

03072



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

UNIDAD ACADÉMICA DE LOS CICLOS PROFESIONALES Y DE
POSGRADO DEL COLEGIO DE CIENCIAS Y HUMANIDADES
INSTITUTO DE BIOTECNOLOGIA

4
28

FALLA DE ORIGEN

DISEÑO Y CARACTERIZACION DE UN SISTEMA
PARA LA DETERMINACION INDEPENDIENTE
DEL CONSUMO DE POTENCIA DE IMPULSORES
MÚLTIPLES EN TANQUES AGITADOS

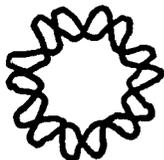
T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:

MAESTRO EN BIOTECNOLOGIA

P R E S E N T A :

IBQ. BEATRIZ CASTRO GARCIA DE LA CADENA



CUERNAVACA, MOR.

SEPTIEMBRE DE 1995



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

El presente trabajo fue realizado en el Departamento de Bioingeniería del Instituto de Biotecnología de la Universidad Nacional Autónoma de México, en el Programa de Posgrado en Biotecnología de la UACPyP-CCH/UNAM, bajo la tutoría del Dr. Enrique Galindo Fentanes. Este trabajo fue financiado parcialmente por el CONACyT, la DGAPA-UNAM, el PNUD y la Comunidad Económica Europea.

*A mis padres Carolina y Segilfredo,
a mi hermano Alberto y
a mi tía Elsa*

*Gracias por su amor y su apoyo
incondicional en todo momento*

*A Rocio, Gaby, Anabel, Lolis, Nuria,
Arturo, Juan, Rubén y Toño*

*Gracias por su amistad y por los momentos
tan gratos que hemos pasado juntos*

AGRADECIMIENTOS

Mi agradecimiento a las personas que colaboraron en el diseño y construcción del equipo:

Ing. Gabriel Ascanio
Mr. Sidney Chatwin
M. en B. Alfredo Martínez

A la M. en C. Rosa Obdulia González, por su ayuda y asesoría en el análisis estadístico

Al Prof. Alvin W. Nienow por permitirme realizar una estancia de investigación con su grupo en la Universidad de Birmingham

Al Dr. Ashraf Amanullah por sus comentarios y ayuda para la realización de experimentos en la Planta Piloto y la Unidad de Mezclado de la Universidad de Birmingham

A los miembros del Jurado, por la revisión del manuscrito de tesis,
por sus críticas y comentarios:

Dr. Enrique Galindo
Dr. Edmundo Brito
Dr. O. Tonatiuh Ramírez
Dr. Rafael Vázquez
Dr. José Saniger

Al Dr. Enrique Galindo por aceptarme en su grupo de investigación, por todo el apoyo que recibí para la realización de esta tesis

Al Dr. Leobardo Serrano, por sus comentarios y ayuda en el análisis e interpretación de resultados y por su apoyo

Un agradecimiento muy especial al M. en B. Alfredo Martínez y al Dr. Edmundo Brito por sus críticas y comentarios al trabajo, por sus consejos acerca del camino a seguir en mi formación académica y por su amistad

INDICE GENERAL

Indice general	v
Indice de figuras	viii
Indice de tablas	xi
Nomenclatura	xii
I. Resumen	1
II. Introducción	4
III. Antecedentes	7
3.1 Mezclado	7
3.2 Tanque agitado mecánicamente	9
3.3 Consumo de potencia	11
3.3.1 Consumo de potencia en condiciones aireadas	14
3.4 Factores geométricos que afectan el suministro de potencia	16
3.4.1 Separación entre impulsores en sistemas múltiples	18
3.5 Sistemas para determinación del consumo de potencia	20
3.5.1 Mediciones eléctricas	21
3.5.2 Dinamómetros	29
3.5.3 Torquímetros	34
3.5.4 Mediciones calorimétricas	38
3.5.5 Sistemas de sensores de esfuerzos y telemetría	41
3.5.6 Ventajas y desventajas de los diferentes sistemas para medición de consumo de potencia	46
IV. Objetivos	50
V. Bases de diseño y descripción del sistema	51
5.1 Criterios y parámetros de diseño	51
5.2 Sistema mecánico	52
5.2.1 Estructura	52
5.2.2 Sistema motriz	54
5.2.3 Tanque y chaqueta	55
5.2.4 Flecha de agitación	55
5.2.5 Soporte de la flecha	57
5.2.6 Panel de instrumentación	59

5.2.7 Impulsores	59
5.3 Sistema de telemetría y sensores de esfuerzos	61
5.3.1 Sensores de esfuerzo (<i>strain gauges</i>)	61
5.3.2 Características de los sensores de esfuerzo	63
5.3.3 Sistema de telemetría	65
5.3.4 Balanceo del puente de los sensores de esfuerzo	67
VI. Metodología	71
6.1 Calibración estática de los sensores de esfuerzos	71
6.2 Criterios para asignar la separación entre impulsores de un sistema múltiple	71
6.3 Caracterización del sistema	73
6.3.1 Efecto de la posición del impulsor sobre la señal generada por los sensores de esfuerzos	73
6.3.2 Determinación de la reproducibilidad en las lecturas	73
6.3.3 Determinación de la histéresis	74
6.3.4 Determinación de la deriva de la señal (<i>drift</i>)	74
6.3.5 Determinación de la precisión en las lecturas	74
6.4 Metodología estadística (análisis de paralelismo)	75
6.5 Calibración estática con tres impulsores	77
6.6 Determinación de las pérdidas de energía por fricción	77
6.7 Pruebas dinámicas	78
6.8 Mediciones de consumo de potencia en un sistema de dos sensores de esfuerzos (T61)	78
VII. Resultados y discusión	83
7.1 Calibración estática de los sensores de esfuerzos con un impulsor	83
7.2 Caracterización del sistema de sensores de esfuerzos	85
7.2.1 Efecto de la posición del impulsor	85
7.2.2 Rango de operación	90
7.2.3 Reproducibilidad	91
7.2.4 Histéresis	91
7.2.5 Deriva de la señal (<i>drift</i>)	92
7.2.6 Precisión	93
7.3 Calibración estática con tres impulsores	93

7.4 Medición de las pérdidas de energía debidas a la fricción	98
7.5 Pruebas dinámicas	104
7.5.1 Pruebas en condiciones no aireadas	104
7.5.2 Pruebas en condiciones gaseadas	109
VIII. Conclusiones	114
8.1 Diseño mecánico	114
8.2 Montaje del sistema de sensores de esfuerzos y telemetría	114
8.3 Calibración y caracterización del sistema	115
8.4 Evaluación de las pérdidas de energía causadas por fricción	117
8.5 Dinámica del sistema de dos sensores de esfuerzos	117
8.6 Comparación entre el funcionamiento y las respuestas obtenidas con los sistemas de dos y tres sensores de esfuerzos	117
8.7 Pruebas con fluidos Newtonianos y no Newtonianos en el sistema de dos sensores de esfuerzos (T61)	118
8.8 Conclusiones generales	118
IX. Sugerencias	120
X. Bibliografía	122
XI. Anexos	131
A. Planos del equipo	132
B. Análisis de paralelismo para el sensor de esfuerzos intermedio	137
C. Análisis de paralelismo para el sensor de esfuerzos superior	139
D. Análisis de paralelismo para determinar la reproducibilidad en las curvas de calibración.	144

INDICE DE FIGURAS

Número	Página
3.1	15
3.2	16
3.3	19
3.4	20
3.5	23
3.6	23
3.7	26
3.8	26
3.9	28
3.10	28
3.11	32
3.12	32
3.13	33
3.14	35
3.15	36
3.16	42

3.17	Variación del número de potencia total e individual en función de la separación entre el impulsor inferior e intermedio (Chang, 1993)	44
3.18	Comparación del número de potencia gaseada vs número de Reynolds para los datos obtenidos de la etapa final de una fermentación de goma xantana, así como los datos provenientes de un tanque con soluciones acuosas de xantana (Torrestiana <i>et al</i> , 1991)	45
3.19	Porcentaje de oxígeno disuelto, velocidad de agitación y suministro de potencia durante una fermentación <i>fed-batch</i> de goma xantana (Xueming <i>et al</i> , 1991)	46
5.1	Vista frontal y lateral del equipo	53
5.2	Acercamiento del transmisor y antena aérea	56
5.3	Acercamiento de la flecha y sensores de esfuerzos	58
5.4	Acercamiento del buje inferior y el difusor de aire	60
5.5	Principio de funcionamiento de un sensor de esfuerzo de resistencia adherida	62
5.6	Esquema de un sensor de esfuerzos tipo hoja (<i>foil strain gauge</i>)	64
5.7	Esquema del equipo y la posición de los sensores de esfuerzos sobre la flecha de agitación	66
5.8	Puente entre los sensores de esfuerzos y el transmisor	69
6.1	Arreglo utilizado para la calibración estática	72
6.2	Esquema del tanque de mezclado T61, que cuenta con dos sensores de esfuerzos montados sobre la flecha de agitación	80
7.1	Curvas de calibración para los tres sensores de esfuerzos en las modalidades de alta y baja sensibilidad	83
7.2	Esquema de la posición de los impulsores ($\Delta C/D=1.5$) y de los sensores de esfuerzos colocados sobre la flecha de agitación	86
7.3	Efecto de la distancia del impulsor al sensor sobre la señal de respuesta de cada sensor de esfuerzo	90
7.4	Reproducibilidad de las curvas de calibración para el sensor de esfuerzos 2	92
7.5	Porcentaje de variación de las mediciones realizadas con los sensores de esfuerzos 2 y 3 en función del torque aplicado	94
7.6	Esquema representando los arreglos geométricos que se establecieron durante el segundo ciclo de calibración con tres turbinas Rushton	96

7.7	Torque originado por la fricción ente el rodamiento inferior y la flecha de agitación a diferentes velocidades de agitación	99
7.8	Torque originado por la fricción en el rodamiento inferior operando en aire, para las modalidades de baja y alta sensibilidad ($D=0.33T$, $\Delta C=1.5D$)	100
7.9	Datos de torque para un sistema de tres turbinas Rushton con el buje inferior estático operando en aire, a diferentes velocidades de agitación	101
7.10	Torque debido a la fricción para un sistema de tres turbinas Rushton y el buje inferior estático, el cual se cubrió con agua hasta el nivel del acoplamiento con la flecha de agitación.	102
7.11	Curva de potencia (P_o vs Re) para un sistema de tres turbinas Rushton operando en agua ($D=0.33T$, $\Delta C=1.5D$, $H=1.73T$)	105
7.12	Curva de potencia (P_o vs Re) para un sistema de dos turbinas Rushton operando en agua, sin aireación ($D=0.33T$, $\Delta C=D$, $H=T$)	107
7.13	Comparación entre la potencia volumétrica para el sistema de tres sensores de esfuerzos ($V=100$ L) y dos sensores de esfuerzos ($V=178$ L), con respecto al número de Reynolds	108
7.14	Cociente entre la potencia medida en condiciones aireadas y no aireadas (P_g/P) para un sistema de turbinas Rushton operando en agua ($D=0.33T$, $H=T$, $\Delta C=D$) para dos diferentes velocidades de aireación ($Q_g=0.5$ y 1 vvm)	110
7.15	Caída de potencia (P_g/P) con respecto al número de aireación (Fl) para dos diferentes flujos de aireación (Q_g)	111
7.16	Caída de potencia (P_g/P) para un sistema de dos turbinas Rushton ($D=0.33T$, $H=T$, $\Delta C=D$), operando en CMC 0.8% (p/p) para dos velocidades de aireación ($Q_g=0.5$ y 1 vvm)	113

INDICE DE TABLAS

Número		Página
3.1	Dimensiones y relaciones geométricas estándar para un fermentador (Quintero, 1981)	17
3.2	Suministro de potencia en función de la separación entre impulsores para un sistema de tres turbinas Rushton (Smith <i>et al</i> , 1987)	19
6.1	Experimentos realizados en el sistema T61 (sistema de dos sensores de esfuerzos)	79
7.1	Modelos obtenidos para las curvas de calibración presentadas en la Figura 7.1 y los coeficientes de regresión que se obtuvieron	84
7.2	Pendientes de los modelos de regresión para calibraciones realizadas con una turbina Rushton colocada a diferentes posiciones sobre la flecha	85
7.3	Resultados del análisis de varianza de la regresión lineal para cada curva de calibración correspondientes al sensor de esfuerzos 2.	87
7.4	Resultados del análisis de varianza para las regresiones lineales correspondientes a la señal de sensor de esfuerzos 3.	88
7.5	Comparación entre dos curvas de calibración obtenidas para el sensor de esfuerzos 2	91
7.6	Pendientes de los modelos de regresión lineal obtenidos durante la calibración estática del sistema con tres turbinas Rushton	95
7.7	Factores de proporcionalidad entre el torque aplicado en condiciones estáticas y la señal de los sensores de esfuerzos, para un sistema de tres turbinas Rushton, $D=0.33T$ y $\Delta C=1.5D$	97
7.8	Promedio y desviación estándar del torque debido a las pérdidas por fricción para un rango de velocidades de agitación de 60-780 rpm.	103
7.9	Parámetros del modelo de Ostwald-De Waele para las soluciones de CMC 0.8% (p/p) en agua, para dos velocidades de aireación (Qg)	112

NOMENCLATURA

A	área de sección transversal de un conductor	[m ²]
a...h	exponentes utilizados en la ecuación 3.3	
B	brazo de palanca	[m]
C	distancia del fondo del tanque al impulsor inferior	[m]
CV	coeficiente de variación estadística	[%]
CME	cuadrado medio del error	[-]
c _p	calor específico	[J/kg °K]
D	diámetro del impulsor	[m]
ΔC	distancia entre agitadores	[cm]
dT	variación en la temperatura	[°K]
dt	variación en el tiempo	[s]
F	fuerza aplicada al impulsor en sentido tangencial	[kgf]
g	aceleración de la gravedad	[m·s ⁻²]
H	altura del líquido en el tanque	[m]
I	intensidad de corriente	[amperes]
K	constante de proporcionalidad de la ecuación 2.1 y 3.3	[-]
K	índice de consistencia [ecuación 6.12]	[Pa·s ⁿ]
K _L a	coeficiente de transferencia de masa interfacial	[h ⁻¹]
K _p	constante que relaciona Po con Re en la zona laminar y que depende de la geometría del sistema	[-]
k _s	constante de Metzner & Otto [ecuación 6.15]	[-]
K _v	coeficiente volumétrico de absorción de oxígeno	[kg·mol/m ³ ·h·atm]
l	largo de la paleta del impulsor	[cm]
M	torque	[Nm]
M _{fluido}	torque generado para producir el movimiento del fluido en el tanque de mezclado	[Nm]
M _{fricción}	torque originado por la fricción entre el buje inferior y la flecha de agitación	[Nm]
M _{medio}	torque cuantificado por medio de los <i>strain gauges</i>	[Nm]
N	velocidad de agitación	[min ⁻¹ o s ⁻¹]

n	índice de flujo [ecuación 6.12]	[-]
n	número de paletas de la turbina de disco	
n_b	número de baffles	
P	potencia	[watts]
p	ángulo de inclinación (<i>pitch</i>) de la paleta del impulsor	[°]
P/V	potencia volumétrica	[watts·m ⁻³]
P_f	factor de potencia	[-]
Q_a	flujo de calor transferido al medio ambiente	
Q_g	flujo de gas al interior del tanque	[m ³ ·s ⁻¹]
R	resistencia del conductor	[ohms]
r	resistividad	
s	desviación estándar	[mV]
T	diámetro del tanque	[m]
V	potencial eléctrico	[volts]
V	volumen del fermentador o tanque de mezclado	[m ³]
V_s	velocidad superficial del gas	[m·h ⁻¹]
w	ancho de la paleta del impulsor	[cm]
w_b	ancho de las mamparas o baffles	[m]
\bar{x}	media estadística para un conjunto de señales de respuesta de los sensores de esfuerzos	[mV]
x	factor de proporcionalidad usado en la ecuación 6.2	[-]
Y	variable dependiente, torque	[Nm]
z	variable independiente, señal de respuesta de los sensores de esfuerzos	[mV]

Números adimensionales

D/T	Parámetro usado en el diseño de fermentadores y tanques de mezclado que se refiere a la relación entre el diámetro del impulsor y del tanque
$Fl=Q/ND^3$	número de aireación
$Fr=N^2D/g$	número de Froude
G	<i>gauge factor</i>
H/T	Parámetro usado en el diseño de fermentadores y tanques de mezclado que se refiere a la relación entre la altura del líquido y el diámetro del tanque.
Pg/P	caída de potencia en condiciones gaseadas
$Po=P/\rho N^3 D^5$	número de potencia
$Re=\rho ND^2/\mu$	número de Reynolds
$Re = \frac{\rho N^{2-n} D^2}{Kk_s^{n-1}}$	número de Reynolds para fluidos pseudoplásticos (ley de la Potencia)

Letras griegas

$\dot{\gamma}_{av}$	velocidad de deformación promedio	[s ⁻¹]
η	viscosidad no Newtoniana	[Pa]
λ	longitud del conductor	[m]
μ	viscosidad	[Pa·s]
μ_p	módulo de Poisson	[-]
ρ	densidad del líquido	[kg·m ⁻³]
ω	velocidad de desplazamiento angular	[s ⁻¹]
τ	esfuerzo de corte	[Pa]

I. RESUMEN

El fermentador agitado mecánicamente es el reactor más utilizado en los procesos biotecnológicos de nivel industrial. Para este diseño, se emplean impulsores que proporcionan la agitación mecánica, es decir, producen el movimiento y mezclado del fluido en el bioreactor. La potencia suministrada al fluido por el sistema de agitación referida al volumen del líquido (P/V), proporciona una estimación de la eficiencia del mezclado. Mientras mayor sea este valor, mayor será la capacidad del sistema de agitación para mezclar el fluido y mejorar los procesos de transferencia de masa.

Los sistemas comerciales utilizados para medir el consumo de potencia por agitación en estos fermentadores, están diseñados para medir el gasto total del sistema, aún cuando se utilicen varios impulsores colocados en la misma flecha. Sin embargo, es importante contar con un sistema de medición de potencia que permita evaluar la contribución individual de cada impulsor en un arreglo múltiple. De esta manera, podrían evaluarse diferentes impulsores o combinaciones de ellos y definir con precisión el arreglo espacial más conveniente para lograr el suministro de potencia óptimo.

Es importante que el sistema de medición de potencia que se utilice, permita discernir entre la potencia suministrada al fluido y las pérdidas de energía debidas a la fricción en el acoplamiento entre la flecha y el motor, así como en baleros, chumaceras y bujes. Estas pérdidas por fricción deberían ser evaluadas y consideradas en la medición final del consumo de potencia.

En el capítulo III (Antecedentes) se incluye una extensa revisión bibliográfica concerniente a los sistemas usados para la medición del consumo de potencia a nivel laboratorio, escala de banco, piloto e industrial. Se discuten las ventajas y desventajas de cada metodología. Esta revisión se presenta con la finalidad de comparar las ventajas y desventajas que tiene la técnica de sensores de esfuerzos y telemetría (la cual fue utilizada en este trabajo) frente al resto de las técnicas reportadas hasta el momento.

En los capítulos siguientes se describen el diseño, caracterización, calibración y validación en agua, de un sistema para la determinación del consumo de potencia en un

tanque agitado con impulsores múltiples. En este caso, la determinación se realiza por medio de un sistema de sensores de esfuerzos (*strain gauges*) y telemetría, cuya principal ventaja es que permite medir, de forma independiente, la potencia suministrada por cada agitador.

Los sensores de esfuerzos generan una señal eléctrica, que es directamente proporcional al torque aplicado. El equipo puede ser operado en dos niveles de sensibilidad dependiendo de los valores de torque esperados. En una primera etapa, se realizó la calibración de los sensores utilizando un único impulsor, con la finalidad de caracterizar la respuesta de cada sensor de esfuerzo de forma individual. Posteriormente, se realizó la calibración aplicando un torque en los tres impulsores, para dos diferentes diámetros de impulsor ($D/T=0.33$ y 0.5) y varias separaciones entre los agitadores ($\Delta C/D=1.0, 1.5$ y 2.0), en las modalidades de baja y alta sensibilidad. Se evaluó la histéresis de la señal de respuesta, la deriva de la señal (*drift*) con respecto al tiempo, la precisión de las mediciones, así como la reproducibilidad.

Se evaluó el efecto de la distancia entre el impulsor y el sensor, sobre la señal de dos sensores de esfuerzos. La señal del sensor intermedio es la que más se ve afectada por la distancia al punto de aplicación de torque. En el caso del sensor superior, a partir de una distancia de 56.6 cm - tomando como referencia a este sensor - se presenta un efecto significativo. El sensor inferior no fue evaluado en relación con este efecto.

Posteriormente, se cuantificó el torque generado por la fricción entre la flecha de agitación y el soporte inferior colocado en el fondo del tanque. Se evaluaron varios tipos de soportes, eligiéndose finalmente un buje estático de acero inoxidable. El valor del torque originado por la fricción fue de 0.1472, 0.3101 y 0.1776 Nm para los sensores 1, 2 y 3, respectivamente.

Se presentan datos preliminares de consumo de potencia de tres turbinas Rushton operando en agua. Se obtuvo la potencia suministrada al fluido en cada zona de mezclado, es decir, para cada impulsor. Estos resultados se compararon con los obtenidos para un sistema de dos sensores de esfuerzos, cuyo funcionamiento está suficientemente validado (Kuboi and Nienow, 1982). Este sistema se encuentra en la Universidad de Birmingham (UK). Usando dicho dispositivo, se realizaron experimentos en condiciones aireadas, para un fluido

Newtoniano (agua) y uno no Newtoniano (solución de carboximetilcelulosa), con la finalidad de comparar las respuestas de ambos sistemas (dual y triple).

El sistema de tres sensores de esfuerzos presentó problemas de funcionamiento, debidos a fallas en la instalación de los sensores, que provocaron la desviación de la señal con respecto al cero, variación con respecto al tiempo y disminución importante en la sensibilidad. En vista de tales resultados y después de una serie de análisis de la respuesta de los tres sensores de esfuerzos, se concluyó que el equipo requiere modificaciones importantes en el diseño mecánico, así como la reinstalación de los sensores.

Se concluyó que aunque la técnica de sensores de esfuerzos y telemetría presenta la posibilidad de medición del torque por zonas, presenta desventajas importantes ya que el sistema utilizado es extremadamente delicado, presenta variaciones en la sensibilidad y se requiere la validación continua de la respuesta de los sensores.

II. INTRODUCCION

El consumo de potencia es una variable que se maneja en la ingeniería química y de bioprocesos. Se entiende por consumo de potencia, la energía necesaria para producir el movimiento del fluido en un contenedor - llámese bioreactor, tanque de mezclado, reactor químico, etc. - por medio de agitación neumática o mecánica.

Esta variable incide, en gran medida, en los costos de operación de las plantas industriales. Por lo que se busca que los procesos de mezclado del fluido se lleven a cabo con la mayor eficiencia posible y al mínimo consumo de energía que logre el objetivo deseado (Bader, 1987b). Sin embargo, el consumo de potencia incide también en los procesos de transferencia de calor y masa, tiempos de mezclado y de circulación, etc. Debido a estas razones, se ha establecido como criterio de escalamiento de procesos y de diseño de bioreactores (Quintero, 1981; Charles, 1985), manejándose comúnmente como potencia volumétrica (P/V), término que implica la potencia suministrada al fluido (watts) referida al volumen del mismo (m^3).

La potencia volumétrica determina, de manera importante, la transferencia de masa. En general:

$$k_{La} = K \left(\frac{P}{V} \right)^{\alpha} (v_s)^{\beta} \quad [2.1]$$

donde k_{La} es el coeficiente volumétrico de transferencia de masa (h^{-1}), K es una constante de proporcionalidad y v_s es la velocidad superficial del gas (aire) ($m h^{-1}$). Para que el escalamiento y diseño de bioreactores se desarrollen adecuadamente, los parámetros involucrados en las expresiones anteriores, deben determinarse de la manera más precisa posible. En el caso de la potencia volumétrica, sólo la potencia suministrada al fluido para producir el mezclado es relevante. Esto sugiere que debe descontarse la potencia consumida por el motor, así como las pérdidas de energía ocasionadas por fricción entre las partes mecánicas del sistema de agitación (bujes, chumaceras, bandas de transmisión, etc.), que pueden representar un porcentaje importante (18%) del suministro de potencia total (Bader, 1987a). En tanques pequeños este porcentaje puede llegar a ser hasta del 75% (Galindo, 1995a).

Entre los equipos que se han utilizado para determinar consumo de potencia se incluyen los watímetros (Asai y Kono, 1982), amperímetros (Oosterhuis y Kossen, 1981), dinamómetros de cojinetes hidráulicos (Vránek *et al.*, 1990) y neumáticos (Reséndiz *et al.*, 1991), torquímetros (Brito-De la Fuente *et al.*, 1991) y sistemas basados en sensores de esfuerzo o *strain gauges* (Chatwin y Nienow, 1985). Las ventajas y desventajas de cada uno de estos sistemas se detallan en el capítulo III. Cabe mencionar que, a excepción de los sensores de esfuerzos, los demás sistemas de medición se han utilizado para determinar el consumo de potencia total del sistema. Esto ocurre aún en el caso de que se utilicen varios impulsores montados sobre la misma flecha (sistemas de impulsores múltiples).

Los sistemas basados en el uso de sensores de esfuerzos permiten la medición del suministro de potencia de cada impulsor en forma independiente (Hudcova *et al.*, 1989; Armenante y Li, 1993). Este tipo de mediciones son importantes cuando se adopta un enfoque por zonas para el modelamiento de los procesos que ocurren al interior del fermentador. De acuerdo con Bader (1987b), el funcionamiento del sistema de agitación, los procesos hidrodinámicos y de transferencia de masa pueden ser modelados si un fermentador se considera como una serie de celdas de mezclado conectadas entre sí por el flujo de líquido y gas. La zona que circunda a cada impulsor puede ser considerada como una celda de mezclado con ciertas características, dependiendo la posición que ocupe con respecto a los impulsores restantes (Bader, 1987a). Es decir, el fermentador de impulsores múltiples puede modelarse como una serie de pequeños bioreactores interrelacionados (Bader, 1987a y b).

La optimización de un proceso, mediante este enfoque por zonas, se lleva a cabo en cada turbina, en lugar de combinar todo el sistema de agitación y calcular, por ejemplo, un k_{La} total. La mayor desventaja de este enfoque, ha sido el muy limitado nivel de conocimientos que existe sobre los patrones de flujo, distribución de potencia y transferencia de masa de sistemas de impulsores múltiples (Bader, 1987a).

De las consideraciones anteriores surgió la idea de diseñar y caracterizar un sistema para determinar de forma independiente el consumo de potencia de un sistema de tres impulsores. Esta información permitiría llevar a cabo estudios sobre el comportamiento hidrodinámico en el bioreactor, con lo que se obtendría información sobre las interacciones existentes entre cada zona de mezclado. Este conocimiento puede contribuir al desarrollo de mejores correlaciones de transporte y, en general, a optimizar el proceso de mezclado.

El presente trabajo describe el diseño de un sistema de impulsores múltiples, a nivel piloto (0.1 m^3) mediante el cual puedan llevarse a cabo estudios de mezclado. El objetivo principal fue lograr la determinación de la potencia suministrada al fluido por cada impulsor, discerniendo las pérdidas de energía ocasionadas por fricción en ciertas partes mecánicas. El sistema fue caracterizado en detalle, analizando el tipo de respuesta, la incertidumbre en las mediciones, el rango de operación y algunos otros parámetros relevantes como la deriva, histéresis y reproducibilidad de la señal de respuesta de los sensores. Se evaluó también el torque generado por la fricción entre algunas partes mecánicas. Se realizaron también pruebas en condiciones dinámicas usando agua y una o tres turbinas Rushton. Se discuten las ventajas y desventajas de este sistema, además de proporcionar sugerencias para mejorar el diseño y funcionamiento del equipo.

III. ANTECEDENTES

3.1 Mezclado

El mezclado puede ser definido como la incorporación de dos o más porciones disimiles de un material, con el que se logra un nivel deseado de uniformidad, ya sea físico o químico, en el producto final (Holland y Chapman, 1966). En general, el término mezclado se aplica a las operaciones encaminadas a reducir las desigualdades o gradientes en composición, propiedades o temperatura de un material (Uhl y Gray, 1966). En algunos casos, se realiza también con la finalidad de incrementar la velocidad de procesos que involucran reacciones químicas o bioquímicas, así como mejorar la transferencia de masa y calor.

Las operaciones de mezclado se encuentran muy ampliamente difundidas en las industrias cuyos procesos involucren cambios físicos y químicos, *v.gr.* la industria farmacéutica, de alimentos, papel, plásticos, etc. (Nienow *et al*, 1985). Como resultado, es considerablemente elevado el volumen de capital que se requiere como inversión fija y para costos de operación destinados a procesos de mezclado.

Estas operaciones son, en ocasiones, llevadas a cabo en un nivel muy grande de empirismo. Adicionalmente, no existen códigos de diseño de equipos de mezclado que sean ampliamente aceptados (Nienow *et al*, 1985). Por otra parte, los equipos de mezclado están poco instrumentados, por lo que las deficiencias en la operación sólo se vuelven obvias por una mala calidad del producto y los sobrediseños no se detectan (Galindo, 1995a).

En cuanto a procesos biotecnológicos, el mezclado se puede clasificar en tres categorías: a) dispersión de sólidos en líquidos de alta viscosidad, b) dispersión de gases en líquidos, c) contacto gas/sólido/líquido en reacciones bioquímicas o enzimáticas. El objetivo primordial de las operaciones de mezclado en los procesos fermentativos es la homogenización del caldo de cultivo, así como la dispersión de gases (principalmente aire) en el líquido.

Algunas operaciones industriales importantes por su volumen (*v.gr.* procesos fermentativos), involucran el contacto entre gases y líquidos. El objetivo de tales procesos es agitar la mezcla gas-líquido, generando la dispersión de las burbujas de aire en una fase líquida continua. La transferencia de masa tiene lugar a través de la interfase gas-líquido que se creó. En estos casos, el movimiento del fluido reduce el grosor de la película de resistencia o, expresado en otra forma, incrementa el gradiente de concentraciones inmediatamente adyacente a la superficie de la partícula o de la fase a transferirse. Particularmente en esta situación, el término "mezclado" incluye un proceso de transferencia de masa (Nienow *et al*, 1985). El funcionamiento del equipo para tales operaciones, puede ser caracterizado por medio de un coeficiente de transferencia de masa interfacial ($k_{L,a}$). En ciertos procesos, esta transferencia de masa va acompañada de reacciones químicas o bioquímicas en la fase líquida. El funcionamiento del equipo puede ser expresado, en estos casos específicos, en términos del grado de reacción, rendimientos o las especies químicas de los productos obtenidos (Uhl y Gray, 1966).

En todos los dispositivos de mezclado debe existir un flujo convectivo, de forma que no existan regiones estancadas dentro del tanque. Además, debe haber una región de altos esfuerzos de corte que pueda producir una reducción en las desigualdades o un incremento en la velocidad del proceso. Ambos procesos requieren un suministro de energía para llevarlos a cabo. La proporción de energía que se deriva para dichos procesos, depende de cada aplicación en particular. Esta energía mecánica, independientemente de su distribución, es finalmente disipada como calor.

Pueden presentarse situaciones en las que un mezclado excesivo es un desperdicio de energía, además de ser contraproducente. En el caso del mezclado de materiales biológicos, un suministro excesivo de potencia o velocidades altas de agitación pueden dañar los microorganismos en suspensión, especialmente en el caso de microorganismos miceliales, células animales y vegetales. Galindo (1995a) publicó una revisión sobre mezclado y transferencia de oxígeno en fermentadores, en la cual se presentan varios ejemplos de los efectos del mezclado en los sistemas biológicos mencionados anteriormente, así como el efecto sobre algunas soluciones de polímeros, cuyas características reológicas dependen de formas moleculares estructuradas que pueden romperse sin posibilidad de formarse nuevamente. Es importante resaltar que, en ciertos casos, un mezclado con un mayor suministro de energía o por tiempos prolongados puede causar más problemas que beneficios (Nienow *et al*, 1985).

Existen varios textos que cubren aspectos de mezclado en forma general (no necesariamente en procesos biotecnológicos), los cuales se recomiendan para profundizar en el tema. Entre ellos se pueden mencionar los de Uhl y Gray (1966), Holland y Chapman (1966), Nagata (1975), Oldshue (1983), Ulbrecht y Patterson (1985), Hamby *et al* (1985), así como el de Tatterson (1991).

3.2 Tanque agitado mecánicamente

El equipo de mezclado más utilizado para llevar a cabo procesos biotecnológicos, es el tanque agitado mecánicamente. Este equipo puede ser empleado tanto en fermentaciones aeróbicas como anaeróbicas de un amplio rango de células que incluyen microorganismos, células de plantas y animales. Se han publicado varias revisiones respecto al diseño de estos tanques y sus características de operación, entre las cuales destacan los textos de Vogel (1983), Edwards (1985a), Schügerl (1990), van't Riet y Tramper (1991), Lee (1992), así como Galindo (1995b).

El diseño de estos reactores para su utilización en procesos biotecnológicos involucra diferentes aspectos, como son: la selección del tanque (material de construcción, diseño geométrico, utilización de deflectores, etc), así como, los sistemas de agitación, de aireación, de enfriamiento, de adición de nutrientes, además del monitoreo y control de las variables importantes del proceso (automático o manual).

De acuerdo con Galindo (1995b), diseñar un fermentador significa establecer sus características de tal manera que cumpla con sus funciones básicas de homogenización y transferencia de oxígeno. En el caso de los tanque agitados, el diseño incluye el establecimiento de:

- (a) sus dimensiones geométricas
- (b) el número y tipo de impulsores
- (c) la capacidad del motor
- (d) su capacidad para mezclar el líquido y el gas
- (e) su capacidad de transferencia de oxígeno
- (f) su capacidad de transferencia de calor
- (g) el diseño mecánico (tanque, boquillas, conexiones, puertos, flecha, sellos y reductores de velocidad).

Muchos fermentadores de escala laboratorio están hechos de vidrio con tapas de acero inoxidable, mientras que los de nivel industrial son fabricados en acero inoxidable. La relación entre altura del líquido y diámetro del tanque (H/T), en los fermentadores industriales, es generalmente de 2:1 o 3:1 (la cual difiere de la estándar $H=T$, usada como parámetro de diseño). Usualmente, el sistema de agitación consta de dos o tres impulsores. La flecha de agitación entra por la parte superior o inferior del tanque, a través de un sistema de baleros y sellos mecánicos. La relación entre diámetro del impulsor y diámetro del tanque es generalmente entre 0.3 y 0.5. La distancia más común entre los impulsores es de 1.0 o 1.5 veces el diámetro del impulsor. Se instalan generalmente cuatro deflectores equidistantes, cuya finalidad es evitar la formación de vórtex, el cual reduce considerablemente la eficiencia de mezclado. El ancho de los deflectores es comúnmente un décimo del diámetro del tanque. Para el caso de fermentaciones aeróbicas, se utilizan difusores de orificio o de anillo para suministrar aire al interior del fermentador. Este difusor se coloca entre el impulsor inferior y el fondo del tanque. El pH puede mantenerse en cierto nivel empleando una solución amortiguadora o un controlador de pH. La temperatura es controlada por enfriamiento o calentamiento a través de una chaqueta (Lee, 1992).

En los sistemas de agitación mecánica, se utilizan diferentes tipos de impulsores cuya finalidad es provocar el movimiento y mezclado del fluido en el bioreactor. La turbina Rushton ha sido el impulsor más utilizado (Galindo, 1995b). Se considera como un impulsor remoto, ya que la relación entre el diámetro del impulsor y el diámetro del tanque (D/T) es pequeña, es decir, no abarca una gran proporción del diámetro del tanque, produciendo zonas estancadas en las inmediaciones de la pared. La velocidad en la punta del impulsor típica para una turbina (*impeller tip speed*) está en el rango de 3 m/s (Edwards, 1985b). Las desventajas principales de este tipo de agitador se refieren a que se pueden presentar zonas muertas y puede dañar a sistemas celulares que son sensibles a los esfuerzos de corte, como los cultivos de células animales y de plantas. Este tipo de impulsor consume una gran cantidad de potencia.

Ahora bien, mientras mayor sea la potencia suministrada por unidad de volumen del reactor (P/V), mayor será la capacidad de ese sistema de agitación para mezclar el fluido y transferir oxígeno de la fase gaseosa a la líquida. Esta variable tiene una fuerte repercusión en los costos de producción debido al gasto de energía eléctrica del motor que mueve la

flecha. Este parámetro (P/V) es comúnmente utilizado como criterio de escalamiento (Einsele, 1976; Charles, 1985). De acuerdo con Edwards (1985a), a nivel industrial, la potencia volumétrica para un tanque agitado mecánicamente es del orden de $0.2-4 \text{ kW/m}^3$, donde los valores más bajos se obtienen cuando se mezclan líquidos de baja viscosidad y los más elevados para fluidos más viscosos.

En términos de la escala, Einsele (1976) estableció que la potencia volumétrica es una función del inverso de la raíz cuadrada del volumen del fermentador, *i.e.*:

$$P / V \propto V^{-0.5} \quad [3.1]$$

esto significa que a nivel laboratorio ($\sim 0.1 \text{ m}^3$) las potencias típicas son de $10-15 \text{ kWm}^{-3}$. A nivel planta piloto ($1-5 \text{ m}^3$) es común una capacidad en potencia de $6-8 \text{ kWm}^{-3}$ y a nivel industrial se aplican entre 1 y 2.5 kWm^{-3} . Como es evidente, los tanques agitados tienen la ventaja de proporcionar un rango muy amplio de potencias volumétricas (Galindo, 1995b).

3.3 Consumo de potencia

Consideremos un tanque agitado donde un líquido Newtoniano de densidad ρ y viscosidad μ es agitado por un impulsor de diámetro D , girando a una velocidad N . Supongamos que el tanque tiene un diámetro T , el ancho de la paleta del impulsor es w y la altura del líquido H .

El requerimiento de potencia de un impulsor bajo estas condiciones depende de la siguientes variables independientes:

$$P = f(\rho, \mu, N, D, T, w, H, \text{etc}) \quad [3.2]$$

donde P es la potencia suministrada por el impulsor y representa la velocidad de disipación de la energía en el seno del líquido. La potencia eléctrica requerida para activar el sistema de agitación excederá a P , ya que deben adicionarse las pérdidas por fricción en el motor mismo y las que se presentan en el acoplamiento entre el motor y la flecha, así como en chumaceras, bujes y baleros.

De acuerdo con Bates *et al* (1963), la dependencia de la potencia con respecto a las variables mencionadas en la ecuación 3.2, puede expresarse de la siguiente forma, aplicando un análisis dimensional:

$$\frac{P}{\rho N^3 D^5} = K \left(\frac{\rho N D^2}{\mu} \right)^a \left(\frac{N^2 D}{g} \right)^b \left(\frac{T}{D} \right)^c \left(\frac{H}{D} \right)^d \left(\frac{C}{D} \right)^e \left(\frac{P}{D} \right)^f \left(\frac{w}{D} \right)^g \left(\frac{l}{D} \right)^h \quad [3.3]$$

donde $P/\rho N^3 D^5$ es el número de potencia (Po), $\rho N D^2/\mu$ es el número de Reynolds (Re) y $D N^2/g$ es el número de Froude (Fr) y g es la aceleración de la gravedad.

El número de Froude es generalmente importante en casos en los que hay formación de vórtex, lo cual puede ser evitado si el número de Reynolds es menor a 300. Para $Re > 300$, los efectos englobados en el número de Froude pueden ser despreciados mediante el uso de baffles (Bates *et al*, 1963).

Para incluir todos los factores que influyen en el valor del número de potencia, la ecuación 3.3 debería expandirse para incluir el ancho y número de los baffles, la separación entre impulsores (en sistemas de impulsores múltiples) y la posición del impulsor con respecto al centro del tanque. Todos estos términos son parámetros geométricos. Si se estipula que debe existir similitud geométrica o que se trabajará con una geometría fija, y que no hay formación de vórtex, la ecuación 3.3 se simplifica a

$$Po = k(Re)^a \quad [3.4]$$

La justificación para esta simplificación involucra dos aspectos (Bates *et al*, 1963): Se simplifica la evaluación de los factores que afectan el consumo de potencia de forma más crítica, admitiendo que el efecto de muchos de los factores geométricos pueda ser despreciado, o bien, tomar como válidos los resultados obtenidos únicamente para el caso que se presente similitud geométrica, especialmente durante el escalamiento.

Esta función, para un sistema con una geometría específica debe encontrarse mediante experimentos, en los cuales se midan los requerimientos de potencia con un impulsor girando a varias velocidades de agitación N , en fluidos con diferentes densidades y viscosidades.

Los datos se grafican posteriormente como Po vs Re en una gráfica logarítmica, con lo que se obtiene la "curva de potencia" para el sistema, la cual comprende tres zonas: régimen laminar, de transición y turbulento. En la región laminar, el flujo es dominado por las fuerzas viscosas. La pendiente de la curva de potencia es -1 , indicando que $Po = K_p/Re$, donde K_p es una constante que depende esencialmente de la geometría del sistema. En esta zona, el mezclado es lento y el movimiento se logra por un gradiente de velocidades en el tanque. No hay dispersión turbulenta. Para números de $Re > 10^4$, el flujo es turbulento y el mezclado es rápido, originado por un movimiento en remolinos. En la región turbulenta, el número de potencia es esencialmente constante. Generalmente, las operaciones que implican un contacto entre fases gas/líquido, sólido/líquido y líquido/líquido se llevan a cabo en la región de flujo turbulento, si las características reológicas del fluido lo permiten. Entre la región laminar a bajos números de Reynolds y la región turbulenta a altos números de Reynolds existe una zona de transición gradual, la cual no puede modelarse mediante una expresión matemática simple entre los números de potencia y Reynolds.

Se pueden encontrar en la literatura varias curvas de potencia para diferentes tipos de impulsores (Bates *et al.*, 1963; Bates *et al.*, 1966; Aiba *et al.*, 1973; Quintero, 1981; Atkinson y Mavituna, 1991) pero debe recordarse que cada curva es válida únicamente para la geometría y el sistema en el que se determinó. Sin embargo, podría ser utilizada para calcular el suministro de potencia del impulsor en otros sistemas si hay similitud geométrica y el fluido posee las mismas características reológicas.

Los requerimientos de potencia que se calculan a partir de las curvas de potencia proporcionan una medida de la energía disipada en el líquido. Sin embargo, no proporcionan ninguna información de tipo cualitativo, es decir, la eficiencia en la disipación de dicha energía.

En lo que se refiere a dimensionar el motor que se necesitará para mover el sistema de agitación, deben incorporarse las pérdidas de energía que puedan ocurrir en el motor mismo, transmisión, baleros, bujes, etc. (Brown, 1977).

La gráfica convencional de $\log Po$ vs $\log Re$ es comúnmente utilizada para representar el comportamiento básico de un impulsor en cuanto al consumo de potencia, pero su uso debe restringirse a representar la geometría del sistema y las condiciones de

operación del impulsor estipuladas y estandarizadas. Además, la representación de los resultados es buena cuando se trabaja bajo condiciones de flujo simples*. Para fluidos de reología compleja, se ha demostrado que esta representación no es siempre la más apropiada. A manera de ejemplo, puede citarse el caso de fluidos elásticos, para los cuales Brito-De la Fuente *et al* (1991) demostraron que el efecto de diferentes niveles de elasticidad sobre el consumo de potencia, no se ve claramente usando la representación clásica (P_o vs Re), la cual puede llevar a conclusiones confusas y, en muchos casos, contradictorias.

3.3.1 Consumo de potencia en condiciones aireadas

Cuando se introduce aire a un tanque de mezclado con in impulsor girando a una velocidad N , la potencia consumida por el sistema de agitación disminuye, debido a la formación de cavidades llenas de aire en la parte posterior de las paletas de la turbina. Las situaciones de flujo gas-líquido que ocurren en la inmediaciones del agitador son extremadamente complejas debido a la presencia de las mencionadas cavidades de aire que juegan un papel muy importante en la determinación de la potencia gaseada (P_g).

En sistemas donde la fase líquida es de baja viscosidad (*i.e.* agua) P_g depende de la velocidad de aireación Q_g , así como de la velocidad de agitación N . Una manera de representar esta relación es graficando el cociente entre la potencia en condiciones aireadas y no aireadas (P_g/P) como variable dependiente (en las abscisas) y el número de aireación adimensional (Fl) como variable independiente (en las ordenadas). También se ha representado en términos del número de potencia en condiciones aireadas (P_{og}) y del cociente entre los números de potencia en condiciones aireadas y no aireadas (P_{og}/P_o).

De acuerdo con Allsford (1985), dependiendo del método usado para variar Fl (cambiando Q_g o N , pero no ambos), se obtienen dos curvas P_g/P vs Fl diferentes. Si Q_g se mantiene constante y N se altera (Nienow *et al*, 1978), la curva $P_{og}-Fl$ puede relacionarse con los regímenes de flujo del líquido o de las burbujas de aire al interior del tanque. Por otra parte, si N se mantiene constante y se varía Q_g , la curva $P_{og}-Fl$ puede relacionarse con los diferentes regímenes hidrodinámicos que ocurren alrededor del

* Un flujo simple se define como el flujo de cizalla ocasionado por la aplicación de una fuerza con una velocidad de componente $\dot{\gamma}_{yx}=V_x(y)$, donde los componentes restantes se definen como $V_y=V_z=0$ (Barnes *et al*, 1989).

agitador (Warmoeskerken y Smith, 1982). Existen ciertas dificultades en tratar de conectar ambas curvas de P_{og} vs Fl , principalmente por la dificultad en encontrar una explicación mecánica simple al fenómeno (Allsford, 1985). La forma típica de las curvas P_g/P vs Fl para velocidad de aireación constante se presenta en la Figura 3.1.

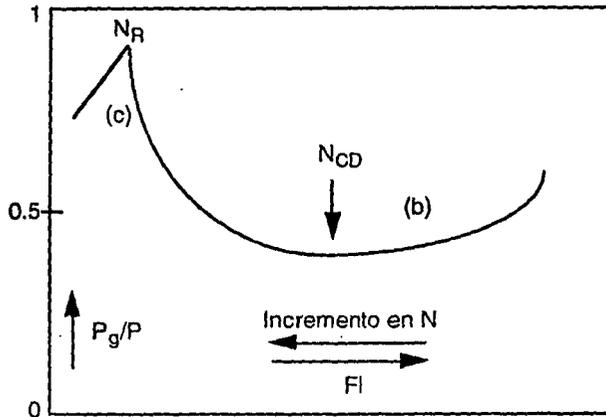


Figura 3.1 Curva generalizada de P_g/P versus Fl para una velocidad de aireación (Q_g) constante (Allsford, 1985).

Cada grupo de autores (Nienow *et al* y Smith *et al*) parece capaz de distinguir y definir varios regímenes de flujo del líquido y/o burbujas. En la Figura 3.2 se presentan estos diferentes regímenes para un impulsor de $D=0.33T$ y $Q_g = 0.5$ vvm. La transición de (a) a (b) puede ser repentina bajo estas condiciones. Esto se conoce como la transición de un impulsor cargado a uno inundado (*flooding-loading transition*) y determina N_F , la velocidad a la cual el impulsor comienza a dispersar aire horizontalmente (en el plano del agitador). La transición de (b) a (c) es usualmente más gradual. Se define N_{CD} como la velocidad a la cual el gas se distribuye por completo a través del tanque. Para $N > N_{CD}$ pueden definirse varios regímenes, dependiendo de la velocidad de circulación del gas en el tanque, aunque aún existen ambigüedades al respecto.

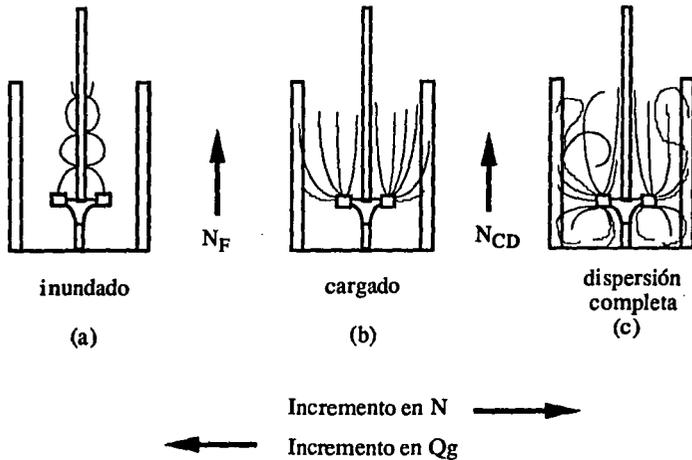


Figura 3.2 Regímenes de flujo de las burbujas de aire al interior del tanque (Allsford, 1985).

3.4 Factores geométricos que afectan el suministro de potencia

La potencia suministrada al fluido por un sistema de agitación depende, en gran medida, de factores geométricos tales como, la separación del fondo del tanque al impulsor inferior (C), el ancho y el número de baffles (w_b, n_b), la separación entre impulsores en sistemas múltiples ($\Delta C/D$), el diámetro del impulsor (D), el número y ancho de las paletas de la turbina (n, w), etc. El suministro de potencia se ha optimado en función de tales parámetros (Bates *et al*, 1963) estableciéndose relaciones geométricas estándar que dependen del tipo de impulsor utilizado (Quintero, 1981), lo cual se puede observar en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1 Dimensiones y relaciones geométricas estándar para un fermentador (Quintero, 1981)

Tipo de impulsor	D/T	H/T	l/D	w/D	C/D	n_b	w_b/T
Turbina de disco de paletas planas	0.33	1.0	0.25	0.20	1.0	4	0.1
Impulsor de paleta	0.33	1.0	---	0.25	1.0	4	0.1
Hélice marina	0.33	1.0	pitch=D		1.0	4	0.1

Se ha observado que la distancia del fondo del tanque al impulsor inferior tiene efecto sobre el número de potencia (Po). De acuerdo con Bates *et al* (1963), se presenta una marcada reducción en la potencia conforme la separación disminuye. Se recomienda una separación equivalente a $1/3$ del diámetro del tanque para el caso de sistemas múltiples (Bates *et al*, 1963; Lee, 1992).

En el caso de las mamparas (o baffles) se ha recomendado el uso de cuatro de ellas equidistantes de diámetro igual a un décimo del diámetro del tanque [$w_b=0.1T$] (Bates *et al*, 1963; Quintero, 1981; Atkinson y Mavituna, 1991; Lee, 1992).

Bates *et al* (1963) evaluaron el efecto del número y ancho de las paletas de una turbina sobre el número de potencia (Po). El parámetro por medio del cual evalúan este efecto es el cociente entre el ancho de la paleta y el diámetro del impulsor (w/D), ya que ambos parámetros están interrelacionados. Un aumento en el valor de este cociente, se refleja también en un incremento en el suministro de potencia. Las dimensiones estándar se han definido como $w/D=0.25$ o 0.2 , para impulsores de disco de seis paletas planas (Atkinson y Mavituna, 1991).

3.4.1 Separación entre impulsores en sistemas múltiples.

La separación entre impulsores en sistemas de agitadores múltiples montados sobre una misma flecha es una variable que tiene un efecto importante sobre los patrones de flujo que se generan al interior del tanque y, en consecuencia, sobre el suministro de potencia. Varios autores (Kuboi y Nienow, 1982; Smith *et al.*, 1987; Hudcova *et al.*, 1989; Chang, 1993) han publicado trabajos en los que se discute el concepto de que el consumo de potencia para impulsores duales corresponde al doble del que se presenta con un solo impulsor, cuando la separación entre agitadores es equivalente al diámetro del impulsor.

Hudcova *et al.* (1989) trabajaron con un sistema de dos turbinas Rushton ($D/T=0.33$). Se evaluó el consumo de potencia en relación con la separación entre turbinas, la cual se varió en el siguiente rango $\Delta C/D = 0.2-3.0$ (Figura 3.3). Concluyeron que se requiere una separación superior a 1.5 veces el diámetro del impulsor ($\Delta C > 1.5D$) para asegurar que se suministre el máximo de potencia al fluido, minimizando la interacción entre los patrones de flujo (ver Figuras 3.3 y 3.4).

Smith *et al.* (1987) encontraron también que la separación óptima para un sistema dual con turbinas Rushton de $D/T=0.4$, es de $\Delta C > 1.5D$. Para sistemas de tres impulsores, los autores mencionan que se requiere una separación equivalente a tres veces el diámetro del impulsor para asegurar el suministro máximo de potencia al fluido. Sin embargo, a separaciones de $\Delta C > 1.5D$, el consumo de potencia individual es de aproximadamente 90% superior al reportado para sistemas de un único impulsor. No se presenta ya un incremento significativo en el suministro de potencia que justifique establecer una separación mayor a la mencionada anteriormente. Los resultados de estos autores se resumen en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2 Suministro de potencia en función de la separación entre impulsores para un sistema de tres turbinas Rushton (Smith *et al*, 1987).

$\Delta C/D$	P_3/P_1
1.0	2.46
1.5	2.86
2.0	2.90
3.0	2.98

P_3 , potencia suministrada por un sistema triple; P_1 , potencia suministrada por un solo impulsor.

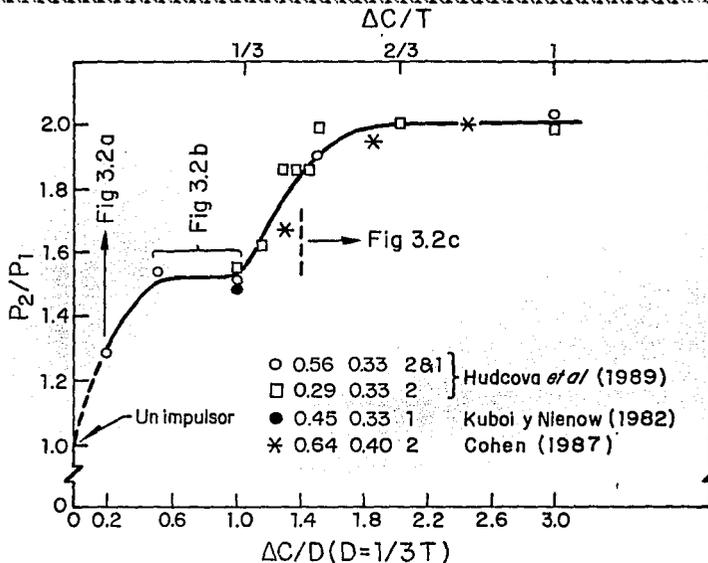


Figura 3.3 Suministro de potencia en condiciones no aireadas para dos impulsores comparado con el suministro en sistemas de un agitador, en función de la separación entre impulsores (Hudcova *et al*, 1989).

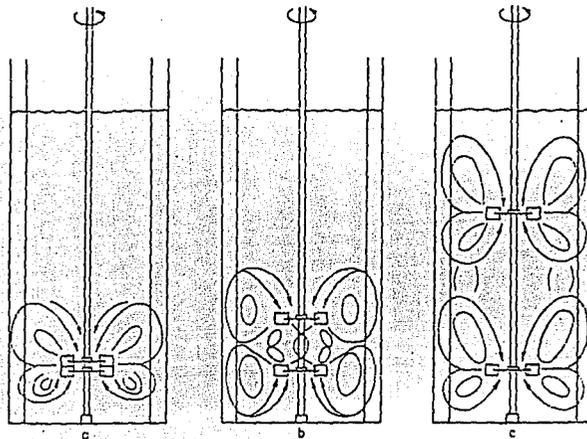


Figura 3.4 Variación en los patrones de flujo con respecto a la separación entre impulsores en un sistema dual (Hudcova *et al*, 1989).

3.5 Sistemas para la determinación del consumo de potencia

A partir de la década de los 50's se han desarrollado diversos sistemas para la cuantificación de la potencia suministrada al fluido por un equipo de agitación. Durante este tiempo, se ha buscado perfeccionar estos sistemas, con la finalidad de obtener una medición cada vez más precisa. En los últimos años, muchos trabajos se han orientado a lograr la capacidad de medición de la potencia expresamente empleada para producir el movimiento del fluido en el tanque de mezclado o en el fermentador.

En las industrias de procesos fermentativos, son usados comúnmente sistemas de agitación con varios impulsores montados sobre una flecha. Otro tipo de industrias (v. gr. las industrias del papel y de polímeros) utilizan comúnmente impulsores de proximidad (i.e. impulsores helicoidales o de ancla) debido a que se trabaja generalmente con fluidos de reología compleja.

Para el caso de sistemas de agitación en los que se utilicen varios impulsores remotos (v. gr. turbinas Rushton), se ha tratado de evaluar la potencia suministrada al fluido por cada uno de los agitadores (Smith *et al.*, 1987; Hudcova *et al.*, 1989; Armenante y Li, 1993; Chang, 1993) con el objetivo de optimizar el mezclado. Muchos de los eventos hidrodinámicos que ocurren al interior del tanque han sido modelados y optimados partiendo de un enfoque por celdas de mezclado (Bader, 1987b) para el cual se requiere datos de cada una de las celdas, definidas por la zona que circunda a cada agitador.

Los métodos usados para determinar el consumo de potencia incluyen wattímetros, amperímetros, dinamómetros, torquímetros y sistemas basados en sensores de esfuerzo, cuyo principio de medición, ventajas y desventajas se detallan en las secciones siguientes.

3.5.1 Mediciones eléctricas

Las primeras técnicas usadas para la determinación del consumo de potencia de un sistema de agitación mecánica, se basaron en mediciones eléctricas realizadas directamente del motor (Brown, 1977) por medio de wattímetros y amperímetros. Las mediciones eléctricas pueden considerarse de dos tipos, dependiendo del motor utilizado, ya sea de corriente alterna o directa.

Para el caso de sistemas de corriente directa (DC), la potencia suministrada por el motor eléctrico está dada por:

$$P = V \cdot I \quad [3.5]$$

donde P es la potencia (watts), V es el potencial eléctrico (volts), I es la intensidad de corriente (amperes) (Brown, 1977; Herrera, 1987). La potencia para este tipo de sistemas

podría medirse adecuadamente por medio de un amperímetro o bien, directamente de un wattímetro. Aunque debe considerarse que las pérdidas de potencia en el sistema de agitación pueden ser importantes y representar hasta un 70% de la potencia total suministrada (Herrera, 1987) para tanques de escala laboratorio.

Herrera (1987) estimó el consumo de potencia en ausencia del fluido (*i.e.* vacío) variando la velocidad de agitación entre 100 y 600 rpm, para un sistema de agitación que utiliza un motor de corriente directa. Los resultados se muestran en la Figura 3.5, en la cual se puede apreciar que la energía requerida para compensar las pérdidas en el sello mecánico y el motor son, en ciertas zonas, mayores que la energía disipada en el fluido. Se obtuvo una medición exacta y confiable, sólo a la velocidad máxima de agitación (600 rpm). En el caso de la medición para un sistema de dos turbinas Rushton ($D=0.33T$), se obtuvieron datos confiables únicamente en un rango de 400 a 600 rpm (ver Figura 3.6), aunque con un error experimental del 10%.

Sin embargo, la mayoría de los tanques a nivel industrial, se mueven por medio de sistemas de corriente alterna (AC) (Oosterhuis y Kossen, 1981; Nienow *et al*, 1994). Ya que el voltaje fluctúa entre valores positivos y negativos, la corriente no puede mantenerse constante por impedimentos del circuito. Si se midiera de la misma forma que la corriente directa, se obtendría la "potencia aparente" para sistemas de corriente alterna. La potencia suministrada real por un dispositivo de éste tipo, sería menor a la calculada mediante la ecuación 3.5 y sólo podría obtenerse usando un wattímetro.

Para este tipo de mediciones debe tomarse en cuenta el factor de potencia para un circuito alterno, que está dado por:

$$\text{Factor de potencia} = \text{potencia real} / \text{potencia aparente} \quad [3.6]$$

La mayoría de los motores eléctricos trabajan a valores bajos de factores de potencia (P_f) para cargas bajas y factores de 0.8-0.9 para la carga total (Brown, 1977; Nienow *et al*, 1994). Es posible determinar el valor de la potencia suministrada por un motor trifásico de corriente alterna usando lecturas de un amperímetro a partir de una línea, de la siguiente forma:

$$P = \sqrt{3 \times V \times I \times P_f} \quad [3.7]$$

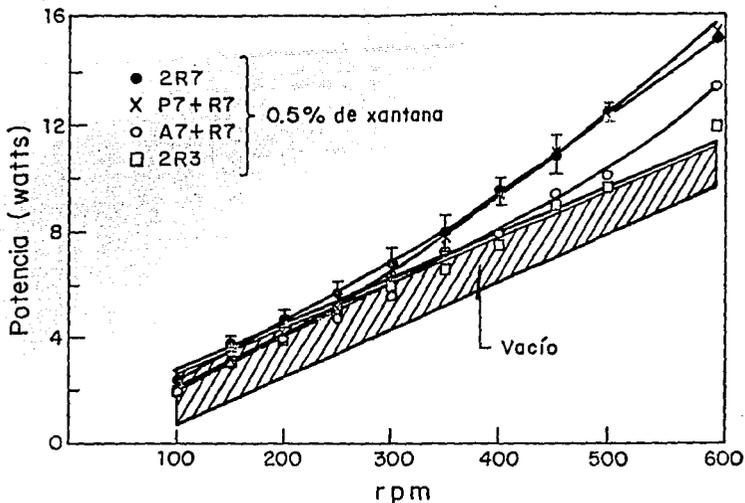


Figura 3.5 Consumo de potencia vs velocidad de agitación en ausencia de fluido (vacío) y con 0.5% de goma xantana, R7 corresponde a una turbina Rushton ($D/T=0.7$); P7, propela marina ($D/T=0.7$); A7, impulsor de paletas inclinadas ($D/T=0.6$); R3, turbina Rushton ($D/T=0.33$) (Herrera, 1987).

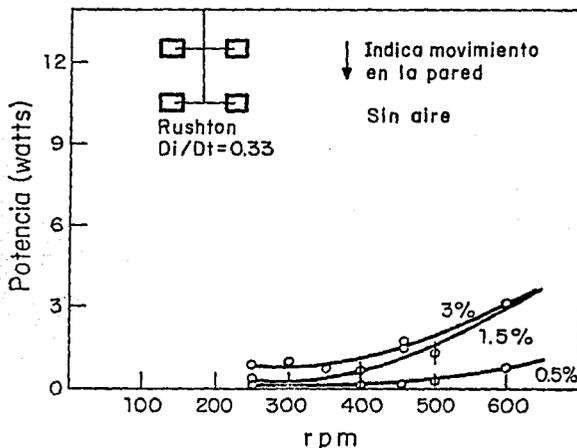


Figura 3.6 Consumo de potencia vs velocidad del impulsor en un tanque de 2 L, utilizando la combinación de impulsores R3 + R3, con soluciones de 0.5-3% de goma xantana (Herrera, 1987).

Una de las principales dificultades reside en la determinación del factor de potencia (P_f) a las diferentes cargas, por lo que, pueden haber serias imprecisiones al calcularse la potencia mediante la ecuación 3.7.

También debe tomarse en cuenta la eficiencia del motor, de acuerdo con la siguiente expresión:

$$\text{Factor de eficiencia} = \text{potencia de salida} / \text{potencia suministrada} \quad [3.8]$$

El fabricante debe proporcionar las especificaciones del motor donde se indica como varía este factor de eficiencia conforme se presenta un incremento de la carga (Nienow *et al*, 1994).

Además de las imprecisiones mencionadas anteriormente en la determinación de los factores de potencia y de eficiencia, así como en la medición misma del voltaje y de la intensidad de corriente, deben hacerse otro tipo de consideraciones acerca de este método de determinación de potencia, las cuales se mencionan a continuación:

Un equipo de mezclado consume potencia en sus tres subunidades básicas: el motor, la caja de engranaje y el tanque en el cual se lleva a cabo el mezclado (King *et al*, 1988). Por lo tanto, la distribución de la potencia suministrada puede expresarse como:

$$P_{\text{total}} = P_{\text{motor}} + P_{\text{caja de engranes}} + P_{\text{mezclado}} \quad [3.9]$$

Las mediciones eléctricas tomadas directamente del motor proporcionan la potencia total (P_{total}) suministrada al sistema. Esta potencia, como se expresa en la ecuación 3.9, no corresponde a la consumida para producir el movimiento del fluido (P_{mezclado}) que sería considerablemente menor. La potencia consumida por el motor (P_{motor}) es independiente de los otros términos involucrados en la ecuación 3.9, mientras que la potencia consumida en la caja de engranaje puede dividirse en dos componentes: la potencia requerida para mezclar el lubricante y la potencia perdida debido a la fricción de sellos, baleros, bujes, chumaceras, etc.

En el trabajo publicado por King *et al* (1988), el consumo de potencia de cada una de las partes se midió mediante un "medidor de potencia", que utiliza un transductor para monitorear tanto la corriente como el voltaje, es decir, la medición se lleva a cabo de acuerdo con la ecuación 3.5. La potencia consumida por el motor se midió desacoplando el motor y la caja de engranaje. Haciendo funcionar el equipo en aire se mide P_{sistema} (Figura 3.7), donde

$$P_{\text{sistema}} = P_{\text{motor}} + P_{\text{caja de engranaje}} \quad [3.10]$$

La potencia consumida para producir el mezclado, se obtiene de acuerdo a la siguiente expresión (Figura 3.8):

$$P_{\text{mezclado}} = P_{\text{total}} - P_{\text{sistema}} \quad [3.11]$$

Basándose en los resultados de este trabajo, se puede concluir que la medición eléctrica de la potencia puede ser una metodología apropiada para el caso de motores de corriente directa, siempre y cuando se tomen en cuenta las pérdidas de potencia en el motor y en el sistema de agitación completo, descontándolas de la potencia total.

Es importante resaltar que, en la mayoría de los casos, la medición eléctrica de la potencia suministrada por el motor, es la mejor alternativa a nivel industrial, dada la magnitud de los fermentadores, lo que dificulta la instalación de dinamómetros, o bien, debido a los elevados costos de instalación de los sensores de esfuerzos y transductores de torque (Oosterhuis y Kossen, 1981).

Oosterhuis y Kossen (1981) llevaron a cabo mediciones de consumo de potencia en un bioreactor de aproximadamente 25 m³. Estas mediciones se realizaron con un wattímetro industrial Siemens. Mencionan que la potencia suministrada por el motor - medida con el wattímetro - se distribuye tanto en el motor, como en cada uno de los dispositivos de la transmisión (bandas de la transmisión, caja de engranes para reducción de la velocidad de agitación, etc), además del fluido. Sin embargo, no se reportan datos acerca de la distribución de potencia. Por lo que, suponemos que no fue evaluada realmente.

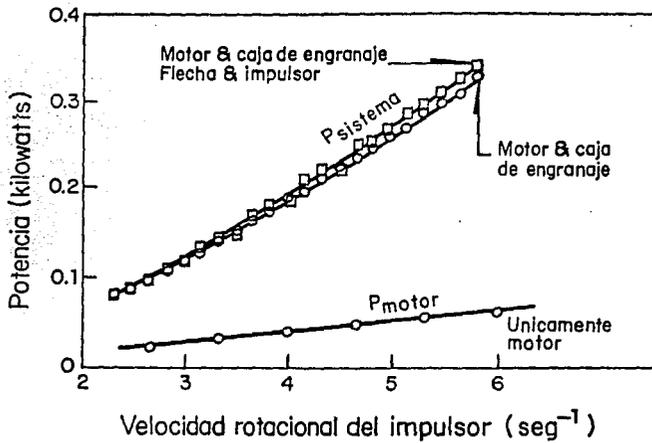


Figura 3.7 Consumo de potencia en el sistema de agitación y el motor (King *et al*, 1988).

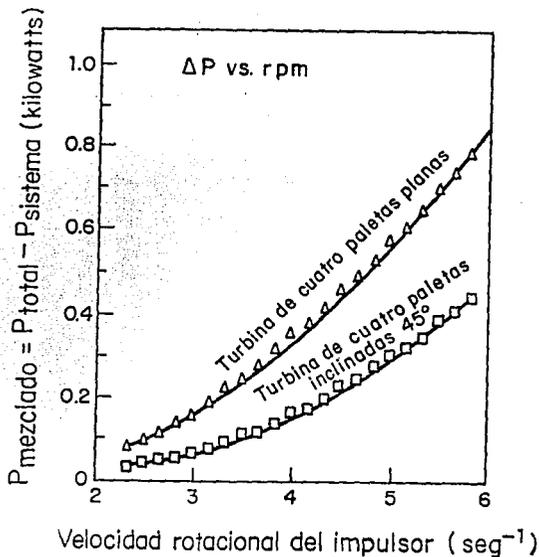


Figura 3.8 Consumo de potencia en función de la velocidad rotacional del impulsor (King *et al*, 1988).

Asai y Kono (1982) evaluaron el consumo de potencia y el coeficiente volumétrico de absorción de oxígeno (K_V) en cuatro fermentadores, cuyas capacidades variaron entre 1 y 100 m³, usando turbinas Rushton. La potencia suministrada al sistema por el motor, se midió por medio de un wattímetro y fue corregida por las pérdidas de potencia en el motor y en la unidad de transmisión. Sin embargo, no se hace mención de la forma en que estas pérdidas de energía fueron evaluadas ni la manera en que la potencia total fue "corregida" por estas pérdidas. Es una característica común a muchos trabajos relacionados con la medición del consumo de potencia, que la metodología que se siguió para esta evaluación no se exprese claramente.

Nienow *et al* (1994) llevaron a cabo mediciones del consumo de potencia en fermentadores de 19 m³. Uno de los aportes principales de este trabajo se refiere a la implementación de una técnica para evaluar cuantitativamente la vibración mecánica y fluctuaciones de torque producidas por la inestabilidad en los patrones de flujo. Además, la medición de potencia se hizo en línea, mediante un wattímetro Ohio Semitronics, basándose en la demanda de potencia eléctrica. Este es uno de los pocos trabajos publicados en los que se hace una referencia detallada de la técnica de medición. En primer lugar, se midieron las pérdidas de energía en el sistema de agitación con el soporte inferior cubierto con agua (ver Figura 3.9), para un amplio rango de velocidades de agitación. El valor de esta potencia sin carga se descontó de las mediciones con fluido. Posteriormente, se hizo una corrección por la eficiencia del motor que, de acuerdo con los fabricantes, puede considerarse constante (94-95%) a partir de la mitad de la carga total que pueda soportar el motor. A cargas menores, este factor de eficiencia disminuye ligeramente.

Nienow y colaboradores (1994) concluyen que la medición de potencia eléctrica puede ser usada para obtener datos de potencia (P) y números de potencia (Po) precisos, para estos fermentadores de escala industrial. Esta conclusión se basa en la obtención de un número de potencia constante para régimen turbulento, la reproducibilidad de los datos de potencia y el valor de la pendiente ($m=3$) de una curva de potencia (HP) *versus* velocidad de agitación (N), la cual se presenta en la Figura 3.10. De acuerdo con los autores, los datos que se presentan en esta figura fueron obtenidos por tres personas diferentes, en un periodo de 2 años. Estos datos coinciden sobre una recta de pendiente 3, la cual representa que $P \propto N^3$.

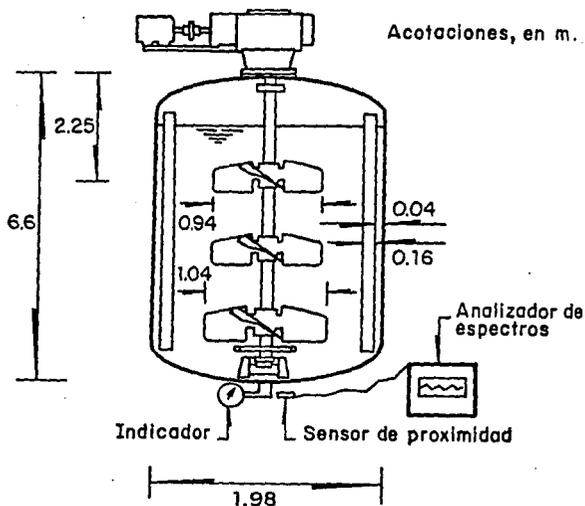


Figura 3.9 Bioreactor con tres impulsores Lightnin A315. Se muestra también la instrumentación para análisis de vibración (Nienow *et al*, 1994).

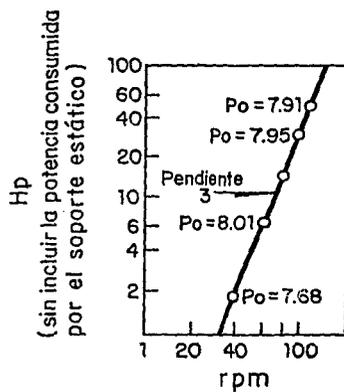


Figura 3.10 Potencia vs velocidad de agitación para cuatro turbinas Rushton (Nienow *et al*, 1994).

3.5.2 Dinamómetros

Otra manera de evaluar el consumo de potencia es mediante el uso de dinamómetros. El principio de funcionamiento de estos dispositivos se basa en el enunciado de la 3a. Ley de Newton, la cual establece que toda acción o fuerza primaria, es seguida de una reacción o fuerza secundaria de la misma magnitud pero en sentido contrario (Holland y Chapman, 1966).

El principio de funcionamiento puede describirse de la siguiente forma: el agitador rotacional imparte una fuerza mecánica a la cual presenta resistencia el líquido del interior del tanque. Este líquido, a su vez, produce un torque sobre el impulsor, el cual se transmite al motor a través de la flecha de agitación. Este torque de reacción tiende a causar que el sistema de agitación rote, sobre su soporte, en dirección contraria a la del impulsor. Esto permite que el torque sea medido mediante la fuerza transmitida a una plataforma graduada, por medio de un acoplamiento mecánico. A partir de estas mediciones, la potencia se puede obtener como:

$$\text{Potencia} = \text{Torque} \times \text{Velocidad de desplazamiento angular} \quad [3.12]$$

o bien,

$$P = F \times B \times \omega \quad [3.13]$$

donde P es la potencia (watts), F es la fuerza (kgf), B es el brazo de palanca (m) y ω la velocidad angular (s^{-1}). A su vez,

$$\omega = 2\pi N \quad [3.14]$$

y N es la velocidad de agitación del impulsor (s^{-1}).

En la práctica, una parte de este torque de reacción se origina debido a la fricción en bujes, chumaceras o sellos mecánicos, el cual debe ser evaluado y descontado de las mediciones, para obtener la potencia suministrada exclusivamente al fluido (Holland y Chapman, 1966).

Una de las principales desventajas es que, en muchos casos, el costo elevado de estos dispositivos, los hace prohibitivos para emplearse a escala industrial (Brown, 1977). También se complica la implementación de dinamómetros que soporten las cargas usuales en operaciones industriales. Sin embargo, a diferencia de las consideraciones hechas para escala industrial, los dinamómetros representan una de las mejores opciones en el rango de

suministro de potencias de 5-15 kW (Brown, 1977), es decir a escala de banco y piloto, donde las potencias volumétricas varían en el rango de 6-8 kW/m³ (Einsele, 1976).

Básicamente, mediante un dinamómetro se puede determinar el torque aplicado a la flecha de agitación, o bien, el transmitido por el líquido al tanque. De acuerdo con Nienow y Miles (1969), uno de los aspectos más importantes en el diseño de un dinamómetro, es su habilidad para cubrir un amplio rango de torques. Son requerimientos de diseño también la flexibilidad y fricción baja, que gire con estabilidad con respecto al eje vertical y que soporte el tanque y su contenido, en el caso de medirse el torque transmitido por el fluido al tanque.

Los dinamómetros pueden acoplarse directamente al motor (Nocentini *et al*, 1988), a la flecha de agitación, o bien montar el tanque sobre el dinamómetro (Nienow y Lilly, 1979; Machon *et al*, 1985; Sánchez *et al*, 1992). Este último tipo de dinamómetro soporta la carga del tanque y su contenido, sobre un cojinete hidráulico o neumático. Holland y Chapman (1966) publicaron una revisión de sistemas para determinar el consumo de potencia donde muestran varios tipos de dinamómetros, tanto acoplados a la flecha de agitación como al soporte del tanque.

3.5.2.1 Dinamómetros acoplados al motor

Nocentini *et al* (1988) publicaron un trabajo que se refiere al estudio del comportamiento hidrodinámico de un sistema de impulsores múltiples (cuatro turbinas Rushton) en términos de la fracción volumétrica retenida (*hold-up*) y el consumo de potencia. En este caso, se utilizó un dinamómetro acoplado directamente al motor. El consumo de potencia fue evaluado midiendo el torque necesario para prevenir la rotación del motor con respecto al tanque, el cual se mantiene estacionario. El motor fue suspendido por la parte superior y fue soportado y alineado por medio de cojinetes. En este caso, se mide la potencia total suministrada al sistema. Mencionan los autores que todas las mediciones se corrigieron por las pérdidas debidas a la fricción cuando no hay carga. Sin embargo, no profundizan en la forma en que se evaluaron y se descontaron estas pérdidas de energía de la medición total. Tampoco se profundiza acerca del diseño del dinamómetro ni remite a alguna referencia en donde traten del diseño mecánico.

3.5.2.2 Dinamómetros de cojinete

En lo que se refiere al tipo de dinamómetros sobre los cuales se monta el tanque, existen al menos dos trabajos concernientes al diseño mecánico (Nienow y Miles, 1969; Reséndiz *et al*, 1991) de dinamómetros de cojinete neumático, para utilizarse a nivel de "banco" (*bench scale*).

Nienow y Miles publicaron en 1969, un artículo que se refiere al diseño mecánico de un dinamómetro de cojinete neumático que soporta a un tanque de mezclado (Figura 3.11). Este dinamómetro se utilizó para medir torques que van de 5×10^{-3} a 2 Nm. Entre las características principales, aseguran los autores que es un equipo barato, preciso y extremadamente flexible. Los requerimientos de rotación estable y sin fricción, se lograron usando un cojinete lubricado con aire y un soporte horizontal con cierta capacidad de empuje en sentido vertical (Figura 3.12). El torque se mide por el desplazamiento del tanque con respecto a su posición original, medido por la deformación en sentido angular, de un resorte espiral (Salter Springs), cuyo desplazamiento es característico según la carga. Para cubrir el rango de torques mencionado, se usaron resortes de diferente rigidez. El artículo hace una descripción detallada del diseño y funcionamiento del cojinete neumático.

Posteriormente, Reséndiz *et al* (1991) describieron el diseño de otro dinamómetro de cojinete neumático construido con soportes de forma cónica, colocados bajo un tanque de acrílico transparente, los cuales inducen la flotación del tanque al presurizarse por medio de la inyección de aire. De acuerdo con los autores, una de las diferencias más importantes con el trabajo de Nienow y Miles (1969), es la conicidad del soporte neumático, la cual se introdujo para obtener resultantes axiales y radiales en el mismo plano (Figura 3.13) por medio de las cuales se proporcionará mayor estabilidad al tanque. El torque transmitido del agitador al líquido puede ser medido cuando flota el tanque y trata de girar sin restricciones. El torque se mide mediante un brazo de palanca y la fuerza se determina con una celda de carga comercial, obtenida de una balanza electrónica Ohaus, de acuerdo con la expresión:

$$M = F \cdot B \quad [3.15]$$

donde M es el torque (Nm), F es la fuerza (kgf) y B es el brazo de palanca (m). El cojinete neumático permite la libre rotación del tanque. Se determinó el valor del torque debido a la fricción, el cual corresponde a 4×10^{-4} Nm, que se consideró despreciable para el rango de torques en que se trabajó. Para validar los datos obtenidos con este equipo, se llevaron a cabo varias mediciones de consumo de potencia con agua y soluciones de sacarosa.

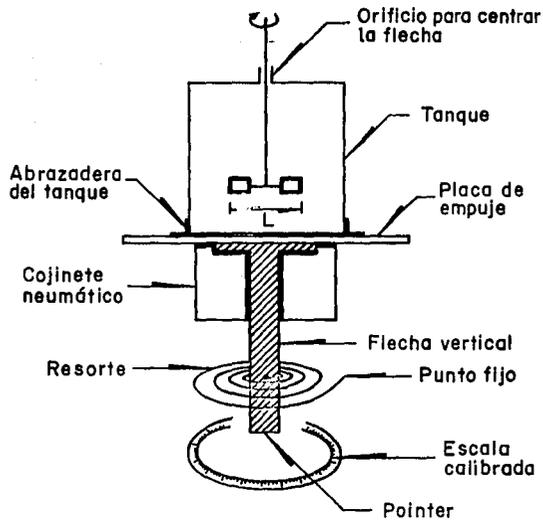


Figura 3.11 Arreglo del dinamómetro de cojinete neumático (Nienow y Miles, 1969).

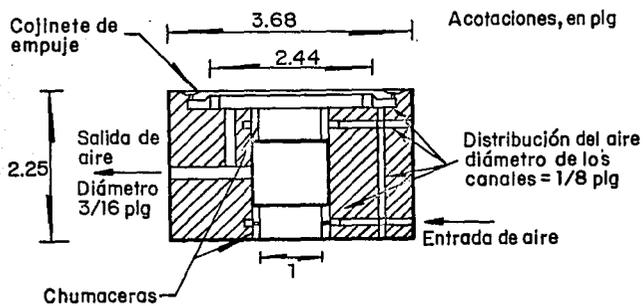


Figura 3.12 Diagrama del cojinete neumático (Nienow y Miles, 1969).

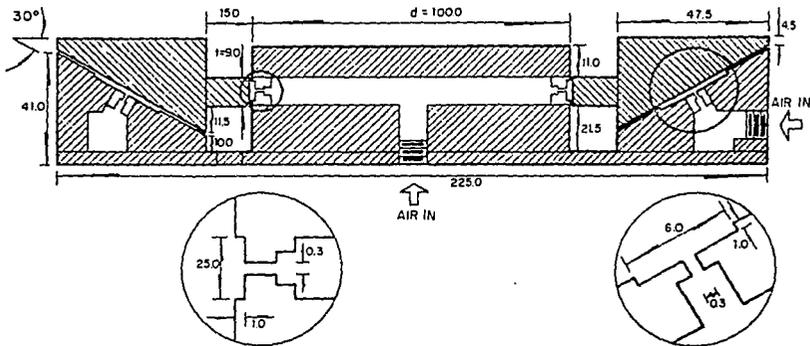


Figura 3.13 Diagrama y dimensiones del cojinete neumático cónico (dimensiones en mm) (Reséndiz *et al*, 1991).

Martínez (1990) llevó a cabo una caracterización exhaustiva de este equipo, incluyendo la incertidumbre en las mediciones, el rango de torque en el que puede operarse, así como las limitaciones y perspectivas de utilización de este dispositivo. Se han reportado posteriormente varios trabajos cuyas mediciones de consumo de potencia se realizaron usando este dispositivo (Sánchez *et al*, 1992; Argüello, 1993; Velasco, 1994).

En general, los dinamómetros permiten una medición precisa del suministro de potencia al fluido, a condición de descontar las pérdidas en el sistema de agitación, las cuales se miden haciendo funcionar el equipo en aire. Mediante dinamómetros se obtiene el suministro total de potencia al fluido proporcionado por el sistema de agitación, aún cuando se trabaje con varios impulsores montados sobre la flecha (Nienow y Lilly, 1979; Sánchez *et al*, 1992). No permiten evaluar la distribución de potencia por cada agitador.

Los dinamómetros de cojinete neumático son los usados con mayor frecuencia. Sin embargo, existen también de cojinete hidráulico (Vránek *et al*, 1990) o de soportes lubricados con aceite. Como ejemplos de este último arreglo pueden consultarse los trabajos publicados por Machon *et al* (1985), así como por Machon y Vlcek (1985). Ambos artículos están relacionados con la medición del consumo de potencia para tres diferentes combinaciones de impulsores duales. Se midió el torque necesario para prevenir la libre rotación del tanque con respecto a su eje vertical. Los experimentos se llevaron a cabo a escala de banco (*bench scale*). No se reportó medición de la distribución del consumo de potencia, ni se menciona si se evaluaron las posibles pérdidas por fricción.

Se han fabricado también dinamómetros acoplados a resortes helicoidales que se han usado a nivel laboratorio. El dispositivo rota junto con la flecha de agitación. La lectura de torque se calibra previamente con la ayuda de un estroboscopio (Brown, 1977). Aunque el dinamómetro en sí es simple y barato, la instrumentación extra que se requiere para su implementación es bastante costosa.

3.5.3 Torquímetros

El uso de torquímetros se ha extendido tanto a industria como a centros de investigación, debido a la gran variedad de aplicaciones y el rango de torques que pueden evaluarse. Los torquímetros pueden adaptarse para mediciones de torque, velocidad, fuerza/peso, presión y flujo (Himmelstein S. and Co., 1994), para evaluación y control de motores, bombas, compresores, transmisiones, cajas de engranaje, dinamómetros, etc., así como en el cómputo de lecturas de potencia, eficiencia y energía. El rango de torques que puede cubrirse, mediante mediciones con torquímetros, va de 5 Nm hasta 325 kNm (EEL, Ltd, 1994) aunque se han reportado mediciones - usando torquímetros Himmelstein - para torques de centésimas de Nm (Böhme y Stenger, 1988; Tanguy *et al*, 1992). Estos valores de torque se obtienen comúnmente en operaciones de escala industrial, piloto y de banco.

Un torquímetro consta esencialmente de un dispositivo que aloja un transductor o celda de carga y un indicador o amplificador de señales. El transductor de torque se presenta en la Figura 3.14. La flecha (1) se construye en acero de alta tensión. Una red de sensores de esfuerzos de hoja (2) se adhiere a ésta. Estos sensores están protegidos por una cubierta plástica elástica y resistente y, posteriormente, son cubiertos por una camisa con

una serie de cuatro anillos de contacto eléctrico (3). Cada anillo está conectado a una terminal del puente del sensor. Se logran excelentes propiedades mecánicas y eléctricas adoptando esta forma de construcción del rotor. El alojamiento se torneado como una sola pieza reforzada con fibra de vidrio. Se sostiene, por las partes giratorias, mediante un par de baleros (5). Una serie de ocho escobillones de grafito (6) se alojan en el estator proveyendo dos contactos paralelos por anillo. Cada par de escobillones está conectado directamente a la instrumentación restante mediante un cable tetrafásico (7). El transductor se acopla a la flecha de agitación por medio de chumaceras, ya sean rígidas o flexibles. El peso de la carcasa es soportado por completo en la flecha. Cuando se usan chumaceras flexibles, éstas deben ser capaces de prevenir el movimiento radial.

Cuando se aplica cierta torsión sobre la flecha, el esfuerzo causa un cambio en la resistencia eléctrica de los sensores, produciendo una señal eléctrica que es directamente proporcional al torque aplicado.

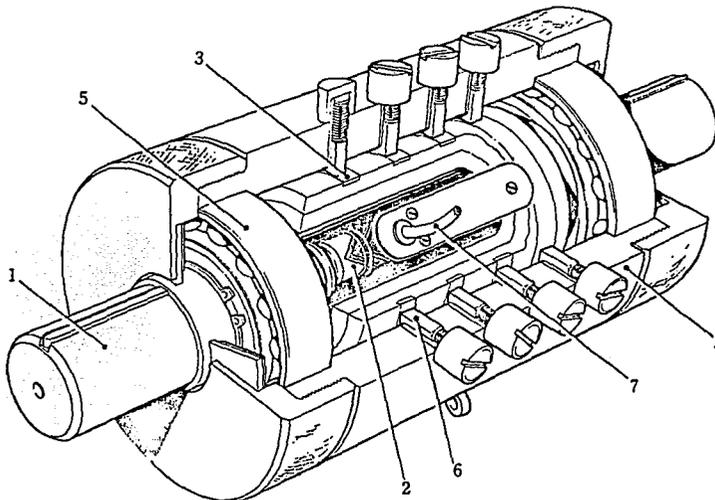


Figura 3.14 Diagrama y descripción de un torquímetro EEL (EEL Ltd, 1994).

Martínez y Galindo (1992) presentaron un trabajo en el cual reportan el diseño, construcción y caracterización de prototipos de fermentadores para realizar estudios de mezclado. La medición del suministro de potencia en un tanque de 500 L, se llevó a cabo mediante un torquímetro Himmelstein basado en sensores de esfuerzos. Para este torquímetro, la incertidumbre más alta en las mediciones experimentales es del 10% para los torques más bajos (5.65 Nm). La dispersión o desviación estándar de las mediciones es prácticamente cero. El rango de torques que se midieron fue de 5.65 a 226 Nm, para un intervalo de velocidades de agitación de 6 a 240 rpm. En la Figura 3.15 se presenta un diagrama del torquímetro Himmelstein usado en este trabajo.

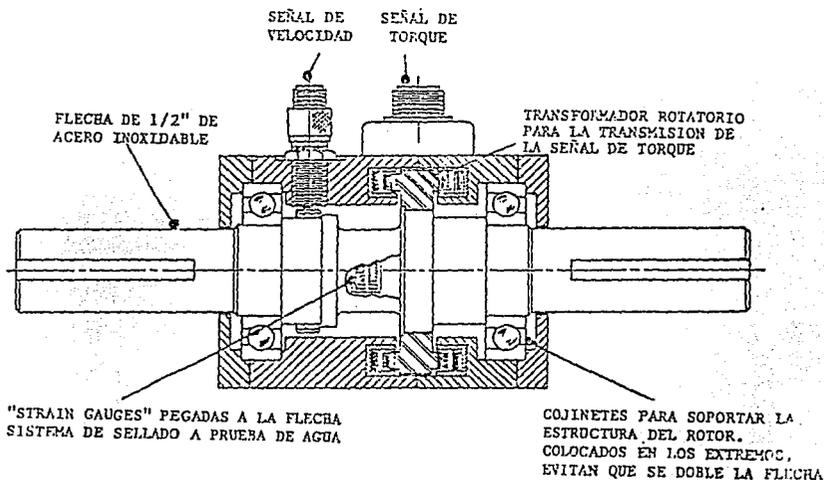


Figura 3.15 Diagrama de un torquímetro Himmelstein basado en sensores de esfuerzos (Himmelstein, S. & Co., 1988; citado por Martínez y Galindo, 1992).

Vázquez (1995) realizó su tesis de licenciatura empleando este mismo torquímetro, el cual consta de una unidad de medición de torque y velocidad de rotación (Himmelstein, S. & Co., modelo MCRT 9-02T(2-3)) con una capacidad nominal de 226 Nm y una capacidad de sobrecarga discontinua de 452 Nm. El torquímetro está equipado con un amplificador (Himmelstein, S. & Co., modelo 66032) en el cual se monitorean, en tres canales diferentes, los datos de torque, velocidad de agitación y potencia para cada tipo de impulsor utilizado. La incertidumbre en las mediciones realizadas con este torquímetro es de 0.113 Nm, de acuerdo con lo reportado por el fabricante del equipo (Himmelstein, S. & Co., 1988). La determinación del torque debido a la fricción producido en los rodamientos instalados en el torquímetro, se evaluó haciendo funcionar el sistema en aire a diferentes velocidades de agitación.

Pueden citarse varios ejemplos de trabajos en los cuales la medición de potencia se realizó por medio de torquímetros (Shamlou y Edwards, 1985; Smith *et al*, 1987; Böhme y Stenger, 1988; Abrardi *et al*, 1990). En todos ellos se midió la potencia total suministrada al fluido por el sistema de agitación, aún en los casos de sistemas de impulsores múltiples. Esta podría considerarse como la principal desventaja de este método de medición: no es posible determinar la distribución de potencia para configuraciones de varios impulsores.

Böhme y Stenger (1988) publicaron un artículo relacionado con el escalamiento del consumo de potencia por agitación para fluidos no-Newtonianos. Los autores llevaron a cabo experimentos a escala laboratorio y de banco (0.65, 2.3 y 18.7 L) utilizando una turbina Rushton. La medición de torque se realizó mediante tres torquímetros de diferentes sensibilidades ($T_{\text{MAX}} = 0.2, 1$ y 5 Nm respectivamente). La potencia se calculó de acuerdo con las ecuaciones 3.13-15, de donde se deduce la siguiente expresión

$$P = 2\pi NM \quad [3.16]$$

P es la potencia (watts), N es la velocidad de agitación (s^{-1}) y M es el torque (Nm). Este trabajo es de los pocos que han utilizado torquímetros para evaluar torques tan pequeños, cubriendo todavía un intervalo menor al establecido por EEL Limited (UK) que se mencionó anteriormente.

Así mismo, Tanguy *et al* (1992) evaluaron torques entre 0.03 y 0.24 Nm, usando un torquímetro Himmelstein montado sobre la flecha de agitación. Estas mediciones se llevaron a cabo en un tanque de 8 L, utilizando impulsores helicoidales y con fluidos no Newtonianos (soluciones acuosas de CMC y goma xantana). Usando la misma técnica de medición, Brito-De la Fuente *et al* (1991) evaluaron torques en un rango que abarca desde las centésimas hasta 2.8 Nm, usando un torquímetro Himmelstein (MCRT, 24002T, Himmelstein, S. & Co.). Los autores llevaron a cabo mediciones de torque en un tanque de 15 litros, usando un impulsor helicoidal, para fluidos Newtonianos de alta viscosidad y fluidos no Newtonianos de viscosidad constante y propiedades elásticas.

En base a las condiciones de operación de los trabajos mencionados en esta sección, se puede concluir que la principal ventaja de la medición con torquímetros es que pueden utilizarse prácticamente en cualquier escala, es decir, puede cubrirse un amplio rango de torques (desde 0.01 Nm hasta 325 kNm) utilizando torquímetros de diferentes sensibilidades. Además, son muy precisos y su instalación es relativamente simple. Por lo tanto, la inversión que se requiere, es moderada.

3.5.4 Mediciones calorimétricas

Oosterhuis y Kossen (1981) determinaron la potencia consumida para producir el movimiento del fluido mediante un balance de energía. Se midió el incremento en la temperatura del fluido bajo condiciones no gaseadas. La potencia se calculó mediante la siguiente expresión:

$$P = V\rho C_p \frac{dT}{dt} \quad [3.17]$$

donde P es la potencia, V es el volumen del bioreactor, ρ es la densidad del fluido, C_p es el calor específico (J/kg °K), dT es la variación en la temperatura (°K) y dt es la variación en el tiempo.

Los autores realizaron un balance de calor demostrando que la pérdida de calor a través de la pared del tanque es menor al 1% del suministro total de potencia. La determinación del cambio de temperatura con respecto al tiempo se realizó por medio de termistores acoplados a un graficador. La variación (dT/dt) fue lineal durante el tiempo de desarrollo de los experimentos.

Bourne *et al* (1981a,b,c) implementaron un método calorimétrico que evita los problemas de pérdidas por fricción que se presentan al usar dinamómetros para medición de consumo de potencia. Este método consiste en medir la diferencia en temperatura entre el seno del líquido y la pared de la chaqueta en función del tiempo, usando un calorímetro de flujo de calor. La potencia usada para producir el mezclado del líquido se obtuvo asumiendo que la potencia disipada por el agitador se usa exclusivamente para calentar el fluido en el tanque. Este método se empleó para cuantificar el suministro de potencia de impulsores de ancla y agitadores Pflaude, en un calorímetro de 1 L.

Guérin presentó en 1984 su tesis doctoral. Llevó a cabo estudios de mezclado y transferencia de calor. Reporta el uso de una técnica calorimétrica para la medición del suministro de potencia al fluido mediante un sistema de agitador de tornillo. Utilizando esta misma técnica, Carreau *et al* (1992) realizaron mediciones de consumo de potencia para un sistema de impulsor de tornillo y en el cual se emplea un serpentín que funciona como intercambiador de calor y tubo de recirculación (*draft tube*), es decir, una variante del sistema utilizado por Guérin (1984). La potencia suministrada al fluido por el impulsor, fue medida por el método calorimétrico. La ecuación del balance de energía para el sistema de mezclado está dado por:

$$\left(m_l c_{p_l} + m_a c_{p_a} + m_c c_{p_c} + m_w c_{p_w} \right) \frac{dT}{dt} = P + Q_a \quad [3.18]$$

donde mc_p es la capacidad calorífica térmica y los índices l, a, c y w se refieren respectivamente, al líquido en el tanque, el agitador, el material del serpentín y el agua dentro del serpentín. La acumulación de calor en las paredes del tanque de plexiglas se asumen como despreciables. La cantidad P es la potencia disipada por fuerzas viscosas y Q_a es la velocidad de calor transferido al medio ambiente.

La temperatura media en el tanque fue medida como el promedio de las temperaturas marcadas por tres termistores inmersos en el tanque y conectados a un sistema de adquisición de datos. El sistema se dejó funcionando por un periodo de tiempo suficiente para alcanzar la homogeneidad térmica. La suma de P y Q_a se determinó como la pendiente de la curva de T vs t, que corresponde a una línea recta, usando los datos obtenidos antes de alcanzar un estado homogéneo. El término Q_a (pérdida de calor hacia el medio ambiente) fue determinada a partir de la diferencia entre las temperaturas medidas al inicio

y al final de los experimentos de mezclado, usando la ecuación anterior, con P igual a cero. Todos los experimentos se realizaron a la temperatura ambiental (25 °C). Si las pérdidas de energía al medio ambiente correspondían a más del 50% de la potencia consumida, el experimento se descartaba. Los efectos de la temperatura sobre las propiedades reológicas, en el intervalo cubierto en los experimentos, fueron despreciables. Se puede consultar mayores detalles sobre esta técnica en la tesis de Guérin (1984).

Las mediciones de potencia por medio de balances de calor son, en general, poco usadas. Se deben considerar muchos aspectos dentro del balance, por ejemplo, el calor transferido hacia el fluido por el serpentín o la chaqueta, el calor de reacción (sistemas en los que se presentan reacciones químicas o bioquímicas), la potencia disipada por efectos viscosos, el calor transferido al medio exterior, el calor generado por el rompimiento de las burbujas de aire en el seno del líquido, etc. Por lo que las expresiones generadas para obtener el suministro de potencia dirigido a producir el movimiento del fluido son complicadas en vista de todos los factores que deben considerarse.

Por otra parte, se requiere de termistores de alta sensibilidad colocados en diversos puntos del tanque o fermentador, por medio de los cuales se pueda registrar las variaciones en temperatura, inclusive de décimas de grado (Carreau *et al.*, 1992). También son indispensables amplificadores de señales con varios canales y de alta sensibilidad. Además, la homogenización térmica debe ser lo suficientemente rápida y las pérdidas de calor al medio ambiente tienen que ser minimizadas.

La posición en la que se colocan los termistores en el interior del tanque debe ser evaluada con sumo cuidado, ya que las respuestas deben ser representativas de las condiciones de flujo. Además, la presencia de estos sensores puede alterar los patrones de flujo, especialmente en tanques de volumen pequeño (escala laboratorio y de banco).

3.5.5 Sistemas de sensores de esfuerzos y telemetría

La medición del consumo de potencia mediante sensores de esfuerzos y telemetría, ha sido usada principalmente para el caso de sistemas de impulsores múltiples. Es una técnica que puede ser empleada prácticamente a cualquier escala (Brown, 1977). Consiste en la instalación de sensores de esfuerzo sobre la flecha de agitación, mediante los cuales se puede determinar la deformación que sufre un material al ser sometido a un esfuerzo determinado. Una descripción más detallada de la técnica de sensores de esfuerzo y telemetría (Chatwin y Nienow, 1985) se presenta en los capítulos siguientes de este trabajo.

Esta técnica fue desarrollada en la Universidad de Birmingham (UK) a principios de los años ochenta. Hasta el momento, se ha aplicado en estudios a nivel piloto, tanto en estudios de mezclado, realizados en tanques diseñados especialmente con este fin (Kuboi y Nienow, 1982; Hudcova *et al*, 1989; Armenante y Li, 1993; Chang, 1993), como en mediciones de consumo de potencia *in situ*, es decir, durante el desarrollo de un proceso fermentativo en un bioreactor (Nienow *et al*, 1989; Torrestiana *et al*, 1991; Xueming *et al*, 1991).

3.5.5.1 Medición en tanques de mezclado

Kuboi y Nienow (1982) publicaron uno de los primeros trabajos utilizando sensores de esfuerzos y telemetría para la medición del consumo de potencia en sistemas de impulsores duales operando en agua, en condiciones aireadas y no aireadas. Se evaluaron tres combinaciones de impulsores. Se obtuvieron mediciones del suministro de potencia total (sistema de dos impulsores) e individual, para cada una de las combinaciones de impulsores. Estas mediciones se relacionaron con la visualización de patrones de flujo y de cavidades de aire. El sistema implementado para estas observaciones ha sido descrito detalladamente por Kuboi *et al* (1983) [ver Figura 3.16]

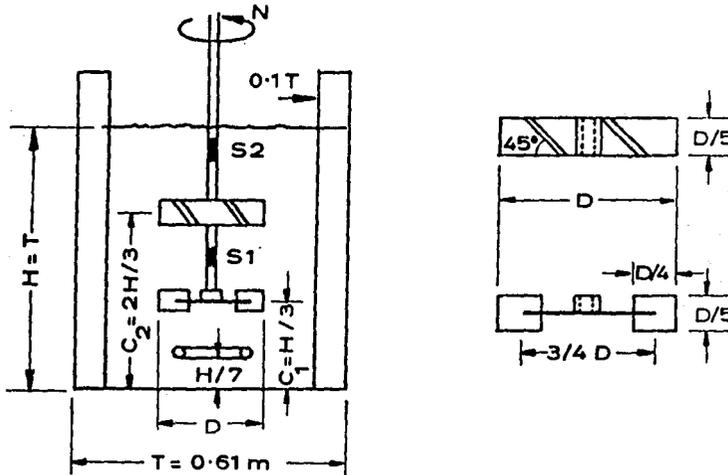


Figura 3.16 Esquema del tanque con un impulsor de paletas inclinadas y una turbina Rushton. Se muestra también la posición de los sensores (S1=sensor inferior; S2=sensor superior) (Kuboi *et al*, 1983).

Posteriormente, Hudcova *et al* (1989) llevaron a cabo estudios en agua, en condiciones aireadas y no aireadas, en un tanque de acrílico de 0.56 m de diámetro. En la flecha de agitación se montaron dos sensores de esfuerzos, con la finalidad de obtener mediciones del consumo de potencia de cada impulsor en un sistema dual. El primer sensor se colocó entre los dos impulsores y, el otro sensor, se colocó por arriba del impulsor superior. De esta manera, el sensor superior proporciona el torque originado por ambos impulsores y el sensor inferior, el debido al impulsor inferior. La señal de los sensores se transmitió por telemetría usando el sistema de Astech Electronics, Ltd. La señal de respuesta fue lineal hasta los 25 Nm. Se calibró cada sensor usando pesas y un brazo de palanca. La metodología que se siguió para la calibración en el trabajo de Hudcova *et al* (1989) es la misma que la utilizada en esta tesis y se describe en detalle en el capítulo VI (Metodología).

Armenante y Li (1993) llevaron a cabo estudios sobre la evaluación de la velocidad de agitación mínima para lograr la suspensión de sólidos del fondo del tanque. El objetivo principal fue determinar el papel que desempeña cada uno de los impulsores, de un sistema triple, en lograr el estado de suspensión de sólidos en un tanque de mezclado a nivel piloto. Por otra parte, se determinó el consumo de potencia en una configuración de impulsores múltiples y se comparó con el de un único impulsor. Además, se cuantificó el efecto sobre el consumo de potencia, de factores geométricos tales como la separación del fondo del tanque al impulsor inferior y la separación entre impulsores. La potencia suministrada fue medida por medio de un sistema de sensores de esfuerzos montados en la flecha a diferentes posiciones, de tal forma que permitiera la medición de la potencia individual. La señal de los sensores fue captada por medio de un receptor externo y un amplificador (Measurement Group Inc., 2120 System).

Empleando ese mismo equipo, Chang (1993) realizó su tesis de maestría, cuyo principal objetivo fue determinar experimentalmente la potencia consumida por varias configuraciones de impulsores múltiples en función del tipo de impulsor, la separación del fondo del tanque al impulsor inferior, la separación entre cada impulsor y la velocidad de agitación. Trabajó con combinaciones de turbinas de disco, de paletas planas, curvas e inclinadas, en sistemas duales y triples. Para el caso de un sistema de tres turbinas Rushton, encontró que el suministro máximo de potencia se obtiene a una separación entre impulsores igual a dos veces el diámetro del impulsor, confirmando lo encontrado por Hudcova *et al* (1989) para sistemas duales. Además, en este caso específico, el suministro total de potencia es aproximadamente igual a la suma del suministro de cada impulsor (Figura 3.17).

3.5.5.2 Mediciones en fermentadores (*in situ*)

Nienow *et al* (1989) han reportado un sistema basado en sensores de esfuerzos montados sobre una flecha hueca. Este sistema es susceptible de esterilizarse y, en consecuencia, es posible llevar a cabo mediciones muy precisas de potencia a lo largo de una fermentación (Xueming *et al*, 1991; Torrestiana *et al*, 1991). Este equipo de medición se utilizó para la medición de potencia tanto en condiciones aireadas como sin aireación, durante 12 meses en un fermentador de 150 L. Aún después de 20 ciclos de esterilización, los resultados coincidieron con los reportados en la literatura.

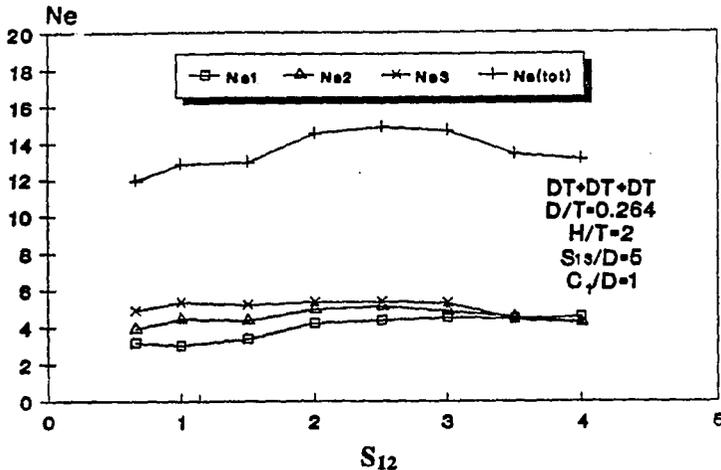


Figura 3.17 Variación del número de potencia total (Ne_{tot}) e individual (Ne_i) en función de la separación entre el impulsor inferior e intermedio (S_{12}) (Chang, 1993).

Torrestiana *et al* (1991) realizaron mediciones de consumo de potencia a nivel piloto (0.15 m^3) usando una turbina Rushton, tanto en el fermentador como en un tanque de mezclado. La contribución de este trabajo fue la medición *in situ* del consumo de potencia durante el proceso fermentativo para la producción de goma xantana, mediante la técnica de sensores de esfuerzos y telemetría. Se hizo un seguimiento de la potencia volumétrica (P/V) a lo largo de las 72 horas que duró la fermentación. Los resultados obtenidos se compararon posteriormente con mediciones realizadas con soluciones de goma xantana. Se presentan curvas de potencia *i.e.*, P_{og} vs Re para ambos sistemas (ver Figura 3.18). Los autores concluyen que esta técnica para medición del suministro de potencia en el fermentador es precisa y susceptible de utilizarse como una herramienta para generar información importante en cuanto al consumo de potencia y su optimización.

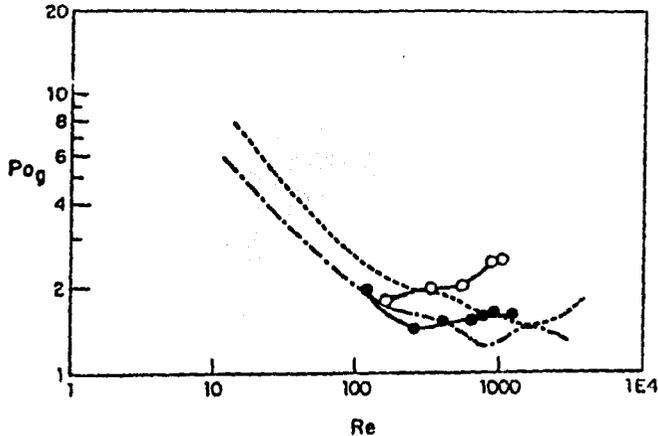


Figura 3.18 Comparación del número de potencia gaseada vs número de Reynolds para los datos obtenidos de la etapa final de una fermentación de goma xantana (0.15 m^3) antes de la esterilización (o) y posterior a ésta (o), así como los datos provenientes de un tanque (0.45 m diámetro) con soluciones acuosas de xantana (---) 20 kg m^{-3} , (-.-) 25 kg m^{-3} , flujo de aire $=0.5 \text{ vvm}$ (Torrestiana *et al*, 1991).

Otro ejemplo de medición de potencia en fermentadores es el artículo publicado por Xueming *et al* (1991), quienes llevaron a cabo un seguimiento del consumo de potencia durante la fermentación de goma xantana. Esta técnica les permitió evaluar y comparar los procesos por lotes (*batch*) y alimentado (*fed-batch*), relacionando el desarrollo de ambas fermentaciones con los rendimientos finales de goma y la calidad de mezclado (volumen de caverna o zona bien mezclada). En la Figura 3.19 se pueden observar los incrementos escalonados en el suministro de potencia que se requirieron para el cultivo alimentado.

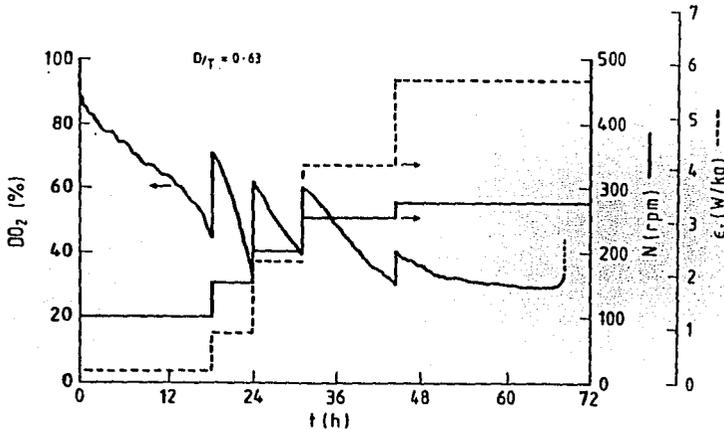


Figura 3.19 Porcentaje de oxígeno disuelto, velocidad de agitación y suministro de potencia durante una fermentación *fed-batch* de goma xantana (Xueming *et al*, 1991).

3.5.6 Ventajas y desventajas de los diferentes sistemas para medición de consumo de potencia.

1) Mediciones eléctricas

VENTAJAS:

Es un método sencillo.

No requiere de mucha instrumentación (wattímetro y/o amperímetro).

No se requiere de una inversión de capital elevada.

Es una buena opción especialmente para sistemas de corriente directa, para los que se puede obtener una medición precisa a condición de conocer el factor de eficiencia del motor y las pérdidas por fricción.

DESVENTAJAS:

Se obtiene la potencia total suministrada por el motor, de la cual debe descontarse la potencia consumida por el sistema de agitación (motor y caja de engranaje).

Es complicado determinar las pérdidas por fricción porque se requiere desacoplar el motor y la caja de engranaje y, posteriormente, hacer un barrido para las diferentes cargas.

Las pérdidas por fricción son considerables (hasta del 70%) para nivel laboratorio y escala de banco.

Se requiere determinar los factores de potencia y de eficiencia, los cuales son función de la carga del motor.

2) Dinamómetros

VENTAJAS:

Constituyen una opción viable para escala de banco y piloto (6-8 kW/m³).

Puede cubrirse un amplio rango de torques, *i.e.* 10⁻³ hasta 10¹ Nm.

Medición precisa a condición de descontar las pérdidas en el sistema de agitación.

DESVENTAJAS:

Su instalación requiere de una inversión elevada.

Los dinamómetros no soportan las cargas usuales en operaciones industriales.

No permiten evaluar la distribución de potencia por cada impulsor en sistemas múltiples.

Se requiere especial atención para el diseño mecánico del cojinete, ya que debe proporcionar estabilidad, flexibilidad y fricción baja.

3) Torquímetros

VENTAJAS:

Se puede abarcar un amplio rango de torques (10⁻² hasta 10² Nm) usando torquímetros de diferentes sensibilidades.

Las mediciones son precisas.

La inversión que se requiere es moderada.

No se necesita mucha instrumentación, *v.gr.* la celda de carga y el panel de control.

DESVENTAJAS:

No es posible determinar la distribución de potencia en sistemas de impulsores múltiples.

4) Mediciones calorimétricas

VENTAJAS:

Es una técnica muy fina con la que pueden obtenerse mediciones de torques muy pequeños (aprox. 10^{-3} Nm).

No se requiere descontar las pérdidas por fricción porque no están involucradas en la medición.

DESVENTAJAS:

Deben ser considerados muchos factores o eventos que influyen sobre el balance de calor, por lo tanto las expresiones generadas para obtener el suministro de potencia son complicadas.

Se requiere de termistores de alta sensibilidad colocados en diversos puntos del tanque o fermentador. Se requiere una sensibilidad de décimas de grado.

Se requiere de instrumentación de alta sensibilidad.

La homogenización térmica del sistema debe ser suficientemente rápida.

El sistema debe estar aislado térmicamente (sistema adiabático) para reducir o evitar las pérdidas de calor al medio ambiente.

La posición en la que se colocan los termistores al interior del tanque debe ser evaluada con sumo cuidado, ya que las respuestas deben ser representativas de las condiciones de flujo.

La presencia de termistores puede alterar los patrones de flujo, especialmente en tanques de volumen pequeño.

5) Sistemas de sensores de esfuerzo y telemetría

VENTAJAS:

Permite la medición individual del consumo de potencia de impulsores múltiples.

Puede evaluarse la potencia consumida durante el desarrollo de un proceso fermentativo en un bioreactor, ya que es susceptible de esterilizarse.

No hay pérdidas por fricción porque la medición se lleva a cabo por debajo de sellos y chumaceras.

Se pueden hacer mediciones de hasta décimas de Nm (10^0 a 10^1 Nm).

DESVENTAJAS:

Se requiere de mucha instrumentación adicional a los sensores de esfuerzo.

Se utiliza un circuito rotacional para la captación de la señal de los sensores, lo que hace

más complicada la instalación.

La instalación de los sensores es un punto crítico para el buen funcionamiento.

Se requiere la asistencia continua de un técnico especializado para el mantenimiento del equipo.

IV. OBJETIVOS

Objetivo General

Diseñar un sistema de medición que permita evaluar el suministro de potencia de cada agitador en un sistema múltiple.

Objetivos Específicos

Diseñar un sistema versátil que permita una amplia gama de posibilidades experimentales, tanto con fluidos Newtonianos como no-Newtonianos, en condiciones aireadas y sin aireación.

Caracterizar la respuesta que proporciona el sistema en términos de parámetros como la histéresis, la deriva de la señal (*drift*), reproducibilidad, precisión, etc.

Evaluar las pérdidas de energía debidas a la fricción entre los diferentes componentes mecánicos del equipo.

Verificar la respuesta (curva de potencia, P_0 vs Re) comparándola con la reportada en la literatura para sistemas de geometría estándar.

V. BASES DE DISEÑO Y DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

El equipo utilizado para la medición independiente del consumo de potencia de impulsores múltiples, consta esencialmente de un sistema mecánico (estructura, tanque de mezclado, flecha, agitadores, sistema motriz, acoplamientos y soportes para la flecha, panel de instrumentación, etc.) y un sistema electrónico (sensores de esfuerzo, transmisor, antena aérea, indicador, regulador de voltaje, graficador, selector de canales). Ambos sistemas se describen en detalle en esta sección.

El diseño del sistema se realizó en colaboración con el Depto. de Diseño Mecánico del Centro de Instrumentos, así como la Unidad de Escalamiento y Planta Piloto (UEPP) del Instituto de Biotecnología de la UNAM. La construcción de todas las partes que integran el sistema mecánico se realizó en el Centro de Instrumentos. La instalación del sistema electrónico fue llevada a cabo por Sidney Chatwin (Depto. de Ingeniería Química, Universidad de Birmingham) y Mario Alberto Caro (UEPP, Instituto de Biotecnología, UNAM).

El equipo está diseñado con la finalidad de realizar estudios de mezclado a nivel piloto, tanto con fluidos Newtonianos como no-Newtonianos. El principal objetivo del diseño es lograr la capacidad de medición del consumo de potencia individual para sistemas de impulsores múltiples. Además, el sistema debe permitir la realización de experimentos bajo un amplio rango de condiciones de operación, como son: condiciones aireadas (diferentes velocidades de aireación) y no aireadas, control de la temperatura del fluido en el tanque, velocidades de agitación variables, etc.

5.1 Criterios y parámetros de diseño

- a) La velocidad de rotación de la flecha debe ser variable, en un rango de 0 hasta 800 rpm o mayor.
- b) El drenaje de los fluidos debe realizarse en una forma sencilla y rápida, de la manera más limpia posible.
- c) Debe implementarse un mecanismo que permita controlar la temperatura de los fluidos con los que se trabaja en el tanque de mezclado.

- d) El ensamble del sistema que soporte a la flecha tiene que ser sencillo para facilitar el rápido montaje y desmontaje.
- e) El tanque y la chaqueta deben ser transparentes para poder observar lo que ocurre al interior.
- f) El sistema debe operar con la mínima fricción posible.
- g) La estructura que soporte al tanque y aloje a la flecha debe permanecer estática en todo momento. Idealmente, no debería presentar ninguna vibración, aún cuando se trabaje a la máxima velocidad de agitación.

5.2 Sistema mecánico

El sistema mecánico puede dividirse en las siguientes partes: estructura, sistema motriz, tanque y chaqueta, flecha, soporte de la flecha, panel para instrumentación e impulsores. Cada una de las partes se describen en detalle a continuación.

5.2.1 Estructura

La estructura que soporta el tanque y al sistema motriz fue construida con acero al carbono. El material empleado en la construcción consta principalmente de ángulos comerciales de acero (3/16" x 1 1/4"), tubular PTR de 1 1/2", placa de acero al carbono de 6 mm de espesor, soleras de 2" de ancho por 3/16" de espesor. Los planos detallados de la estructura se presentan en la Figura A1 del Anexo A. La estructura tiene una altura de 2.47 m y mide 0.574 de ancho (ver Figura 5.1). La base de la estructura es cuadrada. En su mayor parte, está construida en tubular PTR. En la parte superior, a una altura de 2.11 m, se colocó una placa de acero de 6 mm de espesor (0.5 x 0.35 m) colocada en forma vertical. Sobre esta base se colocó el motor de forma vertical también.

La estructura tiene tres entrepaños. En los dos entrepaños superiores se colocaron las chumaceras, el cual es el único contacto que tiene la flecha con la estructura de metal. Sobre el entrepaño inferior se colocan el tanque y la chaqueta de acrílico. Debajo de las cuatro bases de la estructura se colocaron soleras, cuyas dimensiones se mencionaron anteriormente. Estas soleras se taladraron para poder sujetar la estructura al suelo mediante tornillos. Así mismo, se colocaron cuatro ángulos de acero al carbono en la estructura, cuya finalidad es sostener el tanque y la chaqueta de base tetragonal. Cabe destacar que la estructura está diseñada para permitir un fácil ensamble del sistema, cuidando siempre que ésta proporcione rigidez.

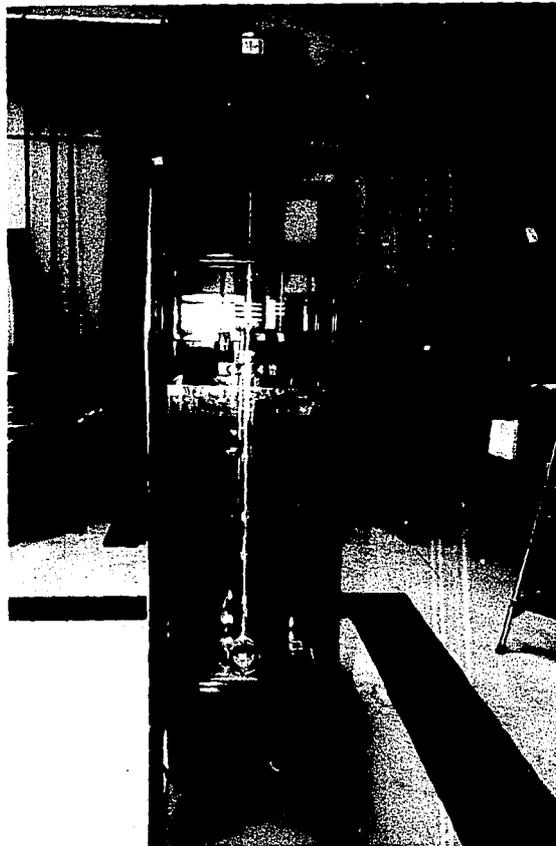


Figura 5.1 Vista frontal y lateral del equipo

5.2.2 Sistema motriz

La estructura de acero sostiene en su parte superior a la unidad motriz, la cual consiste en un motor y un regulador de velocidad. Este último se localiza en el panel de instrumentación (Figura 5.1). La flecha se acopla al motor a través de un cople que soporta el golpe generado al arrancar el motor.

La velocidad del motor es regulada por medio de un controlador de velocidad. El motor Siemens es trifásico, de corriente alterna. Las especificaciones son las siguientes:

Marca	Siemens tipo RGZ
Potencia	2 HP
Voltaje	220-230/440-460
Corriente	6.2 Amps /3.1 Amps
RPM máximo	1715
Frecuencia	60 Hz
Temperatura de trabajo	40 °C
Peso	21.3 Kg

El controlador de velocidad es un variador de frecuencia MagneTek GPD333 DS023. Este controlador permite alcanzar la velocidad deseada en un período de tiempo muy corto. Las dimensiones generales son 105 mm de ancho, 150 mm de altura y 100 mm de espesor. Las especificaciones del controlador son las siguientes:

Marca	MagneTek GDP333 DS023
Potencia máxima aplicable	1.5 kW (2HP)
Voltaje de alimentación	200/208/230 V, 50 Hz 200/208/220/230 V, 60 Hz
Capacidad de salida	2.8 kVA
Corriente continua máxima aplicable	5 A

5.2.3 Tanque y chaqueta

El tanque empleado en el sistema fue construido en el Centro de Instrumentos, gracias a las facilidades otorgadas por la empresa Plastiglas en Ocoyoacac, Edo. de México. El tanque es un cilindro rectangular construido a partir de una placa de acrílico de 9 mm de espesor, cuyas dimensiones son 0.42 m de diámetro exterior y 1 m de altura. Tiene una capacidad máxima de 150 L de fluido, aunque el volumen de operación es de 100 L. Este tanque es geoméricamente idéntico a un fermentador de 100 L de volumen de operación, que se localiza en la Unidad de Escalamiento y Planta Piloto del Instituto de Biotecnología de la UNAM. Se encuentra dentro de un recipiente tetragonal que funciona como chaqueta para control de temperatura. La base del recipiente es cuadrada y mide 0.494 m por lado, la altura es de 0.91 m. El recipiente también fue construido de placa de acrílico de 9 mm de espesor.

El tanque y el recipiente son concéntricos. A este último se le realizaron dos perforaciones para colocar dos secciones de tubería para entrada y salida del líquido usado para regular la temperatura. Para permitir la evacuación del fluido en el tanque, se diseñó una compuerta circular. Se perforó tanto el contenedor como el recipiente. La compuerta tiene un diámetro interior de 64 mm. Para sellar esta compuerta, se utiliza placa de acrílico de 9 mm cortada en forma circular con un alojamiento para arosello de neopreno.

5.2.4 Flecha de agitación

La flecha de agitación está dividida en dos secciones. La razón de ello radica en que la flecha original en la que se colocaron los sensores de esfuerzo (flecha instrumentada), no tenía la longitud suficiente para permitir un fácil ensamblaje del sistema. Ambas secciones de la flecha fueron construidas en acero inoxidable, con un diámetro de 1 plg. La sección inferior (flecha instrumentada) tiene una longitud de 1.148 m y la superior de 0.5 m. En la sección inferior de la flecha se maquinaron tres canales (2.9 cm) en sentido transversal, donde se colocaron los sensores de esfuerzo (éstos son descritos secciones más adelante) y un canal menor (0.6 cm) en sentido longitudinal, por donde pasan los cables que conectan cada sensor al transmisor colocado en la parte superior de la flecha (ver Figura 5.2).

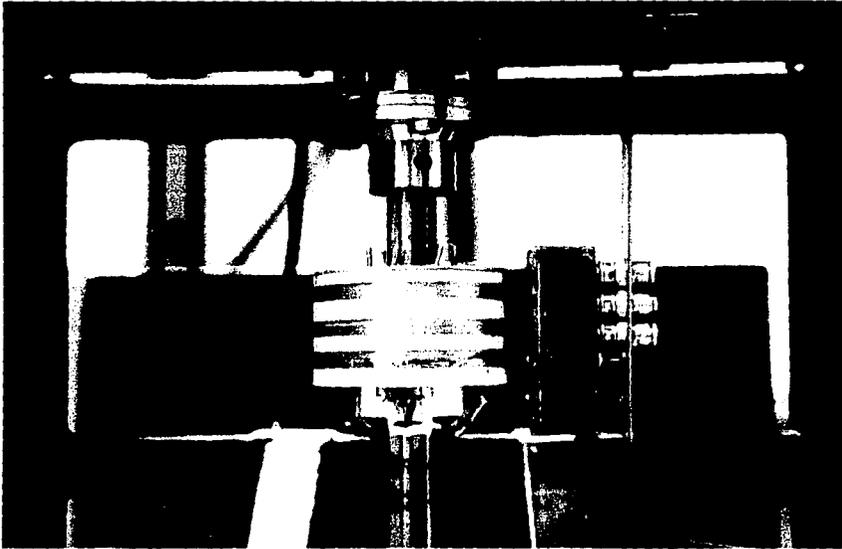


Figura 5.2 Acercamiento del transmisor y antena aérea.

Tanto los sensores como los cables se recubrieron de una resina especial que evita que se mojen al ser introducidos en el líquido al interior del tanque, lo cual puede apreciarse en la Figura 5.3.

El motor se acopla a la flecha a través de un cople flexible comercial. Debido a la necesidad de sujetar la flecha a través de la estructura para evitar vibraciones, se colocaron dos chumaceras sobre dos soportes. Las chumaceras sólo tienen contacto con la sección no instrumentada de la flecha, a través de dos rodamientos. Las especificaciones de las chumaceras y el cople son las siguientes:

Pieza	Cantidad	Descripción
Chumacera	2	Marca DODGE COMESA No. 002641
Cople	1	Tipo flexible de zamac para flecha de 25.4 mm (1") de diámetro.

Se diseñaron dos bridas de acero inoxidable para asegurar la unión de las dos flechas. Las bridas envuelven a la flecha, sujetándola con firmeza. Las dimensiones de las bridas son 83 mm de diámetro exterior y 36 mm de altura.

La sección inferior de la flecha (ver Figura 5.3) fue maquinada deficientemente, ocasionando un ligero pandeo. Esta deformación de la flecha ocasionó problemas de vibración y cabeceo, los cuales se corrigieron por medio de un soporte inferior que centra la flecha, así como con una chumacera que sostiene la flecha en la parte de arriba del sensor de esfuerzo superior. Sin embargo, el uso de este soporte ocasionó pérdidas de energía ocasionadas por la fricción con la flecha. La cuantificación de estas pérdidas se presenta y discute en el capítulo VII (Resultados y Discusión).

5.2.5 Soporte de la flecha

La flecha instrumentada tiene un ligero pandeo que se acentúa al girar la flecha a más de 400 rpm. Por esta razón, se diseñó un soporte que mantiene rígida a la flecha, minimizando la excentricidad en el giro. Este soporte desmontable, se encuentra en la base del tanque de acrílico y sujeta a la flecha por su cara inferior (ver Figura 5.4). Fue construido en acrílico cristal y bronce. Sostiene una corta flecha que sirve como extensión. Gracias al conjunto de sellos con que se equipó, no hay filtración alguna a través del tanque (ver plano en la Figura A2 del Anexo A).

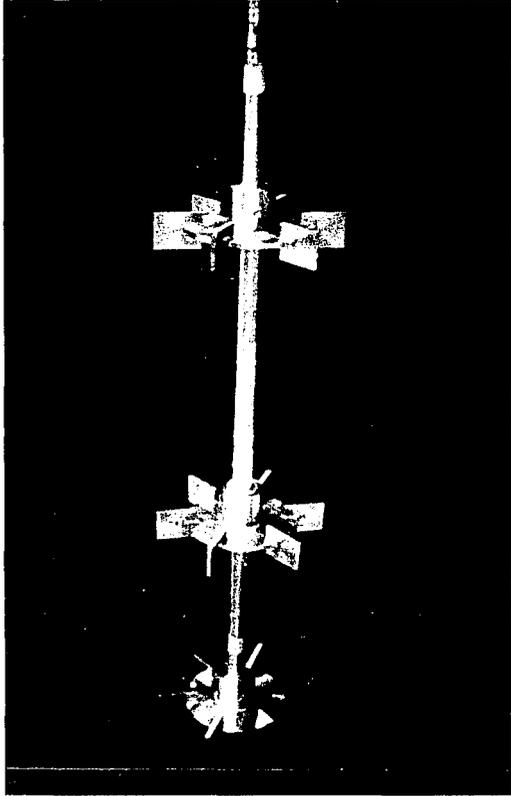


Figura 5.3 Acercamiento de la flecha y sensores de esfuerzo.

El soporte se compone principalmente de tres cilindros huecos de acrílico y una extensión para la flecha de acero inoxidable de 25.4 mm (1 plg) de diámetro y 157 mm de longitud. Para evitar la filtración de fluido y evitar el contacto entre acrílico, se empleó un sello de neopreno colocado entre los cilindros. Este soporte gira junto con la flecha de agitación, de manera que funciona como un rodamiento.

Después de instalar el rodamiento, se procedió a realizar la evaluación de las pérdidas por fricción en el acoplamiento entre este soporte y la flecha de agitación. Estos resultados se presentan en el capítulo VII, sección 7.4. Dado que los resultados que se obtuvieron no fueron los adecuados, se decidió sustituir el rodamiento por un buje estático. Este nuevo soporte no gira junto con la flecha, además el acoplamiento entre el buje y la flecha de agitación es cónico, con lo que se reduce al mínimo la zona de contacto entre ambas partes metálicas. Se conservó el mismo sistema de sellos para evitar la filtración de líquido.

5.2.6 Panel de Instrumentación

Se construyó también un panel para alojar la instrumentación que se utiliza para el sistema de sensores de esfuerzo y telemetría. El mueble fue construido (ver plano detallado en la Figura A3 del Anexo A) con la finalidad de alojar la instrumentación necesaria para la recepción y traducción de la señal de los sensores de esfuerzo. Este mueble tiene una altura de 2 m y está dividido en tres paneles.

5.2.7 Impulsores

Los impulsores usados para la caracterización del sistema fueron dos juegos de tres turbinas Rushton cada uno, cuya relación entre el diámetro del impulsor con respecto al diámetro del tanque (D/T) fue de 0.33 y 0.5. Estos agitadores fueron construidos en acero inoxidable. Tienen seis paletas equidistantes 60° , insertadas en una placa circular de acero inoxidable de 6 mm y diámetro exterior de 90.4 mm. Las paletas se construyeron empleando placa de acero inoxidable de 6 mm de espesor; miden 35 mm de largo y 27 mm de ancho. La distancia máxima entre los extremos de las paletas es de 142.4 mm (ver Figura A4, Anexo A).

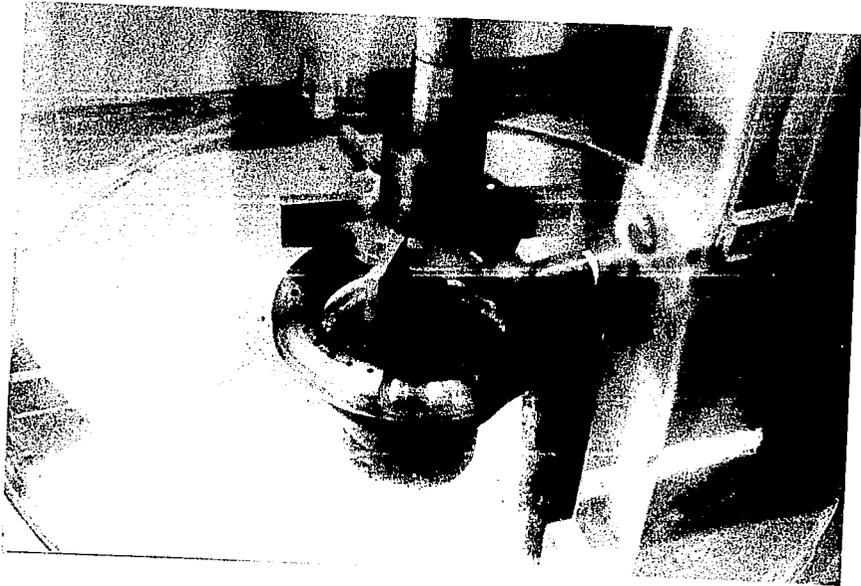


Figura 5.4 Acercamiento del buje inferior y el difusor de aire.

5.3 Sistema de telemetría y sensores de esfuerzo

La técnica de medición de torque por medio de sensores de esfuerzo y telemetría se basa primordialmente en la determinación del esfuerzo al que se somete algún material, *i.e.* la medición de pequeños cambios en las dimensiones de un cuerpo sólido conforme se somete a una fuerza determinada. Originalmente, el énfasis en este tipo de mediciones proviene de la importancia de saber si una estructura o material tiene la fuerza y resistencia necesarias para el propósito con el que se construyó, o bien, podría fallar tras el uso continuo. En el caso específico de la medición del torque impuesto por un sistema de agitación, el cuerpo sólido que será deformado es la flecha de agitación sobre la cual se aplica una fuerza en sentido tangencial, ocasionada por la resistencia que opone el fluido al movimiento que se producirá por las paletas del impulsor.

5.3.1 Sensores de esfuerzo (*strain gauges*)

Los sensores de esfuerzos o *strain gauges* constituyen una clase específica de transductores: un dispositivo por medio del cual se transforma una energía mecánica determinada en una señal eléctrica equivalente por medio de la cual, se mide o controla la variable de entrada. Este tipo de transductor electro-mecánico se coloca usualmente en la fuente de la fuerza física y responde a su magnitud (Measurements Group Inc., 1988). El transmisor de señales puede colocarse a la distancia que convenga y se conecta al transductor por medio de cable para conducción de señales eléctricas. Estos sensores de esfuerzo se utilizan para determinar la torsión o deformación de algún material, por lo que se pensó que podría ser una técnica apropiada para la medición del torque. Miden esencialmente incrementos en el esfuerzo causados por incrementos en la carga que soporta un metal. El sensor puede ser instalado y pegado a la flecha de agitación. Comprende el elemento sensor, una base, adhesivo y varias capas de una cubierta protectora (Chatwin y Nienow, 1985). Si estas capas se eligen e instalan correctamente, el sensor de esfuerzo puede ser montado en la flecha y sumergirse en algún fluido.

En la década de los '40s, fueron desarrollados los sensores de esfuerzo de resistencia fijados por adhesión. E.E.Simmons y A.C. Ruge fueron los inventores de este tipo de transductores que fueron introducidos al mercado en los años '50s (Measurements Group Inc., 1988). El principio de funcionamiento puede describirse de la forma siguiente: una

resistencia R está adherida a un aislante A , el cual a su vez está fijo a un soporte S , cuya deformación va a ser medida (ver Figura 5.5). Si la adhesión es adecuada, cuando S es deformado se comunica a R un cambio en la longitud. La resistencia R adherida al aislante A se denomina conductor, en este caso el sensor de esfuerzo (Noltingk, 1985).

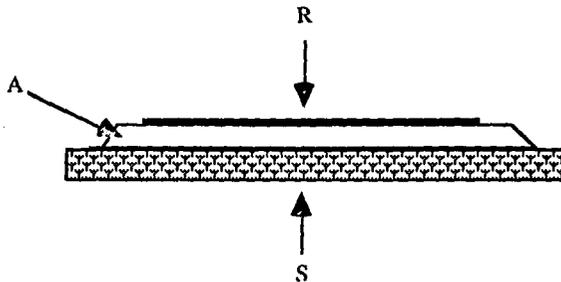


Figura 5.5 Principio de funcionamiento de un sensor de esfuerzo de resistencia adherida.

La resistencia de un conductor de longitud λ , área de sección transversal A y resistividad r es:

$$R = \frac{r\lambda}{A} \quad [5.1]$$

Cuando se aplica una torsión al soporte, se produce una deformación $\Delta\lambda/\lambda$, la cual causa un cambio en la resistencia $\Delta R/R$ del sensor de esfuerzo :

$$\frac{\Delta R}{R} = \left(1 + 2\mu_p + \frac{\lambda}{r} \left[\frac{\Delta r}{\Delta \lambda} \right] \right) \frac{\Delta \lambda}{\lambda} \quad [5.2]$$

donde μ_p es el módulo de Poisson que implica la relación entre la contracción transversal y la extensión longitudinal. Comúnmente este parámetro tiene un valor de 0.3. El cambio en la

resistencia ($\Delta R/R$) se puede relacionar con la deformación ($\Delta\lambda/\lambda$) mediante un factor de resistencia del sensor (*gauge factor*, G). De esta manera, la respuesta obtenida es sólo función del torque (torsión) al que es sometido el material. Ahora bien, mientras mayor sea el *gauge factor*, mayor es la sensibilidad del sensor de esfuerzo (generalmente alrededor de 2.0). Los sensores de esfuerzo que se utilizaron tienen un *gauge factor* de 2.10. Estos sensores son del tipo de sensor de hoja o *foil strain gauge* (Figura 5.6), los cuales se fabrican por grabado con agua regia, a partir de una hoja de metal de aproximadamente 4 mm de espesor (Noltingk, 1985).

Los sensores de esfuerzo de hoja tienen la ventaja de que su superficie es completamente lisa, haciendo más fácil la adhesión y mejorando la disipación de calor (Noltingk, 1985). Así mismo, permiten una mayor libertad de diseño al adoptar formas y tamaños diferentes para usarse en la construcción de transductores de geometrías complejas (Measurements Group Inc., 1988) que se adapten a la zona específica donde se colocará el dispositivo, la cual en este caso, es una hendidura en la flecha de agitación. El estado de esfuerzos en la superficie cuya deformación va a medirse, al tiempo que el sensor de esfuerzo se adhiere, tiene que tomarse como deformación cero relativa a los cambios subsecuentes que se medirán (Noltingk, 1985).

5.3.2 Características de los sensores de esfuerzo.

Los sensores de esfuerzo tienen ciertas ventajas sobre otro tipo de sensores, las cuales pueden resumirse en los siguientes puntos (Measurements Group Inc., 1988):

- a) Su tamaño y masa son pequeños
- b) Se adhieren completamente a la estructura del soporte
- c) Presentan una excelente linealidad sobre un amplio rango de esfuerzos
- d) Efectos térmicos bajos y predecibles
- e) Alta estabilidad con respecto al tiempo
- f) Costos relativamente bajos
- g) La señal de salida corresponde a un cambio en la resistencia
- h) Tiempo de respuesta corto

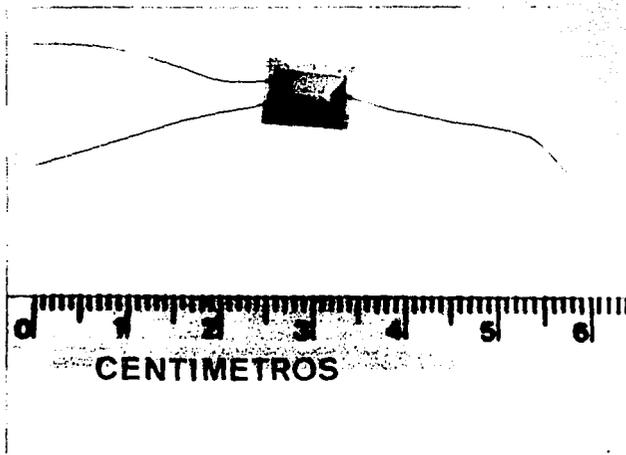
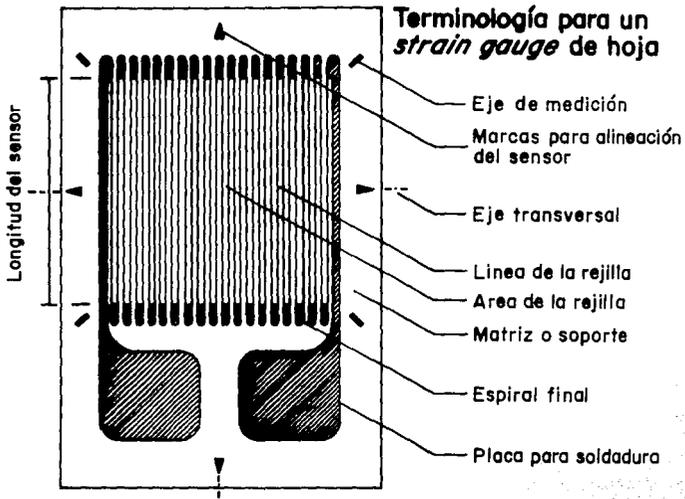


Figura 5.6 Esquema de un sensor de esfuerzos tipo hoja (*foil strain gauge*).

Las principales desventajas que pueden presentar los sensores de esfuerzo se enlistan a continuación:

- a) Puede presentarse degradación térmica, sobre todo cuando se trabaja a temperaturas elevadas.
- b) Las señales de salida son relativamente bajas, por lo cual es necesario emplear un amplificador.
- c) Se requiere especial atención al procedimiento de instalación del sensor sobre la superficie del soporte. Muchos de los problemas de deriva de la señal con respecto al cero o no-linealidad pueden ser originados por fallas en la instalación.
- d) Pueden presentarse efectos adversos ocasionados por la humedad del medio ambiente, por lo que se requiere que las capas de aislante se coloquen correctamente.
- e) También pueden presentarse problemas de deriva de la señal con respecto al cero, en el caso de un sensor de esfuerzo que será utilizado por periodos de meses o años, sin oportunidad de regresar a la lectura de cero original.

Los sensores de esfuerzo utilizados fueron los fabricados por la compañía Tokyo Sokki Kenkyujo Co., Ltd. Las características principales son las siguientes: modelo FCT-3600-17, longitud 3 mm, resistencia $600 \pm 1.8 \Omega$. La posición en la que se colocó cada uno de los sensores se ilustra en la Figura 5.7. La instalación fue realizada por Sidney Chatwin (Depto. de Ingeniería Química, Universidad de Birmingham) y Mario Alberto Caro (Unidad de Escalamiento y Planta Piloto del Instituto de Biotecnología, UNAM).

5.3.3 Sistema de telemetría

El problema de obtener la señal de los sensores de esfuerzo cuando se montan en la flecha de agitación, se resolvió utilizando telemetría, esto es, por medio de una señal de radio. Este sistema ha probado ser adecuado para obtener y procesar la señal de respuesta de los sensores (Chatwin y Nienow, 1985). Se utilizó un equipo de telemetría diseñado y fabricado por Astech Electronics Ltd., el cual permite el registro muy fiel (y prácticamente ausente de ruido) de la muy débil señal generada por los sensores de esfuerzo.

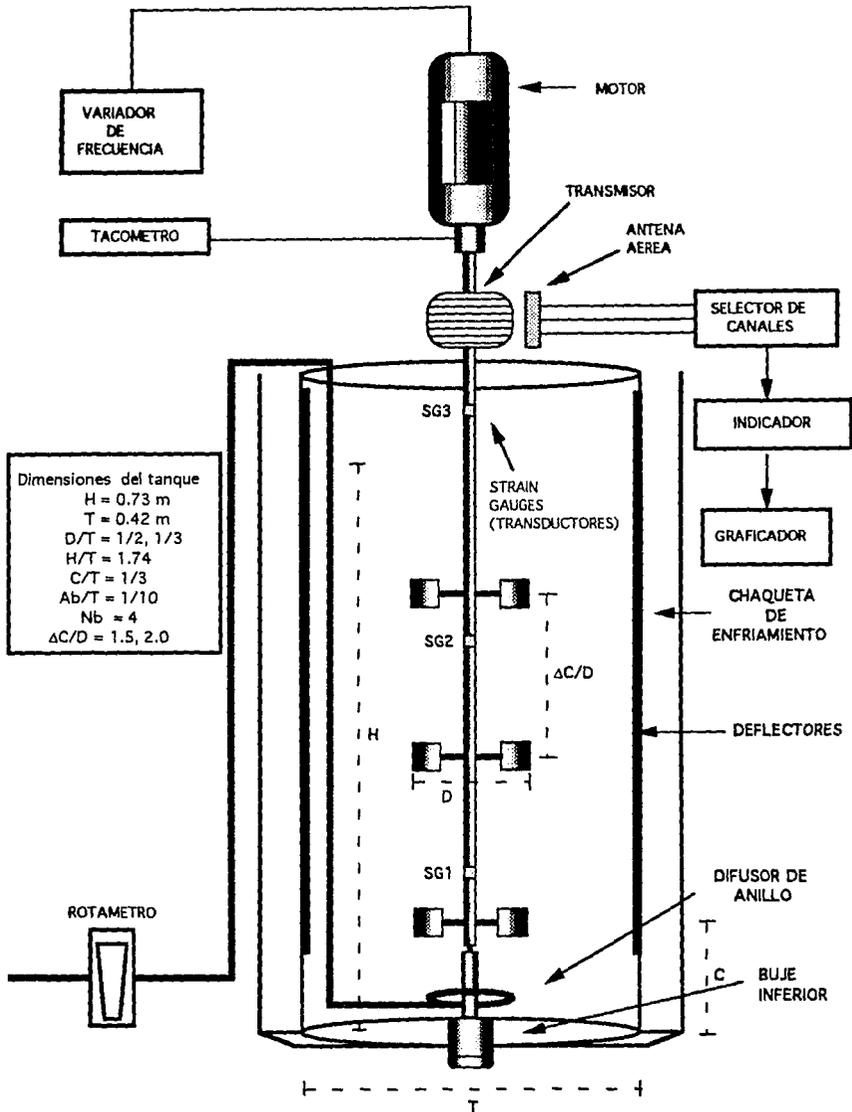


Figura 5.7 Esquema del equipo y la posición de los sensores de esfuerzos sobre la flecha de agitación.

El sistema de telemetría (Astech Rotary Telemetry System) consta de la siguiente instrumentación: (a) un transmisor con sus componentes asociados (batería, oscilador), montado en la parte superior de la flecha de agitación (ver Figura 5.2). Este transmisor genera una oscilación cuya frecuencia es proporcional al cambio en la resistencia del sensor de esfuerzo; (b) una unidad aérea receptora de tres canales, la cual se coloca cerca, pero sin hacer contacto con el transmisor, (c) un selector de canales y (d) un amplificador o indicador que convierte la frecuencia transmitida a voltaje y la amplifica, de forma que pueda ser registrada por un graficador (Chatwin y Nienow, 1985). Finalmente, los datos de torque se obtienen mediante una correlación obtenida en base a un proceso de calibración, cuyo procedimiento se detallará en el siguiente capítulo.

La unidad transmisora consta de las siguientes partes: 3 transmisores de esfuerzo TX5B No. 1054, 1064, 1065; 6 baterías $\frac{1}{2}$ A Ni-Cad recargables, capacidad 0.6A h; un cilindro para alojamiento de los componentes anteriores con 3 interruptores on/off, 3 interruptores para seleccionar la sensibilidad alta/baja y una conexión para recarga de baterías. Este cilindro puede montarse en la flecha y ajustarse por medio de tornillos (ver Figura 5.2).

Las dimensiones de la unidad transmisora y la antena aérea se muestran en la Figura 5.2, donde también se especifica a que canal (sensor de esfuerzo) corresponde cada banda de la unidad transmisora. Como ya se mencionó anteriormente, el equipo incluye también un selector de canales con tres conexiones posibles. Únicamente se puede captar la señal de un sensor a la vez, ya que el equipo no permite la recepción simultánea de la señal de los tres sensores de esfuerzo.

5.3.4 Balanceo del puente de los sensores de esfuerzo

Un aspecto importante en la medición de torques en flechas rotatorias se refiere a la necesidad de transferir una señal muy débil, de un orden de magnitud de 10^{-3} volts o menor aún, a un indicador y/o graficador. Se requiere un balanceo inicial de la deformación medida por los sensores de esfuerzos hasta un nivel de $\pm 20 \mu\text{strains}$ aproximadamente (Baker, 1974).

Los sensores de esfuerzos se colocan por pares sobre la sección acanalada de la flecha de agitación. En la figura 5.8, se observa como se realizaron las conexiones entre ambos sensores y el transmisor. Los sensores (A) se conectan en paralelo, una de las salidas de cada uno de los sensores se conectan al punto 1 y otra de ellas al punto 2. De estos puntos salen dos líneas hacia el transmisor (B), cada una de estas líneas corresponde a un brazo del puente formado por ambos sensores.

De acuerdo con el Manual de Operación del Equipo de Telemetría Rotacional (Astech Electronics, Ltd.), previo a la medición del torque - por medio de sensores de esfuerzo - se requiere balancear el puente de los sensores (ver Figura 5.8) para compensar la resistencia, así como los esfuerzos estáticos (deformación) introducidos durante la instalación de dichos sensores, además de los esfuerzos presentes en la flecha debidos a cargas estáticas. La frecuencia de salida del transmisor debe llevarse a un nivel de aprox. 12 kHz, el cual representa el nivel basal.

La opción más sencilla consiste en conectar las líneas de salida a un potenciómetro que permita compensar la señal de salida (milivolts) y llevarla a un nivel basal, es decir, ajustar el cero. Para el caso de aplicaciones en las cuales las cargas centrífugas excedan 100G (aceleración radial) o la instalación de los sensores de esfuerzo sea para uso por tiempos prolongados o permanente, se sugiere fuertemente evitar el uso de potenciómetros, ya que el desbalanceo inicial puede exceder la escala total. Además de que el proceso de instalación sería demasiado complicado. En estos casos, se requiere inicialmente un "balanceo grueso" para eliminar las variaciones residuales en la resistencia de los sensores. Los métodos existentes para llevar a cabo este dicho balanceo se enlistan posteriormente. Este balanceo inicial debe permitir un ajuste fino posterior, por medio de un potenciómetro, que corresponda a $\pm 50\%$ de la escala total o bien, por medio del indicador con el cual se puede manejar un rango de $\pm 15\%$ de la escala total ($\pm 15 \mu\text{strains}$).

Los cuatro métodos más usados para balancear el puente de los sensores de esfuerzo son (Baker, 1974):

- a) Derivar un brazo del puente (ver Figura 5.8) con una resistencia alta.
- b) Colocar una resistencia baja en serie con un brazo del puente.
- c) Remover material de uno de los sensores de esfuerzo, con lo cual se incrementa la resistencia (*i.e.* un brazo del puente)
- d) Compensar la señal de entrada del amplificador o indicador

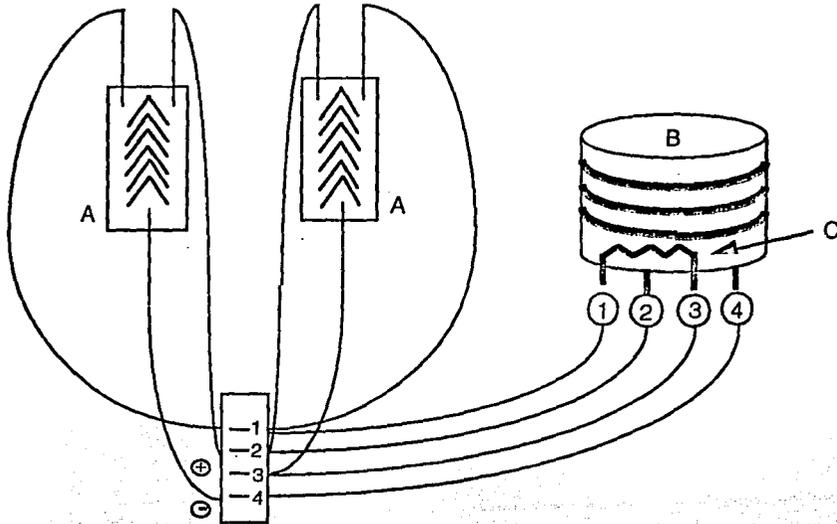


Figura 5.8 Puente entre los sensores de esfuerzos (A) y el transmisor (B). La resistencia de derivación (C) se conecta a un brazo del puente (1) y una de las líneas de entrada del amplificador (3). La conexión puede realizarse entre 1 y 3, o bien 2 y 4.

Para el caso del sistema que se utilizó en el presente trabajo, se eligió el método a, es decir, derivar un brazo del puente con una resistencia alta (resistencia de derivación). Este método consiste en conectar una resistencia de un valor alto en paralelo con un brazo del sensor de esfuerzo. Esto reduce la resistencia efectiva de un brazo y, por tanto, altera el balance del puente. La magnitud del cambio es inversamente proporcional al valor de la resistencia que se conectó. Este método es muy conveniente para medición de torque por telemetría. Una de sus principales ventajas es que las resistencias pueden ser conectadas al circuito a través de las terminales de conexión del transmisor, evitando un proceso de instalación especial y la necesidad de un soporte mecánico.

La principal desventaja de este método es que las resistencias no presentan suficiente estabilidad con respecto a la temperatura y periodos prolongados de tiempo. La estabilidad térmica depende del intervalo de temperaturas en que se trabaje, la magnitud del desbalanceo inicial y el coeficiente térmico de la resistencia. Este método puede usarse sin ningún problema cuando se requieren resistencias de alto valor, pero los problemas aparecen cuando el desbalanceo del puente es muy pequeño. Se presenta una reducción en el *gauge factor* a consecuencia de que la salida del puente está desviada. Aunque es posible calcular la magnitud de la atenuación, ya que se conoce el valor de la resistencia de derivación.

VI. METODOLOGIA

6.1 Calibración estática de los sensores de esfuerzo

La calibración estática proporciona una correlación entre el torque impuesto sobre el impulsor y la señal de los sensores de esfuerzo obtenida como voltaje (mV). Con este fin, se aplica un peso conocido a las paletas del impulsor en sentido tangencial (Figura 6.1).

El torque impuesto se calcula de la siguiente manera:

$$M = F \cdot B \quad [6.1]$$

donde M es el torque (Nm), F es la fuerza aplicada (la cual corresponde al peso, kgf) y B es el brazo de palanca (m), que corresponde a 1/2 del diámetro del impulsor. Se obtiene una correlación lineal al colocar pesos variables y registrar el voltaje generado. Los sensores de esfuerzo generan una señal eléctrica (mV) que es directamente proporcional al torque aplicado.

La calibración estática se llevó a cabo en dos etapas. En la primera etapa, se realizó colocando únicamente una turbina Rushton ($D/T=0.33$), sobre el extremo inferior de la flecha, con la idea de caracterizar la respuesta de los sensores. En la segunda etapa, se realizó la calibración con tres turbinas Rushton para corroborar si se puede determinar el suministro de potencia de cada impulsor por diferencia entre la señal de los tres sensores de esfuerzo.

6.2 Criterios para asignar la separación entre impulsores de un sistema múltiple

La separación entre impulsores se manipula con la idea de encontrar una posición óptima de dichos agitadores, con la cual se suministre el máximo de potencia y se optimice el mezclado del fluido. De acuerdo con los trabajos previos de Smith *et al* (1987) y Hudcova *et al* (1989), se decidió que la separación con la que se trabajaría fuera de $\Delta C/D \geq 1.5$. Esta separación se definió en base a una distribución de los impulsores con respecto a los sensores de esfuerzo, de forma que cada sensor determine el torque aplicado a un solo impulsor. Las separaciones se especifican en base al diámetro del impulsor:

$$\Delta C = xD \quad [6.2]$$

donde ΔC es la distancia entre agitadores, D es el diámetro del impulsor y x es un factor de proporcionalidad. Las separaciones que se experimentaron fueron un $\Delta C/D=1.5$ y 2.0.

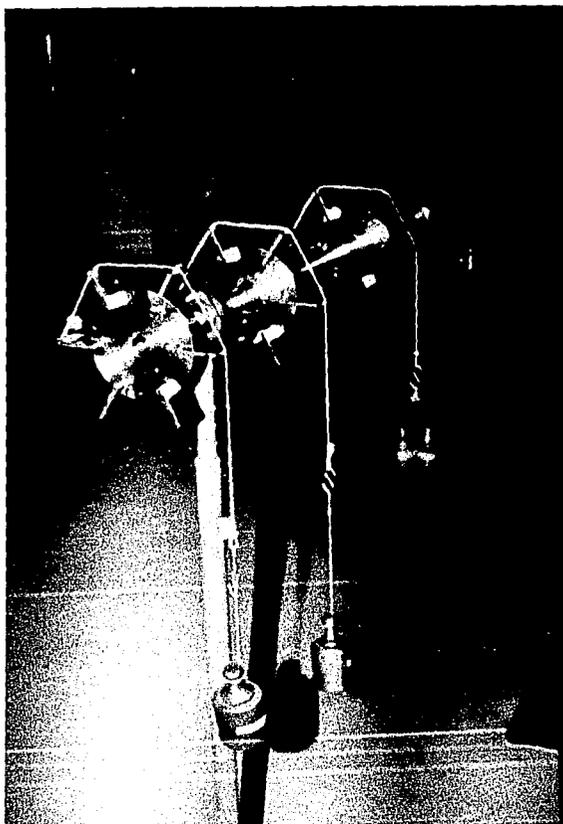


Figura 6.1 Arreglo utilizado para la calibración estática. Las pesas se colocan de forma que se aplique una fuerza en sentido tangencial.

6.3 Caracterización del sistema

La caracterización del sistema de sensores de esfuerzo se realizó con el propósito de evaluar la respuesta de los sensores bajo diferentes condiciones de medición. Así, se evaluó la variación de la respuesta con respecto al tiempo, la incertidumbre en las determinaciones, el tipo de respuesta que se obtiene al llevarse a cabo mediciones aumentando o disminuyendo el torque, etc.

6.3.1 Efecto de la posición del impulsor sobre la señal generada por los sensores de esfuerzo

Se evaluó el efecto de la posición del impulsor sobre la señal de respuesta de los sensores de esfuerzo 2 y 3. Con este fin, se compararon las pendientes de las curvas de calibración obtenidas para un único impulsor colocado en diferentes posiciones sobre la flecha de agitación. Las posiciones evaluadas se designaron utilizando el criterio de $\Delta C/D=1.5$ y 2.0 .

El efecto de la posición del impulsor sobre la señal de los sensores se determinó por medio de un análisis de paralelismo, bajo la hipótesis de que si las pendientes de los modelos de regresión para cada posición son iguales, entonces no se presenta un efecto por distancia (ver metodología estadística a continuación) y podría utilizarse cualquiera de las curvas de calibración generadas para cada sensor.

6.3.2 Determinación de la reproducibilidad en las lecturas

Se determinó la reproducibilidad de las curvas de calibración, con la finalidad de comprobar que, establecidas las condiciones para la calibración, se requiere llevar a cabo este proceso por una sola ocasión. La reproducibilidad de las lecturas se estimó realizando dos repeticiones de las curvas de calibración. Estas se hicieron colocando el impulsor a 20.9 cm del extremo inferior de la flecha. La reproducibilidad se determinó por medio de un análisis de paralelismo, mediante el cual se pretende probar que las pendientes de los modelos de regresión son iguales, lo que equivale a afirmar que ambas rectas coinciden.

6.3.3 Determinación de la histéresis

En los estudios de mezclado que se realizarán con este equipo, podrían presentarse variaciones drásticas en la potencia consumida. Estas se pueden originar debido a cambios en la velocidad de agitación, o bien, pueden presentarse descensos drásticos al trabajar inicialmente sin aireación y después suministrando aire al tanque. Por tal motivo, es necesario evaluar la variación en la señal de respuesta de los sensores de esfuerzo, cuando se presentan aumentos o descensos en el torque y, por lo tanto, en la potencia.

La histéresis es una medida de la diferencia entre un par de señales de respuesta de cierto instrumento, obtenidas en un ciclo de calibración. Este ciclo se realiza mediante mediciones en orden creciente y decreciente hasta llegar nuevamente al cero, sin interrupción en las mediciones.

Con la finalidad de determinar la histéresis en la señal de los sensores de esfuerzo, se colocaron pesos variables en orden creciente, desde cero hasta 11 kgf y se registró la señal que generaron los tres sensores. Posteriormente, se eliminó peso hasta llegar nuevamente a cero. Las mediciones fueron llevadas a cabo con un único impulsor colocado entre los sensores 1 y 2. Debido a la posición donde se colocó el impulsor, solamente se registraron los porcentajes de histéresis para los sensores de esfuerzo 2 y 3.

6.3.4 Determinación de la deriva de la señal (*drift*)

La variación de la señal de respuesta con respecto al tiempo se determinó colocando pesas (4 kgf) a un impulsor colocado 20.9 cm del extremo inferior de la flecha. Se registró la señal que proporciona el sensor de esfuerzo 3 en forma continua durante 11 horas.

6.3.5 Determinación de la precisión en las lecturas

La precisión en las lecturas se determinó tomando tres lecturas (señal de los sensores de esfuerzo) para un mismo torque en diferentes ocasiones, para once valores diferentes de torque. Se determinó la media (\bar{x}) y la desviación estándar (s) de cada grupo de datos. Como un indicador de la precisión en las mediciones, se reporta el coeficiente de variación (CV) con respecto a la media:

$$CV = \frac{s}{\bar{x}} \times 100 \quad [6.3]$$

Se determinó la respuesta de los sensores de esfuerzo 2 y 3 únicamente, ya que se colocó el impulsor a 20.9 cm del extremo inferior de la flecha.

6.4 Metodología estadística (análisis de paralelismo)

Tanto el efecto de la posición del impulsor sobre la señal de los sensores como la reproducibilidad de las curvas de calibración se determinaron por medio de un análisis de paralelismo. El objetivo de un análisis de paralelismo (Martínez-Garza y Castillo-Morales, 1987) es probar que las pendientes de dos rectas son iguales, lo cual equivale a probar que dichas rectas son paralelas. Pero si además tienen la misma ordenada al origen (en este caso cero), entonces probar que tienen pendientes iguales equivale a probar que son las mismas rectas. Este análisis estadístico se realizó por medio del SAS (Statistical Analysis System) para el cual se requiere plantear de acuerdo con los esquemas que utiliza dicho programa dos modelos de comparación (Martínez-Garza, 1983), que se describen a continuación.

En términos de modelos se tiene que

$$Y_i = \beta_1 z_i + \epsilon_i \text{ para } i = 1, 2, \dots, n, \text{ es el modelo 1}$$

$$Y_i = \beta_2 z_i + \epsilon_i \text{ para } i = 1, 2, \dots, n, \text{ es el modelo 2.}$$

donde Y corresponde a la variable dependiente y z corresponde a la variable independiente, β es la pendiente del modelo de regresión y ϵ es el error del modelo. El modelo 1 coincide con el modelo 2 si $\beta_1 = \beta_2$, lo cual se prueba bajo la hipótesis nula H_0 en el siguiente juego de hipótesis, donde H_a corresponde a la hipótesis alternativa (Freund y Simon, 1992):

$$H_0: \beta_1 = \beta_2 \text{ vs } H_a: \beta_1 \neq \beta_2 \quad [6.4]$$

En regresión lineal simple, la prueba de homogeneidad de los coeficientes de la variable independiente se realiza por medio de una prueba de F (distribución F), la cual se construye corriendo dos modelos adicionales como sigue: los modelos 1 y 2 anteriormente descritos, pueden expresarse conjuntamente, a partir de una sola relación, en el siguiente modelo que llamaremos modelo completo (MC):

$$y = \alpha_1 X_{01} + \alpha_2 X_{02} + \beta_1 X_1 + \beta_2 X_2 + \epsilon \quad [6.5]$$

Este modelo se ajusta a los $n+m$ valores (n que se tenían para el modelo 1 y m para el modelo 2), X_{01} toma valor cero en los primeros n elementos y uno en el resto, X_{02} toma valor cero en los primeros n elementos y 1 en el resto. La variable X_1 toma los valores z_i que tenía al ajustar el modelo 1 en los n primeros puntos y cero en el resto. Por último, X_2 toma valor cero en los n primeros puntos y el valor z_i en los m restantes puntos.

Ahora bien, bajo H_0 verdadera, entonces $\beta_1 = \beta_2$. Si suponemos que ese valor es β , es decir, $\beta_1 = \beta_2 = \beta$, entonces el modelo completo queda de la siguiente forma:

$$y = \alpha_1 X_{01} + \alpha_2 X_{02} + \beta X_1 + \beta X_2 + \epsilon \quad [6.6]$$

el cual es equivalente a:

$$y = \alpha_1 X_{01} + \alpha_2 X_{02} + \beta(X_1 + X_2) + \epsilon$$

que denominamos modelo bajo la hipótesis (MBH), el cual también se ajusta con los $n+m$ datos.

El estadístico F (Martínez-Garza y Castillo-Morales, 1987) se calcula de la siguiente forma:

$$F_c = \frac{\frac{(SCMC - SCMBH)}{1}}{\frac{SCE_{(MC)}}{n+m-4}} = \frac{SCMC - SCMBH}{CME_{(MC)}} \quad [6.7]$$

donde $SCMC$ es la suma de cuadrados del modelo completo; $SCMBH$ es la suma de cuadrados del modelo bajo la hipótesis; SCE , suma de cuadrados del error; CME , cuadrado medio del error. La regla para decidir cuando H_0 se rechaza es la siguiente:

Rechazar H_0 si $F_c \geq F_{(1, n+m-4), 1-\alpha}$

donde α es el nivel de confiabilidad, el cual corresponde al 99% en este caso.

6.5 Calibración estática con tres impulsores

En esta segunda etapa, se realizó un proceso de calibración como se describió en la sección 6.1, pero colocando tres turbinas Rushton sobre la flecha de agitación. Se aplicó torque en sentido tangencial sobre cada uno de los impulsores. La distribución del torque en esto tres puntos, se hizo de forma aleatoria. Se obtuvieron los datos de señal de respuesta de cada sensor vs torque aplicado, que se ajustaron posteriormente mediante una regresión lineal con ordenada al origen cero. Se usaron turbinas Rushton de $D/T = 0.33$ y 0.5 . Se evaluaron dos separaciones entre impulsores, $\Delta C/D = 1.5$ y 2.0 .

Se llevaron a cabo varios ciclos de calibración con esta configuración. Esto debido a que las pendientes de los modelos de regresión varían significativamente después de realizar el balanceo del puente de los sensores de esfuerzo (consultar la sección 5.3.3). Este balanceo se realizó al observar que, después de diversas modificaciones al sistema mecánico, no se lograba ajustar la señal de los sensores a cero cuando no había aplicación de torque.

6.6 Determinación de las pérdidas de energía por fricción

En la parte inferior del tanque de mezclado se colocó un soporte (consultar la sección 5.2.5) cuya finalidad fue centrar la flecha de agitación y corregir el cabeceo. Sin embargo, en este acoplamiento se producen pérdidas de energía debidas a la fricción entre las dos partes metálicas, las cuales se cuantificaron midiendo el torque generado a diferentes velocidades de agitación ($60-780 \text{ min}^{-1}$).

El diseño original incluía un rodamiento que giraba junto con la flecha de agitación. Este rodamiento fue sustituido por un buje fijo, con el que se reducen sensiblemente las pérdidas por fricción. Las mediciones se hicieron inicialmente con el sistema de agitación funcionando en aire. Posteriormente, se observó que el torque residual (torque generado por la fricción) medido en aire es mayor al medido en agua a velocidades de agitación bajas. De aquí se dedujo que el cubrir el buje con el líquido reduce el valor del torque generado por el roce entre ambos metales (buje y flecha). Es decir, el líquido funciona como un lubricante entre ambas partes metálicas.

La señal de cada uno de los sensores difiere ligeramente. Debido a esta diferencia, se cuantificó el torque residual (en aire y agua) para cada sensor de esfuerzo y se descontó

posteriormente de las mediciones del torque impuesto en agua, de acuerdo con la siguiente expresión:

$$M_{\text{fluido}} = M_{\text{medido}} - M_{\text{fricción}} \quad [6.8]$$

donde M_{fluido} es el torque suministrado para producir el movimiento del fluido, M_{medido} es el torque cuantificado por medio de los sensores de esfuerzo y $M_{\text{fricción}}$ es el torque debido a la fricción en el rodamiento o buje inferior.

6.7 Pruebas dinámicas

Se evaluó la distribución del consumo de potencia en agua para un sistema con tres turbinas Rushton de $D/T=0.33$. Se trabajó con un volumen de operación de 0.1 m^3 , sin aireación. Los resultados se presentan en una curva de potencia típica (P_0 vs Re) para el régimen turbulento. La potencia suministrada por el sistema de tres impulsores se cuantificó de acuerdo con la ecuación 3.16. Los resultados de los experimentos en agua se expresaron en una curva de potencia, P_0 vs Re . Estos números adimensionales se expresan de la forma siguiente:

$$P_0 = P/\rho D^5 N^3 \quad [6.9]$$

$$Re = \rho N D^2 / \mu \quad [6.10]$$

donde ρ es la densidad (kg/m^3) y μ es la viscosidad del fluido ($\text{Pa}\cdot\text{s}$), D es el diámetro del impulsor (m) y N es la velocidad de agitación (s^{-1}).

6.8 Mediciones de consumo de potencia en un sistema de dos sensores de esfuerzo (T61)

El sistema -denominado T61- consiste en un tanque de plexiglas transparente, con un volumen de operación de 178 L. Este tanque se encuentra en las instalaciones de la Escuela de Ingeniería Química de la Universidad de Birmingham, UK. El esquema se presenta en la Figura 6.2, donde se incluyen las dimensiones geométricas. Las mediciones del consumo de potencia se realizaron mediante un sistema de dos sensores de esfuerzo colocados sobre la flecha de agitación (Figura 6.2). De esta forma, se puede realizar la medición independiente del suministro de potencia para sistemas duales. Los impulsores que se evaluaron fueron turbinas Rushton ($D/T=0.33$), usando configuraciones duales ($\Delta C/D=1.0$) y de un solo

impulsor. Se realizaron mediciones del consumo de potencia en condiciones aireadas y no aireadas, usando agua y carboximetilcelulosa (CMC) al 0.8 % (p/p). Las características de los experimentos que se realizaron se presentan en la Tabla 6.1.

Tabla 6.1 Experimentos realizados en el sistema T61 (sistema de dos sensores de esfuerzo)

Impulsor	Areglo geométrico	Fluido	Velocidad de aireación (Qg)
1 Turbina Rushton	D/T=0.33	Agua	sin aireación
	C/T=0.33		0.5 vvm
			1 vvm
2 Turbinas Rushton	D/T=0.33	CMC 0.8% (p/p)	sin aireación
	C/T=0.33		0.5 vvm
	$\Delta C/D=1.0$		1 vvm

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

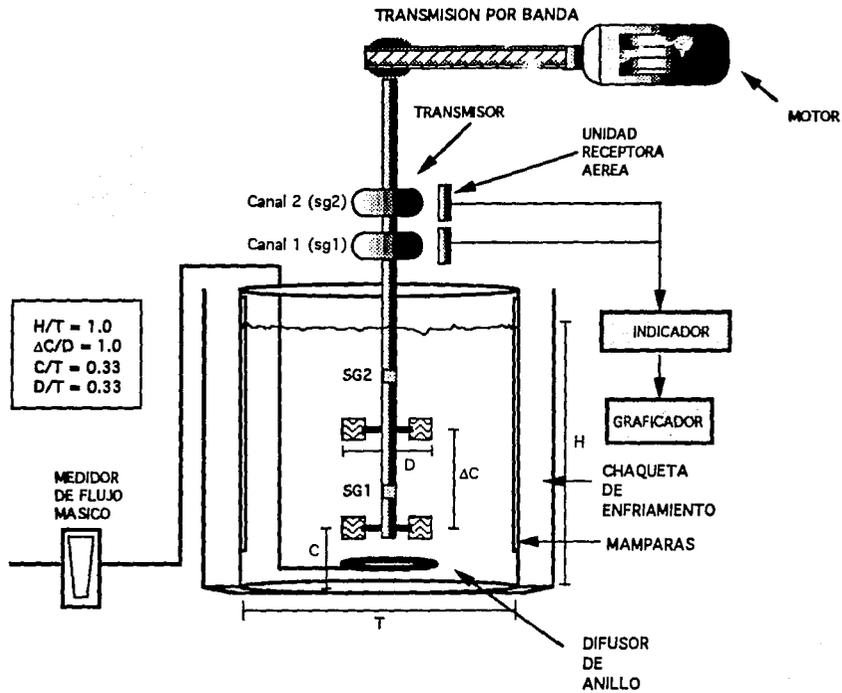


Figura 6.2 Esquema del tanque de mezclado T61, que cuenta con dos sensores de esfuerzo montados sobre la flecha de agitación: sg2, sensor superior; sg1, sensor inferior.

Los resultados se presentan en una curva de potencia típica para condiciones aireadas (P_g/P vs Re) para la parte final del régimen laminar y una sección de la zona de transición (CMC 0.8%) y el régimen turbulento (agua). La potencia suministrada por el sistema de dos impulsores se cuantificó también de acuerdo con la ecuación 6.9. El número de potencia adimensional se calculó conforme a la ecuación 6.10.

Para el caso de los experimentos en agua bajo condiciones aireadas, se incluyó también la representación de los resultados en una gráfica del cociente entre la potencia gaseada y no gaseada (P_g/P) versus el número de aireación adimensional (FI). Este número se define de la siguiente manera:

$$FI = \frac{Q_g}{ND^3} \quad [6.11]$$

donde Q_g es la velocidad de aireación ($m^3 \text{min}^{-1}$), N es la velocidad de agitación (min^{-1}) y D es el diámetro del impulsor (m).

Las soluciones acuosas de carboximetilcelulosa (CMC) presentan características no Newtonianas. El comportamiento pseudoplástico de este fluido, se puede modelar adecuadamente mediante el modelo de Ostwald De Waele, comúnmente conocido como "Ley de la Potencia":

$$\tau = K\dot{\gamma}^n \quad [6.12]$$

Esta misma ecuación puede expresarse en términos de la viscosidad no Newtoniana, donde:

$$\eta = K\dot{\gamma}^{n-1} \quad [6.13]$$

donde K es el índice de consistencia, n es el índice de flujo, η es la viscosidad no Newtoniana, $\dot{\gamma}$ es la velocidad de deformación.

El número de Reynolds adimensional para fluidos pseudoplásticos se define de la siguiente manera:

$$Re = \frac{\rho N^{2-n} D^2}{K k_s^{n-1}} \quad [6.14]$$

donde k_s es la constante de Metzner y Otto. En un tanque agitado, la velocidad de deformación varía respecto a la distancia del impulsor. En consecuencia, para un fluido pseudoplástico, la viscosidad es función de la distancia del impulsor y resulta extremadamente complejo de analizar matemáticamente. Una forma de calcular la viscosidad "aparente" en el tanque, es mediante el concepto de gradiente de deformación promedio, el cual fue originalmente propuesto por Metzner y Otto en 1957. Estos autores consideraron que existe una velocidad de deformación promedio, la cual depende exclusivamente del tipo de impulsor y de la velocidad de rotación N , esto es:

$$\dot{\gamma}_{av} = k_s N \quad [6.15]$$

donde el valor de k_s depende de la geometría del impulsor. Holland y Chapman (1966) reportaron los valores de k_s para varios impulsores, de donde se obtuvo el valor de 11.5 para turbinas de seis paletas planas.

VII. RESULTADOS Y DISCUSION

7.1 Calibración estática de los sensores de esfuerzos con un impulsor

Los sensores de esfuerzos generan una señal eléctrica (mV) que es directamente proporcional al torque aplicado. En la Figura 7.1 se presentan curvas de calibración típicas, para los tres sensores usando una turbina Rushton colocada en el extremo inferior de la flecha de agitación. Los coeficientes de regresión que se obtuvieron son mayores a 0.99 en todos los casos (ver Tabla 7.1).

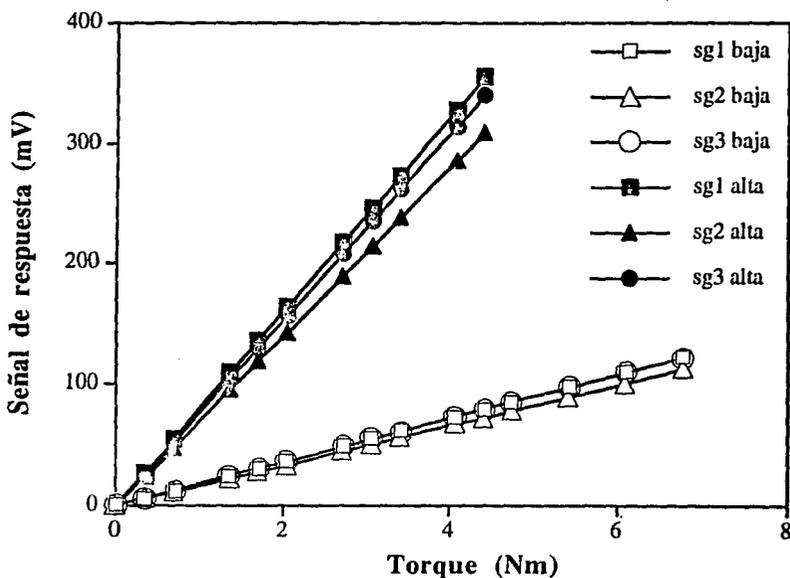


Figura 7.1 Curvas de calibración para los tres sensores de esfuerzos en las modalidades de alta y baja sensibilidad. Se colocó una turbina Rushton ($D/T=0.33$) en el extremo inferior de la flecha.

Cada sensor de esfuerzo debe considerarse como un sistema independiente y, como tal, se generan señales distintas para cada uno al aplicar un mismo torque (ver Tabla 7.1). Debido a esta característica, se requiere de un modelo de regresión por cada sensor.

Tabla 7.1 Modelos obtenidos para las curvas de calibración presentadas en la Figura 7.1 y los coeficientes de regresión que se obtuvieron.

Sensor	Sensibilidad	Modelo	R ²
sg1	alta	$y = 80.8215x$	0.9999
sg2	alta	$y = 70.3597x$	0.9948
sg3	alta	$y = 77.2676x$	0.9992
sg1	baja	$y = 18.0816x$	0.9964
sg2	baja	$y = 16.5668x$	0.9992
sg3	baja	$y = 18.0390x$	0.9954

Como ya se mencionó en secciones anteriores, el equipo puede ser operado en dos modalidades: alta y baja sensibilidad, dependiendo de los torques que se espera registrar. Para torques pequeños (menores a 4 Nm) se sugiere operar el equipo en alta sensibilidad, ya que la señal de salida (mV) será mayor que para baja sensibilidad. Existe un factor de proporción de aproximadamente cuatro veces entre las pendientes de los modelos de regresión que se obtuvieron para ambas sensibilidades. Es decir que para un mismo torque (*i.e.* 0.5 Nm) la señal de salida que se esperaba en alta sensibilidad sería de 40 mV, mientras que para baja sensibilidad sería de 9 mV. Obviamente, la precisión en la medición será mayor a medida que el voltaje registrado se incrementa. Sería de esperarse que, al menos para un cierto rango, las mediciones realizadas en una u otra modalidad coincidieran, lo cual no se presentó como podrá apreciarse en la secciones siguientes.

7.2 Caracterización del sistema de sensores de esfuerzos

7.2.1 Efecto de la posición del impulsor

En la Tabla 7.2 se muestran las posiciones donde se colocaron los impulsores y las curvas de calibración que se obtuvieron para cada sensor de esfuerzos. Se tomó como cero el extremo inferior de la flecha; las demás posiciones se refieren a una distancia hacia la parte superior de la flecha tomando como referencia el extremo inferior (Figura 7.2).

Tabla 7.2 Pendientes de los modelos de regresión para calibraciones realizadas con una turbina Rushton colocada a diferentes posiciones sobre la flecha.

$\Delta C/D$	Posición del impulsor (cm)	Pendiente del modelo de regresión lineal		
		sg1	sg2	sg3
1.5	extremo inferior	18.0817	16.5669	17.1777
1.5	20.9	---	17.1527	18.6913
1.5	41.8	---	---	18.2364
2.0	extremo inferior	18.0817	16.5669	18.0390
2.0	27.8	---	18.0760	18.2454
2.0	55.6	---	---	18.2487

Posteriormente se presentan los resultados del análisis de paralelismo (descrito en la sección de Metodología) realizado para verificar si hay diferencia significativa entre las pendientes de los modelos de regresión. En el caso del sensor de esfuerzo 1, no se llevó a cabo este análisis ya que la distancia del extremo inferior de la flecha al sensor es relativamente corta (Figura 7.2), por lo que solamente se colocó el impulsor en la posición cero correspondiente al extremo inferior (ver Figura 7.3).

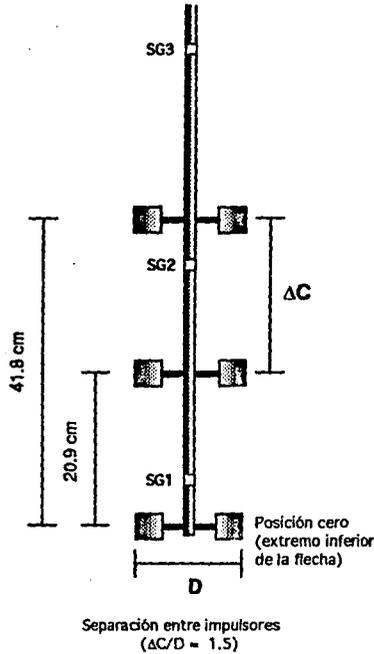


Figura 7.2 Esquema de la posición de los impulsores ($\Delta C/D=1.5$) y de los sensores de esfuerzos colocados sobre la flecha de agitación

Para el sensor 2, se ajustaron rectas para relacionar el torque y la señal del sensor, colocando una turbina Rushton ($D/T=0.33$) a diferentes posiciones sobre la flecha: en el extremo inferior (posición cero), a 20.9 y 27.8 cm, obteniéndose ajustes rectilíneos con ordenada al origen cero, los cuales se presentan en la Tabla 7.3.

Puede notarse que en los tres ajustes, las pendientes varían aproximadamente una unidad por posición del impulsor. Debido a ello, difícilmente se puede pensar que las pendientes coincidan estadísticamente. Sin embargo, se llevaron a cabo las pruebas

pertinentes, construyendo los modelos completos y los modelos bajo la hipótesis (consultar la metodología estadística en la sección 6.3). Las pruebas estadísticas pueden consultarse en el anexo B. Los resultados de estas pruebas llevan a concluir que los modelos rectilíneos para las posiciones 0.0, 20.9 y 27.8 no coinciden, es decir, si se presenta un efecto de la distancia sobre la señal del sensor 2.

Tabla 7.3 Resultados del análisis de varianza de la regresión lineal para cada curva de calibración correspondientes al sensor de esfuerzos 2.

Posición del impulsor (cm)	Tamaño de muestra (n)	Modelo ajustado	Varianza del error (CME)	R ²
0.0	15	$y=16.5669x$	1.0168	0.9998
20.9	12	$y=17.1527x$	2.2542	0.9996
27.8	12	$y=18.0760x$	1.0603	0.9998

Chang (1993) realizó también un ciclo de calibración con un sistema de tres sensores de esfuerzos. Encontró un comportamiento similar al que se describió anteriormente, donde la pendiente (K_2) del modelo de regresión para el sensor intermedio varía con respecto a la distancia entre el impulsor y el sensor de esfuerzos. Al parecer, este sensor es el que más se ve afectado por efecto de la torsión a que se somete la flecha, tanto en la parte inferior como superior al sensor de esfuerzos.

Este efecto de la posición del impulsor con respecto a los sensores se podría "corregir" relacionando, mediante una regresión lineal, la posición de los impulsores con la pendiente de las curvas de calibración (pendiente vs posición). Este ajuste proporciona el siguiente modelo de regresión lineal:

$$\hat{y} = 16.4831 + 0.0481x$$

Sin embargo, este no fue un buen ajuste ($R^2=0.8401$) y, por lo tanto, los valores de la pendiente que se obtienen (\hat{y}) varían considerablemente con respecto a los obtenidos de forma experimental. Dado que las mediciones de torque son muy sensibles al valor de la

pendiente de la curva de calibración con la cual se calculan, esto produciría una reducción importante en la precisión.

Para el sensor 3, se evaluaron cinco posiciones de los impulsores. En cada una de ellas se tienen datos de torque (x) vs señal del sensor (y). Se ajustaron rectas en cada posición con ordenada al origen cero. Los resultados del análisis estadístico se presentan en la Tabla 7.4.

Posteriormente, se realizaron pruebas de homogeneidad de coeficientes de regresión, con el fin de probar si hay efecto de la distancia sobre la señal del sensor, es decir, si las rectas en cada posición coinciden o son distintas. Para esto se construyeron los modelos completos y los modelos bajo la hipótesis de igualdad de pendientes y se hicieron las pruebas pertinentes (reportadas en el anexo C).

Tabla 7.4 Resultados del análisis de varianza para las regresiones lineales correspondientes a la señal del sensor de esfuerzos 3.

Posición del impulsor (cm)	Tamaño de muestra (n)	Modelo ajustado	Varianza del error (CME)	R ²
0.0	15	$y=17.1777x$	18.0880	0.9967
20.9	12	$y=18.6913x$	3.5525	0.9995
27.8	12	$y=18.2454x$	1.5855	0.9991
41.8	12	$y=18.2364x$	2.2425	0.9996
55.6	12	$y=18.2487x$	2.4246	0.9996

Los resultados de estas pruebas fueron los siguientes:

- 1) Los modelos rectilíneos correspondientes a las posiciones 27.8, 41.8 y 55.6 cm coinciden, ya que los tres tienen la misma ordenada al origen y se probó que tienen la misma pendiente a un nivel de significancia de 0.01.

2) El modelo correspondiente a la posición cero (0.0) no coincide con ninguno de los cuatro restantes.

3) El modelo correspondiente a la posición 20.9 cm no coincide con ninguno de los cuatro restantes.

Los resultados mostraron que los modelos distintos corresponden a las posiciones inferiores. Mientras que, las posiciones 27.8, 41.8 y 55.6 cm no tienen efecto sobre la señal del sensor, es decir, no importa cuál de los tres modelos se utilice, la relación torque vs señal del sensor será la misma. La diferencia en la señal que detecta el sensor de esfuerzos 3 al variar la posición del impulsor es del $\pm 1.3\%$, comparando la posición cero, 20.9 y las tres superiores en conjunto (27.8, 41.8 y 55.6).

Para el caso del sensor superior, Chang (1993) no reporta efecto alguno de la posición del impulsor sobre la señal del sensor. Con esto podemos corroborar que dicho efecto no es significativo en la señal del sensor de esfuerzos 3, lo cual puede deberse a que dicho sensor percibe solamente la torsión generada en la sección de la flecha por debajo del mismo. En la parte superior, no hay torsión de la flecha porque está acoplada por medio de chumaceras a otra flecha de menor longitud y ésta, a su vez al motor (consultar la descripción del sistema en el capítulo V). Los resultados del efecto de la posición del impulsor en la flecha sobre la señal de los sensores de esfuerzos se resumen en la Figura 7.3.

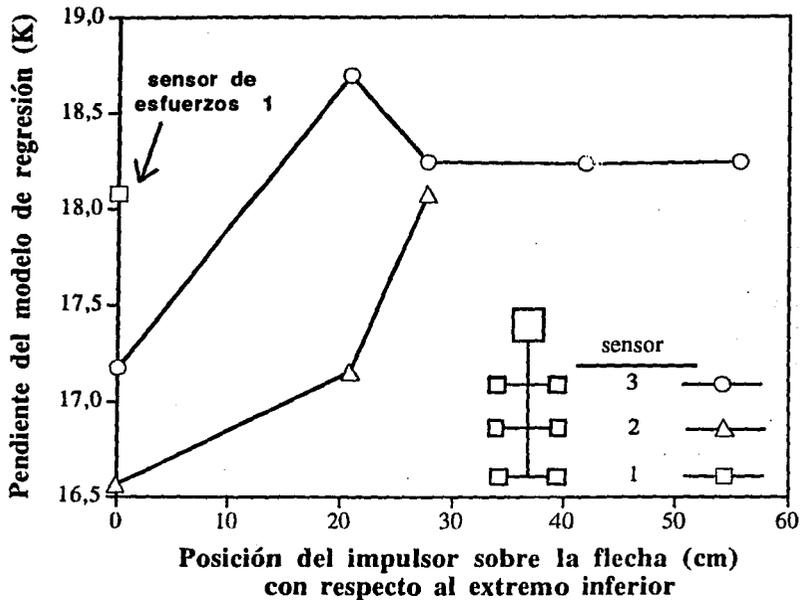


Figura 7.3 Efecto de la distancia del impulsor al sensor sobre la señal de respuesta de cada sensor de esfuerzo. Se presenta el valor de la pendiente del modelo de regresión único que se obtuvo para el sensor 1, para comparación con las pendientes obtenidas para los otros dos sensores.

7.2.2 Rango de operación

El equipo se ha operado en un rango de torques que van desde cero hasta un máximo de 7.43 Nm (equivalentes a un máximo de 11 kgf de peso colocado en la calibración estática). Sin embargo, los sensores de esfuerzos pueden registrar hasta aproximadamente 19 Nm (equivalentes a 28 kgf) aplicados durante la calibración estática, trabajando en la modalidad de baja sensibilidad.

7.2.3 Reproducibilidad

En la Figura 7.4, se incluyen dos rectas de calibración obtenidas en ciclos de calibración a tiempos diferentes. Ambas se realizaron colocando una turbina Rushton a 20.9 cm del extremo inferior de la flecha. Se obtuvieron los modelos de regresión lineal con ordenada al origen cero para ambos conjuntos de datos. Los resultados del análisis estadístico se presentan en la Tabla 7.5.

Tabla 7.5 Comparación entre dos curvas de calibración obtenidas para el sensor de esfuerzos 2.

Conjunto de datos	Modelo ajustado	Varianza del error (CME)	R ²
1	$y=18.0659x$	0.5316	0.9999
2	$y=18.2368x$	0.6704	0.9999

Como podemos observar, tanto las pendientes de los modelos de regresión como las varianzas del error son muy parecidas. Con el análisis de paralelismo, se demostró que ambas rectas coinciden a un nivel de significancia inclusive de 0.001. El desarrollo de este análisis estadístico, así como los resultados pueden consultarse en el anexo D.

Ahora bien, dado que estos modelos rectilíneos coinciden totalmente, se puede afirmar que los modelos de regresión obtenidos para la calibración estática son muy reproducibles y, por lo tanto, así lo es la señal de respuesta de los sensores.

7.2.4 Histéresis

El porcentaje de histéresis referido a la escala total, para los sensores de esfuerzos 2 y 3, fue de 0.73 y 0.21%, respectivamente. Esta variación en la señal de respuesta puede considerarse despreciable, lo cual implica que, mediante este equipo, pueden llevarse a cabo determinaciones de torque aunque haya incrementos y decrementos continuos.

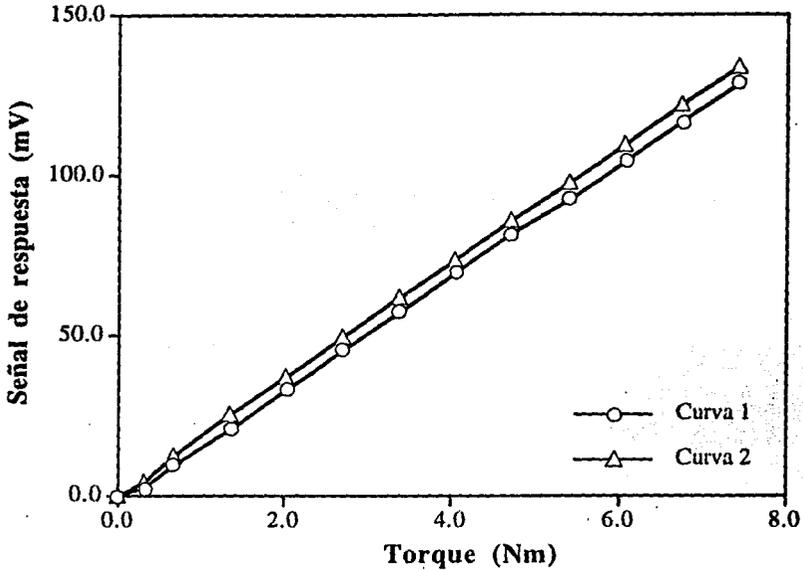


Figura 7.4 Reproducibilidad de las curvas de calibración para el sensor de esfuerzos 2, con un impulsor colocado a 20.9 cm del extremo inferior de la flecha.

7.2.5 Deriva de la señal (*Drift*)

No se registró variación importante durante las 11 h en que se siguió la señal de respuesta. La respuesta se mantuvo en 33.6 ± 0.2 mV. Esta variación medida en torque equivale a ± 0.01 Nm. Este valor indica que el límite de precisión del equipo se encuentra en las décimas de Nm, para asegurar que las mediciones sean precisas.

7.2.6 Precisión

Como se ilustra en la Figura 7.5, la porcentaje de variación en las lecturas disminuye conforme aumenta el torque aplicado. Los valores de precisión para la señal del sensor 2, variaron entre $\pm 30\%$ - $\pm 2\%$. Mientras que, para la señal del sensor 3, variaron de un $\pm 17\%$ a $\pm 1.4\%$, para un rango de torques de 0.33 a 7.43 Nm.

Cabe mencionar que, para mediciones de torques pequeños (<1 Nm), la desviación estándar es muy grande. Por ejemplo, para un torque aplicado de 0.338 Nm se observó una variación de ± 0.1 Nm. Para torques superiores a 2 Nm, el porcentaje de incertidumbre en las mediciones es inferior al 5%, el cual puede considerarse dentro de los límites aceptables de precisión. Debido a esto, es recomendable trabajar en un rango en el que las mediciones de torque sean superiores a 2 Nm, asegurando cuando menos una precisión hasta décimas de Nm.

Sin embargo, las mediciones del torque residual se llevaron a cabo por debajo de este rango. Estas mediciones fueron del orden de décimas de Nm como puede consultarse en secciones posteriores. Esta variación en las lecturas pudo haber influido para que no se obtuviera un torque residual constante a lo largo del rango de velocidades de agitación que se había seleccionado.

Por otra parte, las mediciones de potencia en el tanque lleno de agua, se debieron realizar a partir de las 300 rpm. A partir de esta velocidad de agitación se obtuvieron torques superiores a 2 Nm. Si se sigue esta recomendación, las posibilidades experimentales se limitan a un intervalo de velocidades de agitación de 300 a 800 rpm.

7.3 Calibración estática con tres impulsores

La calibración estática para un sistema de tres agitadores no arrojó los mismos resultados que en el caso de un único impulsor. Esto es, los factores de proporcionalidad variaron cuando se aplicó torque sobre tres puntos diferentes sobre la flecha. El esfuerzo o torsión a la que se somete la flecha, en este caso, se distribuye en forma más homogénea, ya que existen tres puntos de aplicación de fuerza en sentido tangencial. La magnitud de los esfuerzos a los que se somete la flecha fue diferente al caso de un solo impulsor. Con fines

de comparación, se escogieron dos factores de proporcionalidad obtenidos al calibrar con uno y tres impulsores, de $D=0.33T$, en la modalidad de baja sensibilidad. Las pendientes de los modelos de regresión para el sensor de esfuerzos 1, fueron de 18.0816 (calibración con un impulsor) y 13.3618 (calibración con tres impulsores). Es decir, hay una variación importante que nos indica que el ciclo de calibración debe realizarse aplicando torque sobre las tres turbinas Rushton.

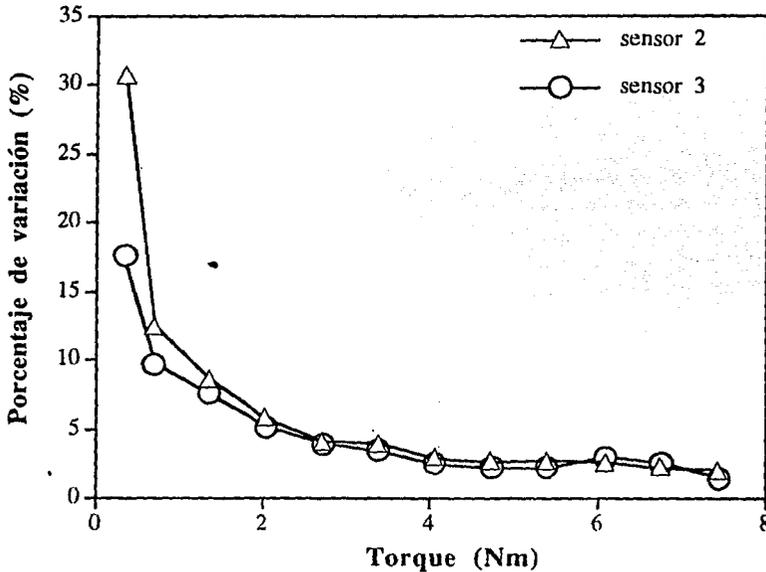


Figura 7.5 Porcentaje de variación de las mediciones realizadas con los sensores de esfuerzos 2 y 3 en función el torque aplicado.

En la Tabla 7.6 se presentan las diferentes curvas de calibración que se obtuvieron para el sistema de tres turbinas Rushton, en función del diámetro del impulsor, nivel de sensibilidad y separación entre impulsores (ver Figura 7.6). Estos resultados corresponden a un segundo ciclo de calibración, realizado después de algunas modificaciones al sistema mecánico del equipo. Estas modificaciones se refieren a cambios en el diseño de la estructura que soporta al tanque de mezclado, así como la implementación del rodamiento inferior. Los detalles sobre estas modificaciones pueden consultarse en el capítulo V, sección 5.2.5.

Tabla 7.6 Pendientes de los modelos de regresión lineal obtenidos durante la calibración estática del sistema con tres turbinas Rushton.

Nivel de sensibilidad	D/T	$\Delta C/D$	Pendiente del modelo de regresión		
			sg1	sg2	sg3
baja	0.33	1.50	3.8229	3.6989	3.6427
baja	0.33	2.00	3.8086	3.7027	3.7371
baja	0.50	1.00	3.7557	3.6974	3.7212
baja	0.50	1.50	3.7932	3.6880	3.6842
alta	0.33	1.50	18.8409	18.7820	17.9105
alta	0.33	2.00	18.8926	18.3161	18.3844
alta	0.50	1.00	18.7077	18.3635	18.0624
alta	0.50	1.50	18.6324	18.4280	18.3679

En la Tabla 7.7 se presentan las curvas de calibración realizadas para cada ciclo de calibración. Cada uno de estos ciclos se realizó después de balancear el puente Wheatstone entre los sensores de esfuerzos y el transmisor. Para ejemplificar las variaciones entre las pendientes de los modelos de regresión generados en cada calibración, se escogieron las curvas obtenidas usando tres turbinas Rushton de $D/T=0.33$ y una separación entre impulsores de $\Delta C=1.5D$. Las pendientes de los modelos de regresión variaron significativamente respecto de las que se obtuvieron en el primer ciclo de calibración. Como

ya se mencionó en la sección de Metodología, esto puede deberse a una modificación de la señal de los sensores de esfuerzos ocasionada por un rebalanceo del puente del transmisor. Es evidente que se ha presentado un decremento en la sensibilidad del equipo, basándose en la disminución del valor del factor de proporcionalidad o pendiente del modelo de regresión.

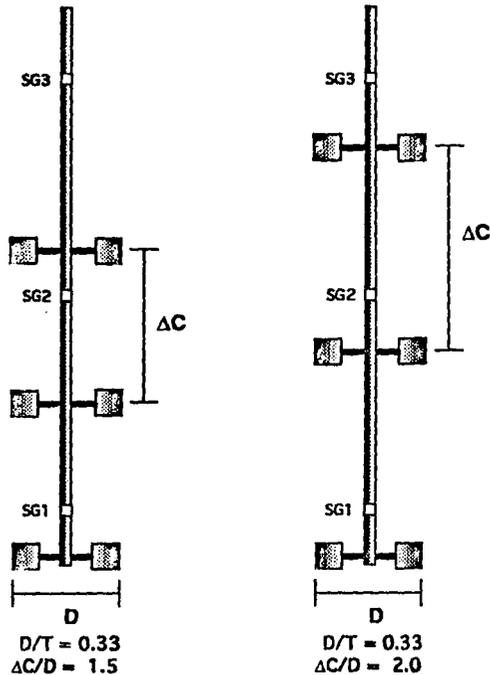


Figura 7.6 Esquema representando los arreglos geométricos que se establecieron durante el segundo ciclo de calibración con tres turbinas Rushton.

Tabla 7.7 Factores de proporcionalidad entre el torque aplicado en condiciones estáticas y la señal de los sensores de esfuerzos, para un sistema de tres turbinas Rushton, $D=0.33T$ y $\Delta C=1.5D$. El equipo operaba en la modalidad de baja sensibilidad.

Ciclo de calibración	Ksg1	Ksg2	Ksg3
1	13.3618	12.6666	12.1482
2	3.8229	3.6989	3.6427
3	0.7770	0.7310	0.6573

Se presentó un disminución en la sensibilidad de alrededor de 3 veces al realizar el segundo ciclo de calibración y de aproximadamente 5 veces con respecto al tercer ciclo. En general, hay una disminución en la sensibilidad de 17 veces, haciendo referencia a los resultados iniciales.

Esta disminución en la sensibilidad no ha sido reportada por los diferentes grupos que han trabajado con sistemas basados en sensores de esfuerzos encabezados por el grupo del Prof. A.W. Nienow (Universidad de Birmingham, UK) y del Prof. Piero Armenante (New Jersey Institute of Technology, USA). Chang (1993) ha reportado la necesidad de calibrar el sistema periódicamente para asegurar la exactitud de la respuesta de los sensores de esfuerzos. Menciona que este ciclo de calibración lo realizó cada vez que cambiaba el sistema de impulsores (típicamente cada diez días).

No se tiene hasta el momento una respuesta concreta a cuál fue la causa de tal disminución en la sensibilidad. Las explicaciones se basan en especulaciones sobre problemas en la instalación de los sensores, es decir que durante la manipulación a la que se sometió la flecha para realizar modificaciones mecánicas, puedan haberse dañado los sensores de esfuerzos o bien que hayan sido sometidos a esfuerzos mecánicos mayores a la capacidad máxima de los sensores.

7.4 Medición de las pérdidas de energía debidas a la fricción

En la Figura 7.7 se presentan los datos de torque originados por la fricción entre el rodamiento inferior y la flecha de agitación para los tres sensores de esfuerzos. Estos valores de torque se obtuvieron utilizando las curvas de calibración correspondientes al segundo ciclo de calibración (consultar la Tabla 7.7). Se presenta un máximo a los 800 rpm, que corresponde exactamente con el punto de mayor inestabilidad mecánica (mayor vibración de la estructura). Las variaciones en el torque con respecto a la velocidad de agitación son muy grandes y, por lo tanto, no pueden descartarse del torque que se origine debido al movimiento del fluido, a menos que sean reproducibles.

Se llevó a cabo una medición para verificar la reproducibilidad de estas mediciones. En la Figura 7.8 se muestran los valores registrados de torque para el sensor 1, en alta y baja sensibilidad, para diferentes velocidades de agitación. Se presentan duplicados de las mediciones para la modalidad de baja sensibilidad. Podemos observar que no hay reproducibilidad en los valores de torque debidos a la fricción. No se puede tomar como un valor constante que pudiera descartarse de las mediciones del torque total suministrado por el sistema de agitación. Otro problema que se puede percibir es que no coinciden las mediciones, para el torque evaluado bajo las mismas condiciones experimentales, en la modalidad de baja y alta sensibilidad.

En base a estos resultados, se llegó a la conclusión de que debe modificarse el rodamiento inferior por algún otro dispositivo mecánico, mediante el cual la fricción se mantenga constante con respecto a la velocidad de agitación. Además debe representar a lo sumo un 10% del torque suministrado al fluido.

Como ya se especificó en el capítulo V (Bases de diseño y descripción del sistema), se modificó el rodamiento por un buje estático, con el fin de reducir las pérdidas por fricción. Las modificaciones que se realizaron se detallan en la sección 5.2.5. La medición de torque con este nuevo soporte se presenta en la Figura 7.9. El comportamiento del equipo mejoró sensiblemente. Sin embargo, los valores de torque debido a fricción (medidos en aire) son todavía muy elevados, ya que corresponden aproximadamente al 10% del torque total suministrado en agua, en el mejor de los casos. A velocidades de agitación bajas, los valores de torque suministrados en agua fueron menores al torque promedio obtenido de estos

experimentos. De esto se dedujo que las pérdidas por fricción se reducen considerablemente al sumergirse el buje en el líquido. Es decir, en cierta forma el agua funciona como un lubricante que disminuye la fricción entre el buje estático y la flecha de agitación.

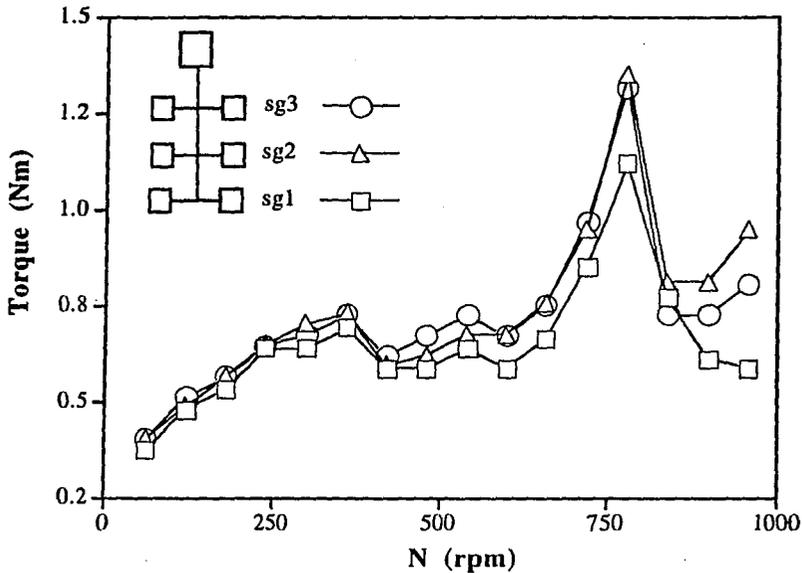


Figura 7.7 Torque originado por la fricción ente el rodamiento inferior y la flecha de agitación a diferentes velocidades de agitación. La medición se llevó a cabo con un sistema de tres turbinas Rushton, $D=0.33T$, $\Delta C=1.5D$, operando en aire.

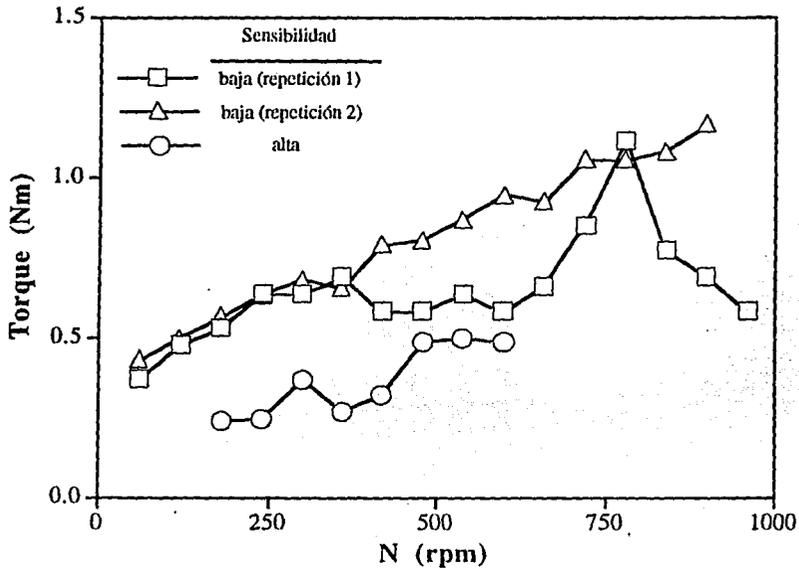


Figura 7.8 Torque originado por la fricción en el rodamiento inferior operando en aire, para las modalidades de baja y alta sensibilidad ($D=0.33T$, $\Delta C=1.5D$). Las tres curvas corresponden a la señal de respuesta del sensor de esfuerzos inferior.

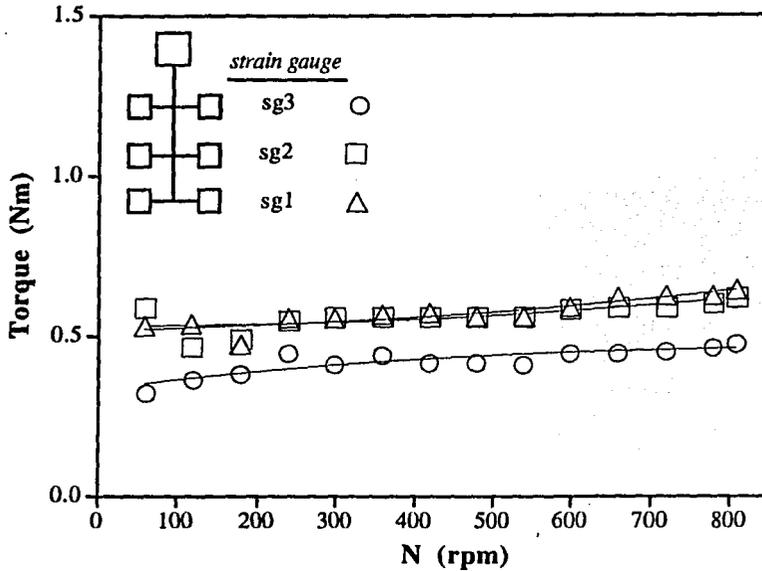


Figura 7.9 Datos de torque para un sistema de tres turbinas Rushton con el buje inferior estático operando en aire, a diferentes velocidades de agitación ($D=0.33T$, $\Delta C=1.5D$).

En la Figura 7.10 se muestran los resultados de torque debido a la fricción medidos con un cierto volumen de agua suficiente para cubrir el buje. Se obtuvieron valores constantes para el caso de los sensores de esfuerzos 1 y 3, los cuales se especifican en la Tabla 7.8. En el caso del sensor 2, hay una dispersión mayor de los resultados comparado con los otros dos sensores. Se presenta un máximo alrededor de las 400-500 rpm. Se utilizó, a pesar de esta variación, un valor constante (Tabla 7.8) que fue posteriormente descontado del torque suministrado en agua.

La respuesta que se obtuvo para el sensor de esfuerzos 2 (intermedio) es la que mayor variación presentó. También se presentó la mayor dificultad para balancear el puente entre el sensor y el transmisor, es decir para compensar la señal residual y llevarla a cero. Esta variación del 27.5% en la medición del torque originado por fricción coincide con los porcentajes de variación medidos anteriormente como un indicativo de la precisión de equipo (Figura 7.5) donde para torques bajos (~ 0.33 Nm) hay una variación del 30%. Esta falta de precisión constituye una de las principales limitaciones del equipo.

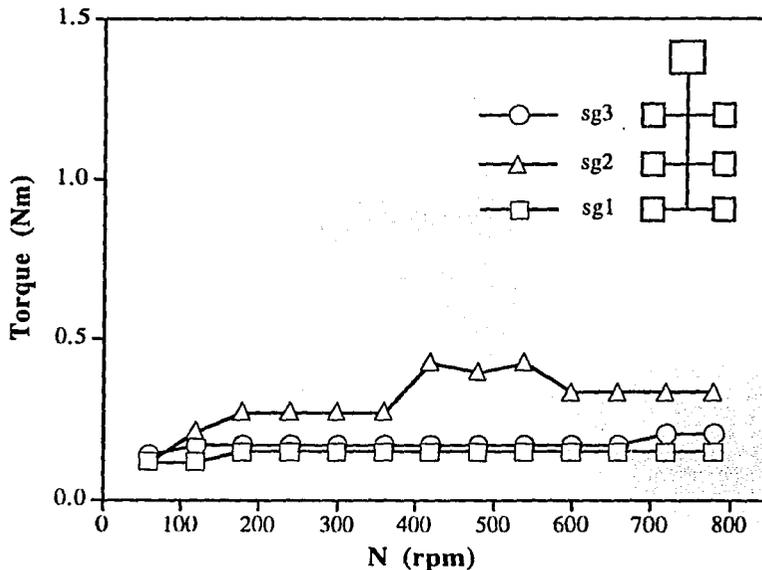


Figura 7.10 Torque debido a la fricción para un sistema de tres turbinas Rushton y el buje inferior estático, el cual se cubrió con agua hasta el nivel del acoplamiento con la flecha de agitación.



Tabla 7.8 Promedio y desviación estándar del torque debido a las pérdidas por fricción para un rango de velocidades de agitación de 60-780 rpm.

Sensor de esfuerzos	$M_{\text{fricción}}$ (promedio)	Desviación estándar	% de variación
sg1	0.1472	0.0114	7.74
sg2	0.3101	0.0853	27.50
sg3	0.1776	0.0172	9.68



7.5 PRUEBAS DINAMICAS

Finalmente, en esta sección se presentan los resultados que se obtuvieron al utilizar el equipo en las condiciones de operación bajo las cuales funcionará normalmente. Esto es, un sistema de tres impulsores girando para producir el movimiento del fluido, al interior del tanque de acrílico. Todas las consideraciones anteriores respecto a la deriva de la señal, histéresis, pérdidas por fricción, etc. condujeron a una metodología mediante la cual, se depuró la señal y se obtuvo - con la mayor precisión posible - la potencia suministrada para producir el movimiento del líquido, como ya se detalló en las secciones 6.6 y 6.7. Posteriormente, se incluyeron las mediciones realizadas en un tanque de mezclado (T61), que cuenta con dos sensores de esfuerzos montados sobre una flecha de agitación hueca. Este equipo se localiza en la Universidad de Birmingham, UK (descrito en la página 75). Estas mediciones fueron utilizadas para comparar la respuesta del sistema de tres sensores que se diseñó (descrito en la página 64), con un sistema que está ya en funcionamiento (dos sensores de esfuerzos). Además, de mostrar la viabilidad de estos sistemas para mediciones independientes de torque, para el caso de impulsores múltiples.

7.5.1 Pruebas en condiciones no aireadas

7.5.1.1 Sistema de tres sensores de esfuerzos

Las pruebas dinámicas llevadas a cabo con el sistema de tres sensores de esfuerzos se presentan en la Figura 7.11. Se utilizaron las curvas de calibración correspondientes al tercer ciclo de calibración (consultar la Tabla 7.7). En la Figura 7.11, se observa un decremento en el número de potencia para el sistema de tres impulsores (P_o total) conforme se incrementa el número de Reynolds, Re . Esta caída se debe a que se presentó aireación superficial a partir de $Re=9.66 \times 10^4$ ($N=400$ rpm). Se obtuvo también la curva de potencia individual para cada uno de los tres impulsores. La potencia suministrada por los impulsores superior e inferior (P_{o3} y P_{o1}) siguen el mismo comportamiento, siendo mayor el suministro de potencia en el caso del impulsor superior a pesar de la presencia de aireación superficial. Podría pensarse que, ya que se opera en condiciones no aireadas, la potencia suministrada por el impulsor inferior sería mayor a la del superior. En el caso de este impulsor superior se presentaría hipotéticamente una disminución en la potencia debido a aireación superficial. Sin embargo, esto no se ve reflejado en los resultados que se obtuvieron (Figura 7.11) y fue verificado con experimentos posteriores (Figura 7.12).

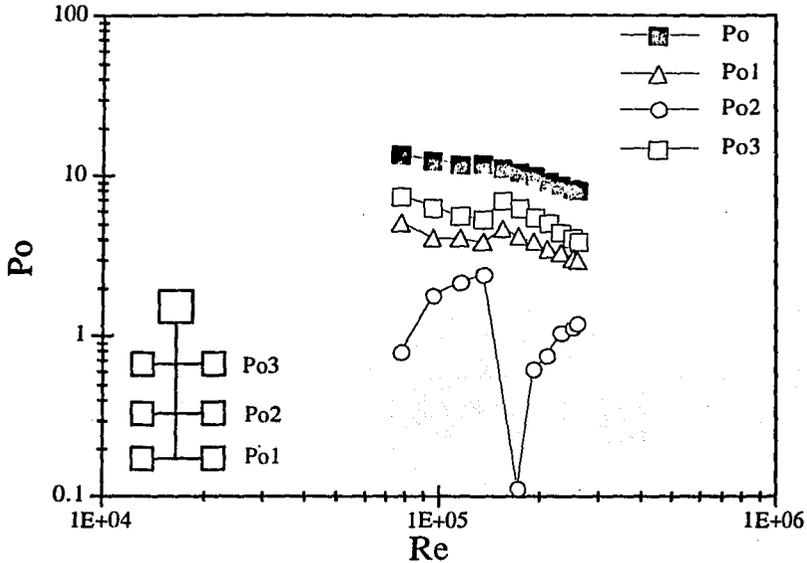


Figura 7.11 Curva de potencia (Po vs Re) para un sistema de tres turbinas Rushton operando en agua ($D=0.33T$, $\Delta C=1.5D$, $H=1.73T$). Se presentan el número de potencia para el sistema completo (Po), así como, el número de potencia para el impulsor inferior ($Po1$), intermedio ($Po2$) y superior ($Po3$).

El consumo de potencia para el caso del impulsor intermedio ($Po2$) presenta un comportamiento poco usual que puede deberse a las interacciones que se presentan entre los patrones de flujo generados por cada turbina. Se observa una caída drástica en la potencia que coincide con el punto en el cual las burbujas de aire - introducidas por aireación superficial - alcanzan el impulsor intermedio. En este punto, se determinó visualmente que el impulsor estaba inundado. Es decir, era incapaz de dispersar el aire que llegaba a él. Al incrementar la velocidad de agitación (y con ello el número de Reynolds), se presentó entonces dispersión

del aire al seno del líquido, por lo cual se incrementó la potencia suministrada por dicho impulsor.

Después de llevar a cabo este experimento, el equipo se descompuso. La señal de los sensores de esfuerzos no presentaba un comportamiento lógico. Se presentaron problemas para balancear el puente entre los sensores y el transmisor. En esta ocasión, fue imposible compensar el cero. La magnitud del desbalanceo era muy grande comparándola con la que se presentó en las calibraciones anteriores. Aparentemente, se presentó algún problema con la instalación de los sensores, que redundó en problemas de deriva de la señal con respecto al cero y variación de la misma con respecto al tiempo. El problema pudo deberse a que los sensores se despegaron del soporte, o bien que se haya producido algún daño en las conexiones entre los sensores y el transmisor, ocasionado por la manipulación a la que se sometió tanto la flecha como el transmisor. Sin embargo, estas explicaciones se basan en especulaciones porque no se pudo verificar fehacientemente lo que produjo la descompostura. Únicamente, en el caso del sensor intermedio se pudo comprobar que el sensor se había despegado.

7.5.1.2 Sistema de dos sensores de esfuerzos (T61)

Dada la escasez de resultados con que contamos para el sistema de tres sensores de esfuerzos, se realizaron algunas mediciones en un sistema de dos sensores (localizado en la Universidad de Birmingham, UK) con la finalidad de comparar el funcionamiento de ambos sistemas, verificar los resultados obtenidos con el sistema triple y adquirir cierta experiencia que nos pueda ayudar a explicar las fallas que se presentaron.

En la Figura 7.12 se presentan las curvas de potencia en agua (sin aireación) para un sistema de dos sensores de esfuerzos y dos turbinas Rushton. Las condiciones de operación son similares a las establecidas para el sistema de tres sensores (Figura 7.11), con la finalidad de comparar ambas respuestas. En la Figura 7.12, se observa la presencia de aireación superficial a partir de una velocidad de agitación de 200 rpm ($Re=1.33 \times 10^5$). Debido a este fenómeno, la potencia total suministrada al fluido disminuye conforme se incrementa el número de Reynolds. El rango de números de potencia es de $Po=9.12$ ($Re=6.66 \times 10^4$) a $Po=8.16$ ($Re=2.66 \times 10^5$). Para las mediciones iniciales (hasta $Re=1 \times 10^5$), el número de potencia es mayor para el impulsor superior. A partir de este punto, el número de potencia para ambos impulsores es de aproximadamente cuatro ($Po=4$).

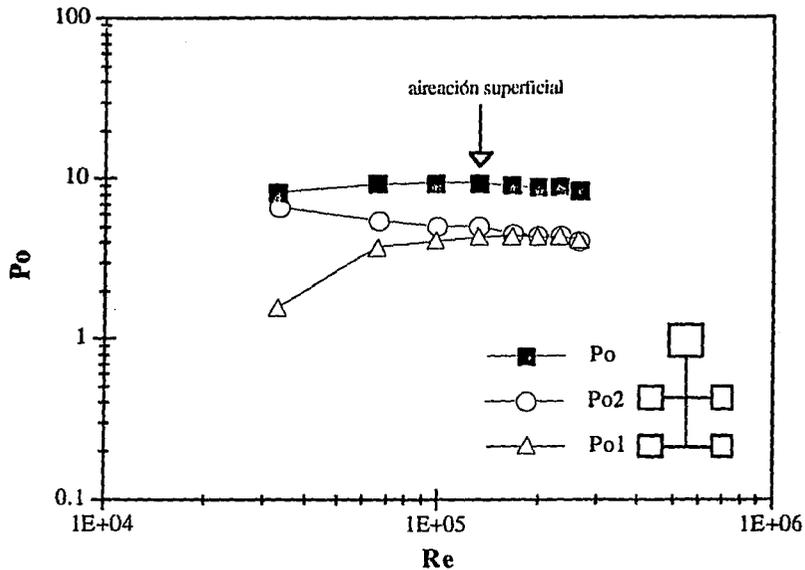


Figura 7.12 Curva de potencia (Po vs Re) para un sistema de dos turbinas Rushton operando en agua, sin aireación ($D=0.33T$, $\Delta C=D$, $H=T$). Se presentan el número de potencia para el sistema completo (Po), así como, el número de potencia para el impulsor inferior (Po_1) y el impulsor superior (Po_2).

Comparando el sistema dual con el triple, podemos observar que la caída en la potencia debido a la aireación superficial es muy drástica, para el caso del sistema de tres sensores de esfuerzos. Cabe aclarar que no se realizó una determinación cuantitativa de la aireación superficial, únicamente se evaluó de forma visual. La diferencia en los números de potencia va de $Po=11.59$ ($Re=7.73 \times 10^4$) hasta $Po=7.79$ ($Re=2.62 \times 10^5$). Este hecho nos

permite suponer que el fenómeno de aireación superficial es más importante, mientras mayor sea el número de impulsores. La magnitud de la aireación superficial puede considerarse proporcional a la potencia volumétrica suministrada por el sistema de agitación. En el caso del sistema triple (Figura 7.11) las potencias volumétricas (P/V) son sensiblemente mayores comparadas con el sistema dual (Figura 7.13), lo que explica las diferencias entre ambos sistemas. Además, se puede observar que la distribución en el suministro de potencia varía, de manera importante, tanto con el número de impulsores, como con la separación entre ellos ($\Delta C/D$). En la Figura 7.13 se grafican las potencias volumétricas para los sistemas de dos y tres sensores de esfuerzos. Se graficaron en función del número de Reynolds para poder hacer una comparación, ya que los diámetros de los impulsores son diferentes.

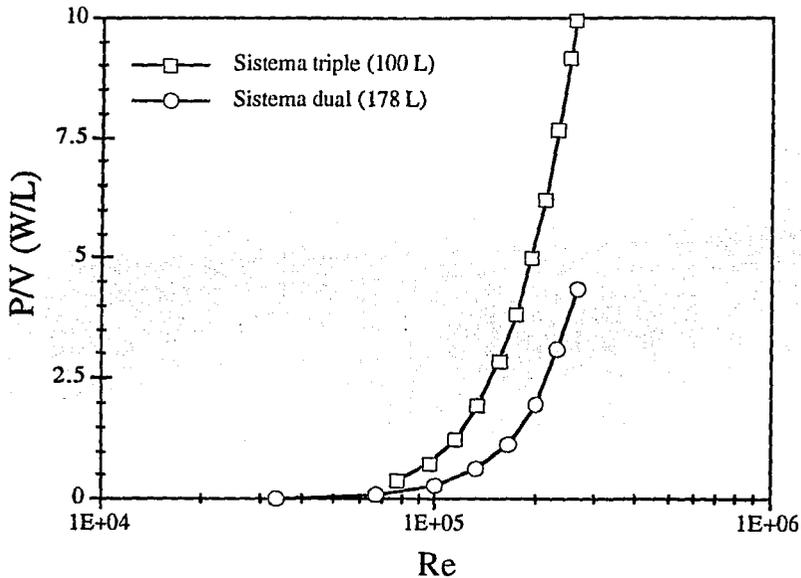


Figura 7.13 Comparación entre la potencia volumétrica para el sistema de tres sensores de esfuerzos ($V=100$ L) y dos sensores de esfuerzos ($V=178$ L), con respecto al número de Reynolds.

7.5.2 Pruebas en condiciones gaseadas

A continuación se presentan, a manera de ejemplo, los resultados para agua, a dos flujos de aireación diferentes (Q_g). Los resultados se expresan como el cociente entre la potencia gaseada y la potencia en condiciones no gaseadas (P_g/P). Los resultados del panel superior de la Figura 7.14 (sistema de dos sensores de esfuerzos), corresponden a un flujo de aire de 0.5 vvm. Se presenta una reducción importante en la potencia total ($P_g/P=0.43$) a un número de Reynolds de 1.33×10^5 . Esta caída coincide con la presencia de aireación superficial, la cual es evidente para el impulsor superior ($P_g/P=0.15$). Este hecho también se ve reflejado en la curva correspondiente a la turbina inferior, aunque la disminución es de sólo un 20% con respecto a la potencia no gaseada. Conforme se incrementa la velocidad de agitación - y por consecuencia, el número de Reynolds - los impulsores comienzan a dispersar aire nuevamente (*loading condition*) y la potencia aplicada al fluido se incrementa. Este hecho puede verse de forma más clara si los resultados se representan en una gráfica de P_g/P versus Fl (número de aireación adimensional). Esta representación de los resultados se muestra en la Figura 7.15. El número de aireación se varió mediante cambios en la velocidad de agitación (N) para dos diferentes velocidades de aireación (Q_g). La tendencia de las curvas en ambos paneles corresponde con la forma típica (Allsford, 1985) que se detalló en el capítulo de Antecedentes, Figura 3.1. El punto mínimo de la curva (N_{CD}), para ambas velocidades de aireación, corresponde a $N=200$ rpm. Esta velocidad de agitación es la mínima requerida para lograr la dispersión completa del aire al interior del tanque. El punto N_R corresponde al régimen de flujo en el cual se presenta una recirculación completa del aire desde el interior del tanque y de regreso a la zona del impulsor, sin dispersión en el seno del líquido (Nienow *et al*, 1978). Este punto coincide, en la representación típica, con el máximo de la curva de P_g/P vs Fl . Sin embargo, no se puede afirmar que, para el caso de los datos de la Figura 7.15, se haya alcanzado este punto.

Las condiciones hidrodinámicas cambian con un incremento en el flujo de aire, como puede apreciarse comparando los paneles superior e inferior de las Figuras 7.14 y 7.15. Para un flujo de 1 vvm, se presenta también una caída de potencia máxima a $Re = 1.33 \times 10^5$. Sin embargo, no es tan pronunciada como a 0.5 vvm. La relación P_g/P - para la parte final del intervalo de Reynolds en el que se trabajó - es de aproximadamente 0.7 para ambos flujos de aire, aunque la distribución en el suministro de potencia se invierte. Para $Q_g=0.5$ vvm, el consumo de potencia es mayor en la zona inferior del tanque, mientras que para 1 vvm, es mayor en la zona superior. Estos datos son contradictorios con los que se presentan en la

literatura (Allsford, 1978; Warmoeskerken y Smith, 1982). Conforme aumenta la velocidad de aireación, a N constante, se debería presentar una disminución en P_g/P . Sin embargo, los resultados no presentan este comportamiento, sobre todo, a números de Reynolds altos.

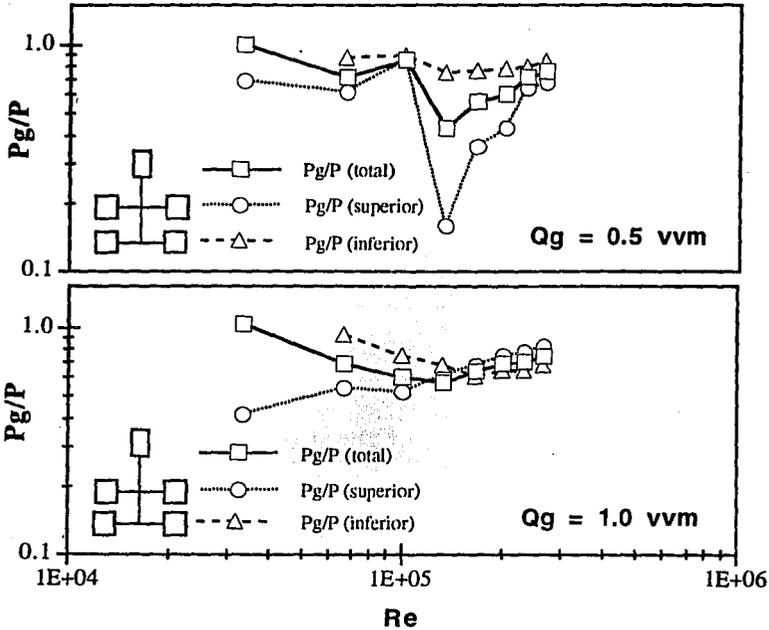


Figura 7.14 Cociente entre la potencia medida en condiciones aireadas y no aireadas (P_g/P) para un sistema de turbinas Rushton operando en agua ($D=0.33T$, $H=T$, $\Delta C=D$) para dos diferentes velocidades de aireación ($Q_g=0.5$ y 1 vvm). Se presentan la curva para el sistema completo, es decir, para las dos turbinas (P_g/P total), para el impulsor superior (P_g/P superior) y para el impulsor inferior (P_g/P inferior).

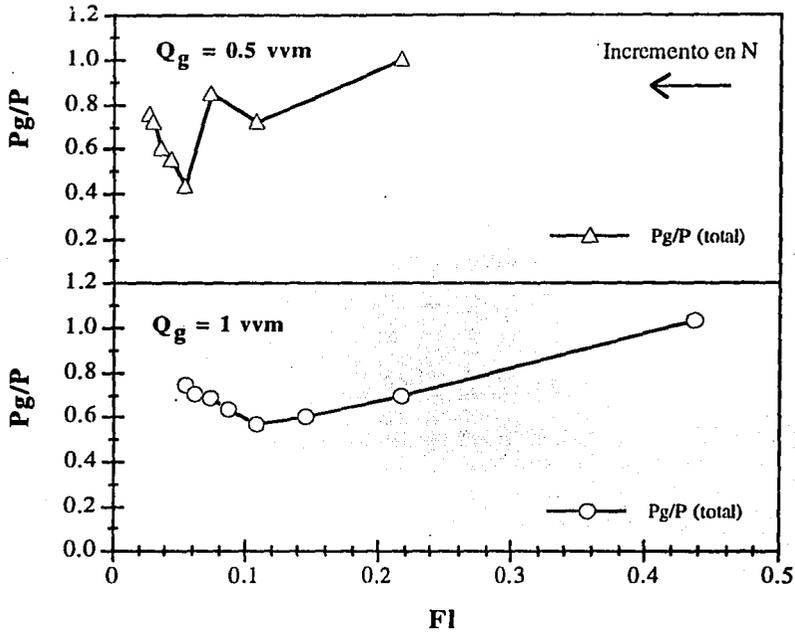


Figura 7.15 Caída de potencia (P_g/P) con respecto al número de aireación (FI) para dos diferentes flujos de aireación (Q_g).

En la Figura 7.16 se presentan las curvas de potencia obtenidas en una solución de carboximetilcelulosa (CMC) al 0.8% (p/p) en el sistema de dos sensores de esfuerzos. Este fluido es pseudoplástico y su comportamiento se ajusta al modelo de Ostwald-De Waele (consultar la sección 6.8 y Tabla 7.9). Las mediciones se realizaron en la zona de transición y principios del régimen turbulento. Comparando las curvas presentadas en los dos paneles (Figura 7.16), se observó que la tendencia es similar. La caída de potencia máxima, para un flujo de aire de 0.5 vvm, es de $P_g/P=0.53$ ($Re=420$) y 0.49 para $Q_g=1 \text{ vvm}$. En ambos casos, la caída de potencia es más drástica para el impulsor superior, siendo hasta del 30 % de la potencia en condiciones no aireadas.

Tabla 7.9 Parámetros del modelo de Ostwald-De Waele para las soluciones de CMC 0.8% (p/p) en agua, para dos velocidades de aireación (Q_g).

Q_g (vvm)	K (s^n)	n
0.5	4.54	0.44
1.0	4.61	0.44

No se presentó aireación superficial para este fluido debido a su viscosidad. Prácticamente, no se generó turbulencia que permitiera la entrada de aire por la superficie del líquido. El suministro de potencia del impulsor inferior es mayor, para ambas velocidades de aireación. Se observó que la mayoría de las burbujas de aire provenientes del aspersor, no eran dispersadas por la turbina inferior. El diámetro del difusor de aire es mayor al de las turbinas, por lo que las burbujas pasan, en su mayoría, a través de la zona inferior del tanque sin romperse. Entonces, la dispersión ocurre predominantemente en la zona superior, lo que explicaría la caída de potencia mayor. Al inicio del régimen turbulento (últimos puntos de la gráfica) no hubo caída de potencia. La potencia requerida para producir el movimiento del fluido y dispersar el aire, es ligeramente mayor a la utilizada bajo condiciones no gaseadas.

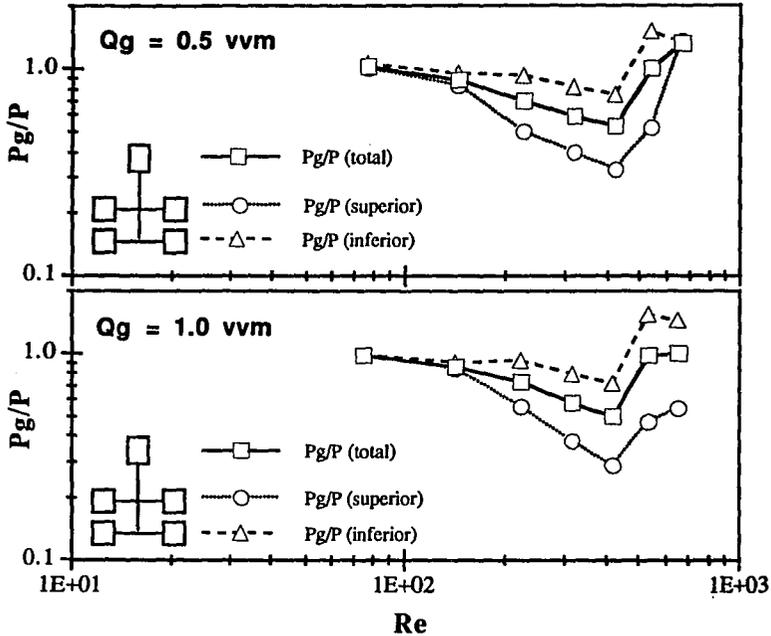


Figura 7.16 Caída de potencia (P_g/P) para un sistema de dos turbinas Rushton ($D=0.33T$, $H=T$, $\Delta C=D$), operando en CMC 0.8% (w/w) para dos velocidades de aireación ($Q_g=0.5$ y 1.0 vvm). Se presentan las curvas para el sistema completo (P_g/P total), para el impulsor superior (P_g/P superior) y para el impulsor inferior (P_g/P inferior).

VIII. CONCLUSIONES

8.1 Diseño mecánico

En esta sección se pretende hacer un análisis de los resultados que se obtuvieron en cuanto al diseño del equipo, en base a los objetivos y criterios que se establecieron inicialmente. Como ya se mencionó anteriormente, el principal objetivo del diseño es lograr la capacidad de medición del consumo de potencia individual para sistemas de impulsores múltiples. Se demostró que esta determinación puede realizarse aunque se requiere un procesamiento especial de la señal de respuesta de los sensores, que se refiere a la determinación del torque en cada zona de mezclado por diferencia entre las señales de los sensores, además deben descontarse las pérdidas por fricción.

Se montaron los aditamentos necesarios para poder operar el equipo en condiciones aireadas, aunque no fueron utilizados hasta la etapa que abarca el presente trabajo. El montaje del sistema de control de temperatura del fluido al interior del tanque no se llevó a cabo. Idealmente, el rango de velocidades de agitación debería haber cubierto desde 0 hasta 800 rpm. Aunque, en base a la caracterización que se realizó del sistema, se determinó que el intervalo óptimo de operación es a partir de los 300 rpm.

La flecha de agitación sobre la que se montaron los sensores de esfuerzos no estaba perfectamente alineada y rectificadora, lo que ocasionó problemas de cabeceo y excentricidad en el giro. Este problema fue solucionado colocando un soporte en la parte inferior del tanque. Este dispositivo ocasionó un torque por fricción que debió ser cuantificado y restado de las mediciones de potencia en presencia de un fluido en el tanque. Sin embargo, con esto se pierde una de las ventajas principales de los sistemas de sensores de esfuerzos y telemetría referente a que operan idealmente sin pérdidas de energía originadas por fricción.

8.2 Montaje del sistema de sensores de esfuerzos y telemetría

Como ya se mencionaron entre las principales desventajas de los sensores de esfuerzos, se requiere especial atención al procedimiento de instalación del sensor sobre la superficie del soporte. Este es un punto crítico para el funcionamiento correcto de estos

sistemas, ya que pueden producirse problemas de deriva de la señal con respecto al cero o no linealidad de la respuesta. Este procedimiento se lleva a cabo con un alto grado de empirismo y por lo tanto, requiere ser llevado a cabo por alguien con experiencia en esta actividad.

Por otra parte, se requiere un método para transferir una señal muy débil (del orden de milivolts) del sensor a un indicador y/o graficador. Con esta finalidad se utiliza un amplificador. La conexión se realiza mediante un puente entre los sensores y el amplificador. El método que se escogió para balancear este puente fue conectar una resistencia de derivación a un brazo del puente. Esta desviación de una de las salidas del puente ocasiona una atenuación en la sensibilidad de los sensores de esfuerzos, proporcional al valor de la resistencia de derivación. Se presentaron dificultades para corregir desbalances muy pequeños.

Se presentó la necesidad de rebalancear el puente entre los sensores de esfuerzos y el transmisor, cada vez que se realizó alguna modificación mecánica al equipo, con una resistencia de derivación de mayor valor cada vez. Con lo que se redujo significativamente el valor de los factores de proporcionalidad de las curvas de calibración y, por ende, la sensibilidad. En general, se presentó una disminución de aproximadamente el 95% con respecto a las primeras mediciones. Esta disminución no ha sido reportada previamente por otros grupos de investigación que trabajan con sistemas de medición basados en sensores de esfuerzos.

Los sensores de esfuerzos tipo hoja presentan muchas ventajas frente a otro tipo de sensores. Sin embargo, pueden verse disminuidas debido al método de balanceo del puente y a las características de las resistencias de derivación.

8.3 Calibración y caracterización del sistema

Cada sensor de esfuerzos genera una señal eléctrica muy débil (mV) que es directamente proporcional al torque aplicado (Nm). Cada uno de estos sensores debe considerarse como un sistema independiente y, como tal, se generan señales diferentes al aplicar un mismo torque. Debido a esta característica, se requiere de una curva de calibración para cada sensor. Cuando los torques son muy pequeños y, por lo tanto, la señal eléctrica es muy débil, puede trabajarse en la modalidad de alta sensibilidad mediante la cual se amplifica

aproximadamente cuatro veces la respuesta, con respecto a la obtenida en la modalidad de baja sensibilidad.

Se presentó un efecto de la posición del impulsor sobre la señal del sensor de esfuerzos 2, es decir, de la distancia entre el sensor y el punto de aplicación de torque. El sensor intermedio es el que más se ve afectado por la torsión de la flecha generada tanto en la parte superior como inferior de dicho sensor. Para el sensor de esfuerzos 3, se presenta también un efecto por la distancia del punto de aplicación de torque sobre la respuesta del sensor. Este efecto se hizo evidente cuando el impulsor se colocó a 20.9 cm del extremo inferior de la flecha y en el extremo mismo. Es decir, el efecto es mayor a medida que se incrementa la distancia al punto de aplicación de torque. Para el sensor de esfuerzos 1 no se evaluó este efecto.

Entre las características más sobresalientes del equipo se pueden mencionar la reproducibilidad en las mediciones y en las curvas de calibración que se obtienen. Es decir, no se requiere realizar ciclos de calibración continuamente a menos que se cambie el sistema de impulsores o se realice alguna modificación mecánica al equipo. Los porcentajes de deriva de la señal con respecto al tiempo y de histéresis son prácticamente despreciables. Esto implica que pueden llevarse a cabo determinaciones de torque aunque haya un aumento y/o disminución en la carga. Este caso hipotético puede presentarse cuando se trabaja con sistemas gas-líquido. La precisión en las lecturas se incrementa conforme aumenta el torque aplicado. El límite de precisión del equipo se encuentra en las décimas de Nm. Se sugieren mediciones de torque mayores a 2 Nm para asegurar al menos una precisión de $\pm 5\%$ en la señal de respuesta.

Se realizaron varios ciclos de calibración para el sistema de tres turbinas Rushton. Se encontró que las pendientes de los modelos de regresión varían significativamente de las obtenidas colocando un único impulsor sobre la flecha de agitación. Por lo que se concluye que es necesario calibrar el sistema aplicando torque en los tres agitadores. No se requiere que el torque aplicado sobre cada uno de los impulsores sea igual. Preferentemente, el valor del torque aplicado debe ser diferente, como se esperaría que operara en presencia de un fluido. La diferencia entre las curvas de calibración para uno o tres impulsores, pudo ser ocasionada también por el efecto de la distancia del punto de aplicación de torque sobre la respuesta del sensor.

8.4 Evaluación de las pérdidas de energía causadas por fricción

Por otra parte, el torque debido a la fricción logró reducirse hasta niveles de 0.3 Nm como máximo. Para los sensores de esfuerzos 1 y 3 es prácticamente constante para un rango de velocidades de agitación entre 60-780 rpm. El sensor 2 es el que presenta mayor dispersión de los datos de torque por fricción con respecto a la media, con un máximo alrededor de los 500 rpm. Sin embargo, estos datos de torque residual pueden descontarse de las mediciones con líquidos, aunque en ciertos puntos la magnitud de este valor es muy parecida a la del fluido, e.g. en el caso de sistemas agua-aire en los que el impulsor está inundado.

8.5 Dinámica del sistema de dos sensores de esfuerzos

Se presentaron las curvas de potencia obtenidas para sistemas de uno y tres impulsores. Basándose en la curva de potencia con tres impulsores se concluyó que existe la posibilidad de discernir la potencia suministrada al fluido en cada una de las tres zonas de mezclado. Aunque se requieren estudios del comportamiento hidrodinámico del fluido al interior del tanque, que sirvan de sustento para una explicación mecánica del fenómeno.

Después de realizar estos experimentos en agua, el equipo se descompuso. Se obtuvo una respuesta inapropiada de los sensores que pudo deberse a la manipulación constante de la flecha. Aparentemente, se presentaron problemas en la instalación de los sensores de esfuerzos que condujeron a una desviación de la señal con respecto al cero, además de la reducción en la sensibilidad. En el capítulo siguiente (Sugerencias de diseño) se incluyen comentarios sobre cómo mejorar el funcionamiento de este tipo de sistemas.

8.6 Comparación entre el funcionamiento y las respuestas obtenidas con los sistemas de dos y tres sensores de esfuerzos

En condiciones no aireadas, se presentó para los dos sistemas una disminución en la potencia volumétrica originada por un fenómeno de aireación superficial. Este fenómeno es más evidente mientras mayor sea la potencia volumétrica suministrada por el sistema, el cual fue el caso del sistema triple.

En ambos casos, la explicación mecánica para los fenómenos hidrodinámicos que ocurrieron se basan en observaciones, a través de los tanques transparentes, de los patrones de flujo que siguen las burbujas de aire, así como de las condiciones en que se encuentran cada uno de los impulsores (dispersión de aire, formación de cavidades, etc).

Para el caso del sistema triple, la respuesta que se obtuvo con el sensor intermedio resultó especialmente extraña, únicamente puede atribuirse a que el impulsor estuviese inundado. Pero son datos dudosos, ya que precisamente se comprobó posteriormente que este sensor es el que se había despegado del soporte. Esto nos hace pensar que se requiere la validación continua de la respuesta de este tipo de sistemas de medición en agua y en condiciones reportadas anteriormente en la literatura, con el fin de verificar su correcto funcionamiento.

8.7 Pruebas con fluidos Newtonianos y no-Newtonianos en el sistema de dos sensores de esfuerzos (T61)

Como se mencionó en varias secciones de este trabajo, se hicieron mediciones con un fluido Newtoniano (agua) y uno no-Newtoniano, con la finalidad de adquirir experiencia en el manejo de este tipo de sistemas de medición, además de comparar el funcionamiento de ambos equipos. Se encontró que los resultados obtenidos concuerdan con los reportados en la literatura, salvo para el caso de la comparación de los resultados a una velocidad de aireación de 0.5 y 1 vvm. Los resultados pueden ser interpretados de una mejor manera si se representan como la caída de potencia *versus* el número de aireación adimensional. Bajo esta representación pueden definirse varias etapas de mezclado que corresponden a una situación de flujo, tanto del líquido como de las burbujas de aire, en las inmediaciones de los impulsores. Esta interpretación debe ser apoyada nuevamente por observaciones hechas a través del tanque.

8.8 Conclusiones generales

Finalmente, después de evaluar todos los resultados que se presentaron en esta tesis, podemos afirmar, que el problema de diseño de este tipo de sistemas fue subestimado. La implementación de un sistema de medición basado en sensores de esfuerzo y telemetría no es un problema trivial. Requiere de un trabajo muy delicado y, podríamos decir casi artesanal,

para la instalación de los sensores (punto crítico del sistema). Además, se requiere de la validación continua del sistema en agua, para verificar que este funcionando correctamente. Se requiere de toda una infraestructura alrededor de este tipo de sistemas, es decir, contar con técnicos especializados que den mantenimiento constante al equipo.

Por otra parte, la interpretación de los resultados no es fácil. Se requiere de otro tipo de información inherente a los patrones de flujo del fluido y de las burbujas de aire, para dar apoyo a las posibles explicaciones que se den para una variación del consumo de potencia, ya sea en función de la velocidad de agitación (N), del número de Reynolds (Re) o del número de aireación (F_I). Especialmente, si se busca dar una explicación a lo que ocurre en cada zona de mezclado.

IX. SUGERENCIAS DE DISEÑO

Se presentaron fallas en el diseño del equipo (principalmente en el maquinado y rectificación de la flecha de agitación), así como en el diámetro que se utilizó. Esta situación llevó a problemas de ajuste y centrado de la flecha por medio de un soporte inferior que genera pérdidas de energía debidas a la fricción. Estas pérdidas fueron importantes, sobre todo a bajas velocidades de agitación (torque bajos). Un diseño óptimo sería aquel en que se eviten cualquier tipo de soporte inferior, ya sean bujes o rodamientos.

De acuerdo con el diseño adoptado para este sistema, la flecha de agitación tiene que ser acanalada en tres secciones transversales (donde se montan los sensores de esfuerzos) y una longitudinal (donde se colocan los cables que llegan hasta el transmisor). El maquinado, al que se sometió la flecha, provocó problemas con la rectificación. Además se presentó excentricidad en el giro. Estos problemas pudieran ser resueltos trabajando con una flecha hueca, dentro de la cual pasen los cables hasta la parte superior. De esta manera, se tendrá sólo que disminuir ligeramente el diámetro en aquellas zonas donde se instalen los sensores.

Por otra parte, el diámetro de la flecha es muy reducido en relación con su longitud y las cargas que debe soportar. Este hecho podría ser también una de las razones de la inestabilidad del sistema. King (1989) comentó en una revisión sobre aspectos mecánicos del mezclador que el diseño de la flecha es un punto fundamental para el buen funcionamiento de los equipos. Presenta dos enfoques diferentes para determinar el diámetro óptimo, basándose en el tipo y magnitud de los esfuerzos mecánicos e hidrodinámicos a los que será sometido el sistema de agitación (impulsores y flecha). El diámetro de la flecha se estimó mediante el método de diseño adoptado por la BHRA Fluid Engineering (King, 1989). Se requeriría una flecha de aproximadamente 1.5 pulgadas de diámetro para asegurar mayor estabilidad.

En lo que se refiere a los impulsores, sería conveniente trabajar con turbinas de menor peso. Esto es, construir nuevamente agitadores con placa de acero de un espesor menor al que se usó para en el diseño actual (6 mm). La masa de los agitadores es directamente proporcional a la frecuencia natural de oscilación (ω_n) del sistema de agitación (flecha e impulsores), de acuerdo con la expresión siguiente (King, 1989):

$$\omega_n^2 = \frac{K_{sh}}{m_i + 0.24m_{sh}l_{sh}}$$

donde m_i es la masa del impulsor, m_{sh} es la masa de la flecha y l_{sh} es su longitud, K_{sh} es la rigidez de la flecha ($N\ m^{-1}$). De esta ecuación podemos deducir también que, a una longitud menor de la flecha, mayor será la estabilidad del sistema de agitación, que equivale a una frecuencia natural de oscilación mayor.

Como ya se mencionó anteriormente, la instalación de los sensores de esfuerzos es decisiva para el funcionamiento correcto del equipo. Los problemas asociados a una instalación deficiente pueden ser deriva de la señal con respecto al cero y a cambios en la temperatura, reducción del *gauge factor* y, con ello, de la sensibilidad (Baker, 1974). Estos problemas se presentaron durante la operación del sistema triple. Se sugiere llevar a cabo nuevamente la instalación de los sensores.

La separación óptima de los impulsores (Chang, 1993 y Hudcova *et al*, 1989) se presenta a un $\Delta C/D$ mayor a 1.5. En el caso del equipo que se diseñó, la posición en que se instalaron los sensores de esfuerzos no permite colocar los impulsores a una separación mayor que la mencionada. La posición de los sensores sobre la flecha, debería asignarse basándose en este criterio. De tal manera que pudieran evaluarse separaciones mayores a 1.5, al menos para los impulsores más pequeños ($D=0.33T$).

X. BIBLIOGRAFIA

- Abrardi, V., Rovero, G., Baldi, G., Sicardi, S. and Conti, R. (1990) Hydrodynamics of a gas-liquid reactor stirred with a multi-impeller system. **Trans. IChemE**, **68**, part A, 516-522.
- Aiba, S., Humphrey, A.E. and Millis, N.F. (1973) **Biochemical Engineering**. 2nd. ed, Academic Press, New York, Chap. 6, pp. 163-194.
- Allsford, K.V. (1985) Gas-liquid dispersion and mixing in mechanically agitated vessels with a range of fluids. **PhD thesis**. School of Chemical Engineering. University of Birmingham.
- Argüello, M.A. (1993) Evaluación y caracterización de tres diseños de impulsores en fluidos pseudoplásticos con punto de cedencia. **Tesis de Licenciatura en Ingeniería Química**. Benemérita Universidad Autónoma de Puebla.
- Armenante, P.M. and Li, T. (1993) Minimum agitation speed for off-bottom suspension of solids in agitated vessels provided with multiple flat-blade impellers. **Process mixing: Chemical and Biochemical Applications II**. AIChE Symposium Series, **89**, 293, pp. 105-111.
- Asai, T. and Kono, T. (1982) Estimation of oxygen absorption coefficient and power consumption in a stirred tank fermentor, **J. Ferment. Technol.**, **60**, 3, 265-268.
- Atkinson, B. and Mavituna, F. (1991) **Biochemical engineering and biotechnology handbook**, 2nd. ed., M. Stockton Press, UK, Chap. 12, pp. 697-751.
- Bader, F.G. (1987a). Improvements in multi-turbine mass transfer models. **Biotechnology Processes**, AIChE, New York, pp. 96-106.
- Bader, F.G. (1987b). Modelling mass transfer and agitator performance in multiturbine fermentor. **Biotechnol. Bioeng.**, **30**, 37-51.

- Baker, K.M. (1974) Balancing techniques for strain gauge bridges, *Strain*, (April), 73-82.
- Barnes, H.A., Hutton, J.F. and Walters, K.J. (1989) *An introduction to rheology*. Elsevier Science Pub., The Netherlands.
- Bates, R.L., Fondy, P.L. and Corpstein, R.R. (1963) An examination of some geometric parameters of impeller power. I & EC Proc. Des. and Dev., **2**, 310-314.
- Bates, R.L., Fondy, P.L. and Fenic, J.G. (1966) Impeller characteristics and power. In: *Mixing, theory and practice*. Academic Press. Uhl, V.W. and Gray, J.B., eds. Vol. I, Chap. 3, pp. 111-178.
- Böhme, G. and Stenger, M. (1988) Consistent scale-up procedure for the power consumption in agitated non-Newtonian fluids. *Chem. Eng. Technol.*, **11**, 199-205.
- Bourne, J.R., Buerli, M. and Regenass, W. (1981a) Power and heat transfer to agitated suspensions - use of heat flow calorimetry, *Chem. Eng. Sci.*, **36**, 782-784.
- Bourne, J.R., Buerli, M. and Regenass, W. (1981b) Heat transfer and power measurements in stirred tanks using heat flow calorimetry, *Chem. Eng. Sci.*, **36**, 347-354.
- Bourne, J.R., Buerli, M. and Regenass, W. (1981c) Application of heat flow calorimetry to measuring heat transfer to agitated suspensions, *Inst. Chem. Eng. Symp, Series 64*, E1-E12.
- Brito De la Fuente, E., Leuliet, J.C., Choplin, L. and Tanguy, P.A. (1991) On the role of elasticity on mixing with a helical ribbon impeller, *Chem. Eng. Res. Des.*, **A4**, 324-331.
- Brown, D.E. (1977) The measurement of fermenter power input. *Chemistry and Industry*, **16**, (Aug 20th), 684-688.

- Carreau, P.J., Paris, J. and Guérin, P. (1992) Mixing of Newtonian and non-Newtonian liquids: screw agitator and draft coil system. **Can. J. Chem. Eng.**, **70**, 1071-1082.
- Cohen, J.D. (1987) **Ph.D. Thesis**, University of Virginia, USA. Citado en Hudcova *et al* (1989), p. 619.
- Chang, G. M. (1993) Power consumption in single-phase agitated vessels provided with multiple impellers. **Master in Science thesis**. New Jersey Institute of Technology, New Jersey, USA.
- Charles, M. (1985) Fermentation design and scale up. En: **Comprehensive Biotechnology**, M. Moo-Young (Ed), **Vol. 2**, Pergamon Press, Oxford, pp. 57-75.
- Chatwin, S. and Nienow, A.W. (1985) Successful power measurement in agitated vessels. **Lab. Sci. Technol.**, (Sept.), 19.
- Edwards, M.F. (1985a) A review of liquid mixing equipment. In: **Mixing in the Process Industries**. Butterworths Series in Chemical Engineering. Eds. N. Harnby, M.F. Edwards and A.W. Nienow, **Chap. 7**, pp. 113-118.
- Edwards, M.F. (1985b) Mixing of low-viscosity liquids in stirred tanks. In: **Mixing in the Process Industries**. Butterworths Series in Chemical Engineering. Eds. N. Harnby, M.F. Edwards and A.W. Nienow, **Chap. 8**, pp. 131-144.
- EEL Ltd. (1994) Manual de Operación de Equipos EEL, a Westland Company, UK.
- Einsele, A. (1976) Scaling-up of bioreactors: theory and reality. **Procc. 5th Int. Ferment. Symp.**, West Berlin, Germany.
- Freund, J.E. y Simon, G.A. (1992) **Modern elementary statistics**. 8th ed. Prentice Hall, New Jersey, USA.

- Galindo, E. (1995a) Mezclado y transferencia de oxígeno en fermentadores. En: **Escalamiento de procesos biotecnológicos**, R. Quintero y A. López-Munguía (eds.). Universidad de las Naciones Unidas, Tokio, Japón (en prensa).
- Galindo, E. (1995b) Selección y diseño de fermentadores a varias escalas. En: **Escalamiento de procesos biotecnológicos**, R. Quintero y A. López-Munguía (eds), Universidad de las Naciones Unidas, Tokio, Japón (en prensa).
- Guérin, P. (1984) Liquides newtoniens et non-newtoniens agités par une vis d'Archimede - Mélange et transfert de chaleur, **PhD Thesis**, École Polytechnique de Montréal.
- Harnby, N., Edwards, M.F. and Nienow, A.W. (1985) **Mixing in the process industries**. Butterworths, London.
- Herrera, J.R. (1987) Estudios de mezclado en soluciones de goma xantana. **Tesis de Licenciatura en Ingeniería Química**, Benemérita Universidad Autónoma de Puebla, pp. 66-75.
- Himmelstein, S. and Co. (1988) Bulletin 769A. Torquemeter operation manual, USA.
- Himmelstein, S. and Co. (1994) Bulletin 360D. Precision torquemeter readouts, USA.
- Holland, I.A. and Chapman, F.S. (1966) **Liquid mixing and processing in stirred tanks**, Reinhold Pub., New York.
- Hudcova, V., Machon, V. and Nienow A.W. (1989) Gas-liquid dispersion with dual Rushton turbines impellers. **Biotechnol. Bioeng.**, **34**, 617-628.
- King, R. (1985) Mechanical Aspects of Mixing. In: **Mixing in the Process Industries**. Butterworths Series in Chemical Engineering. Eds. N. Harnby, M.F. Edwards and A.W. Nienow, **Chap. 14**, pp. 251-267.
- King, R.L., Hiller, R.A. and Tatterson, G.B. (1988) Power consumption in a mixer. **AIChE J.**, **34**, 3, 506-509.

- Kuboi, R. and Nienow A.W. (1982) The power drawn by dual-impeller systems under gassed and ungassed conditions. **4th Euro. Conf. on Mixing, G2**, pp. 247-261.
- Kuboi, R., Nienow, A.W. and Allsford, K. (1983) A multipurpose stirred tank facility for flow visualization and dual impeller power measurement. **Chem. Eng. Commun.**, **22**, 29-39.
- Lee, J.M. (1992) **Biochemical Engineering**. Prentice Hall Inc., USA, pp. 146-148.
- Machon, V. and Vlcek, J. (1985) Aeration of liquids in a vessel equipped with multistage impellers. **Collection Czechoslovak Chem. Commun.**, **50**, 2863-2872.
- Machon, V., Vlcek, J. and Shrivaneek, J. (1985) Dual impeller systems for aeration of liquids: an experimental study. **5th Euro. Conf. on Mixing, paper 16**, pp. 155-169.
- Martínez, A. (1990) Caracterización de un dinamómetro para realizar estudios de consumo de potencia y mezclado en tanques agitados de nivel laboratorio. **Tesis de maestría. UACPyP-CCH-UNAM.**
- Martínez, A. y Galindo, E. (1992) Diseño, construcción y caracterización de prototipos de fermentadores para realizar estudios de mezclado. **Trabajo presentado en el VII Congreso de Instrumentación (SOMI)**, Xalapa, Ver.
- Martínez-Garza, A. y Castillo-Morales, A. (1987) **Teoría de la regresión con aplicaciones agronómicas**. Ed. Futura, México.
- Martínez-Garza, A. (1983) **Introducción al SAS (Statistical Analysis System): Sistema para Análisis Estadístico**. 2a. edición. Ed. Colegio de Postgraduados, Centro de Estadística y Cálculo.
- Measurements Group Inc. (1988) **Strain gage based transducers. Their design and construction**, USA.

- Metzner, A.B. and Otto, R.E. (1957) Agitation of non Newtonian fluids, **AICHE J.**, **3**, 1, 3-10.
- Nagata, S. (1975) **Mixing: principles and applications**. John Wiley & Sons, New York.
- Nienow, A.W. and Miles, D. (1969) A dynamometer for the accurate measurement of mixing torque, **J. Sci. Instrum., Series 2**, **2**, 994-995.
- Nienow, A.W., Wisdom, D.J. and Middleton, J.C. (1978) **Procc. 2nd. Euro. Conf. on Mixing**, BHRA, Cranfield, UK, pp. F1-F11.
- Nienow, A.W. and Lilly, M.D. (1979) Power drawn by multiple impellers in sparged agitated vessels. **Biotechnol. Bioeng.**, **21**, 2341-2345.
- Nienow, A.W., Edwards, M.F. and Harnby, N. (1985) Introduction to mixing problems. In: **Mixing in the Process Industries**. Butterworths Series in Chemical Engineering. Eds. N. Harnby, M.F. Edwards and A.W. Nienow, **Chap. 1**, pp. 1-22.
- Nienow, A.W., Chatwin, S., Xueming, Z., Kent, C.A. and Dawson, M. (1989) The development of strain gauging for power measurement in stirred bioreactors: philosophy and some initial results. In: **Procc. Int. Workshop on Bioreactor Performance**, OGBT Graz, Austria, pp. 164-165.
- Nienow, A.W., Hunt, G. and Buckland, B.C. (1994) A fluid dynamic study of retrofitting of large agitated bioreactors: turbulent flow. **Biotechnol. Bioeng.**, **44**, 1177-1185.
- Nocentini, M., Magelli, F., Pasquali, G. and Fajner, D. (1988) A fluid dynamic study of a gas-liquid non-standard vessel stirred by multiple impellers, **Chem. Eng. J.**, **37**, 53-59.
- Noltingk, B.E. (1985) Measurement of strain. In: **Instrument Technology Series. Mechanical Measurements**, 4th ed., Ed. B.E. Noltingk, Butterworth & Co., **Cap. 4**, pp. 66-75.

- Oldshue, J.Y. (1983) **Fluid mixing technology**. Chemical Engineering, McGraw Hill, New York.
- Oosterhuis, N.M.G. and Kossen, N.W.F. (1981) Power input measurements in a production scale bioreactor, **Biotechnol. Lett.**, **3**, 11, 645-650.
- Quintero, R. (1981) **Ingeniería Bioquímica: Teoría y aplicaciones**. Ed. Alhambra Mexicana, México, p. 91.
- Reséndiz, R., Martínez, A., Ascanio, G. and Galindo, E. (1991) A new pneumatic bearing dynamometer for power input measurement in stirred tanks. **Chem. Eng. Technol.**, **14**, 105-108.
- Sánchez, A., Martínez, A., Torres, L. and Galindo, E. (1992) Power consumption of three impeller combinations in mixing xanthan fermentation broths, **Proc. Biochem.**, **27**, 351-365.
- Schügerl, K. (1990) **Bioreaction engineering**. Volume 2: Characteristics features of bioreactors, John Wiley & Sons, Chichester, Sussex, England.
- Shamlou, P.A. and Edwards, M.F. (1985) Power consumption of helical ribbon mixers in viscous Newtonian and non-Newtonian fluids. **Chem. Eng. Sci.**, **40**, 9, 1773-1781.
- Smith, J.M., Warmoeskerken, M. and Zeef, E. (1987) Flow conditions in vessels dispersing gasses in liquids with multiple impellers. **Biotechnology Processes, AIChE**, New York, NY., pp. 107-115.
- Tanguy, P. A., Lacroix, R., Bertrand, F., Choplin, L. and Brito-De la Fuente, E. (1992) Mixing of non-Newtonian viscous fluids with helical impellers: Experimental and three-dimensional numerical studies, **AIChE Symp. Series**, **88**, 286, 33-37.
- Tattersson, G.B. (1991) **Fluid mixing and gas dispersion in agitated tanks**. McGraw Hill, New York.

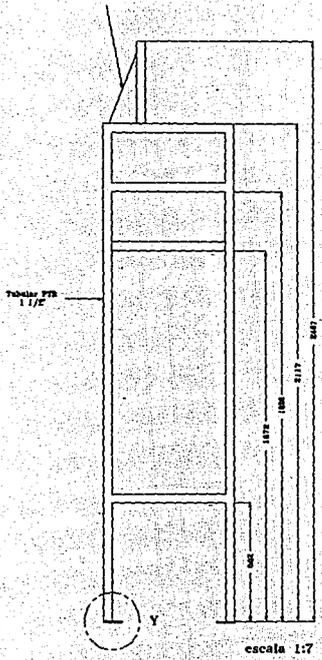
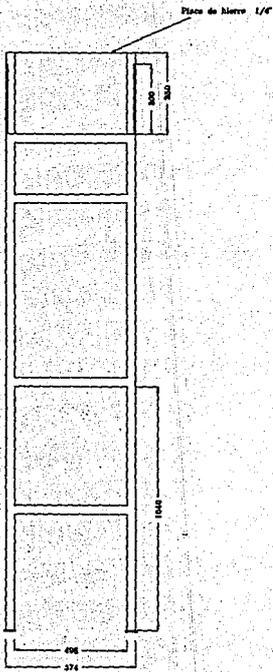
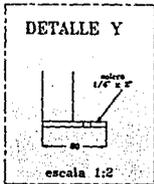
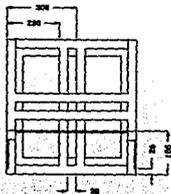
- Torrestiana, B., Galindo, E., Xueming, Z. and Nienow, A.W. (1991) In-fermenter power measurement during a xanthan gum fermentation compared with non-fermentative studies. **Trans. IChem. E.**, **69**, part C, 149-155.
- Uhl, V.W. and Gray, J.B. (1966) Introduction to mixing. In: **Mixing: theory and practice**. Academic Press. Eds.: Uhl, V.W. and Gray, J.B. Vol. I, Chap. I, pp. 1-5.
- Ulbrecht, J.J. and Patterson, G.K. (1985) **Mixing of liquids by mechanical agitation**. Gordon and Breach Science Pub., New York.
- van't Riet, K. and Tramper, J. (1991) **Basic bioreactor design**, Marcel Dekker, New York, USA.
- Vázquez, E. (1995) Efecto del ancho de las mamparas sobre el consumo de potencia en recipientes agitados mecánicamente. **Tesis de Licenciatura en Ingeniería Química**. Universidad Autónoma del Estado de Morelos.
- Velasco, D. (1994) Reología y mezclado de caldos de fermentación miceliales de interés industrial. **Tesis de maestría**. Instituto de Biotecnología, UACPyP-CCH-UNAM. Sede IBT, Cuernavaca, Mor.
- Vogel, H.C. (Ed) (1983) **Fermentation and biochemical engineering handbook. Principles, process design and equipment**. Noyes Pub., Park Ridge, New Jersey, USA.
- Vránek, M., Seichter, P. and Sláma, V. (1990) Measurement of the power for systems of radial turbine impellers in non-standard vessels. **Int. Chem. Eng.**, **30**, (July), 562-567.
- Warmoeskerken, M.M.C.G. and Smith, J.M. (1982) Description of the power curves of turbine stirred gas-liquid dispersions. **Procc. 4th Euro. Conf. on Mixing**, Noordwijkerhout, Netherlands, **paper G1**, pp. 237-246.

Xueming, Z., Nienow, A.W., Kent, C.A. and Galindo, E. (1991) Improving xanthan fermentation performance by changing agitators. **Procc. 7th Euro. Conf. on Mixing**, Brugge, Belgium, Vol. I, pp. 277-283.

XI. ANEXOS

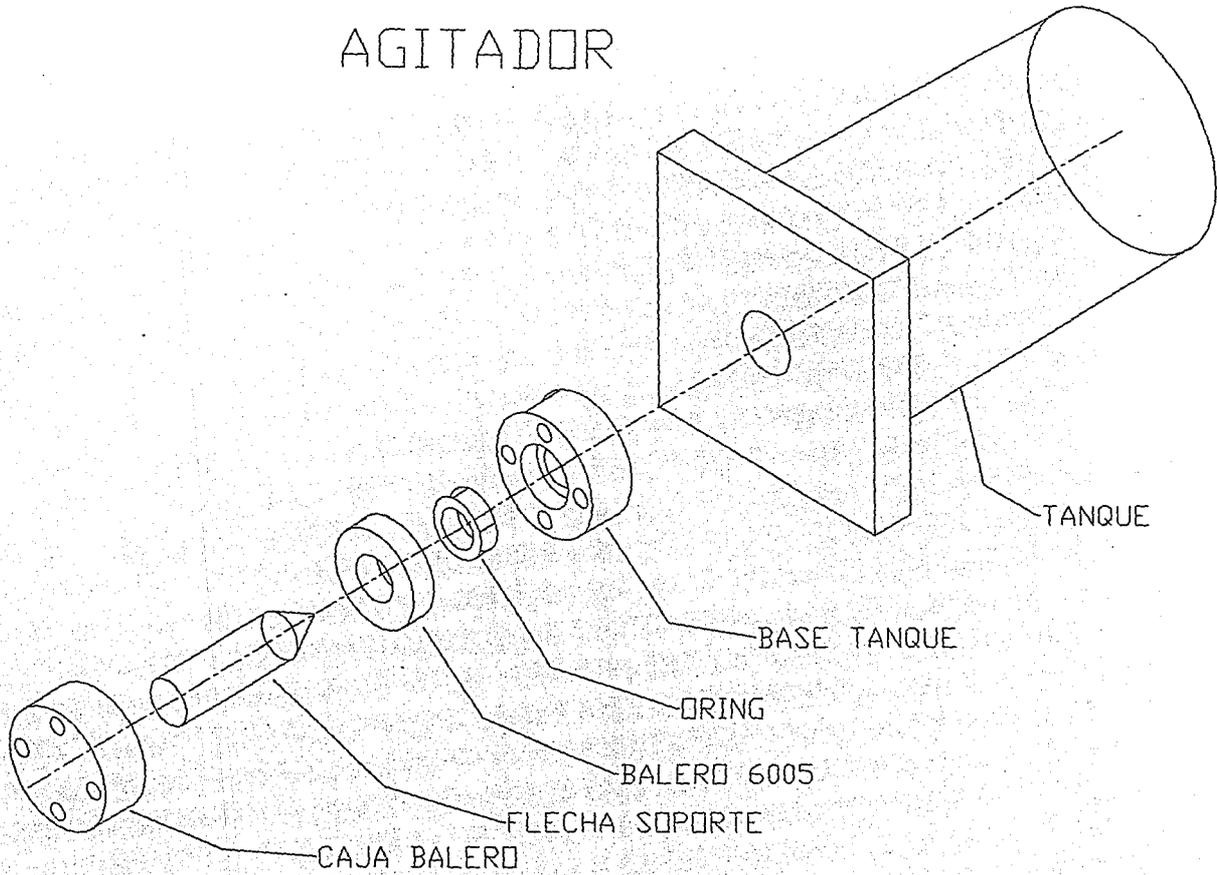
ANEXO A. PLANOS DEL EQUIPO

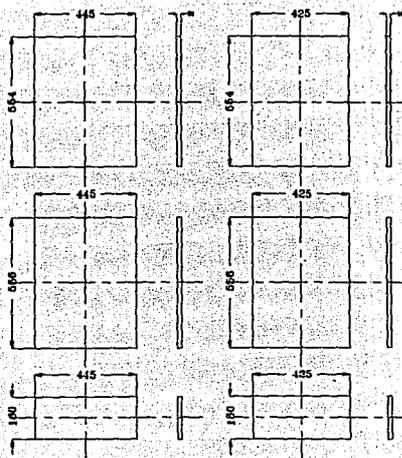
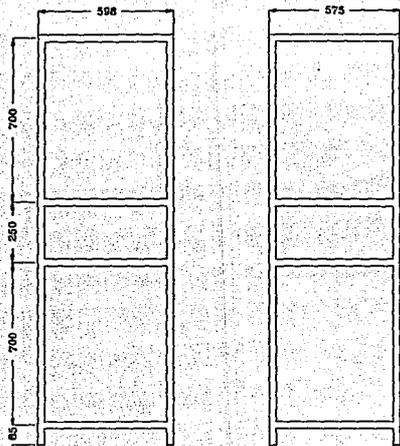
Figura		Página
A1	Estructura que soporta al tanque	133
A2	Partes que conforman el soporte inferior de la flecha vistos en perspectiva	134
A3	Panel de instrumentación	135
A4	Impulsores	136



U.N.A.M.		
CENTRO DE INSTRUMENTOS		
PROYECTO: AGITADOR BIOTECNOLÓGICA	DEPTO: DISEÑO GENÉRICO	
ESCALA: 50%	ACOTACIONES en mm	(1) (2)
FECHA: 02/7/73		DIB. No. 2
DISEÑADOR: JAVIER AYALA	DESENHO: JAVIER AYALA	REVISOR: CARLOS ANTONIO

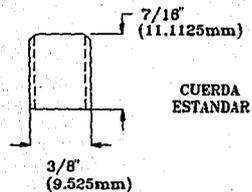
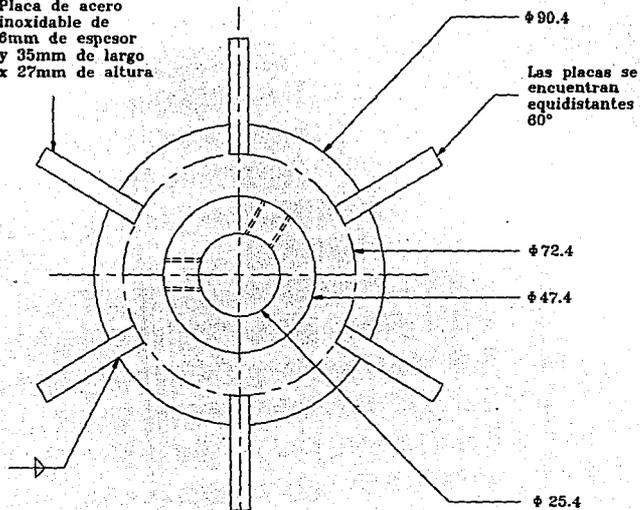
AGITADOR





U.N.A.M. CENTRO DE INSTRUMENTOS		
PROYECTO: AGITADOR BIOTECNOLOGIA	DEPTO.: DISEÑO MECANICO	
ESCALA: SIN	ACOTACIONES en mm	⊕ ⊖
FECHA: SEPT/93		DIB No. 3
DIBUJO: JAVIER AYALA	DISEÑO: JAVIER AYALA	REVISO: GABRIEL ASCANTO

Placa de acero
inoxidable de
6mm de espesor
y 35mm de largo
x 27mm de altura

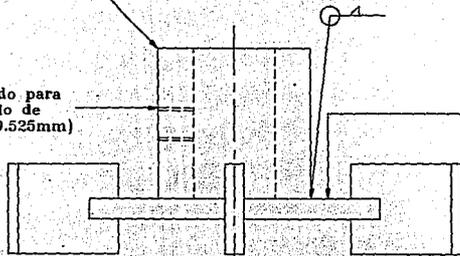


LISTA

- 1) 3 Agitadores de acero inoxidable
- 2) 6 Tornillos de acero inoxidable de 3/8" x 7/16"

altura= 45

Roscado para
tornillo de
3/8" (9.525mm)



Placa de acero
inoxidable de
6mm de espesor

U.N.A.M. CENTRO DE INSTRUMENTOS

PROYECTO: AGITADOR
BIOTECNOLOGIA

DEPTO.: DISEÑO
MECANICO

ESCALA: SIN

ACOTACIONES en mm



FECHA: SEPT/93

DIB No. 2

DIBUJO:
JAVIER AYALA

DISEÑO:
JAVIER AYALA

REVISO:
GABRIEL ASCANIO

ANEXO B. ANALISIS DE PARALELISMO PARA EL SENSOR DE ESFUERZOS INTERMEDIO.

El objetivo de este análisis es determinar si existe un efecto de la posición del impulsor sobre la señal del sensor, lo cual se determinará comprobando si existe diferencia significativa entre los modelos obtenidos como curvas de calibración, para tres diferentes posiciones: 0.0, 20.9 y 27.8 cm a partir del extremo inferior de la flecha.

a) Comparación entre los modelos de regresión obtenidos para la posición 0.0 y la posición 20.9.

Modelo completo	Modelo bajo la hipótesis
n = 27	n = 27
SCM = 140227.6845	SCM = 140165.4822
SCE = 9.3255	SCE = 71.5278
MSE = 0.4055	MSE = 2.9803

$$F_c = \frac{140227.6845 - 140165.4822}{0.4055} = 153.39$$

Hipótesis:

$$H_0: \beta_0 = \beta_{20.9}$$

$$H_1: \beta_0 \neq \beta_{20.9}$$

Ho se rechaza, ya que $F_c > F_{(1,23)} = 7.881$ a un nivel de significancia $\alpha=0.01$; por lo cual, las rectas para las posiciones 0.0 y 20.9 no coinciden.

b) Comparación entre los modelos de regresión obtenidos para la posición 0.0 con la posición 27.8.

Modelo completo	Modelo bajo la hipótesis
n = 27	n = 27
SCM = 147735.9204	SCM = 147585.4007
SCE = 7.7196	SCE = 158.2393
MSE = 6.5933	MSE = 6.5933

$$F_c = \frac{147735.9204 - 147585.4007}{0.3356} = 448.5092372$$

Ho se rechaza, ya que $F_c > F_{(1,23)} = 7.881$ a un nivel de significancia $\alpha=0.01$; lo que implica que las rectas para las posiciones 0.0 y 27.8 no coinciden.

Por transitividad, las rectas para las posiciones 20.9 y 27.8 tampoco coinciden. Por lo tanto, podemos concluir que si existe un efecto de la posición del impulsor sobre la señal del sensor 2.

ANEXO C. ANALISIS DE PARALELISMO PARA EL SENSOR DE ESFUERZOS SUPERIOR.

El objetivo de este análisis es determinar si existe un efecto de la posición del impulsor sobre la señal del sensor, lo cual se determina comprobando si existe diferencia significativa entre los modelos obtenidos como curvas de calibración, para cinco diferentes posiciones: 0.0, 20.9, 27.8, 41.8 y 55.6 cm a partir del extremo inferior de la flecha.

a) Comparación entre los modelos de regresión obtenidos para la posición 0.0 y 20.9.

Hipótesis planteadas:

$$H_0: \beta_0 = \beta_{20.9}$$

$$H_1: \beta_0 \neq \beta_{20.9}$$

Modelo completo
 SCM = 166462.8066
 SCE = 11.3409
 gl=23
 CME = 0.4930826087

Modelo bajo la hipótesis
 SCM = 166434.437

$$F_c = \frac{\frac{[166462.8066 - 166434.437]}{1}}{\frac{11.3409}{23}} = 57.5351868$$

$$F_{(1,23)} = 7.881$$

Ho se rechaza dado que $F_c > F_{(1,23)}$, 0,99 a un nivel de significancia de $\alpha=0.01$. Por lo tanto, los modelos de regresión para las posiciones 0.0 y 20.9 cm, no coinciden.

b) Comparación entre los modelos de regresión obtenidos para la posición 0.0 y 27.8 cm.

Hipótesis planteadas:

$$H_0: \beta_0 = \beta_{27.8}$$

$$H_a: \beta_0 \neq \beta_{27.8}$$

Modelo completo
 SCM = 162834.8501
 SCE = 13.6799
 gl = 23
 CME = 0.5947782

Modelo bajo la hipótesis
 SCM = 162820.5693

$$F_c = \frac{\frac{[162834.8501 - 162820.5693]}{1}}{\frac{13.6799}{23}} = 24.01029247$$

Dado que $F_{(1,23), 0.99} = 7.881$ y $F_c > 7.881$, H_0 se rechaza, por lo cual, las pendientes difieren a un nivel de significancia de 0.01, es decir, los modelos correspondientes a las posiciones 0.0 y 27.8, no coinciden.

c) Comparación entre los modelos de regresión obtenidos para la posición 0.0 y 41.8 cm.

Hipótesis planteadas:

$$H_0: \beta_0 = \beta_{41.8}$$

$$H_a: \beta_0 \neq \beta_{41.8}$$

Modelo completo
 SCM = 162563.5236
 SCE = 10.2264
 CME = 0.4446

Modelo bajo la hipótesis
 SCM = 162551.4395

$$F_c = \frac{[162563.5236 - 162551.4395]}{\frac{1}{\frac{10.2264}{23}}} = 27.17797121$$

Como $F_{(1,23),0.99} = 7.881 < F_c$, H_0 se rechaza a un nivel de significancia de 0.01, con lo que se concluye que los modelos correspondientes a las posiciones 0.0 y 41.8, no coinciden.

d) Comparación entre los modelos de regresión obtenidos para la posición 0.0 y 55.6 cm.

Hipótesis planteadas:

$$H_0: \beta_0 = \beta_{55.6}$$

$$H_a: \beta_0 \neq \beta_{55.6}$$

Modelo completo
SCM = 162669.0139
SCE = 10.3061
CME = 0.4480913

Modelo bajo la hipótesis
SCM = 162657.2821

$$F_c = \frac{[162669.0139 - 162657.2821]}{\frac{1}{\frac{10.3061}{23}}} = 26.18120955$$

Para $F_{(1,23),0.99} = 7.881$, $F_c > F_{(1,23),0.99}$. Por lo tanto, H_0 se rechaza y se concluye que los modelos de regresión para las posiciones 0.0 y 55.6 no coinciden.

e) Comparación entre los modelos de regresión obtenidos para la posición 27.8 y 41.8 cm.

Hipótesis planteadas:

$$H_0: \beta_{27.8} = \beta_{41.8}$$

$$H_a: \beta_{27.8} \neq \beta_{41.8}$$

Modelo completo
 SCM = 153926.0785
 SCE = 0.8765
 CME = 0.0438

Modelo bajo la hipótesis
 SCM = 153925.8451

$$F_c = \frac{[153926.0785 - 153925.8451]}{0.0438} = 5.32$$

$$F_c = 5.32 < 8.77 = F_{(1,20),0.99}$$

Por lo tanto, H_0 no se rechaza a un nivel de significancia de 0.01, es decir, las rectas para las posiciones 27.8 y 41.8 coinciden.

f) Comparación entre los modelos de regresión obtenidos para la posición 27.8 y 55.6 cm.

Hipótesis planteadas:

$$H_0: \beta_{27.8} = \beta_{55.6}$$

$$H_a: \beta_{27.8} \neq \beta_{55.6}$$

Modelo completo
 SCM = 154031.5688
 SCE = 0.9562
 CME = 0.0478

Modelo bajo la hipótesis
 SCM = 154031.2845

$$F_c = \frac{[154031.5688 - 154031.2845]}{0.0478} = 5.9476$$

Como $F_{(1,20), 0.99} = 8.077 > 5.9476$; H_0 no se rechaza a un nivel de significancia de 0.05, por lo cual, las rectas para las posiciones 27.8 y 55.6 coinciden.

Ahora bien, si la recta para la posición 27.8 coincide con la de 55.6 y la recta para la posición 27.8 coincide con la de 41.8, entonces, por transitividad, la de 41.8 coincide con la de 55.6. Por lo cual, no es necesario realizar la prueba de F.

g) Comparación entre los modelos de regresión obtenidos para la posición 20.9 y 27.8 cm.

Hipótesis planteadas:

$$H_0: \beta_{20.9} = \beta_{27.8}$$

$$H_a: \beta_{20.9} \neq \beta_{27.8}$$

Modelo completo
SCM = 157825.3615
CME = 0.0996

Modelo bajo la hipótesis
SCM = 157823.5781

$$F_c = \frac{[157825.3615 - 157823.5781]}{0.0996} = 17.90562249$$

Como $F_{(1,20), 0.99} = 8.077$ y $F_c > 8.077$. H_0 se rechaza a un nivel de significancia de 0.01, es decir, las rectas para las posiciones 20.9 y 27.8 no coinciden. Además, como las rectas de las posiciones 27.8, 41.8 y 55.6 son iguales (coinciden), entonces las rectas para las posiciones 20.9 y 41.8 no coinciden. Análogamente, la recta de 20.9 y 55.6 no coinciden.

ANEXO D. ANALISIS DE PARALELISMO PARA DETERMINAR REPRODUCIBILIDAD EN LAS CURVAS DE CALIBRACION.

Se realizó un análisis de paralelismo con la finalidad de determinar si las curvas de calibración, obtenidas para los sensores de esfuerzos son reproducibles, es decir, si no existe diferencia significativa entre dos modelos de regresión obtenidos para el sensor 2, para una misma posición del impulsor.

Se obtuvieron dos modelos de regresión:

$$y = 18.0659 x$$

$$y = 18.2368 x$$

Hipótesis planteadas:

$$H_0: \beta_1 = \beta_2$$

$$H_1: \beta_1 \neq \beta_2$$

Modelo completo
 SCM = 228011.6917
 gl = 4
 SCE = 13.7708
 gl = 30
 CME = 0.4590

Modelo bajo la hipótesis
 SCM = 228011.2048
 gl = 3
 SCE = 14.2577
 gl = 31
 CME = 0.4599

$$F_c = \frac{228011.6917 - 228011.2048}{0.4590} = 1.060784$$

H_0 no se rechaza, a un nivel de significancia de 0.01, ya que $F_c < F_{(1,30),0.99} = 7.562$, por lo tanto, las dos rectas coinciden. Esto significa que las curvas de calibración son totalmente reproducibles.