



UNIVERSIDAD DEL PAÍS VASCO
ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN SISTEMA DE AGITACIÓN PARA UN FLUIDO VISCOSO

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍA INDUSTRIAL

AUTORA:
ANE GUTIÉRREZ VÁZQUEZ

DIRECTOR:
MONICA URIZAR ARANA

En Bilbao, 18 de Febrero 2019

RESUMEN TRILINGÜE

La agitación y la mezcla son operaciones básicas utilizadas en la ingeniería de procesos. Un sistema de agitación de fluidos puede realizar varios propósitos al mismo tiempo y dependerán entonces para su correcta elección tanto las características mecánicas como las de proceso solicitadas para un proyecto determinado.

El objetivo de este proyecto se centra en el diseño y cálculo de los elementos principales que forman un sistema de agitación. Se enfoca principalmente en el cálculo del diámetro del eje, selección del reductor y la selección del motor; dejando a un lado aspectos como la química de los fluidos a mezclar como el cambio de temperatura que sufren estos entre otros.

In process engineering mixing applications are a must. A mixing-system can carry out several purposes at the same time, that is why a good design depends on both, mechanical characteristics and process characteristics, required for a certain project.

The objective of this project is to focus on the design and calculation of the main components required by a mixing-system. It mainly focuses on the calculation of the shaft diameter, motor choice and the speed reducers choice; Leaving aside aspects, such as, the chemistry of the fluids to be mixed and the temperature change suffered by these among others.

Agitazioa eta nahasketa oinarrizko eragiketak dira prozesuen ingenieritzan. Nahasketa sistema batek hainbat helburu bete ditzake aldi berean, beraz nahasketa sistemaren diseñua egokia izan dadin ezaugarri mekanikoak zein prozesu ezaugarriak kontuan hartu behar dira projektu jakin batean.

Projektu honen helburua nahasketa sistema osatzen duten elementu nagusien diseinua eta kalkulua da. Batez ere, ardatz nagusiaren diametroa kalkulatzean, motor egokia aukeratzean eta abiadura-murrizketa sistema egokia aukeratzean fokua jarritz; Besteak beste, nahasitako fluidoek kimika eta hauen temperatura aldaketak bezalako alderdiak alde batera utzita.

ÍNDICE DE CONTENIDO

RESUMEN TRILINGÜE	3
1.ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	5
2. ÍNDICE DE TABLAS.....	6
3. INTRODUCCIÓN	9
4. CONTEXTO.....	10
5. OBJETO DEL PROYECTO	11
6. BENEFICIOS	12
7. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS.....	13
7.1. TIPOS DE SISTEMAS DE AGITACIÓN.....	13
7.2. CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS Y COMPONENTES DE SISTEMAS DE AGITACIÓN DE ENTRADA SUPERIOR.....	17
8. METODOLOGÍA SEGUIDA EN EL DESARROLLO DEL TRABAJO.	23
8.1.CARACTERÍSTICAS DEL PROCESO.....	23
8.2. JUSTIFICACIÓN DE LA SELECCIÓN DEL MOVIL.....	25
8.3. DIMENSIONAMIENTO DEL AGITADOR.....	27
8.4 OBTENCION DE LA POTENCIA DEL AGITADOR.....	29
8.5.SELECCIÓN DEL MOTOR.	32
8.6.SELECCIÓN DEL REDUCTOR.	34
8.7.UTILIZACIÓN DE PLACAS DEFLECTORAS.....	35
8.8.CÁLCULO DEL EJE.	36
8.9.SISTEMA DE ESTANQUEIDAD	45
8.10. TORRETA.....	48
9. DESCRIPCIÓN DE TAREAS.	50
9.1. DESCRIPCIÓN DE TAREAS.....	49
9.2. DIAGRAMA DE GANTT.....	52
10. PRESUPUESTO.	56
10.1.ELEMENTOS QUE FORMAN EL SISTEMA.....	56
10.2.PARTIDA DE HORAS INTERNAS.....	56

10.3.AMORTIZACIONES.	57
10.4.GASTOS.	57
10.5.RESUMEN DEL DESCARGO DE GASTOS.....	57
11. CONCLUSIONES.	59
12. FUENTES DE INFORMACIÓN.	61
ANEXO I: CLASIFICACIÓN Y DE IMPULSORES REALIZADA POR EL PROFESOR FRANCES MICHEL ROUSTAN.....	62
ANEXO II: CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LAS HÉLICES.....	66
ANEXO III: PLANOS DE LOS IMPULSORES.....	70
ANEXO IV: HOJAS DE CÁLCULO CON LOS DATOS OBTENIDOS DURANTE EL DESARROLLO DEL CÁLCULO DEL EJE.	73
ANEXO V: CÁLCULO DE LA VELOCIDAD CRÍTICA.	75

1. ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.

Ilustración 1. Agitador portátil empresa Equipos Industriales de Colombia.....	13
Ilustración 2. Agitador de entrada superior de la empresa Equipos Industriales de Colombia.	14
Ilustración 3. Agitador de entrada lateral de la empresa Equipos Industriales de Colombia.	15
Ilustración 4. Agitador de entrada inferior de la empresa CFG Mixers.....	16
Ilustración 5. Componentes de un sistema de agitación obtenida del catalogo de la empresa VAK KIMSA S.A.	20
Ilustración 6. Flujo axial adquirida del manual de sistemas de agitación redactado por Elisabet Rodríguez para la empresa VAK KIMSA S.A.....	21
Ilustración 7. Flujo radial adquirida del manual de sistemas de agitación redactado por Elisabet Rodríguez para la empresa VAK KIMSA S.A.....	22
Ilustración 8. Imagen de turbina de doble flujo de la empresa VAK KIMSA S.A.	26
Ilustración 9. Relaciones geométricas entre el tanque y el agitador.	27
Ilustración 10. Placa de características de motores obtenida de un documento titulado Aspectos físicos del rotor y del estator.	33
Ilustración 11. Imagen del reductor proporcionada por la empresa SEW-EURODRIVE.	35
Ilustración 12. Representación de fuerzas aplicadas sobre el eje obtenida del libro: Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice.	36
Ilustración 13. Representación de fuerzas aplicadas sobre el eje obtenida del libro: Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice.	38
Ilustración 14. Características para los siguientes materiales obtenida del libro: Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice.....	40
Ilustración 16. Características para los siguientes materiales obtenida del libro: Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice.....	44
Ilustración 17. Cierre mecánico del tipo 451 de EagleBurgmann.	45
Ilustración 18. Plano del cierre mecánico tipo 451 de la empresa EagleBurgmann.	46
Ilustración 19. Rodamiento de bolas de una hilera de la empresa MBA.	47
Ilustración 20 Torreta de 565 mm de diámetro de la empresa VAK KIMSA S.A. .	49
Ilustración 21. Características de hélices 1.....	66
Ilustración 22. Características de hélices 2.....	67
Ilustración 23. Características de hélices 3.....	67
Ilustración 24. Características de hélices 4.....	68
Ilustración 25. Características de hélices 5.....	68
Ilustración 26. Características de hélices 6.....	69
Ilustración 27. Vistas frontal y superior de la turbina de fondo.....	70
Ilustración 28. Plano de la pala de la turbina de fondo.	70
Ilustración 29. Plano del núcleo de la turbina de fondo.....	71
Ilustración 30. Vistas superior e inferior de la turbina SABRE DF.	71
Ilustración 31. Plano de la pala de la turbina SABRE DF.	72
Ilustración 32. Plano del núcleo de la turbina SABRE DF.....	72
Ilustración 33. Captura de pantalla del programa AUTOCAD tras calcular el área de una de las palas que forman el impulsor SABRE DF.	75

Ilustración 34. Captura de pantalla del programa AUTOCAD tras calcular el área de una de las palas que forman la turbina de fondo..... 75

2. ÍNDICE DE TABLAS.

Tabla 1. Características del fluido a agitar.....	23
Tabla 2. Geometría del tanque.	24
Tabla 3. Dimensiones del agitador.	28
Tabla 4. Cálculo del número de potencia.....	31
Tabla 5. Cálculo de la potencia.....	31
Tabla 6. Velocidades de sincronismo.....	34
Tabla 7. Estructura de organización de las tareas.....	53
Tabla 8. Diagrama de Gantt.....	55
Tabla 9. Presupuesto de elementos que forman el sistema.....	56
Tabla 10. Partida de horas internas.....	57
Tabla 11. Partida de amortizaciones.....	57
Tabla 12. Gastos.....	57
Tabla 13. Resumen del descargo de gastos.....	58
Tabla 14. Móviles de agitación 1.	63
Tabla 15. Móviles de agitación 2.	64
Tabla 16. Móviles de agitación 3.	65
Tabla 17 Momento torsor y flector obtenidos para el cálculo del eje.....	74
Tabla 18 Diámetros mínimos.....	74
Tabla 19. Peso de los impulsores.....	76
Tabla 20 Obtención del peso equivalente We	76
Tabla 21. Datos para la aplicación de la ecuación.....	77

3. INTRODUCCIÓN

Las empresas de producción alimenticia, química, farmacéutica, cosmética y, como es en nuestro caso, una empresa del sector químico que se dedica a la fabricación de aditivos para pinturas en base látex, requieren equipos especiales que mejoren sus procesos de fabricación.

Para realizar estas operaciones es indispensable la utilización de un sistema que disperse, emulsione de manera que nos permitan transformar una mezcla de distintos productos en un nuevo producto.

El trabajo que realizan los diferentes sistemas de agitación que existen en el mercado consiste en la homogenización tanto de mezclas líquido/líquido como de sólido/líquido. Para que esas mezclas se lleven a cabo de forma eficiente, es necesario un sistema diseñado con el principal objetivo de que la operación se desarrolle en todos los puntos del depósito o reactor de mezclado que contiene el producto.

Aunque el diseño del agitador comienza centrándose en los requisitos del proceso, el cálculo mecánico del equipo es esencial para una fabricación exitosa.

En este proyecto, el diseño y cálculo del equipo de agitación, para unas condiciones de proceso determinadas, se seguirán las prácticas industriales comunes utilizadas en Estados Unidos.

4. CONTEXTO

Durante muchos años, el diseño de los sistemas de agitación se ha realizado de forma empírica, tomando en cuenta aspectos como: la potencia requerida, el corte que se realiza en el fluido, el bombeo, el tiempo de mezclado y los patrones de flujo.

La medición de estos parámetros se lograba principalmente de manera experimental, haciendo uso de modelos a escala en depósitos de material transparente (principalmente de vidrio) que permitía observar el comportamiento del fluido ante las diferentes condiciones de la agitación. Sin embargo, siguiendo ese procedimiento es bastante difícil lograr observar los patrones de flujo, determinar el grado de homogeneización y el tiempo de mezclado debido a la rapidez con que este sucede y a la dificultad de realizar las mediciones y observaciones experimentales.

Las actuales herramientas computacionales y las nuevas técnicas numéricas hacen posible la predicción de los patrones de flujo y la hidrodinámica en una gran variedad de aplicaciones gracias al uso de las herramientas de CFD (Computational Fluid Dynamics).

Un diseño adecuado es el que combina todos estos factores y métodos de una forma eficiente de acuerdo a la aplicación específica que se requiera.

En este trabajo se realizan los cálculos necesarios para el diseño de un sistema de agitación, pero una vez determinados todos los elementos del sistema de agitación sería conveniente realizar la correspondiente simulación con herramientas de CFD para comprobar que gracias a el sistema seleccionado se obtienen el grado de homogeneización y el tiempo de mezclado deseados.

5. OBJETO DEL PROYECTO

Este Proyecto tiene como objetivo el diseño, dimensionamiento y cálculo de un sistema de agitación. que cumpla las siguientes especificaciones:

- El objetivo principal es la mezcla y homogeneización de distintos pigmentos de látex ,resinas de poliuretano, líquido/líquido y líquido/sólido que posteriormente, el producto final, serán utilizados para la fabricación de pintura.
- Economía y seguridad: se deben conseguir altos factores de seguridad del equipo con un presupuesto lo más reducido posible.
- Mantenimiento: Con el fin de que un sistema de agitación aproveche al máximo su vida útil, resulta indispensable considerar una labor de mantenimiento preventivo adecuada.

Dicho proyecto cumplirá con la normativa vigente, en este caso deberán cumplir entre otros la normativa de sistemas rotativos, para que una vez realizado el diseño, se puedan obtener los permisos y licencias para la posterior puesta en funcionamiento de la instalación. Todos los componentes del sistema de agitación diseñado cuentan con la Certificación Europea (CE).

Este tipo de proyectos van destinados en empresas privadas, que en proyectos de tales dimensiones económicas solicitaran presupuesto a diferentes especialistas en sistemas de agitación. Por lo que, en ningún momento se debe perder la perspectiva de competencia para tratar de diferenciarse de sus rivales en alguno de los aspectos. Ya sea económico, calidad, diseño o incluso de fiabilidad.

6. BENEFICIOS

Los sistemas de agitación son habituales en procesos de fabricación y determinantes en distintos sectores; como ya se han mencionado antes empresas farmacéuticas, alimenticias, químicas.

Un buen diseño de un equipo de agitación aporta a los procesos una reducción de tiempo, una mejora de la efectividad y de calidad del producto final. Dotando a estos sectores industriales de procesos de mayor calidad y de una reducción de los costes del proceso.

Son muchas las empresas que se dedican a el diseño de equipos de agitación por lo que es muy importante destacar en alguno de los aspectos que hacen que un cliente escoja tu diseño frente al de la competencia.

7. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

7.1. TIPOS DE SISTEMAS DE AGITACIÓN

7.1.1. Agitadores portátiles.

Los mezcladores portátiles pueden o no ser verdaderamente "portátiles", según el tamaño y el montaje que requieran. Los mezcladores más pequeños son usualmente considerados de laboratorio o de equipos de planta piloto y no se utilizan a menudo en procesos de producción industrial. En la ilustración número 1 que se adjunta a continuación se muestra un típico mezclador portátil de transmisión directa (sin reductor).



Ilustración 1. Agitador portátil empresa *Equipos Industriales de Colombia*.

7.1.2. Agitadores de entrada superior.

La designación de los agitadores de entrada superior ha sido aceptada como un término más restrictivo de lo que su nombre implicaría. Esta designación, más que una definición es una práctica aceptada en la industria utilizada para describir sistemas de agitación básicos. Según esta definición, los mezcladores de entrada superior tienen soportes de brida o pedestal, en comparación con los soportes de abrazadera o placa giratoria utilizados en los portátiles.

La mayoría de los mezcladores de entrada superior se montan en la línea central vertical de un tanque con deflectores, pero pueden estar descentrados o montados en ángulo.



Ilustración 2. Agitador de entrada superior de la empresa *Equipos Industriales de Colombia*.

7.1.3. Agitadores de entrada lateral.

Los mezcladores de entrada lateral son lo que su nombre implica, los mezcladores que ingresan al tanque o recipiente desde el lado.

Para que dichos mezcladores mezclen el contenido del tanque, deben montarse por debajo del nivel del líquido. En consecuencia, la mayoría de las veces se montan cerca del fondo para asegurar la mezcla del contenido del tanque incluso a un nivel bajo de líquido.

La principal desventaja de los mezcladores de entrada lateral es un sello de eje sumergido, que debe operar en el fluido del proceso. Los fluidos de proceso pueden ser lubricantes, como productos derivados del petróleo, o abrasivos, como pulpa de papel y lodos. Muchos productos lubricantes requieren un sello positivo, mientras que los productos abrasivos causan problemas de desgaste.

Las ventajas de las mezcladoras de entrada lateral son económicas: menor costo inicial, sin soporte de montaje en la parte superior del tanque y simple reducción de velocidad debido a velocidades de operación más altas que las de la mayoría de las mezcladoras de turbina.

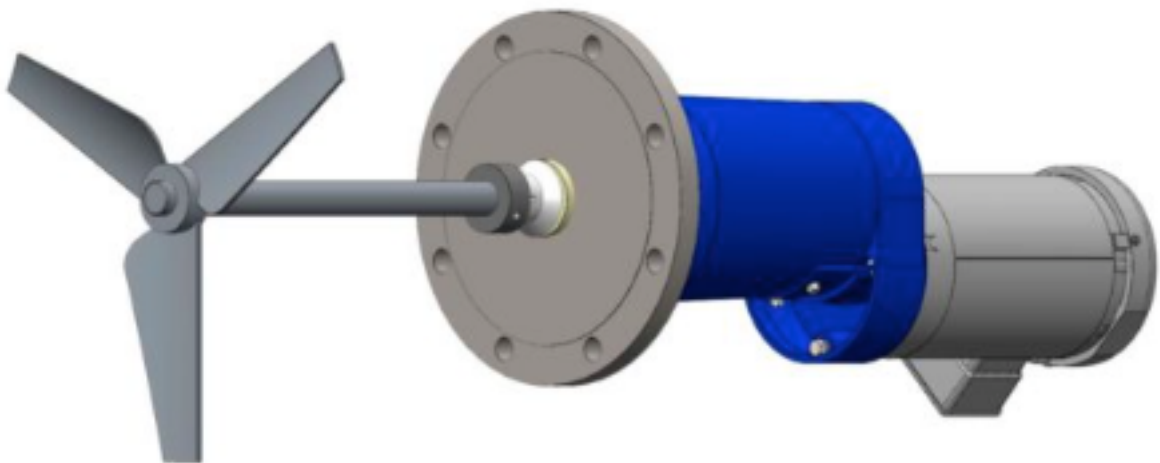


Ilustración 3. Agitador de entrada lateral de la empresa *Equipos Industriales de Colombia*.

7.1.4. Agitadores de entrada inferior.

Los mezcladores de entrada inferior son generalmente la misma disposición básica de accionamiento que un mezclador de turbina, pero montados en la parte inferior del tanque.

La mayoría de los mezcladores de entrada inferior tienen la desventaja de un sello sumergido sin las ventajas de costo de los mezcladores de entrada lateral.

Los mezcladores de entrada inferior se utilizan cuando los requisitos del proceso o la geometría del tanque hacen que el montaje superior o lateral no sea práctico.



Ilustración 4. Agitador de entrada inferior de la empresa *CFG Mixers*.

7.1.5. Agitadores de turbina.

El mezclador de turbina es otra designación de la industria que generalmente se refiere a diseños de mezcladores más robustos que pueden tener una variedad de tipos de impulsores y sellos y pueden tener motores de 1 hp 746 W a 746 000 W o más.

Los mezcladores de turbina generalmente se montan verticalmente en la línea central de un tanque cilíndrico o una cuenca o un cofre rectangular.

Esencialmente, todos los mezcladores de turbina tienen un motor, un reductor de velocidad, un eje y un impulsor o unos impulsores. Los sellos se utilizan cuando se requiere contención.

Las características de diseño del eje y del impulsor también son típicas de los mezcladores de turbina. Un subconjunto de estas características de los componentes y procedimientos de diseño se aplican en general a otros mezcladores.

En nuestro caso debido entre otros aspectos a la geometría del tanque y a la potencia requerida por nuestro sistema de agitación, nuestro agitador será de tipo turbina y se montará verticalmente en la línea central de nuestro tanque cilíndrico.

7.2. CARÁCTERÍSTICAS MECÁNICAS Y COMPONENTES DE SISTEMAS DE AGITACIÓN DE ENTRADA SUPERIOR

Debido a la diversidad de aplicaciones de mezcla de fluidos y a la variedad de recipientes, se utilizan muchos estilos diferentes de agitadores en aplicaciones industriales.

Los tamaños de los mezcladores incluyen mezcladores portátiles de pequeña potencia fraccional a enormes agitadores de más de 745 kW. Aunque normalmente se ve como una sola pieza de equipo, como una bomba, el agitador típico está compuesto por varios componentes individuales, como un motor, un reductor de engranajes, sello, eje, impulsores y tanque, que a menudo se diseña y compra por separado.

Aunque altamente personalizados para muchas aplicaciones, la mayoría de los sistemas de agitación son una combinación de componentes estándar, a veces con modificaciones y, a menudo, con características únicas, como la longitud del eje.

Las generalizaciones, especialmente para los agitadores, pueden tergiversar situaciones individuales, pero algunas características son comunes al mayor número de sistemas de agitación construidos en todo el mundo. La fuerza motriz más común para un agitador es un motor eléctrico, por lo que es útil conocer las características estándar del motor. La mayoría de los agitadores funcionan a velocidades de motor típicas o inferiores, por lo que es común algún tipo de reducción de velocidad. La reducción de velocidad se puede lograr con varios tipos diferentes de engranajes, generalmente en carcasas cerradas, o con correas y poleas. Además de la reducción de la velocidad, los rodamientos antifricción son esenciales en todos los tipos de equipos rotativos. Se requiere algún tipo de sello alrededor del eje giratorio para la operación de tanque cerrado y el tipo depende del grado de sello requerido, la presión de operación y la temperatura de operación.

El eje para un sistema de agitación, especialmente uno grande, implica un diseño mecánico significativo, en parte debido a la gran cantidad de ejes, tamaños de impulsor y velocidades de operación, y en parte porque la fuerza y la rigidez son necesarias para un diseño exitoso. El diseño mecánico no termina con el eje, ya que la fuerza y los problemas prácticos permanecen para el impulsor.

Otra parte del diseño del mezclador es el tanque en el que se usa el mezclador, ya que las dimensiones del tanque influyen en las características del mezclador, especialmente la longitud del eje. A la inversa, un mezclador requiere características del tanque, como deflectores, resistencia de apoyo y otros elementos internos del tanque. Los materiales de construcción, aunque la mayoría de las aleaciones metálicas para mezcladores, dependen de la química del proceso y de los requisitos operativos.

Otras características mecánicas pueden ser importantes en agitadores especiales, tales como mezcladores de alto cizallamiento, mezcladores de sólidos secos y mezcladores estáticos.

En la ilustración número 5 se observa la imagen de un sistema de agitación con los componentes que en estos se distinguen. Teniendo en cuenta la ilustración 1 distinguimos los siguientes elementos básicos de un sistema de agitación:

1. Accionamiento.
2. Torre porta rodamientos.
3. Estanqueidad.
4. Lanza y acoplamiento.
5. Hélices.
6. Guía inferior.

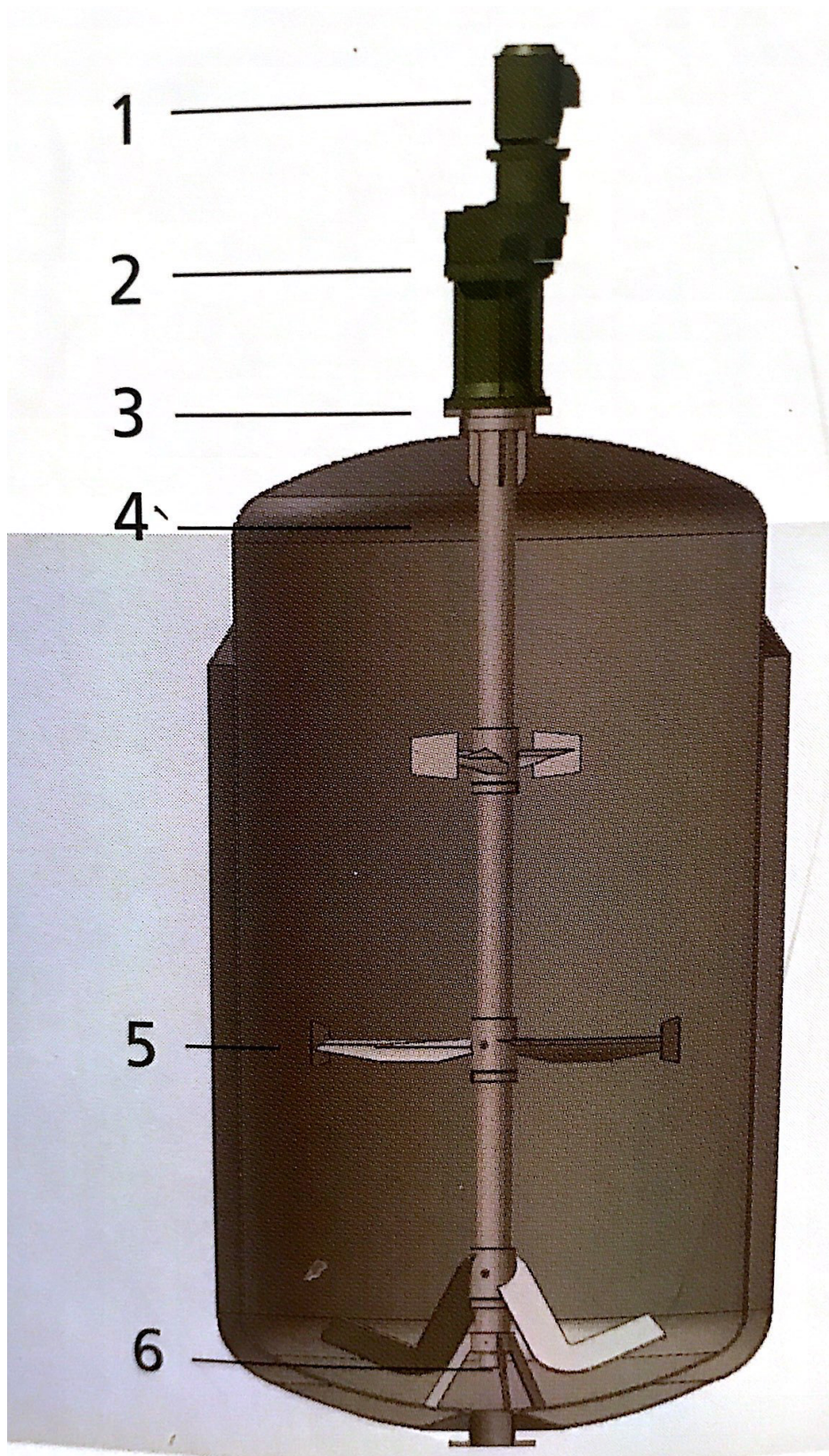


Ilustración 5. Componentes de un sistema de agitación obtenida del catalogo de la empresa VAK KIMSA S.A.

7.2.1. Tipos de hélices o de impulsores.

Para presentar una comprensión organizada de los equipos de mezcla, se utiliza una terminología común para describir las características típicas. Cada categoría de equipo tiene unos límites poco definidos, a menudo con la superposición de otras categorías, según las características proporcionadas por los diferentes fabricantes del equipo.

El equipo de mezcla de tipo impulsor representa la categoría más grande de equipo de mezcla de propósito general para aplicaciones de procesamiento de fluidos. En este proyecto, a la hora de considerar los posibles impulsores que eran más adecuados para nuestra aplicación nos basamos en el estudio y clasificación de impulsores realizada por el ingeniero Michel Roustan profesor del Instituto Nacional de Ciencias Aplicadas de Toulouse, INSA (Institut national des sciences appliquées de Toulouse).

En el ANEXO I encontramos la clasificación de los móviles de agitación realizada por el anteriormente mencionado Michel Roustan. En ella se distinguen dos grupos de tipos de móviles relacionados con los tres modelos de flujo fundamentales.

- Hélices de flujo axial.

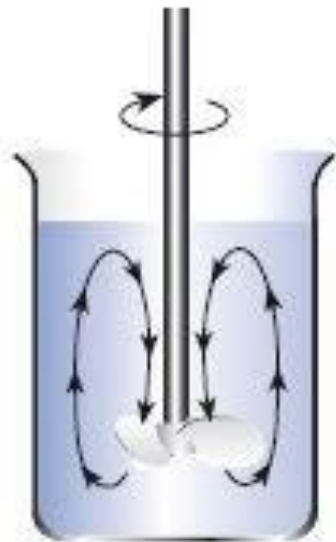


Ilustración 6. Flujo axial adquirida del manual de sistemas de agitación redactado por Elisabet Rodríguez para la empresa VAK KIMSA S.A.

Este tipo de móviles permiten un flujo que se desprende de las palas del

impulsor aproximadamente a 45° y por lo tanto presenta recirculación, luego retorna hasta la zona central de las palas, creando un campo de flujo de ida y vuelta paralelo al eje de giro.

Los agitadores de flujo axial incluyen a todos los que tienen palas que forman un ángulo menor de 90° con el plano perpendicular al eje. Las hélices y turbinas de palas o aspas inclinadas son las más representativas de este tipo de agitadores.

- Hélices de flujo radial y tangencial.

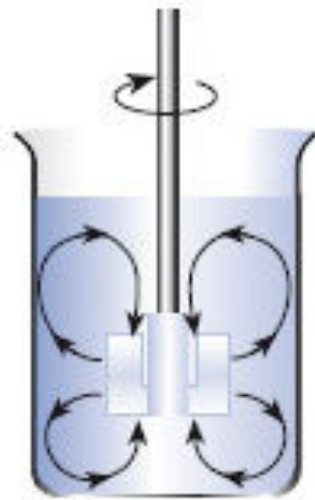


Ilustración 7. Flujo radial adquirida del manual de sistemas de agitación redactado por Elisabet Rodríguez para la empresa VAK KIMSA S.A

En la mayoría de los procesos industriales de mezclado se busca que la capacidad de impulsión sea lo mayor posible, mientras que la velocidad tangencial no constituye un factor de importancia y por lo tanto se prefiere evitar. Por esto, este tipo de agitador no es de uso común, siendo los más utilizados los que principalmente maximizan el flujo y minimizan la velocidad tangencial.

Estos agitadores de palas rígidas se clasifican según el valor del cociente entre el área total de las palas con respecto al del círculo que circunscribe al agitador; y, según aumenta la viscosidad del fluido, un mayor valor del cociente anteriormente definido resulta más efectivo para proporcionar un tipo de flujo predominantemente axial. Los más representativos son los agitadores de palas plana.

8. METODOLOGÍA SEGUIDA EN EL DESARROLLO DEL TRABAJO.

8.1. CARACTERÍSTICAS DEL PROCESO.

8.1.1. Características del fluido.

Para poder diseñar y calcular el agitador que se va a utilizar, es necesario conocer el escenario y las características bajo las que se va a desarrollar el uso de nuestro sistema de agitación. Teniendo en cuenta que la etapa crítica o cuello de botella del proceso se da en la situación de viscosidad máxima, o lo que es lo mismo a temperatura mínima. En esta situación límite el fluido tendrá las siguientes características:

Propiedad	Valor		
Densidad	P	1,045,14	kg/m ³
Capacidad calorífica	Cp	2,1512	kJ·kg ⁻¹ ·°K ⁻¹
Conductividad térmica	Λ	0,1622	W . m ⁻¹ ·°K ⁻¹

Tabla 1. Características del fluido a agitar.

La viscosidad del producto, que quedó determinada de forma experimental, en cambio, variará con la temperatura según esta función (ecuación 1):

$$\mu = 0,036 e^{\frac{3735}{T}}$$

Ecuación 1.

Dónde:

- μ : viscosidad en centipoises (cps).
- T : temperatura del fluido en grados Kelvin (K).

Mientras que la viscosidad del fluido variará atendiendo a la ecuación 1 consideraremos que tanto la densidad, la capacidad calorífica como la conductividad térmica permanecen constantes durante nuestro proceso de agitación. Para diseñar nuestro sistema consideraremos la situación crítica, esto es cuándo la viscosidad sea máxima.

8.1.2. Dimensiones del tanque.

Se dispone de un tanque, en el que se realizará la agitación, cilíndrico de tapa inferior semiesférica y tapa superior elipsoidal. El tanque atenderá a las siguientes dimensiones:

Parámetro geométrico	Valor	
Volumen útil	23,50	m ³
Diámetro del depósito	2.650,00	Mm
Altura del fondo elipsoidal superior	655,00	Mm
Altura del cuerpo cilíndrico	3.300,00	Mm
Altura del fondo semiesférico inferior	1.325,00	Mm

Tabla 2. Geometría del tanque.

8.2. JUSTIFICACIÓN DE LA SELECCIÓN DEL MOVIL.

Se ha decidido utilizar como sistema de agitación un agitador de con 5 niveles de turbinas de doble flujo y una turbina de fondo montadas sobre un mismo eje y sin deflectores.

Las turbinas de DF se desarrollaron para ser utilizadas en aplicaciones donde se produce un cambio significativo en la viscosidad durante el proceso de mezcla. Su aplicación sería ideal, entre otros, en los siguientes casos:

- A. Una reacción que comienza con un fluido de viscosidad parecida a la del agua pero termina el proceso en forma de fluido muy viscoso. Cuando, por ejemplo, el fluido pasa de los 2.000 cps a los 10.000 cps.
- B. La formación de una suspensión viscosa mediante la adicción de una gran cantidad de sólidos, mayor al 50%, a un líquido similar al agua. Incluso cuándo la suspensión no es newtoniana.

Por lo tanto, se ha considerado que la selección de las turbinas de doble flujo ha sido la más adecuada para este caso en el que la viscosidad cambia notablemente durante el proceso. En el ANEXO II encontramos las características generales de todas las hélices consideradas previamente a seleccionar las hélices de doble flujo.

Un móvil de doble flujo impulsa el fluido en ambas direcciones, tanto tangencialmente como radialmente, e induce una intensa agitación de arriba hacia abajo en un depósito sin deflectores. Al inicio del proceso, cuando la viscosidad del líquido es mínima el fluido circula sin excesiva creación de remolino. A medida que aumenta la viscosidad, la circulación del fluido de arriba a abajo se mantiene porque el móvil de doble flujo de gran diámetro prácticamente ocupa todo el ancho del depósito. El líquido viscoso no puede evitar la zona de mezcla, que ocupa prácticamente todo el tanque, y el agitador no puede "hacer un taladro" en el fluido porque todo el diámetro del depósito es barrido por el móvil.

Los móviles de doble flujo proporcionan una excelente agitación en la zona de transición, números de Reynolds en el rango 10-10.000 cps sin requerir deflectores. El diseño del móvil de doble flujo permite construir un móvil más grande con muy poco aumento de la demanda de energía. El móvil de doble flujo está diseñado para funcionar con una demanda de energía muy baja. Esto hace posible el uso de móviles relativamente grandes sin requerir una potencia eléctrica excesiva.

La geometría del móvil de doble flujo produce un bajo nivel de cizallamiento, al igual que otros móviles patentados. La combinación de este bajo cizallamiento y la baja demanda de potencia nos lleva a la selección de este móvil. Un móvil ideal para procesos que incorporan componentes delicados o sensibles al cizallamiento.

Usando el móvil de doble flujo el movimiento de la superficie y la circulación general en el recipiente es mucho mayor de lo que podría obtenerse con otro diseño al mismo nivel de potencia. Esto permite una mayor velocidad de adición de producto seco al proceso. El diámetro muy grande del móvil de doble flujo significa que la superficie disponible para extraer sólidos es mucho mayor.

A continuación, se va a adjuntar una imagen de las turbinas de doble flujo, y en el ANEXO III se encuentran los planos de estas turbinas, tanto de la de fondo como de las otras 5 que serán iguales.



Ilustración 8. Imagen de turbina de doble flujo de la empresa VAK KIMSA S.A

Se deciden utilizar 5 móviles de agitación porque en el estudio realizado por el ingeniero Michel Rouston para el uso de móviles de doble flujo implica el uso de como mínimo 3 impulsores. En ese mismo documento, se indica que la distancia ideal entre los móviles debe ser de 750 mm, es por ello que teniendo en cuenta la longitud de nuestro tanque se deciden utilizar 5 turbinas de doble flujo.

En lo que respecta a la turbina de fondo, se considera necesario incluir esta turbina dado que la tapa inferior del tanque es esférica y al añadir esta turbina nos aseguraríamos la obtención de una mezcla lo más homogénea posible.

8.3. DIMENSIONAMIENTO DEL AGITADOR.

Para dimensionar el agitador se han seguido las siguientes relaciones geométricas típicas para este tipo de agitadores.

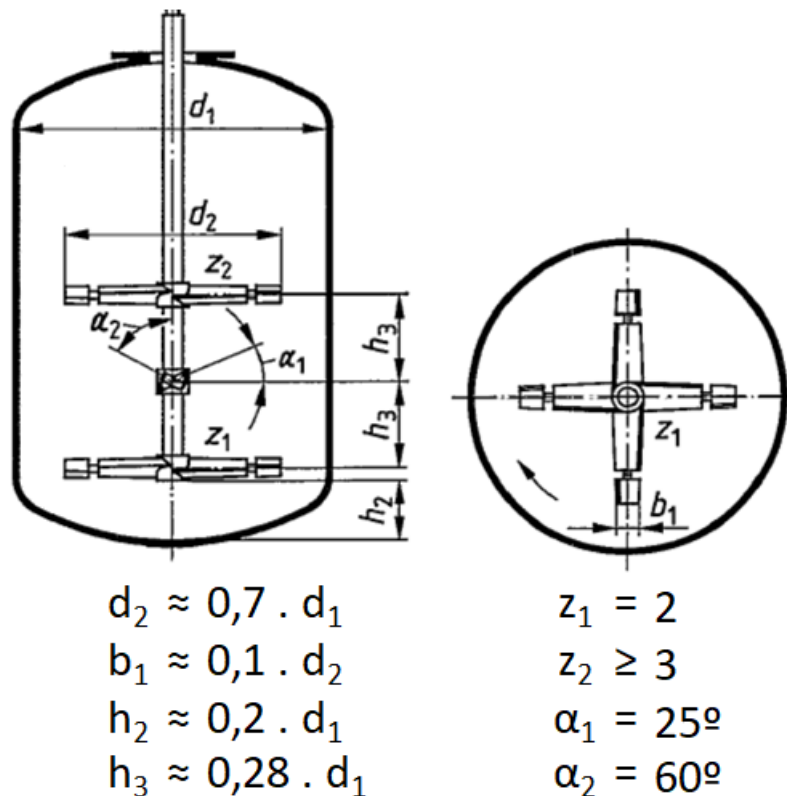


Ilustración 9. Relaciones geométricas entre el tanque y el agitador.

Aunque se han hecho algunas excepciones debido a la magnitud de nuestro sistema de agitación. Obteniéndose las siguientes características para el agitador:

Parámetro geométrico		Valor	
Diámetro del depósito	d_1	2.650,0	Mm
Diámetro del móvil	d_2	2.200,0	Mm
Ancho de la pala	b_1	234,0	Mm
Distancia al fondo	h_2	670,0	Mm
Distancia entre turbinas	h_3	750,0	Mm
Número de palas por turbina	z_1	2	Ad
Número de turbinas	z_2	5	Ad
Angulo de inclinación de pala (zona central)	α_1	25	º
	α_2	60	º

Tabla 3. Dimensiones del agitador.

8.4. OBTENCIÓN DE LA POTENCIA DEL AGITADOR.

La potencia absorbida por un móvil de agitación es función de una serie de variables independientes.

$$P = f(\rho, \mu, N, g, \text{variables geométricas ...})$$

Ecuación 2.

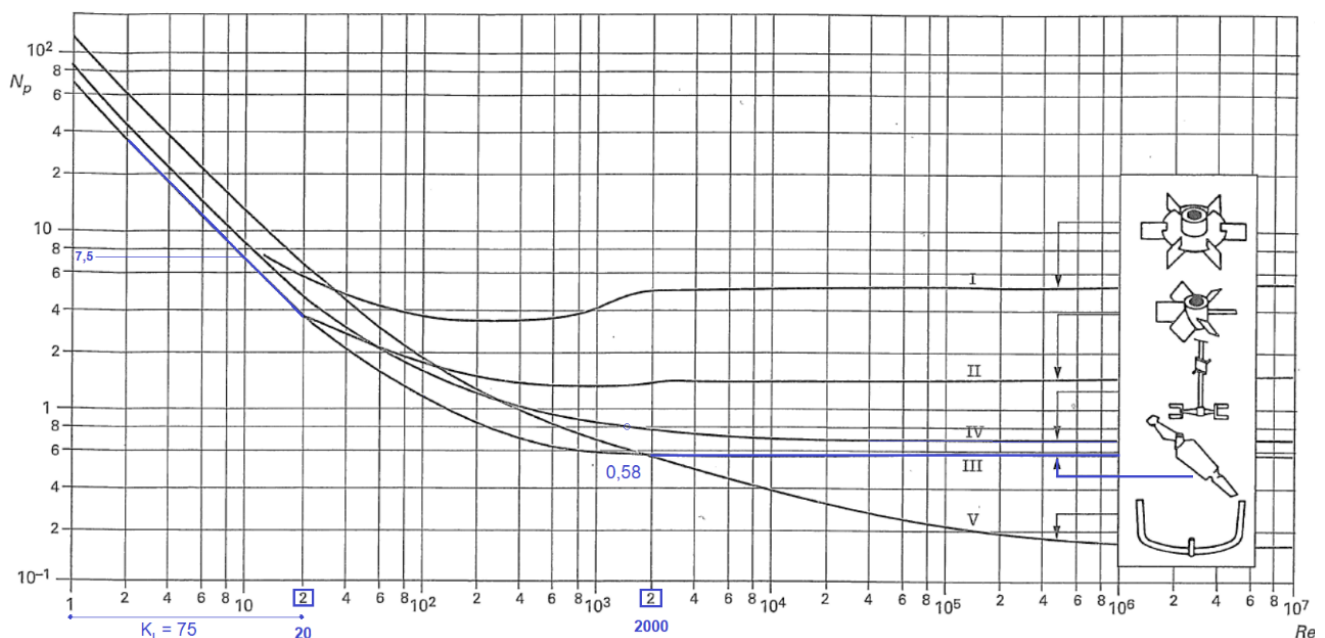
Es posible establecer, mediante análisis dimensional, una expresión en forma de ecuación para obtener los requerimientos de potencia transferida al eje de un agitador.

$$P = N_p \rho N^3 D^5$$

Ecuación 3.

Dónde:

- N_p : número de potencia (adimensional).
- N : velocidad de giro el móvil del agitador (rad/s).
- ρ : densidad del fluido (kg/m^3).
- D : diámetro del móvil del agitador (m).



Gráfica 1. Numero de potencia de los impulsores en función del número de Reynolds obtenida del estudio realizado por el ingeniero Michel Rouston.

En este proyecto ,de igual manera que el tanque y la características del fluido, la velocidad de giro del móvil de agitación también será una característica de proceso impuesta por el fabricante de los pigmentos de látex en este caso.

Haciendo uso de la gráfica 1, hecha por el ingeniero del instituto nacional de ciencias aplicadas de Toulouse, INSA, *Michel Rouston*, se observa que el número de potencia depende del número de Reynolds y del tipo de móvil seleccionado. Se distinguen en la gráfica, para el móvil que se utilizara en nuestro sistema (móvil número III), tres zonas muy diferenciadas:

- 1- Para los números de Reynolds más bajos (1-20) el número de potencia cae linealmente. Este tramo representa que los fluidos con números de Reynolds entre 1-20 se encontraran en régimen laminar.
- 2- Para los números de Reynolds más altos (>2000) el número de potencia permanece constante. Este tramo de la gráfica representa que para números de Reynolds superiores a 2000 nos encontraremos en régimen turbulento.
- 3- Entre el régimen laminar y el turbulento se encuentra una zona de transición, más conocida cómo zona de régimen mixto, $20 < Re < 2000$.

Por lo tanto, para conocer los números de potencia de mis móviles necesitaremos previamente calcular el número de Reynolds. Para ello, he utilizado la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\rho N D}{\mu}$$

Ecuación 4.

Finalmente, haciendo uso de la gráfica se obtienen los números de potencia. Debido a que nuestro sistema de agitación está formado por turbinas de distintos diámetros aunque el modelo sea el mismo. Obtendremos dos números de potencia, uno para la turbina de fondo y otro para las turbinas SABRE de doble flujo.

Según el estudio realizado por Michel Roustan, el número de potencia para este tipo de agitador se ha establecido para 3 niveles o lo que es lo mismo, 3 turbinas. Para poder aplicarlo a nuestro caso, lo debemos de corregir.

Para el caso de 5 niveles, se establece que en función de la distancia entre las turbinas, la potencia consumida calculada para un número de potencia considerando 3 niveles puede aumentar entre 1,5 y 2,4 veces.

Para nuestro caso en concreto el factor de corrección más apropiado es el siguiente:

$$N_{P_{CORREGIDA}} = 1,67 N_{P_{GRÁFICA}}$$

Ecuación 5.

En las siguientes tabla se ha hallado la potencia necesaria para el funcionamiento de nuestro sistema aplicando las formulas expuestas anteriormente:

Tipo	Np	Número de móviles	ρ	μ	D	n	Re
	ad		kg/m ³	mPa.s	mm	rpm	ad
SABRE DF	0,76	5 niveles / 2 palas	1,04514	6650,1	2200	58	735,3
TURBINA DE FONDO	0,3	1 nivel / 2 palas	1,04514	6650,1	700	58	74,4

Tabla 4. Cálculo del número de potencia.

v_p	P_a (DF)	Coef. Correc nº móviles	$P_{\text{corregida}}$ (DF)	P_{TF}	P_{calculo}	$Pot_{\text{mot}} / 1,20$	P_{mot}
m/s	kW	Ad	kW	kW	kW	kW	kW
6,681	36,98	1,67	61,63	0,05	61,68	62,50	75,00

Tabla 5. Cálculo de la potencia.

8.5. SELECCIÓN DEL MOTOR.

El motor es uno de los componentes principales del sistema de agitación puesto que es el que suministra la potencia necesaria para la agitación. Se pueden utilizar diversos tipos de motores:

- motores hidráulicos.
- turbinas eólicas.
- motores diésel.
- motores eléctricos.

De todos estos los más comunes y más ampliamente utilizados son los motores eléctricos. Los motores eléctricos pueden ser de muchos tipos y se pueden clasificar según su tamaño, potencia, amperaje, voltaje, velocidad de giro, frecuencia, grado de protección que tengan, etc.

No es el objetivo de este trabajo iniciar una discusión sobre estos aspectos y es por ello que basándose en la bibliografía consultada se escoge un motor eléctrico trifásico de inducción y de jaula de ardilla.

Es necesario asegurar su correcto funcionamiento dentro de una atmósfera explosiva, siendo necesario que estos motores tengan la certificación ATEX con los protocolos de prueba, ensayos y verificaciones que cumplen con la directiva correspondiente.

Un detalle importante que se debe tener en cuenta es que el motor especificado requerirá la correspondiente placa de identificación donde aparezcan todas las características del mismo, de manera que sea posible identificar rápidamente todos los parámetros importantes del diseño de ese motor. La mayoría de motores poseen una placa como la que se muestra a continuación:

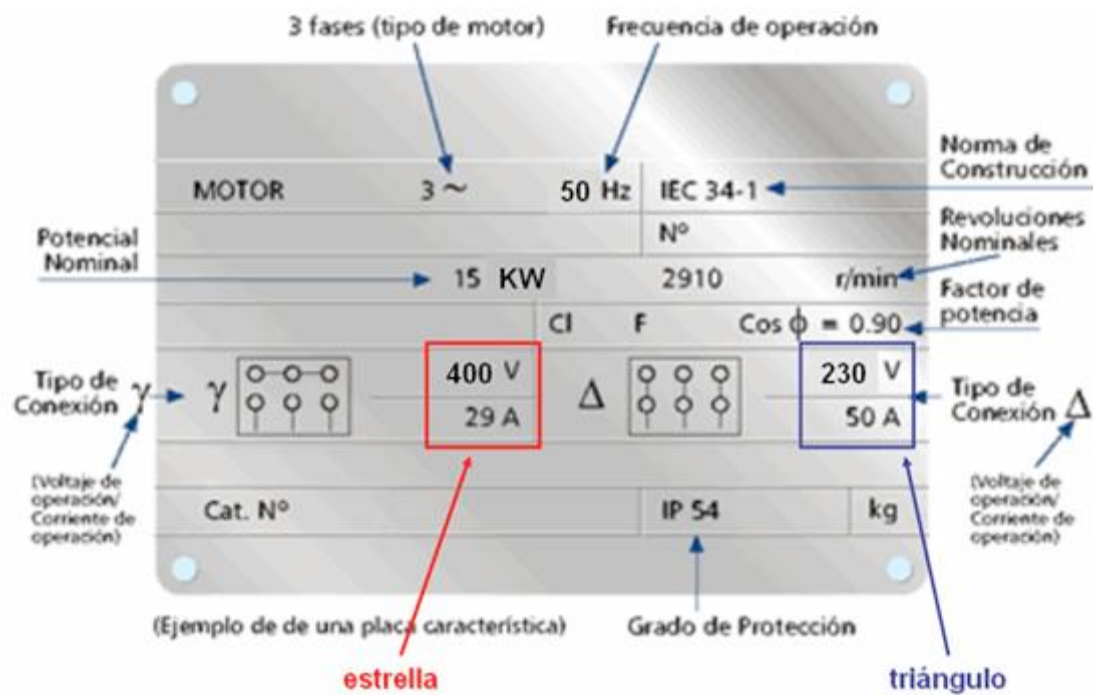


Ilustración 10. Placa de características de motores obtenida de un documento titulado *Aspectos físicos del rotor y del estator*.

El arranque del motor seleccionado se realiza mediante arrancadores electrónicos que permiten un arranque suave. Estos arrancadores consisten en un convertidor estático, generalmente de tiristores, que permiten el arranque del motor con aplicación progresiva de tensión, de manera que se limita la corriente y el par de arranque.

Para determinar que motores se deben seleccionar se deben tener en cuenta dos parámetros básicos, la potencia nominal requerida y la velocidad máxima de giro del agitador (en rpm). Teniendo en cuenta que los motores eléctricos utilizados para sistemas de agitación, están estandarizados. Por ejemplo, tenemos motores de las siguientes potencias: 0.25, 0.33, 0.5, 0.75, 1, 2, 3, 5, 7.5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 75, 100, 125, 150, 200, and 250 todas ellas en kW. Teniendo en cuenta que la potencia necesaria que se ha calculado es de 61,68kW. Si seleccionamos el motor de 75 kW, potencia que se suministrará directamente al eje, la potencia útil será de 62,5 kW. Por lo tanto será suficiente con un motor de una potencia nominal de 75kW.

Esta potencia calculada es la que se usarán para seleccionar la potencia nominal del motores. Los motores de inducción de corriente alterna suelen funcionar alrededor de la velocidad de sincronismo (con un

deslizamiento o diferencia de la misma no más allá de un 2-3 %), que se calcula en función del número de polos del motor y de la frecuencia de la corriente que se le aplica. Para una corriente a 50 Hz las velocidades de sincronismo cumplen la siguiente relación:

$$N = 2 \frac{f}{p}$$

Ecuación 6.

Dónde:

- N : velocidad de sincronismo (rpm).
- f : frecuencia natural (Hz).
- p : número de polos.
-

Siguiendo esa relación se tienen las siguientes velocidades de sincronismo, en función del número del número de polos del motor:

Número de polos	Velocidad (rpm)
2	3.000
4	1.500
6	1.000
8	750

Tabla 6. Velocidades de sincronismo.

Finalmente, selecciono un motor con las siguientes características; motor trifásico eléctrico de inducción de jaula de ardilla de 100CV≈75kW con una frecuencia y voltaje de trabajo de 50Hz y 380/660V respectivamente. El motor será de 4 polos y por lo tanto su velocidad de sincronismo será de 1500rpm.

8.6. SELECCIÓN DEL REDUCTOR.

Como se ha podido observar, los motores de corriente alterna de inducción funcionan a un régimen nominal de vueltas que no coincide con las revoluciones por minuto deseadas para el eje de nuestro sistema de agitación. Para adaptar dicha velocidad a la velocidad requerida en

el proceso es necesario reducirla mediante el uso de un reductor.

Reductores los hay de muchos tipos, siendo los más comunes para este tipo de aplicaciones los reductores de engranajes dado que presentan relaciones de transmisión constantes e independientes de la carga, tienen dimensiones reducidas y elevado rendimiento y poseen gran seguridad de funcionamiento; no obstante, tienen un coste elevado, generan ruido y requieren mantenimiento, sobre todo con su lubricante.

Tras contactar con la empresa SEW-EURODRIVE, esta nos recomienda utilizar un reductor de ejes paralelos formado por tres ruedas dentadas, un eje piñón y 6 rodamientos. El reductor seleccionado tendrá la siguiente forma:



Ilustración 11. Imagen del reductor proporcionada por la empresa SEW-EURODRIVE.

Durante este proyecto se decide no ahondar demasiado en los cálculos del reductor, por lo tanto tras indicar a la empresa SEW EURODRIVE las velocidades de entrada y de salida del reductor necesarias para el correcto funcionamiento de nuestro sistema de agitación, nos remiten directamente al reductor con las características indicadas anteriormente.

8.7. UTILIZACIÓN DE PLACAS DEFLECTORAS.

Los depósitos con el eje centrado que no tengan instalados deflectores y con un producto de baja viscosidad tienen tendencia a producir vórtices que no son en absoluto deseables. La presencia de deflectores

en depósitos, siempre hablando de depósitos cilíndricos, nos evitará la formación de los mismos y nos producirá un buen flujo de mezcla.

La presencia de deflectores en el depósito aumenta el consumo del agitador.

En las siguientes situaciones no son necesarios los deflectores:

- Cuando las palas estén posicionadas a un tercio del diámetro del depósito ya que la producción del vórtice es mínima.
- En depósitos cuadrados o rectangulares.
- Productos de viscosidad superior a 10.000cPs.

Esta última situación es la que se da en nuestro caso y la que justifica la decisión de no utilizar deflectores en nuestro sistema de agitación.

8.8. CÁLCULO DEL EJE.

Se trata de calcular las características de diseño del eje, elemento central de nuestro sistema de agitación, dotándolo de capacidad para soportar las cargas hidráulicas y mecánicas del sistema, evitando, a su vez, las vibraciones próximas a la frecuencia natural. Para el diseño del eje, se ha seguido el capítulo 21, *Mechanical Design of Mixing Equipment*, del libro *Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice*.

8.8.1. Fuerzas aplicadas sobre el eje.

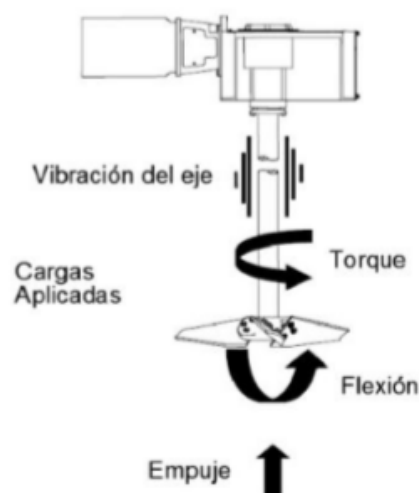


Ilustración 12. Representación de fuerzas aplicadas sobre el eje obtenida del libro: *Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice*.

8.8.2. Cálculo del momento torsor máximo.

Pese a que nuestro sistema de agitación es de 5 niveles, podemos modelizarlo como un sistema de un único nivel en el extremo inferior del eje. En aplicaciones prácticas son frecuentes los casos en los 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 hélice.

Por lo general, la velocidad angular de una máquina rotativa se expresa en revoluciones por minuto y se denota por N .

En este caso, el momento torsor máximo queda definido por la siguiente ecuación:

$$T_{Q(\max)} = \frac{P}{2\pi N}$$

Ecuación 7.

Para asegurar que las alteraciones o cambios del proceso no excedan los límites de diseño del eje, se utiliza la potencia del motor en lugar de la potencia del impulsor. Esto nos lleva a un diseño del eje más conservador que si decidiéramos utilizar para el diseño del eje la potencia calculada teóricamente.

8.8.3. Cálculo del momento flector máximo.

Se modeliza nuestro sistema, de 5 turbinas de doble flujo y una de fondo, en uno de una única turbina en el extremo del sistema. Para ello, partimos de los datos aportados por el fabricante, en este caso los datos se obtienen del estudio realizado por Michel Rouston, para nuestro tipo de móviles que nos permiten conocer las fuerzas radiales que crean cada uno de los móviles sobre el eje. Nuestro modelo tendrá el mismo momento en el eje z que el original. En la siguiente figura se observa nuestro sistema modelizado:

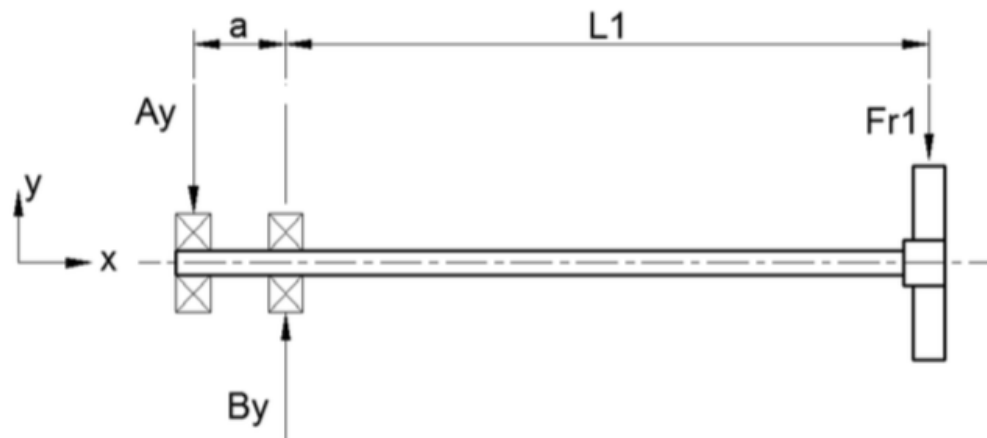


Ilustración 13. Representación de fuerzas aplicadas sobre el eje obtenida del libro: *Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice*.

El momento flector es máximo en el apoyo B mientras que, la deflexión máxima ocurre y se da a la distancia $L1$ máxima, por lo tanto:

$$M_f = Fr_1 L1$$

Ecuación 8.

8.8.4. Cálculo del diámetro del eje.

Dado que el momento flector y el torsor actúan simultáneamente, estas cargas se deben combinar y resolver en un esfuerzo de cizallamiento combinado y un esfuerzo de tracción combinado que actúa sobre el eje. El diámetro mínimo del eje para la tensión de corte permisible se puede calcular de la siguiente manera:

$$d_s = \left(\frac{16 \sqrt{T_{Qmax}^2 + M_{Fmax}^2}}{\pi \sigma_s} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Ecuación 9.

Dónde:

- σ_s : Límite de esfuerzo cortante (N/m^2).
- T_{Qmax} , M_{Fmax} : Momento flector y torsor máximos hallados anteriormente (Nm).

El diámetro mínimo del eje para la tensión de tracción permisible, en cambio, se calcula con una ecuación diferente:

$$d_s = \left(\frac{16(M_{max} + \sqrt{T_{Qmax}^2 + M_{max}^2})}{\pi \sigma_s} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Ecuación 10.

Dónde:

- σ_s : Límite de esfuerzo de tracción (N/m²).

El diámetro mínimo del eje será el mayor de los dos valores calculados en las ecuaciones anteriores, ecuaciones 9 y 10. Una vez seleccionado el mayor de los dos valores se escogerá el eje normalizado, según la norma ASME, del diámetro inmediatamente superior al valor calculado. Se decide utilizar la norma ASME (American Society of Mechanical Engineers) debido a que el fabricante de los móviles seleccionados es americano y recomienda trabajar bajo la norma Americana.

Los límites para las tensiones de cizalla y tensión dependen del material del eje, los tiempos de operación la temperatura y el entorno químico. En nuestro caso, decidimos utilizar para nuestra aplicación acero inoxidable 304; un material típico en estas aplicaciones por ser de acero inoxidable y de entre los posibles el más económico.

Todos los cálculos realizados durante este apartado se encuentran recogidos en el ANEXO IV.

Para resolver las ecuaciones anteriores (ecuaciones 9 y 10), se obtienen tanto el límite de esfuerzo a tracción como el límite de esfuerzo cortante de la siguiente tabla:

Material	Shaft Design Tensile Stress		Shaft Design Shear Stress		Blade Design Stress	
	[psi]	{N/m ² } × 10 ⁶	[psi]	{N/m ² } × 10 ⁶	[psi]	{N/m ² } × 10 ⁶
Carbon steel	9 000	62.1	5400	37.2	10 900	75.2
Stainless steel 304	9 600	66.2	5800	40.0	11 600	80.0
Stainless steel 304L	8 400	57.9	5100	35.2	10 200	70.3
Stainless steel 316	10 000	68.9	6000	41.4	12 100	83.4
Stainless steel 316L	8 700	60.0	5200	35.9	10 500	72.4
Hastelloy C	13 200	91.0	7900	54.5	15 900	109.6
Hastelloy B	14 300	98.6	8600	59.3	17 200	118.6
Monel 400	9 200	63.4	5500	37.9	11 100	76.5
Inconel 600	10 300	71.0	6200	42.7	12 400	85.5
Nickel 200	7 300	50.3	4400	30.3	8 800	60.7
Carpenter 20	11 100	76.5	6600	45.5	13 300	91.7

Ilustración 14. Características para los siguientes materiales obtenida del libro: *Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice*.

Tras la realización del procedimiento explicado anteriormente se obtiene que el diámetro del eje de nuestro sistema de agitación debe de ser de 190mm.

8.8.5. Análisis de la rectitud del eje.

Además de la resistencia del eje, la rectitud del eje es importante para evitar la creación de cargas y vibraciones innecesarias. La deflexión máxima permitida para un agitador de este tipo es: 0,25mm/m. Por lo tanto, para un eje de nuestra longitud la deflexión máxima permitida es de 126,5 mm. Aunque hay en ocasiones en las que la deflexión máxima tiene una limitación mas restrictiva a lo establecido anteriormente, debido a las dimensiones del tanque, este no es el caso ya que la limitación del tamaño del tanque nos permitiría una deflexión máxima de 225mm. Calculemos la deflexión máxima en nuestro caso, esta deflexión máxima de dará en el extremo inferior del eje, y estará definida por la siguiente expresión:

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

Ecuación 11.

Donde:

- F: Fuerza radial en el extremo inferior del eje (N).
- L1: Longitud a la que se da la deflexión máxima (m).
- E: Módulo de elasticidad obtenido en la tabla 7 (GPa).
- I: Momento de inercia (m⁴).

En este caso para hallar el módulo de inercia de nuestro eje, que en este caso se trata de una barra redonda, se utiliza la siguiente expresión:

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

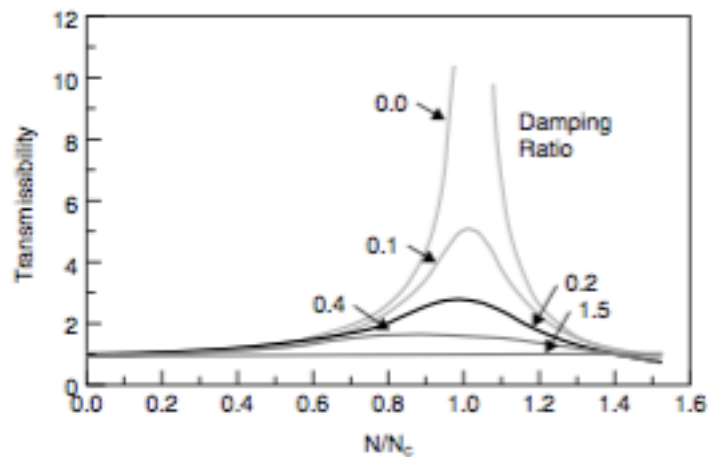
Ecuación 12.

Resolviendo esa expresión se obtiene una deflexión máxima de 11,72 mm por lo tanto para el eje escogido no son un problema las limitaciones anteriormente mencionadas. Este cálculo también nos justifica la decisión de no utilizar una guía inferior para nuestro sistema de agitación.

Normalmente, se utilizan ejes tubulares, huecos, en los sistemas de agitación debido a que estos permiten aumentar la rigidez y reducir el peso del eje de cara a los cálculos de velocidad crítica. Aunque el uso de un eje tubular aumentaría tanto la frecuencia natural como la longitud permisible del eje. Es por ello que hemos decidido utilizar para nuestro sistema una barra redonda dado que nuestro eje será significativamente largo.

8.8.6. Análisis de la frecuencia natural.

La frecuencia natural es una característica dinámica de un sistema mecánico. Para el diseño de un sistema de agitación es de primordial importancia la primera frecuencia natural, que es la frecuencia más baja a la que vibrará un eje, esta es función tanto de la longitud como de la masa del eje. La preocupación sobre la frecuencia natural se origina debido a que si se agrega a un sistema más energía a un sistema que la cantidad disipada a través de la amortiguación, la amplitud de la vibración aumentará. Tales vibraciones podrían provocar un fallo repentino y catastrófico del eje, en caso de que la adicción de energía continuase aumentando la amplitud. El factor de amplificación depende de la proximidad de la velocidad de funcionamiento a la frecuencia natural. Esta relación se muestra en la figura 4.



Gráfica 2. Transmisibilidad para diversas relaciones de amortiguamiento, figura obtenida del libro: *Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice*

Los agitadores de gran tamaño, como el nuestro, normalmente funcionan por debajo de la primera frecuencia natural. Por lo tanto, debemos evitar que nuestro sistema funcione a la frecuencia natural o cerca de ella, tanto por fiabilidad como por seguridad.

La mayoría de los fabricantes de agitadores utilizan límites de diseño basados en un enfoque permisible para la primera frecuencia natural, N_c . El peor de los casos es suponer que no hay amortiguamiento presente, $\delta = 0$. Esta suposición asegura que incluso si el mezclador se opera en un recipiente sin presencia de líquido (sin amortiguación), el eje y el sistema impulsor se mantendrán estables, es decir, no causarán desviaciones que podría doblar o romper el eje.

La otra suposición de diseño clave es que la rigidez del soporte es lo suficientemente grande como para que la rigidez general, k , se controle únicamente por la rigidez del eje. Con un soporte rígido, la frecuencia natural depende únicamente de la rigidez del eje y la masa asociada. Los fabricantes de mezcladores generalmente suponen que el agitador se montará en una estructura donde un pequeño cambio en la rigidez no afecta significativamente la frecuencia natural.

La regla general utilizada para diseñar un eje de mezclador y sistemas de impulsor es mantener la velocidad de operación al 20% de una velocidad crítica:

$$0,8N_c \leq N \leq 1,2N_c$$

Ecuación 13.

Esta regla se aplica a la primera, segunda y tercera frecuencia natural. Sin embargo, las frecuencias naturales de orden superior rara vez son consideradas en aplicaciones de agitadores.

Como ya se ha dicho anteriormente, los agitadores grandes que funcionan a menos de 150 rpm generalmente funcionan por debajo de la primera velocidad crítica.

Para determinar la velocidad crítica se va a utilizar la siguiente expresión:

$$N_c = \frac{5,33d^2 \sqrt{\frac{E_m}{\rho_m}}}{L\sqrt{L + S_b} \sqrt{W_c + \frac{wL}{4}}}$$

Ecuación 14.

Dónde:

- N_c : Velocidad crítica en rpm.
- d : diámetro del eje (m).
- E_m : módulo de elasticidad (N/m²).
- ρ_m : densidad (kg/m³).
- w : peso específico del eje (kg/m).
- W_c : peso equivalente de los móviles (kg).
- S_b : Distancia entre los apoyos (rodamientos). (m).
- L : Longitud del eje (m).

Para resolver la anterior ecuación se sabe que los 6 impulsores están hechos de acero.

Tanto el módulo de elasticidad como la densidad se han obtenido de la siguiente tabla, tabla número 5:

Metal Type	Modulus of Elasticity, E_m		Density, ρ_m	
	[psi] $\times 10^6$	{N/m ² } $\times 10^{12}$	[lb _m /in ³]	{kg/m ³ }
Carbon steel	29.8	0.205	0.283	7833
Stainless steel 304/316	28.6	0.197	0.290	8027
Hastelloy C	30.9	0.213	0.323	8941
Hastelloy B	30.8	0.212	0.334	9245
Monel 400	26.0	0.179	0.319	8830
Inconel 600	31.0	0.214	0.304	8415
Nickel 200	29.7	0.205	0.322	8913
Carpenter 20	28.0	0.193	0.289	7999

Ilustración 15. Características para los siguientes materiales obtenida del libro:
Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice.

Para hallar el peso equivalente de los móviles se ha utilizado la siguiente ecuación:

$$W_e = \sum_{i=1}^n W_i \left(\frac{L_i}{L}\right)^3$$

Ecuación 15.

Dónde:

- W_i : Peso de cada uno de los móviles (kg).
- L_i : Distancia en metros a la ubicación de los móviles (m).
- L : Longitud del eje (m).

Tras resolver las ecuaciones anteriormente citadas se obtiene una velocidad crítica de 213 rpm. Eso nos lleva a que el rango de velocidades que tenemos que evitar en el funcionamiento de nuestro sistema de agitación esta expresado en la siguiente expresión:

$$170,4 < N < 255,6$$

Ecuación 16.

El fabricante de los pigmentos de látex indico que para la correcta homogenización de la la velocidad de rotación ideal sería de 58 rpm, por

lo tanto, se descarta la posibilidad de que la frecuencia natural del sistema suponga un problema para nuestro sistema de agitación ya que se ha demostrado la distancia entre la velocidad a la que funciona el sistema y la velocidad crítica.

Se muestran, en el ANEXO VII, los resultados obtenidos durante el procedimiento para hallar la velocidad crítica.

8.9. SISTEMA DE ESTANQUEIDAD

En recipientes cerrados con agitación, el eje del agitador debe estar sellado de la tapa del recipiente. Estos diseños de sellos están estandarizados y, por lo tanto, proporcionan la solución más rentable para los requisitos necesarios en cada aplicación, pero todavía son soluciones demasiado conservadoras.

El diseño del cierre mecánico depende del tipo de instalación y la carga específica del proceso. Se deben tener en cuenta todos los requisitos específicos, físicos, químicos y de seguridad a la hora de diseñar el sello mecánico.

Los sellos también pueden tener características de diseño adicionales según los requisitos del proceso.

En el catálogo de cierres mecánicos de la empresa *EagleBurgmann*, se encuentra el cierre mecánico recomendado para sistemas de agitación del tipo 451 que está diseñado para las siguientes situaciones:

- Temperaturas entre -40°C - 150°C .
- Presiones de hasta 6 bar.
- Velocidades de deslizamiento entre 0-5 m/s.



Ilustración 16. Cierre mecánico del tipo 451 de *EagleBurgmann*.

- Refrigerar la zona.
- Alertar a los operarios si el cierre mecánico falla. En caso de el cierre falle, el líquido alojado en su interior al tener una presión mayor a la presión en el interior del tanque el lubricante caerá en el interior del tanque alertando a los operarios del problema ocurrido. Al ser este lubricante compatible con la mezcla alojada en el interior del tanque esto no causará mayores problemas ya que el volumen dentro del cierre mecánico es mínimo.

El otro rodamiento necesario para el funcionamiento adecuado del sistema se selecciona del catalogo de la empresa *MBA Eurogroup* y es un rodamiento de bolas de una hilera. Que atendiendo al diámetro del tanque deberá tener un diámetro interno de 190 mm.



Ilustración 18. Rodamiento de bolas de una hilera de la empresa *MBA*.

8.10. TORRETA

Se trata de otra pieza característica de los sistemas de agitación, la torreta es de gran importancia puesto que nos permite garantizar tanto la fiabilidad mecánica como la durabilidad del agitador.

En la torreta se hallan alojados:

- Rodamientos.
- Estanqueidad.
- Forro en inoxidable.

Basándonos en el tamaño del sistema motor-reductor y del espacio interior necesario para alojar los elementos se selecciona la torreta del tamaño necesario.

El hecho de que los rodamientos se encuentren alojados en la torreta también hace que se absorba una parte de los movimientos radiales del eje.

El modelo de torreta seleccionado para este sistema tiene un separador que nos permite extraer el cierre mecánico para realizar labores de mantenimiento o de reparación sin necesidad de desmontar el agitador del depósito.

A continuación se adjunta una imagen de una torreta, en este caso de la empresa VAK KIMSA S.A.:

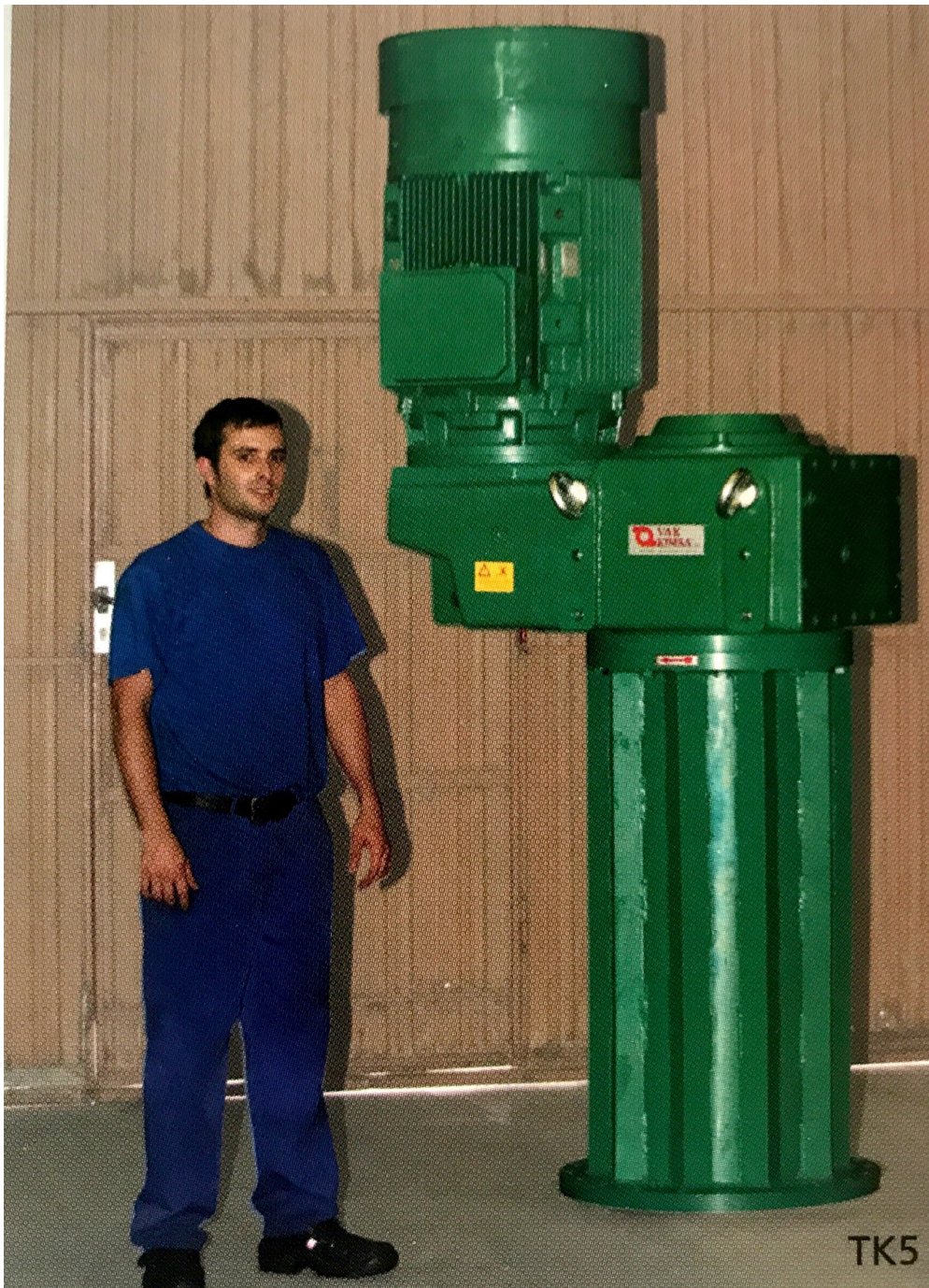


Ilustración 19 Torreta de 565 mm de diámetro de la empresa VAK KIMSA S.A.

9. DESCRIPCIÓN DE TAREAS.

En este apartado se agrupa y sintetiza la información que se recoge a lo largo de este TFG. Para ello, se redacta el programa de trabajo que se ha seguido desde el inicio de este hasta la entrega del mismo. A continuación, se definen las tareas que se van a llevar a cabo durante el proyecto y serán representados finalmente en un diagrama Gantt.

9.1. DESCRIPCIÓN DE TAREAS

P.T.1. Tareas previas

El comienzo del proyecto tiene la siguiente fecha 06/03/2018.

T.1.1. Elección del tema del proyecto. Tras varios temas de proyecto posible y dos reuniones con la tutora, 06/03/2018 y 14/03/2018.

T.1.2. Búsqueda de información relevante para el tema. Esta tarea se centra en la recopilación de información para profundizar en el tema y que de esta manera el diseño del sistema de agitación sea lo más adecuado posible.

T.1.3. Planteamiento TFG. Esta tarea se centra en enfocar el rumbo del trabajo, para ello se decide en el diseño de que partes del sistema de agitación se hará mayor hincapié.

P.T.2. Diseño del sistema de agitación.

Este es el paquete de trabajo más importante del proyecto, en él se recogen todas las tareas necesarias para la realización de un diseño adecuado.

T.2.1. Análisis de alternativas. El enfoque principal de esta tarea es la descripción y el análisis de todas las posibles alternativas relacionadas con el diseño de nuestro sistema de agitación.

T.2.2. Selección de los elementos que formaran parte del sistema de agitación. Esta tarea consiste en seleccionar los elementos que formaran parte del sistema de agitación. La selección de los elementos del sistema estará debidamente justificada tanto por cálculos numéricos como por distintas teorías relacionadas con el tema de estudio. Para ello se han comparado catálogos de

distintos fabricantes.

P.T.3. Estructuración del TFG.

T.3.1. Redacción del índice. En esta tarea se plantea el índice que se llevará a cabo al redactar la memoria del TFG.

H.3.2. Visto bueno del índice por parte de la tutora del proyecto. En esta tarea la tutora vio el índice que se había propuesto y hizo varias recomendaciones de cara a mejorar la memoria del proyecto.

P.T.4. Redacción memoria.

Este paquete de trabajo se ha desarrollado de manera simultánea al paquete de trabajo número 2.

T.4.1. Redacción de la memoria. A medida que se iba completando el diseño del sistema de agitación se iba redactando la memoria del proyecto correspondiente a las distintas fases del diseño.

P.T.5. Anexos.

En este paquete de trabajo se recogen los anexos adjuntos al final del documento. Esto es, planos del sistema de agitación, los cálculos llevados a cabo en un documento tipo Excel correspondientes al diseño de los elementos del sistema de agitación y las tablas de distintos fabricantes que se han tenido en cuenta a la hora de seleccionar los elementos más adecuados para nuestro sistema de agitación.

T.5.1. Cálculos numéricos realizados durante el proceso de diseño. A medida que se desarrollaba el diseño del sistema de agitación se iban recogiendo todos los cálculos pertinentes en un documento tipo Excel.

P.T.6. Presupuesto.

En este paquete de trabajo se hace una valoración económica de todos los elementos necesarios para llevar a cabo este paquete de trabajo.

T.6.1. Solicitud de presupuesto a los distintos fabricantes. En esta tarea se solicita un presupuesto aproximado a los fabricantes de

los distintos elementos que formaran nuestro sistema de agitación.

P.T.7. Últimos detalles.

En este último paquete de trabajo se ultiman los detalles para dar por finalizado el proyecto.

T.7.1. Conclusiones. Esta tarea consiste en la redacción de las conclusiones ha las que ha conducido la realización de este trabajo.

T.7.2. Revisión global. Esta tarea consiste en una última lectura y corrección del trabajo completo.

H.8. Entrega del TFG.

Se trata de un hito, que define la fecha de entrega del Trabajo de Fin de Grado (TFG) 16/02/2019.

	Nombre de tarea	Duración	Predecesora
P.T.1	<u>Tareas previas</u>	55 días	
T.1.1	Elección del tema del proyecto.	10 días	
T.1.2	Búsqueda de información relevante para el tema.	30 días	T.1.1
T.1.3	Planteamiento TFG.	15 días	T.1.2
P.T.2	<u>Diseño del sistema de agitación.</u>	225 días	
T.2.1	Análisis de alternativas.	195 días	
T.2.2	Selección de los elementos que formaran parte del sistema de agitación.	195 días	T.2.1
P.T.3	<u>Estructuración del TFG.</u>	30 días	
T.3.1	Redacción del índice.	15 días	
T.3.2	Visto bueno del índice por parte de la tutora del proyecto.	15 días	T.3.1
P.T.4	<u>Redacción memoria.</u>	210 días	
T.4.1	Redacción de la memoria.	210 días	P.T.2
P.T.5	<u>Anexos.</u>	75 días	
T.5.1	Cálculos numéricos realizados durante el proceso de diseño.	75 días	
P.T.6	<u>Presupuesto.</u>	60 días	
T.6.1	Solicitud de presupuesto a los distintos fabricantes.	60 días	P.T.2
P.T.7	<u>Últimos detalles.</u>	45 días	
T.7.1	Conclusiones	30 días	
T.7.2	Revisión global.	15 días	T.7.1
H.8	<u>Entrega del TFG.</u>	0 días	P.T.7

Tabla 7. Estructura de organización de las tareas.

De la anterior tabla se concluye que la **duración total** del Trabajo de Fin de Grado asciende a **345 días**.

9.2. DIAGRAMA DE GANTT

A continuación, la tabla que se adjunta, representa el diagrama de Gantt de la planificación de este trabajo.

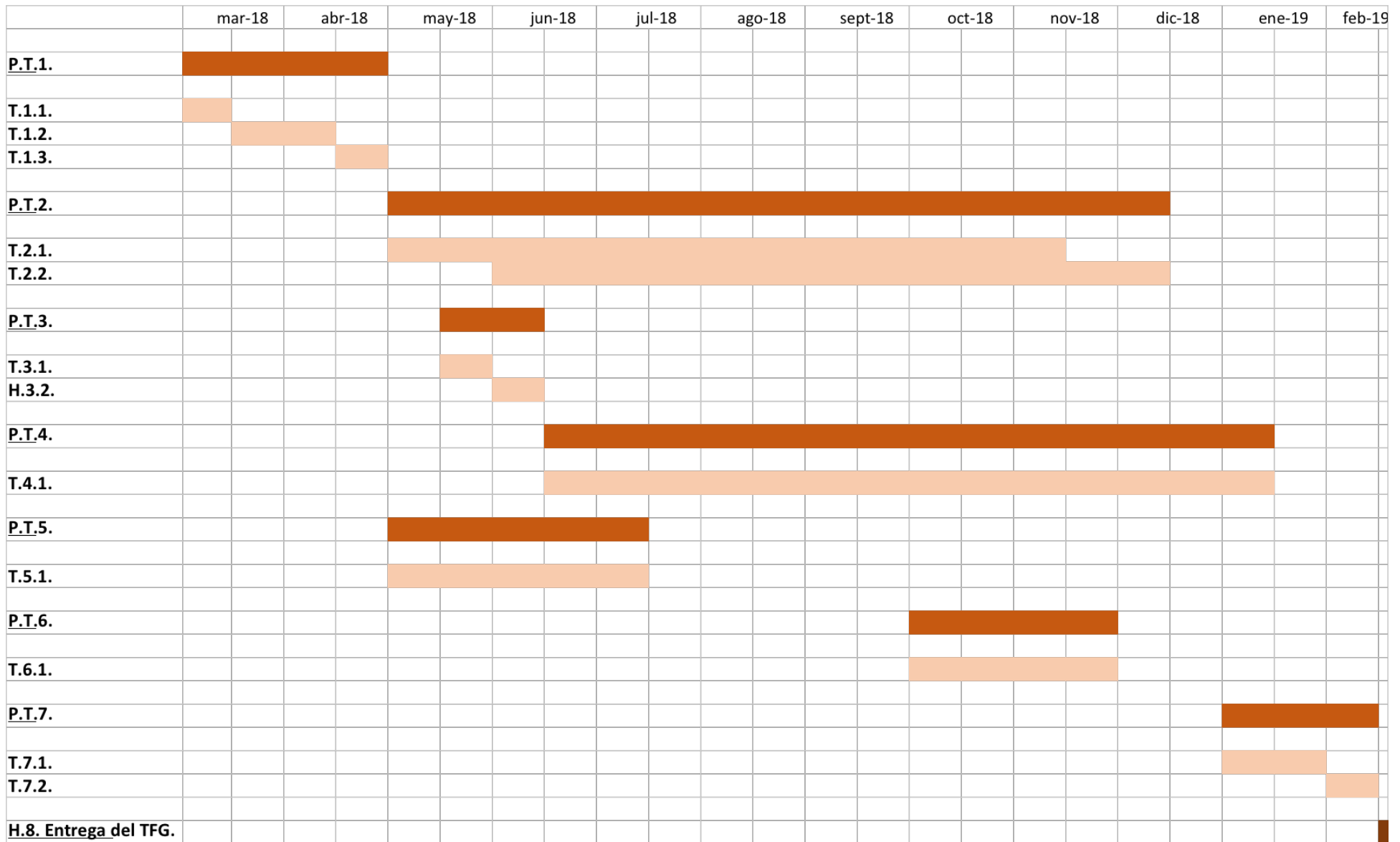


Tabla 8. Diagrama de Gantt.

10. PRESUPUESTO.

En este apartado se hace una valoración económica de todos los elementos necesarios para llevar a cabo este proyecto. A continuación, se desglosa el presupuesto en cuatro partidas: elementos que forman el sistema, horas internas, amortizaciones y gastos. Dado que no es el objetivo de este trabajo, el presupuesto que se adjunta a continuación será un presupuesto aproximado del proyecto.

10.1. ELEMENTOS QUE FORMAN EL SISTEMA Y MONTAJE DEL SISTEMA.

En este apartado se encuentran una aproximación del precio de cada uno de los elementos que conforman el sistema de agitación.

Concepto	Cantidad	Precio unitario	Precio total
Motor 100CV 1500rpm	1	5.850,00	5.850,00
Reductor	1	6.000,00	6.000,00
Torreta	1	16.400,00	16.400,00
Rodamiento D190	1	640,00	640,00
Cierre mecánico	1	25.000,00	25.000,00
Eje	1	14.250,00	14.250,00
Turbina de doble flujo	5	2.400,00	12.000,00
Turbina de fondo	1	890,00	890,00
Horas de montaje	60 h	50 €/h	3.000,00
Subtotal			84.030,00

Tabla 9. Presupuesto de elementos que forman el sistema.

10.2. PARTIDA DE HORAS INTERNAS.

Las horas internas hacen referencia al coste de los recursos humanos utilizados para llevar a cabo este trabajo.

Concepto	Tasa horaria	Horas	Total
Alumno	20 €/h	300 h	6.000 €
Director TFG	50 €/h	20 h	1.000 €
Subtotal			7.000 €

Tabla 10. Partida de horas internas.

10.3. AMORTIZACIONES.

Son las pérdidas de valor de los activos fijos debido a su utilización en este trabajo. Estos activos fijos pueden ser materiales, como ordenador utilizado, o las licencias de software utilizadas.

Concepto	Precio	Vida útil (horas)	Horas	Total
Ordenador	900 €	10500	250	21 €
Licencia Office	300 €	6300	150	7 €
Licencia AutoCAD	223 €	180	30	37 €
Subtotal				66 €

Tabla 11. Partida de amortizaciones.

10.4. GASTOS.

Concepto	Coste unitario	Unidades	Total
Conexión a internet	40 €/mes	3	120 €
Subtotal			120 €

Tabla 12. Gastos.

10.5. RESUMEN DEL DESCARGO DE GASTOS.

En la tabla que se adjunta a continuación (tabla 12), se presenta el resumen de los gastos calculados para este proyecto en caso de que este se llevara a cabo.

Concepto	Coste
Elementos del sistema	84.030,00
Horas internas	7.000 €
Amortizaciones	66 €
Gastos	120 €
Subtotal	91.216 €
Costes indirectos (5%)	4.561 €
TOTAL	95.777 €

Tabla 13. Resumen del descargo de gastos.

Con el fin de ofrecer una percepción más visual de la partida presupuestaria se ha realizado un gráfico de barras en el que se muestra la comparativa de todas las partidas.



Gráfica 3. Partidas del presupuesto.

11. CONCLUSIONES.

Como primera conclusión, se han alcanzado todos los objetivos del diseño y cálculo de un sistema de agitación marcados al inicio del proyecto.

El diseño y el cálculo del equipo de agitación ha comenzado con la selección de las hélices, la selección de estas hace que nuestro sistema cumpla con el objetivo principal de nuestro proceso, la homogenización y mezcla de de distintos pigmentos de base látex.

En cuanto a el cálculo y diseño de el resto de elementos que conforman el sistema de agitación propuesto en este proyecto se han llevado a cabo con altos factores de seguridad para un presupuesto lo más económico posible. Durante el proceso de diseño, se han ofrecido argumentos sólidos y consecuentes en cada una de las decisiones tomadas durante las distintas etapas del diseño, todos los elementos que conforman el diseño han sido fabricados bajo la normativa CE.

La experiencia profesional que a día de hoy aún no tengo, hubiera permitido pulir el diseño en sí y haber optimizado más la operación.

Pese a no ser parte de los objetivos de este proyecto, el proceso de diseño se hubiera confirmado si se hubieran empleado herramientas de software para llevar a cabo las simulaciones en las que estaban implicados los fenómenos de dinámica de fluidos y de mecánica de sistemas rotativos. Utilizando, por ejemplo, el método de los elementos finitos en un software CFD.

En lo personal, la realización del presente proyecto me ha permitido conocer a fondo los sistemas de agitación, familiarizándome también con la etapas de diseño que se llevan a cabo durante este complejo proceso de diseño.

Del mismo modo, me ha aportado la posibilidad de aunar todos los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera (mecánica, dinámica de fluidos, resistencia de materiales, etc.) y utilizarlos para diseñar un sistema de agitación real con una finalidad concreta. Al tratarse de un proceso real de producción también me ha permitido acercarme a la realidad de la fabricación industrial.

Además, durante la elaboración del proyecto he adquirido ciertas competencias para las que está diseñado el grado en Tecnologías Industriales:








- Manejo de diversas herramientas informáticas y programas software.
- Gestión y administración de la información obtenida a través de las distintas fuentes de búsqueda.
- Aprendizaje autónomo de temas no tratados durante el grado.
- Toma de decisiones, resolviendo problemas con iniciativa propia.

12. FUENTES DE INFORMACIÓN.

- [1] D.S. Dickey y J.B. Fasano capitulo 21-Mechanical Design of Mixing Equipment del libro *Handbook of Industrial Mixing* 2004.
- [2] Elisabet Rodriguez Manual de Agitadores de la empresa VAK KIMSA S.A. Febrero de 2001.
- [3] *Principios de agitación de fluidos: conceptos genéricos y conceptos aplicados* de las empresas SDM y MILTON ROY.
- [4] Michel Roustan *Caractéristiques des mobiles d'agitation*.
- [5] Catalogo de productos de la empresa VAK KIMSA S.A.
- [6] Eagle Burgmann, <http://www.eagleburgmann.es>
- [7] VAK KIMSA S.A. <http://www.vakkimsa.com/es/empresa>
- [8] SDM (Sistemas de dosificación y mezcla) <http://www.sdm-sistemas.com/es/>
- [9] Equipos industriales de Colombia, <https://www.equiposindustriales.com.co>
- [10] SEW EURODRIVE, <https://www.sew-eurodrive.es/inicio.html>
- [11] Documento Aspectos físicos del rotor y del estator. Enlace: http://repositorio.utp.edu.co/dspace/bitstream/handle/11059/4101/621314P977_Anexo.pdf;sequence=2
- [12] Dosapro Milton Roy Ibérica, <https://www.miltonroy.com/es/>

ANEXO I: CLASIFICACIÓN Y CARACTERÍSTICAS DE IMPULSORES REALIZADA POR EL PROFESOR FRANCÉS MICHEL ROUSTAN.

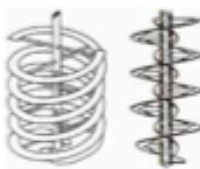


El documento que se adjunta a continuación se trata de un estudio realizado por el ingeniero francés Michel Roustan, en el se estudian las características de distintas hélices para sistemas de agitación. De este estudio, para realizar un diseño adecuado de nuestro sistema de agitación se han extraído datos como, el número de potencia, número de hélices mínimas, separación ideal entre hélices y fuerza que ejerce la hélice en el eje de agitación en función de las características del proceso.

Tableau 1 – Mobiles d'agitation à débit axial			
Repère	Mobile (1)	Fabricant	Exemple
A 1	Hélice marine à 3 ou 4 pales $0,5 < p < 3 d$	Missenard-Quint, Ekato Pierre Guérin-Moritz, Dosapro Milton Roy Lightnin, Lumpp Autoclave France Rayneri VMI, Robin Ind.	
A 2	Turbine à n_p pales inclinées		
A 2,1	$n_p = 3$ ou 4 type TA3, TA4	Lumpp	
A 2,2	$n_p = 3$ type HTP	Pierre Guérin-Moritz	
A 2,3	$n_p = 4$ type HAP	Pierre Guérin-Moritz	
A 2,4	$n_p = 4$ type A 200	Lightnin	
A 2,5	$4 \leq n_p \leq 6$ type Ekato et type Robin	Ekato, Robin Ind.	
A 2,6	$n_p = 2,4$ ou 6 inclinaison 45°	Missenard-Quint	
A 2,7	$n_p = 4$ type Typhon inclinaison 40°	Rayneri VMI	
A 2,8	$n_p = 6$ type Pfaudler 30°	Pfaudler	
A 2,9	$n_p = 3$ ou 4 type TPI	Dosapro Milton Roy	
A 2,10	$2 \leq n_p \leq 6$ type TPI	Mixel	
[2]	Guedu	
A 3	Hélice à double flux à n_p pales		
A 3,0	$n_p = 2$ type HPM et DF $d/D \geq 0,85$	Robin Ind.	
A 3,1	$n_p = 2$ type DF 2	Missenard-Quint	
A 3,2	$n_p = 2$ type HFI	Pierre Guérin-Moritz	
A 3,3	$n_p = 2$ Organes MIG $0,6 < d/D < 0,7$	Ekato	
A 3,4	$n_p = 2$ Organes INTERMIG $d/D = 0,6 ; 0,7$	Ekato	
A 3,5	$n_p = 2$ Sabre DF	Dosapro Milton Roy	
A 3,6	$n_p = 3$ type LB, LC et DF	Lumpp	
A 3,7	$n_p = 3$ type biflux centripète	Rayneri VMI	
A 3,8	$n_p = 3$ type DF3	Missenard-Quint	
A 4	Hélice à n_p pales à profil mince		
A 4,0	$n_p = 2$ type Interprop, Isojet	Ekato	
A 4,1	$n_p = 2$ ou 3 type GPM à pales minces ou courbes	Missenard-Quint	
A 4,2	$n_p = 3$ type HAS	Pierre Guérin-Moritz	
A 4,3	$n_p = 3$ Hélico-mélangeur type Sabre (8T, 31T, S, R, C)	Dosapro Milton Roy	
A 4,4	$n_p = 3$ multiplan tripale types TTM, TTP, TT, TTRC, EXP	Mixel	
A 4,5	$n_p = 3$ type LA, LB, LC	Lumpp	
A 4,6	$n_p = 3$ type A 310	Lightnin	
A 4,7	$n_p = 2$ ou 3 type bipale ou tripale profilée	Rayneri VMI	
A 4,8	$n_p = 3$ à doigts de turbulence	Dosapro Milton Roy	
A 4,9	$n_p = 3$ type GPP, GPE, GPL, pales minces ou courbes	Missenard-Quint	
A 4,10	$n_p = 3$ type A 6000 en matériau composite	Lightnin	
A 4,11	$n_p = 3$ type HPM 10 et 20	Robin Ind.	
A 4,12	$n_p = 3$ type HTPG4	Pierre Guérin-Moritz	
A 4,13	$n_p = 4$ type HPM 10, 20, 30, 40, 50 et 60	Robin Ind.	
A 4,14	$n_p = 4$ type A 315 à 4 pales larges	Lightnin	
A 4,15	$n_p = 3$ Hélice à 3 pales à 30°	Missenard-Quint	
A 4,16	$n_p = 6$ Hélice de compression	Missenard-Quint	
[2]	Guedu	

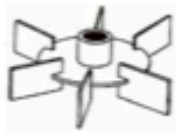



(1) d : diamètre du mobile (hélice, turbine, vis) ; D : diamètre de la cuve ;
 n_p : nombre de pales ; p : pas de l'hélice.

(2) Pas de renseignements sur le type fabriqué.

Tabla 14. Móviles de agitación 1.



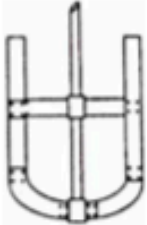

Tableau 1 – Mobiles d'agitation à débit axial (suite)			
Repère	Mobile (1)	Fabricant	Exemple
A 5	Mobile pour fluide visqueux		
A 5,1	Turbine hélicoïdale type <i>A 400</i>	Lightnin	
A 5,2	Organe <i>Ekato-Hélicoïdal</i> en 1 ou 2 spirales avec ou sans vis intérieure $0,90 < d/D < 0,95$	Ekato	
A 5,3	Ruban simple ou double avec ou sans vis intérieure	Robin Ind.	
A 5,4	Vis d'Archimède à double ou simple spirale $0,50 < d/D < 0,65$	Missenard-Quint	
A 5,5	Hélice type <i>A 320</i> à 3 pales larges	Lightnin	
A 5,6	Ruban simple ou double avec ou sans vis d'Archimède	Mixel	
A 5,7	Organe <i>Ekato-Paravisc</i> $0,90 < d/D < 0,95$	Ekato	
A 5,8	Vis d'Archimède planétaire	Rayneri VMI	
(2)	Autoclave France	
A 6	Mobile à disque et à 3 pales inclinées à 45° à leur extrémité refoulant le liquide de bas en haut, utilisé pour l'agitation de fond de cuve		
A 6,1	type <i>TFC</i> ou <i>DEL</i>	Pierre Guérin-Moritz	
A 6,2	type <i>DFC</i> ou <i>EFC</i>	Rayneri VMI	
(2)	Dosapro Milton Roy	
A 7	Agitateur submersible multidirectionnel		
A 7,1	Hélice à 2 pales série <i>pale banane</i> ou à 3 pales série <i>SR 4600</i>	Flygt-France	
A 7,2	Mobile <i>Aquajet</i> à 2 pales	Ekato	

(1) d : diamètre du mobile (hélice, turbine, vis) ; D : diamètre de la cuve ; n_p : nombre de pales ; p : pas de l'hélice. (2) Pas de renseignements sur le type fabriqué.

Tableau 2 – Mobiles d'agitation à débits radial et tangential			
Repère	Mobile(1)	Fabricant	Exemple
R 1	Turbine à disque type <i>Rushton</i> à n_p pales droites, inclinées, incurvées, ou concaves $4 \leq n_p \leq 12$	Missenard-Quint Autoclave France Lightnin, Ekato Dosapro Milton Roy Pierre Guérin-Moritz Lumpp Rayneri VMI, Guedu Mixel, Robin Ind.	
R 2	Turbine à pales droites ou incurvées $2 \leq n_p \leq 6$	Lumpp, Mixel Autoclave France Lightnin, Rayneri VMI Missenard-Quint Ekato Dosapro Milton Roy, Pfaudler, Robin Ind.	
R 3	Turbine fermée aspirant axialement et refoulant radialement		
R 3,1	type <i>Bicône</i>	Dosapro Milton Roy	
R 3,2	Turbine centrépète aspirant axialement et refoulant radialement dans deux directions opposées	Rayneri VMI	
R 4	Turbine fermée à disque et à pales courbes avec ou sans contre-pièces fixes		
R 4,1	type <i>TA</i>	Pierre Guérin-Moritz	
R 4,2	Rotor centrifuge ou centrépète avec stator alvéolé ou à grille	Rayneri VMI	
R 4,3	Rotor flasqué à aubes courbes	Robin Ind.	
R 4,4	type <i>ME</i>	Guedu	

(1) n_p : nombre de pales. (2) Pas de renseignements sur le type fabriqué.

Tabla 15. Móviles de agitación 2.

Tableau 2 – Mobiles d'agitation à debits radial et tangentiel (suite)			
Repère	Mobile ⁽¹⁾	Fabricant	Exemple
R 5 R 5 ⁽²⁾	Turbine à pales courbes avec un système de contre-pièces fixes type P	Pierre Guérin-Moritz Rayneri VMI	
R 6 R 6,1 R 6,2 R 6,3 R 6,4 R 6,5 R 6,6 R 6,7	Mobile de dispersion type SC type disque Ekato Mizer type défloculeuse type turbine de cisaillement types R 500 et R 510 à barres Turbine à dents pour cisaillement élevé Type disperseuse et type sevin à ouïes	Pierre Guérin-Moritz Ekato Rayneri VMI, Guedu, Dosapro Milton Roy, Mixel, Autoclave France Missenard-Quint, Lumpp Lightnin Robin Ind. Rayneri VMI	
R 7 R 7,1 R 7,2 R 7,3 R 7,4 R 7,5 R 7,6 R 7,7 R 7,8 R 7,9 R 7,10 R 7 ⁽²⁾	Agitateur à ancre (ou cadre), à flux tangentiel pour milieux visqueux et raclage de paroi type R 400 type arbre Ekato type MA, AFI type ruban (simple ou double) et vis d'Archimède type pale ancre à racleurs démontables et orientables type Multimix (à 2 mouvements coaxiaux) type Trimix (à 3 mouvements coaxiaux) type cadre raclant type ancre (avec ou sans racleurs) type ME	Lightnin Ekato Pierre Guérin-Moritz Lumpp Rayneri VMI Rayneri VMI Rayneri VMI Robin Ind. Lumpp Guedu Missenard-Quint, Mixel Pfaudler, Dosapro Milton Roy, Autoclave France	
R 8 R 8,2 R 8,3 R 8,4 R 8 ⁽²⁾	Agitateur à barrière, à flux tangentiel pour agitation douce type herse Hélices haubannées type MAB	Lumpp Dosapro Milton Roy Mixel Rayneri VMI, Lumpp, Missenard-Quint	

(1) n_p : nombre de pales.

(2) Pas de renseignements sur le type fabriqué.

Tabla 16. Móviles de agitación 3.

ANEXO II: CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LAS HÉLICES.

A continuación, se muestran las hélices más adecuadas para las distintas características de proceso. Esta clasificación esta hecha por la empresa VAK KIMSA S.A., y en ella se encuentran todas las hélices consideradas en el estudio del ingeniero Michel Roustan previa a la selección de la hélice de nuestro sistema: hélice de doble flujo.

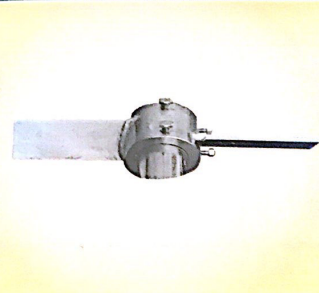
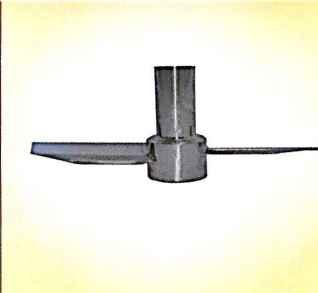
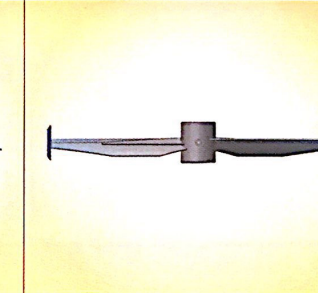
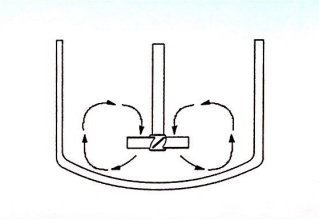
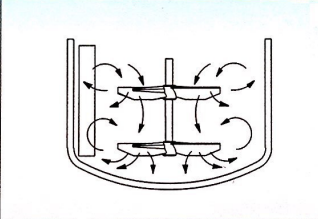
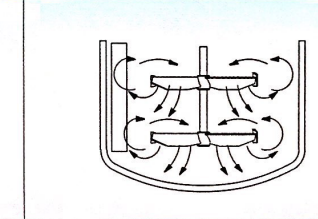
TURBINA AXIAL	ALABNET	ALABNET AXIAL
		
		
Axial - Radial	Axial	Axial - Radial
Disolución Mantenimiento en suspensión	Homogenización Mantenimiento en suspensión Mezcla Intercambio térmico	Homogenización Mantenimiento en suspensión Mezcla Intercambio térmico
0.30 ÷ 0.75	0.33 ÷ 0.85	0.33 ÷ 0.85
3 ÷ 13	2 ÷ 8	2 ÷ 8
Baja - Media	Media	Media
Medio	Alto	Alto

Ilustración 20. Características de hélices 1.

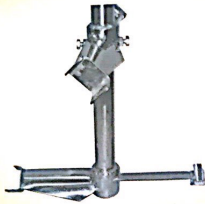


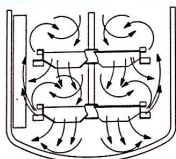
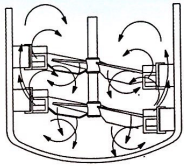
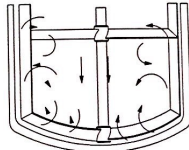
DOBLE FLUJO	DOBLE FLUJO RASCADORES	ANCORA
		
		
Axial - Radial	Axial - Radial	Radial
Homogenización Mantenimiento en suspensión Mezcla Intercambio térmico	Homogenización Mantenimiento en suspensión Mezcla Intercambio térmico	Homogenización Intercambio térmico
0.40 ÷ 0.95	1.00	0.80 ÷ 0.96
2 ÷ 8	2 ÷ 4	0.5 ÷ 4
Alta	Alta	Media - Alta
Alto	Alto	Bajo - Medio

Ilustración 21. Características de hélices 2.

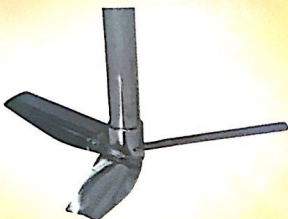
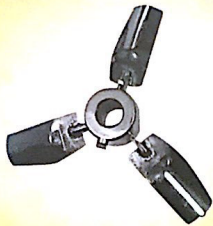
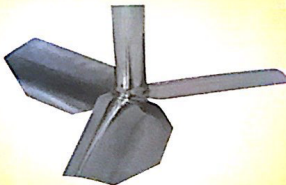
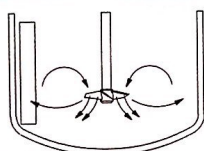
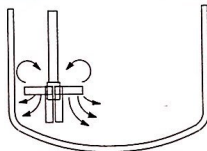
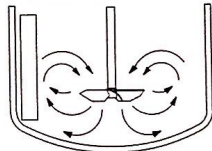
TRILIGHT	PLEGABLE	TRIVAK
		
		
Axial	Axial	Axial
Disolución Homogenización	Homogenización	Disolución Homogenización
0.15 ÷ 0.33	0.15 ÷ 0.33	0.20 ÷ 0.60
3 ÷ 15	3 ÷ 15	2 ÷ 15
Baja	Baja	Baja - Media
Bajo	Bajo - Medio	Alto

Ilustración 22. Características de hélices 3.





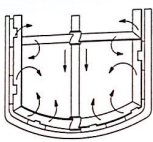
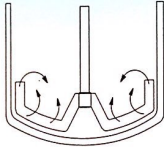
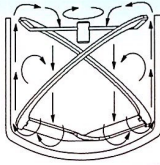
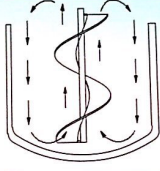
ANCORA RASCADORES	SEMI-ANCORA	ANCORA HELICOIDAL	HELICOIDE
			
			
Radial	Axial - Radial	Axial - Radial	Axial - Radial
Homogenización Intercambio térmico	Homogenización Intercambio térmico Mantenimiento en suspensión	Homogenización Mezcla Intercambio térmico	Homogenización Mezcla
1.00	0.40 ÷ 0.95	0.80 ÷ 0.96	0.70 ÷ 0.96
0.5 ÷ 4	2 ÷ 8	0.4 ÷ 3	0.4 ÷ 2
Media - Alta	Media	Alta	Alta
Bajo - Medio	Medio	Alto	Alto

Ilustración 23. Características de hélices 4.

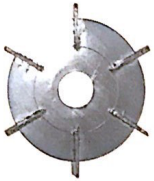
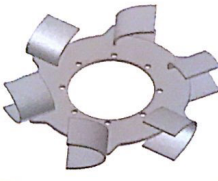

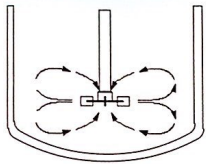
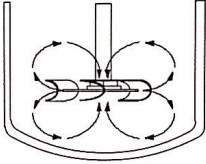
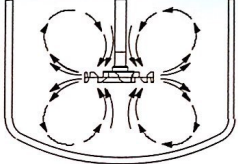
TURBINA DE PALETAS	TURBINA DE PALETAS CURVADAS	COWLES
		
		
Radial	Radial	Radial
Disolución Dispersión	Dispersión	Dispersión
0.25 ÷ 0.50	0.25 ÷ 0.50	0.15 ÷ 0.33
2 ÷ 8	2 ÷ 8	5 ÷ 30
Baja - Media	Baja - Media	Baja - Media - Alta
Medio	Medio - Alto	Bajo

Ilustración 24. Características de hélices 5.

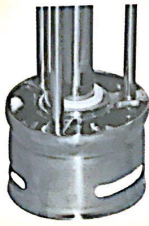
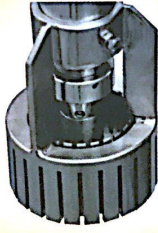
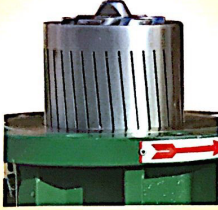
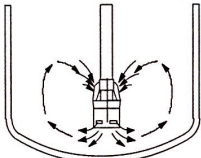
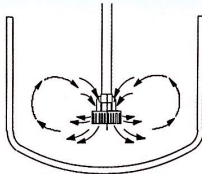
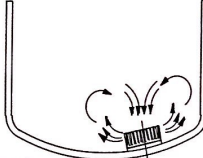
TURBVAK	MULTVAK	MULFOLIVAK
		
		
Radial - Axial	Radial	Radial - Axial
Disolución Dispersión	Dispersión Emulsión	Disolución Dispersión Emulsión
0.15 ÷ 0.33	0.15 ÷ 0.33	0.15 ÷ 0.33
5 ÷ 25	5 ÷ 25	5 ÷ 25
Baja - Media	Baja - Media -Alta	Baja - Media - Alta
Baja - Medio	Bajo	Bajo

Ilustración 25. Características de hélices 6

ANEXO III: PLANOS DE LOS IMPULSORES.

A continuación se muestran los planos de los impulsores de la empresa DOSAPRO MILTON ROY IBERICA que han sido facilitados por el ingeniero Félix López de la empresa española SDM, que tiene estrecha relación con la empresa fabricante de los impulsores.

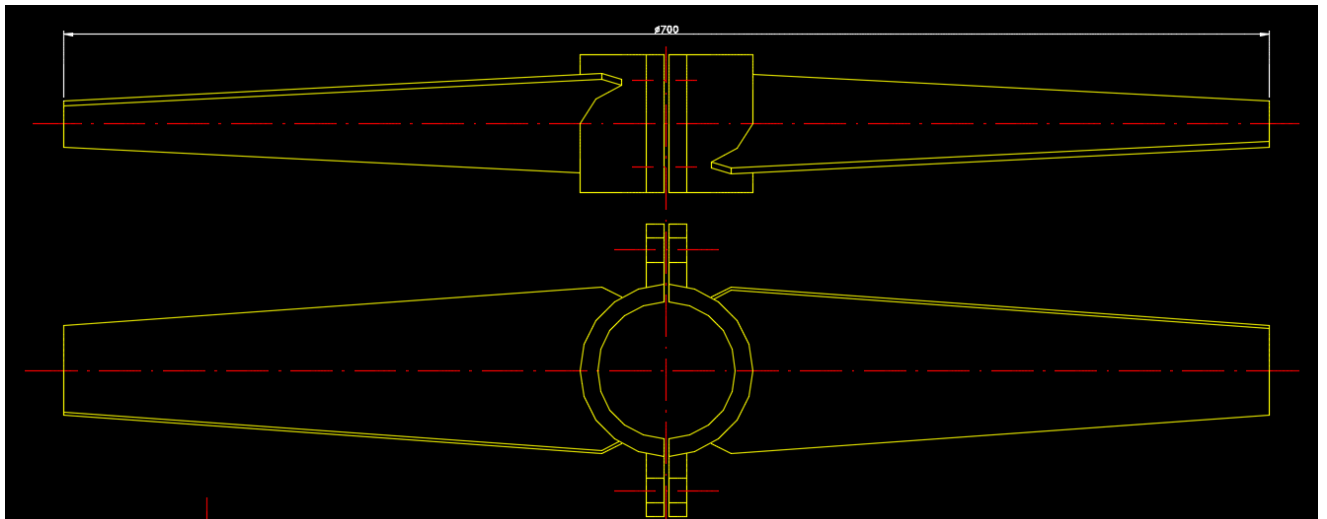


Ilustración 26. Vistas frontal y superior de la turbina de fondo.

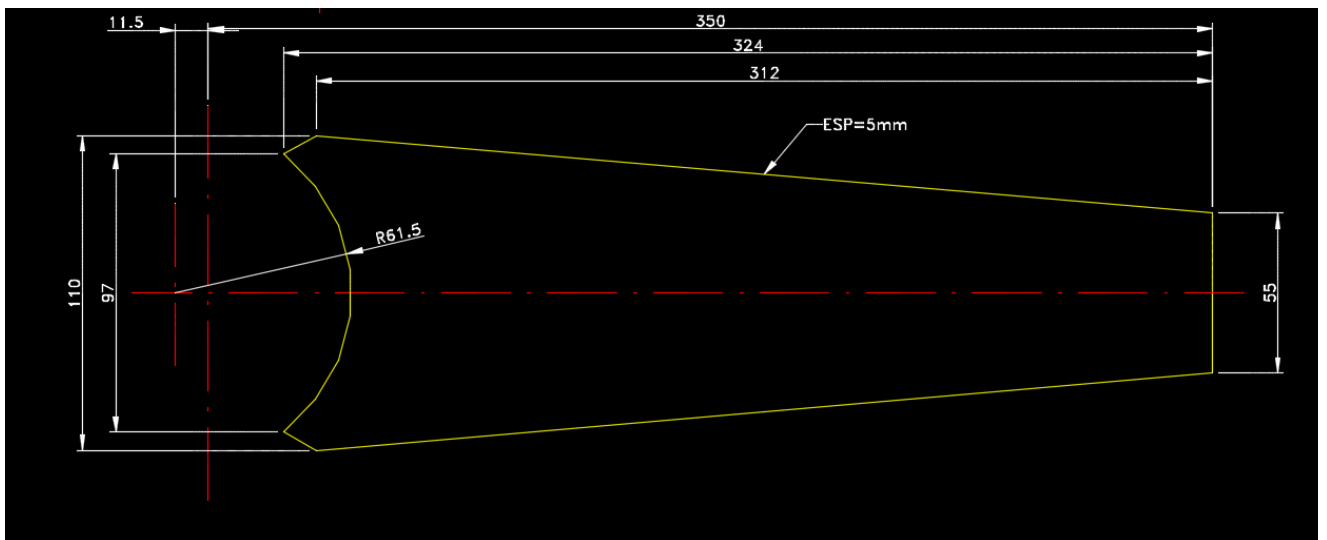


Ilustración 27. Plano de la pala de la turbina de fondo.

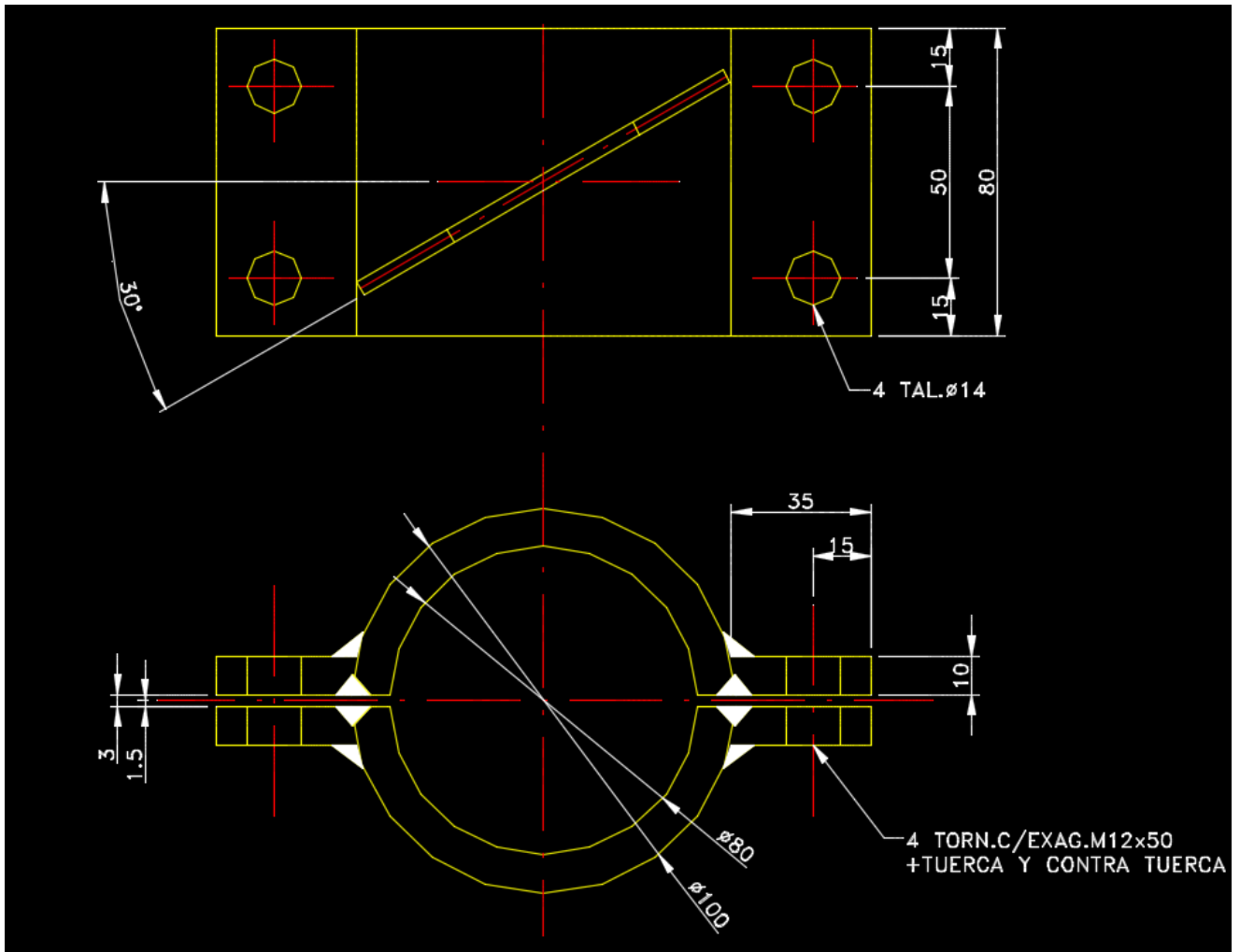


Ilustración 28. Plano del núcleo de la turbina de fondo.

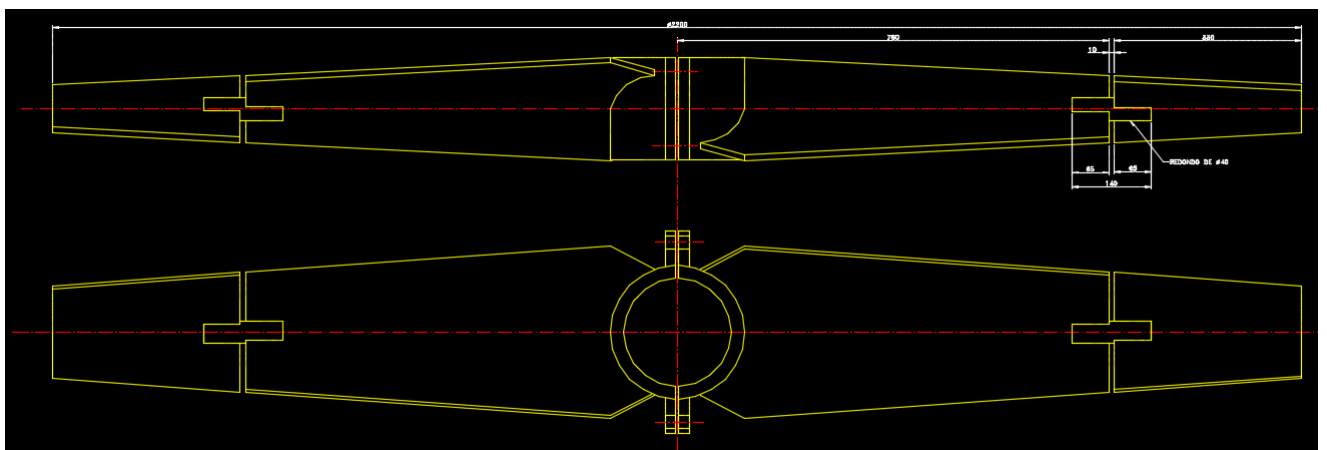


Ilustración 29. Vistas superior e inferior de la turbina SABRE DF.

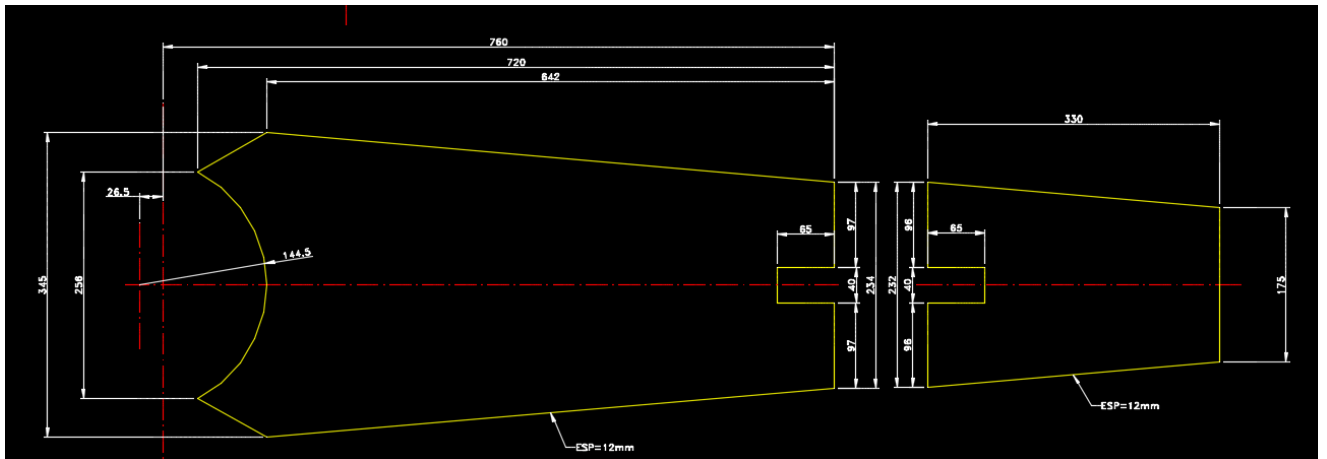


Ilustración 30. Plano de la pala de la turbina SABRE DF.

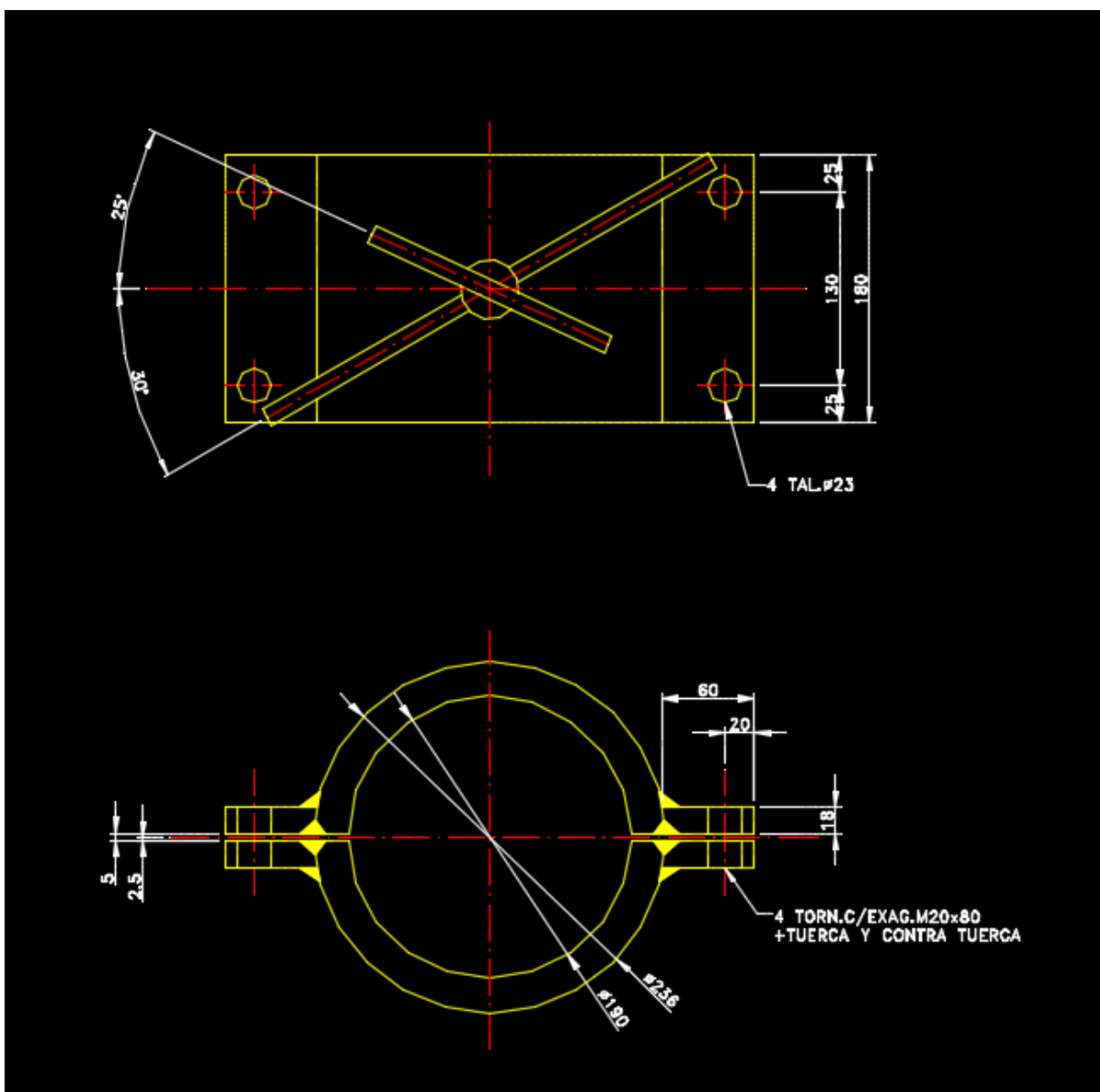
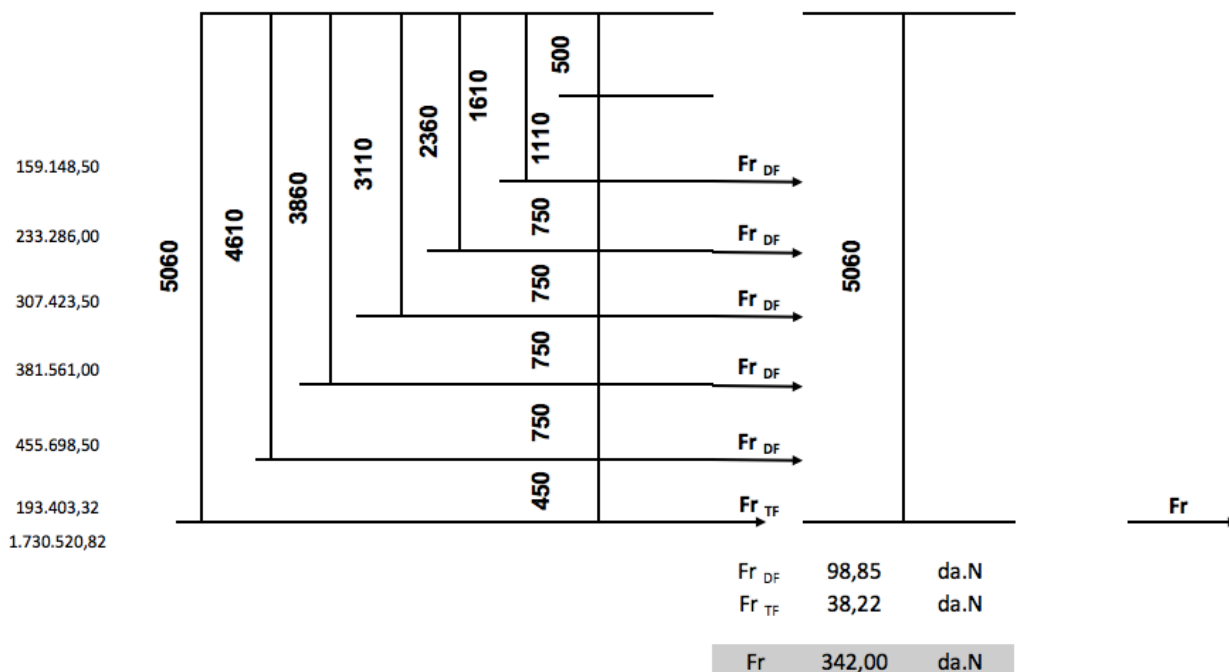


Ilustración 31. Plano del núcleo de la turbina SABRE DF.

ANEXO IV: HOJAS DE CÁLCULO CON LOS DATOS OBTENIDOS DURANTE EL DESARROLLO DEL CÁLCULO DEL EJE.

En el capítulo 7.2 de este documento se relatan las ecuaciones utilizadas para obtener tanto el momento torsor como el momento flector que sufre nuestro sistema. Como se explica en el capítulo mencionado, el primer paso para el cálculo del diámetro del eje es el modelado de nuestro sistema de agitación. Para el modelado es esencial conocer las fuerzas que ejercen las hélices sobre el eje, esos datos tanto para el caso de la turbina SABRE DF cómo para la turbina de fondo han sido facilitados por el ingeniero Félix López y provienen del estudio realizado por Michael Roustan 4.



Tras finalizar el modelado del sistema, se llevan a cabo el desarrollo que se menciona en el capítulo 7.2. y los resultados obtenidos durante ese desarrollo se muestra en las tabla que se encuentra a continuación:

Potencia Sabre DF	61630	W
Potencia TF	50	W
Potencia calculada	61680	W
Momento torsor	10290,19	N.m
Momento torsor Sabre DF	10146,95	N.m
Momento torsor TF	8,23	N.m
Fuerza tangencial Sabre DF	9224,50	N
Fuerza tangencial TF	23,52	N
Momento flector	34610,40	N.m
Fr	3420,00	N
Potencia motor	62500	W

Tabla 17 Momento torsor y flector obtenidos para el cálculo del eje

Para cada uno de los momentos mencionados anteriormente se obtiene un diámetro de eje mínimo. La tabla 17 muestra los diámetros mínimos obtenidos en cada caso:

Diametro min para el lim de cortante	0,166278749	m
Diametro min para el lim de traccion	0,175879121	m

Tabla 18 Diámetros mínimos.

Entre esos dos diámetros, el más restrictivo es el de 176 mm. Se consulta en la tabla para diámetros AISI 304 de la norma ASME y se escoge el diámetro inmediatamente superior al que hemos obtenido nosotros. En este caso el diámetro seleccionado es de 190 mm.

ANEXO V: CÁLCULO DE LA VELOCIDAD CRÍTICA.

Primero se hallará el volumen de los móviles, tanto los móviles de SABRE de doble flujo como de la turbina de fondo partiendo de los planos del ANEXO III. Para hallar el área que ocupan la palas se utiliza la función que permite halla áreas de el programa AUTOCAD.

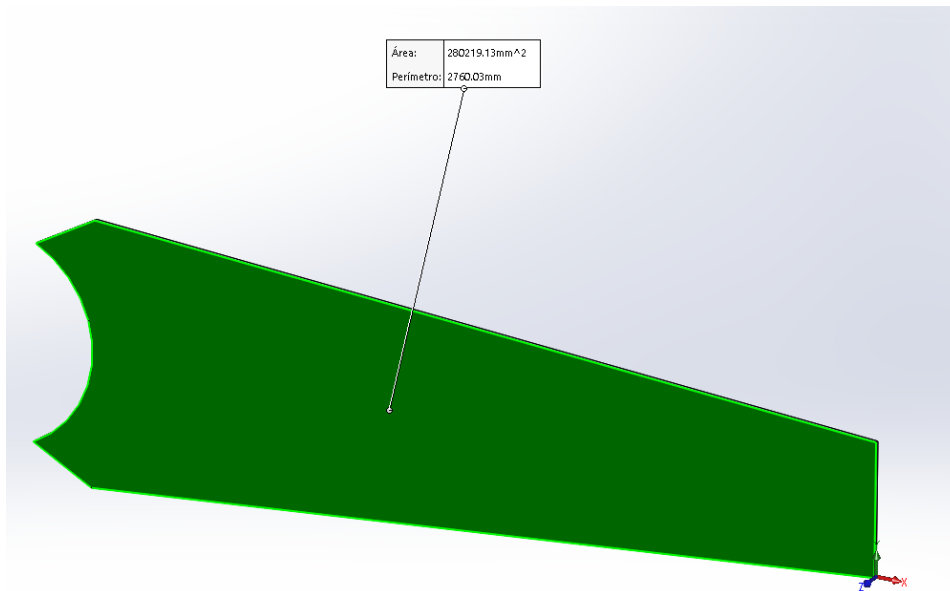


Ilustración 32. Captura de pantalla del programa AUTOCAD tras calcular el área de una de las palas que forman el impulsor SABRE DF.

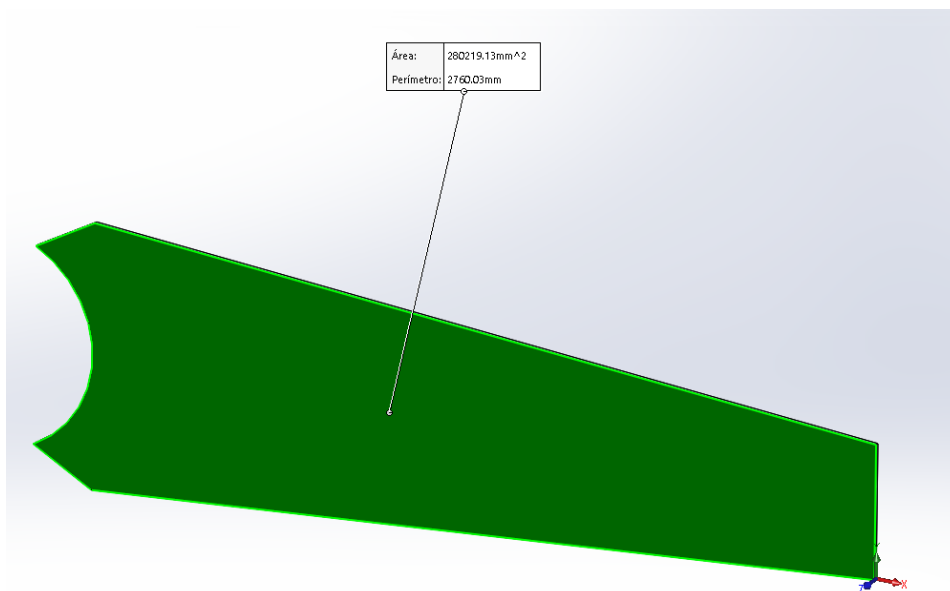


Ilustración 33. Captura de pantalla del programa AUTOCAD tras calcular el área de una de las palas que forman la turbina de fondo.

	SABRE DF	Turbina de fondo	uds.
Area palas	0,56043826	0,05	m ²
Volumen palas	0,00672526	0,0003	m ³
Peso palas	53,129547	2,00499235	kg
Peso total	54,6	19,760	kg

Tabla 19. Peso de los impulsores

A continuación se muestra en la captura de un documento de EXCEL como se halla We , utilizando la formula mostrada en el apartado 7.7.7.

		PESO (kg)	Wi										
				S_b									
5060	4610	3860	3110	2360	1610	750	750	750	750	750	2105	54,60	1,759
												54,60	5,540
												54,60	12,677
												54,60	24,238
												54,60	41,290
												54,60	
		450	19,76	19,760									
We = 105,264													

Tabla 20 Obtención del peso equivalente We .

Finalmente, partiendo de los siguientes datos se resuelve la ecuación 14 y se halla la velocidad crítica:

d	0,19	m
E_m	1,97E+11	N/m ²
ρ_m	8027	kg/m ³
L	5,06	m
S_b	2,105	m
w	227,6	kg/m
We	105,26	kg

Tabla 21. Datos para la aplicación de la ecuación.

Finalmente se obtiene la velocidad crítica resolviendo la ecuación 14 obteniéndose una velocidad crítica de 213 revoluciones por minuto.

