipo de fluido que lo rodea y velocidad de rotación [43] son alguno de los parámetros que tienen influencia en los resultados. Estos son difíciles de cuantificar o resultan desconocidos, por lo que rara vez son tenidos en cuenta en la industria o su uso es erróneo [44].

La respuesta dinámica de estructuras sumergidas en fluidos, como puede ser el agua, ha sido ampliamente analizada tanto en sistemas simples [45]–[48] como complejos [49]–[52]. De acuerdo con estos estudios, la respuesta dinámica de una estructura sumergida en fluido se ve drásticamente afectada si se la compara con su respuesta en aire. Este efecto es debido al factor de masa añadida [45], lo que genera una reducción en el valor de las frecuencias propias. Debido a que gran parte de la estructura del agitador está sumergida en fluido, el cual muchas veces con valores de densidad superiores al del agua, el efecto de masa añadida en el análisis dinámico debe ser estudiado con tal de evitar posibles situaciones de resonancia [53], [54].

Existen varios estudios en cuanto a las frecuencias propias de agitadores en los cuales se tienen en cuenta el factor de masa añadida [12], [19], [44], [55]–[59]. La mayoría de ellos fueron llevados a cabo de manera numérica o experimental en agitadores a escala. Existe poca información sobre la influencia de cambios en la geometría [12] o sobre cómo la viscosidad del fluido afecta a las características dinámicas de un agitador [57]. Solo S. Raval y A. G. L. Holloway [55] presentan a día de hoy el estudio más completo del comportamiento dinámico de agitadores. En él se analizaron experimental y numéricamente las frecuencias propias de un agitador a escala con dos pisos de palas, teniendo en cuenta el factor de masa añadida y los efectos de la velocidad de rotación. Se varió la distancia entre ellas y la ratio entre el diámetro de palas y tanque.

El diseño de las palas típicamente estudiadas se basa en los diseños estandarizados y estos pueden variar según el fabricante. Además del modelo de pala utilizado, su cantidad, la distancia entre ellas y desfase son parámetros que varían según el proceso de producción al que está destinado el agitador. La influencia de estas variables en las características dinámicas de un agitador no ha sido estudiada aún en literatura ni mucho menos en diseños industriales.

En el presente documento se detallan los estudios, tanto experimentales como numéricos, llevados a cabo en modelos de palas más significativos de la empresa. Se han utilizado una gran variedad de sensores y sistemas de adquisición avanzados, con la finalidad de realizar un análisis metódico del comportamiento dinámico de diferentes agitadores. Además, se han obtenido modelos numéricos validados, tanto para el análisis modal como para el análisis de deformaciones. Este último, presentado a través de un nuevo flujo de trabajo en el que se obtienen resultados validados experimentalmente. Gracias a la información y conocimientos obtenidos, la empresa tendrá la capacidad de realizar un diagnóstico personalizado del estado de los diferentes elementos que lo componen, pudiendo aumentar la calidad de sus productos y ofrecer a sus clientes nuevos servicios, aumentando así su nivel de competitividad en el mercado.

## 1.2 Objetivos

El fabricante de agitadores Vak Kimsa S.A., juntamente con el grupo de investigación CDIF perteneciente a la UPC, plantean un proyecto con el cual dar sus primeros pasos en la Industria 4.0.

Dar el paso a la digitalización es una decisión estratégica que debe ir respaldada por un proyecto a largo plazo, en el cual se establezcan unos objetivos claros y adecuados al tipo de industria al que se refiera y, en el mejor de los casos, de la mano de personal con experiencia en la materia y con una base sólida en el análisis de datos. El éxito o el fracaso en un proyecto de digitalización no pasa por la digitalización en sí, sino por ser capaz de analizar la información generada y tomar decisiones a partir de ella, obteniendo así un beneficio para la empresa. Se plantean, por tanto, diversos objetivos a lo largo del proyecto.

- 1. Caracterización del comportamiento dinámico del agitador:** A través de ensayos experimentales se analizarán y mejorarán los conocimientos en materia de vibraciones y esfuerzos en agitadores, así como la influencia que tienen las diferentes condiciones de trabajo. Esta información permitirá generar simulaciones numéricas con configuraciones más cercanas a la realidad y validadas por experimentación.
- 2. Optimización del diseño:** Obtenidos los modelos numéricos validados experimentalmente, Vak Kimsa S.A. tendrá la capacidad de dimensionar agitadores de manera más óptima, evitando sobredimensionados y situaciones de resonancia.

3. **Implementación de la tecnología:** Vak Kimsa S.A. obtendrá una base sólida de conocimiento en el uso de sensores de vibración y deformación, sistemas de adquisición de datos y comunicación de los mismos.
4. **Gestión de datos:** Los conocimientos obtenidos en el análisis de señales darán paso a la monitorización del estado de agitadores, pudiendo ofrecer al cliente este servicio de manera remota, aumentando la calidad del producto y diferenciándose así de la competencia. Así mismo, se implementará un protocolo de análisis de equipos en planta. Esto permitirá ofrecer al cliente un producto testado, al mismo tiempo que se genera una base de datos sobre las diferentes firmas de los agitadores.

Los objetivos del proyecto de Doctorado Industrial se centran en la obtención de los conocimientos necesarios para poder realizar análisis de vibración en sistemas rotodinámicos, con especial interés en agitadores. Por su parte, el proyecto empresarial tiene como objetivos la implementación de este conocimiento en el aumento de calidad de su producto y la capacidad de ofrecer un servicio al cliente que aumente su competitividad en el mercado.



Figura 1-1. Objetivos del proyecto.

## 1.3 Metodología

### 1. Caracterización del comportamiento dinámico

Se llevarán a cabo análisis modales en agitadores utilizando los diseños de palas más significativos de la empresa. Se analizará, tanto experimental como numéricamente, la influencia de las condiciones de contorno en las frecuencias propias, como pueden ser la influencia del fluido en contacto con la estructura o la rigidez del sistema. A partir de los datos experimentales, se obtendrá un modelo numérico validado para el análisis de frecuencias propias bajo diferentes condiciones de contorno.

Por otra parte, se estudiará el comportamiento dinámico de agitadores bajo diferentes condiciones de funcionamiento. Las deformaciones sufridas bajo estas variables también serán analizadas. Mediante simulaciones fluidodinámicas y estructurales, se obtendrá un modelo validado para el análisis de deformaciones en agitadores.

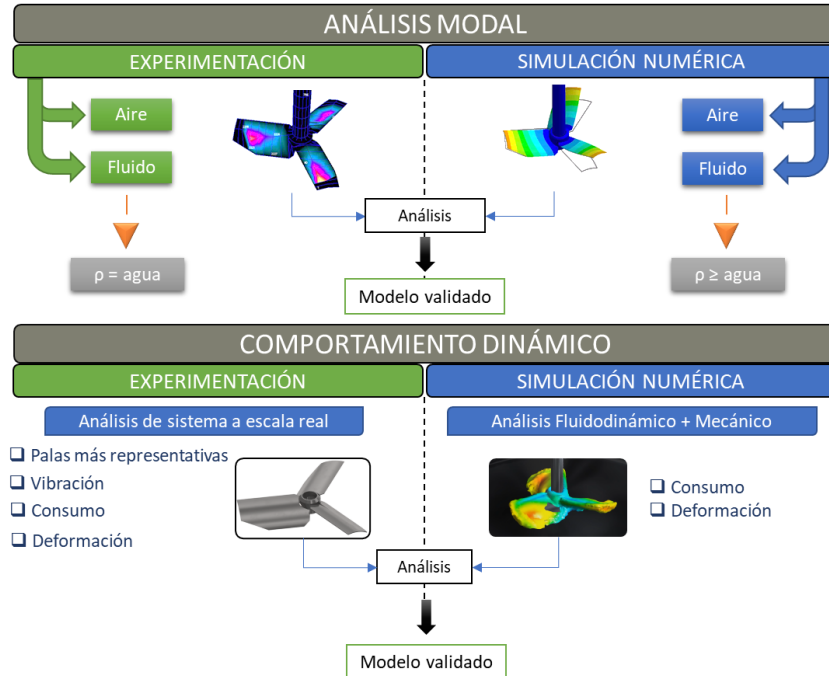


Figura 1-2. Caracterización del modelo dinámico y validación de modelos numéricos.



## 2. Optimización del diseño

Obtenidos los modelos numéricos validados, tanto para el análisis modal como para el análisis de deformaciones en funcionamiento, Vak Kimsa S.A. tendrá la capacidad de optimizar el diseño de sus agitadores. A partir de la velocidad de rotación del agitador y las características del fluido como la densidad y la viscosidad, el agitador puede ser validado según los criterios de deformación máxima admitida y factores de seguridad que forman parte del *know how* de la empresa.

Los conocimientos obtenidos sobre el comportamiento dinámico de un agitador le permitirán realizar ajustes en la estructura de manera más eficaz y rápida, de manera que se puedan evitar situaciones en las que el sistema diseñado trabaje bajo condiciones de resonancia.

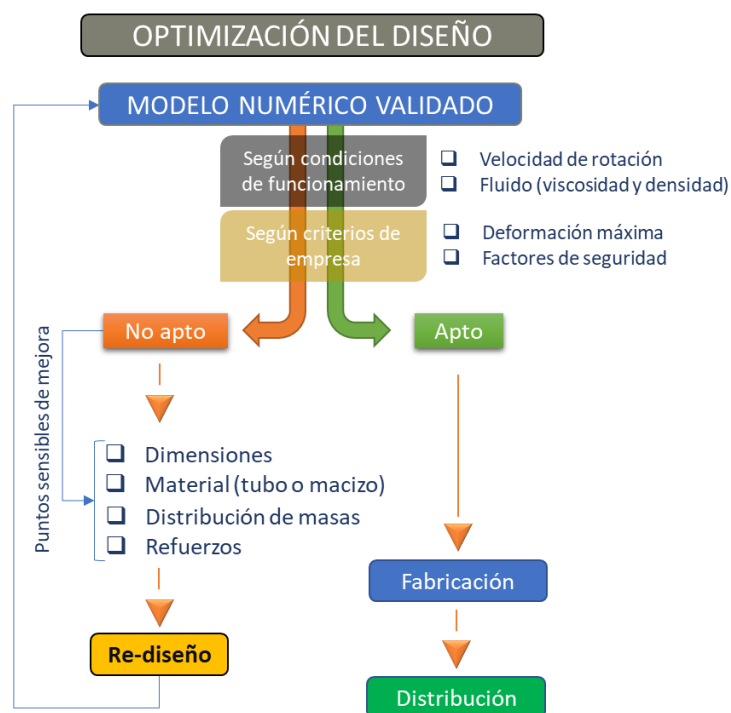


Figura 1-3. Optimización del diseño.

## 3. Implementación de la tecnología

Los ensayos experimentales se llevarán a cabo inicialmente a partir de una gran variedad de sensores, ubicados en las posiciones más críticas del agitador estudiado. Estos serán proporcionados por el CDIF, el cual dará la formación necesaria en cuanto al uso de sensores, sistemas de adquisición y análisis de los datos generados.

A partir de este análisis se podrá conocer cuáles son los sensores y posiciones que generan los datos más relevantes sobre el comportamiento dinámico del agitador. De esta manera, la empresa podrá establecer los requisitos mínimos necesarios en cuanto al hardware y software para poder realizar análisis de vibraciones en planta o de manera remota en casa del cliente.



Figura 1-4. Implementación de la tecnología.

#### 4. Gestión de datos

Una vez obtenidos los conocimientos sobre el uso de la tecnología y al análisis de datos, la empresa será capaz de tener un sistema de análisis de vibraciones optimizado. Para poder realizar una monitorización en remoto, primero será necesario identificar los indicadores más significativos del estado de la máquina y del proceso. Para ello, se llevarán a cabo ensayos en donde se analizarán los diferentes síntomas de fallo típicos en un sistema de agitación. Estos corresponden a problemas de resonancia, desequilibrios, holguras en el soporte del sistema, etc.

Conocer cómo afectan estos problemas al comportamiento normal de un agitador dará la capacidad a Vak Kimsa S.A. de disponer de un marco de diagnóstico para poder establecer cuándo un agitador trabaja de forma anómala, poniendo el riesgo su integridad estructural. Este hecho permitirá a la empresa implementar dos nuevas acciones de mejora en sus productos. Primero, realizar un diagnóstico de sus agitadores en planta, dándole al producto un valor añadido y asegurando al cliente

un producto testado y de calidad. Además, los datos obtenidos de cada uno de ellos servirán para diagnosticar al agitador ante posibles futuras anomalías que pueda reportar el cliente. Y segundo, Vak Kimsa S.A. tendrá la capacidad de ofrecer a sus clientes un servicio de diagnóstico de agitadores, pudiendo analizar a distancia el estado del sistema de agitación.

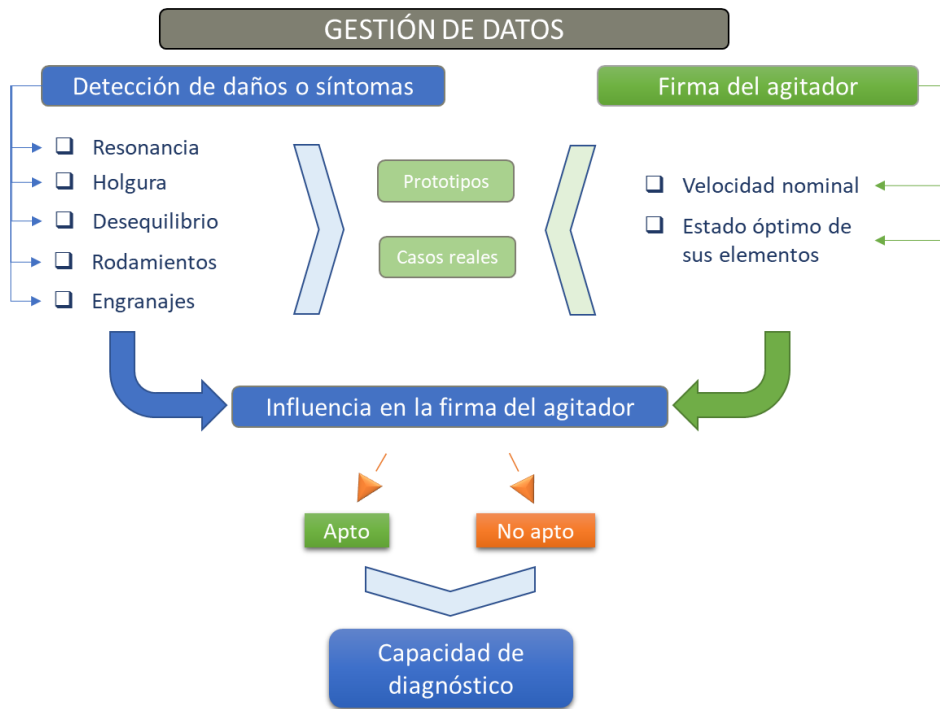


Figura 1-5. Gestión de datos.

## Capítulo 6. Conclusiones

En el presente proyecto se han realizado una serie de análisis, tanto numéricos como experimentales, con la finalidad de establecer unos conocimientos profundos en el comportamiento dinámico de agitadores. Las conclusiones obtenidas forman parte de una serie de pasos previos con tal de alcanzar el objetivo principal de la empresa, tener la capacidad de ofrecer a sus clientes un servicio de análisis de vibraciones y estados de sus agitadores. Dichas conclusiones se enumeran en los párrafos siguientes.

- **Modelo numérico validado para el análisis de velocidades críticas de agitadores.**

Se llevó a cabo un análisis modal experimental de un agitador en aire instalado en una estructura soporte. Se estudiaron los cinco primeros modos de vibración, los cuales se identificaron tanto por simulación como por la técnica ODS. A partir de los resultados obtenidos se constató que el modelo numérico utilizado hasta la fecha presentaba resultados erróneos, con un valor de la primera frecuencia propia un 30% por encima del experimental. Esto indicó que las condiciones de contorno utilizadas pertenecían a una situación idealizada, en la que el sistema presentaba una rigidez total.

Gracias a la modelización de muelles en las zonas de acople entre el eje y la torreta se establecieron condiciones de contorno realistas, dada la posibilidad de adaptar la rigidez del sistema. Los resultados mejoraron de manera notable, obteniéndose de esta manera errores menores al 10% respecto a lo experimental para los cinco primeros modos de vibración identificados en aire.

Con tal de analizar la influencia del fluido en el valor de las frecuencias propias, se hizo uso de un depósito de 2300 litros de capacidad. El cambio de estructura en la que se instaló el agitador supuso una variación en el valor de su primera frecuencia propia en aire de más de un 23% respecto a los primeros resultados experimentales. Esto subrayó la importancia que tiene la estructura soporte en las características dinámicas del sistema, así como también de la calidad de la instalación del agitador.

Se analizó el agitador en contacto con agua, sumergiendo uno y dos pisos de palas. Se observó una reducción en el valor de la primera frecuencia propia en aire de un 9% y un 14% respectivamente. Se adaptó el modelo numérico utilizado, caracterizando al fluido que rodea al agitador como un elemento acústico. Este quedó validado, obteniendo resultados con errores menores al 6% respecto al experimental para todos los modos de vibración.

- **Optimización del diseño.**

La empresa adquirió un mejor conocimiento de la física implicada en el estudio de frecuencias propias con consecuencias directas en sus productos. Existe a día de hoy una mayor capacidad de resolución de problemas de agitadores en situaciones de resonancia o con altas vibraciones. Esto pasa por aplicar variaciones en el diseño del agitador o de la estructura que lo soporta, modificando las características dinámicas del mismo de un modo conveniente, eficaz y rápido.

Los resultados demostraron la necesidad de establecer un nuevo protocolo en el análisis de frecuencias propias de agitadores mediante simulaciones, en los que se deben tener en cuenta la estructura en la que se soporta el agitador y la densidad del fluido de trabajo. Estudios numéricos posteriores mostraron que, para rangos de densidades típicos en agitación, la velocidad crítica de un agitador puede reducirse en hasta un 22%. No tener en cuenta estas condiciones pueden resultar en errores graves a la hora de establecer los rangos de velocidad de trabajo adecuados de estos sistemas.

Se estableció un flujo de análisis con el cual poder obtener deformaciones del eje del agitador con valores cercanos a la realidad. Este pasa por realizar simulaciones fluidodinámicas del tipo transitorio y bifásicas, en las cuales se tiene en cuenta el volumen tanto del fluido como del aire. Las fuerzas implicadas en la deformación del eje son monitorizadas y transformadas en un espectro de fuerza-frecuencia. Posteriormente, y mediante el uso de un análisis armónico, se estudian las deformaciones del sistema.

Los resultados mostraron que las frecuencias principales a las cuales se producen las deformaciones pueden ser detectadas mediante simulación e indicando si alguna de las frecuencias propias del sistema puede ser excitada. No obstante, el comportamiento de la estructura difiere de lo observado mediante galgas extensométricas. Esto es debido a la idealización del modelo en el software de simulación mecánica, caracterizada principalmente por una rigidez simétrica y por un nivel de amortiguamiento desconocido.

El conocimiento adquirido en simulaciones fluidodinámicas de este tipo de sistemas sirvió a la empresa para establecer mejoras en la configuración de sus agitadores. Mediante simulaciones numéricas y análisis de datos se generaron archivos de cálculo, los cuales permiten posicionar los pisos de palas a una distancia idónea entre ellas y evitando turbulencias que permitan la entrada de aire al

fluido. Estos tienen en cuenta diferentes modelos de pala, velocidad de trabajo y viscosidad y volumen de fluido.

- **Comportamiento dinámico de agitadores.**

Se estudió el comportamiento vibratorio de un agitador bajo diferentes velocidades de funcionamiento y en contacto con agua. Se llevaron a cabo un total de 26 análisis, para los cuales se utilizaron dos de los modelos de pala más significativos para la empresa. En el análisis de firmas se identificaron las fuentes de vibración más importantes y se relacionaron con lo observado a partir de los niveles RMS. Para la empresa, esto resultó ser el primer ensayo experimental y la primera adquisición de información sobre el comportamiento vibratorio de sus equipos.

De forma general, los resultados mostraron que los sensores ubicados en partes rotativas presentan firmas dominadas por el nivel de desequilibrio y la interacción entre álabes y elementos estáticos del depósito. Desde el punto de vista estacionario, y dada la posición de los acelerómetros, se observaron con mayor facilidad frecuencias correspondientes al paso de álabes, velocidad del motor y engranajes, así como frecuencias propias del soporte o eje que puedan verse amplificadas por la generación de turbulencia o armónicos. Es importante destacar que la velocidad de giro del eje, asociada al desequilibrio, fue detectada desde el punto de vista estacionario a partir de las 236rpm. Por tanto, por debajo de estas velocidades resulta recomendable el uso de sondas de desplazamiento para el correcto análisis del desequilibrio.

Al comparar las firmas de ambos modelos de palas se observó lo siguiente. El modelo A, formado por dos álabes, genera un desequilibrio hidráulico que aumenta en casi tres veces al instalar un segundo piso del mismo modelo. Por el contrario, el uso del modelo de pala formado por tres álabes mejora comportamiento fluidodinámico del sistema, disminuyendo considerablemente su nivel de desequilibrio hidráulico. Este desequilibrio, que resulta ser casi cuatro veces menor al modelo A, puede mantenerse casi invariable al sumar un segundo piso de palas. El hecho de que la mayor parte de la fuente del desequilibrio de ambos modelos fuera hidráulica, y no mecánica, se observó mediante un análisis de ambos girando en aire.

Las firmas analizadas demuestran que en la etapa de diseño es importante conocer las características dinámicas del sistema de agitación por completo. La primera frecuencia propia o velocidad crítica de un agitador puede ser amplificada por una característica propia del diseño de pala,

como es su número de álabes. Este genera un armónico de la velocidad de rotación que es capaz de amplificar esta frecuencia propia trabajando a velocidades inferiores a la de resonancia. De la misma manera, la segunda frecuencia propia del agitador puede verse amplificada por un segundo piso de palas y las fuerzas que genera esta. Finalmente, frecuencias propias del soporte pueden ser amplificadas por la acción de turbulencia o la velocidad de giro del accionamiento. Por tanto, esta información debe ser tenida en cuenta y analizada en la etapa de diseño, y a la hora de establecer rangos de trabajo recomendados por el fabricante.

- **Implementación de la tecnología**

Los ensayos experimentales presentados fueron llevados cabo con la mayor variedad de sensores posibles y ubicados en diferentes posiciones del agitador. Esto permitió conocer el comportamiento del agitador de manera completa y desde diferentes puntos de vista. Así mismo, la empresa adquirió una información muy valiosa en cuanto a la adquisición, análisis y a la interpretación de señales de diferentes sensores, ya sean de deformación, velocidad o aceleración.

Los resultados obtenidos permitieron establecer unas necesidades mínimas en cuanto a hardware y software para poder realizar análisis de vibraciones en planta o de manera remota en casa del cliente. Permitiendo, de esta manera, obtener la información más relevante del sistema al menor coste posible. Esto hizo posible la adquisición, por parte de Vak Kimsa S.A., del hardware y software necesario para el análisis de sistemas de agitación en planta.

Se llevaron a cabo una serie de análisis en agitadores bajo algunas de las condiciones de fallo típicas, como son la deformación inicial de ejes, deformación de álabes o la fijación incorrecta del sistema en la estructura soporte. Para cada una se identificaron las frecuencias más importantes en las firmas y las variaciones presentadas respecto al agitador bajo las condiciones de calidad exigidas por la empresa. A su vez, se demostró una vez más la importancia de la monitorización de estos sistemas dada la dificultad, desde el punto de vista cualitativo, de observar aumentos de vibración o deformación del agitador bajo alguno de estos problemas. A raíz de esto, se mejoraron algunos de los criterios de calidad de la empresa, estableciendo rangos de deformación máxima admisible del eje en función de la velocidad nominal del agitador.

- **Gestión de datos**

A partir del presente estudio se generó un manual para la adquisición, análisis e interpretación de señales y se estableció un protocolo de análisis de vibraciones de manera que sirvieran como documentos base para la formación de personal de la empresa y el correcto uso de la información obtenida.

Se estableció como normal general el estudio del comportamiento dinámico de agitadores con velocidades superiores a las 1400rpm, así como el estudio numérico de sus frecuencias y modos propios. El análisis experimental adquirió tal importancia que pasó a ser una etapa más en la producción de equipos de agitación, por lo que se construyeron nuevas plataformas de ensayos de agitadores y un depósito de pruebas de 25000 litros de capacidad.

Gracias a esto, durante el último año de estudio se realizaron más de 30 análisis en diferentes agitadores, todos ellos en contacto con agua. En base a los datos adquiridos, se han podido dar los primeros pasos para establecer una normativa de vibraciones de agitadores, estableciendo niveles de vibración adecuados en base al modelo de pala, número de pisos y potencia. A medida que el número de análisis aumente, la empresa será capaz de ampliar y mejorar su base datos sobre el comportamiento vibratorio de sus equipos de agitación, teniendo en cuenta otros aspectos relevantes como son la longitud del eje y el fluido de trabajo.

Teniendo los conocimientos teóricos y prácticos necesarios para ofrecer un servicio de diagnóstico de agitadores, se estableció contacto con un fabricante de soluciones para la Industria 4.0. Este ofreció a Vak Kimsa S.A. el acceso a un sistema de adquisición de prueba, con todos los elementos y capacidades necesarias para poder realizar un análisis remoto a través de una conexión a internet. El sistema fue probado en un agitador en funcionamiento y se pudo establecer conexión desde fuera de la empresa, visualizando firmas, valores RMS y pudiendo configurar niveles de alarma y pre-alarma.





## Referencias

- [1] "EKATO." <https://www.ekato.com/en-us/> (accessed Sep. 19, 2018).
- [2] A. Hydro, "DIA TECH Monitoring and Diagnosis System." Accessed: Sep. 19, 2018. [Online]. Available: [www.andritz.com](http://www.andritz.com).
- [3] "Bilfinger Industrial Services." <http://www.is-ch.bilfinger.com/en/services/maintenance/> (accessed Sep. 19, 2018).
- [4] P. D. E. L. S. S. Reinhard Geissbauer, *How industry leaders build integrated operations ecosystems to deliver end-to-end customer solutions*. 2017.
- [5] B. Villaz, G. I. L. Presidente, O. Industria, A. Dur, and C. Excelencia, "Industria Conectada 4.0 - II ESTUDIO SMART INDUSTRY 4.0," 2019, [Online]. Available: <https://www.industriaconectada40.gob.es/difusion/noticias/Paginas/II-ESTUDIO-SMART-INDUSTRY-4-0-.aspx>.
- [6] F. Arteaga, "La cuarta revolución industrial (4RI): un enfoque de seguridad nacional."
- [7] A. Daecher, B. Sniderman, M. Cotteleer, and T. Murphy, "The industry 4.0 paradox overcoming disconnects on the path to digital transformation," p. 44, 2018.
- [8] G. J. Pollard, "Fluid loadings on mixing equipment: Comparative laboratory work (stage 1)," 1979.
- [9] G. J. Pollard, "Fluid loadings on mixing equipment: comparative laboratory (stage 2)," Cranfield, England, 1981.
- [10] Z. Cai, A. Eaglesham, and Z. Gao, "Effects of bubbly flow on bending moment acting on the shaft of a gas sparged vessel stirred by a Rushton turbine," *Chinese J. Chem. Eng.*, vol. 23, no. 3, pp. 482–489, 2015.
- [11] B. Cooker and R. M. Nedderman, "A theory of the mechanics of the helical ribbon powder agitator," *Powder Technol.*, vol. 50, no. 1, pp. 1–13, 1987.
- [12] N. R. Kippers and A. G. L. Holloway, "Experiments on the whirling of pitched blade impellers in

- baffled mixing vessels," *J. Fluids Struct.*, vol. 49, pp. 29–52, Aug. 2014, doi: 10.1016/J.JFLUIDSTRUCTS.2014.03.017.
- [13] J. Kratěna, I. Fořt, O. Brůha, and J. Pavel, "Distribution of dynamic pressure along a radial baffle in an agitated system with standard Rushton turbine impeller," *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 79, no. 8, pp. 819–823, 2001.
- [14] C. Kuncewicz and M. Pietrzykowski, "Hydrodynamic model of a mixing vessel with pitched-blade turbines," *Chem. Eng. Sci.*, vol. 56, no. 15, pp. 4659–4672, 2001.
- [15] Y. Liang, Z. Gao, W. Zhao, and Z. Cai, "Coupling simulation of fluid structure interaction in the stirred vessel with a pitched blade turbine," *Chinese J. Chem. Eng.*, vol. 26, no. 5, pp. 922–929, 2018.
- [16] R. J. Weetman and B. Gigas, "Mixer mechanical design-fluid forces," in *Proceedings of the 19th international pump users symposium*, 2002.
- [17] K. Van't Riet, W. Bruijn, and J. M. Smith, "Real and pseudo-turbulence in the discharge stream from a Rushton turbine," *Chem. Eng. Sci.*, vol. 31, no. 6, pp. 407–412, 1976.
- [18] R. Escudié, D. Bouyer, and A. Liné, "Characterization of trailing vortices generated by a Rushton turbine," *AIChE J.*, vol. 50, no. 1, pp. 75–86, 2004.
- [19] G. C. Cudmore, A. G. L. Holloway, and A. G. Gerber, "A model of impeller whirl for baffled mixing vessels," *J. Fluids Struct.*, vol. 54, pp. 719–742, Apr. 2015, doi: 10.1016/J.JFLUIDSTRUCTS.2015.01.010.
- [20] A. W. Nienow, M. F. Edwards, and N. Harnby, *Mixing in the process industries*. Butterworth-Heinemann, 1997.
- [21] E. L. Paul, V. A. Atiemo-Obeng, and S. M. Kresta, *Handbook of industrial mixing: science and practice*. John Wiley & Sons, 2004.
- [22] V. A. Atiemo-Obeng, S. M. Kresta, and E. L. Paul, *Handbook of Industrial Mixing*. John Wiley & Sons, Incorporated, 2004.
- [23] EKATO, "Handbook of mixing technology." EKATO Ruehr-und Mischtechnik GmbH Schopfheim, 1991.

- [24] D. S. Dickey and J. B. Fasano, "Mechanical design of mixing equipment," *Handb. Ind. Mix. Sci. Pract.*, pp. 1247–1332, 2004.
- [25] C. c Sonsino, "Multiaxial fatigue of welded shaft-flange connections of stirrers under random non-proportional torsion and bending," in *ICBMFF3*, 1990.
- [26] R. W. Fuller *et al.*, "Failure analysis of AISI 304 stainless steel shaft," *Eng. Fail. Anal.*, vol. 15, no. 7, pp. 835–846, 2008.
- [27] C. Karaagac and M. E. Toygar, "Fracture and fatigue analysis of an agitator shaft with a circumferential notch," *Eng. Fract. Mech.*, vol. 73, no. 14, pp. 2034–2052, 2006.
- [28] S. Zangeneh, M. Ketabchi, and A. Kalaki, "Fracture failure analysis of AISI 304L stainless steel shaft," *Eng. Fail. Anal.*, vol. 36, pp. 155–165, 2014.
- [29] M. S. Lebold *et al.*, "Using torsional vibration analysis as a synergistic method for crack detection in rotating equipment," in *Proceedings of the Aerospace Conference*, 2004, vol. 6, pp. 3517–3527.
- [30] K. Maynard and M. Trethewey, "Blade and shaft crack detection using torsional vibration measurements part 3: field application demonstrations," *Noise Vib. Worldw.*, vol. 32, no. 11, pp. 16–23, 2001.
- [31] K. P. Maynard and M. Trethewey, "Blade and shaft crack detection using torsional vibration measurements Part 1: Feasibility studies," *Noise Vib. Worldw.*, vol. 31, no. 11, pp. 9–15, 2000.
- [32] D. Satpute, P. Baviskar, P. Gandhi, M. Chavanke, and T. Aher, "Crack Detection in Cantilever Shaft Beam Using Natural Frequency," *Mater. Today Proc.*, vol. 4, no. 2, pp. 1366–1374, 2017.
- [33] A. S. Sekhar and B. S. Prabhu, "Effects of coupling misalignment on vibrations of rotating machinery," *J. Sound Vib.*, vol. 185, no. 4, pp. 655–671, 1995, doi: <https://doi.org/10.1006/jsvi.1995.0407>.
- [34] A. K. Jalan and A. R. Mohanty, "Model based fault diagnosis of a rotor–bearing system for misalignment and unbalance under steady-state condition," *J. Sound Vib.*, vol. 327, no. 3, pp. 604–622, 2009, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2009.07.014>.
- [35] A. Simm, Q. Wang, S. Huang, and W. Zhao, "Laser based measurement for the monitoring of

- shaft misalignment,” *Measurement*, vol. 87, pp. 104–116, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2016.02.034>.
- [36] J. Wang, R. X. Gao, and R. Yan, “A hybrid approach to bearing defect diagnosis in rotary machines,” *CIRP J. Manuf. Sci. Technol.*, vol. 5, no. 4, pp. 357–365, 2012, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cirpj.2012.09.009>.
- [37] N. H. Chandra and A. S. Sekhar, “Fault detection in rotor bearing systems using time frequency techniques,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 72–73, pp. 105–133, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2015.11.013>.
- [38] S. Madhavan, R. Jain, C. Sujatha, and A. S. Sekhar, “Vibration based damage detection of rotor blades in a gas turbine engine,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 46, pp. 26–39, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2014.07.021>.
- [39] C. Wang, D. Zhang, Y. Ma, Z. Liang, and J. Hong, “Theoretical and experimental investigation on the sudden unbalance and rub-impact in rotor system caused by blade off,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 76–77, pp. 111–135, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2016.02.054>.
- [40] K. P. Maynard and M. Trethewey, “Blade and shaft crack detection using torsional vibration measurements part 2: resampling to improve effective dynamic range,” *Noise Vib. Worldw.*, vol. 32, no. 2, pp. 23–26, 2001.
- [41] D. Shi, Y. Liang, A. Eaglesham, and Z. Gao, “Effect of the impeller imbalance on the bending moment acting on a shaft in a stirred vessel,” *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 92, no. 11, pp. 2191–2200, 2014.
- [42] H. Ma, D. Wang, X. Tai, and B. Wen, “Vibration response analysis of blade-disk dovetail structure under blade tip rubbing condition,” *J. Vib. Control*, vol. 23, no. 2, pp. 252–271, 2017.
- [43] M. Shahgholi, S. E. Khadem, and S. Bab, “Free vibration analysis of a nonlinear slender rotating shaft with simply support conditions,” *Mech. Mach. Theory*, vol. 82, pp. 128–140, Dec. 2014, doi: [10.1016/J.MECHMACHTHEORY.2014.08.005](https://doi.org/10.1016/J.MECHMACHTHEORY.2014.08.005).
- [44] M. Fischer and K. Strohmeier, “Fluid-Structure Interaction of Stirrers in Mixing Vessels-Part I: Development of the Mechanical Model ASME PVP Emerging Technologies in Fluids,” *Struct.*

---

*Fluid/Structure Interact. Vancouver, BC, Canada, August*, vol. 4, 2002.

- [45] R. D. Blevins and R. Plunkett, "Formulas for Natural Frequency and Mode Shape," *J. Appl. Mech.*, vol. 47, no. 2, pp. 461–462, Jun. 1980, [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1115/1.3153712>.
- [46] M. Bossio *et al.*, "Numerical study on the influence of acoustic natural frequencies on the dynamic behaviour of submerged and confined disk-like structures," *J. Fluids Struct.*, vol. 73, 2017, doi: 10.1016/j.jfluidstructs.2017.05.008.
- [47] A. Presas, D. Valentin, E. Egusquiza, C. Valero, and U. Seidel, "On the detection of natural frequencies and mode shapes of submerged rotating disk-like structures from the casing," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 60, pp. 547–570, 2015.
- [48] D. Valentín, A. Presas, E. Egusquiza, and C. Valero, "Experimental study on the added mass and damping of a disk submerged in a partially fluid-filled tank with small radial confinement," *J. Fluids Struct.*, vol. 50, pp. 1–17, 2014.
- [49] E. Egusquiza, C. Valero, Q. Liang, M. Coussirat, and U. Seidel, "Fluid added mass effect in the modal response of a pump-turbine impeller," in *ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, 2009, pp. 715–724.
- [50] A. Presas, C. Valero, X. Huang, E. Egusquiza, M. Farhat, and F. Avellan, "Analysis of the dynamic response of pump-turbine runners-Part I: Experiment," in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2012, vol. 15, no. 5, p. 52015.
- [51] D. Valentín, A. Presas, E. Egusquiza, C. Valero, and M. Bossio, "Dynamic response of the MICA runner. Experiment and simulation," *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 813, no. 1, 2017, doi: 10.1088/1742-6596/813/1/012036.
- [52] M. del C. Valero Ferrando, X. Huang, E. Egusquiza Estévez, M. Farhat, and F. Avellan, "Modal behavior of a reduced scale pump-turbine impeller. Part II. Numerical Simulation," in *Proceedings 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, 2010, pp. 926–934.
- [53] K. Strohmeier and R. Hölzl, "Vibrational Damage to a Bio-Reactor," *Chem. Eng. Technol.*, vol.

- 21, no. 4, pp. 365–367, 1998.
- [54] H. Narvekara and V. Bhosalea, “Integrity Check and Vibration Study for Agitator Vessel by FEA.”
- [55] S. Raval and A. G. L. Holloway, “Experimental study of dual-impeller string vibration in a baffled mixing vessel,” *Int. J. Press. Vessel. Pip.*, Feb. 2018, doi: 10.1016/J.IJPVP.2018.02.004.
- [56] J. Hua, S. Z. Zhou, J. Q. Wang, F. P. Zhong, and X. X. Wei, “Modal Test and Finite Element Analysis of Sand Blender’s Agitator,” in *Advanced Materials Research*, 2010, vol. 139, pp. 2359–2363.
- [57] W. H. Walston, W. F. Ames, and L. G. Clark, “Dynamic Stability of Rotating Shafts in Viscous Fluids,” *J. Appl. Mech.*, vol. 31, no. 2, pp. 291–299, Jun. 1964, [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1115/1.3629600>.
- [58] T. Berger, B. Eckl, and K. Strohmeier, “Fluid-Structure Interaction of Stirrers in Mixing Vessels: Part II—Fully Coupled Simulation,” in *ASME 2002 Pressure Vessels and Piping Conference*, 2002, pp. 127–131.
- [59] J. Boppert, T. Berger, and K. Strohmeier, “Investigation of Vibrations of Different Mixing Stirrer Heads considering Fluid-Structure Interaction Semestrial Thesis,” *Inst. Press. Vessel. Plant Des. TU Mtinchen, Ger.*, 2001.
- [60] V. Uhl, “Mixing V1: Theory And Practice,” 2012, Accessed: Apr. 16, 2020. [Online]. Available: [https://books.google.com/books?hl=ca&lr=&id=8\\_OQOIXrHBkC&oi=fnd&pg=PP1&dq=Mixing+theory+and+practice+Uhl&ots=BO0MPrbN-5&sig=c486Sjj1aJHcHwyPx1dx3zFRX\\_g](https://books.google.com/books?hl=ca&lr=&id=8_OQOIXrHBkC&oi=fnd&pg=PP1&dq=Mixing+theory+and+practice+Uhl&ots=BO0MPrbN-5&sig=c486Sjj1aJHcHwyPx1dx3zFRX_g).
- [61] G. B. Tatterson, *Fluid Mixing And Gas Dispersion In Agitated Tanks*. 1991.
- [62] L. Liu, “Advances in Industrial Mixing: A Companion to the Handbook of Industrial Mixing,” *Johnson Matthey Technol. Rev.*, 2017, doi: 10.1595/205651317x696225.
- [63] P. J. Cullen, *Food Mixing: Principles and Applications*. 2009.
- [64] “Miscibilidad - Wikipedia, la enciclopedia libre.” <https://es.wikipedia.org/wiki/Miscibilidad> (accessed Feb. 08, 2021).
- [65] J. M. Cimbala and Y. a. Cengel, “Mecánica de Fluidos: Fundamentos y Aplicaciones,” *McGrawHill*, 2001, doi: 10.1017/CBO9781107415324.004.

- [66] R. Mezaki, M. Mochizuki, and K. Ogawa, *Engineering Data on Mixing*. 2000.
- [67] N. Harnby, M. F. Edwards, and A. W. Nienow, "Mixing in the process industries.," 1985, doi: 10.1016/b978-0-7506-3760-2.x5020-3.
- [68] S. Ghorbanian and F. Abadi, "The Role of Rheology in the Flow and Mixing of Complex Fluids," 2017.
- [69] M. F. Edwards, "Laminar flow and distributive mixing.," 1985, doi: 10.1016/b978-075063760-2/50032-9.
- [70] "Hèlixs - Vak Kimsa S.A." <https://vakkimsa.com/ca/productes/agitadors/helixs/> (accessed Apr. 09, 2020).
- [71] J. R.-C. E. Prog. and undefined 1950, "Power characteristics of mixing impellers Part 1," *ci.nii.ac.jp*, Accessed: Apr. 09, 2020. [Online]. Available: <https://ci.nii.ac.jp/naid/10026131076/>.
- [72] D. R. Woods, *Rules of Thumb in Engineering Practice*. 2007.
- [73] R. P. Chhabra and J. F. Richardson, *Non-newtonian flow and applied rheology*. 2008.
- [74] E. Ludwig, *Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants, V2*. 1953.
- [75] "Mixing 101: Baffled by Baffles? | Dynamix Agitators." <https://www.dynamixinc.com/baffled-by-baffles> (accessed Apr. 15, 2020).
- [76] R. K. Grenville, J. J. Giacomelli, G. Padron, and D. A. R. Brown, "Mixing: Impeller performance in stirred tanks," *Chem. Eng. (United States)*, 2017.
- [77] A. B. Metzner and R. E. Otto, "Agitation of non-Newtonian fluids," *AIChE J.*, vol. 3, no. 1, pp. 3–10, 1957, doi: 10.1002/aic.690030103.
- [78] A. Bakker, L. G.-C. engineering progress, and undefined 1995, "Properly choose mechanical agitators for viscous liquids," *bakker.org*, Accessed: Apr. 08, 2020. [Online]. Available: <http://www.bakker.org/cfm/publications/viscous.pdf>.
- [79] A. W. Nienow, "On impeller circulation and mixing effectiveness in the turbulent flow regime," *Chem. Eng. Sci.*, vol. 52, no. 15, pp. 2557–2565, Aug. 1997, doi: 10.1016/S0009-2509(97)00072-



- 9.
- [80] Z. Jaworski, A. Nienow, E. K.-... research & design, and undefined 1991, "A LDA study of turbulent flow in a baffled vessel agitated by a pitched blade turbine," *pascal-francis.inist.fr*, Accessed: Apr. 12, 2020. [Online]. Available: <https://pascal-francis.inist.fr/vibad/index.php?action=getRecordDetail&idt=4944068>.
- [81] G. RK and T. JN, "A New Theory Improves the Correlation of Blend Time Data from Turbulent Jet Mixed Vessels," *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 74, no. 3, pp. 390–396, 1996.
- [82] H. Hartmann, J. J. Derksen, and H. E. A. van den Akker, "Mixing times in a turbulent stirred tank by means of LES," *AIChE J.*, vol. 52, no. 11, pp. 3696–3706, Nov. 2006, doi: 10.1002/aic.10997.
- [83] G. Montante, M. Moštek, M. Jahoda, and F. Magelli, "CFD simulations and experimental validation of homogenisation curves and mixing time in stirred Newtonian and pseudoplastic liquids," in *Chemical Engineering Science*, Apr. 2005, vol. 60, no. 8-9 SPEC. ISS., pp. 2427–2437, doi: 10.1016/j.ces.2004.11.020.
- [84] J. M. Bujalski, Z. Jaworski, W. Bujalski, and A. W. Nienow, "The influence of the addition position of a tracer on CFD simulated mixing times in a vessel agitated by a Rushton turbine," *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 80, no. 8, pp. 824–831, 2002, doi: 10.1205/026387602321143354.
- [85] C. Haringa, R. Vandewijer, and R. F. Mudde, "Inter-compartment interaction in multi-impeller mixing: Part I. Experiments and multiple reference frame CFD," *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 136, pp. 870–885, Aug. 2018, doi: 10.1016/j.cherd.2018.06.005.
- [86] S. Murthy and S. Jayanti, "CFD study of power and mixing time for paddle mixing in unbaffled vessels," *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 80, no. 5, pp. 482–498, Jul. 2002, doi: 10.1205/026387602320224067.
- [87] "EKATO. The Book: Chem. Ing. Tech. 5/2013," *Chemie Ing. Tech.*, 2013, doi: 10.1002/cite.201390041.
- [88] Techniques de l'Ingénieur, "Techniques de l'Ingénieur," <Http://Www.Techniquesingenieur.Fr/Html/Les+Cendres+Volantes>, 2012.
- [89] R. Bott, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. 2014.

- [90] J. Y. Oldshue, *Fluid mixing technology*. McGraw-Hill, 1983.
- [91] “Shaft Design | Bending | Stress (Mechanics).” <https://es.scribd.com/document/216626061/Shaft-Design> (accessed May 12, 2020).
- [92] W. E. Boyce and R. DiPrima C., *Ecuaciones diferenciales y problemas con valores en la frontera*. México [etc.] : Limusa Wiley, 2010.
- [93] G. D. White, *Introduction to machine vibration*. Reliabilityweb.com, 2008.
- [94] E. E. Estévez and E. UPC, *Comportament dinàmic de màquines hidràuliques*. Edicions UPC, 2003.
- [95] J. M. M. Silva, “Machinery Vibration Measurements and Analysis,” in *Vibration and Wear in High Speed Rotating Machinery*, 1990.
- [96] “Modal analysis of a damped MDoF system,” pp. 123–139, Jan. 2001, doi: 10.1016/B978-075065079-3/50006-1.
- [97] J. He and Z.-F. Fu, “7 - Frequency response function measurement,” J. He and Z.-F. B. T.-M. A. Fu, Eds. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001, pp. 140–158.
- [98] D. J. Ewins and H. Saunders, “Modal Testing: Theory and Practice,” *J. Vib. Acoust.*, 1986, doi: 10.1115/1.3269294.
- [99] A. Presas, D. Valentin, E. Egusquiza, C. Valero, M. Egusquiza, and M. Bossio, “Accurate determination of the frequency response function of submerged and confined structures by using PZT-patches,” *Sensors (Switzerland)*, vol. 17, no. 3, 2017, doi: 10.3390/s17030660.
- [100] Y. Bavafa-Toosi, “7 - Bode diagram,” Y. B. T.-I. to L. C. S. Bavafa-Toosi, Ed. Academic Press, 2017, pp. 577–635.
- [101] Q. W. Liang, C. G. Rodríguez, E. Egusquiza, X. Escaler, M. Farhat, and F. Avellan, “Numerical simulation of fluid added mass effect on a francis turbine runner,” *Comput. Fluids*, vol. 36, no. 6, pp. 1106–1118, 2007.
- [102] C. G. Rodriguez, P. Flores, F. G. Pierart, L. R. Contzen, and E. Egusquiza, “Capability of structural–acoustical FSI numerical model to predict natural frequencies of submerged structures with nearby rigid surfaces,” *Comput. Fluids*, vol. 64, pp. 117–126, 2012.

- [103] X. Huang, C. Valero, E. Egusquiza, A. Presas, and A. Guardo, "Numerical and experimental analysis of the dynamic response of large submerged trash-racks," *Comput. Fluids*, vol. 71, pp. 54–64, 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2012.09.016>.
- [104] D. B. Woyjak, *Acoustic and Fluid Structure Interaction*. Houston, TX.: Swanson Analysis Systems, Inc., 1992.
- [105] ANSYS, *ANSYS Mechanical User's Guide*. Cononsburg, USA, 2017.
- [106] X. Escaler, O. De La Torre, and J. Goggins, "Experimental and numerical analysis of directional added mass effects in partially liquid-filled horizontal pipes," *J. Fluids Struct.*, vol. 69, pp. 252–264, Feb. 2017, doi: [10.1016/j.jfluidstructs.2017.01.001](https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2017.01.001).
- [107] ANSYS, "ANSYS CFX-Solver Theory Guide," vol. 15317, no. April, pp. 724–746, 2009.
- [108] E. Egusquiza, *Comportament dinàmic de màquines hidràuliques*. Barcelona : Edicions UPC, 2003.
- [109] "ISO 20816-1:2016 Mechanical vibration -- Measurement and evalu..." <https://www.aenor.com/normas-y-libros/buscador-de-normas/iso/?c=063180> (accessed May 24, 2020).
- [110] M. Gerdes, *Health Monitoring for Aircraft Systems using Decision Trees and Genetic Evolution*. 2019.
- [111] U. Leturiondo, *Hybrid Modelling in Condition Monitoring*. 2016.

