

**ANÁLISIS, DISEÑO Y MODELAMIENTO POR ELEMENTOS FINITOS DEL EJE
PARA UN AGITADOR MECÁNICO DE LA EMPRESA FLOW CONTROL AND
HANDLING S.A.**

RUBÉN DARÍO BOLÍVAR MARTÍNEZ

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE OCCIDENTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE ENERGÉTICA Y MECÁNICA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO DE CALI
2013**

**ANÁLISIS, DISEÑO Y MODELAMIENTO POR ELEMENTOS FINITOS DEL EJE
PARA UN AGITADOR MECÁNICO DE LA EMPRESA FLOW CONTROL AND
HANDLING S.A.**

RUBÉN DARÍO BOLÍVAR MARTÍNEZ

**Proyecto de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
EMERSON ESCOBAR NÚÑEZ
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE OCCIDENTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE ENERGÉTICA Y MECÁNICA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO DE CALI
2013**

Nota de aceptación:

Aprobado por el Comité de Grado en cumplimiento de los requisitos exigidos por la Universidad Autónoma de Occidente para optar al título de Ingeniero Mecánico.

SANTIAGO LAIN BEATOVE
Jurado

BRYAN QUINTERO
Jurado

Santiago de Cali, 20 de mayo de 2013

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo se lo dedico a mi esposa e hijo y familia, y a los que me ayudaron en mí desarrollo de la carrera. Por apoyarme y ser comprensivos con el poco tiempo libre dedicado pero de calidad.

Al director de mi proyecto Emerson Escobar Núñez y a los profesores Santiago Laín Beatove y Bryan Quintero, docentes de la facultad de Ingeniería. Gracias por su apoyo brindado y su constante esfuerzo que de una u otra forma me ayudo a mi realización como Ingeniero Mecánico.

Lograr una meta tan importante en mi vida es enriquecedor, y le doy muchas gracias a Dios por darme fuerzas para lograrlo.

CONTENIDO

	Pág.
GLOSARIO	12
RESUMEN	16
INTRODUCCIÓN	17
1. ANTECEDENTES	18
1.1. ANÁLISIS DE FALLA DEL EJE DE UN AGITADOR PARA TRATAMIENTO DE AGUA	18
1.2. FRACTURE AND FATIGUE ANALYSIS OF AND AGITATOR SHAFT WITH A CIRCUMFERENTIAL NOTCH	18
2. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN	19
2.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	19
2.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	19
3. JUSTIFICACIÓN	20
4. OBJETIVOS	21
4.1. OBJETIVO GENERAL	21
4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	21
5. MARCO DE REFERENCIA	22
5.1. MARCO TEORICO	22
5.2. DEFINICIÓN Y PRINCIPIOS DE LA MEZCLA EN FASE LIQUIDA	22
5.2.1. Mezcla física.	22
5.2.2. Mezcla en reacción química o cambio de estado..	22
5.2.3. Turbulencias.	22
5.3. CRITERIOS, DISEÑO Y SELECCIÓN DEL EJE .	23
5.3.1. Montaje.	24
5.3.2. Deflectores.	26
5.3.3. Impulsores.	26

5.3.4.	Cálculo y estimación de la potencia requerida .	27
5.3.5.	Cálculo del momento torsor.	29
5.3.6.	Calculo del momento flector.	32
5.3.7.	Diseño del eje.	34
5.3.7.1.	Dimensionamiento del eje.	34
5.3.7.2.	Análisis por vibraciones.	35
5.3.7.3.	Efectos Giroscópicos.	36
5.3.8.	Calculo de esfuerzos.	37
5.3.9.	Factor de seguridad estático.	38
5.3.10.	Factor de seguridad dinámico.	39
6.	PROCEDIMIENTO DE ANÁLISIS Y DISEÑO DEL EJE	41
6.1.	NUMERO DE POTENCIA (NP)	44
6.2.	ANÁLISIS POR DINÁMICA COMPUTACIONAL DE FLUIDOS (CFD)	46
7.	CONCLUSIONES	69
8.	RECOMENDACIONES	70
	BIBLIOGRAFÍA.	71
	ANEXOS	74

LISTA DE CUADROS

	Pág.
Cuadro 1. Datos de selección para una aplicación	41
Cuadro 2. Tabla dinámica de Excel.	42
Cuadro 3. Número de potencia de varias propelas	45
Cuadro 4. Parámetros de enmallado del modelo de estudio	47
Cuadro 5. Fuerzas y Reacciones.	52
Cuadro 6. Resultados	68

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figuras 1. Tipos de agitador	24
Figuras 2. Esquema de un tanque con agitación mecánica	25
Figuras 3. Tipos de impulsores	26
Figuras 4. Fuerzas aplicadas sobre el eje	29
Figuras 5. Trabajo de eje	30
Figuras 6. Momento torsor y fuerza tangencial	31
Figuras 7. Fuerzas en el eje	33
Figuras 8. Disco con extremos apoyados	36
Figuras 9. Eje con un extremo apoyado y otro con disco en voladizo	36
Figuras 10. Dimensionamiento del Agitador a estudiar	44
Figuras 11. Valores de N_p en función del número de Reynolds	47
Figuras 12. Modelo de malla	48
Figuras 13. Resultados del campo de velocidades por CFX	49
Figuras 14. Resultado del par torsor constante (torque) consumido por la propela	50
Figuras 15. Fuerza y reacciones aplicadas diagrama de cuerpo libre general	52
Figuras 16. Diagrama de cortante [v (N)].	53
Figuras 17. Diagrama de Momento [M (Nm)].	53
Figuras 18. Ubicación de las restricciones y carga	54
Figuras 19. Esfuerzo equivalente	55

Figuras 20.	Deformación lateral total	56
Figuras 21.	Factor de seguridad	57
Figuras 22.	Análisis Modal (primera velocidad crítica)	58
Figuras 23.	Diagrama de cortante [v (N)]	59
Figuras 24.	Diagrama de Momento [M (Nm)]	59
Figuras 25.	Ubicación de las restricciones y carga	60
Figuras 26.	Esfuerzo equivalente	61
Figuras 27.	Deformación lateral total	62
Figuras 28.	Factor de seguridad	63
Figuras 29.	Análisis Modal (primera velocidad crítica)	64
Figuras 30.	Cargas del fluido obtenidas por CFD transmitidas a análisis estructural parte1	65
Figuras 31.	Cargas del fluido obtenidas por CFD transmitidas a análisis estructural parte2	65
Figuras 32.	Respuesta a las cargas del fluido transmitidas a análisis estructural	66
Figuras 33.	Esfuerzo equivalente	66
Figuras 34.	Deformación lateral total	67

LISTA DE GRÁFICOS

	Pág.
Grafico 1. Monitoreo del par torsor (torque) consumido por la propela	51

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A Propiedades geométricas de barra redonda y tubería	74
ANEXO B Propiedades de tuberías	75
ANEXO C Propiedades de barras redondas	76
ANEXO D Propiedades de barras redondas y tuberías estándar comerciales	77
ANEXO E Esfuerzos permitidos	78
ANEXO F Propiedades físicas del material	79
ANEXO G Registro fotográfico de prueba de campo	80
ANEXO H Formato de registro de prueba de agitador mecánico	81

GLOSARIO

ANCHOR: impulsor con aspas verticales cuyo contorno se conforma mejor al fondo del recipiente y las paredes.

ASPA: es una de las aspas en cualquier tipo de impulsor, a veces mal utilizados para indicar el conjunto impulsor.

CRISTALIZACIÓN: formación de una fase sólida de una solución líquida. (Frente de disolución).

CONSISTENCIA: La resistencia de un fluido a la deformación cuando se somete a esfuerzo cortante; generalmente sinónimo de viscosidad.

DEFLECTOR: es un dispositivo estacionario que se suele instalar en o cerca de las paredes del tanque para evitar el vórtice en el líquido y promover el flujo axial en el recipiente.

DENSIDAD: la masa por unidad de volumen de una sustancia.

DENSIDAD APARENTE: la densidad de un material sólido granular o en polvo incluyendo los vacíos entre las partículas. Es siempre menor que la densidad real.

DIÁMETRO DE PARTÍCULAS: es el tamaño al que los cuerpos individuales de la fase dispersa se reducen en una dispersión de dos fases. A menudo llamado diámetro de la gota si la fase dispersa es un líquido o diámetro de la burbuja, si la fase dispersa es un gas. Cuanto menor sea el tamaño de partícula, mayor es el área interfacial.

DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL: es una rama de la mecánica de fluidos que utiliza métodos numéricos y algoritmos para resolver y analizar problemas que involucran flujos de fluidos.

DISPERSIÓN: es un sistema de dos fases en el que se rompe una fase en partículas discretas que están completamente rodeadas por la segunda fase. Las partículas pueden ser sólido, líquido o gas. Para los propósitos de mezcla de la segunda fase es generalmente un líquido.

EMULSIÓN: es una dispersión coloidal de dos o más líquidos no miscibles entre sí.

FACTOR DE PROXIMIDAD: es un factor de corrección utilizado en los cálculos de potencia del impulsor para dar cuenta de las variaciones geométricas, como la distancia del impulsor al fondo del depósito, la distancia de la superficie del líquido sobre el impulsor, el espacio entre múltiples impulsores a partir de 2 o más ,etc.

FACTOR DE SERVICIO: es una clasificación numérica basada en el tiempo de operación de los trenes de engranaje, tipo de unidad, y servicio requerido.

FLOCULACIÓN: es un proceso de mezcla cuyo objeto es hacer que las partículas finas que chocan y / o se aglomeran a tamaños más grandes o de adherirse a las partículas más grandes para que puedan ser más fácilmente separados del líquido.

FLUIDO DILATANTE: un material cuya viscosidad aumenta con la creciente tasa de cizallamiento.

FLUJO AXIAL: la circulación de un fluido desde la parte superior a la parte inferior del tanque.

FLUJO LAMINAR: es el flujo de fluido caracterizado por las corrientes de flujo largas, lisas, sobre todo en la misma dirección que el grueso del flujo con poca interacción entre ellos.

FLUJO RADIAL: es el movimiento de un fluido en general desde el centro del tanque hacia la pared.

HÉLICE MARINA: es un tipo de impulsor que consiste en una o más aspas estrechas en espiral alrededor del eje, fijado a los brazos montados en el eje, se utiliza para líquidos de alta viscosidad o sólidos.

INUNDACIÓN: se da en la mezcla gas-líquido, una acumulación excesiva de gas alrededor del impulsor, reduciendo la circulación de líquido a una pequeña fracción de lo normal, y por lo tanto reduciendo la eficiencia de la mezcla. También puede ocurrir cuando el aire es arrastrado en el líquido de la superficie, ya sea desde un vórtice o acompañando los sólidos que están siendo mojados.

IMPULSOR DE PALETA: es un impulsor de dos palas, cuyo diámetro es generalmente mayor que 60% del diámetro del tanque.

MEZCLA: es la mezcla de dos o más componentes líquidos miscibles en una masa más uniforme.

MEZCLADORAS DE ENTRADA SUPERIOR: mezcladores montado en la parte superior de los tanques de mezclado, típicamente en un puente de módulos a través del tanque, o en una pestaña situada en la parte superior del tanque.

NÚMERO DE REYNOLDS: es un número adimensional que se utiliza para caracterizar que un fluido se encuentra en un régimen laminar, transicional o turbulento.

NÚMERO DE POTENCIA: es una relación adimensional utilizado en el cálculo de cargas de potencia del impulsor. Los impulsores de diseño similar pero diferente tamaño tendrán el mismo número de potencia en condiciones de igualdad de forma dinámica.

POISE: es la unidad de viscosidad absoluta en el C.G.S. sistema. Un Poise es igual a una dina-segundo por centímetro cuadrado, es igual a cien centipoises.

REDUCTOR: un mezclador con un eje de salida que tiene una velocidad inferior a la velocidad del motor a causa de una caja de engranajes (reductor) que esta entre el motor y el eje de salida. Este mezclador transmite un par más alto y tiene una mayor eficiencia de bombeo por kilovatio.

RUSHTON: es un impulsor de tipo turbina que comprende un disco plano provisto de paletas verticales - típicamente posee seis paletas.

SUSPENSIÓN: es una mezcla heterogénea formada por un sólido en polvo y/o pequeñas partículas no solubles (fase dispersa) que se dispersan en un medio líquido (fase dispersante o dispersora).

SLURRY: es una mezcla de líquidos y sólidos insolubles; una suspensión sólida.

TASA DE BOMBEO: es la velocidad de descarga volumétrica del funcionamiento del impulsor a una velocidad dada, medida en el impulsor.

TIEMPO DE RESIDENCIA: es el tiempo medio de un componente del proceso en el que permanece en el entorno de mezcla en un proceso continuo.

TUBERIA ESTACIONARIA: montada concéntrica y por encima o alrededor de la propela para promover el aumento del flujo de fluido vertical durante la agitación.

TURBINA AXIAL: es una turbina con aspas inclinadas, (por lo general a 45 °) cuya descarga es una mezcla de los flujos axial y radial.

TURBINA RADIAL: es una turbina cuyas cuchillas son verticales y cuya descarga crea el flujo radial.

VELOCIDAD CRÍTICA: velocidad de rotación característica de un sistema. Cuando la velocidad de trabajo iguala a esta velocidad el sistema se vuelve dinámicamente inestable.

VISCOSIDAD: es una medida de la resistencia de un fluido a ser deformado por un esfuerzo cortante.

VELOCIDAD DE SEDIMENTACIÓN: es la velocidad alcanzada por una partícula que cae libremente en un líquido debido a la gravedad.

RESUMEN

En el siguiente trabajo se presenta el diseño y modelamiento del eje para un agitador mecánico vertical por el método de elementos finitos, considerando las cargas críticas como son el momento flector y par torsor. Para la realización de este modelamiento se considera el eje como una viga en voladizo y en el cual se analizan los esfuerzos y las velocidades críticas, realizando el análisis comparativo de varios diámetros de ejes con el fin de determinar cuál se ajusta mejor a los parámetros de diseño y a las condiciones de trabajo y a su vez seleccionado obedeciendo a unas dimensiones estándares comerciales en barras redondas o tuberías.

La metodología implementada analítica se da por medio de fórmulas y cálculos realizados en tablas dinámicas de excel que se confrontan con análisis numérico (simulado) aplicado en el software ANSYS módulo WORKBENCH y por método CFD, aplicando en el software ANSYS módulo CFX en lo que corresponde al consumo de potencia que demanda el impulsor para así aplicar estos datos de entrada al análisis por resistencia mecánica el cálculo del diámetro del eje requerido.

Palabras claves: Momento torsor, momento flector, velocidad crítica, inercia, eje y esfuerzo.

INTRODUCCIÓN

Un agitador y su medio circundante constituyen un sistema mecánico de partes móviles y fijas. Dicho sistema mecánico, puede fallar por esfuerzos de torsión o flexión, y por fatiga debido a esfuerzos de tensión. Componentes como los engranes, los soportes de cojinetes, los ejes, los acoplamientos, los impulsores, los desviadores (baffles), y los miembros estructurales de soporte ^[1], están sometidos a cargas dinámicas o cíclicas que generan esfuerzos cuya categoría puede ser catalogada en alternante, repetida, y fluctuante.

Un diseño satisfactorio de un agitador implica no solo que cada miembro tenga una suficiente rigidez, que haga las deflexiones sean lo bastante pequeñas como para permitir el comportamiento adecuado de los sellos, los impulsores de corta longitud, y los recubrimientos de protección.

La velocidad de rotación del eje de un agitador tiene que estar suficientemente alejada de la frecuencia natural del conjunto y otras partes del sistema, con el fin de evitar que las vibraciones a esta frecuencia generen problemas significativos de vibración o resonancia. Por lo común solo interesa la primera velocidad crítica, aun cuando algunos agitadores funcionan más allá de su segunda velocidad crítica. ^[1]

Con este proyecto, se pretende establecer los parámetros para realizar el diseño del eje adecuado a las necesidades mecánicas específicas mediante el cálculo y análisis por elementos finitos considerando los siguientes parámetros:

- Requerimientos del proceso.
- Geometría del tanque y sistema de montaje del agitador.
- Cálculo de potencia, revoluciones por minuto (rpm), y tipo y número de propelas
- Requerimientos Especiales: Rodamientos, selección del motor reductor, sellos mecánicos.
- Costos estimados
- Optimización del diseño del agitador (uso de la metodología Ashby)

^[1] Perry, J. MANUAL DEL INGENIERO QUIMICO 6 ed. TOMO V, SECCION 19. Diseño mecánico 19-12 p.

1. ANTECEDENTES

Diversos sectores de la industria, tienen experiencia en el tratamiento de líquidos (mezclas, dispersión, emulsión, etc.). Durante los últimos años, la meta de esta industria, ha sido atender y resolver las necesidades existentes en los distintos sectores de la agitación, prestando a los clientes una atención permanente y un esfuerzo continuado para estar en primera línea con los más avanzados sistemas tecnológicos. Hoy en día, las compañías del sector de tratamiento de líquidos, han implementado métodos de cálculo por elementos finitos en sus departamentos de ingeniería, e incluso han desarrollado software para estudios de la dinámica de fluidos, así como análisis estructurales de los sistemas de agitación mecánica, asegurando una mayor confiabilidad y garantía de funcionamiento de sus productos. Técnicas como el CFD, han permitido acoplar el análisis de la dinámica de fluidos y su efecto en el comportamiento estructural de los elementos móviles en contacto con el fluido. Algunos de los trabajos realizados en el área de diseño de agitadores se mencionan a continuación:

1.1. ANÁLISIS DE FALLA DEL EJE DE UN AGITADOR PARA TRATAMIENTO DE AGUA

Este trabajo se realizó a nivel local y se enfocó en un análisis por fatiga. Aquí en el presente trabajo se expone un caso aplicativo. Donde se obtienen los resultados del análisis de la falla presente debida a que se supera el esfuerzo a fatiga y la presencia de vibraciones en el arranque y funcionamiento del motor, por ende este aumento es generado por el cambio en algunas partes de la geometría de la pieza.

1.2. FRACTURE AND FATIGUE ANALYSIS OF AND AGITATOR SHAFT WITH A CIRCUMFERENTIAL NOTCH

Otro de los trabajos encontrados como desarrollo de estudio a nivel internacional es el de un agitador sometido a fatiga. Aquí en el presente trabajo se expone un caso aplicativo, donde se obtienen los resultados del análisis de la falla por mecánica a la fractura mediante un análisis de propagación de la muesca circunferencial (grieta), la falla se presenta debido a que se supera el esfuerzo de fluencia del material, por ende este aumento de grieta en esta zona ocasiona un alto concentrador de esfuerzos, y la grieta es generada durante el proceso de mecanizado de la pieza.

2. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

2.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La empresa Flow Control and Handling S.A., se encuentra bien posicionada en el mercado de la industria de agitadores para mezclas con una experiencia de más de 10 años. Sin embargo, mediante un proceso de análisis de las memorias de cálculo del diseño de los agitadores, se ha determinado que los mismos se encuentran sobre-diseñados. Lo anterior motiva a que se realice un análisis más riguroso con el objetivo de lograr factores que permitan maximizar la relación costo/beneficio. En este sentido, se pretende adaptar y estandarizar los parámetros de diseño a fin de simular los efectos de las cargas dinámicas del fluido, sobre las posibles fallas por fatiga, y eventualmente sobre los componentes del sistema de mezcla.

2.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Mediante análisis por el método de elementos finitos (FEA), se determinarán las deformaciones, esfuerzos, y la frecuencia natural (velocidad crítica) propia del eje del agitador. Con base en el análisis de los resultados de las simulaciones por elementos finitos, será posible determinar parámetros indicativos de falla y así evitar con antelación problemas potenciales. Adicionalmente dichos cálculos permitirán refinar el diseño, a fin de mejorar notoriamente la fiabilidad de los agitadores mecánicos, tomando en consideración los recipientes a contenerlos y los productos a mezclar. Finalmente, el correcto dimensionamiento, garantizará una agitación suficientemente completa, logrando disminuir el consumo de potencia y los costos de mantenimiento.

3. JUSTIFICACIÓN

Una mala selección en el diseño de los elementos constituyen una baja en eficiencia, problemas en el proceso de la mezcla, desgaste prematuro de las partes que componen todo el funcionamiento, daños prematuros que reducen los ciclos de operación, la resistencia, la rigidez, y el alto consumo energético factor de vital importancia en la industria. Con base en lo anterior se pretende establecer parámetros para implementar mejoras y análisis más adecuados durante el proceso de diseño. Para el caso de este trabajo en particular se determinará el diseño del eje del agitador el cual es una de las partes más críticas del mismo y que influye altamente en el costo del equipo.

El uso eficiente de las herramientas hace referencia a todos aquellos aspectos que deben ser considerados durante la selección y operación de equipos de mezcla, a fin de tener sistemas más eficientes, con bajo consumo energético, y excelente confiabilidad durante la operación.

4. OBJETIVOS

4.1. OBJETIVO GENERAL

Establecer una metodología para el cálculo del diámetro de ejes para agitadores bajo condiciones de trabajo exigentes usando el método de elementos finitos.

4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Analizar por métodos analíticos las consideraciones de carga de trabajo de los agitadores mecánicos.
- Diseñar mediante hojas de cálculo los diámetros de los agitadores mecánicos, tomando como base los esfuerzos generados por fatiga bajo las condiciones de carga dinámica a las cuales están sometidos los mismos.
- Implementar las fórmulas con tablas dinámicas en Excel para realizar análisis con mayor agilidad.
- Generar fichas de datos iniciales y resultados como memorias de cálculo.
- Analizar los consumos de potencia requeridos para el proceso.
- Lograr optimización en los diseños.
- De acuerdo a las condiciones de trabajo del agitador mecánico se analizará el funcionamiento de las partes que lo componen.
- Analizar posibles pérdidas en la operación del equipo agitador mecánico (motorreductor, eje y propela) teniendo en cuenta la mala instalación de los rodamientos, la no alineación de los ejes, la mala instalación de las empaquetaduras; además de tener una gran importancia del mantenimiento, que nos permite determinar la posible falla de los componentes mecánicos y prevenirlas con anticipación.

5. MARCO DE REFERENCIA

5.1. MARCO TEORICO

No existe proceso en la industria: química, de tratamiento de aguas, petroquímica, así como en otros sectores, como la farmacéutica, alimentación, tratamiento de minerales, en donde no intervenga, en un momento dado, una operación de mezcla.

En función de la compatibilidad y de las características físico-químicas de los diferentes componentes, así como de los volúmenes a mezclar, es más o menos fácil satisfacer los criterios de mezcla.

5.2. DEFINICIÓN Y PRINCIPIOS DE LA MEZCLA EN FASE LIQUIDA

5.2.1. Mezcla física. Para que haya mezcla, es necesario que haya interpenetración de las partículas que ocupan las diferentes zonas de volumen a mezclar. Las diferencias de proporciones registradas en varias muestras locales son analizadas estrictamente, dando un criterio de la homogeneidad de la mezcla, el volumen o escala de cada muestra, así como la medida de la finura de la mezcla.

5.2.2. Mezcla en reacción química o cambio de estado. Los contactos entre partículas pueden dar lugar a la combinación química cuyas reglas de evolución obedecen a varios criterios. Muy a menudo se escoge como criterio de mezcla la disminución de la concentración de uno o varios componentes en una muestra determinada, pero este criterio está lejos de ser el único. Cuando aparece un volumen de mezcla una combinación química o un cambio de estado, los criterios son más complejos, y nos encontramos en el caso de una mezcla que denominamos proceso.

5.2.3. Turbulencias. En medio líquido, el fenómeno hidrodinámico puede generar turbulencia en las partículas del fluido. Se dice que hay turbulencia cuando se añade a la velocidad media de una partícula, velocidades transversales y longitudinales variables en el tiempo, en dirección e intensidad. Se asume que estas velocidades transversales y longitudinales aseguran una mezcla eficaz, puesto que transportan las partículas fluidas de una zona hacia las zonas más próximas.

La agitación es un medio por el cual la mezcla de fases se puede lograr y por la que la masa y transferencia de calor pueden ser más intensas entre fases o con las

superficies exteriores. En un sentido más general, el proceso de mezcla se refiere a una o más combinaciones de las fases, entre las más frecuentes se pueden mencionar:

- gases con gases.
- gases en líquidos: la dispersión.
- gases con sólidos granulares: fluidización.
- Líquidos en gases: la pulverización y la atomización.
- líquidos con líquidos: la disolución, emulsión, dispersión.
- líquidos con sólidos granulares: suspensión.
- pastas entre sí y con los sólidos.
- sólidos con sólidos: la mezcla de polvos.

Las fases 2, 5 y 6 previamente mencionadas, emplean el mismo tipo de equipos, es decir, los tanques en los que el líquido es distribuido y sometido a una cierta cantidad de esfuerzo cortante, este tipo de equipos ha tenido un estudio más extenso. Adicionalmente, algunos casos inusuales de líquido de mezcla pueden requerir pruebas piloto, las cuales han sido desarrolladas como reglas con la que los equipos de mezcla pueden ser diseñados de alguna manera satisfactoria.

5.3. CRITERIOS, DISEÑO Y SELECCIÓN DEL EJE

El mezclado se define como la mezcla de las partículas que producen un producto uniforme. Hidráulicamente los agitadores se comportan como bombas. Las aplicaciones para mezclado pueden ser un proceso por batches o continuo. Aunque los términos de agitación y mezcla se usan indistintamente, hay una diferencia técnica entre los dos.

La agitación crea un flujo o turbulencia de la siguiente manera:

Agitación suave realiza una acción de mezcla.
Agitación media implica una turbulencia.
Agitación violenta crea emulsificación.

Los mezcladores mecánicos se utilizan para:

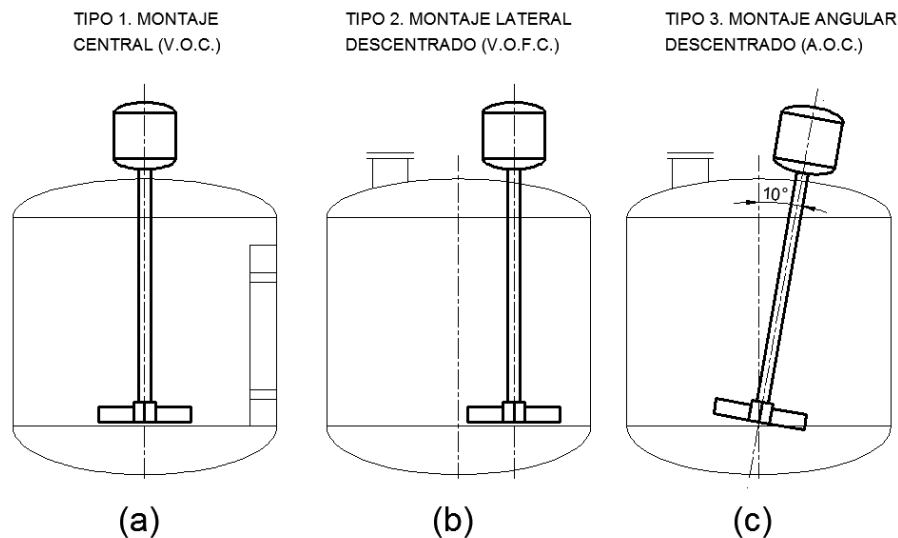
Mezclar dos o más materiales no homogéneos.

Mantener un mezclado de materiales que se pueden separar si no se agitan.
Aumentar la tasa de transferencia de calor entre los materiales.

Para el diseño del eje se deben de considerar las cargas hidráulicas y mecánicas y se debe evitar las vibraciones cercanas a la frecuencia natural. Para el cálculo de un eje vertical se puede tomar como arreglo típico de un eje en voladizo. Las cargas hidráulicas en el eje son el resultado de la torsión necesaria para girar el rotor y sistemas aleatorios o cargas hidráulicas laterales en la propela. Para calcular el tamaño del diámetro del eje se utiliza la potencia de la propela, par de torsión y las fuerzas hidráulicas y por lo tanto el tamaño de un eje dentro de los límites de tensión admisible.

5.3.1. Montaje. El mezclador mecánico por lo general consiste en un impulsor montado en el eje conectado a una unidad de accionamiento. Los agitadores mecánicos puede ser tan pequeños como de un $\frac{1}{4}$ hp o tan grandes como de 200 hp para algunas unidades impulsadas por engranajes. El consumo de energía en el tiempo determina la eficiencia y la economía de un proceso de mezcla. Los mezcladores de montaje superior pueden estar ubicados en el centro (VOC), por lo general requieren deflectores, fuera del centro (VOFC), o en ángulo fuera del centro (AOC).

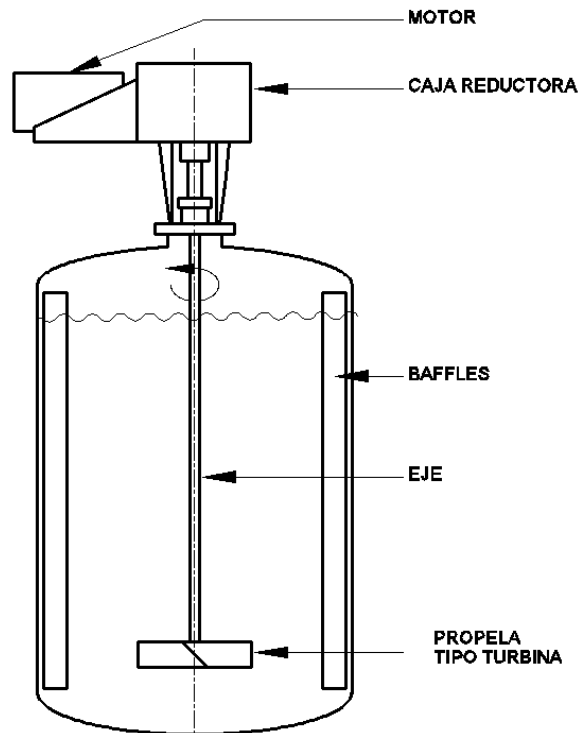
Figuras 1. Tipos de agitador



Fuente: MOSS DENNIS PRESSURE VESSEL DESGIN MANUAL, 3 ed. Gulf Professional Publishing, 2004. 300 p.

Los agitadores de montaje vertical (VOC) superior se pueden usar generalmente en todas las aplicaciones. Los mezcladores de montaje lateral (VOFC) son usados generalmente para baja velocidad, mezcla suave, y para operaciones de limpieza de tanques. Los montajes más eficientes son en ángulo fuera del centro (AOC).

Figuras 2. Esquema de un tanque con agitación mecánica



Fuente: Paul, Edward L. (edt); Kresta, Suzanne M. (edt); Atiemo; obeng, Victor (edt). Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice. Estados Unidos: John Wiley & Sons Inc, 2003. 348 p.

Los mezcladores son diseñados para lograr una de las siguientes aplicaciones:

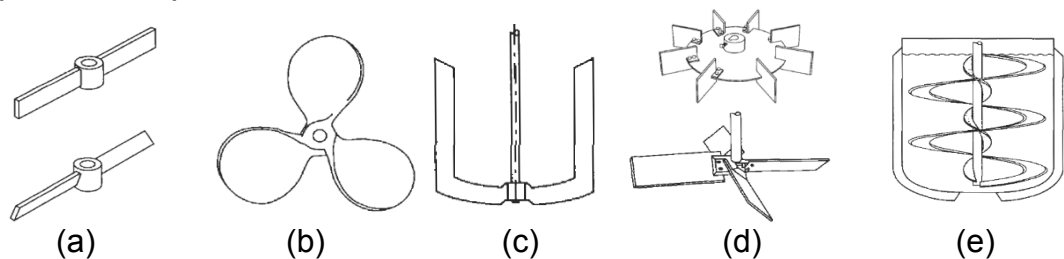
- Mezcla: combina materiales miscibles para formar una mezcla homogénea.
- Disolución: la disipación de un sólido en un líquido.
- Dispersión: la mezcla de dos o más materiales no miscible.
- Suspensión sólida: suspende sólidos insolubles dentro de un líquido.
- El intercambio de calor: promueve la transferencia de calor por convección forzada.
- Extracción: separación de un componente a través de extracción con disolvente.

5.3.2. Deflectores. Los deflectores rompe olas se requieren en la mayoría de las industrias donde hay operaciones de mezcla de fluidos. Los deflectores se utilizan para eje-centrado, y mezcladores de montaje superior para evitar el vórtice. Los deflectores también promueven el revolver de arriba a abajo y representan una buena práctica de la mezcla. La disposición más habitual es tener cuatro deflectores espaciados a 90°. Para viscosidades de hasta 500 centipoises, los deflectores se pueden montar directamente en la pared. Para uso con materiales de mayor viscosidad o en cualquier aplicación de mezcla donde los sólidos pueden construir otros efectos perjudiciales que se desarrollan cuando el deflector se adhiere a la pared, los deflectores deben ser espaciados por fuera de la pared. El espaciamiento normal es del 25% del ancho del deflector. Por encima de 10,000cP, los deflectores se deben montar por lo menos 1½ in fuera de la pared. Por encima de 20,000CP, típicamente no se requiere deflectores. Tanques horizontales por lo general no requieren de deflectores. Los deflectores deben ser seleccionados para la mínima viscosidad que se producen durante un ciclo de mezclado.

Como las viscosidades del líquido suben, son necesarios deflectores y por lo tanto la anchura del deflector disminuye. El uso industrial de recipientes sin deflectores está limitado porque los sistemas sin deflector entregan una mala mezcla. El ancho del deflector y la distancia a la pared dependerá de la viscosidad del líquido a ser mezclado.

5.3.3. Impulsores. Si la relación altura de líquido al diámetro (H/D) del recipiente es mayor que 1,25, entonces múltiples propelas son recomendadas para el proceso. Las relaciones entre 2:1 y 3:1 son comunes en ciertos procesos. Una regla común es el uso de un impulsor para cada diámetro de la altura del líquido.

Figuras 3. Tipos de impulsores; a) paleta, b) Hélice marina, c) Ancla, d) Turbina, e) Cinta



Fuente: MOSS DENNIS PRESSURE VESSEL DESIGN MANUAL, 3 ed. Gulf Professional Publishing, 2004. 332 p.

Los Impulsores de tipo paletas son los impulsores de costo más bajo y más simples, pero tienen poca capacidad de bombeo. Tienen un flujo axial muy bajo, por lo tanto, la versión de hoja de pala inclinada es normalmente usada para materiales de baja viscosidad. La relación del diámetro de la hoja respecto al diámetro del recipiente es normalmente de 1/3 a 2/3. Un impulsor de flujo radial.

Los de tipos de hélice marina bombean líquido. Por cada revolución de un paso al cuadrado descarga una columna de líquido aproximadamente igual al diámetro de la hélice. El flujo es axial. Estos impulsores se usan principalmente para aplicaciones de alta velocidad y en los mezcladores de entrada lateral. Más de 2 hélices se utilizan en los recipientes con (H/D) con proporciones de altura/diámetro, mayores que 1. El flujo axial disminuye el tiempo de mezcla. Son más pesadas y cuestan más que las turbinas de palas inclinadas. La relación de diámetro de hélice respecto al diámetro del recipiente es generalmente 1/3. Un impulsor de tipo de hélice se utiliza para un alto flujo.

Los impulsores de tipo ancla giran lentamente y tienen una gran área superficial. Esto los hace ideales para aplicaciones por lotes con materiales de mayor viscosidad.

Los impulsores de tipo turbina siempre se montan verticalmente. Se utilizan a baja velocidad cuando la aplicación requiere un mayor esfuerzo cortante de bombeo y mayor potencia por unidad de volumen. Hay dos formas básicas de turbinas, la hoja plana de descarga tipo radial y el tipo de hoja de plana inclinada de empuje axial. Todos los demás son modificaciones de estos tipos básicos. La relación del diámetro de la hoja respecto al diámetro del recipiente es normalmente de 1/3.

Las turbinas de hoja plana bombean líquido hacia fuera por la fuerza centrífuga. El líquido que se desplaza por la hoja se sustituye por el flujo de la parte superior e inferior. La aspiración viene desde el centro, y la entrega está en la circunferencia de la hoja. El flujo primario es radial. Este es el tipo más ampliamente utilizado de agitador mecánico. El número de hojas varía de 4 a 12. Esta turbina se utiliza principalmente para dispersión de líquido-líquido. Turbinas con palas curvadas se utilizan para materiales de mayor viscosidad.

5.3.4. Cálculo y estimación de la potencia requerida. P' es el requerimiento de potencia de la propela, es decir, representa la tasa de energía de disipación dentro del líquido.

La potencia transmitida depende de la carga de mezcla en el agitador. Como esta carga se aumenta, la potencia a suministrar por el motor se aumenta. La potencia

entregada al agitador se calcula a partir de la ecuación (1). Sin embargo, la potencia nominal del motor P' es la que tiene que entregar la potencia P al agitador más la consideración de las pérdidas en la caja de engranajes, cojinetes y sellos. En la determinación de P' , P es calculado y un motor adecuado estándar comercial más grande se selecciona para permitir que asuma estas pérdidas. Típicamente, un motor eléctrico asíncrono se utiliza como unidad. Una característica de estos motores es que el par de torsión en el arranque puede ser 2,5 veces el par nominal del motor. Esto debe tenerse en cuenta en el dimensionamiento de la unidad de eje. Del mismo modo, si la carga de mezcla en el agitador aumenta en servicio aumenta el par motor y el motor se bloquea o se retira cuando se dispara la protección. Aunque la operación continua en esta condición nunca sería considerada, el eje debe ser diseñado para acomodar este par de torsión más grande. En general, se puede considerar que el par de torsión extraíble para fines de diseño esta entre 1,5 y 2,5 veces el par nominal del motor en función de la naturaleza de la mezcla (es decir Factor de potencia = 1,5 para mezcla simple y 2,5 para alta viscosidad o sólidos más rigurosos.^[2]

(Ec. 1)

$$P' = Np * \rho * \dot{N}^3 * D^5$$

P' , potencia de arrastre consumida por la propela watts= $J/s=Nm/s$.

Np , número de potencia adimensional (característico de cada propela).

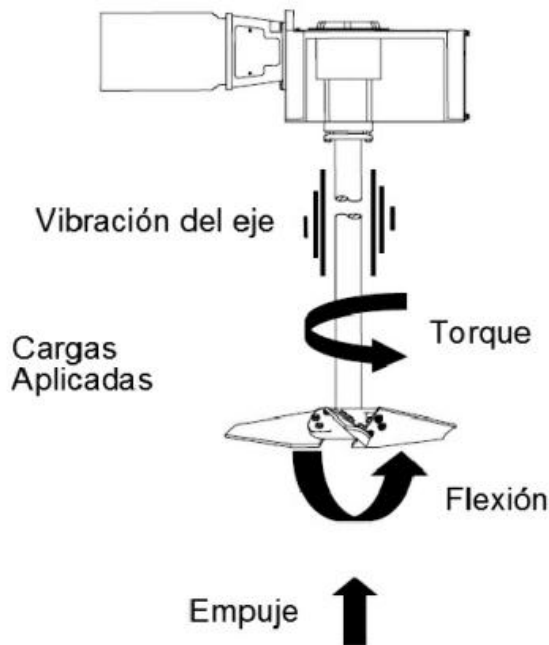
ρ , densidad final de la mezcla en kg/m^3 .

$\dot{N}/60$, velocidad angular en rev/s.

D , diámetro de la propela en m.

^[2] Harnby N., Edwards M. F., Nienow A. W. Mixing in the Process Industries, 2 ed. Butterworth-Heinemann, 1997. 254 p.

Figuras 4. Fuerzas aplicadas sobre el eje



Fuente: Paul, Edward L. (edt); Kresta, Suzanne M. (edt); Atiemo; obeng, Victor (edt). Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice. Estados Unidos: John Wiley & Sons Inc, 2003. 1348 p.

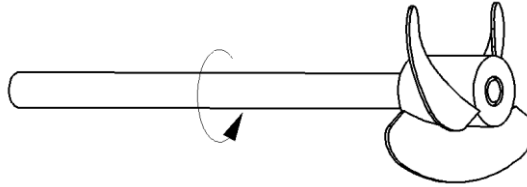
5.3.5. Cálculo del momento torsor. en aplicaciones prácticas son frecuentes los casos en que un momento torsor actúa simultáneamente, siendo este constante a lo largo del eje ya que este es producido por una fuerza tangencial ubicada a una distancia r (radio de la propela), ver fig.6.

Por lo general, la velocidad angular de una máquina rotativa se expresa en rpm (revoluciones por minuto) y se denota por \dot{N} . Note que la velocidad es la distancia recorrida por unidad de tiempo y que la distancia angular recorrida es cuando se realiza cada revolución a 2π , la velocidad angular de la máquina rotatoria es $\omega = 2\pi \dot{N} \text{ rad/min}$ ó $\omega = (2\pi \dot{N}/60) \text{ rad/s}$.^[3]

^[3] CENGEL, YUNUS y CIMBALA, JHON Mecánica de fluidos: Fundamentos y Aplicaciones. México: McGraw-Hill, 2006. 959 p.

Se considerará que una fuerza constante F que actúa en la dirección tangencial sobre la superficie exterior de una flecha de radio r que gira a una velocidad angular \dot{N} (rpm). Note que el trabajo W es la fuerza multiplicada por la distancia y que la potencia P es el trabajo realizado por unidad de tiempo y, por lo tanto, la fuerza multiplicada por la velocidad

Figuras 5. Trabajo de eje



Fuente: CENGEL, YUNUS y CIMBALA, JHON Mecánica de fluidos: Fundamentos y Aplicaciones. México: McGraw-Hill, 2006. 250 p.

(Ec. 2)

$$\dot{W}_{flecha} = F * V = Fr * \omega = M_t * \omega$$

\dot{W}_{flecha} , trabajo de flecha.

F , fuerza N.

V , velocidad m/s.

r , radio m.

ω , velocidad angular en rad./s.

M_t , momento torsor (torque) Nm.

(Ec. 3)

$$\omega = (2\pi * \dot{N}/60)$$

\dot{N} , revoluciones por minuto rev./min.

ω , velocidad angular en rev./s.

Por lo tanto, la potencia transmitida por una flecha que gira a unas rpm (\dot{N}) bajo la influencia de un momento aplicada de torsión M_t es:

(Ec. 4)

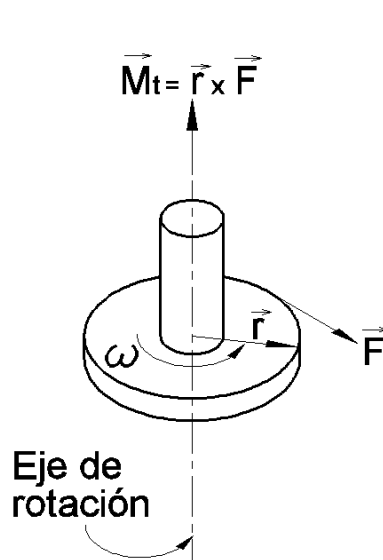
$$P' = M_t * \omega = M_t * (2\pi * \dot{N}/60)$$

(Ec. 5)

$$M_t = \frac{P'}{\omega} = \frac{P'}{(2\pi * \dot{N}/60)}$$

P, potencia watts=J/s=Nm/s.
M_t, momento torsor (torque) Nm.
ω, velocidad angular en rev/s.

Figuras 6. Momento torsor y fuerza tangencial



Fuente: CENGEL, YUNUS y CIMBALA, JHON Mecánica de fluidos: Fundamentos y Aplicaciones. México: McGraw-Hill, 2006. 251 p.

(Ec. 6)

$$M_t = F * r$$

(Ec. 7)

$$\frac{M_t}{r} = F$$

F, fuerza tangencial N.

M_t, momento torsor (torque) Nm.

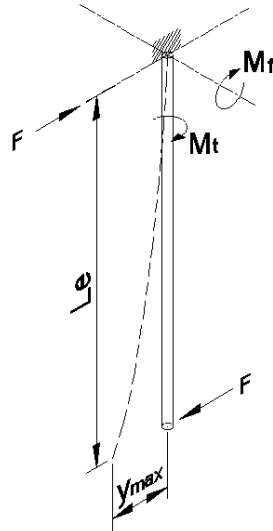
r, radio de la propela m.

Se debe seleccionar un factor conveniente para el para el torque de 1,5 para trabajo liviano y 2,5 para trabajo severo, ya que si se encuentra las aspas con una obstrucción sólida se experimentará un estancamiento al lado de la carga F., representada en un punto a lo largo de tres cuartos de la longitud de una aspa. Por ende se debe aumentar la carga torsional que resista esta masa que reacciona frente al torque, y asegurando que falle por la parte más débil y menos costosa, siempre protegiendo el eje.

Fuente: Harnby N., Edwards M. F., Nienow A. W. Mixing in the Process Industries, 2 ed. Butterworth-Heinemann, 1997. 254 p.

5.3.6. Calculo del momento flector. Con el diagrama de cuerpo libre de la fig. 7 y el eje como condición de viga en voladizo, se encuentran por sumatoria de momentos y de fuerzas los correspondientes valores.

Figuras 7. Fuerzas en el eje



(Ec. 8)

$$M_f = F * L_e$$

M_f , momento flector (flexión) Nm.

F , fuerza N.

L_e , longitud de eje m.

La deflexión máxima ocurre y está dada en L_e máximo

(Ec. 9)

$$y_{max} = \frac{FL_e^3}{3EI}$$

y_{max} , deflexión máxima m.

F , fuerza N.

I , inercia m^4 .

E , módulo de elasticidad GPa.

L_e , longitud de eje m.

Y suponiendo que la elasticidad de la viga se comporta como un resorte lineal, la constante elástica sería

(Ec. 10)

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{3EI}{L_e^3}$$

k, constante del resorte.
F, fuerza N.
 δ , desplazamiento m.
I, inercia m⁴.
E, módulo de elasticidad GPa.
L_e, longitud de eje m.

5.3.7. Diseño del eje. Los esfuerzos sobre el eje se evalúan en los sitios potencialmente críticos. Por lo general, estas ubicaciones se localizan en la superficie exterior, en ubicaciones axiales donde el momento flexionante es grande, donde el par de torsión está presente, y donde existen concentraciones de esfuerzos. Aplicando el teorema de Distorsión von Mises para materiales dúctiles en este caso acero se resuelve:

(Ec. 11)

$$d = \left(\frac{16N_f}{\pi s_y} \{ [4M_f^2 + 3M_t^2]^{1/2} \} \right)^{1/3}$$

d, diámetro de eje m.
N_f, factor de seguridad estimado para el cálculo del diámetro.
M_f, momento flector (flexión) Nm.
M_t, momento torsor (o torque) Nm.
S_y, Esfuerzo de fluencia MPa.

5.3.7.1. Dimensionamiento del eje. El dimensionamiento del eje se lleva a cabo para un diámetro de eje en configuración de barra redonda, el cual se la ha calculado bajo las propiedades características del material y evaluado los esfuerzos y velocidades críticas. A el valor obtenido se le debe considerar que sea un diámetro cercano ó ½" mayor a un diámetro estándar comercial (ver anexo C), y comparando el valor de inercia correspondiente al diámetro calculado se selecciona el diámetro

equivalente en estándares comerciales de barras redondas o tuberías (ver anexo D).

5.3.7.2. Análisis por vibraciones. La frecuencia natural es la frecuencia de vibración libre para el sistema. En la frecuencia natural de un sistema no amortiguado, que tiende a vibrar continuamente, con un solo grado de libertad oscilará después de un desplazamiento momentáneo. La velocidad de operación del sistema eje y propela deberá estar lo suficientemente alejada de la frecuencia natural del sistema, a menudo llamada la velocidad crítica, para evitar las vibraciones no amortiguadas. Si las desviaciones son causadas por las vibraciones suficientemente grandes, el eje podría doblarse o romperse. Las frecuencias naturales de torsión deben ser examinadas para mezcladores de gran tamaño.

Para el cálculo de la velocidad crítica de un eje se efectúa el estudio utilizando el método de Rayleigh, o el de Dunkerley (ecuación de frecuencias).

Para el presente análisis se seleccionó el método de Rayleigh, que proporciona una aproximación para la primera velocidad crítica. Este supone una forma para la deformación del eje durante su rotación; y con esta se obtienen las energías (máxima) potencial y cinética y se igualan. Ya que esta aproximación consiste en considerar que las deformaciones del eje durante su rotación, son proporcionales a las deformaciones que sufre el eje estáticamente debido a las masas que soporta. Para la primera velocidad crítica, esta aproximación proporciona siempre un valor superior al real.

(Ec. 12)

$$\omega_c = \sqrt{g \frac{\sum_{i=1} m_i \delta_j}{\sum_{i=1} m_i \delta_j^2}}$$

ω_c , Velocidad crítica RPM.

m_i , masas kg.

δ_j , deformación estática m.

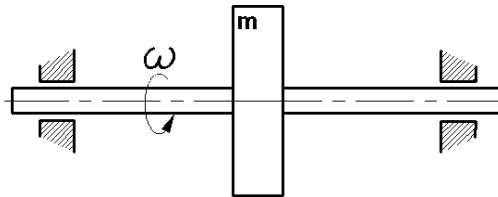
g , aceleración de la gravedad m/s^2 .

Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de Máquinas. México D.F. Prentice Hall, 616 p.

5.3.7.3. Efectos Giroscópicos. El disco mostrado con 2 apoyos, estando en el medio de la luz, vibrará o girará en su propio plano. Cuando el disco está colocado cerca de uno de los cojinetes (fig.8), y especialmente cuando se encuentra como eje en voladizo, no girará en su propio plano (fig.9).

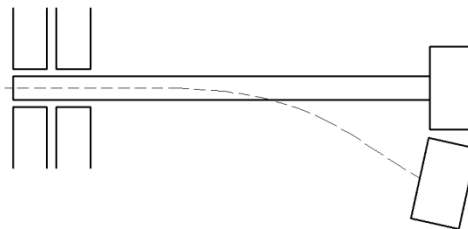
El elemento elástico del sistema, el eje como viga, posee una masa que no se puede despreciar respecto a la masa puntual ubicada en el extremo libre (propela). Por lo tanto es importante calcular la fracción de masa del eje que se añade a la masa puntual colocada en el extremo libre para así determinar la frecuencia natural, esta fracción se llama masa equivalente de la viga en voladizo.

Figuras 8. Disco con extremos apoyados



Fuente: HARTOG, DEN J.P. Mechanical Vibrations 3 ed.. New york and London: McGraw-Hill, 1947. 285 p.

Figuras 9. Eje con un extremo apoyado y otro con disco en voladizo



Fuente: HARTOG, DEN J.P. Mechanical Vibrations 3 ed. New york and London: McGraw-Hill, 1947. 317 p.

(Ec. 13)

$$\omega_c = \sqrt{\frac{k_t}{m_T}}$$

(Ec. 14)

$$k_t = \frac{3 * E * I}{l^3}$$

(Ec. 15)

$$m_T = m_{ext} + m_{eq}$$

(Ec. 16)

$$m_{eq} = 0.24 * m_l * L$$

(Ec. 17)

$$\omega_c = \sqrt{\frac{3 * E * I}{l^3 * (m_{ext} + m_{eq})}}$$

W_c; velocidad crítica RPM.

m_{ext}, masa del extremo libre (masa de la propela) kg.

m_{eq}, masa equivalente (masa del eje) kg.

m_l, masa por metro lineal (masa lineal del eje) kg.

E, módulo de elasticidad N/m².

I, inercia m⁴.

L_e, longitud de eje m.

Fuente: HARTOG, DEN J.P. 3 ed. MECHANICAL VIBRATIONS. New york and London: McGraw-Hill, 1947. 320 p.

Los efectos de la resonancia son perceptibles en un rango de ± 20% del valor de la velocidad crítica, debe haber un rango de velocidad de operación comprendido entre 20 % por debajo de ω_c y un 20% por encima de ω_c , con el objeto de que al realizar el cambio de rigidez no se vea afectado el eje por ninguna velocidad crítica.

5.3.8. Calculo de esfuerzos. Se realizó el cálculo de los valores de esfuerzos a momento flector para verificar la resistencia del material.

(Ec. 18)

$$\sigma_{\max} = \frac{32M_f}{\pi d^3}$$

σ_{\max} , esfuerzo flector máximo MPa.

d , diámetro de eje m.

M_f , momento flector (flexión) Nm.

(Ec. 19)

$$\tau_{\max} = \frac{16M_t}{\pi d^3}$$

d , diámetro de eje m.

τ_{\max} , esfuerzo cortante máximo MPa

M_t , momento torsor (o torque) Nm.

5.3.9. Factor de seguridad estático. De acuerdo a la norma AISC (AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION, INC.) ver anexo E , se considera que el esfuerzo permisible para compresión, tensión y a flexión, debe ser el 60% del límite de fluencia ($\sigma_y = 207\text{MPa}$), para el material seleccionado como inoxidable 304:

(Ec. 20)

$$\sigma_{perm.} = 207 * 0.6 = 124.2 \text{ MPa}$$

Denotando así el siguiente como condición inicial del factor de seguridad mínimo (FS):

(Ec. 21)

$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{perm.}} = \frac{207}{124.2} = 1.66$$

Con los resultados de las simulaciones se obtendrá el esfuerzo equivalente y con este se calculará el respectivo factor de seguridad:

(Ec. 22)

$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{eq.}}$$

FS; factor de seguridad estático.

$\sigma_{perm.}$, esfuerzo permisible MPa.

σ_y , esfuerzo de fluencia.

$\sigma_{eq.}$, esfuerzo equivalente MPa.

5.3.10. Factor de seguridad dinámico. Se seleccionaron los respectivos factores que afectan los esfuerzos y me determina el esfuerzo a fatiga:

Factor de carga a flexión

$K_{flex.}=1$

Factor de tamaño

$8\text{mm} < d \leq 250\text{mm}$

$K_{tam.}=1.189d^{-0.097}$

Factor de acabado superficial

$K_{asup.}=A(Sut)^b$ rectificado $A= 1.58$, $b=-0.085$

Factor de temperatura

$K_{tem.}=1$ $T < 450$

Factor de confiabilidad

$K_{conf.}=0.814$ 99% = 0.814

Para el concentrador de esfuerzos

$K_f=1+q(kt-1)$

$S_e'=0.5s_{ut}$

$S_e= S_e' * K_{tam.} * K_{asup.} * K_{tem.} * K_{conf.} * K_{flex.}$

(Ec. 23)

$$\sigma_{alt} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

FD; factor de seguridad dinámico.

$\sigma_{alt.}$, esfuerzo alterno MPa.

$\sigma_{med.}$, esfuerzo medio MPa.

$S_{e.}$, esfuerzo a la fatiga MPa.

$S_{ut.}$, esfuerzo último MPa.

(Ec. 24)

$$\sigma_{alt}' = (\sigma_{alt}^2 + 3 \tau_{xy}^2)^{1/2}$$

(Ec. 25)

$$\sigma_{med}' = (\sigma_{med}^2 + 3 \tau_{xy}^2)^{1/2}$$

(Ec. 26)

$$\frac{1}{FD} = \frac{\sigma_{alt}'}{S_e} + \frac{\sigma_{m'}}{S_{ut}}$$

(Ec. 27)

$$\frac{1}{\frac{\sigma_{alt}'}{S_e} + \frac{\sigma_{m'}}{S_{ut}}} = FD$$

FD; factor de seguridad dinámico.

$\sigma_{alt.}$, esfuerzo alterno MPa.

$\sigma_{med.}$, esfuerzo medio MPa.

$S_{e.}$, esfuerzo a la fatiga MPa.

$S_{ut.}$, esfuerzo ultimo MPa.

Fuente: Budynas Richar G.; Nisbett Keith J. Shigley's Mechanical Engineering Design, 8 ed. United States of America: McGraw-Hill, 2008. 298 p.

6. PROCEDIMIENTO DE ANÁLISIS Y DISEÑO DEL EJE

Aquí se presentan los datos iniciales característicos para el cálculo del diámetro de un eje para un agitador de montaje vertical, en este caso se toma como fluido agua, ya que es con el que se efectúan las pruebas de fábrica para verificación de consumos de potencia.

Cuadro 1. Datos de selección para una aplicación

DATOS INICIALES		Unidades
Producto:	Agua	
Densidad:	1000	Kg/m ³
Temperatura:	25	°C
Viscosidad dinámica a la Temp.	0,000891	kg/ms
Diámetro del tanque:	0,6	m
Altura total del tanque:	1,2	m
Volumen total del tanque:	0,23	m ³
Potencia Hidráulica:		kw
Numero de propelas:	1	
Diámetro de propela:	0,2	m
Tipo de propela:	Turbina de palas inclinadas (PBT)	
Numero de potencia (Np):	1,27	
Angulo de inclinación:	45	grados
Caudal de bombeo:	154	m ³ /h
Velocidad de rotación:	300	rev/min
	5	rev/s
Velocidad angular:	31,4	rad./s.
Longitud del eje (L1):	1	m
Distancia entre rodamientos (a):	0,1	m
Material:	304	acero inoxidable
Esfuerzo ultimo	5,17E+08	Pa
Límite de fluencia:	2,07E+08	Pa
Módulo de elasticidad:	1,93E+11	Ga

Cuadro 2. Tabla dinámica de Excel

CALCULO A CONDICIONES DE DISEÑO DE MAQUINA		Unidades	
Temperatura	T	25	°C
Viscosidad dinámica a 25°C	μ	0,000891	kg/ms
Propela turbina aspas inclinadas a 45°			
Numero de potencia	Np	1,27	
Densidad	ρ	1000	Kg/m ³
Potencia teórica= $\rho \cdot Np \cdot N^3 \cdot D^5$		50,8	w
		0,0508	kw
		0,068	HP
Numero de reynolds= $\rho ND^2/\mu$	Nre	224467	
			CHEQUEAR Turbulento

CÁLCULO DEL Ø EJE		Unidades	
Factor de seguridad	n	2	
Esfuerzo ultimo	Sut	5,17E+08	Pa
Esfuerzo de fluencia	Sy	2,07E+08	Pa
Diámetro propela	D	0,2	m
Distancia entre rodamientos	a	0,1	m
Distancia de eje	L1+a	1,1	m
Distancia de eje	L1	1,0	m
Potencia	P	59,7	w
Velocidad angular	w	300	rpm
		5,0	rps
Momento torsor	T	1,900	Nm
Fuerza radial	Fr1	19,0	N
Reacción en By	RBy	209,0	N
Reacción en Ay	RAy	-190,0	N
Momento flector máximo	Mmax	-19,00	Nm
TEOREMA DE DISTORSION Von MISES			
Diámetro del eje requerido		0,01234	m
	Deje	12,34	mm
Inercia	I	1,14E-09	m ⁴

Deflexión máxima carga puntual		0,02887	m
Δ_{max}		29	mm

VELOCIDAD CRÍTICA			
Longitu de eje	L^2	1,0	m^2
$Kt=3EI/L^3$		658,32	N/M
Mext. Libre (propela)		1,02	kg
mequivalente		0,24	kg
Mext. Libre+ meq		1,26	
ω_c		22,86	rad/s
		218	rpm

INC

ESFUERZO A FLEXION			
σ_{max}		1,03E+08	Pa

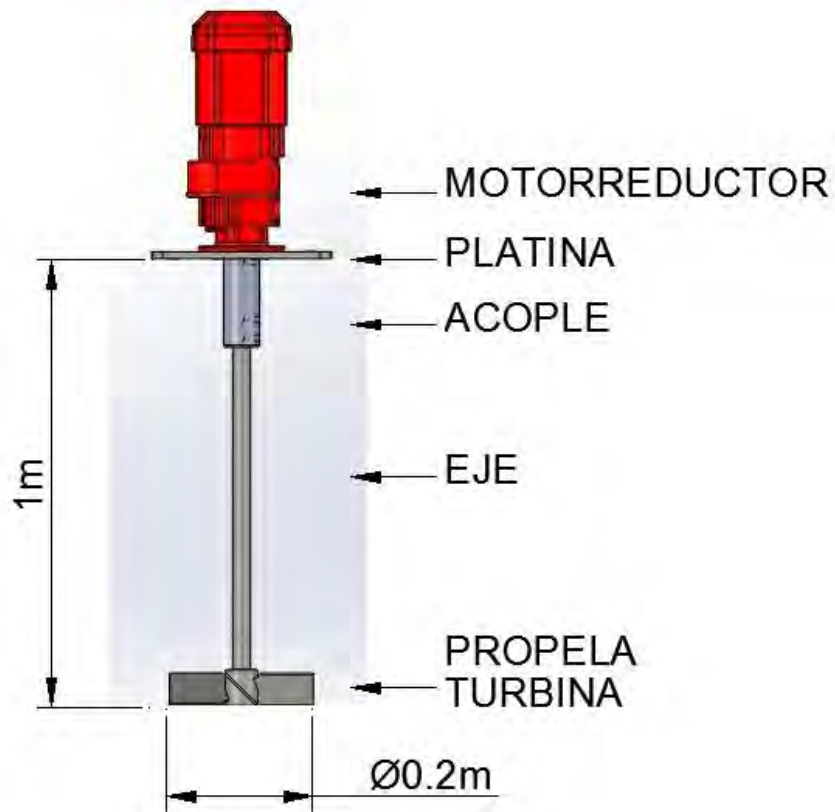
ESFUERZO A TORSION			
τ_{max}		5,16E+06	Pa

ESFUERZO A FATIGA			
kcarga		1	
ktamaño		0,852	
kacabado		0,929	
ktemperatura		1	
kconfiabiliad		0,814	
$Se'=0,5s_{ut}$		2,59E+08	
Se		1,67E+08	Pa

FACTOR DE SEGURIDAD A LA FATIGA			
$\sigma_{alterno}$		1,04E+08	Pa
σ_{medio}		8,93E+06	Pa
FD		1,57	

Aquí en la tabla de Excel resuelvo las ecuaciones anteriormente mencionadas para el desarrollo del análisis analítico y la obtención de valores parámetro que se registran como datos para guardar como memoria de cálculo. El valor aquí obtenido de la inercia se compara con el estándar comercial de barras redondas o tubería ver anexo D.

Figuras 10. Dimensionamiento del Agitador a estudiar



El análisis para el cálculo del diámetro del eje se inicia por el estudio y verificación del consumo de potencia de arrastre demandado por el diseño de la propela, característico por sus dimensiones y geometría, en este caso se analiza la (PBT =pitch blade turbine, turbina de palas inclinadas a 45°), a continuación se anexa la tabla de datos experimentales del N_p cuadro 3 obtenidos y registrados en Handbook, los cuales serán tomados como referencia para estudio inicial y aplicando la ecuación 1 para la obtención del valor de la potencia teórico.

6.1. NUMERO DE POTENCIA (NP)

Este número adimensional se encarga de establecer la relación existente entre el consumo de potencia generado por el impulsor, sobre la densidad del líquido, la velocidad de rotación del impulsor al cubo y su diámetro a la cinco. Es decir la razón de fuerzas externas implicadas en la agitación a fuerzas inerciales por unidad de volumen del fluido. Este número adimensional es resultado del esfuerzo necesario del impulsor para contrarrestar la fricción generada entre el fluido en movimiento y

que retorna debido a las paredes tanto laterales y del fondo del tanque así como la resistencia producida por los deflectores.

(Ec. 28)

$$Np = \frac{P}{\rho * N^3 * D^5}$$

Cuadro 3. Número de potencia de varias propelas

Número de potencia de varias propelas bajo condiciones de flujo turbulento, estándar con cuatro baffles	
Tipo de propela	Np
Turbina de aspa Cóncava ó hueco	4,1
Ekato MIG- 3 aspas, relación D/T=0,7	0,55
Ekato intermedia- 2 aspa, relación D/T=0,7	0,61
Disco de alto efecto de corte a Re=10,000	0,2
Lightnin A310	0,3
Cheminer HE3	0,3
Las siguientes son todas para relaciones de:	
D=T/3, C=T/3, y aspas con espesor W=D/5	
Turbina de aspas inclinadas a 45°, 4 aspas	1,27
Turbina de aspas inclinadas a 45°, 6 aspas	1,64
Propela hélice marina (paso 1,0)	0,34
Propela hélice marina (paso 1,5)	0,62
Smith cóncava o hueco con 6 aspas	4,4

El número de potencia (Np) seleccionado es de 1.27 correspondiente a la turbina de 4 palas inclinadas a 45°. Para calcular el valor de la potencia teórica con la ecuación 1.

Fuente: Paul, Edward L. (edt) ; Kresta, Suzanne M. (edt) ; Atiemo ; obeng, Victor (edt). Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice. Estados Unidos: John Wiley & Sons Inc, 2003. 365 p.

6.2. ANÁLISIS POR DINÁMICA COMPUTACIONAL DE FLUIDOS (CFD)

Es una excelente herramienta para el estudio de aplicaciones de agitación y mezcla. Con el software de CFD se encuentran opciones en sus paquetes para proporcionar modelados más realistas del campo de flujo en el recipiente de mezcla.

Con el cual se obtiene el campo de velocidad del fluido cerca del impulsor y del fluido a su alrededor. El análisis por CFD se puede realizar con el modelado de la geometría de la propela como parte de la simulación y utilizando la velocidad de rotación de la propela. El tiempo necesario para la solución depende de la complejidad de la geometría de la propela. Los problemas multifase o de reacción química a realizar necesitarán más tiempo que los modelos simples. Los modelos de CFD son cada año mejores, y ahora es posible calcular el número de potencia o número de flujo con una buena precisión. Los modelos de turbulencia aplicados en la CFD son también cada vez mejores.

Para definir el modelo de turbulencia debemos identificar el número de Reynolds el cual define el tipo de comportamiento del flujo ya sea laminar, transicional o turbulento.

(Ec. 29)

$$N_{Re} = \frac{\rho(\dot{N}/60)D^2}{\mu}$$

N_{Re} , Número de Reynolds.

ρ , Densidad Kg/m³.

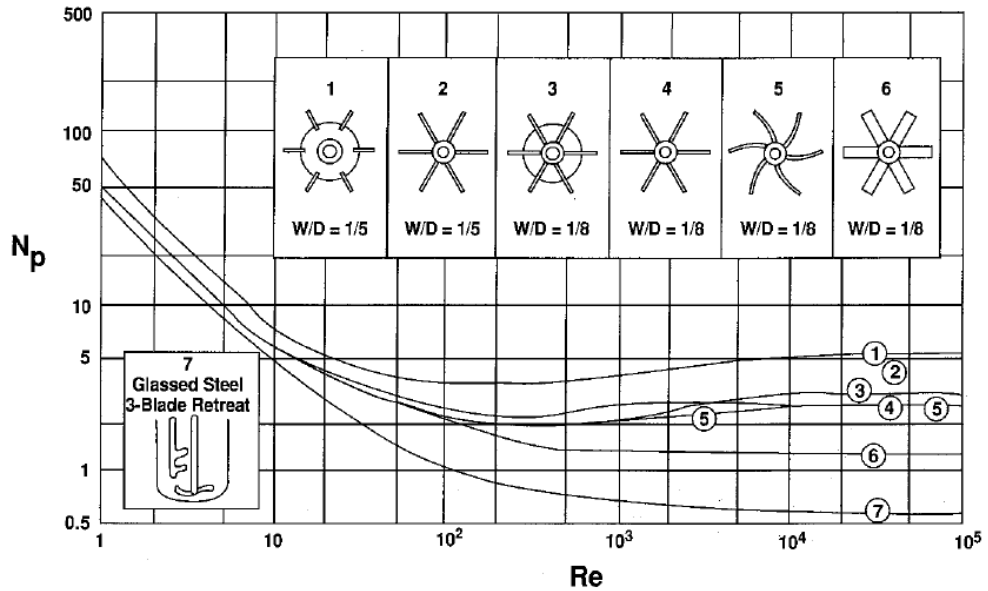
\dot{N} , Velocidad angular rev/m.

$\dot{N}/60$, Velocidad angular rev/s.

D , Diámetro de la propela m.

μ , Viscosidad dinámica Kg/m.s.

Figuras 11. Valores de N_p en función del número de Reynolds



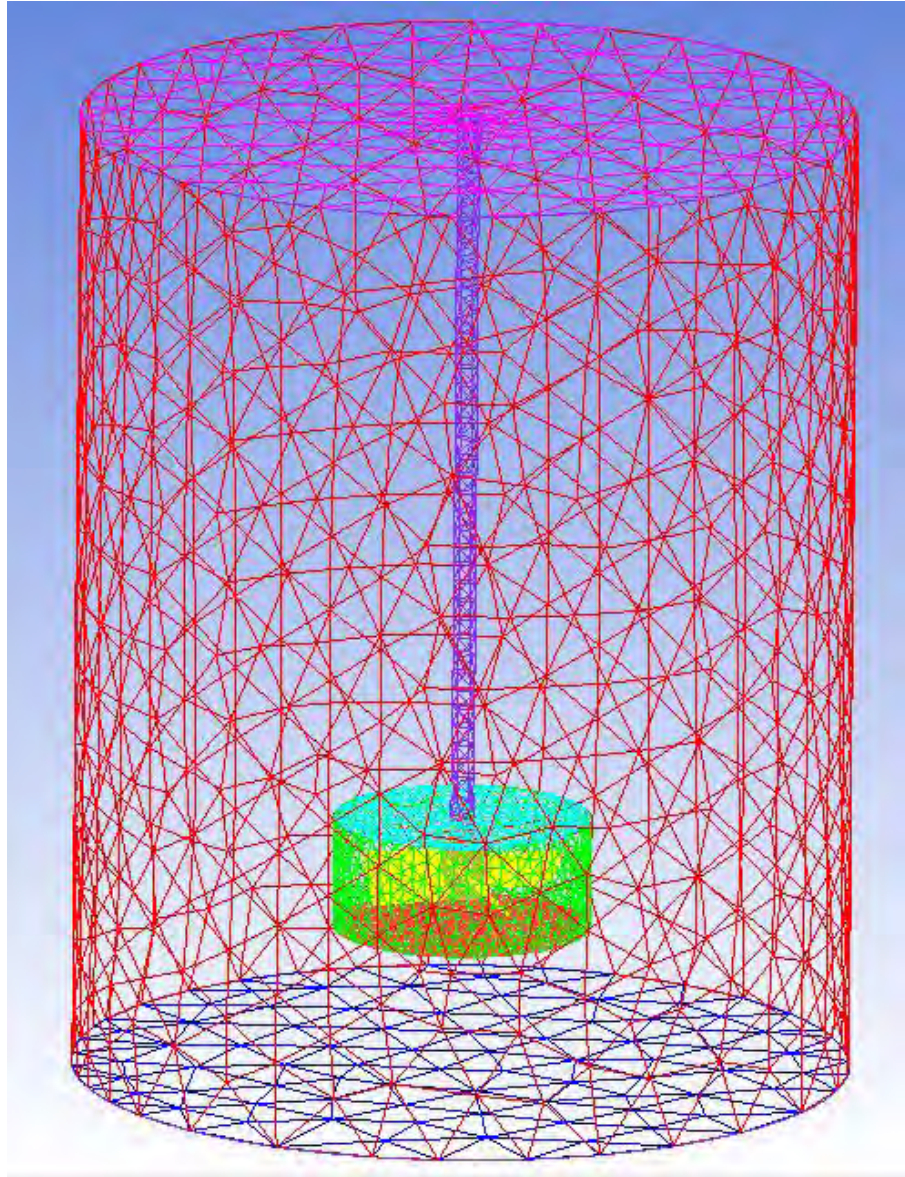
Laminar: $Re < 10$, transición: $10 < Re < 10^4$, turbulento: $10^4 < Re$.

Fuente: Paul, Edward L. (edt) ; Kresta, Suzanne M. (edt) ; Atiemo ; obeng, Victor (edt). Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice. Estados Unidos: John Wiley & Sons Inc, 2003. 361 p.

Cuadro 4. Parámetros de enmallado del modelo de estudio

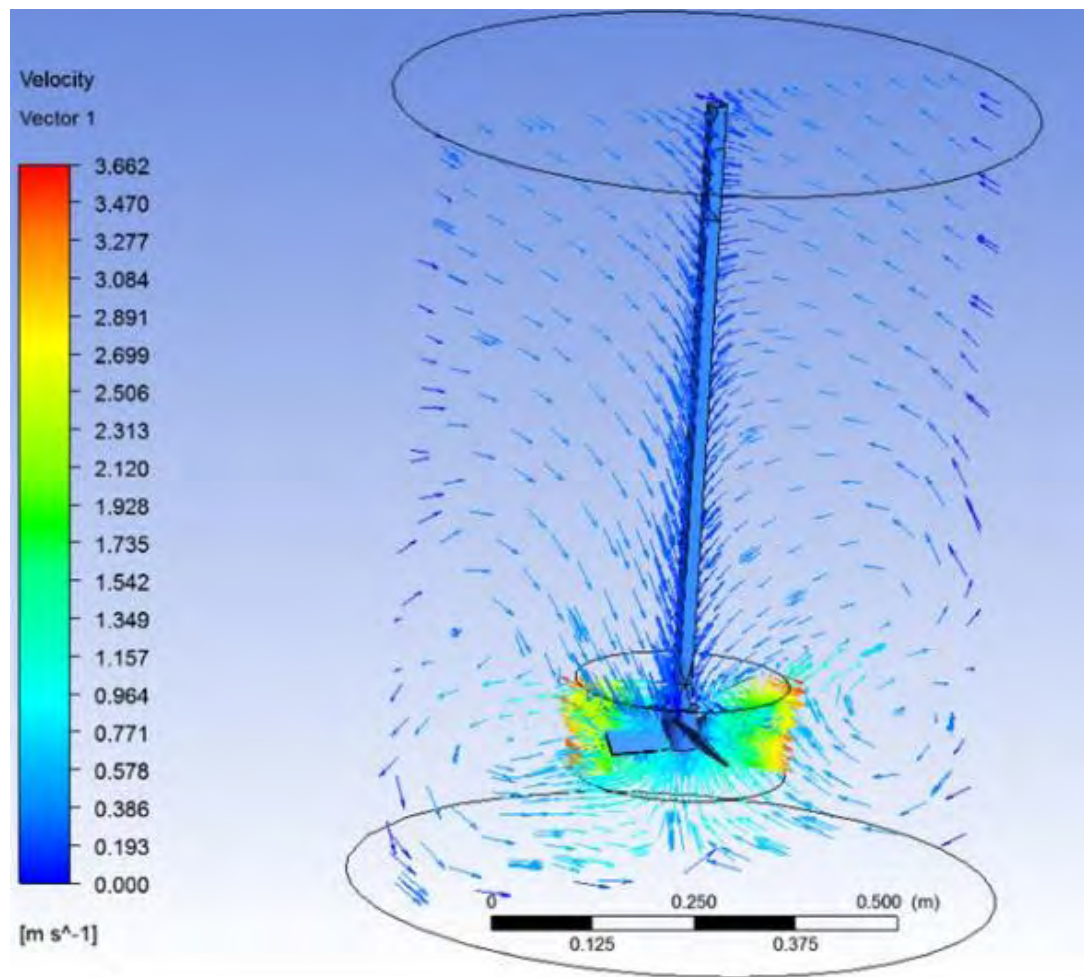
CONDICIONES INICIALES					
Malla	No. Total de Elementos	No. Total de Nodos	rpm	Flujo	Modelo de turbulencia
Tetragonal	118906	20117	300	Turbulento	K-ε

Figuras 12. Modelo de malla



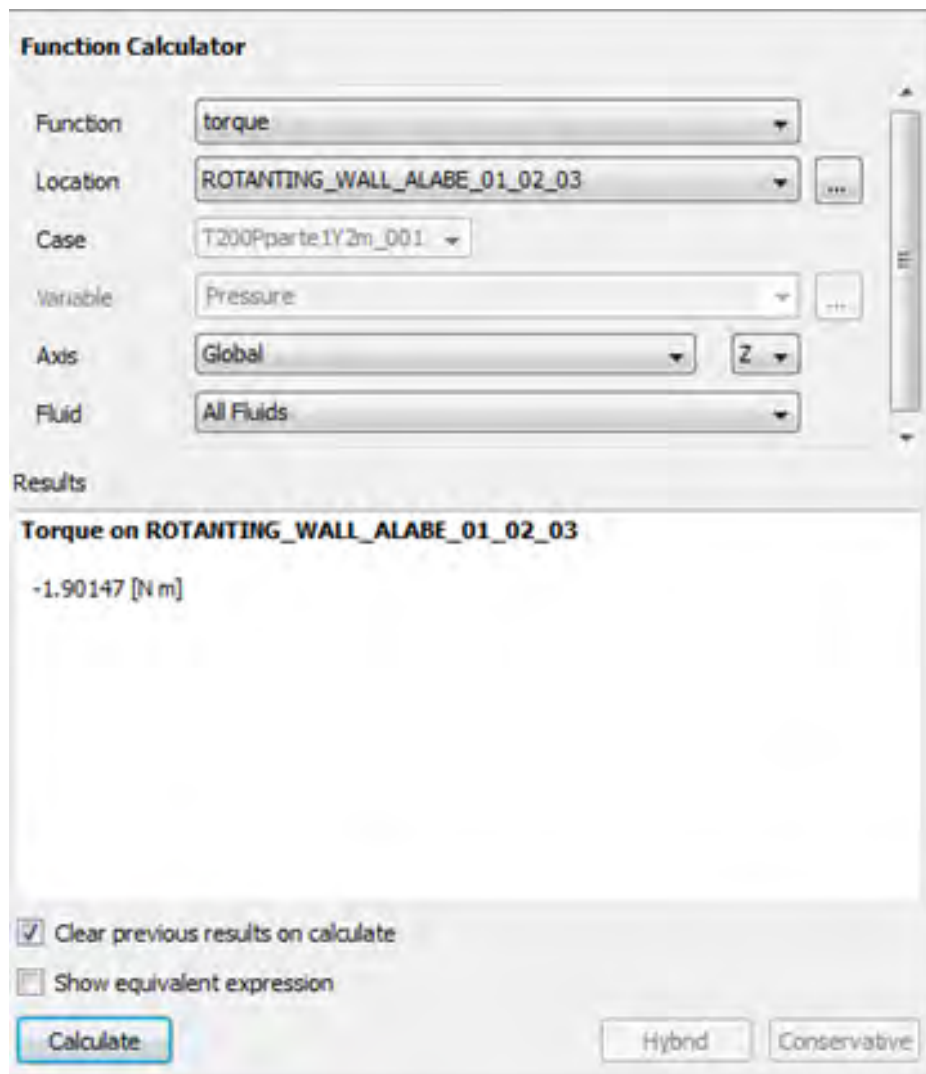
Para el modelado se usan dos marcos de referencia uno estacionario MSF que es volumen de fluido contenido en el recipiente y el eje superior, y otro marco de referencia rotante MRF donde se encuentra el impulsor, generando así una interface entre los dos marcos de referencia (o dominios), en el MRF es donde se debe realizar la mejor calidad de malla para obtener mejores y mas aproximaciones con los resultados a resolver por el método de CFD.

Figuras 13. Resultados del campo de velocidades por CFX



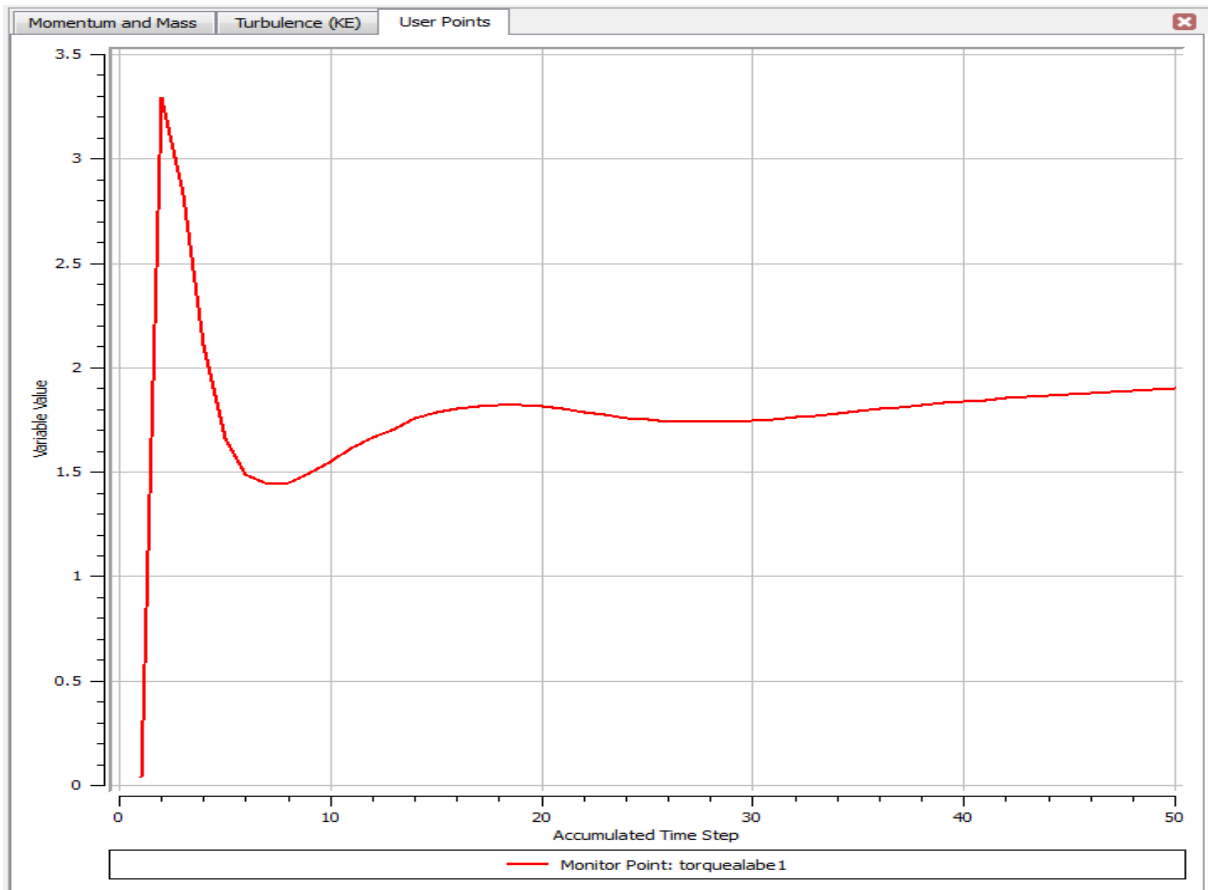
Aquí se observa el campo de velocidades aplicando las condiciones iniciales al fluido como densidad, viscosidad y la velocidad a la cual girara el impulsor de 300 RPM.

Figuras 14. Resultado del par torsor constante (torque) consumido por la propela



El valor del torque aquí indicado es el de operación normal del equipo y cuando se estabiliza se hace constante, este valor y comportamiento es representado en el gráfico 1.

Gráfico 1. Monitoreo del par torsor (torque) consumido por la propela



En el gráfico 1 se aprecia que el comportamiento del torque estable en el sistema a vencer la inercia de la masa del agua presentando un consumo máximo de potencia, que debe ser tenido en cuenta en el cálculo de la potencia de arrastre que demanda la propela. (Ver anexo G) donde se muestra el consumo de corriente del equipo en prueba con carga (agua) donde se registran los consumos pico y de operación normal confrontando los cálculos teóricos y los valores simulados.

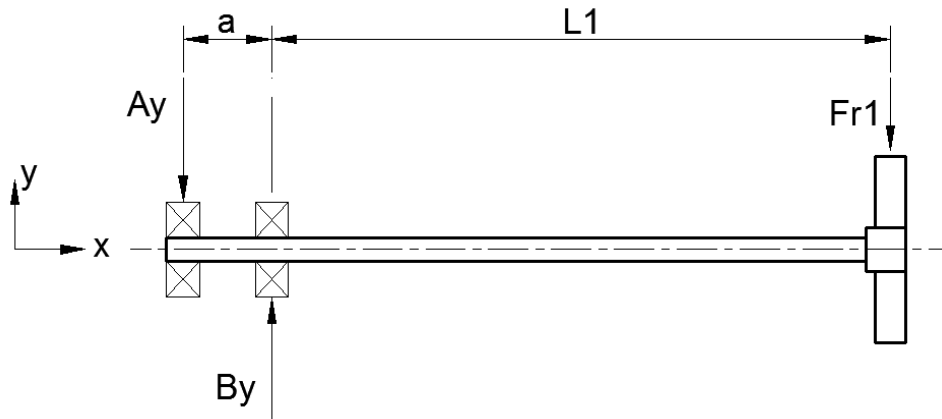
Usando la ecuación 4

$$\text{Potencia} = 1.90147 \text{ N.m} * 31.4 \text{ rad./s.} = (59.7 \text{ w})/1000 = 0.0597\text{k.w} * 1.34 \text{ Hp./k.w} = 0.08 \text{ HP}$$

Usando la ecuación 8

$$\text{Potencia} = (0.08 \times 2.5) \text{ HP} = 0.2 \text{ HP}$$

Figuras 15. Fuerza y reacciones aplicadas diagrama de cuerpo libre general



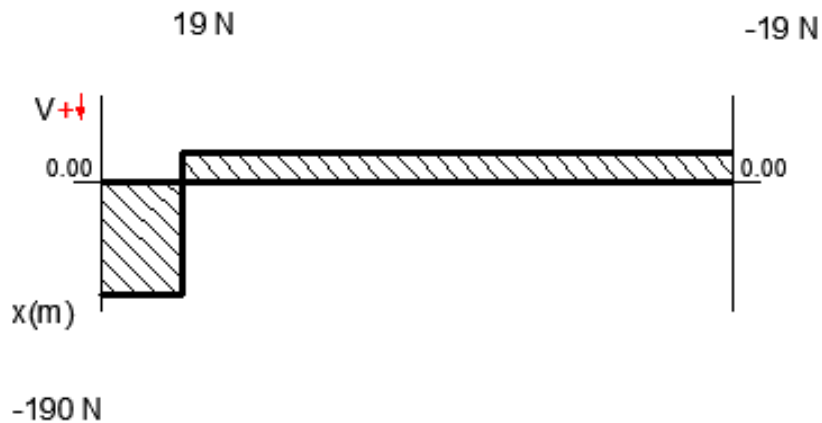
Una vez calculada la fuerza tangencial F y las reacciones A_y y B_y , obtenidas en el cuadro 2. para el caso No. 1 el diámetro de eje requerido ecuación 11 que sería de 12.34 mm, con inercia de $1.14 \times 10^{-9} \text{ m}^4$, y se exponen como análisis con la misma fuerza radial máxima a los caso No. 2, diámetro de eje requerido que sería de 14.83 mm, con inercia de $2.37 \times 10^{-9} \text{ m}^4$, caso No. 3, diámetro de eje requerido de 19.05 mm, con inercia de $6.47 \times 10^{-9} \text{ m}^4$, y caso No. 4 diámetro de eje requerido que sería de 31.75 mm, con inercia de $4.99 \times 10^{-8} \text{ m}^4$, donde el diámetro del eje es aumentado para adecuarlo a las configuraciones estándar comerciales, (ver anexo D). Usando el caso No. 4 como el diámetro de eje que posee mayor inercia que el calculado inicialmente.

Cuadro 5. Fuerzas y Reacciones

Caso	Figuras	Potencia (w) (Ecuación 7)	Ø Eje (mm)	FUERZAS Y REACCIONES (N)		
				Fr1	Ay	By
1	15/16/17/18/19	59,7	12,34	19	-190	209
2	SIN	103,7	14,83	33	-330,1	363,1
3	SIN	103,7	19,05	33	-330,1	363,1
4	20/21/22/23/24	103,7	31,75	33	-330,1	363,1

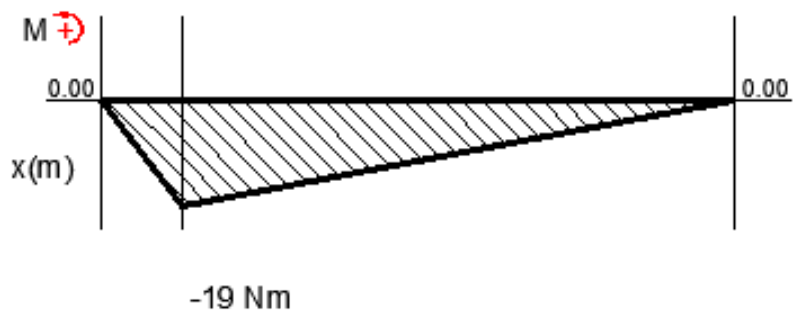
En el cuadro 5 Se exponen 4 casos objeto de estudio de los cuales solo los casos 1 y 4 son representados con sus graficas de respectivos análisis y resultados obtenidos por simulaciones, de todas maneras a los casos 2 y 3 se les aplican los análisis y comparaciones por los dos métodos analítico y numérico (simulado) los cuales serán expuestos y comparados en el cuadro 5 Resultados.

Figuras 16. Diagrama de cortante [v (N)].



Calcularemos el momento de flexión máximo producido por la fuerza radial de 19 N obtenido por el efecto de la potencia cuando esta se estabiliza o se hace constante, hallado en el extremo de la segunda reacción presente en la viga, usando la ecuación 9.

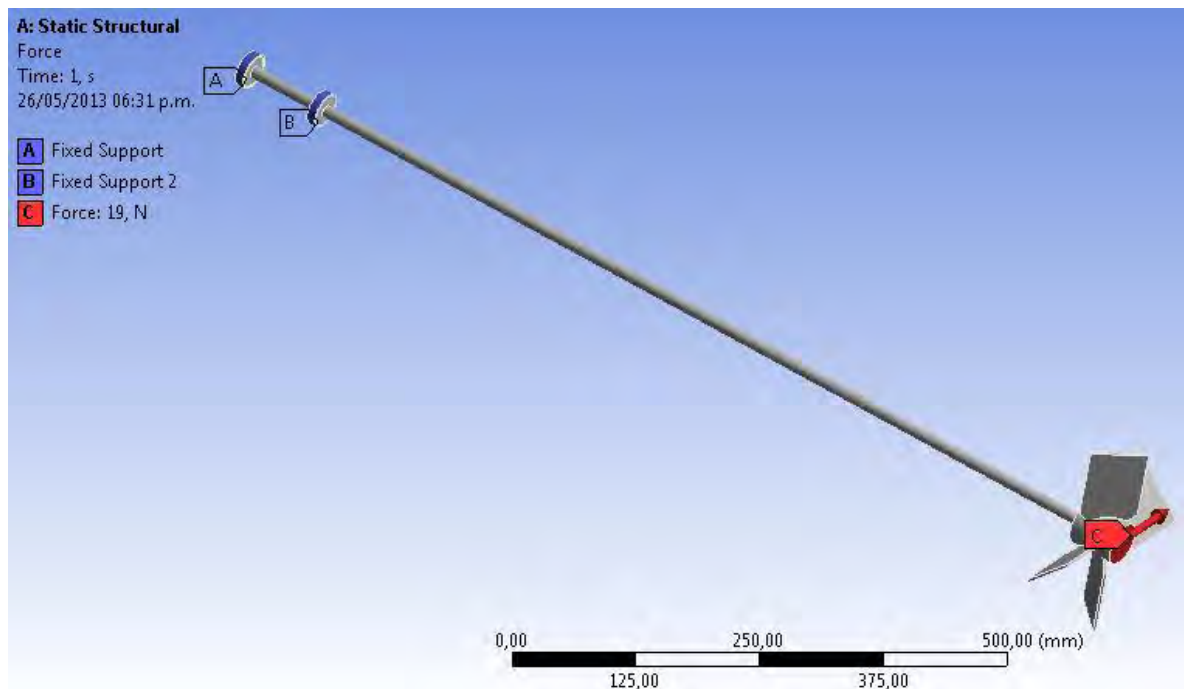
Figuras 17. Diagrama de Momento [M (Nm)].



Mediante el análisis de elementos finitos (FEA) se pretende verificar el cálculo analítico, y a su vez, observar mediante la ayuda del software como se presentan las deformaciones y los esfuerzos sobre el eje.

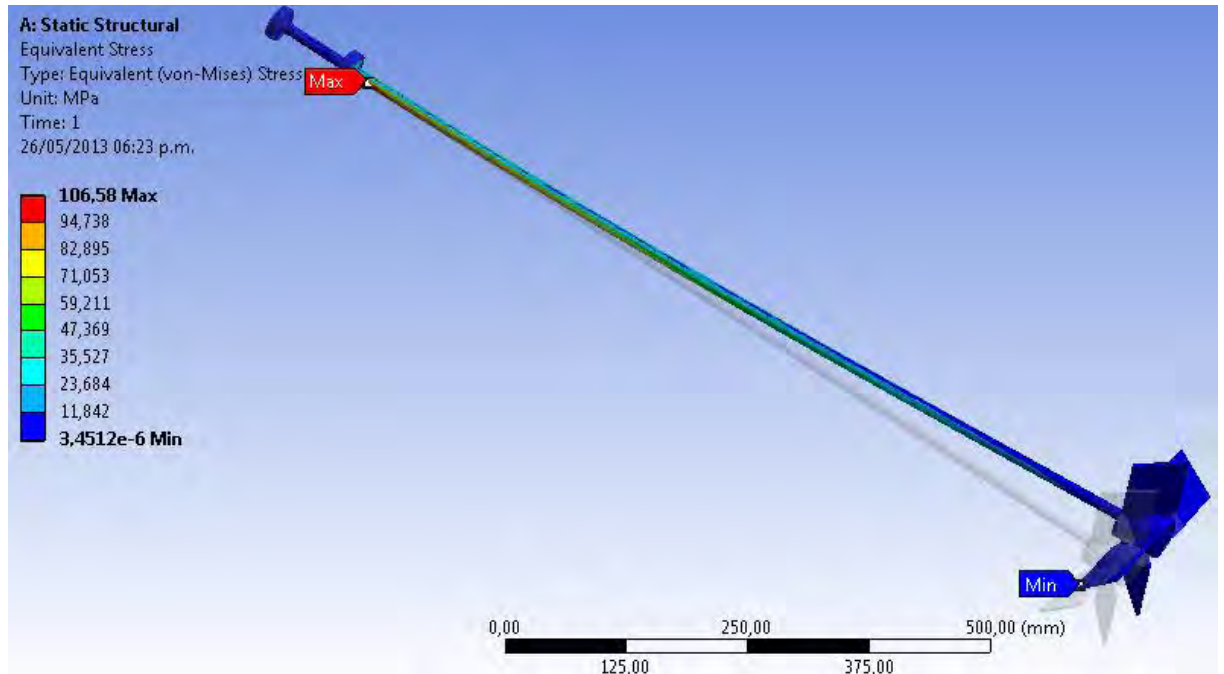
Inicialmente se realizó el modelado del sólido del eje con sus rodamientos en Solidworks y se exportó en un archivo *.x_t, que puede reconocer el programa ANSYS. Se usó el módulo Workbench de ANSYS para calcular el comportamiento y respuesta del eje frente a la carga impuesta, utilizando el módulo de análisis estático estructural y luego el de análisis modal, después se importa el modelo, para realizar el enmallado automático y fijar las restricciones en un extremo fijo a los dos rodamientos y el otro extremo libre, donde se ubica la propela, donde aplicamos la carga radial de $P=19\text{ N}$, en el extremo inferior del eje, a una distancia de 1 m . Después de haber ubicado las respectivas restricciones y carga radial, seleccionamos el tipo de resultados que deseamos obtener, para este caso, se solicitan los esfuerzos equivalentes (von-Mises), las deformaciones totales, factor de seguridad y análisis modal (primera velocidad crítica).

Figuras 18. Ubicación de las restricciones y carga



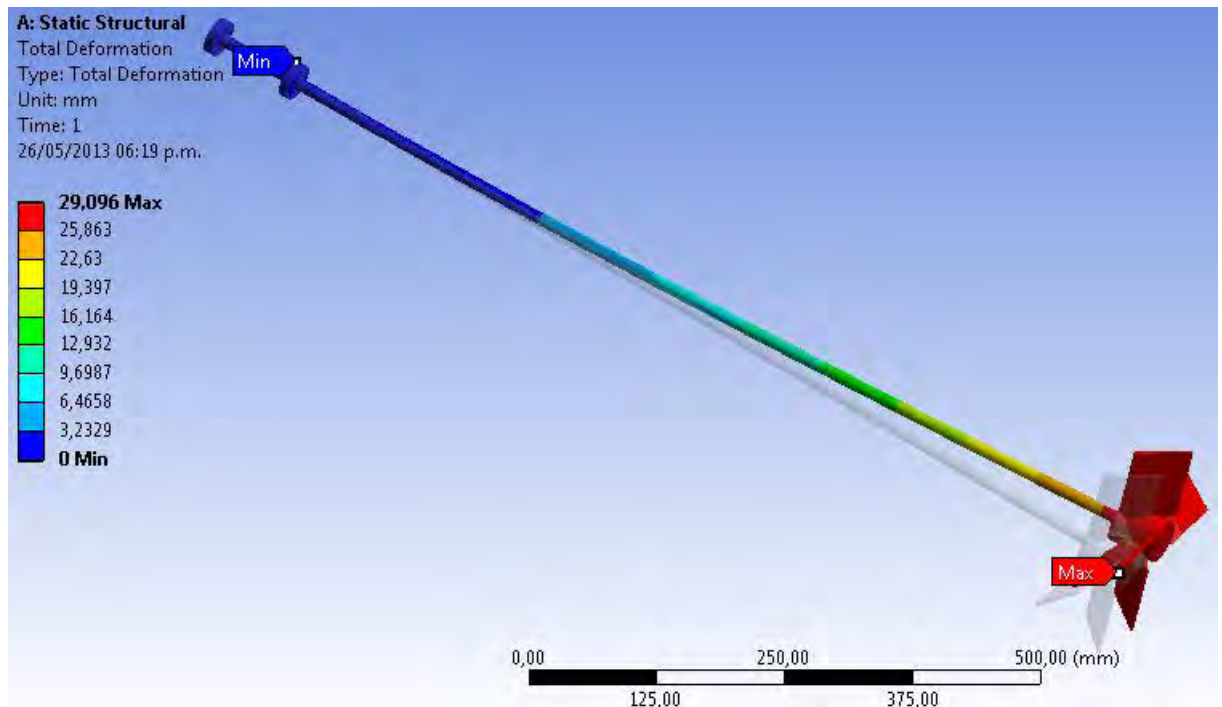
Los puntos A y B son donde se encuentran los rodamientos que estarán fijos y con restricción en los 6 grados de libertad que evitan 3 a la traslación y 3 a la rotación sobre cualquier eje de coordenadas X, Y, Z.

Figuras 19. Esfuerzo equivalente



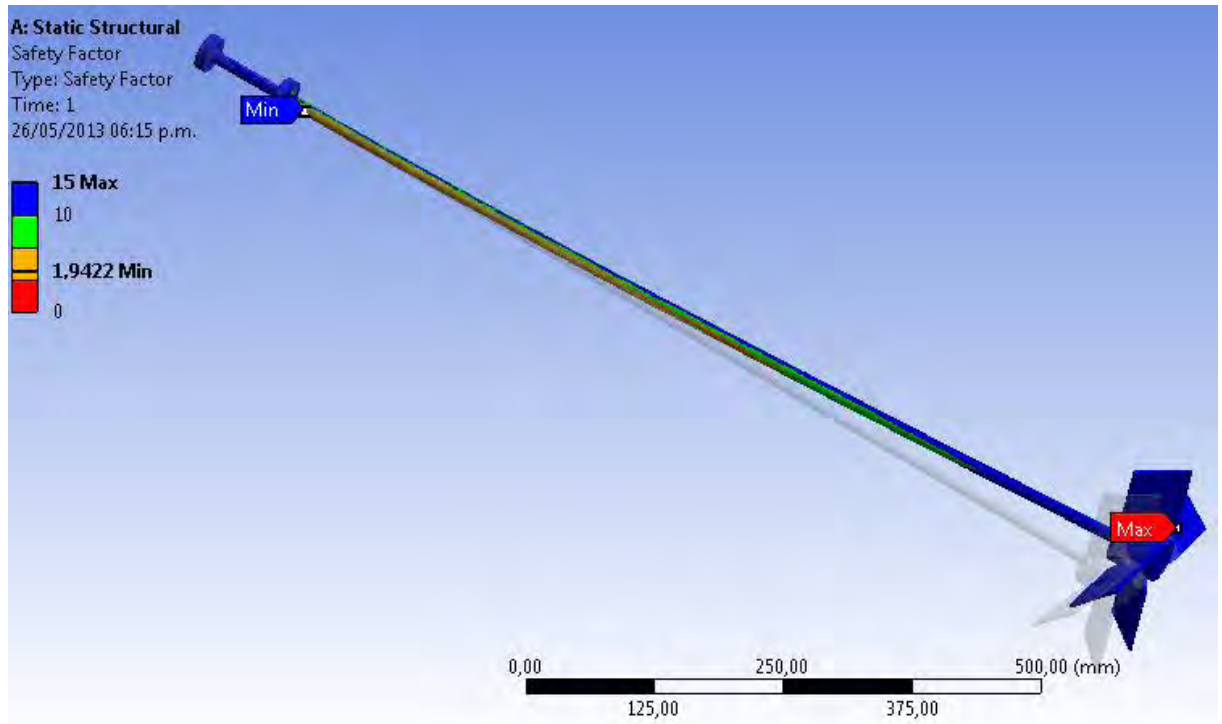
De acuerdo a los resultados obtenidos en el análisis efectuado por ANSYS, el valor de esfuerzo máximo en el extremo superior del eje es de 106,58 MPa, usando para este caso un material de acero inoxidable 304, con un esfuerzo de fluencia 207 MPa, y su esfuerzo permisible equivalente a un 60% del esfuerzo de fluencia, sería de 124,2 MPa, por lo tanto el valor de esfuerzo obtenido cumple con una buena confiabilidad y resistencia.

Figuras 20. Deformación lateral total



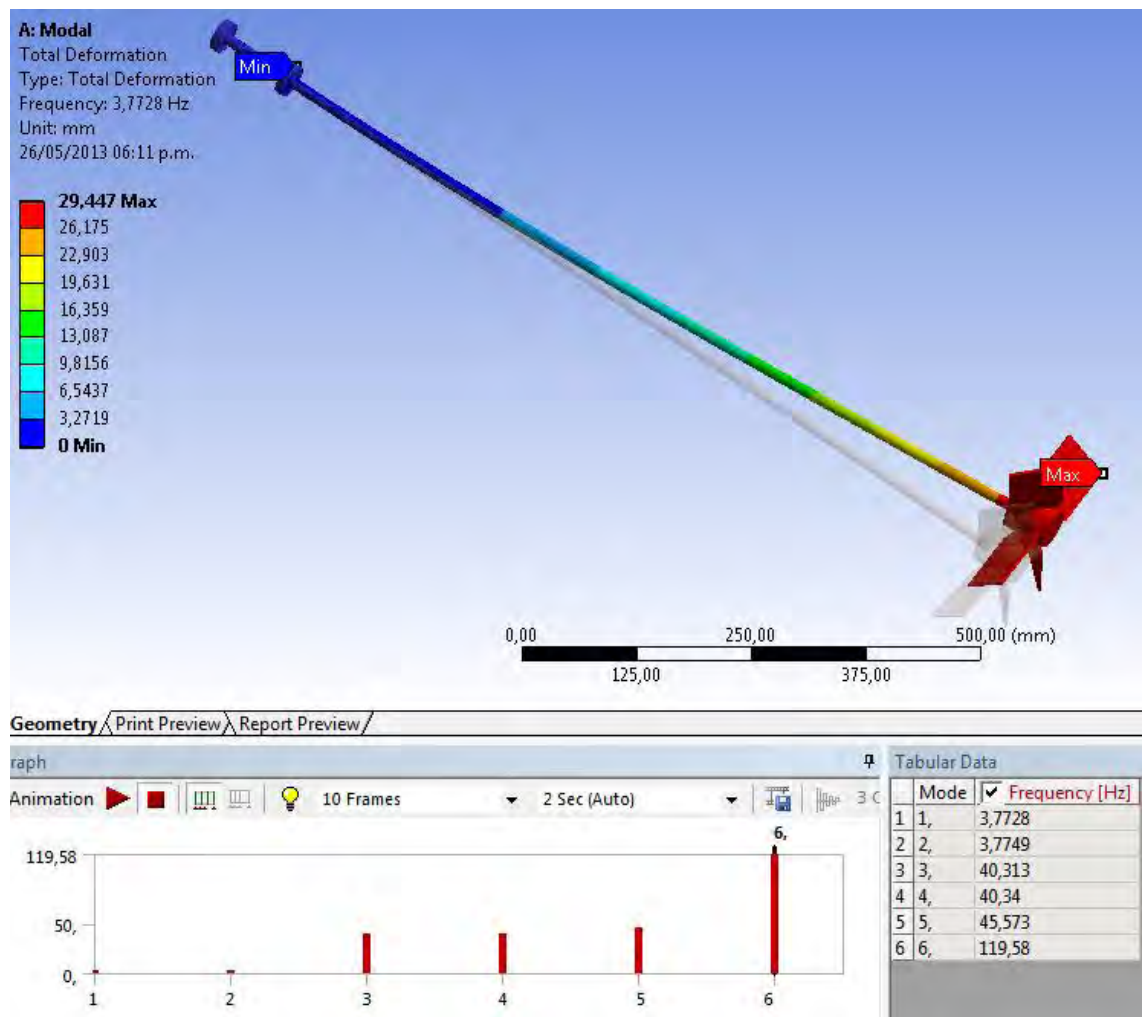
La deformación máxima se da en el extremo inferior donde se ubica la propela, obteniendo una deformación máxima de 29.096 mm, siendo igual a el valor obtenido en el análisis analítico de valor 29mm, por lo tanto esta deflexión no es aceptable para el diámetro de eje aquí estudiado, ya que el valor aceptable de operación permisible está definido como 1.5 mm de desviación por metro lineal.

Figuras 21. Factor de seguridad



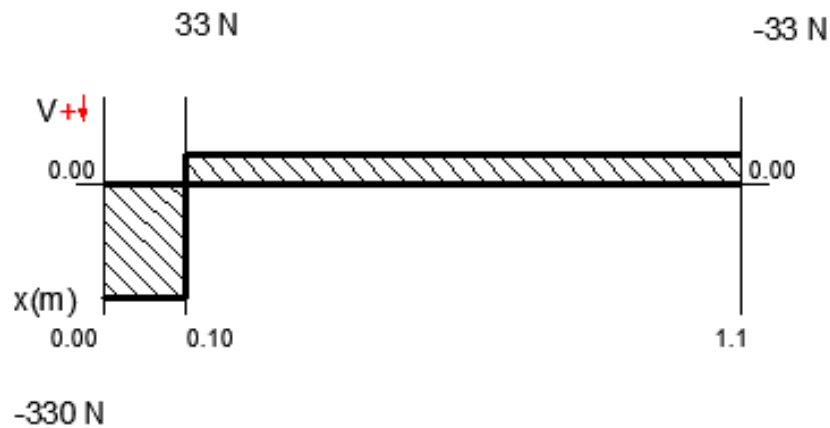
Podemos observar que en el resultado obtenido por el análisis con ANSYS, el factor de seguridad mínimo es de 1,94, el cual se obtiene su cálculo aplicando la ecuación 20, para este tipo de eje en la zona donde el valor de esfuerzo equivalente 106.58 MPa, en cuanto al extremo inferior del eje, donde la deflexión es máxima, tenemos un factor de seguridad de 15.

Figuras 22. Análisis Modal (primera velocidad crítica)



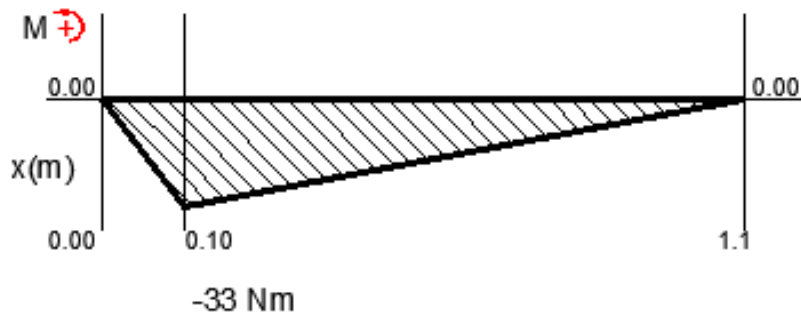
La frecuencia natural o primera velocidad crítica se da en un valor de 3.77 Hz equivalente a 226 RPM, estas RPM están cercanas a la velocidad de operación que es a unas 300 RPM, lo permisible es que la velocidad de operación este por debajo y por encima en un 20% de la frecuencia natural de vibración, entonces este valor sería por debajo a unas 181 RPM y por encima a unas 271 RPM de operación, por ende no habrá inconvenientes por el uso de este diámetro con respecto a las vibraciones.

Figuras 23. Diagrama de cortante [v (N)]



Calcularemos el momento de flexión máximo producido por la fuerza radial de 33 N obtenido por el efecto de la potencia cuando esta se hace máxima en el arranque del agitador venciendo las inercias de masas del sistema, hallado en el extremo de la segunda reacción presente en la viga, usando la ecuación 9.

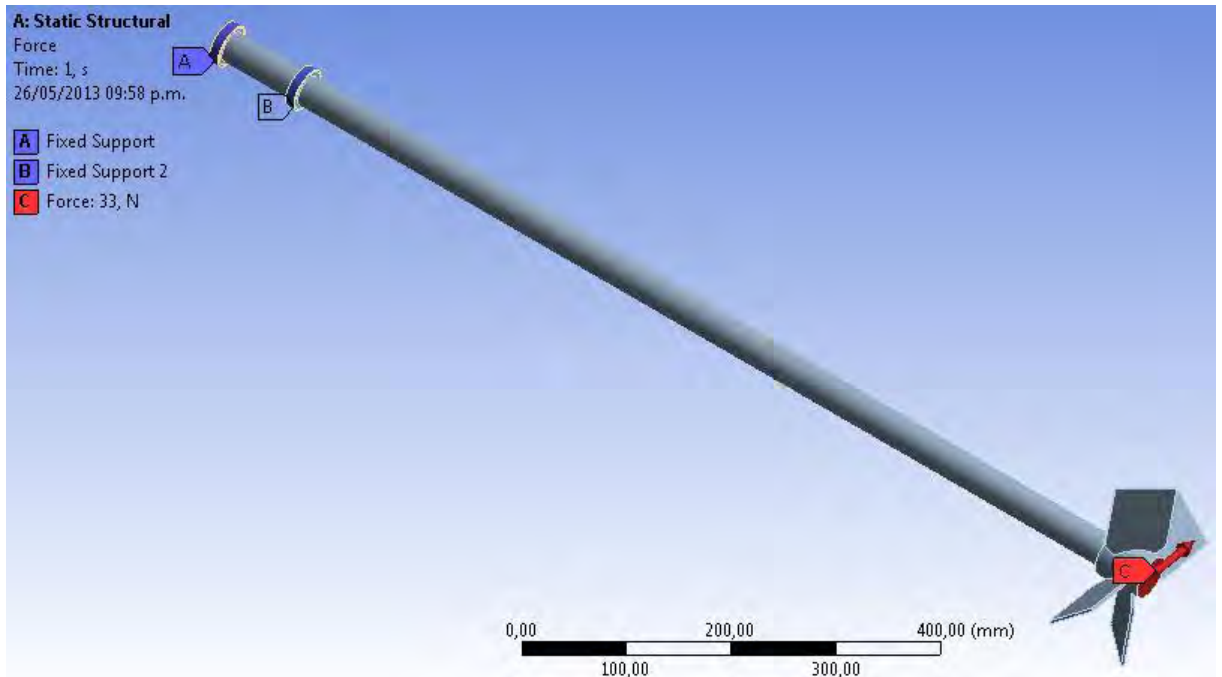
Figuras 24. Diagrama de Momento [M (Nm)]



Aquí en el análisis volvemos a considerar lo aplicado en la figura 16, mediante el análisis de elementos finitos (FEA).

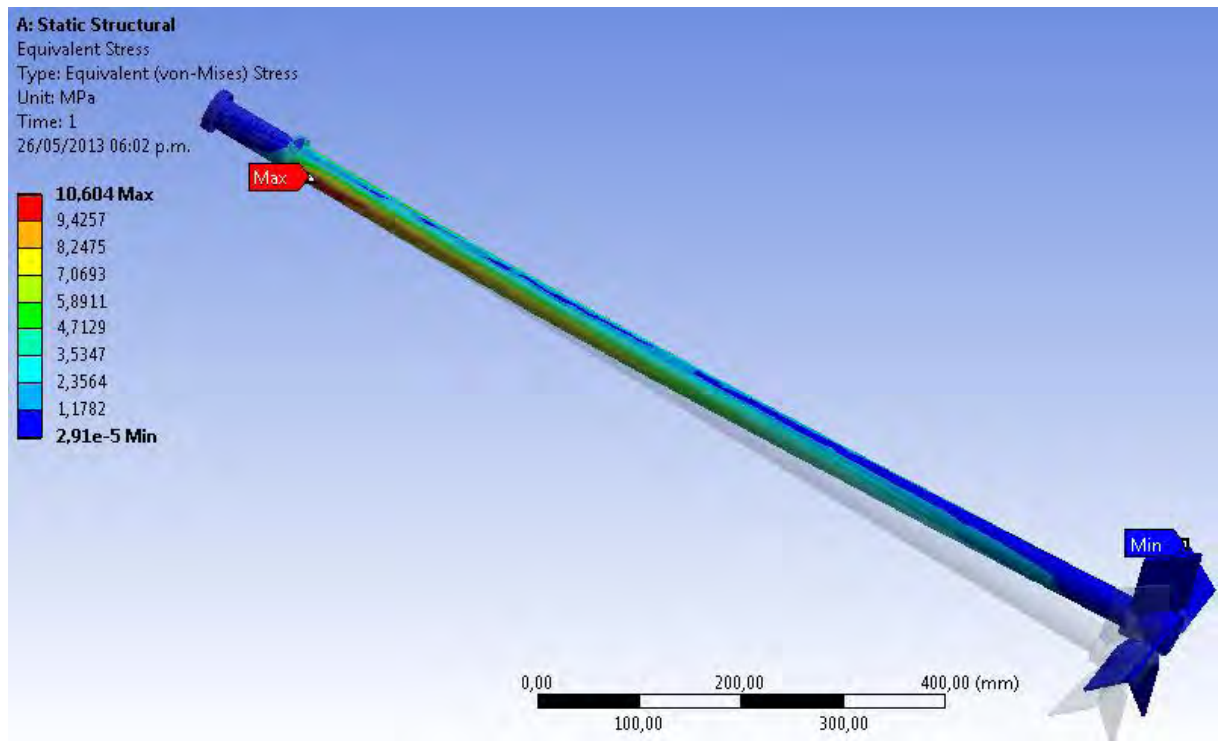
Después de haber ubicado las respectivas restricciones y carga radial, seleccionamos el tipo de resultados que deseamos obtener, para este caso, se solicitan los esfuerzos equivalentes (von-Mises), las deformaciones totales, factor de seguridad y análisis modal (primera velocidad crítica).

Figuras 25. Ubicación de las restricciones y carga



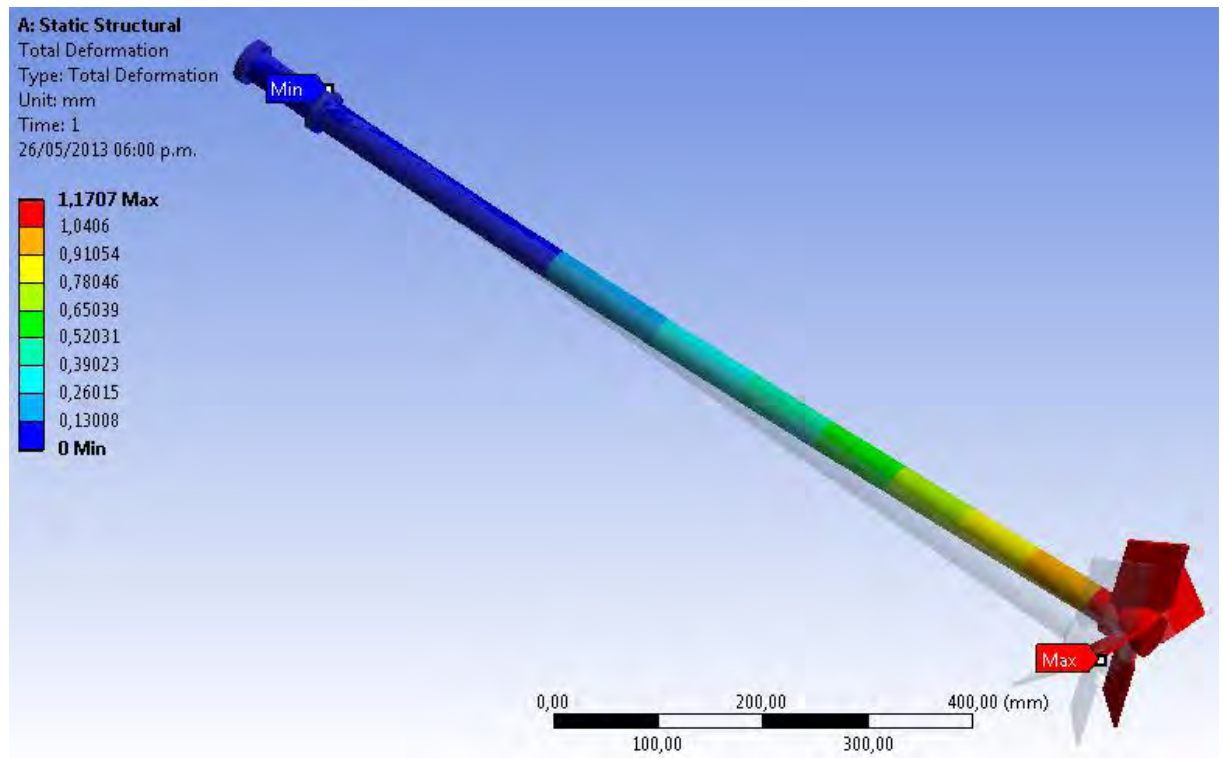
Aplicamos las mismas condiciones como se expresan en la figura 17.

Figuras 26. Esfuerzo equivalente



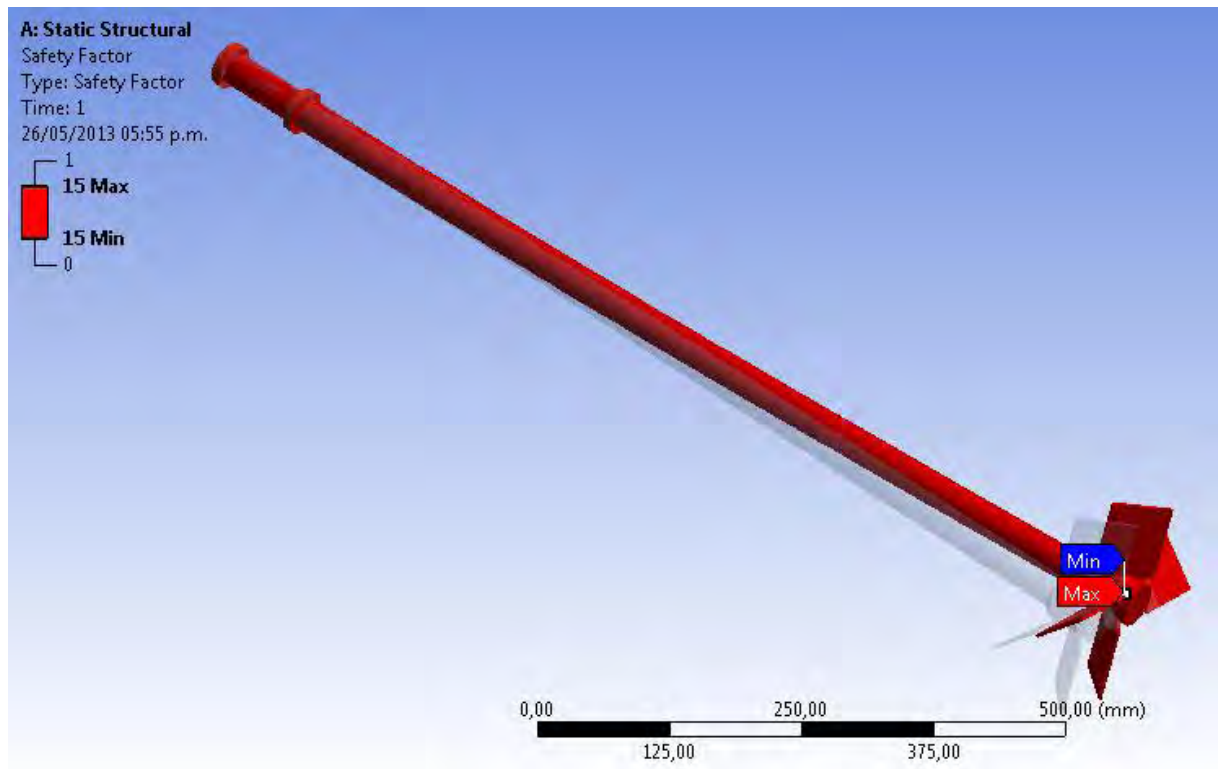
De acuerdo a los resultados obtenidos en el análisis efectuado por ANSYS, el valor de esfuerzo máximo en el extremo superior del eje es de 10,6 MPa, usando para este caso un material de acero inoxidable 304, con un esfuerzo de fluencia 207 MPa, y su esfuerzo permisible equivalente a un 60% del esfuerzo de fluencia, sería de 124,2 MPa, por lo tanto este valor de esfuerzo obtenido cumple con una excelente confiabilidad y resistencia.

Figuras 27. Deformación lateral total



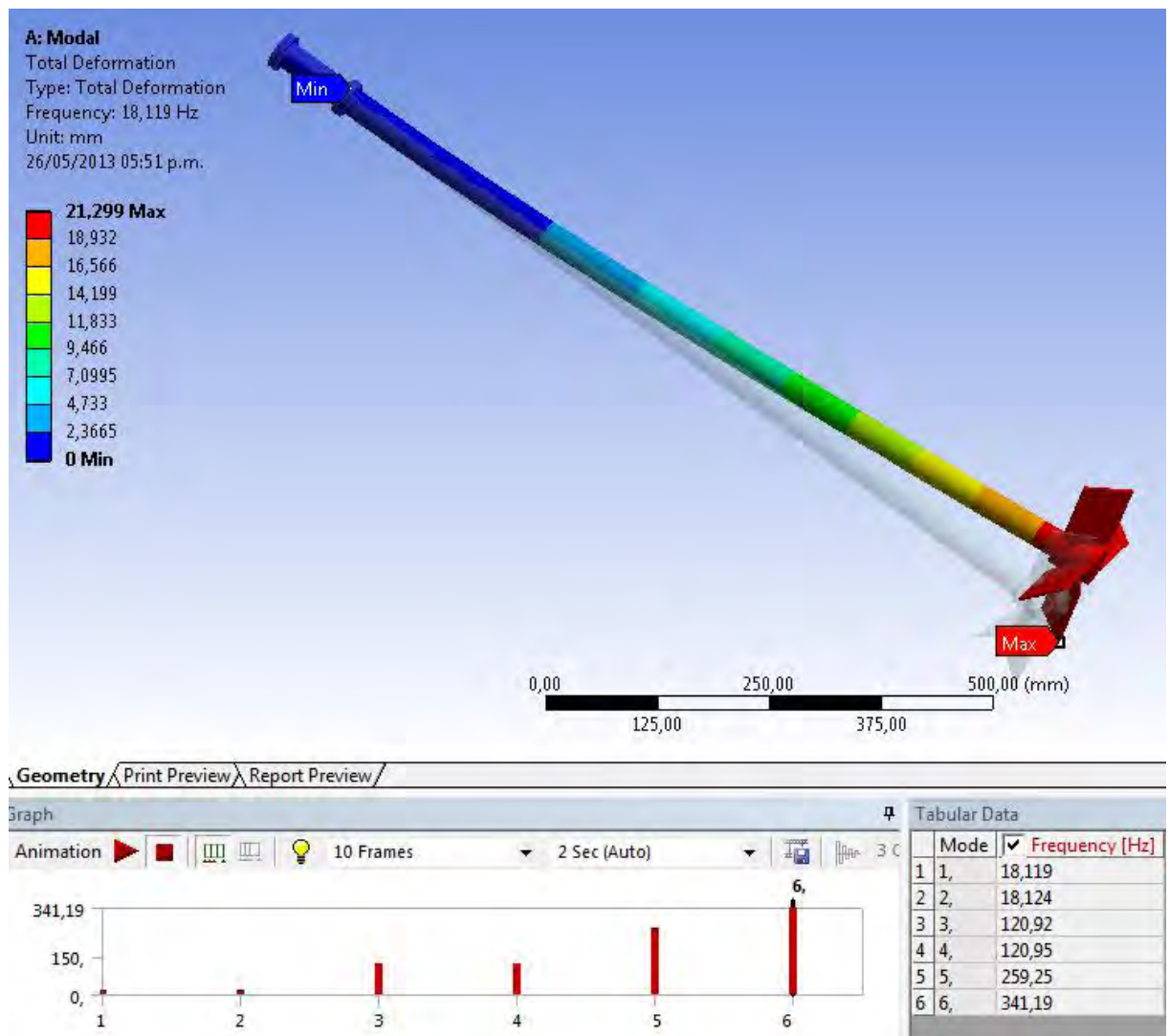
La deformación máxima se da en el extremo inferior donde se ubica la propela, obteniendo una deformación máxima de 1.17 mm, siendo igual a el valor obtenido en el análisis analítico de valor 1.14 mm, por lo tanto esta deflexión es aceptable para el eje, ya que el valor aceptable de operación está definido como 1.5 mm de desviación por metro lineal.

Figuras 28. Factor de seguridad



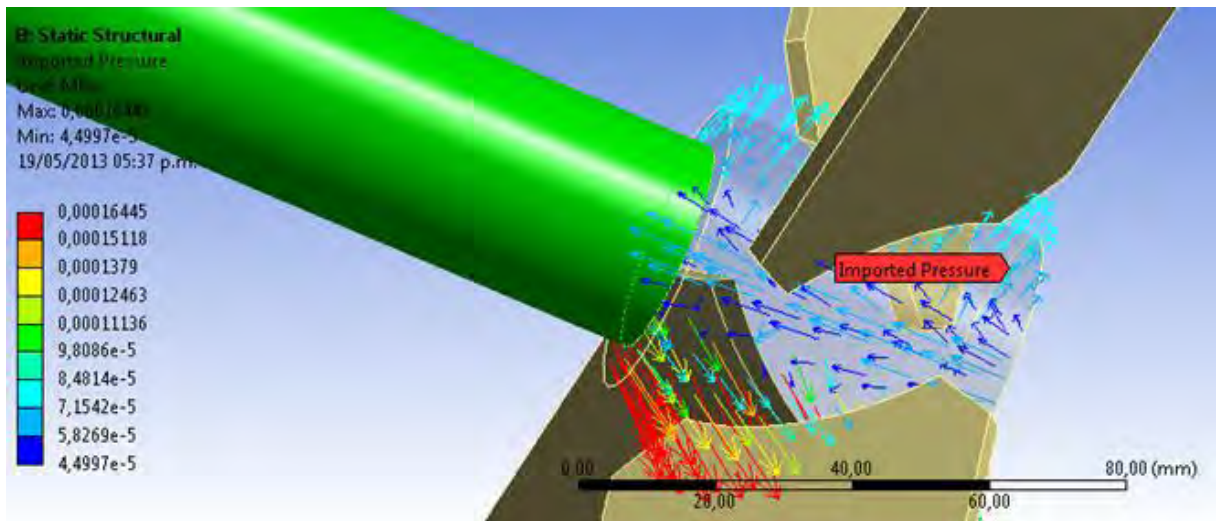
Podemos observar que en el resultado obtenido por el análisis con ANSYS, el factor de seguridad mínimo y máximo es de 15 para este tipo de eje a toda su longitud lo prueba su alta rigidez.

Figuras 29. Análisis Modal (primera velocidad crítica)



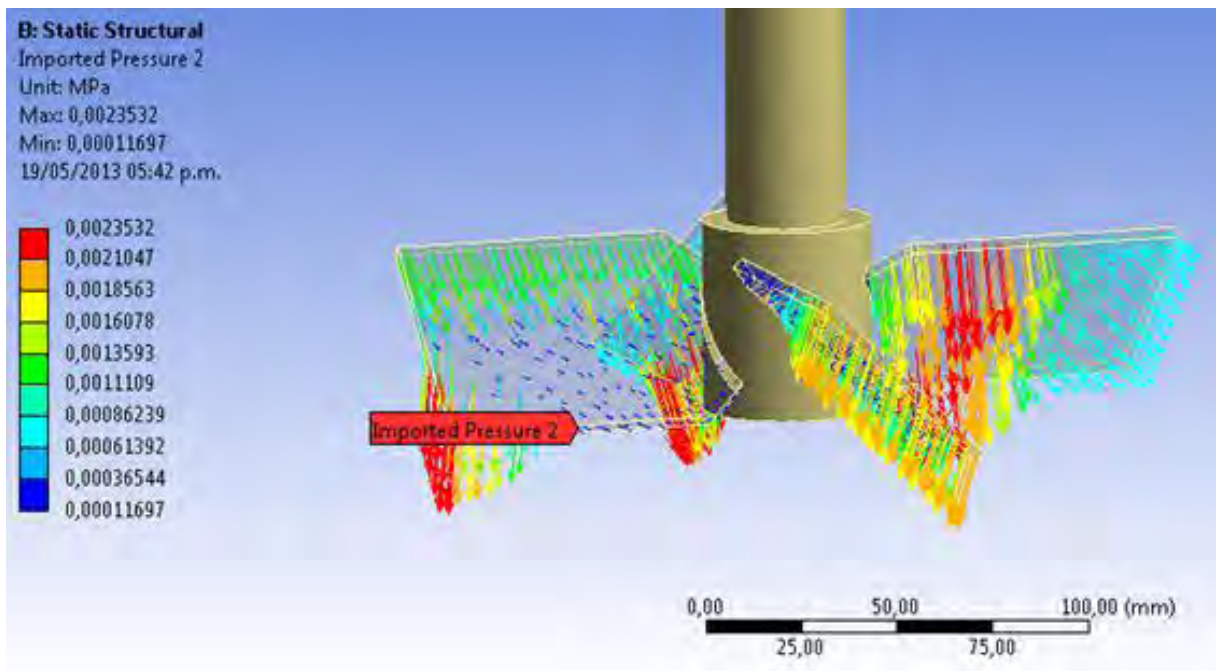
La frecuencia natural o primera velocidad crítica se da en un valor de 18.12 Hz equivalente a 1087 RPM, estas RPM están bastante alejadas de velocidad de operación que es a unas 300 RPM, lo permisible es que la velocidad de operación este por debajo y por encima en un 20% de la frecuencia natural de vibración, entonces este valor seria por debajo a unas 870 RPM y por encima a unas 1304 RPM de operación, por ende no habrá inconvenientes por el uso de este diámetro con respecto a las vibraciones.

Figuras 30. Cargas del fluido obtenidas por CFD transmitidas a análisis estructural parte1



Aquí se ilustran las cargas transmitidas del fluido a evaluar en el comportamiento del eje en el análisis estructural de ANSYS módulo workbench, como ejercicio adicional posterior a los resultados objetivo obtenidos y solo se aplica al caso 4.

Figuras 31. Cargas del fluido obtenidas por CFD transmitidas a análisis estructural parte2



Figuras 32. Respuesta a las cargas del fluido transmitidas a análisis estructural

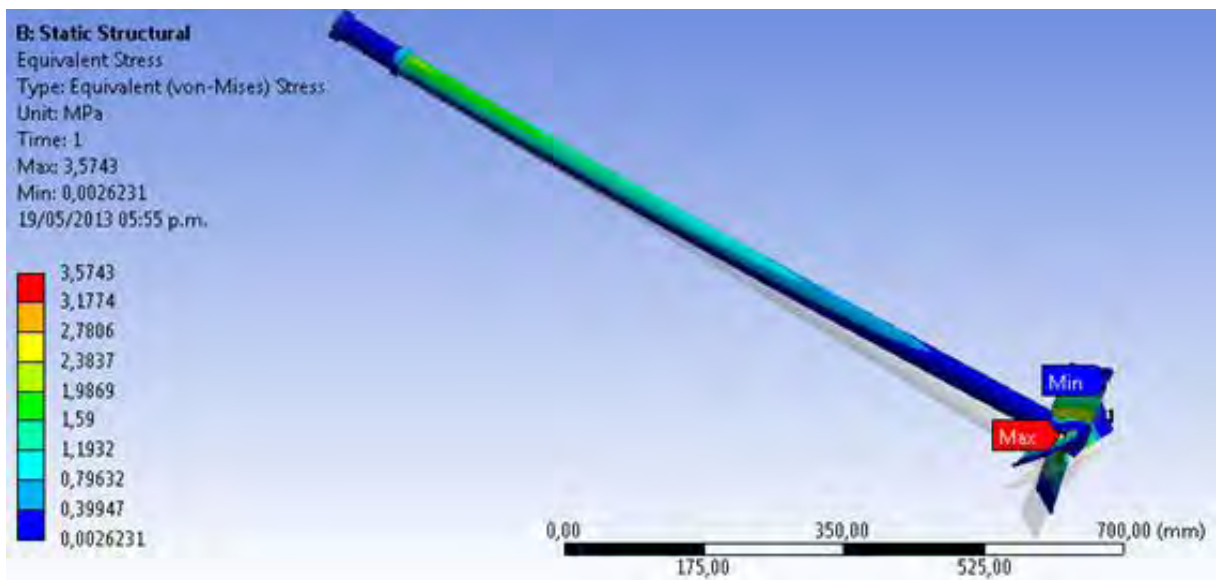
CFD Load Transfer Summary
All values correspond to the CFD results before the application of any Scale or Offset operations set in Mechanical.

CFD Computed Forces from CFD Results File D:\SIMULACION workbench\Eje\31.75Rev1\31.75Rev2_files\dp0\SYS\MECH\Solution 1\T200parte1Y2m-100iter_mallafina-SST_001.res
X-component = 2,851e-003 N
Y-component = 5,0045e-002 N
Z-component = -28,346 N

Mechanical Mapped Forces for Mechanical Surface File D:\SIMULACION workbench\Eje\31.75Rev1\31.75Rev2_files\dp0\SYS\MECH\Import_ANSYS_64.cdb
X-component = 5,9206 N
Y-component = -3,2647 N
Z-component = -35,127 N

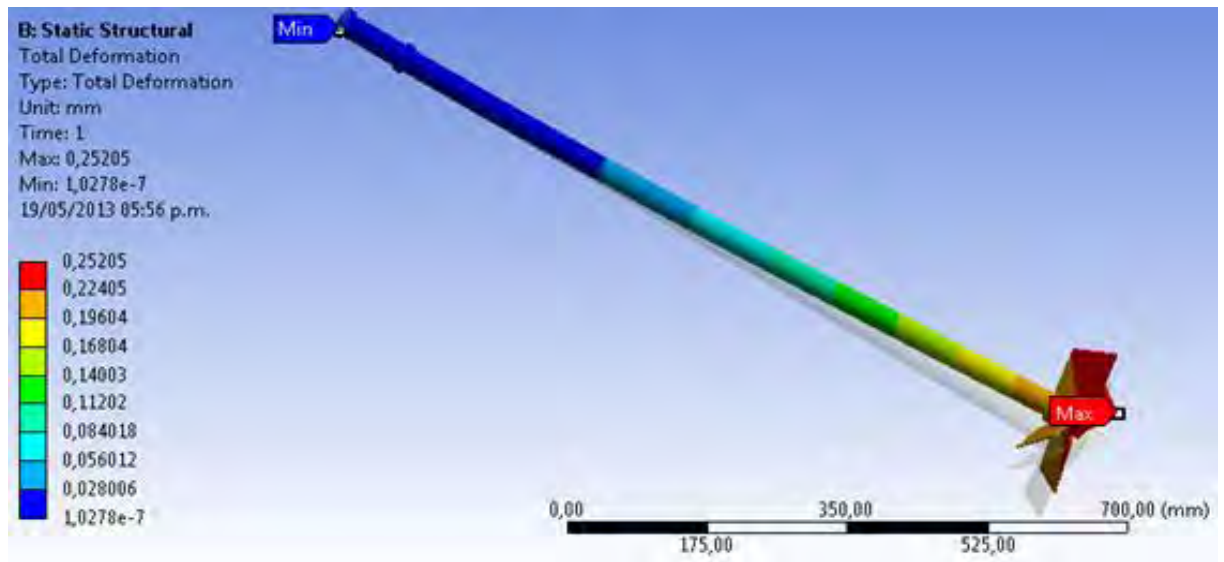
0% of Mechanical nodes were mapped to the CFD surface. The remaining nodes are mapped to the closest edge or node

Figuras 33. Esfuerzo equivalente



Aquí se obtienen el valor máximo de esfuerzos frente a las cargas impuestas por el fluido, se observa que es mucho menor que el obtenido anteriormente por criterios ideales de fuerza aplicada en fig. 25 eje analizado en caso 4.

Figuras 34. Deformación lateral total



Aquí se obtienen el valor máximo de deflexión frente a las cargas impuestas por el fluido y se observa que es mucho menor que el obtenido anteriormente por criterios ideales de fuerza aplicada fig. 26 al eje en el caso 4.

Por lo tanto el eje no es afectado por la fuerza tangencial y no se presentaran esfuerzos que exceden sus límites de tensión admisible.

Cuadro 6. Resultados

RESULTADOS							
Caso No.			1	2	3	4	Unidades
Figura No.	Ecuación		17/18/19/20	sin	sin	23/24/25/26	
Ø Eje	11	d	12,34	14,84	19,05	31,75	mm
Torque	6	Mt	Estable	Estable	Estable	Estable	
			1,9	3,3	3,3	3,3	Nm
Fuerza tangencial	7	F	19	33	33	33	N
Velocidad angular	3	n	300	300	300	300	rev.min ⁻¹
		w	31,4	31,4	31,4	31,4	rad.s ⁻¹
Potencia de Arrastre		P	0,0597	0,1037	0,1037	0,1037	kw
		P	0,08	0,14	0,14	0,14	HP
Deflexión en el eje analítico	9	δ	29,0	24,00	9,00	1,14	mm
Deflexión en el eje Simulado		δ	29,1	24,30	8,83	1,17	mm
Deflexión en el eje Simulado por velocidad crítica		δ	29,5	28,00	26,53	21,30	mm
Velocidad crítica analítico	19	W _{ct}	218,0	303	463	1005	rev.min ⁻¹
Velocidad crítica simulado		W _{cs}	222,0	315,6	490,8	1087,2	rev.min ⁻¹
%error = [(W _{ct} -W _{cs})/W _{cs}] x100			1,8	4,0	5,7	7,6	%
Esfuerzo analítico	12	σ _{max,a}	103,0	103	48,6	10,5	MPa
Esfuerzo Simulado		σ _{max,s}	106,6	109,7	50,98	10,6	MPa
%error = [(σ _{max,a} -σ _{max,s})/σ _{max,s}] x100			3,4	6,1	4,7	0,9	%
Factor de seguridad Simulado estático	22		1,94	1,89	4,06	19,53	
Factor de seguridad Dinamico	27		1,57	1,57	3,32	15,37	

Aquí se presenta el resumen de resultados de los valores obtenidos de los cálculos analíticos y simulados con sus márgenes de error porcentual.

7. CONCLUSIONES

Los diámetros de eje calculados teóricamente y confrontados con las simulaciones muestran que los que mejormente se comportan frente al análisis y resultados, los cuales son expuestos en el cuadro 4. Como caso No. 3 y No. 4 de diámetros 19.05 y 31.75mm diámetros estándar comerciales. Aunque poseen un factor de seguridad muy alto, la selección es determinada por la condición de menor deflexión y esfuerzos, ya que estas piezas estarán en continua rotación es importante considerar un eje totalmente con la menor deflexión.

Los modelos simulados nos ayudan a comprobar modelos donde se presenten más de dos propelas, altos consumos de potencia, ejes de grandes longitudes, y diámetros de ejes de mayor tamaño, los cuales no son expuestos en el modelo analítico pero igualmente se podrían realizar, pero requieren mayor tiempo de cálculo.

Con la realización de la simulación por CFD y los parámetros de enmallado mencionados aplicados con la correspondientes condiciones de frontera se logra corroborar el valor del N_p (número de potencia), característico del impulsor, indicado en el cuadro 3, por lo tanto se valida el modelo.

Los valores que se obtienen por resistencia del material y rigidez son adecuados para el diámetro de eje seleccionado y también por el análisis de vibraciones ya que las velocidades a la cual opera el equipo es de 300 RPM la cual se encuentra en un 30% por debajo de la velocidad crítica.

Estos resultados son confrontados con los modelos teóricos expuestos en cuadro 2 tabla dinámica de Excel en la cual se ingresan los datos de material y potencia requerida como parámetro inicial que a su vez nos dará los respectivos resultados a capturar como memoria de cálculo.

Una mala selección del diámetro del eje y una muy pobre rigidez del mismo implicara movimientos de grandes deflexiones que causaran la falla en rodamientos y rotura de los dientes del tren de engranajes.

8. RECOMENDACIONES

Evaluar con pruebas de campo las condiciones de velocidad crítica generando datos estadísticos del comportamiento y respuesta frente a las variaciones de diámetros, potencias y RPM de operación según el diseño de agitador.

Realizar simulaciones donde se evalúen que tanto se puede afectar el impulsor al colocarlo muy cerca del fondo del tanque debido a los cargas del fluido por efectos del caudal retornado ya que esto generara unos esfuerzos sobre el mismo.

Con simulaciones futuras se pueden realizar varios tipos de análisis de consumos de potencia de diferentes tipos de propelas validando cuales se ajustan mejor a los procesos y diseño de agitador, por ende obteniendo la potencia inicial para los cálculos pertinentes al diámetro de eje.

BIBLIOGRAFÍA

AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION, Inc. Manual of Steel Construction: Allowable Stress Design. 9 ed. Chicago: Illinois, 1921.

BEER, Ferdinand P. JOHNSTON, E. Russell. Mecánica de Materiales. 3 ed. Mexico: McGraw-Hill, 2004. 790 p.

Bakker, A., Hydrodynamics of Stirred Gas-Liquid Dispersions, PhD Thesis, Delft University of Technology, 1992.

Bakker, A., R. D. LaRoche, M. H. Wang, and R. V. Calabrese, Sliding Mesh Simulation of Laminar Flow in Stirred Reactors, Trans. IChemE.,75, Part A, January, 1997.

Budynas Richar G.; Nisbett Keith J. Shigley's Mechanical Engineering Design, 8 ed. United States of America: McGraw-Hill, 2008. 1060 p.

CERÓN, Ana. María. Análisis de falla del eje de un agitador para tratamiento de agua [en línea]. Cali, universidad del valle, 2006. [consultado 02 de Agosto de 2012]. Disponible en Internet:

[http:// www.utp.edu.co/php/revistas/ScientiaEtTechnica/.../145246185-190.pdf](http://www.utp.edu.co/php/revistas/ScientiaEtTechnica/.../145246185-190.pdf)

Crocker, J. Malcolm. Handbook of Noise and Vibration Control Handbooks. United States of America: John Wiley & Sons, Inc. 2007. 1569 p.

EUGENE F. Megyesy. Manual de Recipientes a Presión, Diseño y Calculo. Editorial Limusa, S.A. de CV, México, D.F, 1989.

HARTOG, DEN J.P. Mechanical Vibrations 3 ed.. New york and London: McGraw-Hill, 1947. 478 p.

Harnby N., Edwards M. F., Nienow A. W. Mixing in the Process Industries, 2 ed. Butterworth-Heinemann, 1997. 414 p.

HIBBELER, Russell Charles. Mecánica de Materiales. 6 ed. México: Pearson Educación, 2006. 877 p.

JR. Adams, L. Maurice Rotating machinery Vibration, From analysis to troubleshooting. United States of America: Marcel Dekker, Inc. . 2001. 354 p.

KARAAĞAÇ, Celalettin. Fracture and fatigue analysis of and agitator shaft with a circumferential notch. [en línea]. Dokuz Eylül University 2002. [consultado 02 de Agosto de 2012] Disponible en Internet: <http://web.deu.edu.tr/ansys/tezler/yukseky1.pdf>

Kelly, S. Graham. Fundamentals Of Mechanical Vibrations. 2 ed. Singapore: McGraw-Hill, 1993. 629 p.

Moss Dennis. Pressure Vessel Design Manual. 3 ed. Gulf Professional Publishing, 2004. 499 p.

Norton L. Robert. Diseño de Maquinas. United States of America: Pearson Educación, 2011. 1088 p.

Nisbett Keith J. y Budynas G. Richard. Diseño en Ingeniería Mecánica de S higley. 8 ed. Mexico: McGraw-Hill, 1060 p

Oldshue, J. Y. Fluid Mixing Technology. New York: McGraw-Hill, 1983. 574 p.

Paul, Edward L. (edt); Kresta, Suzanne M. (edt); Atiemo; obeng, Victor (edt). Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice. Estados Unidos: John Wiley & Sons Inc, 2003. 1448 p.

PAZ, MARIO. Dinámica Estructural Teoría Y Calculo. 3 ed. España: REVERTÉ S.A., 1992. 649 p.

Perry, J. MANUAL DEL INGENIERO QUIMICO 6 ed. TOMO V, SECCION 19. McGraw-Hill, 1992. 418 p.

Paul, Edward L. (edt) ; Kresta, Suzanne M. (edt) ; Atiemo ; obeng, Victor (edt). Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice. Estados Unidos: John Wiley & Sons Inc, 2003. 1448 p.

Rao S. Singiresu. Mechanical Vibrations. 2 ed. United States of America: Addison Wesley Publishing company, 2000. 718 p.

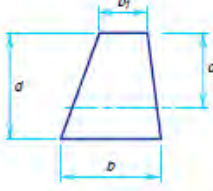


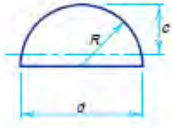
TIMOSHENKO s. Resistencia de Materiales. Teoría elemental y problemas. Madrid: Espasa Calpe S.A., 1957. 351 p.

ANEXOS

ANEXO A Propiedades geométricas de barra redonda y tubería

7 - 20

MISCELLANEOUS DATA AND MATHEMATICAL INFORMATION

PROPERTIES OF GEOMETRIC SECTIONS (cont.)	
<p>TRAPEZOID Axis of moments through center of gravity</p> 	$A = \frac{d(b + b_1)}{2}$ $c = \frac{d(2b + b_1)}{3(b + b_1)}$ $I = \frac{d^3(b^2 + 4bb_1 + b_1^2)}{36(b + b_1)}$ $S = \frac{d^2(b^2 + 4bb_1 + b_1^2)}{12(2b + b_1)}$ $r = \frac{d}{6(b + b_1)} \sqrt{2(b^2 + 4bb_1 + b_1^2)}$
<p>CIRCLE Axis of moments through center</p> 	$A = \frac{\pi d^2}{4} = \pi R^2 = .785398 d^2 = 3.141593 R^2$ $c = \frac{d}{2} = R$ $I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi R^4}{4} = .049087 d^4 = .785398 R^4$ $S = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi R^3}{4} = .098175 d^3 = .785398 R^3$ $r = \frac{d}{4} = \frac{R}{2}$ $Z = \frac{d^3}{8}$
<p>HOLLOW CIRCLE Axis of moments through center</p> 	$A = \frac{\pi(d^2 - d_1^2)}{4} = .785398 (d^2 - d_1^2)$ $c = \frac{d}{2}$ $I = \frac{\pi(d^4 - d_1^4)}{64} = .049087 (d^4 - d_1^4)$ $S = \frac{\pi(d^4 - d_1^4)}{32d} = .098175 \frac{d^4 - d_1^4}{d}$ $r = \frac{\sqrt{d^2 + d_1^2}}{4}$ $Z = \frac{d^3 - d_1^3}{8}$
<p>HALF CIRCLE Axis of moments through center of gravity</p> 	$A = \frac{\pi R^2}{2} = 1.570796 R^2$ $C = R \left(1 - \frac{4}{3\pi} \right) = .575587 R$ $I = R^4 \left(\frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi} \right) = .109757 R^4$ $S = \frac{R^3}{24} \left(\frac{9\pi^2 - 64}{3\pi - 4} \right) = .190687 R^3$ $r = R \frac{\sqrt{9\pi^2 - 64}}{6\pi} = .264336 R$

ANEXO B Propiedades de tuberías

STEEL PIPE AND STRUCTURAL TUBING

1 - 121

PIPE Dimensions and properties										
Dimensions				Weight per ft lbs Plain Ends	Properties					
Nominal Diameter	Outside Diameter	Inside Diameter	Wall Thickness		Area	<i>I</i>	<i>S</i>	<i>r</i>	<i>J</i>	<i>Z</i>
in.	in.	in.	in.	in. ²	in. ⁴	in. ³	in.	in. ⁴	in. ³	in. ³
Standard Weight										
½	0.840	0.622	0.109	0.85	0.250	0.017	0.041	0.261	0.034	0.059
¾	1.050	0.824	0.113	1.13	0.333	0.037	0.071	0.334	0.074	0.100
1	1.315	1.049	0.133	1.68	0.494	0.087	0.133	0.421	0.175	0.187
1¼	1.660	1.380	0.140	2.27	0.689	0.195	0.235	0.540	0.389	0.324
1½	1.900	1.610	0.145	2.72	0.799	0.310	0.326	0.623	0.620	0.448
2	2.375	2.067	0.154	3.65	1.07	0.666	0.561	0.787	1.33	0.761
2½	2.875	2.469	0.203	5.79	1.70	1.53	1.06	0.947	3.06	1.45
3	3.500	3.068	0.216	7.58	2.23	3.02	1.72	1.16	6.03	2.33
3½	4.000	3.548	0.226	9.11	2.68	4.79	2.39	1.34	9.58	3.22
4	4.500	4.026	0.237	10.79	3.17	7.23	3.21	1.51	14.5	4.31
5	5.563	5.047	0.258	14.62	4.30	15.2	5.45	1.88	30.3	7.27
6	6.625	6.065	0.280	18.97	5.58	28.1	8.50	2.25	56.3	11.2
8	8.625	7.981	0.322	28.55	8.40	72.5	16.8	2.94	145	22.2
10	10.750	10.020	0.365	40.48	11.9	161	29.9	3.67	321	39.4
12	12.750	12.000	0.375	49.56	14.6	279	43.8	4.38	559	57.4
Extra Strong										
½	0.840	0.546	0.147	1.09	0.320	0.020	0.048	0.250	0.040	0.072
¾	1.050	0.742	0.154	1.47	0.433	0.045	0.085	0.321	0.090	0.125
1	1.315	0.957	0.179	2.17	0.639	0.106	0.161	0.407	0.211	0.233
1¼	1.660	1.278	0.191	3.00	0.881	0.242	0.291	0.524	0.484	0.414
1½	1.900	1.500	0.200	3.63	1.07	0.391	0.412	0.605	0.782	0.581
2	2.375	1.939	0.218	5.02	1.48	0.868	0.731	0.766	1.74	1.02
2½	2.875	2.323	0.276	7.66	2.25	1.92	1.34	0.924	3.85	1.87
3	3.500	2.900	0.300	10.25	3.02	3.89	2.23	1.14	8.13	3.08
3½	4.000	3.364	0.318	12.50	3.68	6.28	3.14	1.31	12.6	4.32
4	4.500	3.826	0.337	14.98	4.41	9.61	4.27	1.48	19.2	5.85
5	5.563	4.813	0.375	20.78	6.11	20.7	7.43	1.84	41.3	10.1
6	6.625	5.761	0.432	28.57	8.40	40.5	12.2	2.19	81.0	16.6
8	8.625	7.625	0.500	43.39	12.8	106	24.5	2.88	211	33.0
10	10.750	9.750	0.500	54.74	16.1	212	39.4	3.63	424	52.6
12	12.750	11.750	0.500	65.42	19.2	362	56.7	4.33	723	75.1
Double-Extra Strong										
2	2.375	1.503	0.436	9.03	2.66	1.31	1.10	0.703	2.62	1.67
2½	2.875	1.771	0.552	13.69	4.03	2.87	2.00	0.844	5.74	3.04
3	3.500	2.300	0.600	18.58	5.47	5.99	3.42	1.05	12.0	5.12
4	4.500	3.152	0.674	27.54	8.10	15.3	6.79	1.37	30.6	9.97
5	5.563	4.063	0.750	38.59	11.3	33.6	12.1	1.72	67.3	17.5
6	6.625	4.897	0.864	53.16	15.6	66.3	20.0	2.06	133	26.9
8	8.625	6.875	0.875	72.42	21.3	162	37.6	2.76	324	52.8

The listed sections are available in conformance with ASTM Specification A53 Grade B or A501. Other sections are made to these specifications. Consult with pipe manufacturers or distributors for availability.

AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION

ANEXO C Propiedades de barras redondas

BARS AND PLATES

I - 135

SQUARE AND ROUND BARS									
Weight and area									
Size in.	Weight lb per ft		Area Sq in.		Size in.	Weight lb per ft		Area Sq in.	
	■	●	□	○		■	●	□	○
0					3	30.83	24.05	9.000	7.069
1/16	0.013	0.010	0.0039	0.0031	1/16	31.91	25.07	9.379	7.366
1/8	0.053	0.042	0.0156	0.0123	1/8	33.23	26.10	9.766	7.670
3/16	0.120	0.094	0.0352	0.0276	3/16	34.57	27.15	10.160	7.980
1/4	0.213	0.167	0.0825	0.0491	1/4	35.94	28.23	10.563	8.298
5/16	0.332	0.261	0.0977	0.0767	5/16	37.34	29.32	10.973	8.618
3/8	0.479	0.376	0.1406	0.1104	3/8	38.76	30.44	11.391	8.946
7/16	0.651	0.512	0.1914	0.1503	7/16	40.21	31.58	11.816	9.281
1/2	0.851	0.668	0.2500	0.1964	1/2	41.68	32.74	12.250	9.621
9/16	1.077	0.846	0.3164	0.2485	9/16	43.19	33.92	12.691	9.968
5/8	1.329	1.044	0.3906	0.3068	5/8	44.71	35.12	13.141	10.321
11/16	1.608	1.263	0.4727	0.3712	11/16	46.27	36.34	13.598	10.680
3/4	1.914	1.503	0.5625	0.4418	3/4	47.85	37.58	14.063	11.045
13/16	2.246	1.764	0.6602	0.5185	13/16	49.46	38.85	14.535	11.416
7/8	2.605	2.046	0.7656	0.6013	7/8	51.09	40.13	15.016	11.793
15/16	2.991	2.349	0.8789	0.6903	15/16	52.76	41.43	15.504	12.177
1	3.403	2.673	1.0000	0.7854	4	54.44	42.76	16.000	12.566
1/16	3.841	3.017	1.1289	0.8866	1/16	56.16	44.11	16.504	12.962
1/8	4.307	3.382	1.2656	0.9940	1/8	57.90	45.47	17.016	13.364
3/16	4.798	3.769	1.4102	1.1075	3/16	59.67	46.86	17.535	13.772
1/4	5.317	4.178	1.5625	1.2272	1/4	61.46	48.27	18.063	14.186
5/16	5.862	4.604	1.7227	1.3530	5/16	63.28	49.70	18.598	14.607
3/8	6.433	5.053	1.8906	1.4849	3/8	65.13	51.15	19.141	15.033
7/16	7.032	5.523	2.0664	1.6230	7/16	67.01	52.63	19.691	15.466
1/2	7.656	6.013	2.2500	1.7672	1/2	68.91	54.12	20.250	15.904
9/16	8.308	6.525	2.4414	1.9175	9/16	70.83	55.63	20.816	16.349
5/8	8.985	7.057	2.6406	2.0739	5/8	72.79	57.17	21.391	16.800
11/16	9.690	7.610	2.8477	2.2365	11/16	74.77	58.72	21.973	17.257
3/4	10.421	8.185	3.0625	2.4053	3/4	76.78	60.30	22.563	17.721
13/16	11.179	8.780	3.2852	2.5802	13/16	78.81	61.90	23.160	18.190
7/8	11.963	9.396	3.5156	2.7612	7/8	80.87	63.51	23.766	18.666
15/16	12.774	10.032	3.7539	2.9483	15/16	82.96	65.15	24.379	19.147
2	13.611	10.690	4.0000	3.1416	5	85.07	66.81	25.000	19.635
1/16	14.475	11.369	4.2539	3.3410	1/16	87.21	68.49	25.629	20.129
1/8	15.366	12.068	4.5156	3.5466	1/8	89.38	70.20	26.266	20.629
3/16	16.283	12.789	4.7852	3.7583	3/16	91.57	71.92	26.910	21.135
1/4	17.227	13.530	5.0625	3.9761	1/4	93.79	73.66	27.563	21.648
5/16	18.197	14.292	5.3477	4.2000	5/16	96.04	75.43	28.223	22.166
3/8	19.194	15.075	5.6406	4.4301	3/8	98.31	77.21	28.891	22.691
7/16	20.217	15.879	5.9414	4.6664	7/16	100.61	79.02	29.566	23.221
1/2	21.267	16.703	6.2500	4.9087	1/2	102.93	80.84	30.250	23.758
9/16	22.344	17.549	6.5664	5.1573	9/16	105.29	82.69	30.941	24.301
5/8	23.447	18.415	6.8906	5.4119	5/8	107.67	84.56	31.641	24.851
11/16	24.577	19.303	7.2227	5.6727	11/16	110.07	86.45	32.348	25.406
3/4	25.734	20.211	7.5625	5.9396	3/4	112.50	88.36	33.063	25.967
13/16	26.917	21.140	7.9102	6.2126	13/16	114.96	90.29	33.785	26.535
7/8	28.126	22.090	8.2656	6.4918	7/8	117.45	92.24	34.516	27.109
15/16	29.362	23.061	8.6289	6.7771	15/16	119.96	94.22	35.254	27.688

AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION

ANEXO D Propiedades de barras redondas y tuberías estándar comerciales

Diametro del eje Tubular, SCH10															
Ø in	Ødae (exterior)			Ødai (interior)			Inercias		Ingreso Long. Tubo (solo en m)			peso		Peso total x long.	
	in	mm	m	in	mm	m	I (m4)	I (in4)	m	in	ft	lb/ft	kg/m	lb	kg
2	2,375	60,33	0,060325	2,16	54,79	0,055	2,08E-07	0,50	1,0	39,4	3,28	2,64	3,93	2,64	3,93
2-1/2	2,875	73,03	0,073025	2,64	66,93	0,067	4,11E-07	0,99	1,0	39,4	3,28	3,53	5,26	3,53	5,26
3	3,5	88,90	0,0889	3,26	82,80	0,083	7,58E-07	1,82	1,0	39,4	3,28	3,62	5,40	3,62	5,40
3-1/2	4	101,60	0,1016	3,76	95,50	0,096	1,15E-06	2,76	1,0	39,4	3,28	4,81	7,17	4,81	7,17
4	4,5	114,30	0,1143	4,26	108,20	0,108	1,65E-06	3,96	1,0	39,4	3,28	6,18	9,22	6,18	9,22
5	5,563	141,30	0,1413002	5,30	134,49	0,134	3,51E-06	8,43	1,0	39,4	3,28	7,77	11,59	7,77	11,59
6	6,625	168,28	0,168275	6,36	161,47	0,161	5,99E-06	14,40	1,0	39,4	3,28	9,29	13,85	9,29	13,85
8	8,625	219,08	0,219075	8,33	211,56	0,212	1,47E-05	35,41	1,0	39,4	3,28	13,40	19,98	13,40	19,98
10	10,75	273,05	0,27305	10,42	264,67	0,265	3,20E-05	76,86	1,0	39,4	3,28	18,65	27,81	18,65	27,81




Diametro del eje Tubular, SCH40															
Ø in	Ødae (exterior)			Ødai (interior)			Inercias		Ingreso Long. Tubo (solo en m)			peso		Peso total x long.	
	in	mm	m	in	mm	m	I (m4)	I (in4)	m	in	ft	lb/ft	kg/m	lb	kg
2	2,375	60,33	0,060325	2,07	52,50	0,053	2,77E-07	0,67	1,0	39,4	3,28	3,65	5,44	3,65	5,44
2-1/2	2,875	73,03	0,073025	2,47	62,71	0,063	6,37E-07	1,53	1,0	39,4	3,28	5,79	8,63	5,79	8,63
3	3,5	88,90	0,0889	3,07	77,93	0,078	1,26E-06	3,02	1,0	39,4	3,28	7,58	11,30	7,58	11,30
3-1/2	4	101,60	0,1016	3,55	90,12	0,090	1,99E-06	4,79	1,0	39,4	3,28	9,11	13,59	9,11	13,59
4	4,5	114,30	0,1143	4,03	102,26	0,102	3,01E-06	7,23	1,0	39,4	3,28	10,79	16,09	10,79	16,09
5	5,563	141,30	0,1413002	5,05	128,19	0,128	6,31E-06	15,16	1,0	39,4	3,28	14,62	21,80	14,62	21,80
6	6,625	168,28	0,168275	6,07	154,05	0,154	1,17E-05	28,14	1,0	39,4	3,28	18,97	28,29	18,97	28,29
8	8,625	219,08	0,219075	7,98	202,72	0,203	3,02E-05	72,49	1,0	39,4	3,28	28,55	42,58	28,55	42,58
10	10,75	273,05	0,27305	10,02	254,51	0,255	6,69E-05	160,73	1,0	39,4	3,28	40,48	60,37	40,48	60,37

Diametro del eje, Barra Redonda															
Ø in	Ødae (exterior)			Inercias		Ingreso Long. Barra redonda (solo en m)			peso		Peso total x long.				
	in	mm	m	I (m4)	I (in4)	m	in	ft	lb/ft	kg/m	lb	kg			
1/2"	0,5	12,7	0,0127	1,28E-09	3,1E-03	1,0	39,4	3,28	0,67	1,00	0,67	1,00			
3/4"	0,75	19,05	0,01905	6,46E-09	1,6E-02	1,0	39,4	3,28	1,50	2,24	1,50	2,24			
1"	1	25,4	0,0254	2,04E-08	4,9E-02	1,0	39,4	3,28	2,67	3,99	2,67	3,99			
1-1/4"	1,25	31,75	0,03175	4,99E-08	1,2E-01	1,0	39,4	3,28	4,18	6,23	4,18	6,23			
1-1/2"	1,5	38,1	0,0381	1,03E-07	2,5E-01	1,0	39,4	3,28	6,01	8,97	6,01	8,97			
1-3/4"	1,75	44,45	0,04445	1,92E-07	4,6E-01	1,0	39,4	3,28	8,19	12,21	8,19	12,21			
2"	2	50,8	0,0508	3,27E-07	7,9E-01	1,0	39,4	3,28	10,69	15,94	10,69	15,94			
2-1/4"	2,25	57,15	0,05715	5,24E-07	1,3E+00	1,0	39,4	3,28	13,53	20,18	13,53	20,18			
2-1/2"	2,5	63,5	0,0635	7,98E-07	1,9E+00	1,0	39,4	3,28	16,70	24,91	16,70	24,91			
2-3/4"	2,75	69,85	0,06985	1,17E-06	2,8E+00	1,0	39,4	3,28	20,21	30,14	20,21	30,14			
3"	3	76,2	0,0762	1,65E-06	4,0E+00	1,0	39,4	3,28	24,05	35,87	24,05	35,87			

ANEXO E Esfuerzos permitidos

<p align="center">ESFUERZOS PERMITIDOS</p> <p align="center">PARA PARTES DE RECIPIENTES NO SOMETIDAS A PRESION Y OTRAS ESTRUCTURAS</p>		
TIPO DE ESFUERZO Y JUNTA	ESFUERZO PERMITIDO	ORIGEN
ACERO		
Apoyo Cortante	$1.60 \times$ } $0.80 \times$ } Los valores de las tablas UCS-23	NORMA UCS-23 Notas
Compresión Tensión (excepto conexión de perno) Flexión Corte Apoyo (en área saliente de los tornillos sometidos a esfuerzo cortante en la conexión)	$0.60 \times$ } $0.60 \times$ } Mínimo esfuerzo de influencia especificado $0.66 \times$ } $0.40 \times$ } Resistencia mín. a la tensión $1.5 \times$	<i>American institute of Steel Construction</i>
JUNTA SOLDADA EN ACERO		
Soldadura de ranura con penetración completa tensión, compresión, esfuerzo cortante	Igual que para el acero que se suelda 13 600 lb/pulg ² igual que para el acero que se suelda	<i>American Welding Society</i>
Soldadura de ranura con penetración parcial 1. tensión transversal al eje de la soldadura, cortante en la garganta 2. tensión paralela al eje de la soldadura o compresión en la garganta	13 600 lb/pulg ² (usando la dimensión de la garganta) 9 600 lb/pulg ² (usando la dimensión de un lado)	
Soldadura de filete, cortante en la garganta	igual que para la soldadura de filete	
Soldadura de tapón o de ranura	igual que para la soldadura de filete	

ANEXO F Propiedades físicas del material

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	8.00 g/cc	0.289 lb/in ³	
Mechanical Properties			
Hardness, Brinell	123	123	Converted from Rockwell B hardness.
Hardness, Knoop	138	138	Converted from Rockwell B hardness.
Hardness, Rockwell B	70	70	
Hardness, Vickers	129	129	Converted from Rockwell B hardness.
Tensile Strength, Ultimate	505 MPa	73200 psi	
Tensile Strength, Yield	215 MPa @Strain 0.200 %	31200 psi @Strain 0.200 %	
Elongation at Break	70 %	70 %	in 50 mm
Modulus of Elasticity	193 - 200 GPa	28000 - 29000 ksi	
Poissons Ratio	0.29	0.29	
Shear Modulus	86.0 GPa	12500 ksi	
Charpy Impact	325 J	240 ft-lb	
Electrical Properties			
Electrical Resistivity 	0.0000720 ohm-cm @Temperature 20.0 °C	0.0000720 ohm-cm @Temperature 68.0 °F	
	0.000116 ohm-cm @Temperature 650 °C	0.000116 ohm-cm @Temperature 1200 °F	
Magnetic Permeability	1.008	1.008	at RT
Thermal Properties			
CTE, linear 	17.3 µm/m-°C @Temperature 0.000 - 100 °C	9.61 µin/in-°F @Temperature 32.0 - 212 °F	
	17.8 µm/m-°C @Temperature 0.000 - 315 °C	9.89 µin/in-°F @Temperature 32.0 - 599 °F	
	18.7 µm/m-°C @Temperature 0.000 - 650 °C	10.4 µin/in-°F @Temperature 32.0 - 1200 °F	
Specific Heat Capacity	0.500 J/g-°C @Temperature 0.000 - 100 °C	0.120 BTU/lb-°F @Temperature 32.0 - 212 °F	
Thermal Conductivity 	16.2 W/m-K @Temperature 0.000 - 100 °C	112 BTU-in/hr-ft ² -°F @Temperature 32.0 - 212 °F	
	21.5 W/m-K @Temperature 500 °C	149 BTU-in/hr-ft ² -°F @Temperature 932 °F	
Melting Point	1400 - 1455 °C	2550 - 2651 °F	
Solidus	1400 °C	2550 °F	
Liquidus	1455 °C	2651 °F	
Component Elements Properties			
Carbon, C	<= 0.080 %	<= 0.080 %	
Chromium, Cr	18 - 20 %	18 - 20 %	
Iron, Fe	66.345 - 74 %	66.345 - 74 %	
Manganese, Mn	<= 2.0 %	<= 2.0 %	
Nickel, Ni	8.0 - 10.5 %	8.0 - 10.5 %	
Phosphorous, P	<= 0.045 %	<= 0.045 %	
Silicon, Si	<= 1.0 %	<= 1.0 %	
Sulfur, S	<= 0.030 %	<= 0.030 %	

ANEXO G Registro fotográfico de prueba de campo



Agitador mecánico



Consumo de amperaje en arranque



Consumo de amperaje en operación normal



Velocidad angular

Fecha: 01/03/2013
 No. Pedido: STOCK
 Cliente: 0
 Contacto: -
 Elaborado por: 0
 Cargo: Asistente de Ingeniería

TAG DEL AGITADOR: -
 Modelo: NRE-3010-S4-100-T-M-1,0-300-RY
 Serial: 0
 Aplicación: 0

DATOS DE LAS PARTES A ENSAMBLAR

Motor Motor reductor Peso: 15,5 Kg

Torreta:	<input type="checkbox"/> SI	<input checked="" type="checkbox"/> NO	Material:	<u>NA</u>	Peso:	<u>NA</u> Kg	Rodam.:	<u>NA</u>	Reten.:	<u>NA</u>
Linterna:	<input type="checkbox"/> SI	<input checked="" type="checkbox"/> NO	Material:	<u>NA</u>	Peso:	<u>NA</u> Kg	Rodam.:	<u>NA</u>	Reten.:	<u>NA</u>
Eje-Acople:	<input type="checkbox"/> SI	<input checked="" type="checkbox"/> NO	Material:	<u>NA</u>	Peso:	<u>NA</u> Kg				
Acople directo:	<input checked="" type="checkbox"/> SI	<input type="checkbox"/> NO	Material:	<u>304SS</u>	Peso:	<u>1,5</u> Kg				
Pletina de apoyo:	<input checked="" type="checkbox"/> SI	<input type="checkbox"/> NO	Material:	<u>A.C.</u>	Peso:	<u>2,5</u> Kg	Dimens.:	<u>250x250</u> mm	Espe.:	<u>3/8.</u> pulg
Acople bridado:	<input type="checkbox"/> SI	<input checked="" type="checkbox"/> NO	Material:	<u>NA</u>	Peso:	<u>NA</u> Kg				
Eje:	<input checked="" type="checkbox"/> SI	<input type="checkbox"/> NO	Material:	<u>304SS</u>	Peso:	<u>6,2</u> Kg	Longitud:	<u>1000</u> mm	Diám.:	<u>1-1/4</u> pulg
Propela (1):	<input checked="" type="checkbox"/> SI	<input type="checkbox"/> NO	Material:	<u>304SS</u>	Peso:	<u>1,3</u> Kg	Tipo:	<u>Turbina</u>	Diám.:	<u>200</u> mm
Propela (2):	<input type="checkbox"/> SI	<input checked="" type="checkbox"/> NO	Material:	<u>NA</u>	Peso:	<u>NA</u> Kg	Tipo:	<u>NA</u>	Diám.:	<u>NA</u> mm
Propela (3):	<input type="checkbox"/> SI	<input checked="" type="checkbox"/> NO	Material:	<u>NA</u>	Peso:	<u>NA</u> Kg	Tipo:	<u>NA</u>	Diám.:	<u>NA</u> mm

Peso total del árbol de agitación: 11,5 Kg
 Peso total del agitador: 27,0 Kg

RESULTADOS DE LAS PRUEBAS

Voltaje de conexión del motor: 220 VAC
 Consumo amperaje arranque en vacío: 2,2 Amp.
 Consumo amperaje arranque con fluido: 2,4 Amp.
 Consumo amperaje operación normal en vacío: 2,2 Amp.
 Consumo amperaje operación normal con fluido: 2,3 Amp.

Duración de la prueba: 30 min
 Fluido de prueba: AGUA
 Temperatura: ambiente °C

El consumo de amperaje es menor al de placa? SI NO
 % de amperaje por debajo del valor de la placa (220 VAC): 60,5%
 % de amperaje por debajo del valor de la placa (440 VAC): 100,0%
 % de desviación del eje: 0,060 %
 Vibraciones: N.A
 RPM reales: 318

Resultados de la prueba: APROBADA REPROBADA

OBSERVACIONES: _____

 Firma Técnico de Ensamble

 Firma del Coordinador del área