

Análisis y desarrollo de la etapa aeróbica en el tratamiento de efluentes de la industria láctea

John Michael Brain

Mauro David Jullier Capello

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina

Año 2026

Análisis y desarrollo de la etapa aeróbica en el tratamiento de efluentes de la industria láctea

John Michael Brain

Mauro David Jullier Capello

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al título de:

Ingeniero/a Mecánico/a

Director/a:

Ing. Pedro Sismondi – Ing. Guillermo Rodríguez – Ing. Juan Sismondi

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

Rosario, Argentina

Año 2026

A nuestras familias y novias, por el apoyo, la paciencia y el acompañamiento a lo largo de toda la carrera.

A quienes nos acompañaron durante este camino y formaron parte de este logro.

y, de manera especial, a quienes ya no están, pero cuyo recuerdo, enseñanzas y valores siguen presentes en nosotros. Este trabajo también es para ellos.

Agradecimientos

La realización de este proyecto representa el cierre de una etapa muy importante de formación académica y personal. Por ello, queremos agradecer a todas las personas que, directa o indirectamente, contribuyeron a que este trabajo pudiera concretarse.

En primer lugar, agradezco a los docentes de la carrera, quienes a lo largo de estos años transmitieron conocimientos fundamentales y criterios técnicos que permitieron desarrollar las bases necesarias para abordar este proyecto. Sus enseñanzas fueron claves en la formación profesional que hoy comienza a consolidarse.

Agradecemos especialmente a quienes brindaron orientación durante el desarrollo del trabajo, aportando observaciones, sugerencias y una mirada crítica que permitió mejorar cada una de las etapas del proyecto.

Finalmente, un agradecimiento muy especial a nuestras familias y novias, por el apoyo constante, la confianza y el acompañamiento a lo largo de toda la carrera. Su respaldo fue fundamental para poder sostener el esfuerzo y alcanzar este objetivo.

Este trabajo es, en parte, resultado de ese acompañamiento y de todas las personas que formaron parte del camino recorrido hasta aquí.

Resumen

El presente trabajo analiza y desarrolla la etapa aeróbica del tratamiento de efluentes líquidos provenientes de la industria láctea, los cuales presentan elevada carga orgánica y compuestos nitrogenados que requieren tratamiento biológico antes de su descarga para cumplir con la normativa ambiental vigente.

El objetivo del proyecto es desarrollar una solución de aireación técnicamente viable que garantice niveles adecuados de oxígeno disuelto y una correcta mezcla del fluido, asegurando el funcionamiento del proceso biológico aeróbico. Para ello se consideran las principales variables del proceso y las restricciones normativas que condicionan el diseño.

A partir del requerimiento de oxígeno informado por la industria, de aproximadamente 39,61 kg O_2/h, se dimensiona un sistema de aireación basado en aireadores de eje inclinado. El sistema propuesto alcanza una capacidad de transferencia de oxígeno estimada de 42,5 kg O_2/h, valor que supera el requerimiento del proceso y permite garantizar el cumplimiento de los límites ambientales establecidos.

Asimismo, se dimensionan los principales componentes mecánicos del sistema, verificando su comportamiento frente a las solicitudes estructurales y de operación.

Los resultados obtenidos indican que la solución desarrollada resulta técnicamente viable para asegurar la oxigenación necesaria en la etapa aeróbica del tratamiento de efluentes lácteos.

Palabras clave: tratamiento de efluentes, aireación, transferencia de oxígeno, efluentes lácteos, aireador de eje inclinado.

Abstract

This work analyzes and develops the aerobic stage of wastewater treatment in the dairy industry. These effluents contain high organic loads and nitrogen compounds that require biological treatment in order to comply with environmental regulations before being discharged into natural water bodies.

The objective of the project is to develop a technically feasible aeration solution capable of ensuring adequate dissolved oxygen levels and proper hydraulic mixing, guaranteeing the correct operation of the aerobic biological process. The design considers the main process variables as well as the regulatory constraints that govern the treatment system.

Based on the oxygen demand provided by the industry, approximately 39.61 kg O_2/h, an aeration system based on inclined-shaft aerators was dimensioned. The proposed system achieves an estimated oxygen transfer capacity of 42.5 kg O_2/h, exceeding the process requirement and ensuring compliance with environmental discharge limits.

In addition, the main mechanical components of the system were dimensioned and verified to withstand the expected operational and structural loads.

The results indicate that the proposed solution is technically feasible to guarantee the oxygen supply required for the aerobic treatment of dairy wastewater.

Keywords: wastewater treatment, aeration, oxygen transfer, dairy wastewater, inclined shaft aerator.

Contenido

Agradecimientos **4**
Resumen **5**
Abstract **6**
Contenido **7**
Introducción **9**
Capítulo 1: Análisis de problemática. **13**
1.1 Caracterización de la etapa aeróbica. 13
1.2 Variables hidráulicas y de proceso. 13
1.3 Variables biológicas y fisicoquímicas. 14
1.4 Variables mecánicas y energéticas 14
1.5 Interacción, sensibilidad y condiciones de borde del sistema 14
1.6 Planteo de la problemática ingenieril 15
Capítulo 2: Propósitos del proyecto y análisis de alternativas de aireación **16**
2.2 Implicaciones de la normativa en el diseño del sistema de aireación 17
2.3 Alternativas tecnológicas de aireación para piletas aeróbicas 18
2.3.1 Sistemas de aireación por burbuja fina (difusores de membrana) 18
Capítulo 3: Dimensionamiento y Diseño **27**
3.1 Dimensionamiento de subconjuntos de aireación y remoción 28
3.1.1 Dimensionamiento del soplador 29
Conversión del requerimiento de oxígeno a caudal de aire 29
Justificación de cantidad de equipos a utilizar 34
3.1.2 Diseño del difusor de aire. 36
Objetivo propuesto para la siguiente memoria 36
Marco conceptual 37
Determinacion del diametro medio de las burbujas 37
Cálculo de transferencia de oxígeno gas-líquido 39
Cálculo del Tiempo de Permanencia de la Burbuja en el Agua 40
Cálculo del tiempo de formación de la burbuja 42
Cantidad de burbujas formadas 42
Cálculo de la tasa estándar de transferencia de oxígeno (SOTR) 43
Cálculo del AOTR, tasa real de transferencia de oxígeno 44
Análisis de resultados 45
3.1.3 Dimensionamiento de motor del agitador 47
Rango de velocidad de la hélice. 47
Cantidad de palas de la hélice. 48

Paso de la hélice. 49
Cálculos. 50
3.2 Dimensionamiento de elementos mecánicos 57
3.2.1 Dimensionamiento de eje de propulsor de la hélice 57
Dimensionamiento del eje 58
3.2.2 Validación de eje a fatiga 66
3.2.3 Dimensionamiento de chaveta motor 68
3.2.4 Dimensionamiento de acople 72
3.2.5 Análisis de flotabilidad 74
3.2.8 Selección de rodamiento 77
3.2.7 Análisis estructural 79
Ensayo de resistencia de placa motor 80
Ensayo de resistencia de percha 82
Ensayo de resistencia de pasarelas 86
Capítulo 4: Conclusiones y recomendaciones 89
4.1 Conclusiones 89
4.2 Recomendaciones 91
5. Bibliografía 93
6. Anexos 94
Anexo A: Catálogo SCB Air Blower 94
Anexo B: Comparación de motores WEG 99
Anexo C: Acoples Gummi. 105
Anexo D: Planos. 111

Introducción

El crecimiento sostenido de la actividad industrial y agroindustrial ha incrementado de manera significativa la generación de efluentes líquidos con elevada carga orgánica, lo que plantea importantes desafíos técnicos, ambientales y regulatorios vinculados a su tratamiento y disposición final. En particular, la industria láctea se caracteriza por producir efluentes con altos contenidos de materia orgánica biodegradable, grasas, proteínas y compuestos nitrogenados, los cuales se originan principalmente en los procesos de elaboración y en las tareas de limpieza de equipos y cañerías. En este contexto, la correcta gestión de estos efluentes resulta fundamental para minimizar el impacto ambiental y garantizar el cumplimiento de la normativa vigente.

Frente a esta problemática, los sistemas de tratamiento biológico se han consolidado como una de las alternativas más difundidas y eficientes para la depuración de efluentes industriales de origen orgánico. Estos sistemas se basan en la acción de microorganismos capaces de degradar la materia orgánica presente en el agua residual, transformándola en compuestos más estables y menos contaminantes. La combinación de etapas anaeróbicas y aeróbicas permite reducir de manera progresiva la carga contaminante, optimizando el desempeño global del tratamiento y adecuándolo a los requerimientos ambientales.



Imagen 1-1: Piletas de tratamientos de efluentes a cielo abierto (Diario ahora el día).

Dentro de este esquema, la etapa aeróbica, generalmente implementada mediante piletas o lagunas aireadas, desempeña un rol central, ya que en ella se completa la oxidación de la materia orgánica residual y se desarrollan procesos clave como la nitrificación de los compuestos nitrogenados. El correcto funcionamiento de esta etapa depende, en gran medida, de la capacidad del sistema de aireación para suministrar el oxígeno necesario y asegurar una adecuada mezcla del fluido, manteniendo así las condiciones óptimas para la actividad metabólica de los microorganismos aeróbicos.



Imagen 1-2: Etapa aeróbica, con equipos de aireación (Proquimica).

Desde el punto de vista ingenieril, la aireación constituye uno de los aspectos más críticos del tratamiento biológico, no solo por su influencia directa sobre la eficiencia del proceso, sino también por su elevado impacto en el consumo energético. Diversos estudios y experiencias prácticas indican que la aireación puede representar entre el 50 % y el 70 % del consumo eléctrico de una instalación de tratamiento de efluentes, lo que convierte a este sistema en un factor determinante en términos de costos operativos, confiabilidad y sostenibilidad del proceso.

En la práctica industrial, es frecuente identificar problemáticas asociadas al sistema de aireación, tales como fallas mecánicas recurrentes en los equipos, distribución inadecuada del oxígeno disuelto, presencia de zonas con deficiente mezcla hidráulica y un uso poco eficiente de la energía disponible. Estas situaciones pueden derivar en una disminución de la eficiencia del tratamiento, la aparición de olores indeseables, la inestabilidad del proceso

biológico e incluso el incumplimiento de los límites de vertido establecidos por la normativa ambiental.

El presente Trabajo Final se enmarca en el análisis de una planta de tratamiento de efluentes perteneciente a una industria láctea, cuyo sistema se compone de una etapa de desengrase, una etapa anaeróbica y una etapa aeróbica mediante pileta aireada. Si bien el sistema en su conjunto cumple la función de reducir la carga contaminante del efluente, la etapa aeróbica se presenta como un punto crítico del proceso, dado que de su correcto desempeño depende en gran medida la calidad final del efluente tratado.

A partir de esta situación, el trabajo se orienta al estudio detallado de la etapa aeróbica del tratamiento de efluentes, con especial énfasis en el análisis de los requerimientos normativos y operativos que debe cumplir el proceso para garantizar un vertido ambientalmente aceptable. En este marco, se abordan los fundamentos físico–químicos y biológicos que gobiernan el proceso aeróbico, la transferencia de oxígeno desde la fase gaseosa al líquido y la relación existente entre aireación, eficiencia del tratamiento y consumo energético, considerando tanto los parámetros de calidad exigidos por la legislación vigente como la información técnica proporcionada por la empresa.

El objetivo general del proyecto consiste en desarrollar una solución de aireación eficiente y mecánicamente viable para la etapa aeróbica del tratamiento de efluentes, a partir de los valores límite impuestos por la normativa ambiental y de los parámetros característicos del efluente industrial en estudio. Para ello, se busca definir los criterios técnicos necesarios que permitan asegurar niveles adecuados de oxígeno disuelto, la estabilidad del proceso biológico y un uso racional de la energía, garantizando el cumplimiento de los requisitos legales y operativos del sistema.

El alcance del presente trabajo comprende el análisis de los requerimientos del proceso aeróbico y el desarrollo de una solución técnica de aireación, integrando tanto los aspectos propios del proceso como los criterios de diseño mecánico asociados. En este sentido, se incluye el estudio estructural y resistente de los componentes principales del sistema propuesto mediante la aplicación de métodos de diferencia finita, con el objetivo de evaluar esfuerzos, deformaciones y condiciones de servicio, asegurando su viabilidad mecánica y operativa.

El trabajo no contempla la construcción, implementación ni validación experimental a escala piloto de la solución desarrollada. No obstante, el análisis se realiza con un nivel de detalle suficiente para establecer una base sólida de diseño, integrando consideraciones normativas, energéticas, hidráulicas y estructurales, de modo que la propuesta resulte técnicamente consistente y factible desde el punto de vista ingenieril.

En este marco, la relevancia del estudio radica en la integración y aplicación conjunta de los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera de Ingeniería Mecánica, abarcando criterios normativos, fundamentos físico–químicos del proceso aeróbico, análisis energético y verificación mecánica estructural mediante métodos numéricos. Esta integración permite abordar la problemática desde una perspectiva global, propia del ejercicio profesional de la ingeniería.

Finalmente, el trabajo pretende constituirse como una herramienta formativa y técnica de síntesis, en la cual confluyen contenidos de distintas áreas de la carrera —tales como mecánica de fluidos, transferencia de calor y masa, resistencia de materiales, métodos numéricos, máquinas térmicas, diseño mecánico y gestión ambiental— con el objetivo de desarrollar una solución de aireación técnicamente fundamentada, mecánicamente viable y ambientalmente compatible, demostrando la capacidad de aplicar de manera integrada los saberes teóricos y prácticos en la resolución de una problemática real de la industria.

Capítulo 1: Análisis de problemática.

1.1 Caracterización de la etapa aeróbica.

La etapa aeróbica del tratamiento de efluentes lácteos constituye un sistema complejo cuyo objetivo es la oxidación biológica de la materia orgánica residual y la transformación de compuestos nitrogenados, mediante la acción de microorganismos que requieren oxígeno disuelto para su metabolismo. El desempeño de esta etapa resulta determinante para alcanzar los parámetros de calidad exigidos para el vertido del efluente tratado (Normativa ambiental argentina).

Desde el punto de vista ingenieril, esta etapa no puede analizarse como un conjunto de componentes aislados, sino como un sistema dinámico en el que interactúan variables hidráulicas, mecánicas, físico-químicas y biológicas. La problemática asociada a la etapa aeróbica radica, fundamentalmente, en la necesidad de mantener un equilibrio operativo entre dichas variables, de modo de asegurar la estabilidad del proceso y su eficiencia global.

1.2 Variables hidráulicas y de proceso.

El caudal de efluente tratado constituye una de las variables primarias del sistema, ya que condiciona directamente el tiempo que el agua se mantendrá en la pileta y la carga orgánica aplicada a la etapa aeróbica. Variaciones en el caudal modifican la disponibilidad de sustrato y generan cambios en la demanda instantánea de oxígeno, afectando el régimen de operación del sistema.

La carga orgánica, usualmente caracterizada mediante parámetros como la Demanda Bioquímica de Oxígeno (DBO) y la Demanda Química de Oxígeno (DQO), define la cantidad de oxígeno requerida para la oxidación biológica. En efluentes lácteos, esta carga presenta fluctuaciones significativas asociadas a los ciclos productivos y a las operaciones de limpieza, lo que introduce un comportamiento transitorio que debe ser considerado en el análisis del sistema.

1.3 Variables biológicas y fisicoquímicas.

La actividad metabólica de los microorganismos aeróbicos depende de manera directa de variables fisicoquímicas tales como el oxígeno disuelto, el pH y la temperatura del efluente. El oxígeno disuelto debe mantenerse dentro de un rango adecuado para evitar condiciones limitantes que reduzcan la velocidad de las reacciones biológicas o generen inhibiciones del proceso.

El pH influye tanto en la actividad microbiana como en el equilibrio químico de diversos compuestos presentes en el efluente, mientras que la temperatura afecta la cinética de las reacciones biológicas y, en consecuencia, la eficiencia del tratamiento. Estas variables presentan relaciones no lineales con el rendimiento del sistema, lo que incrementa la complejidad de su control y operación.

1.4 Variables mecánicas y energéticas

La transferencia de oxígeno desde la fase gaseosa a la fase líquida constituye uno de los fenómenos centrales de la etapa aeróbica y se encuentra gobernada por principios de mecánica de fluidos y transferencia de masa. Variables como el tamaño de burbuja, el régimen de flujo, la turbulencia inducida y la profundidad de operación influyen directamente en la eficiencia de oxigenación.

Desde el punto de vista energético, la aireación representa uno de los mayores consumos eléctricos del tratamiento biológico. Existe, por lo tanto, un compromiso técnico entre asegurar una adecuada disponibilidad de oxígeno disuelto y minimizar el consumo energético del sistema.

1.5 Interacción, sensibilidad y condiciones de borde del sistema

Las variables que gobiernan la etapa aeróbica presentan una fuerte interdependencia. Un incremento en la carga orgánica aplicada implica una mayor demanda de oxígeno, lo que a su vez requiere un aumento en la energía suministrada al sistema de aireación. Del mismo

modo, variaciones en la concentración de sólidos en suspensión afectan la viscosidad del fluido y la hidrodinámica del sistema, modificando la eficiencia de transferencia de oxígeno.

Desde el punto de vista del diseño y análisis ingenieril, el sistema se encuentra condicionado por un conjunto de condiciones de borde, entre las que se destacan los valores límite impuestos por la normativa ambiental vigente para el vertido del efluente (Resolución 1089/82 Anexo II), las características geométricas de la pileta, el nivel de operación del fluido y las restricciones energéticas y mecánicas asociadas al equipamiento disponible. Estas condiciones delimitan el espacio de soluciones posibles y deben ser consideradas explícitamente en el desarrollo de cualquier propuesta técnica.

1.6 Planteo de la problemática ingenieril

En función de lo expuesto, la problemática central de la etapa aeróbica puede definirse como la necesidad de garantizar una transferencia de oxígeno suficiente, estable y controlable, capaz de adaptarse a variaciones en la carga y el caudal del efluente, manteniendo al mismo tiempo una alta eficiencia energética y operativa.

Desde la ingeniería mecánica, este problema se traduce en el desafío de diseñar y dimensionar un sistema de aireación y agitación que permita optimizar la interacción entre las variables del proceso, asegurando la continuidad del tratamiento biológico y el cumplimiento de los requerimientos normativos. El análisis de estas variables y de sus condiciones de borde constituye la base conceptual para el desarrollo, en los capítulos siguientes, de una solución técnica que aborde de manera integral la complejidad del sistema aeróbico.

Capítulo 2: Propósitos del proyecto y análisis de alternativas de aireación

2.1 Propósitos del proyecto y criterios de diseño

El desarrollo del presente proyecto tiene como finalidad principal asegurar que el efluente tratado en la etapa aeróbica cumpla en forma permanente con las condiciones de vuelco establecidas en el Anexo II de la Resolución Nº 1089/82, correspondiente a descargas en conductos pluviales abiertos o cursos de agua superficiales, según lo establecido por la autoridad ambiental de la Provincia de Santa Fe Resolución Nº 1089-82

En este contexto, los propósitos del proyecto se definen a partir de valores límite obligatorios, que condicionan directamente el diseño, dimensionamiento y operación del sistema de aireación. Para el tipo de cuerpo receptor considerado, los parámetros más relevantes que inciden sobre la etapa aeróbica son:

1- Demanda Bioquímica de Oxígeno (DBO_5):

- Límite obligatorio:
    - ≤ 50 mg/L cuando la distancia a tomas de agua (D) es menor a 8 km
    - Valores crecientes en función de la dilución (d), hasta un máximo de 400 mg/L

2- Demanda Química de Oxígeno (DQO):

- Límite obligatorio:
    - ≤ 75 mg/L para D < 8 km
    - Hasta 600 mg/L según dilución

3- Materia en suspensión total:

- Límite obligatorio:
    - ≤ 30 mg/L para D < 8 km
    - Hasta 200 mg/L según dilución

4- pH:

- Rango permitido: 5,5 – 10,0

5- Temperatura del efluente:

- ≤ 45 °C

Estos valores definen el nivel de remoción biológica necesario y, por lo tanto, la demanda de oxígeno que debe ser satisfecha en la etapa aeróbica.

En consecuencia, uno de los propósitos centrales del proyecto consiste en asegurar una transferencia de oxígeno suficiente para reducir la DBO del efluente hasta valores compatibles con los límites normativos, considerando que los efluentes lácteos presentan una elevada biodegradabilidad (relaciones típicas DBO_5/DQO del orden de 0,6–0,7).

Adicionalmente, el sistema de aireación debe permitir:

- Mantener concentraciones de oxígeno disuelto en el rango operativo típico de 2 a 4 mg/L, suficientes para la oxidación de la materia orgánica y la nitrificación,
- Garantizar la estabilidad del proceso frente a variaciones de carga orgánica y caudal,
- Minimizar el consumo energético, dado que la aireación representa el principal consumo eléctrico del tratamiento biológico.

2.2 Implicaciones de la normativa en el diseño del sistema de aireación

La normativa de vertido no establece requisitos directos sobre el método de aireación, pero impone condiciones de calidad del efluente que solo pueden alcanzarse mediante un control adecuado del proceso aeróbico. En particular, el cumplimiento de los límites de DBO y DQO obliga a asegurar una tasa de transferencia de oxígeno acorde a la carga aplicada.

Desde el punto de vista ingenieril, esto se traduce en la necesidad de:

- Estimar la demanda total de oxígeno asociada a la remoción de DBO y a la nitrificación,
- Seleccionar un sistema de aireación capaz de suministrar dicha cantidad de oxígeno con un margen de seguridad,
- Evaluar la eficiencia real de transferencia, considerando que la eficiencia en agua residual es inferior a la medida en agua limpia.

Por lo tanto, la comparación entre tecnologías de aireación se realiza en función de parámetros cuantificables, tales como:

- Eficiencia estándar de transferencia de oxígeno (SOTE).
- Eficiencia energética (kg O_2/kWh).
- Capacidad de mezcla hidráulica.
- Robustez mecánica y confiabilidad operativa.

2.3 Alternativas tecnológicas de aireación para piletas aeróbicas

2.3.1 Sistemas de aireación por burbuja fina (difusores de membrana)

Los sistemas de aireación por burbuja fina utilizan difusores de membrana perforada que generan burbujas de diámetro reducido, lo que incrementa el área de contacto gas–líquido y permite alcanzar altas eficiencias de transferencia de oxígeno.



Imagen 2-1: Difusor de burbujas finas (OTT Group).



Imagen 2-2: Disposición de difusores en fondo de pileta (Industria ambiental).

Valores típicos reportados por distintos fabricantes:

- SOTE en agua limpia: 15 – 25 %
- Eficiencia energética (SAE): 4 – 6 kg O_2/kWh
- Profundidades de operación recomendadas: > 3,5 – 4 m

Estas características los convierten en sistemas altamente eficientes desde el punto de vista energético. Sin embargo, presentan desventajas relevantes para efluentes lácteos descargados a canales abiertos:

- Elevada sensibilidad al ensuciamiento por grasas y sólidos.
- Mayores requerimientos de mantenimiento.
- Necesidad de sistemas de soplado de aire comprimido.
- Mayor complejidad constructiva.

Si bien permiten alcanzar con holgura los valores de DBO exigidos por la normativa, su aplicación resulta menos conveniente cuando se prioriza la simplicidad operativa y la robustez mecánica.

2.3.2 Aireadores mecánicos superficiales

Los aireadores mecánicos superficiales oxigenan el efluente mediante la proyección del agua hacia la atmósfera, aprovechando el contacto directo agua–aire.



Imagen 2-3: Aireador mecánico superficial (Grupo Falmet).



Imagen 2-4: Pileta de tratamiento de efluentes con aireadores mecánicos (Grupo Falmet).

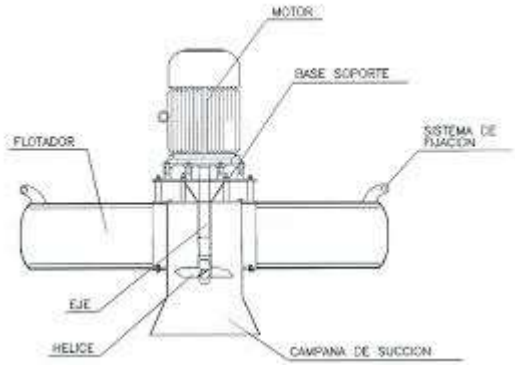


Imagen 2-5: Esquema.

Valores típicos de desempeño:

- Eficiencia energética: 1,5 – 2,5 kg O_2/kWh
- Oxigenación predominantemente superficial
- Alta capacidad de mezcla local

Su principal ventaja radica en la simplicidad constructiva y facilidad de instalación. No obstante, presentan limitaciones importantes:

- Baja eficiencia energética comparada con otras tecnologías,
- Menor control de la transferencia de oxígeno,
- Mayores esfuerzo mecánico y desgaste de componentes.

En sistemas donde el cumplimiento de límites estrictos de Demanda Bioquímica de Oxígeno (DBO) depende de mantener una oxigenación estable, uniforme y controlable en todo el volumen del reactor, este tipo de equipos puede resultar insuficiente o energéticamente ineficiente. La transferencia de oxígeno predominantemente superficial y la limitada capacidad de regulación fina del proceso generan gradientes de oxígeno disuelto, con zonas localizadas de sub-aireación que afectan la cinética de oxidación biológica.

Como consecuencia, para compensar estas deficiencias, suele ser necesario operar los equipos a potencias elevadas o con tiempos de funcionamiento prolongados, lo que incrementa significativamente el consumo energético sin una mejora proporcional en la remoción de la carga orgánica. Esta situación no solo impacta negativamente en la eficiencia global del sistema, sino que también compromete la estabilidad del proceso biológico y dificulta el cumplimiento sostenido de los valores de DBO exigidos por la normativa ambiental, especialmente bajo condiciones de carga variable.

2.3.3 Aireadores de eje inclinado

Los aireadores de eje inclinado combinan la acción de una hélice sumergida, responsable de generar una circulación forzada y una adecuada mezcla hidráulica del fluido, con la incorporación de aire de forma controlada en la zona de alta turbulencia generada por el

impulsor. Esta configuración permite lograr una **distribución más uniforme del oxígeno disuelto en el volumen de la pileta**, reduciendo los gradientes de concentración y zonas con aireación deficiente.

Adicionalmente, la interacción entre el aire incorporado y el campo de velocidades inducido por la hélice favorece la **fragmentación del aire en burbujas de pequeño tamaño**, lo que incrementa significativamente el área de interfaz gas–líquido. Como consecuencia, se mejora la **eficiencia de transferencia de oxígeno**, ya que el mayor tiempo de contacto entre fases y la elevada turbulencia local potencian el pasaje de oxígeno desde la fase gaseosa hacia el líquido. Este mecanismo permite alcanzar niveles adecuados de oxígeno disuelto con menores requerimientos energéticos en comparación con sistemas de aireación puramente superficiales.

Valores típicos:

- Eficiencia energética: 2,5 – 4 kg O_2/kWh
- Buena capacidad de mezcla global
- Adaptabilidad a variaciones de carga y caudal

Desde el punto de vista normativo, estos sistemas permiten:

- Mantener niveles de oxígeno disuelto compatibles con la remoción de DBO requerida,
- Evitar zonas muertas que comprometan el cumplimiento de los límites de materia en suspensión,
- Regular el consumo energético en función de la demanda real del proceso.

Además, su configuración mecánica resulta especialmente adecuada para ser analizada mediante herramientas de cálculo estructural, lo que permite verificar su viabilidad mecánica frente a las condiciones reales de operación.

2.4 Comparación técnica orientada al cumplimiento normativo

Desde la óptica del cumplimiento de la Resolución Nº 1089/82, la selección del sistema de aireación debe priorizar:

- Capacidad de garantizar valores de DBO ≤ 50 mg/L en condiciones desfavorables.
- Estabilidad operativa frente a cargas variables.
- Confiabilidad mecánica y facilidad de mantenimiento.
- Eficiencia energética compatible con la operación continua.

En el siguiente cuadro se realiza una evaluación de tecnologías frente a los límites de vuelco impuestos por la resolución (Tabla 2.1):

Tabla 2-1: Comparación cualitativa de equipos.

Parámetro Normativo	Límite impuesto por la resolución	Aireador de Eje Inclinado	Difusores (Burbuja Fina)	Aireadores Superficiales
D.B.O.(Demanda Bioquímica de Oxígeno)	≤50mg/L	Cumplimiento Alto. La inyección de aire combinada con mezcla profunda asegura la oxidación homogénea en todo el volumen, garantizando el límite exigido.	Alta eficiencia teórica, pero decrece drásticamente con el ensuciamiento. Si los poros se tapan parcialmente, la DBO de salida aumenta por falta de oxígeno.	Generan zonas muertas (anóxicas) en el fondo de la pileta debido a la falta de mezcla profunda, lo que impide completar la oxidación biológica.
D.Q.O.(Demanda Química de Oxígeno)	≤75mg/L	Cumplimiento Alto. Evita cortocircuitos hidráulicos. El tiempo de contacto burbuja-líquido es extendido por la turbulencia del chorro.	Riesgo de canalización del aire. Si la distribución no es perfecta, se generan columnas de aire ascendente rápido sin transferir oxígeno a todo el líquido.	Cortocircuitos hidráulicos. El flujo tiende a ser superficial, permitiendo que parte del efluente salga sin el tiempo de retención necesario para degradar la DQO.
Materia en Suspensión Total	≤30mg/L	Excelente suspensión. El chorro direccional barre el fondo, manteniendo los sólidos biológicos (MLSS) en suspensión para el tratamiento y evitando depósitos.	Baja energía de mezcla. Los sólidos tienden a sedimentar en las zonas entre difusores, acumulando lodos inactivos que luego pueden ser arrastrados al vuelco.	Mezcla insuficiente en profundidad. En piletas de >3m, no logran levantar los sólidos del fondo, provocando sedimentación y posterior arrastre de flóculos.
Grasas y Aceites(Sust. Solubles en Éter)	≤100mg/L	Inmune al bloqueo. Diseño mecánico abierto y autolimpiante. La turbulencia impide la acumulación de grasas en la hélice o inyector.	Crítico: Colmatación. Las grasas presentes en el lácteo bloquean los microporos de la membrana, elevando la contrapresión y rompiendo los difusores.	Formación de espumas. La agitación superficial violenta en presencia de grasas genera espumas nocivas que dificultan la operación y el control visual.
Temperatura	<45◦C	Estabilidad Térmica. Al ser subsuperficial, conserva mejor el calor metabólico en invierno, manteniendo la cinética bacteriana óptima.	El aire comprimido inyecta calor (positivo), pero la complejidad de enfriar el aire antes de entrar a las membranas (si es excesivo) complica el diseño.	Enfriamiento excesivo (Spray). En invierno, al lanzar el líquido al aire frío, la temperatura del reactor cae bruscamente, reduciendo la eficiencia biológica.

También, a continuación se muestra una tabla de comparación cuantitativa de parámetros de diseño y operación en los que también se basará la elección de nuestra selección:

Tabla 2-2: Comparación cuantitativa de equipos.

Parámetro / Métrica	Unidades	Difusores de Burbuja Fina	Aireadores Mecánicos Superficiales	Aireador de Eje Inclinado (Aspirante)
Eficiencia Energética Estándar (SAE)	kgO2/kWh	4,0 – 6,0	1,5 – 2,5	2,5 – 4,0
Eficiencia de Transferencia (SOTE)	%	15 – 25 (alto)	N/A (baja)	10 – 15 (medio)
Factor de Corrección Alpha (α) (Impacto de grasas/detergentes)	Adim.	0,40 – 0,60 (Severa reducción)	0,80 – 0,90	0,85 – 0,95 (Alta Inmunidad)
Capacidad de Mezcla (Velocidad de fondo)	m/s	<0,1 (Riesgo sedimentación)	<0,15 (Zonas muertas >3m)	>0,3 (Resuspensión efectiva)
Profundidad de Operación	m	4,0 – 8,0	2,0 – 3,5	2,5 – 6,0
Pérdida de Eficiencia Anual (Por ensuciamiento)	%	10 – 20 % (Requiere limpieza)	<2%	Despreciable
Mantenimiento Típico	Frecuencia	Semestral / Anual (Limpieza química)	Trimestral (Engrase reductores)	Anual (Control nivel aceite)

2.5 Justificación de la selección

En función del análisis comparativo realizado entre las distintas tecnologías de aireación, se selecciona como objeto de desarrollo del presente proyecto el diseño de un modelo eficiente de aireador de eje inclinado. Esta elección se fundamenta en que este tipo de sistema permite combinar la simplicidad constructiva y robustez mecánica propias de los aireadores mecánicos superficiales, con una mejora sustancial en la eficiencia de transferencia de oxígeno, asociada a su capacidad de incorporar aire y fragmentarlo en burbujas de tamaño reducido.

La generación de burbujas en una zona de elevada turbulencia incrementa el área interfacial gas–líquido y favorece una distribución más homogénea del oxígeno disuelto en el volumen de la pileta, permitiendo alcanzar los niveles de oxigenación requeridos por el proceso con un menor consumo energético específico. Asimismo, la configuración de eje inclinado facilita la mezcla hidráulica global del fluido, reduciendo la aparición de zonas muertas y contribuyendo a la estabilidad del tratamiento biológico.

De este modo, el aireador de eje inclinado se presenta como una solución técnicamente equilibrada, que conjuga eficiencia de proceso, viabilidad mecánica y simplicidad de diseño, resultando especialmente adecuada para el tratamiento aeróbico de efluentes lácteos vertidos a canales abiertos. Sobre esta base, el proyecto se orienta al desarrollo y análisis de un modelo de aireador inclinado optimizado, que será abordado en los capítulos siguientes.

Capítulo 3: Dimensionamiento y Diseño

Para dar inicio al proceso de dimensionamiento y a los cálculos asociados, resulta indispensable conocer el requerimiento de oxígeno que debe ser transferido al medio líquido, a fin de garantizar el correcto desarrollo de los procesos bioquímicos que tienen lugar en la etapa aeróbica del tratamiento de efluentes. Este requerimiento de oxígeno constituye un dato fundamental de partida, ya que condiciona directamente el diseño del sistema de aireación, la potencia a instalar y las características geométricas y operativas del equipo.

En el presente trabajo, el requerimiento de oxígeno ya se encuentra definido y es suministrado como dato de entrada por una empresa del sector industrial, en base a su experiencia operativa y a los parámetros reales de funcionamiento de su sistema de tratamiento de efluentes. Asimismo, para el desarrollo del dimensionamiento se dispone de información técnica adicional proporcionada por dicha empresa, la cual será utilizada de manera anónima a lo largo del proyecto, con el fin de preservar la confidencialidad y respetar la privacidad de la organización.

Tabla 3-1: Datos técnicos provistos.

Necesidades de Oxígeno		
Oxidación de la materia orgánica		
Relación DBO5/DBO última	0,65	
Consumo de Oxígeno Necesario	559,58	Kg O2 / Día
Oxidacion del nitrogeno		
Consumo de nitrógeno para crecimiento de microorganismos	38,6	ppm
Consumo de oxígeno necesario para la nitrificación	266,97	Kg O2 / Día
Consumo total de O2		
Necesidad total mínima de oxígeno	826,56	Kg O2 / Día
Necesidad horaria total mínima de oxígeno	34,44	Kg O2 / Hora
Coeficiente de seguridad	1,15	
Necesidad horaria total requerida de oxígeno	39,61	Kg O2 / Hora

3.1 Dimensionamiento de subconjuntos de aireación y remoción

El proceso de dimensionamiento se inicia con la definición y selección de los equipos eléctricos, dado que estos constituyen el núcleo del sistema de accionamiento y se encuentran directamente vinculados con las dimensiones, el régimen de operación y las solicitaciones mecánicas del equipo. En el sistema propuesto se identifican dos equipos eléctricos principales, cuya correcta selección resulta determinante para el desempeño del aireador y para el desarrollo del diseño mecánico asociado.

Por un lado, se encuentra el motor eléctrico del soplador, el cual está directamente relacionado con la cantidad de oxígeno que debe ser insuflada al agua para satisfacer el requerimiento del proceso biológico. La potencia de este motor depende del caudal de aire necesario, de la presión de trabajo impuesta por la profundidad de la pileta y de las pérdidas del sistema, y define la capacidad del conjunto para alcanzar los niveles de oxigenación exigidos por los parámetros operativos y la normativa ambiental.

Por otro lado, se encuentra el motor eléctrico que acciona la hélice, cuya función es generar la mezcla hidráulica y la turbulencia, necesarias para favorecer la dispersión del aire insuflado y la homogeneización del medio. Este motor debe ser seleccionado en combinación con los parámetros geométricos y operativos de la hélice tales como diámetro, paso, número de palas y velocidad de giro de manera tal que se cumplan los requerimientos hidráulicos y mecánicos del sistema, los cuales serán desarrollados en detalle en los apartados posteriores.

Asimismo, la determinación de las potencias de ambos equipos eléctricos permite establecer un orden de magnitud realista de las dimensiones físicas de los componentes involucrados, tales como motores, ejes, carcasas y sistemas de soporte. A partir de estas dimensiones, es posible definir de manera coherente las dimensiones generales del aireador, asegurando la compatibilidad entre el diseño mecánico, las condiciones operativas del agua y los requerimientos del proceso de aireación.

3.1.1 Dimensionamiento del soplador

Como ya se comentó anteriormente, el dimensionamiento del soplador se fundamenta en la cantidad de oxígeno que debe ser transferida al efluente para garantizar el correcto desarrollo del proceso biológico en la etapa aeróbica. El requerimiento de oxígeno constituye, por lo tanto, el parámetro de partida para la selección del caudal de aire necesario y, en consecuencia, para la determinación de la potencia del equipo de soplado. (Parámetro que fue brindado directamente por la empresa, ya que se deben realizar mediciones que exceden a nuestros conocimientos para determinar este tipo de parámetros).

$$AOR_{total} = 39.61\ kgO_2/h$$

Este valor representa la masa de oxígeno que debe ser efectivamente transferida al agua por unidad de tiempo, independientemente del método de aireación utilizado.

A partir de este requerimiento, el dimensionamiento del soplador se realiza considerando la eficiencia de transferencia de oxígeno del sistema, que depende del tamaño de burbuja generado, de la turbulencia inducida por la hélice y de las condiciones hidráulicas del medio. La eficiencia de transferencia adoptada permite relacionar la cantidad de oxígeno efectivamente disuelta en el agua con la cantidad de oxígeno contenida en el aire suministrado, estableciendo así el caudal de aire necesario para satisfacer el proceso.

Conversión del requerimiento de oxígeno a caudal de aire

El aire atmosférico contiene aproximadamente un 21 % de oxígeno en volumen, lo que equivale a una masa aproximada de 0,23 kg de O_2 por metro cúbico de aire en condiciones normales. Sin embargo, no todo el oxígeno contenido en el aire insuflado es efectivamente transferido al agua, ya que la transferencia depende del tamaño de burbuja generado, de la turbulencia del medio y del tiempo de contacto entre fases.

Para contemplar este fenómeno, se introduce la eficiencia global de transferencia de oxígeno, definida como la fracción del oxígeno contenido en el aire suministrado que se disuelve efectivamente en el agua.

El valor adoptado para la eficiencia de transferencia de oxígeno no surge de una elección arbitraria, sino que se fundamenta en los rangos y criterios reportados en la bibliografía clásica de tratamiento de efluentes, particularmente en [1].

En dicha bibliografía se establece que la transferencia de oxígeno en sistemas de aireación debe evaluarse bajo condiciones reales de operación. Metcalf & Eddy señalan que, en campo, la fracción de oxígeno efectivamente transferida desde el aire al agua se ve afectada por múltiples factores, entre los que se destacan el tipo de sistema de aireación, el tamaño de burbuja, la intensidad de la mezcla, la profundidad de operación y las propiedades del efluente tratado. Como consecuencia de estas variables, la eficiencia de transferencia de oxígeno en agua residual presenta valores sensiblemente inferiores a los obtenidos en agua limpia. [1]

Para sistemas de aireación no difusa, tales como aireadores mecánicos o sistemas asistidos por mezcla, Metcalf & Eddy [1] indican que los valores típicos de eficiencia global de transferencia de oxígeno en condiciones reales se encuentran comprendidos, en el rango de 10 % a 25 %, dependiendo del grado de turbulencia inducido y de la capacidad del sistema para fragmentar las burbujas de aire. En particular, los sistemas que generan burbujas de tamaño mediano, combinando inyección de aire con agitación mecánica, alcanzan eficiencias intermedias dentro de dicho rango.

En el sistema analizado en el presente trabajo, la aireación se realiza mediante insuflado de aire combinado con una hélice sumergida, cuyo objetivo principal es incrementar la turbulencia local y favorecer la fragmentación del aire en burbujas de tamaño mediano. Considerando esta configuración, y de acuerdo con los rangos reportados anteriormente para nuestro sistema, se adopta un valor de eficiencia de transferencia de oxígeno del 20 %, el cual resulta representativo de las condiciones de operación esperadas.

La selección de este valor responde a un criterio conservador y técnicamente consistente, adecuado para el dimensionamiento del caudal de aire y de la potencia del soplador, evitando la subestimación del requerimiento real de oxígeno del proceso biológico. De este modo, la eficiencia adoptada se encuentra plenamente respaldada por la bibliografía de referencia y resulta coherente con las características hidráulicas y operativas del sistema de aireación propuesto.

$$\eta OT = 0.20$$

$$Vaire = \frac{AOR}{0.23 \times \eta OT} = \frac{39.61\ kg\ O2/h}{0.23\ kg\ O2/h \times 0.2} \approx 861\ m^3/h \qquad (3.1.1.1)$$

- *Vaire es el caudal de aire requerido [m3/h]*
- *AOR es el requerimiento de oxígeno [kg O2/h]*
- *0,23 es la masa de oxígeno contenida por metro cúbico de aire [kg O2/m3]*
- *ηOT es la eficiencia de transferencia de oxígeno*

Este resultado representa el caudal total de aire que debe ser suministrado por el sistema de soplado para garantizar la transferencia de oxígeno requerida por el proceso biológico en condiciones de diseño (de toda la pileta).

Para nuestro caso se decidió utilizar seis equipos de aireación, lo cual será explayado en otro apartado. Quedando un caudal de soplado de 143.5 m3/h por equipo.

Por otra parte, se debe obtener la presión mínima que deben superar los sopladores para poder insuflar el aire por el difusor que estará sumergido a una determinada profundidad. Para ello, se puede ver el croquis adjunto:

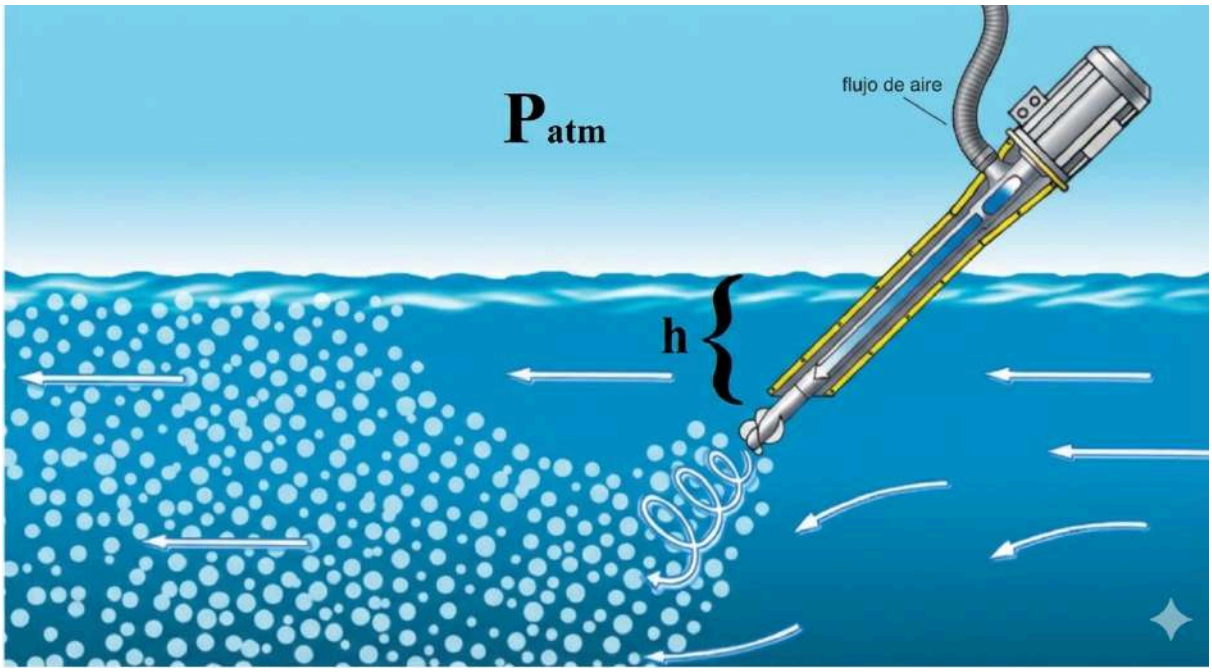


Imagen 3-1: Diagrama de profundidad de insuflado (Gemini).

Aplicando el principio de Pascal, se puede obtener la presión absoluta a la profundidad que se encontrará el difusor de aire.

$$P_{dif} = P_{atm} + \rho_{agua} \cdot g \cdot h \quad (3.1.1.2)$$

Donde:

- *Pdif es la presión a la salida del difusor de aire [kPa]*
- *Patm es la presión atmosférica [Kpa]*
- ρ_{agua} *es la densidad del agua residual [kg/m3]*
- *g = gravedad [m/s2]*
- *h = profundidad del difusor [m]*

Para este cálculo, se tiene en cuenta que el eje del motor tendrá una inclinación de 40° respecto a la superficie del agua, quedando h = 1m.

$$P_{dif} = P_{atm} + \rho_{agua} \cdot g \cdot h \quad (3.1.1.3)$$

$$P_{dif} = 101325\,KPa + 1000\,\frac{Kg}{m^3} \cdot 9.81\,\frac{m}{s^2} \cdot 1m \cdot 1\frac{KPa}{1000\,Pa} = 101.334KPa$$

Finalmente, el soplador deberá ser capaz de suministrar el caudal de aire requerido, estimado en 143,5 m³/h, y de vencer la presión manométrica asociada a la profundidad de operación, la cual se adopta como 9,81 kPa (98,1 mbar). Este valor corresponde a la presión hidrostática ejercida por la columna de agua sobre el punto de inyección de aire.

Adicionalmente, considerando la presencia de un difusor ubicado en el extremo sumergido del sistema, así como las pérdidas de carga asociadas al paso del aire a través de dicho elemento, se adopta un criterio conservador de diseño, sobredimensionando la presión de trabajo del soplador en un 30 %. De este modo, se garantiza un funcionamiento adecuado del sistema de aireación bajo distintas condiciones operativas, evitando caídas de caudal que puedan comprometer la eficiencia del proceso. Por lo tanto la presión a considerar es de 127.5 mbar.

Model	Rated				Max. Air flow	Max. Vacuum	Max. Pressure
	Frequency	Power	Voltage	Current			
	Hz	KW	V	A	m3/h	mbar	mbar
TH 610 H08	50	1.5	△220-240/Y340-415	8.5△/4.9Y	259	170	190
	60	2.05	△220-275/Y380-480	8.5△/5.1Y	315	160	180
TH 610 H10	50	2.2	△220-240/Y340-415	9.7△/5.6Y	289	230	229
	60	2.65	△220-275/Y380-480	10.5△/6.1Y	319	240	250
TH 610 H20	50	3	△220-240/Y340-415	12.5△/7.2Y	369	280	280
	60	3.45	△220-275/Y380-480	12.5△/7.2Y	315	260	270
TH 630 H08	50	1.5	△220-240/Y340-415	8.5△/4.9Y	345	125	125
	60	2.05	△220-275/Y380-480	8.5△/5.1Y	415	105	130
TH 630 H10	50	2.2	△220-240/Y340-415	9.7△/5.6Y	345	200	188
	60	2.65	△220-275/Y380-480	10.5△/6.0Y	415	170	185
TH 630 H20	50	3	△220-240/Y340-415	12.5△/7.2Y	345	240	220
	60	3.45	△220-275/Y380-480	12.5△/7.2Y	415	210	220

Imagen 3-2: Tabla de sopladores.

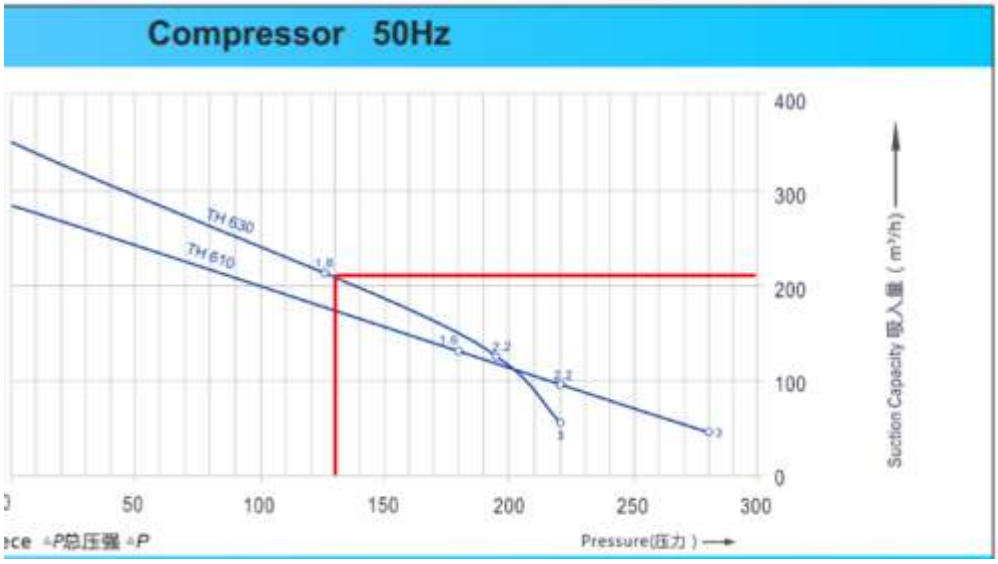


Imagen 3-3: Curva presión-caudal.



Imagen 3-4: Soplador.

Haciendo uso del catálogo SCB Vacuum Tech Limited, se busco un equipo que cumpla con los parámetros antes mencionados. Seleccionando finalmente el modelo TH 630 H26 que posee una presión máxima de 220 mbar y un caudal volumétrico máximo de 345 m^3/h. En la imagen 3-3 puede verse el punto de funcionamiento del soplador.

Justificación de cantidad de equipos a utilizar

Dadas las extensas dimensiones de la laguna, se desestimó la implementación de un sistema centralizado (un único equipo de gran potencia) debido a las limitaciones hidráulicas inherentes para garantizar una mezcla homogénea en la totalidad del volumen. En su lugar, se optó por una configuración distribuida, subdividiendo virtualmente la superficie en 6 sectores operativos de 21,66 m de largo por 12,00 m de ancho cada uno.

Esta sectorización obedece a los siguientes criterios de diseño:

1. Eficiencia de Mezcla: Al reducir el "área de influencia" requerida por cada equipo, se garantiza que la energía cinética del aireador sea suficiente para mantener los sólidos en suspensión en todo el sector asignado, evitando la formación de zonas anóxicas o sedimentación en los extremos de la laguna.

2. Redundancia Operativa: El sistema de 6 unidades ofrece una mayor confiabilidad frente a fallas. A diferencia de un sistema unitario, donde una avería detiene el tratamiento completo, la salida de servicio de un equipo en este esquema sólo afecta parcialmente la capacidad de transferencia de oxígeno (16%), permitiendo que el proceso continúe operando bajo un plan de contingencia mientras se realizan las reparaciones.

3. Mantenimiento: Si bien el incremento en la cantidad de equipos activos implica una mayor frecuencia de tareas de mantenimiento preventivo, esto se compensa con la seguridad del proceso y la posibilidad de intervenir equipos individuales sin detener la planta.

3.1.2 Diseño del difusor de aire.

En los sistemas de aireación, el difusor opera como el elemento terminal responsable de introducir gas en el medio líquido de forma controlada. Su propósito ingenieril es maximizar la disolución de oxígeno incrementando sustancialmente el área de contacto aire-líquido y prolongando el tiempo de retención de las burbujas en la columna de agua. El diseño hidrodinámico y la selección del difusor requieren evaluar tres parámetros de control fundamentales: el caudal de aire suministrado, el diámetro de los orificios y el número total de perforaciones activas. La interacción de estas variables condiciona las fuerzas de corte y tensión superficial durante la inyección, dictando el régimen de flujo, el diámetro inicial de desprendimiento de la burbuja y su velocidad terminal de ascenso.

Objetivo propuesto para la siguiente memoria

El objetivo principal de la presente memoria de cálculo es determinar la cantidad real de oxígeno transferido desde las burbujas de aire hacia el agua durante el proceso de aireación.

Para ello, se adoptó un modelo matemático de formación de burbujas correspondiente al régimen dinámico (caudal finito), ampliamente respaldado por la literatura especializada [2] y [3]. Este modelo permite estimar el diámetro medio de burbuja en función de parámetros operativos fundamentales tales como el diámetro de los orificios, la cantidad total de perforaciones y el caudal de aire suministrado.

A partir del diámetro obtenido, se determinó el tiempo de permanencia de cada burbuja en el fluido, considerando la profundidad de operación y la velocidad de ascenso en régimen estacionario. Este tiempo de residencia define el intervalo efectivo durante el cual ocurre la transferencia de oxígeno.

Con el tiempo de formación de burbuja y el tiempo de ascenso, se estimó la cantidad de burbujas presentes simultáneamente en la columna líquida. Conociendo el número total de burbujas y su diámetro medio, se calculó la superficie interfacial gas–líquido disponible para la transferencia de masa.

Finalmente, mediante la aplicación del coeficiente volumétrico de transferencia de masa, se obtuvo la tasa de transferencia de oxígeno por unidad de tiempo, representativa de la

capacidad real del sistema para oxigenar el agua. Este resultado fue comparado con el valor operativo informado, a fin de evaluar la consistencia y validez del enfoque adoptado.

Marco conceptual

La generación de burbujas a través de un orificio sumergido puede describirse mediante distintos modelos según el régimen de operación. En el presente trabajo se adopta el enfoque correspondiente al régimen dinámico o de caudal finito, en el cual los efectos inerciales del gas inyectado y del líquido circundante resultan significativos.

Este enfoque se fundamenta en el desarrollo teórico presentado en [3], donde se analiza la transición entre el régimen cuasiestático (gobernado exclusivamente por el balance entre flotación y tensión superficial) y el régimen dinámico, en el cual el caudal de gas modifica el mecanismo de desprendimiento.

En sistemas industriales de aireación, los valores típicos de caudal implican números de Weber del orden de la unidad o superiores, justificando la adopción del modelo dinámico.

Determinacion del diametro medio de las burbujas

El diámetro medio de la burbuja db depende de las siguientes variables físicas:

- Do: Diámetro del agujero
- u: Velocidad del gas
- ρl: Densidad del líquido
- ρg: Densidad del gas
- μ: Viscosidad del gas
- σ: Tension superficial

Aplicando análisis dimensional al conjunto de variables intervinientes, se obtiene que el diámetro adimensionalizado puede expresarse como función de grupos adimensionales (Número de reynolds y número de Weber):

$$\frac{d_b}{d_0} = f(Re, We) = Re^{\alpha} \times We^{\beta} \quad (3.1.2.1)$$

Esta expresión constituye una forma compacta que sintetiza el comportamiento dinámico del sistema y ha sido ampliamente utilizada para describir la formación de burbujas en orificios sumergidos bajo caudal finito.

Donde:

$$Re = \frac{\rho_g u d_0}{\mu_g} \quad (3.1.2.2)$$

$$We = \frac{\rho_l u^2 d_0}{\sigma} \quad (3.1.2.3)$$

Tabla 3-2: Memoria de cálculo difusor.

Símbolo	Cálculo de diámetro de burbuja	Unidad	Valor
db	Diámetro Burbuja	[m]	0,00353
Do	Diámetro orificio	[m]	0,001
Re	Número Reynols	-	1,01E+03
We	Número Weber	-	3102
alpha	coef, corrección (gas)	-	-0,05
Beta	coef, corrección (tens. sup)	-	0,2
Cálculo de Reynols			
rho g	densidad del aire	[kg/m3]	1,225
Ug	Viscosidad dinámica	[Pa.s]	1,82E-05
U	velocidad media del gas al salir del orificio	[m/s]	14,94
Número de Weber			
rho l	Densidad del líquido	[kg/m3]	1000
tau	tensión superficial líquido-gas	[N/m]	0,072
Velocidad característica del gas			
Q	Caudal de aire total en 6 difusores	[m3/s]	0,35

Cálculo de transferencia de oxígeno gas-líquido

Teoría de la doble película

El fenómeno de transferencia de oxígeno desde la fase gaseosa hacia la fase líquida se modeló a partir de la Teoría de la Doble Película, propuesta por Whitman. Este modelo establece que la resistencia al transporte de masa se concentra en delgadas capas límite adyacentes a la interfase gas–líquido, mientras que en el seno de ambas fases se asume mezcla completa.

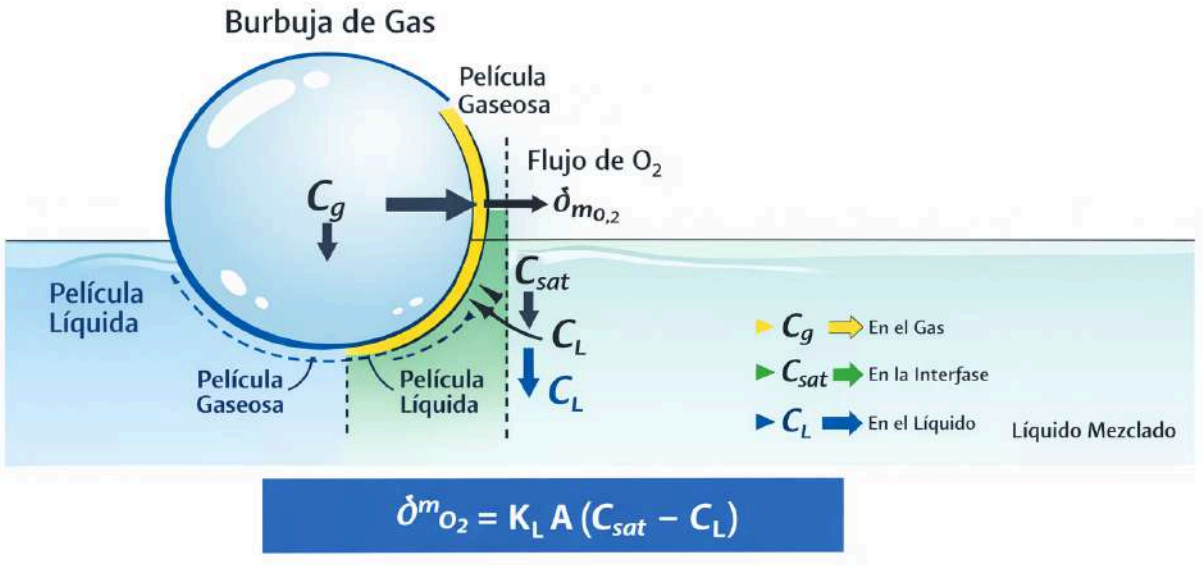


Imagen 3-5: Esquema teoría de doble película.

Bajo esta hipótesis, el flujo molar de oxígeno está gobernado por un mecanismo difusivo, descrito mediante una forma integrada de la ley de Fick. La tasa global de transferencia puede expresarse como:

$$\frac{dm}{dt} = K_l \times A \times (C_{sat} - C_l) \qquad (3.1.2.4)$$

El término $(C_{sat} - C_l)$ representa la fuerza impulsora del proceso, es decir, la diferencia entre la concentración de equilibrio en la interfase y la concentración efectiva en el volumen del líquido.

En el presente análisis se adoptó la hipótesis de que la resistencia dominante se encuentra en la fase líquida, lo cual resulta consistente con sistemas gas–agua donde la difusividad del oxígeno en el gas es significativamente mayor que en el líquido. En consecuencia, la transferencia global se expresa únicamente en términos del coeficiente líquido KL.

Este marco teórico permite vincular la hidrodinámica del sistema (tamaño y cantidad de burbujas) con la capacidad real de transferencia de oxígeno, al relacionar el área interfacial generada con la tasa efectiva de transporte de masa.

Tabla 3-3: Balance de transferencia de O2.

Balance de transferencia de O2 - Fundamento teorico doble pelicula withman			
Símbolo		Unidad	Valor
dm/dt	Tasa de transferencia de masa	[KgO2/h]	0,00021
kl	Coeficiente volumétrico de transf. de O2	[m/h]	0,85
A	Área total de la burbuja	[m2]	0,00004
Csat	Concentración de saturación de O2	[mg/l]	8,25
Cl	Concentración de O2 en el líquido	[mg/l]	2

Cálculo del Tiempo de Permanencia de la Burbuja en el Agua

El tiempo de permanencia de la burbuja dentro del fluido se determinó considerando su movimiento en régimen estacionario de ascenso, es decir, bajo la condición de velocidad terminal constante.

En este régimen, la fuerza neta ascendente (diferencia entre empuje y peso) se equilibra con la fuerza de arrastre ejercida por el líquido.

- Balance de fuerzas
  - Empuje:

$$F_E = \rho_{agua} \times g \times V_b \tag{3.1.2.5}$$

  - Fuerza de la burbuja:

$$F_P = \rho_{aire} \times g \times V_b \tag{3.1.2.6}$$

- Fuerza neta ascendente:

$$F_{neta} = (\rho_{aire} - \rho_{aire}) \times g \times V_b \quad (3.1.2.7)$$

- Fuerza de arrastre:

$$F_D = \frac{1}{2} \times C_d \times \rho_{agua} \times A \times u^2 \quad (3.1.2.8)$$

A partir de este planteo se puede obtener u, velocidad terminal de la burbuja.

Una vez determinada la velocidad de ascenso, el tiempo de permanencia se calcula mediante:

$$t_{per} = \frac{H}{u} \quad (3.1.2.9)$$

Tabla 3-4: Tiempo de permanencia de la burbuja en el agua.

Tiempo de permanencia de la burbuja en el agua			
Símbolo	Descripción	Unidad	Valor
tper	Tiempo de permanencia de la burbuja	[s]	16,9447
u	Velocidad de burbuja	[m/s]	0,28
rho aire	Densidad aire	[kg/m3]	1,210
rho agua	Densidad agua	[kg/m3]	1000
g	Gravedad	[m/s2]	9,81
Cd	Coeficiente de drag	0,4 y 0,8	0,6

Cálculo del tiempo de formación de la burbuja

El tiempo de formación de la burbuja corresponde al intervalo necesario para que el gas suministrado a través del orificio acumule el volumen suficiente hasta que se produzca el desprendimiento.

El cálculo se basa en un balance volumétrico, considerando que el gas inyectado se almacena en la burbuja en crecimiento hasta alcanzar su volumen final.

Principio adoptado:

Durante la formación:

- El gas entra con un caudal volumétrico constante
- La burbuja aumenta progresivamente su volumen
- El desprendimiento ocurre cuando se alcanza el diámetro calculado previamente

$$t_{for} = \frac{Volumen\ de\ la\ burbuja}{Caudal\ por\ orificio} \qquad (3.1.2.10)$$

Tabla 3-5: Cálculo de tiempo de formación de burbujas.

Cálculo de tiempo de formación de burbuja			
Símbolo		Unidad	Valor
Tfor	Tiempo de formación de burbuja	[s]	0,0020
Vb	Volumen de burbuja al desprenderse	[m3]	0,00000002
Qo	Caudal de aire por orificio	[m3/s]	0,0000117

Cantidad de burbujas formadas

En función del tiempo de formación de cada burbuja y del tiempo que tarda en alcanzar la superficie, se estimó la cantidad de burbujas que se generan y permanecen simultáneamente en la columna líquida.

El razonamiento adoptado es el siguiente: si una burbuja tarda un tiempo tper en ascender hasta la superficie y cada nueva burbuja se forma cada tfor segundos, entonces durante el tiempo de permanencia de la primera se generarán sucesivas burbujas.

En consecuencia, el número de burbujas presentes simultáneamente por cada orificio queda determinado por la relación entre ambos tiempos. Este valor representa el número de generaciones de burbujas coexistiendo en régimen estacionario.

Considerando la totalidad de orificios activos, se obtuvo el número total de burbujas presentes en el sistema en un instante dado.

Conocido el diámetro medio de burbuja, se calculó el área superficial individual y, multiplicando por la cantidad total de burbujas simultáneamente presentes, se determinó la superficie interfacial total gas–líquido disponible para la transferencia de oxígeno.

Este procedimiento permite vincular directamente la dinámica de formación y ascenso de burbujas con el área efectiva de contacto, parámetro fundamental para evaluar la capacidad real de transferencia de oxígeno del sistema.

Tabla 3-6: Cálculo de burbujas totales.

Cálculo de Burbujas totales			
Símbolo		Unidad	Valor
cant b perm	Cant de burbujas generadas en la permanencia		8610,1750
tper	tiempo de permanencia de la b en el agua	[s]	16,94474525
tfor	tiempo de formación de la burbuja	[s]	0,00196799
Cant b total	Cantidad total de burbujas en la pileta		256755419

Cálculo de la tasa estándar de transferencia de oxígeno (SOTR)

Una vez determinada la superficie interfacial total disponible para la transferencia de masa, se procedió al cálculo de la tasa estándar de transferencia de oxígeno.

El SOTR representa la cantidad de oxígeno que el sistema es capaz de transferir bajo condiciones estándar, definidas como:

- Agua limpia
- Temperatura de 20 °C
- Presión atmosférica de 1 atm
- Concentración inicial de oxígeno disuelto igual a cero

Base teórica:

El cálculo se fundamenta en la Teoría de la Doble Película, donde la tasa de transferencia de masa está dada por:

$$Tasa\ de\ transferencia\ (SOTR) = K_l \times A \times C_{20} \quad (3.1.2.11)$$

Tabla 3-7: Cálculo de SOTR.

Cálculo de SOTR			
Símbolo		Unidad	Valor
SOTR	Tasa de transferencia de O2 estándar	[kg/h]	78
A tot b	Área total de las burbujas	[m2]	10071

Cálculo del AOTR, tasa real de transferencia de oxígeno

El AOTR se obtiene corrigiendo el SOTR por:

- Temperatura real
- Calidad del agua (factor α)
- Salinidad (β)
- Presión / profundidad
- Concentración operativa de oxígeno disuelto

Tabla 3-8: Factores de corrección y ecuación de diseño.

Factores de corrección			
Símbolo		Unidad o rango	Valor
Alpha	Relación Kl Agu. Residual/Agu. limpia	0,4 - 0,8	0,7
Beta	Relación Csat Agu. Residual/Agu. limpia	0,9 - 0,98	0,95
Theta	Coeficiente de temperatura	1,02 a 1,03	1,02
Csat eff	Saturación efectiva de O2	[mg/l]	8,74
Ecuación de diseño - SOTR a AOTR			
Símbolo		Unidad	Valor
AOTR	Tasa de transferencia de O2 real	[kg/h]	42,5230
SOTR	Tasa de transferencia de O2 estándar	[kg/h]	77,72561
Cs20	Saturación estándar a 20ºC y 1 atm	[mg/l]	9,08
T	temperatura de agua	[ºC]	25

Análisis de resultados

Del análisis desarrollado se obtuvo un valor de AOTR igual a 42,5 kg O_2/h para las condiciones operativas consideradas.

Este resultado fue comparado con el requerimiento de transferencia de oxígeno informado por la industria, correspondiente a 39,61 kg O_2/h. La capacidad estimada del sistema supera dicho requerimiento, evidenciando un margen positivo de operación.

Cabe destacar que, durante el desarrollo del cálculo, varios parámetros fueron adoptados bajo condiciones conservadoras o desfavorables (peor escenario), tales como factores de corrección por calidad de agua y condiciones operativas exigentes. En consecuencia, el valor obtenido puede considerarse representativo de un escenario crítico de funcionamiento.

En virtud de lo expuesto, se concluye que la configuración analizada satisface la demanda de oxígeno requerida por el proceso, garantizando la capacidad de transferencia necesaria bajo las condiciones establecidas.

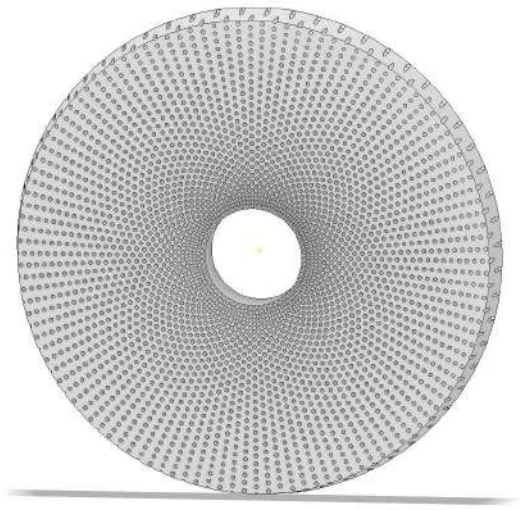


Imagen 3-6: Difusor.



Imagen 3-7: Difusor y tobera.



Imagen 3-8: Sistema de aire aislado.

3.1.3 Dimensionamiento de motor del agitador

Para el presente dimensionamiento se parte del componente final del sistema de aireación, la hélice, dado que su geometría y régimen de operación definen de manera directa las condiciones hidráulicas del fluido y mecánicas del equipo. Desde el punto de vista teórico-práctico, el funcionamiento adecuado del sistema requiere que la hélice opere dentro de un rango específico de velocidad, de modo tal que, al entrar en contacto con el aire insuflado desde el difusor, actúe como un elemento dispersor.

Asimismo, la hélice debe generar un empuje hidráulico suficiente para inducir la circulación del fluido y asegurar una adecuada agitación del volumen de la pileta, evitando la formación de zonas muertas y garantizando condiciones homogéneas de oxígeno disuelto. En este contexto, la selección del régimen de giro no puede basarse únicamente en criterios geométricos, sino que debe responder a parámetros hidrodinámicos asociados a la transferencia de masa y a la eficiencia energética del proceso.

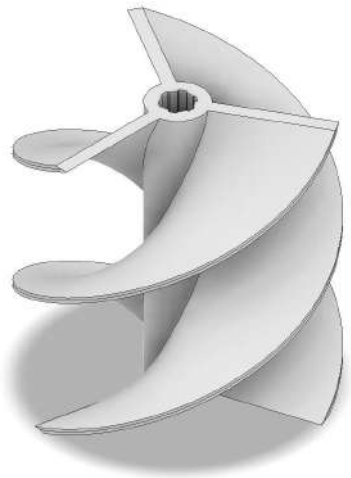


Imagen 3-9: Hélice propulsora.

Rango de velocidad de la hélice.

En sistemas de aireación asistida mecánicamente, la velocidad periférica de la hélice constituye uno de los parámetros más relevantes para caracterizar la intensidad de la turbulencia generada.

A velocidades periféricas bajas, la energía disipada en el fluido resulta insuficiente para provocar una remoción completa de la pileta, a una dispersión heterogénea de oxígeno y, en consecuencia, a una baja eficiencia de transferencia. Por el contrario, velocidades excesivamente altas incrementan de manera significativa el consumo energético sin producir mejoras proporcionales en la transferencia de oxígeno, además de introducir riesgos mecánicos asociados a vibraciones, desgaste prematuro y cavitación. Este comportamiento da lugar a la existencia de un rango óptimo de velocidades periféricas, dentro del cual se maximiza la eficiencia global del sistema.

De acuerdo con la bibliografía técnica y distintas fuentes revisadas, los sistemas de aireación mecánica y de aireación asistida por impulsores presentan rangos típicos de velocidad periférica comprendidos entre 15 y 25 m/s, intervalo en el cual se logra un compromiso adecuado entre estabilidad hidráulica y eficiencia energética. Este rango ha sido reportado tanto en estudios de mezclado gas–líquido como en manuales de diseño de sistemas de aireación para tratamiento de efluentes (Es un valor empírico).

Cantidad de palas de la hélice.

La selección de una hélice de tres palas responde, entre otros criterios, a la necesidad de reducir las vibraciones mecánicas del sistema durante su operación en régimen permanente. Desde el punto de vista dinámico, las vibraciones inducidas por una hélice están asociadas principalmente a la variación periódica de las fuerzas hidrodinámicas que actúan sobre el eje y a los desequilibrios dinámicos generados durante la rotación.

En una hélice de una o dos palas, las fuerzas hidrodinámicas no se distribuyen de manera uniforme a lo largo de la rotación completa, lo que da lugar a componentes periódicos de carga con amplitudes relativamente elevadas. Estas variaciones generan excitaciones dinámicas a frecuencias bajas, que pueden coincidir con frecuencias naturales del sistema eje–hélice–soporte, incrementando el nivel vibratorio y el riesgo de resonancia, pudiendo llegar al desplome de la estructura.

La incorporación de una tercera pala permite una distribución más uniforme de las fuerzas hidrodinámicas en el tiempo, ya que las cargas se aplican de manera más continua a lo largo del giro. Esto reduce la amplitud de las fluctuaciones periódicas de fuerza y, en consecuencia, disminuye las componentes dinámicas transmitidas al eje y a los apoyos.

Desde el punto de vista espacial, una hélice de tres palas desplaza la frecuencia principal de excitación hacia valores más elevados (frecuencia de paso de pala), los cuales suelen ser menos críticos para la estructura y más fácilmente amortiguables por el fluido circundante.

Adicionalmente, las hélices de tres palas presentan mejores condiciones de equilibrado dinámico, ya que su geometría permite compensar de forma más efectiva pequeñas asimetrías geométricas o de masa. Esto resulta particularmente relevante en aplicaciones sumergidas, donde la interacción fluido–estructura introduce amortiguamiento, pero también puede amplificar vibraciones cuando las excitaciones no están correctamente balanceadas.

Desde el punto de vista hidráulico, la mayor continuidad en la generación de empuje que caracteriza a las hélices de tres palas contribuye a un funcionamiento más suave y estable, reduciendo las pulsaciones de caudal y de presión asociadas al movimiento del fluido. Esta característica se traduce en una menor transmisión de vibraciones tanto al eje como a la estructura portante del aireador.

Paso de la hélice.

Para el dimensionamiento del sistema de aireación se parte del análisis del impulsor, dado que la hélice constituye el elemento responsable de generar la turbulencia, el arrastre del aire insuflado y la circulación del fluido dentro de la pileta. En este contexto, la selección del paso de la hélice representa una decisión de diseño fundamental, ya que condiciona directamente la velocidad axial inducida, el comportamiento hidráulico del sistema y la potencia requerida para su accionamiento.

Se adoptó un paso relativo P/D=1,0, valor ampliamente difundido y disponible a nivel comercial para hélices de uso industrial. Este tipo de hélice presenta un equilibrio adecuado entre generación de empuje axial y estabilidad hidráulica, siendo comúnmente utilizada en aplicaciones de mezcla y aireación asistida. Desde el punto de vista práctico, la elección de un paso estándar facilita la fabricación, la reposición y el mantenimiento del equipo, reduciendo además los costos asociados al desarrollo de componentes especiales.

Desde el punto de vista hidrodinámico, un paso P/D=1,0 permite inducir una velocidad axial significativa, suficiente para arrastrar el aire insuflado por el soplador e incrementar el tiempo

de contacto gas–líquido, sin que el impulsor se comporte como una bomba axial propiamente dicha. De este modo, se favorece la distribución del aire dentro del volumen de la pileta y se evita el ascenso prematuro de las burbujas hacia la superficie, mejorando la eficiencia real de transferencia de oxígeno.

La validez de esta elección se verifica posteriormente a través de los cálculos desarrollados. Para una hélice de 220 mm de diámetro accionada a 1450 rpm, el paso seleccionado conduce a una velocidad axial inducida del orden de 5,3 m/s, valor que se ubica dentro del rango óptimo recomendado para sistemas de aireación asistida mecánicamente, típicamente comprendido entre 3 y 6 m/s [5]. Este intervalo garantiza un compromiso adecuado entre arrastre del aire, homogeneización del fluido y consumo energético.

Cálculos.

Se adoptó la utilización de un motor eléctrico trifásico de 4 polos a 50 Hz, en virtud de su robustez, confiabilidad y amplia disponibilidad comercial, características que lo convierten en una solución adecuada para aplicaciones de operación continua en entornos industriales. Esta elección fija el régimen de giro nominal del sistema en un valor aproximado de 1450 rpm, el cual constituye un parámetro de diseño fundamental para el posterior dimensionamiento del conjunto mecánico.

Dicho valor de velocidad adquiere relevancia a partir del desarrollo de los cálculos hidráulicos y mecánicos del sistema, ya que condiciona directamente la velocidad periférica de la hélice y la potencia requerida para su accionamiento. A partir de un proceso iterativo de cálculo y verificación, se determinó que la utilización de una hélice de diámetro exterior 220 mm resulta suficiente para alcanzar una velocidad periférica comprendida dentro del rango previamente justificado.

Asimismo, la adopción de este diámetro permite cumplir con los requerimientos hidráulicos del sistema sin necesidad de incrementar de manera desmedida la potencia del motor, manteniendo un compromiso adecuado entre desempeño operativo, eficiencia energética y viabilidad mecánica del diseño.

- **Datos:**
  - n: 1450 rpm
  - D: 220 mm
  - P/D: 1.

1) Velocidad periférica de la hélice:Velocidad

$$Vper = \pi \times D \times \frac{n}{60} = \pi \times 0.22m \times \frac{1450}{60} = 16.7m/s \quad (3.1.3.1)$$

Perfectamente dentro del rango, 15-25 m/s. Baja generación de turbulencias, sin riesgo mecánico elevado por altos esfuerzos.

2) Velocidad axial inducida:

$$Vaxial = Paso \times \frac{n}{60} = 0.22m \times \frac{1450}{60} = 5.31m/s \quad (3.1.3.2)$$

Coherente con función de mezcla y dispersión.

3) Potencia demandada por la hélice:

Para este cálculo se utiliza la ecuación clásica para un impulsor que gira sumergido en un fluido. Las principales hipótesis para hacer uso de esta fórmula son:

- Flujo turbulento
- Impulsor totalmente sumergido
- Tamaño de tanque >> que diámetro de hélice
- Fluido newtoniano

$$P = N_p \times \rho \times \omega^3 \times D^5 \quad (3.1.3.3)$$

Donde:

- *P : Potencia absorbida [W]*

- ω *: Velocidad de rotación [rev/s]*
- ρ : *Densidad del fluido [kg/m3]*
- *D : Diámetro del impulsor [m]*
- *Np : Eficiencia geométrica del impulsor para disipar energía*

Eficiencia geométrica del impulsor para disipar energía

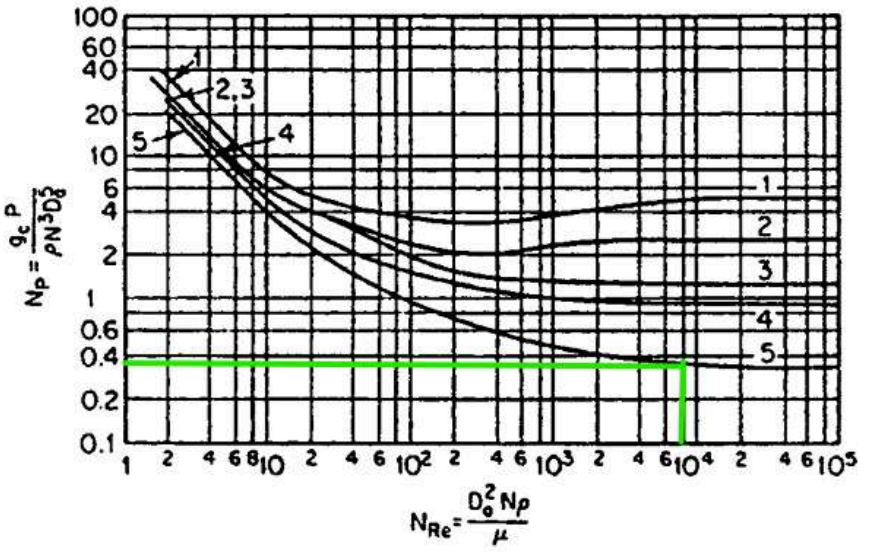


FIG. 18-17 Impeller power correlations: curve 1, six-blade turbine, $D_a/W_i = 5$, like Fig. 18-4 but with six blades, four baffles, each $D_T/12$; curve 2, vertical-blade, open turbine with six straight blades, $D_a/W_i = 8$, four baffles each $D_T/12$; curve 3, 45° pitched-blade turbine like Fig. 18-3 but with six blades, $D_a/W_i = 8$, four baffles, each $D_T/12$; curve 4, propeller, pitch equal to $2D_a$, four baffles, each $0.1D_T$, also same propeller in angular off-center position with no baffles; curve 5, propeller, pitch equal to D_a, four baffles each $0.1D_T$, also same propeller in

Imagen 3-10: Elección de curva para Np .Pág 1936 [4]

Como se aprecia en el gráfico, la eficiencia geométrica del impulsor para la disipación de energía, representada mediante el número de potencia Np, se encuentra directamente relacionada con el número de Reynolds del impulsor. Esta relación permite caracterizar el régimen de operación y determinar el comportamiento hidráulico del sistema de mezclado.

En el presente caso, se busca que el impulsor opere en régimen turbulento plenamente desarrollado, condición en la cual el número de potencia se vuelve prácticamente independiente del número de Reynolds y pasa a depender exclusivamente de la geometría del impulsor. De acuerdo con la bibliografía especializada, este comportamiento se alcanza para valores de Reynolds superiores a 10410

Por tal motivo, para el dimensionamiento del sistema se seleccionan valores de Np correspondientes a la zona asintótica del gráfico, asociada a números de Reynolds elevados, garantizando así que la potencia absorbida por la hélice pueda estimarse de manera confiable mediante la expresión clásica de mezclado en régimen turbulento. Este criterio asegura la validez de los cálculos realizados y la coherencia del modelo adoptado para el diseño del impulsor.

Por lo tanto: $N_p = 0.38$

$$P = 0.38 \times 1000\, kg/m3 \times 24.17^3 \times 0.22^5 = 2.764kW \qquad (3.1.3.4)$$

- *P : Potencia absorbida [W]*
- ω *: 1450 R-PM / 60 seg = 24.17 rev/seg*
- ρ : *1000 kg/m3*
- *D : 0.22 m*
- *Np : 0.38*

En esta fórmula se puede apreciar como el valor del diámetro de la hélice impacta directamente sobre la potencia requerida, por ello se trató de elegir un diámetro capaz de cumplir con todas las especificaciones y que no llegara a precisar una potencia muy elevada.

4) Selección del motor eléctrico

Debido a las diferentes pérdidas existentes en los motores eléctricos y sobre todo porque la eficiencia de estos no es perfecta, se toma como consideración un sobredimensionamiento del motor a través de un coeficiente de seguridad de 1.5.

Por lo tanto se debe seleccionar un motor de: *4.05kW - 4 polos - 50Hz*

Para la selección del motor se hizo uso de la web de WEG, la cual permite seleccionar un motor en función de filtros.

Frente a los filtros impuestos:



Imagen 3-11: Filtros del motor.

Quedaron dos opciones viables principalmente:



Imagen 3-12: Elección de motor.

Si bien en una primera instancia ambos equipos presentan características similares en cuanto a potencia nominal y régimen de operación, el análisis detallado de sus especificaciones permitió identificar diferencias relevantes para la aplicación en estudio. El factor determinante para la selección del motor W22 IE3 fue su mayor grado de protección contra la penetración de polvo y agua, al contar con una clasificación IP66.

Este nivel de protección resulta especialmente adecuado para el entorno de operación del sistema, dado que los equipos se encuentran expuestos a condiciones de elevada humedad y son sometidos periódicamente a lavados con agua a presión durante las tareas de mantenimiento. En este contexto, la protección IP66 garantiza una mayor confiabilidad

operativa y reduce el riesgo de fallas asociadas al ingreso de agua o contaminantes al interior del motor.

Adicionalmente, el motor W22 IE3 incorpora un sistema de sellado más robusto en el rodamiento delantero, lo que proporciona una protección adicional frente a la posible infiltración de agua en una de las zonas más críticas del conjunto. Este aspecto refuerza la elección del equipo, ya que contribuye a incrementar la vida útil del motor y a mejorar la seguridad y continuidad de operación del sistema de aireación.

5) Torque resistente en el eje

- Velocidad angular:

$$w = 2\pi n = 2\pi \times 24.17\, rev/s = 152\, rad/s \quad (3.1.3.5)$$

- Torque:

$$T = \frac{P}{w} = \frac{2764}{152} = 18.2\, Nm \quad (3.1.3.6)$$

- Torque de diseño (FS=1.5):

$$T_{diseño} = 18.2\, Nm \times 1.5 = 27.30\, Nm \quad (3.1.3.7)$$

Este valor cobra relevancia a la hora del dimensionamiento del eje, ya que es el esfuerzo al cual estará sometido este.

6) Empuje axial hidráulico:

$$N_h = \frac{P}{v} = \frac{2764}{16.7} = 165.5N \quad (3.1.3.8)$$

El empuje axial hidráulico representa la fuerza que el fluido ejerce sobre la hélice en la dirección del eje como consecuencia del intercambio de cantidad de movimiento generado por el impulsor. Este esfuerzo axial se transmite al eje y a los rodamientos, constituyendo una solicitud mecánica relevante para el dimensionamiento estructural del sistema. En esta etapa del diseño, el empuje axial se estima a nivel de orden de magnitud, con el objetivo de

verificar la viabilidad mecánica del conjunto y garantizar una selección adecuada de los elementos de apoyo.

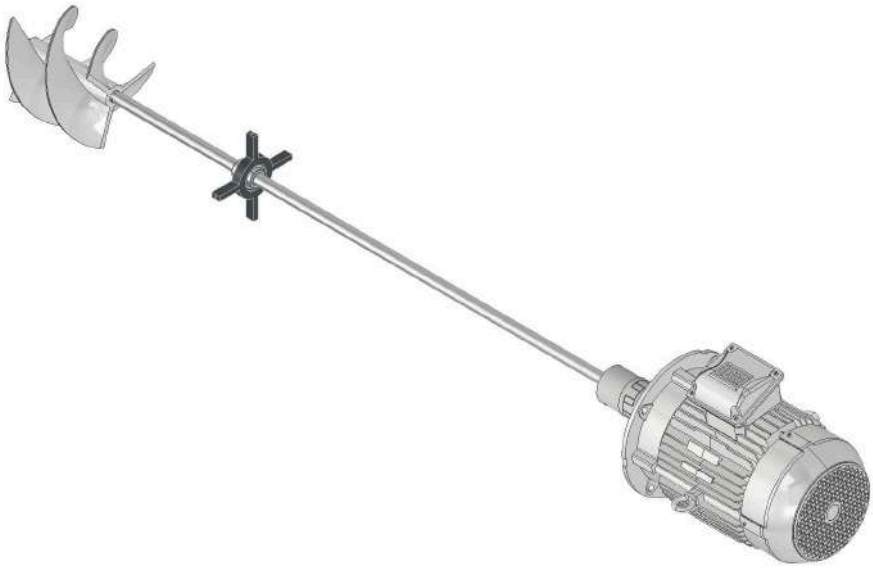


Imagen 3-13: Sistema de remoción.



Imagen 3-14: Sistema de aireación y remoción conjunto.

3.2 Dimensionamiento de elementos mecánicos

3.2.1 Dimensionamiento de eje de propulsor de la hélice

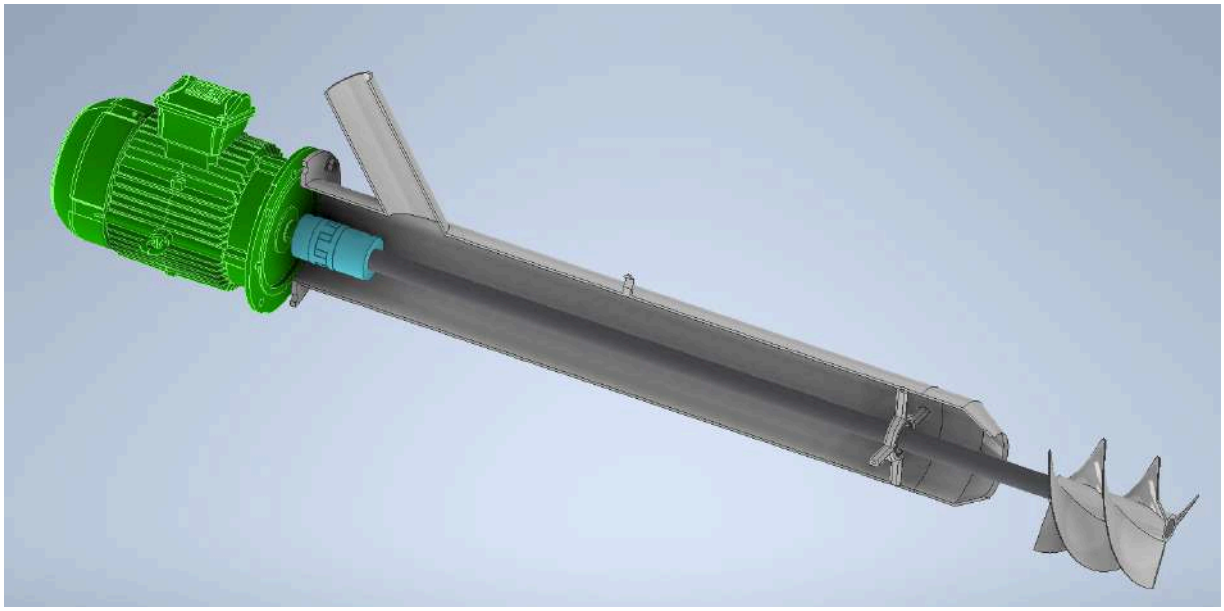


Imagen 3-15: Posición del eje.

Para el desarrollo del dimensionamiento se adoptan las siguientes hipótesis de partida. El eje del sistema se encuentra acoplado rígidamente al eje del motor eléctrico en uno de sus extremos, asegurando la transmisión directa del par motor. En el extremo opuesto, el eje se vincula con la hélice, responsable de generar el empuje hidráulico y la agitación del fluido.

Adicionalmente, a una determinada distancia del motor, el eje cuenta con un apoyo intermedio mediante rodamiento, cuya función principal es absorber las cargas radiales y las vibraciones laterales inducidas por la acción hidrodinámica de la hélice y por posibles desalineaciones del conjunto. Este apoyo contribuye a mejorar la estabilidad dinámica del sistema, reducir las solicitudes sobre el eje del motor y aumentar la confiabilidad mecánica del conjunto durante su operación continua.

Para el desarrollo del dimensionamiento del eje, nos enfocamos en las bases teóricas vistas en [6], [7] y [8].

Dimensionamiento del eje

Para este cálculo se tendrá en cuenta el torque máximo que puede realizar el motor seleccionado, de esta forma nos aseguramos que ante alguna obstrucción de la hélice el eje soporte el esfuerzo máximo de momento, y puesto que la diferencia entre ellos no es amplia, lo consideramos una medida optimista.

Se tienen los siguientes datos que se fueron calculando previamente.

- T_H: torque generado por la hélice, 18.20 Nm.
- N_H: esfuerzo normal generado por el empuje de la hélice, 165.5 N.
- P_H: peso de la hélice, aprox 2.5kg, 24.5 N.
- L: largo total 1600 mm.
- R: distancia de apoyo del rodamiento 1025 mm.
- Reacciones (graficadas):
    - RAx
    - RAy
    - RBy
    - MtA
- Material: Acero Inoxidable AISI 304

Diagrama de Cuerpo libre del eje

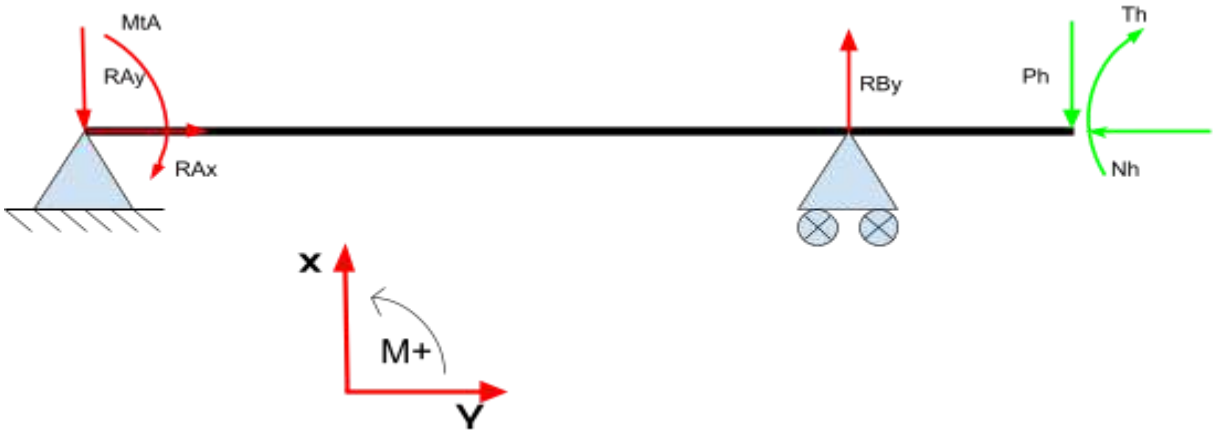


Imagen 3-16: Diagrama de cuerpo libre.

Continuamos planteando las ecuaciones de equilibrio:

$$\Sigma Fx = RAx - Nh = 0 \rightarrow RAx = Nh = 165.5N \quad (3.2.1.1)$$

$$\Sigma Fy = -RAy + RBy - Ph = 0 \rightarrow RAy = RBy - Ph = 13.76\,N \quad (3.2.1.2)$$

$$\Sigma Ma = RBy \times d - Ph \times l = 0 \rightarrow RBy = \frac{Ph \times l}{d} = 38.24\,N \quad (3.2.1.3)$$

$$\Sigma Mt = MtA - TH = 0 \rightarrow MtA = TH = 18.20\,Nm \quad (3.2.1.4)$$

Para obtener los esfuerzos internos se aplica el método de las secciones:

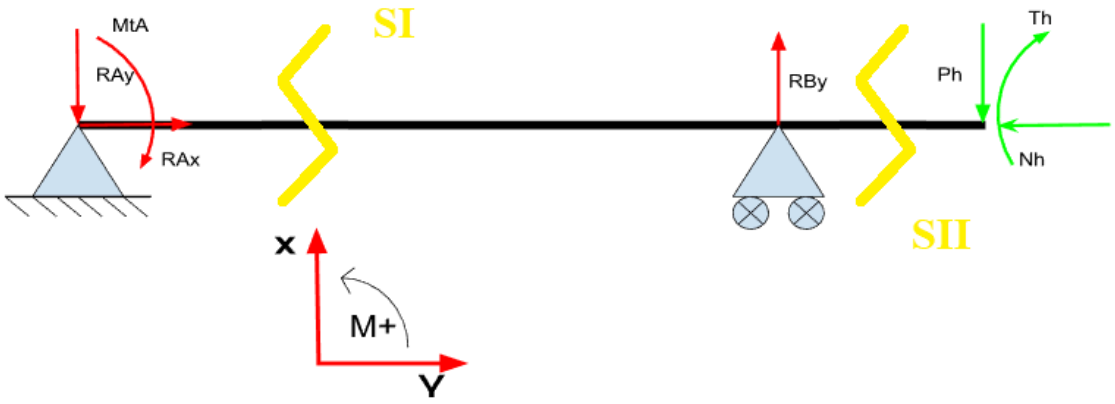


Imagen 3-17: Diagrama de cuerpo libre.

Sección 1: 0 < x < 1.025 m

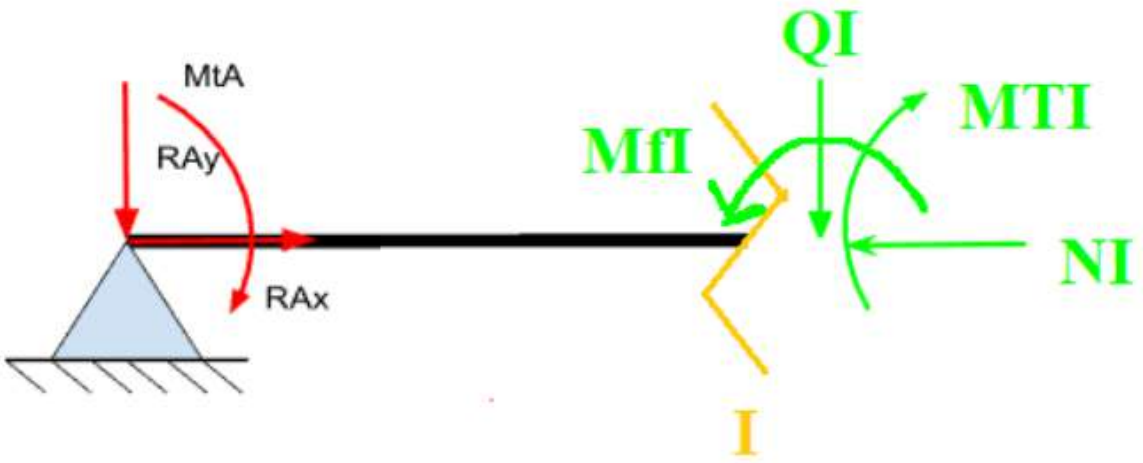


Imagen 3-18: Diagrama de cuerpo libre.

$$\sum Fx = Rax - NI = 0 \Rightarrow Rax = NI = 165.5N \quad (3.2.1.5)$$

$$\sum Fy = - Ray - QI = 0 \Rightarrow QI = - 13.76N \quad (3.2.1.6)$$

$$\sum M_I = 0 \Rightarrow M_{fI} + Ray.x = 0 \Rightarrow M_I = - Ray.x \quad (3.2.1.7)$$

$$\sum M_T = 0 \Rightarrow M_{TA} + M_T = 0 \Rightarrow M_I = - M_{TA} \quad (3.2.1.8)$$

Sección 2: 1.025 < x < 1.6 m

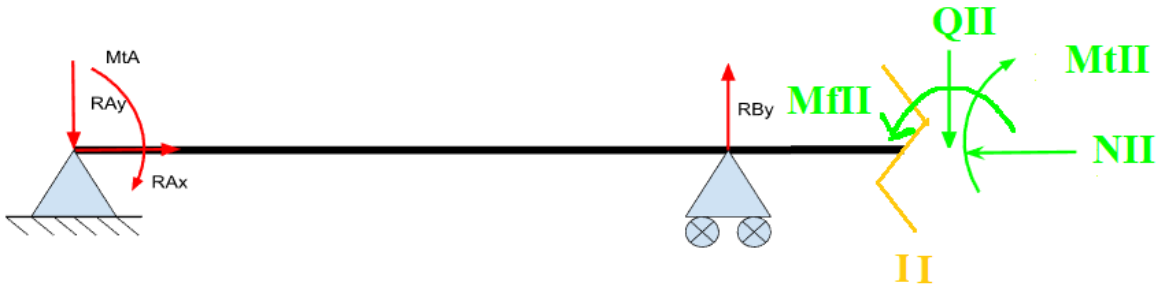


Imagen 3-19: Diagrama de cuerpo libre.

$$\sum Fx = Rax - NII \Rightarrow Rax = NII = 165.5N \quad (3.2.1.9)$$

$$\sum Fy = - Ray + Rby - QII = 0 \Rightarrow QII = RBy - RAy = 38.24N - 17.79N = 24.5N \quad (3.2.1.10)$$

$$\sum M_{II} = M_{II} + Ray\,(1.025m + x) - RBy.x \Rightarrow M_{II} = RBy.x - Ray.(1.025 + x) \quad (3.2.1.11)$$

$$M_{II} = (RBy - RAy).x - RAy.1,025m \quad (3.2.1.12)$$

$$\sum M_t = M_{TA} + M_T \Rightarrow M_T = - M_{TA} \quad (3.2.1.13)$$

A partir del cálculo realizado por el método de secciones se procede a realizar las gráficas de:

- Esfuerzo Normal (Imagen 3.20)
- Esfuerzo de Corte (Imagen 3.21)
- Momento Flector (Imagen 3.22)
- Momento Torsor (Imagen 3.23)

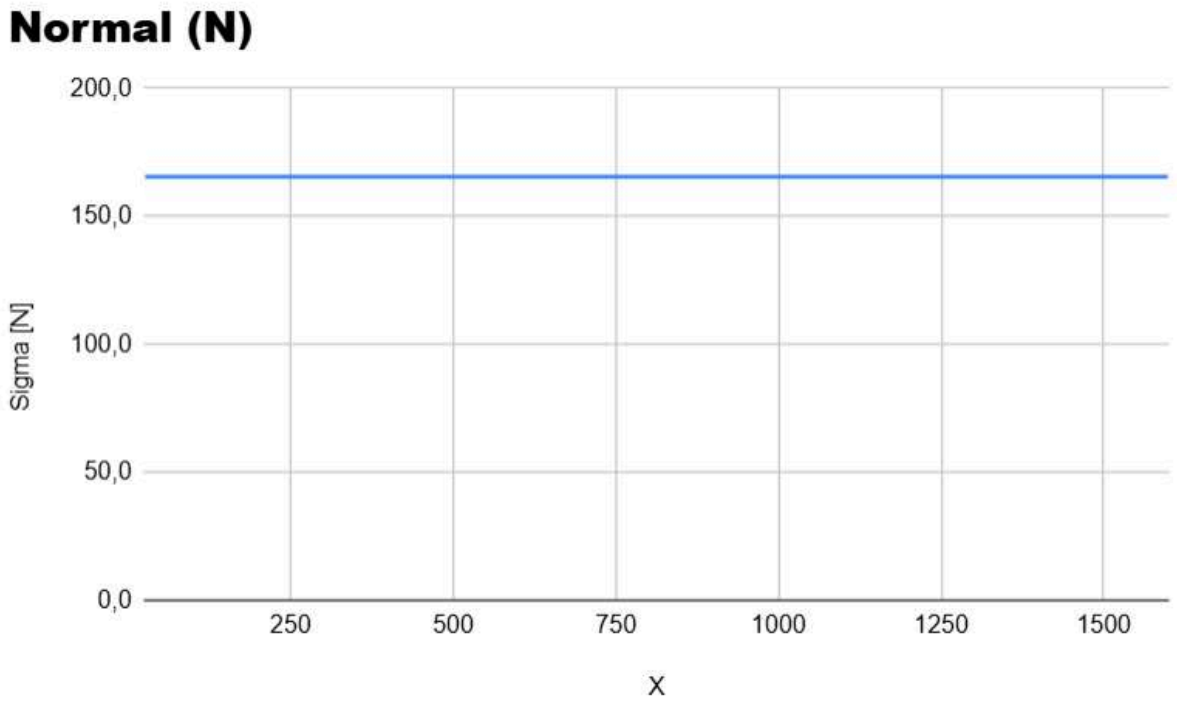


Imagen 3-20: Gráfico normal.

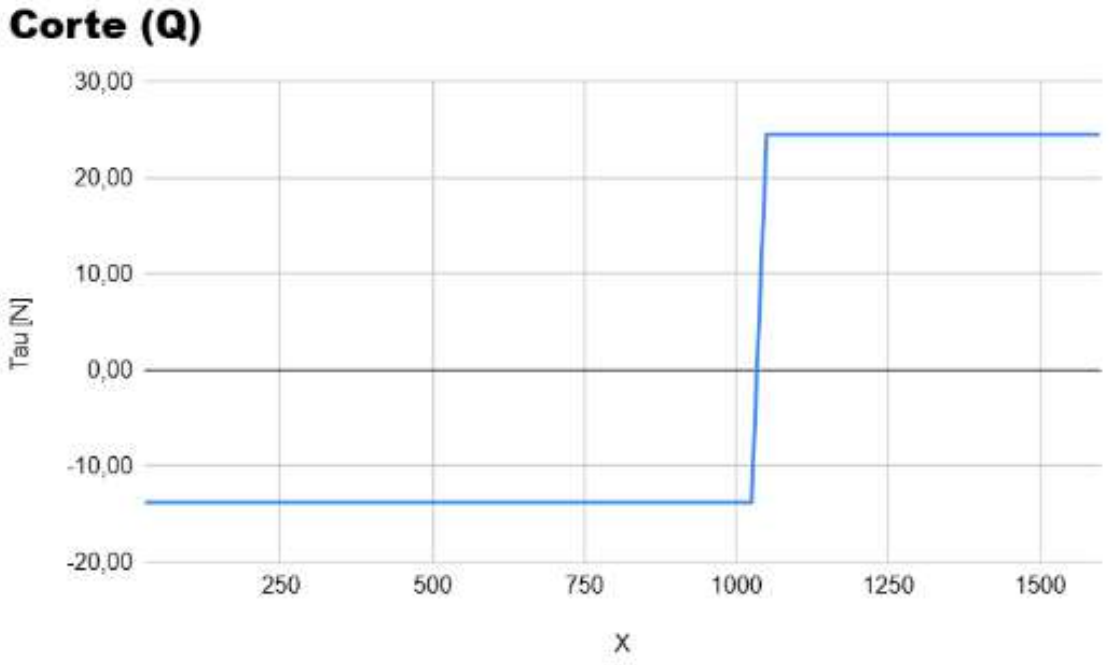


Imagen 3-21: Gráfico de corte.

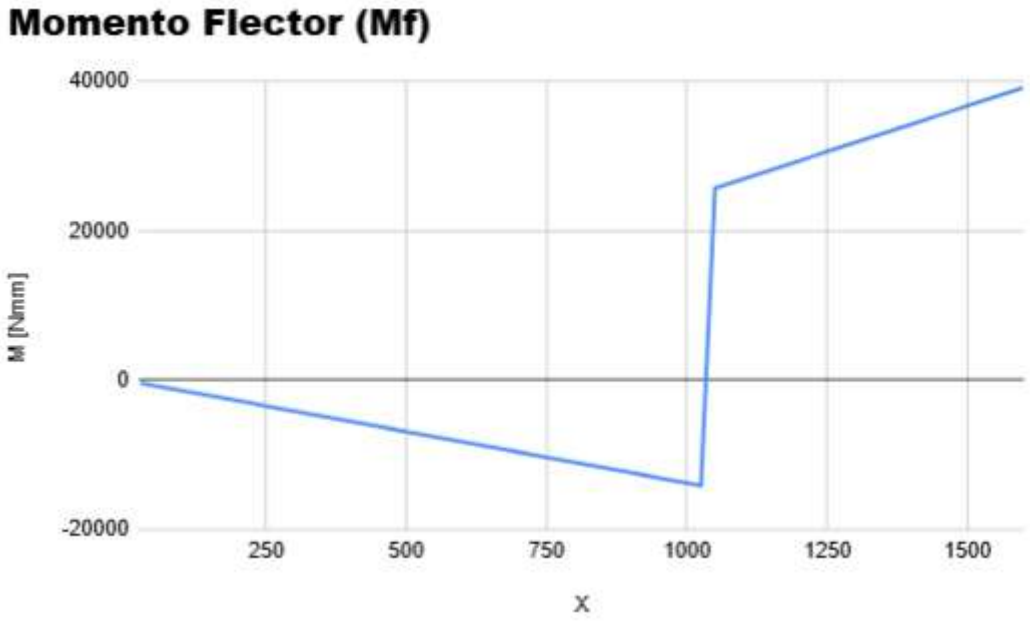


Imagen 3-22: Gráfico de momento flector.

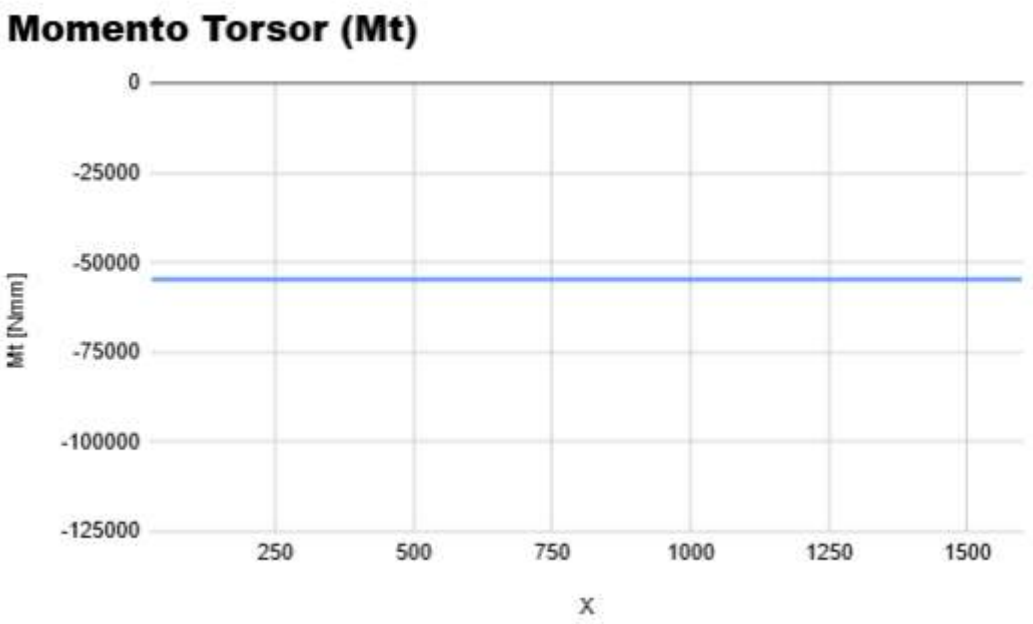


Imagen 3-23: Gráfico de momento torsor.

En base a los gráficos, puede observarse que la sección más solicitada es en X = 1600mm. Por ello se procede a calcular el diámetro mínimo para cada solicitación:

Tabla 3-9: Dimensionamiento de esfuerzo normal.

Dimensionamiento por esfuerzo normal			
Material	AISI 304		
FOS	3,00	-	
Límite de fluencia	215	MPa	**σfle**
Tensión admisible	143,3333333	MPa	**σadm**
Diámetro mínimo por normal	0,99	mm	

Tabla 3-10: Dimensionamiento por corte.

Dimensionamiento por corte			
Cizallamiento	38,28	N	
Material	AISI 304		
FOS	3,00	-	
Límite de fluencia al corte	110	MPa	**σfle**
Tensión admisible	73,33333333	MPa	**σadm**
Diámetro mínimo por corte	0,67	mm	

Tabla 3-11: Dimensionamiento por flexotorsión.

Dimensionamiento por flexotorsión			
Material	AISI 304		
FOS	3,00	-	
Límite de fluencia a la flexión	205	MPa	**σfle**
Tensión admisible	136,67	MPa	**σadm**
Diámetro mínimo por flexotorsión	15,06	mm	

Ahora verificamos el eje respecto a una tensión equivalente, la tensión de von misses:

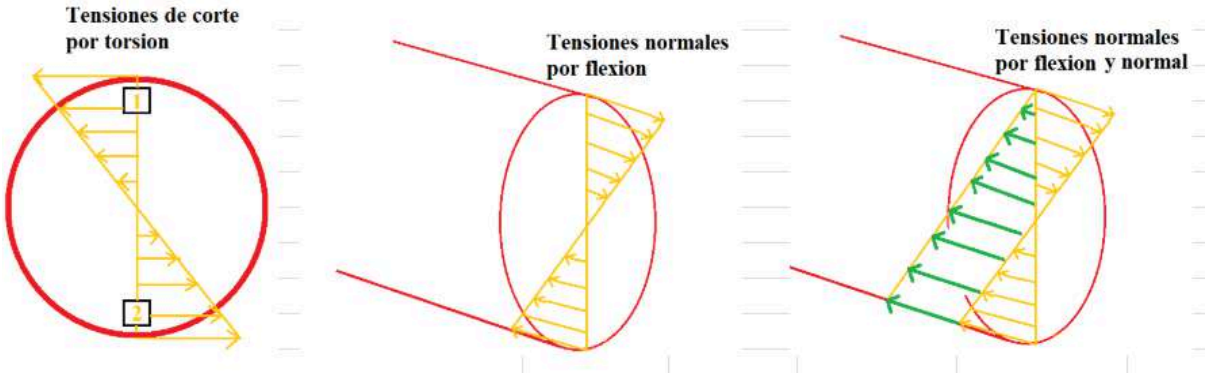


Imagen 3-24: Gráfico esquemático de esfuerzos en la sección más solicitada.

Tabla 3-12: Verificación por Von Misses.

Verificación por Von Misses del punto más solicitado (2)			
Material	AISI 304		
FOS	3,00	-	
Límite de fluencia	215	MPa	**σfle**
Tensión admisible	71,66666667	MPa	**σadm**
Inercia	5713,57	mm4	
Inercia polar	11427,13426	mm4	
sigma por flexión	63,40447708	MPa	
sigma por normal	0,04	MPa	
Tau por torsión:	14,71186291	MPa	
Sigma P	63,44	MPa	
Tau P	14,71	MPa	
Tensión de VM	68,37	MPa	**σVM**

$$\sigma adm = \frac{\sigma el}{FOS} = \frac{215\ MPa}{3} = 71.66\ MPa \quad (3.2.1.14)$$

$$\text{y con: } \tau tor = \frac{Mt}{Wp} \quad (3.2.1.15)$$

$$\text{y: } \sigma flex = \frac{Mf}{W} \quad (3.2.1.16)$$

$$Wp = \frac{\pi \times \phi^4}{32} \quad W = \frac{\pi \times \phi^4}{64} \quad (3.2.1.17)$$

$$\text{Por Von Mises: } \sigma vm = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (3.2.1.18)$$

$$\sigma vm = \sqrt{\frac{Mf}{W}^2 + 3\frac{Mf}{Wp}^2} = 68.37\ MPa$$

Ahora, como la tensión de von misses es menor que la tensión admisible sabemos que el eje está correctamente dimensionado con el diámetro de 20 mm.

3.2.2 Validación de eje a fatiga

Para este apartado nos basaremos en el libro Mott [6], pág. 564:

$$D = \left[\frac{32N}{\pi}\sqrt{\left[\frac{Kt \times M}{S'n}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{T}{sy}\right]^2}\right]^{1/3} = 22.02\ mm \qquad (3.2.1.19)$$

Donde:

- N:Factor de diseño 2.5.
- K_t: Coeficiente de chaflán. K_t=1.5
- M: Momento flector máximo: 39225.89 Nmm
- S´n: Resistencia a la fatiga modificada: 142.56 MPa
- T: Torque máximo: 27300 Nmm
- Sy: Resistencia a la fluencia: 205 Mpa

Factor de diseño: [6]

2. ***N* = 2.0 a 2.5.** Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño. Es la que se suele emplear en la solución de los problemas de este libro.

Coeficiente de chaflán: [6]

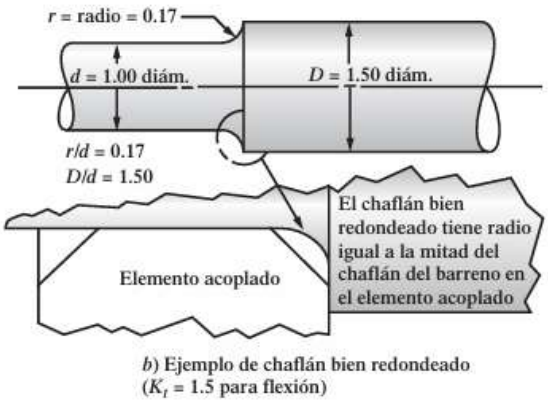


Imagen 3-25: Gráfico de esfuerzos.

Resistencia a la fatiga modificada: [6] pág. 564

$$S'n = Sn \times Cs \times Cr \quad (3.2.1.20)$$

- Sn: Resistencia básica a la fatiga: 200 MPa
- Cs: factor de tamaño: 0.88

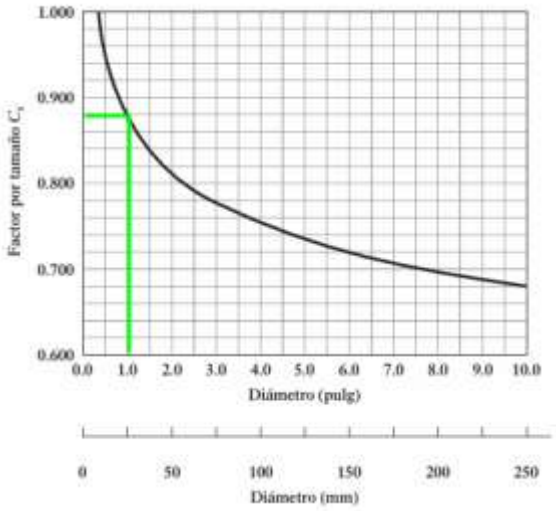


Imagen 3-26: Gráfico de esfuerzos.

- Cr: factor de confiabilidad : 0.81

Tabla 3-13: Factores de confiabilidad.

TABLA 5-1
Factores de confiabilidad aproximados C_R

Confiabilidad deseada	C_R
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

$$S'n = 200\,Mpa \times 0.88 \times 0.81 = 142.56\,Mpa$$

Tabla 3-14: Dimensionamiento por fatiga.

Dimensionamiento por Fatiga			
Diámetro mínimo	22,02955263	mm	**D**
Factor de diseño	2,50	-	**N**
Coeficiente de chaflán	1,5	-	**Kt**
Momento flector máximo	39225,89813	Nmm	**M**
Resistencia a la fatiga modificada	142,56	MPa	**S'n**
Torque máximo	18203,32	Nmm	**T**
Resistencia a la fluencia	205	MPa	**Sy**
Resistencia básica a la fatiga	200,00	MPa	**Sn**
Factor de tamaño	0,88	-	**Cs**
Factor de confiabilidad	0,81	-	**Cr**

Tabla 3-15: Determinación de Øcomercial.

Determinación del diámetro comercial		
Material	AISI 304	
FOS	3,00	-
ØEje comercial seleccionado	25,00	mm

3.2.3 Dimensionamiento de chaveta motor

Para el cálculo de la chaveta que transmite la potencia desde el motor hacia el eje que tendrá la hélice en su otro extremo, nos basaremos en el capítulo 11 del Mott [6].

Se optó por elegir una chaveta cuadrada en función del diámetro del eje = 25.00 mm de la tabla 11-1 del libro mencionado anteriormente.

Tabla 3-16: Tamaño de la chaveta en función del Øeje [6].

TABLA 11-1 Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
			Altura, *H*	
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 1/4	1/4	1/4	3/16
1 1/4	1 3/8	5/16	5/16	1/4
1 3/8	1 3/4	3/8	3/8	1/4
1 3/4	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 3/4	5/8	5/8	7/16
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8	5/8
3 3/4	4 1/2	1	1	3/4
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/2
7 1/2	9	2	2	1 1/2
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Fuente: Reimpreso de la norma ANSI B17.1-1967 (R98) con autorización de la American Society of Mechanical Engineers. Todos los derechos reservados.

Nota: Se prefieren los valores en las áreas no sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.

En función de las dimensiones de la chaveta seleccionada se calculará el largo de la misma.

La chaveta puede fallar de 2 formas distintas, por compresión o por corte. Por lo que en base a estos se la dimensionara en longitud.

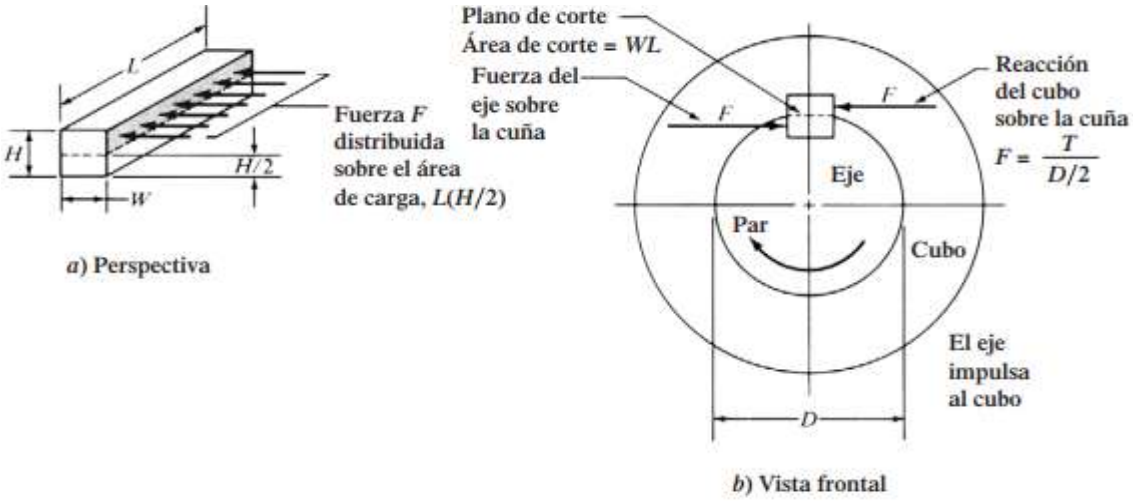


Imagen 3-27: Fuerzas sobre la chaveta [6].

Primeramente se determina la fuerza a la que está sometida la misma:

$$F = \frac{T}{D/2} \tag{3.2.3.1}$$

Entonces el esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{F}{Ac} = \frac{T}{(D/2)*(W*L)} = \frac{2T}{DWL} \tag{3.2.3.2}$$

Despejando la longitud:

$$L = \frac{2T}{DW\tau} \tag{3.2.3.3}$$

Por otro lado, la falla por compresión se relaciona con el esfuerzo normal y la resistencia del material de la chaveta, quedando el esfuerzo de compresión:

$$\sigma = \frac{F}{Ac} = \frac{T}{(D/2)*(L)*(H/2)} = \frac{4T}{DLH} \tag{3.2.3.4}$$

Despejando la longitud:

$$L = \frac{4T}{DH\sigma} \tag{3.2.3.5}$$

Teniendo en cuenta que la chaveta es cuadrada y que deberá tener menor resistencia que el material del eje y del cubo para funcionar como fusible en caso de un mal funcionamiento del sistema, de las ecuaciones (3.2.3.3) y (3.2.3.5) se reemplazan los esfuerzos por la resistencia y se obtiene:

$$L = \frac{4TN}{DWSy} \tag{3.2.3.6}$$

Quedando los cálculos y las dimensiones de la chaveta como se muestran a continuación:

Tabla 3-17: Cálculos y dimensiones de la chaveta.

Cálculo de chaveta para transmisión de potencia		
Parámetro	Valor	Unidad
ØEje	25,00	mm
Material de chaveta	SAE 1020	-
Resistencia	352	MPa
Fuerza actuante en la chaveta		
Parámetro	Valor	Unidad
F	364,07	N
N	3	-
Dimensiones de la chaveta (cuadrada)		
Parámetro	Valor	Unidad
W	6,35	mm
H	6,35	mm
L	3,909088337	mm

Largo comercial	10	mm

3.2.4 Dimensionamiento de acople

Para el dimensionamiento del acople nos basaremos en el catálogo de la marca GUMMI, la cual determina la utilización de distintas fórmulas para calcular primeramente el torque nominal al que estará sometido el acople en base al motor que el mismo se conectara.

En nuestro caso, utilizaremos la ecuación que relaciona al torque con la potencia en kW:

$$Tn = \frac{946.27 * kW * fs}{RPM} \quad (3.2.4.1)$$

Donde fs es el factor de servicio, que para nuestro caso fs=1.00 (proveniente del catálogo) ya que la aplicación es de agitadores de líquidos.

Una vez determinados todos los factores actuantes se procedió a obtener Tn:

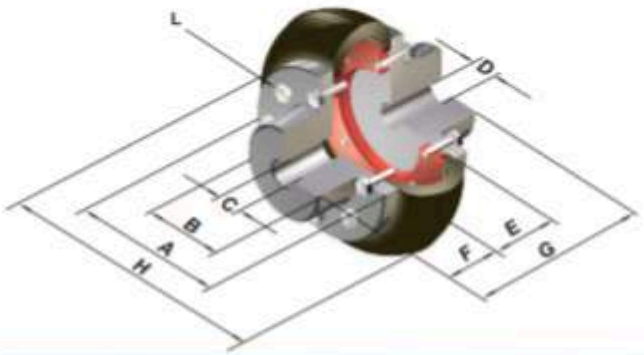
Tabla 3-18: Cálculos de acople.

Cálculo de Acople		
Parámetro	Valor	Unidad
Torque nominal	3,5893	Nm
Potencia	5,50	kW
Fs	1,00	-
Velocidad angular	1450	RPM

Una vez obtenido el Tn, y sabiendo que el diámetro del eje del motor es 38.00mm y el del árbol es de 25.00mm se selecciona el modelo de acople:

Tabla 3-19: Selección de acople.

Con 2 cubos normales (fig. 1)



A - Ø Brida Cubo
B - Ø Cuello Cubo
C - Ø Máx. aleasaje
D - Ø Agujero piloto
E - Ancho centro
F - Ancho cubo
G - Long. total
H - Ø Centro
L - Tipo tornillo

Tabla III

ACOPLE CON CUBO NORMAL													BULONES	
MODELO	Torq. Nom. Nm	Angulo Torsión (°)	(1) Peso (Kg.)	Gd2 (Kg m2)	A	B	C Máx	D Min	E	F	G	H	Nr.	L- Cab. hex.
A-20	38	2°	1.05	0.0017	74	36	20	10	30	25	80	95	12	¼ x ⅜
A-25	56	5°	1.09	0.0018	74	36	23	10	30	25	80	95	12	¼ x ⅜
A-30	82	2°	2.40	0.0094	96	49	30	10	40	35	110	127	16	⅜ x ⅜
A-35	113	4°	2.65	0.0098	96	49	32	10	40	35	110	127	16	⅜ x ⅜
A-45	250	3°	5.00	0.0382	127	70	40	15	50	45	140	167	20	⅜ x 1
A-50	420	6°	5.32	0.0402	127	70	46	15	50	45	140	167	20	⅜ x 1
A-60	620	5°	12.50	0.1065	169	100	55	25	65	60	185	224	24	½ x 1 ¼
A-70	1170	9°	13.30	0.1593	169	100	65	25	65	60	185	224	24	½ x 1 ¼
A-80	1550	5°	24.90	0.594	218	116	75	30	90	80	250	302	20	½ x 1 ¼
A-90	2170	6°	26.00	0.639	218	116	85	30	90	80	250	302	20	½ x 1 ¼
A-95	2380	4°	34.90	0.912	235	138	90	40	90	80	250	330	24	½ x 1 ¼
A-105	3130	8°	44.00	0.982	235	138	100	40	90	80	250	330	24	½ x 1 ¼
A-120/120	4940	5°	86.00	3.80	297	195	120	45	120	130	380	403	20	¼ x 2 ¼
A-140/140	8500	9°	94.00	3.82	297	195	140	45	120	130	380	403	20	¼ x 2 ¼
A-155/155	9750	6°	126.00	5.76	350	220	155	50	140	150	440	470	14	¼ x 2 ¼
A-165/165	12200	10°	135.00	5.85	350	220	165	50	140	150	440	470	14	¼ x 2 ¼

Quedando seleccionado el acople **A-80 - CN/CN - EF**

3.2.5 Análisis de flotabilidad

La flotabilidad de un cuerpo sumergido en un fluido se explica mediante el principio de Arquímedes, el cual establece que todo cuerpo total o parcialmente sumergido en un fluido experimenta una fuerza vertical ascendente igual al peso del fluido desplazado por dicho cuerpo.

Esta fuerza, denominada empuje, actúa en sentido opuesto al peso del cuerpo y su magnitud depende del volumen de fluido desplazado y de la densidad del fluido.

Matemáticamente, el empuje se expresa como:

$$F_b = \rho f \times g \times V_d \quad (3.2.5.1)$$

Donde:

- Fb: Fuerza de empuje [N]
- ρf: Densidad del fluido [kg/m3]
- g: gravedad [9.81m/s2]
- Vd: Volumen de fluido desplazado [m3]

Para que un sistema flotante se encuentre en equilibrio estático, el empuje generado por el fluido debe ser igual o mayor que el peso total del sistema:

$$Fb \geq P$$

Donde:

$$P = m \times g \quad (3.2.5.2)$$

- m: masa total del sistema [kg].

De esta condición obtenemos entonces:

$$V_{min} = \frac{m}{\rho f} \quad (3.2.5.3)$$

Este volumen representa el volumen de fluido que debe ser desplazado para equilibrar el peso del sistema.

Incorporamos aparte un factor de seguridad con el objetivo de garantizar estabilidad frente a variaciones de carga o condiciones imprevistas de trabajo. De esta manera se obtiene un volumen real de flotación total:

$$Vdiseño = FS \times Vmin \quad (3.2.5.4)$$

Para el cálculo de masa se tuvo en cuenta el peso individual de cada elemento y se le sumó el peso de dos personas:

Tabla 3-20: Cálculo de masa.

Cálculo de pesos					
Material	Pieza	cant.	[kg]	[Total]	
Acero	Plataforma	2	34,2	68,4	
Metal desplegado	Rejas	2	65,71	131,42	
Aluminio	Percha	1	3,5	3,5	
Aluminio	Bastidor	2	1,6	3,2	
Aluminio	Soporte motor	2	2	4	
Aluminio	Percha trasera	1	2,6	2,6	
Aluminio	base motor	1	4,2	4,2	
Aluminio	base soplador	1	3,4	3,4	
Comercial	Motor	1	64,6	64,6	
Comercial	Soplador	1	40	40	
Aluminio	Caño conductor	1	12,5	12,5	
Acero	Eje	1	6,5	6,5	
	Personas	2	100	200	
Aluminio	Hélice	1	2,2	2,2	
				546,52	Total [kg]

Tabla 3-21: Cálculo de volumen.

	Valores	Unidades
Peso total del equipo	550	[kg]
Densidad agua	1000	[kg/m3]
Arquimedes	0,55	[m3]
Vmin=m/rho		
Coeficiente de diseño	1,5	
Volumen flotador	0,825	[m3]
Cantidad de flotadores	2	
Volumen por flotador	0,4125	[m3]

Se estimó por diseño realizar dos flotadores, teniendo que tener entonces cada uno un volumen de 0.41 m^3.

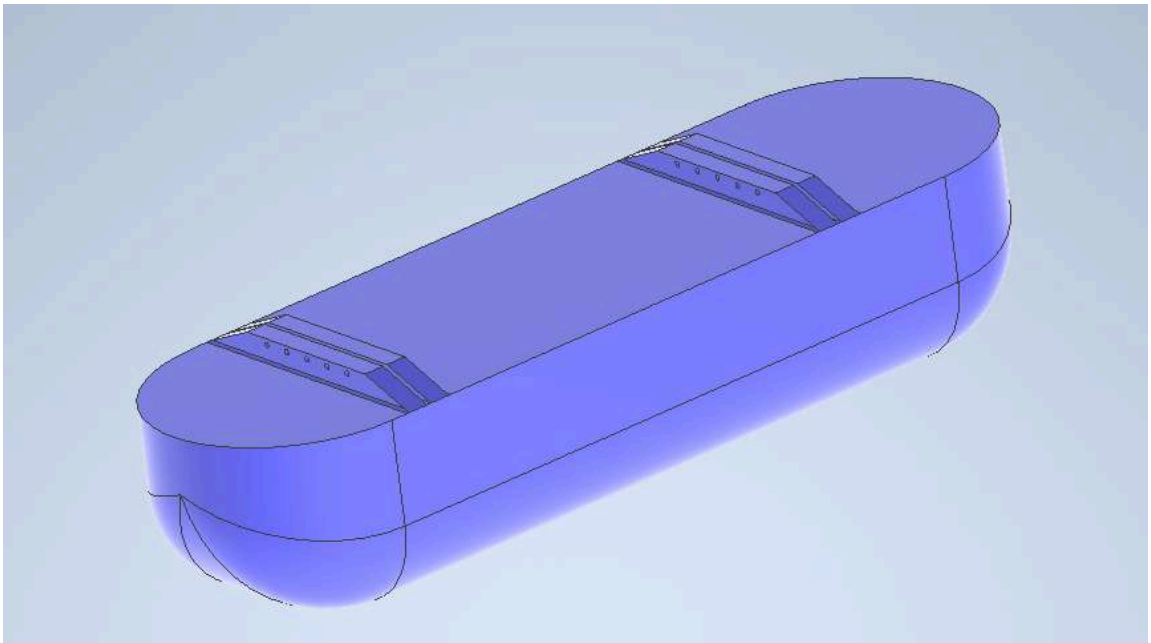


Imagen 3-28: Flotadores o pontones.

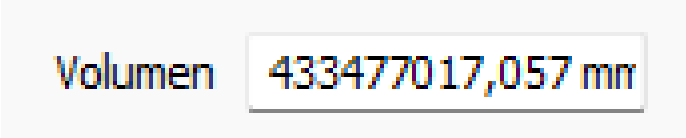


Imagen 3-29: Volumen de los flotadores [mm^3].

Se adoptó una geometría redondeada en los flotadores con el objetivo de mejorar la estabilidad del sistema. Las superficies curvas permiten que, ante pequeñas inclinaciones, el volumen de fluido desplazado se redistribuya de forma progresiva, generando un momento restaurador que tiende a devolver el equipo a su posición de equilibrio.

De esta manera, la forma redondeada favorece un comportamiento más estable frente a perturbaciones y evita variaciones bruscas en el empuje que podrían producirse en geometrías con aristas o superficies planas.

3.2.8 Selección de rodamiento

Para el soporte del eje se seleccionó un rodamiento **SKF 6008-2RS1/C3** deep groove ball bearing (equivalente funcional al código 6008-2RSF/C3GJN del mismo fabricante). Se trata de un rodamiento rígido de bolas de una hilera con sellos de goma en ambos lados.

En esta aplicación el rodamiento no está sometido a grandes cargas mecánicas, por lo que la capacidad de carga no fue el criterio principal de selección. El requisito más importante es su protección frente al ingreso de agua y contaminantes, ya que el equipo trabaja en un entorno húmedo.

La designación 2RS indica la presencia de sellos elastoméricos en ambos lados del rodamiento, los cuales impiden la entrada de agua, partículas y suciedad al interior del mismo, manteniendo el lubricante contenido y reduciendo el mantenimiento requerido.

Adicionalmente, la holgura interna C3 permite compensar posibles dilataciones térmicas o pequeñas desalineaciones durante el funcionamiento, evitando incrementos excesivos de carga interna en el rodamiento.

Por lo tanto, la elección de este tipo de rodamiento permite asegurar un funcionamiento confiable del sistema, priorizando la protección frente al ambiente húmedo y la durabilidad del conjunto rotante.

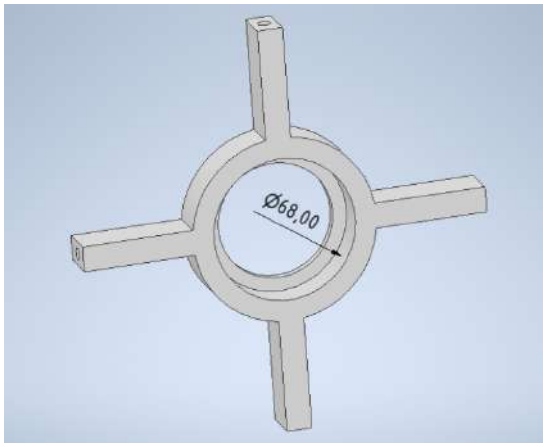


Imagen 3-30: Alojamiento del rodamiento.

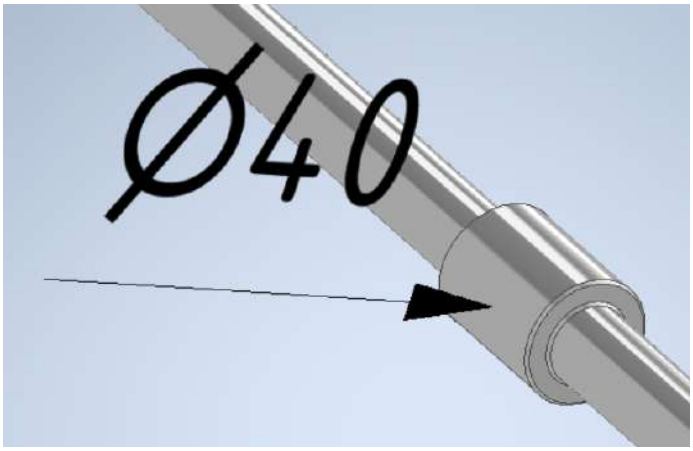


Imagen 3-31: Diámetro del eje.

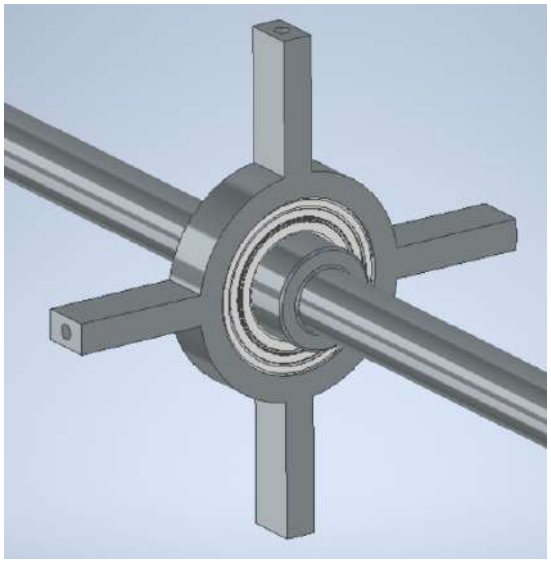


Imagen 3-32: Posición final.

Dimensions

d	40 mm	Bore diameter
$t_{\Delta dmp}$	-0.01 – 0 mm	Deviation limits of mid-range bore diameter
D	68 mm	Outside diameter
$t_{\Delta Dmp}$	-0.011 – 0 mm	Deviation limits of mid-range outside diameter
B	15 mm	Width
$t_{\Delta Bs}$	-0.06 – 0 mm	Deviation limits of ring width
d_2	≈ 47.45 mm	Recess diameter
D_2	≈ 61.28 mm	Recess diameter
$r_{1,2}$	min. 1 mm	Chamfer dimension
	P6 and tighter width tolerance	ISO tolerance class for dimensions

Imagen 3-33: Dimensiones.

3.2.7 Análisis estructural

Con el objetivo de garantizar la integridad y seguridad del equipo durante su operación, se realizaron ensayos estructurales sobre los componentes principales del sistema. Estos ensayos permiten evaluar el comportamiento de la estructura frente a las cargas de trabajo previstas y verificar que las tensiones y deformaciones se mantengan dentro de límites admisibles para el material utilizado.

La realización de estos análisis resulta fundamental para validar el diseño estructural, identificar posibles zonas críticas de concentración de esfuerzos y asegurar que el equipo pueda operar de manera segura bajo las condiciones de servicio consideradas.

De esta manera, los ensayos estructurales constituyen una herramienta de verificación del diseño, permitiendo confirmar que la estructura posee la resistencia y rigidez necesarias para soportar las solicitaciones a las que estará sometida durante su funcionamiento.

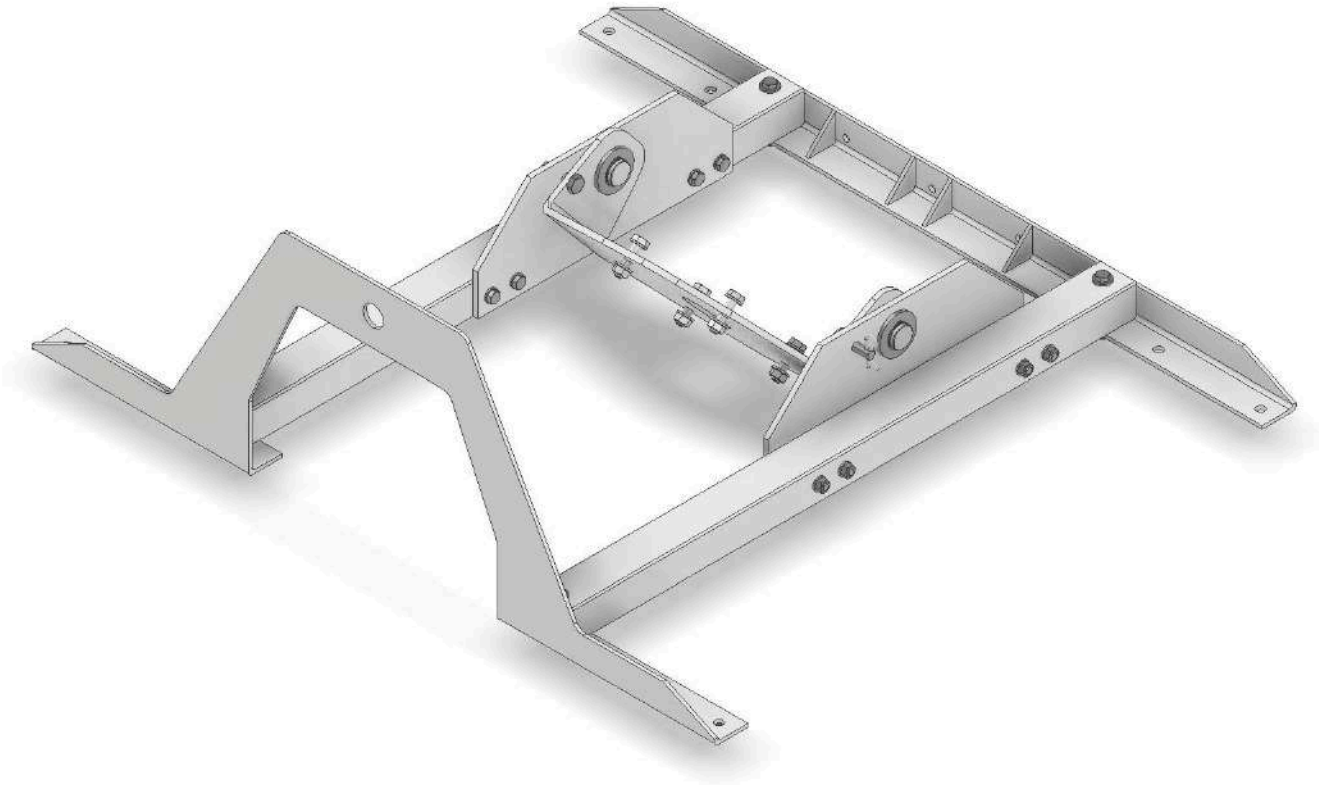


Imagen 3-34: Estructura.

Ensayo de resistencia de placa motor

La placa motor tiene la función de soportar estructuralmente el conjunto motriz del equipo. Sobre ella se transmiten el peso del motor eléctrico y las cargas asociadas al eje, el caño exterior encargado de direccionar el aire, la tobera y la hélice.

Por lo que se utilizó el peso de estos elementos para dimensionar los esfuerzos:

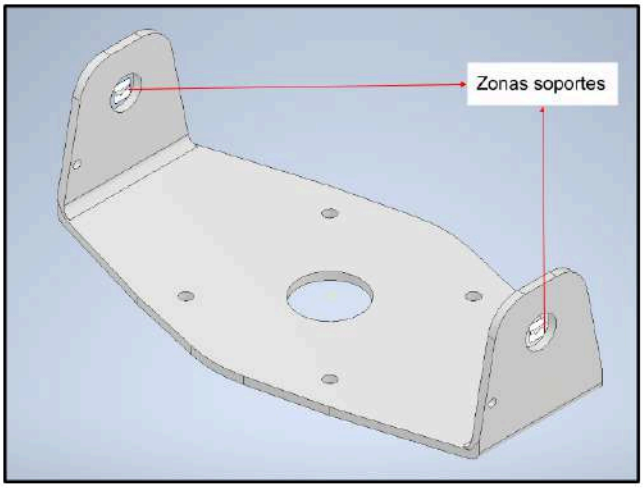


Imagen 3-35: Soportes.

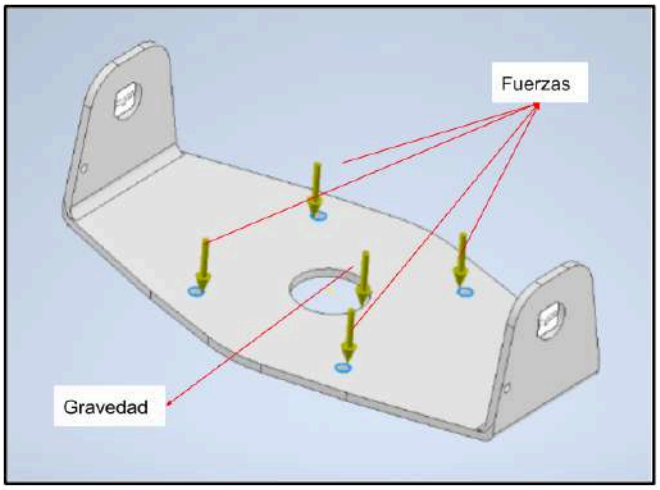


Imagen 3-36: Esfuerzos.

Tabla 3-22: Ensayo resistencia placa motor.

Material	Aluminio	3/8
Esfuerzos soportados: Pesos		
	12,51	Caño exterior
	4,2	Placa motor
	64,6	Motor
	2	Acople
	6,5	Eje
	1	Porta rod
	0,2	Rodamiento
	1,141	Tobera
	0,3	Placa orificio
	2,2	Helice
Suma total	94,651	[kg]
Fuerza real	928,5	[N]
Coef. seg	3	-
Fuerza aplicada	2785,57893	[N]
Agujeros	4	-
Esfuerzo	696,3947325	[N]

Resultados:

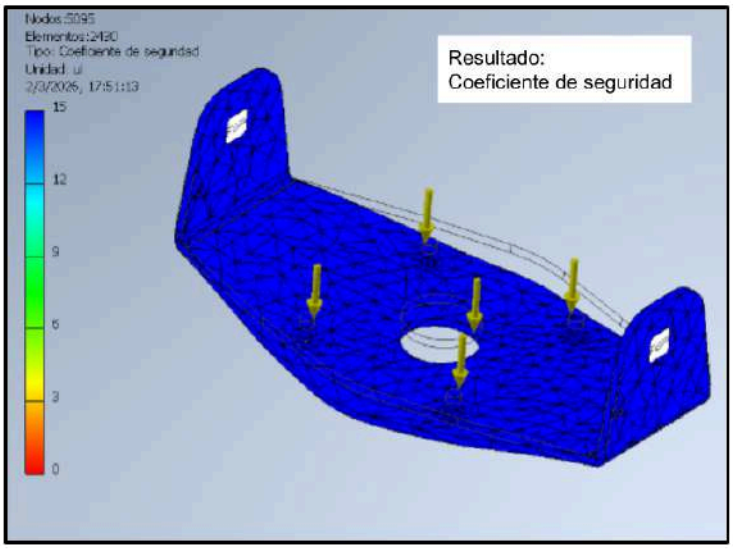


Imagen 3-37: Resultado coeficiente de seguridad.

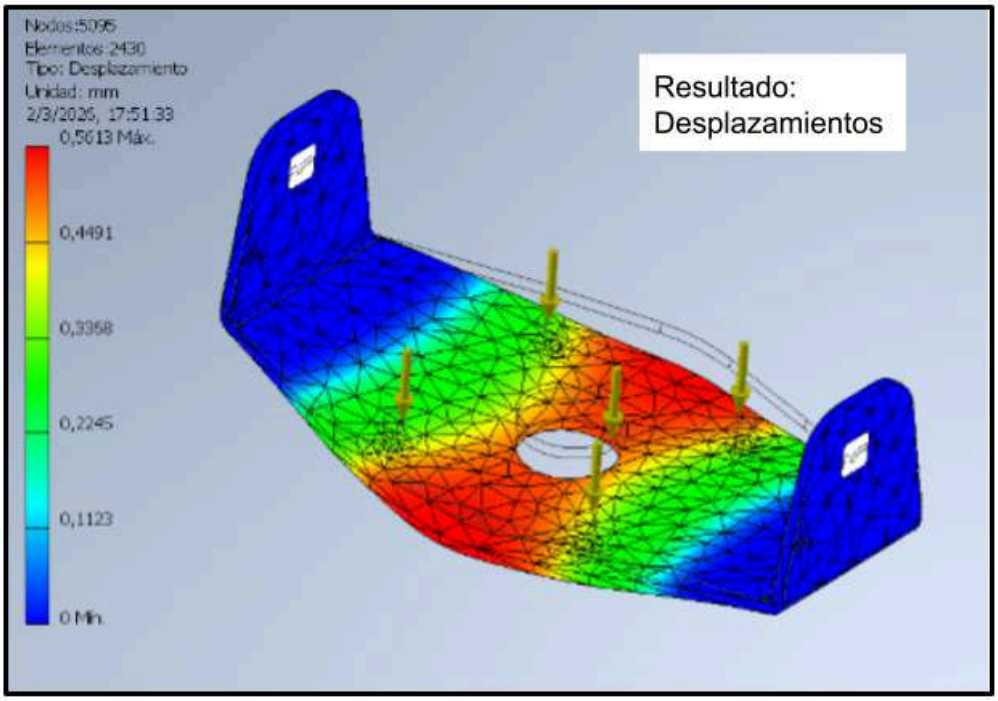


Imagen 3-38: Resultado coeficiente de desplazamientos.

En vista de los resultados obtenidos y considerando el margen de sobredimensionamiento adoptado en las cargas de cálculo, se concluye que la pieza es capaz de soportar adecuadamente los esfuerzos a los que estará sometida durante su operación. Por lo tanto, se verifica que el diseño propuesto cumple con los requisitos de resistencia estructural para las condiciones de servicio consideradas.

Ensayo de resistencia de percha

Para el análisis de la percha, componente de gran importancia estructural debido a que soporta una parte significativa de la estructura completa, se consideraron las cargas correspondientes al peso de los equipos que transmite este elemento.

De manera similar al análisis realizado previamente, se tomó como condición de cálculo el peso total de los componentes soportados por la percha. Asimismo, se adoptó un factor de seguridad de 3, dado que se trata de un elemento crítico dentro del sistema, cuya falla comprometería la integridad del conjunto.

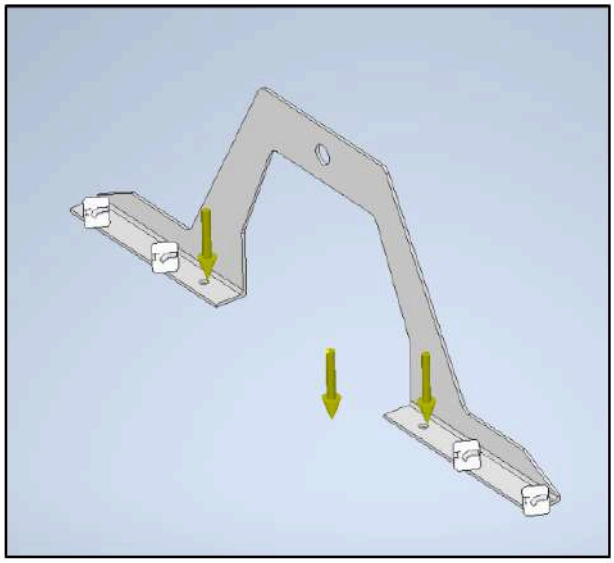


Imagen 3-39: Esfuerzos y gravedad.

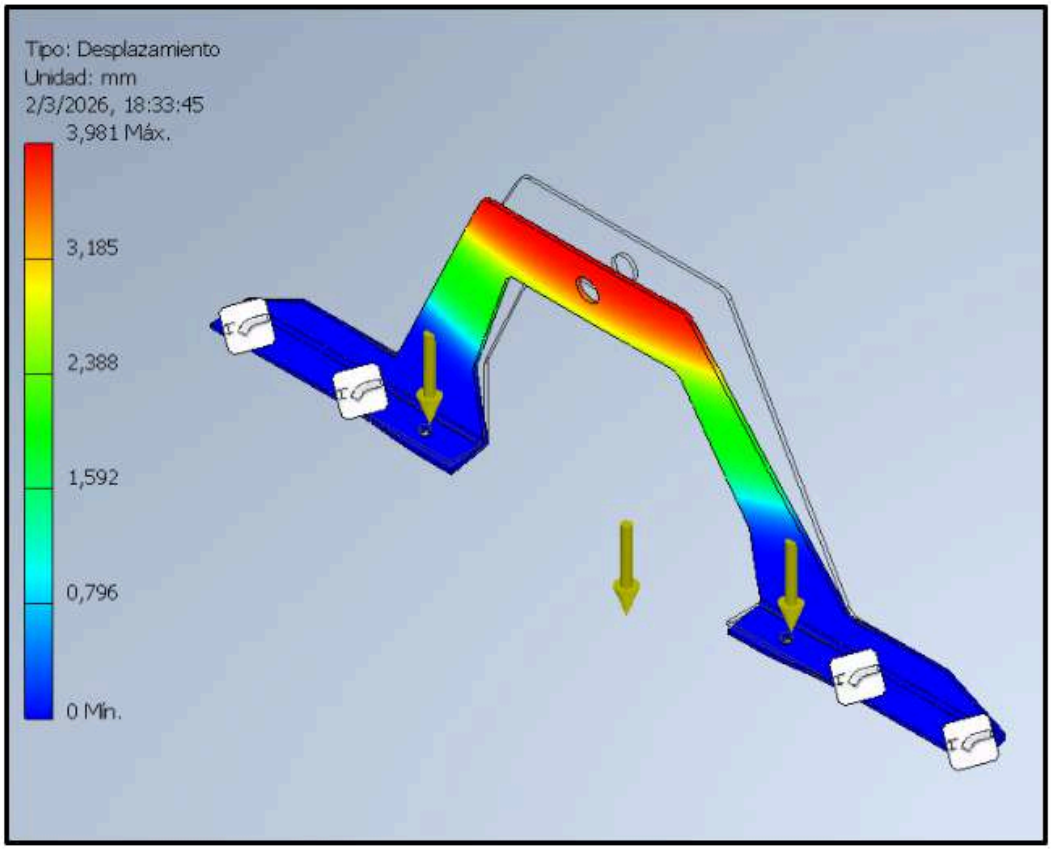


Imagen 3-40: Resultado coeficiente de desplazamientos.

Tabla 3-23: Ensayo de resistencia percha.

Material	Aluminio	3/8
Esfuerzos soportados: Pesos		
	12,51	Caño exterior
	4,2	Placa motor
	64,6	Motor
	2	Acople
	6,5	Eje
	1	Porta rod
	0,2	Rodamiento
	1,141	Tobera
	0,3	Placa orificio
	2,2	Hélice
	3,6	Bastidor
	4	Soporte mot. lat
	2,6	Bastidor trasero
	40	Soplador
Suma total	144,85	[kg]
Fuerza real	1421,0	[N]
Coef. seg	3	-
Fuerza aplicada	4262,96	[N]
Agujeros	2	-
Esfuerzo	2131,5	[N]

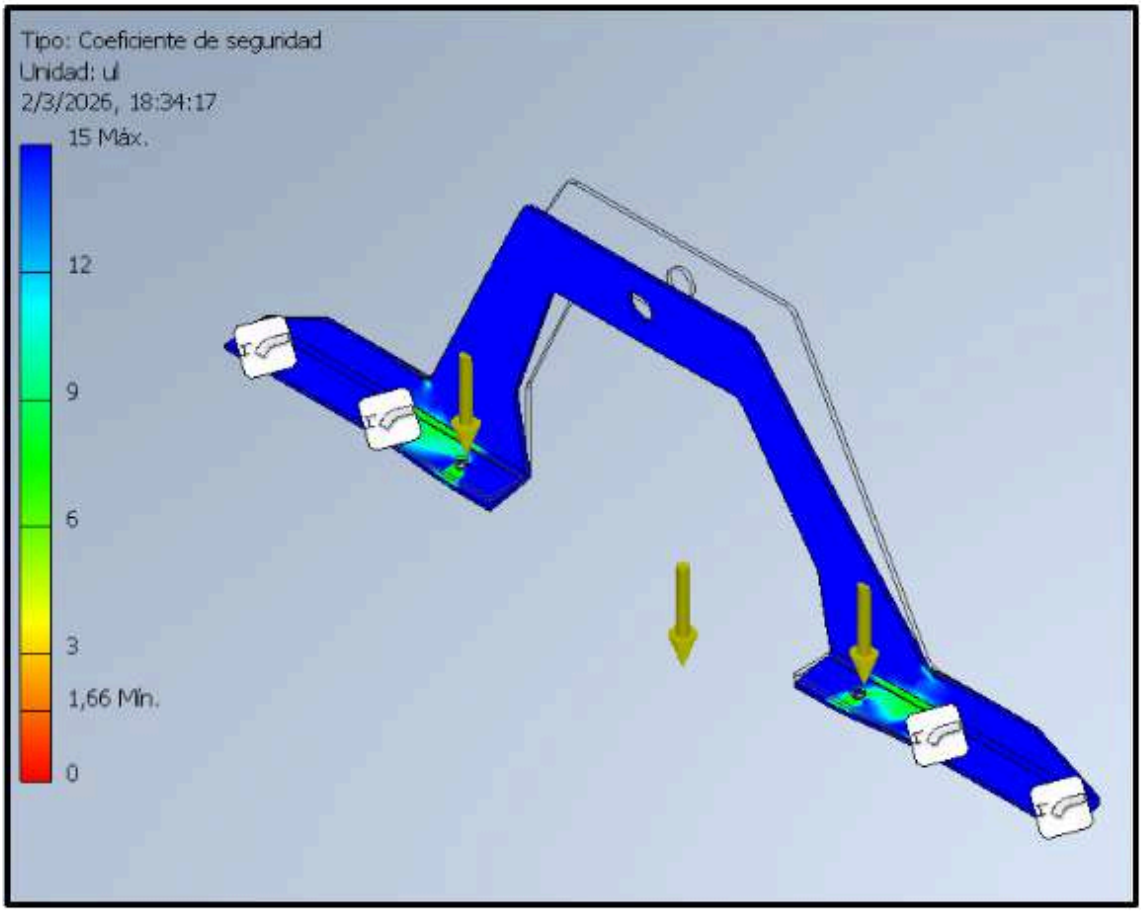


Imagen 3-41: Resultado coeficiente de desplazamientos.

A partir de los resultados obtenidos en el análisis estático de la percha, se observa la presencia de un leve desplazamiento del elemento bajo la acción de las cargas consideradas. Dicho desplazamiento se encuentra asociado al peso de los equipos transmitido a través de este componente, condición que fue tomada como estado de carga para el cálculo.

No obstante, el análisis de tensiones indica que los valores obtenidos se mantienen ampliamente por debajo de los límites admisibles del material, evidenciando un marcado sobredimensionamiento de la pieza. Considerando además el factor de seguridad adoptado de 3, los niveles de esfuerzo resultan significativamente inferiores a la resistencia del material.

En consecuencia, el desplazamiento observado no representa un riesgo para el funcionamiento ni para la integridad estructural del conjunto, por lo que puede ser considerado despreciable desde el punto de vista operativo. Por lo tanto, se concluye que la percha analizada presenta una capacidad resistente ampliamente suficiente para las condiciones de servicio previstas.

Ensayo de resistencia de pasarelas

Para el análisis de la estructura tipo pasarela, destinada exclusivamente a permitir el acceso ocasional del personal de mantenimiento al equipo, se consideraron las cargas asociadas al peso propio de la estructura y a la presencia de operarios durante las tareas de inspección y mantenimiento.

Dado que la pasarela se ubica sobre el flotador lateral del equipo y posee dimensiones reducidas, se adoptó como condición de cálculo la situación más desfavorable correspondiente a la carga de uno o más operarios actuando sobre la estructura, además del peso propio de los elementos estructurales. Asimismo, se empleó un factor de seguridad de 2, con el objetivo de garantizar un adecuado margen frente a posibles solicitaciones durante las intervenciones de mantenimiento.

Tabla 3-24: Ensayo de pasarelas.

Cálculo de esfuerzos				
	Cantidad	peso unit,	Peso tot	
Rejas	2	65,71	131,42	
Percha	1	3,5	3,5	
Bastidor	2	1,6	3,2	
Soporte motor	2	2	4	
Percha trasera	1	2,6	2,6	
base motor	1	4,2	4,2	
base soplador	1	3,4	3,4	
Motor	1	64,6	64,6	
Soplador	1	40	40	
Caño conductor	1	12,5	12,5	
Eje	1	6,5	6,5	
Personas	2	100	200	
Hélice	1	2,2	2,2	
		Peso total	478,12	[kg]
		FS	2	
			956,24	[kg]
		Fuerza	9380,7144	[N]

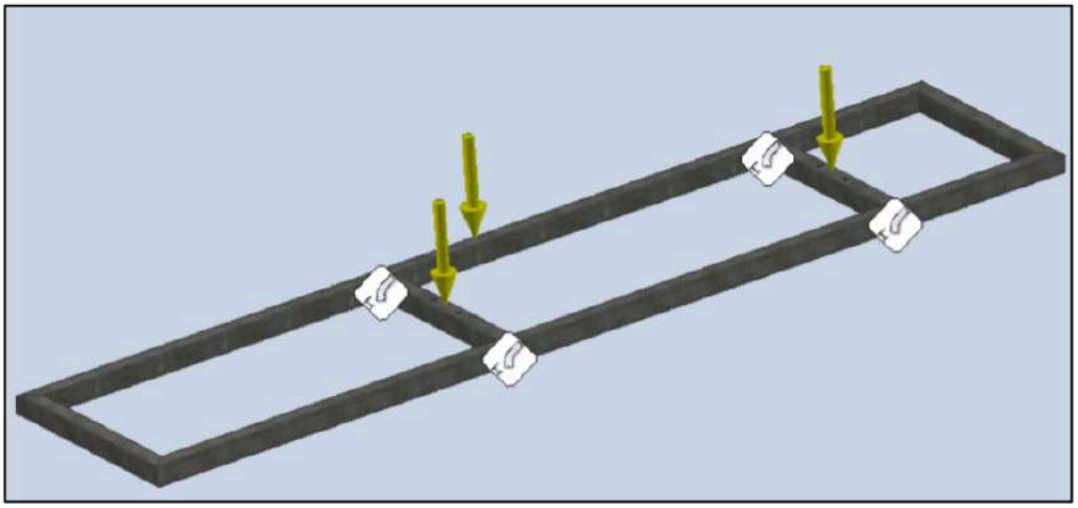


Imagen 3-42: Esfuerzos y gravedad.

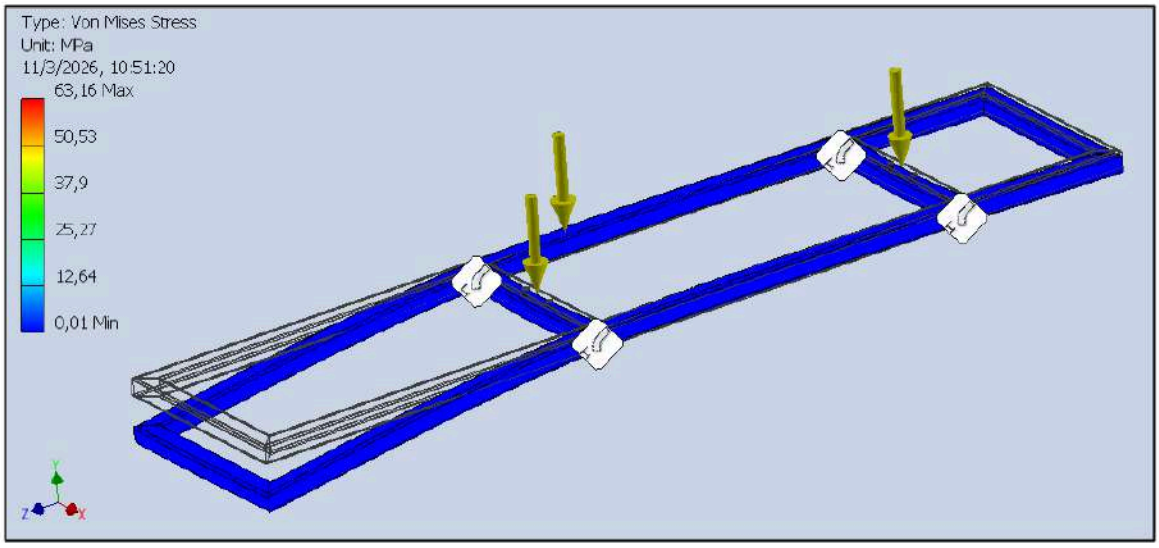


Imagen 3-43: Tensiones de Von Mises.

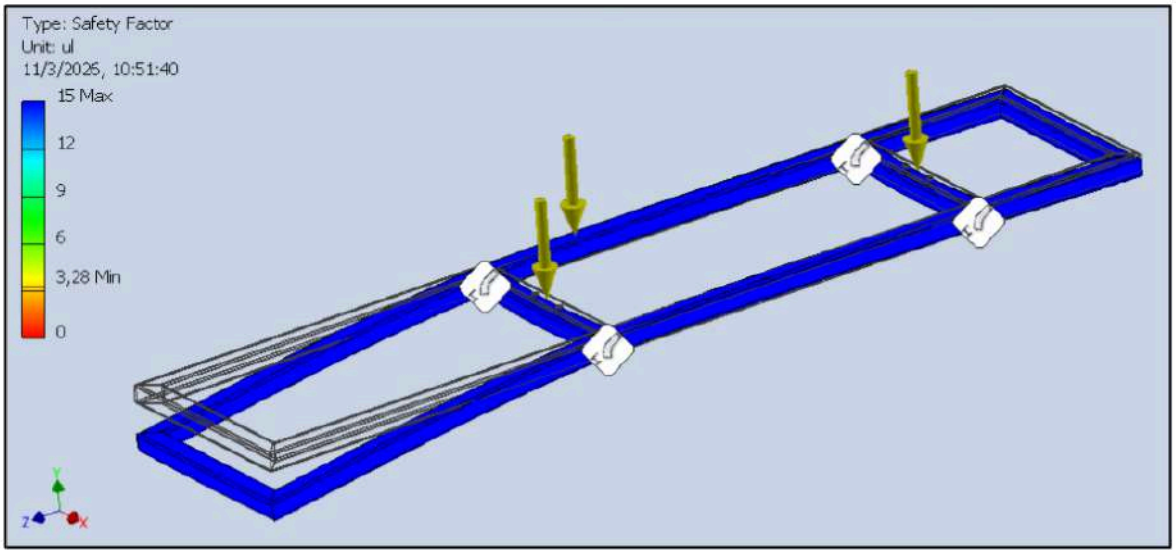


Imagen 3-44: Coeficiente de seguridad.

Los resultados obtenidos del análisis estático muestran que las tensiones equivalentes de von Mises se mantienen por debajo del límite admisible del material utilizado. Asimismo, el coeficiente de seguridad calculado resulta superior al valor mínimo adoptado en el diseño.

En consecuencia, se concluye que la estructura analizada cumple adecuadamente con los criterios de resistencia establecidos, garantizando un comportamiento estructural seguro frente a las solicitudes consideradas.

Capítulo 4: Conclusiones y recomendaciones

4.1 Conclusiones

El presente trabajo permitió analizar y desarrollar una solución técnica para la etapa aeróbica del tratamiento de efluentes de una industria láctea, considerando las exigencias operativas del proceso y los límites establecidos por la normativa ambiental vigente.

En primer lugar, se concluye que el sistema de tratamiento analizado posee como condición de diseño un requerimiento de oxígeno previamente determinado por la industria, el cual surge del análisis de sus parámetros reales de operación y de las exigencias impuestas por la normativa ambiental aplicable al vertido de efluentes. Este requerimiento corresponde a una demanda aproximada de 39,61 kg O_2/h, valor que garantiza que, una vez satisfecha la demanda biológica de oxígeno asociada a la oxidación de la materia orgánica y a los procesos de nitrificación, el efluente tratado pueda cumplir con los límites establecidos para su descarga en cuerpos receptores naturales.

A partir del desarrollo del sistema de aireación propuesto, se obtuvo una capacidad de transferencia de oxígeno del orden de 42,5 kg O_2/h, valor que supera el requerimiento informado por la industria. En consecuencia, se verifica que el sistema diseñado posee la capacidad necesaria para suministrar el oxígeno requerido por el proceso biológico, manteniendo un margen de seguridad adecuado frente a posibles variaciones en las condiciones de operación.

Asimismo, la solución adoptada permite asegurar una adecuada mezcla hidráulica dentro de la pileta aeróbica, favoreciendo una distribución homogénea del oxígeno disuelto en el volumen del reactor biológico. Esta condición resulta fundamental para evitar la formación de zonas con deficiencia de oxigenación y garantizar la estabilidad del proceso biológico, contribuyendo al cumplimiento sostenido de los parámetros de calidad exigidos para el efluente tratado.

Desde el punto de vista tecnológico, la selección de un sistema de aireación mediante aireador de eje inclinado se presenta como una alternativa adecuada para este tipo de

aplicación. Este tipo de configuración permite combinar una adecuada eficiencia de transferencia de oxígeno con una buena capacidad de mezcla hidráulica, al mismo tiempo que mantiene una elevada robustez mecánica y menores requerimientos de mantenimiento frente a las características particulares de los efluentes provenientes de la industria láctea.

En relación con la configuración del sistema, la utilización de múltiples equipos de aireación distribuidos dentro de la laguna permite mejorar la homogeneidad del proceso de oxigenación y aumentar la confiabilidad operativa del sistema. Este esquema introduce redundancia frente a posibles fallas de equipos individuales, permitiendo mantener el funcionamiento del sistema aun ante la salida de servicio de alguna de las unidades.

Desde el punto de vista mecánico, el diseño desarrollado demuestra ser estructuralmente viable para las condiciones de operación previstas. Los análisis realizados permiten verificar que los principales componentes del sistema, tales como el eje de transmisión, los elementos de acople, la chaveta, los apoyos y la estructura portante, presentan niveles de solicitación compatibles con las tensiones admisibles de los materiales seleccionados, manteniendo factores de seguridad adecuados para su funcionamiento en régimen continuo.

Asimismo, el análisis estructural de los componentes principales del sistema confirma que las tensiones y deformaciones generadas bajo las cargas de servicio se mantienen dentro de rangos admisibles, lo cual permite garantizar la integridad mecánica del equipo durante su operación.

Desde una perspectiva académica, el desarrollo del proyecto permitió integrar conocimientos provenientes de distintas áreas de la ingeniería mecánica, incluyendo mecánica de fluidos, transferencia de masa, diseño de máquinas, resistencia de materiales y análisis estructural. Esta integración de disciplinas resulta fundamental para abordar problemas complejos de ingeniería vinculados al tratamiento de efluentes industriales.

En términos generales, puede concluirse que el sistema de aireación desarrollado constituye una solución técnicamente consistente y viable para la etapa aeróbica del tratamiento de efluentes de la industria láctea analizada. La propuesta permite satisfacer los requerimientos de transferencia de oxígeno necesarios para el proceso biológico, garantizar el cumplimiento de la normativa ambiental vigente y asegurar condiciones de operación mecánicamente seguras y confiables.

4.2 Recomendaciones

A partir de los resultados obtenidos en el desarrollo del presente trabajo, se identifican una serie de aspectos que podrían ser abordados en futuras etapas con el objetivo de complementar, validar y optimizar la solución propuesta para la etapa aeróbica del tratamiento de efluentes.

En primer lugar, se recomienda realizar una validación experimental del sistema de aireación en condiciones reales de operación, ya sea mediante la implementación de un prototipo o mediante ensayos de campo. Este tipo de estudios permitiría verificar los valores reales de transferencia de oxígeno del sistema, contrastando los resultados obtenidos en el desarrollo teórico con mediciones operativas del proceso.

Asimismo, resultaría conveniente desarrollar estudios de optimización energética del sistema de aireación, considerando que la aireación representa uno de los principales consumos eléctricos en plantas de tratamiento biológico. La implementación de sistemas de control automático basados en sensores de oxígeno disuelto permitiría ajustar la operación de los equipos en función de la demanda real del proceso, reduciendo el consumo energético sin comprometer la eficiencia del tratamiento.

Otra línea de trabajo futuro consiste en profundizar el análisis hidráulico del sistema mediante herramientas de simulación numérica, como modelos de dinámica de fluidos computacional (CFD). Este tipo de herramientas permitiría analizar con mayor detalle los patrones de circulación del fluido dentro de la laguna aeróbica, evaluar la distribución del oxígeno disuelto y detectar posibles zonas de baja mezcla o aireación deficiente.

También se recomienda realizar estudios adicionales orientados a optimizar el diseño geométrico de los elementos de aireación, particularmente en lo relacionado con la configuración del difusor, el tamaño de las burbujas generadas y la interacción entre el flujo de aire y el campo de velocidades inducido por la hélice. Estas optimizaciones podrían mejorar aún más la eficiencia de transferencia de oxígeno del sistema.

Finalmente, se recomienda que futuros trabajos consideren la integración del sistema de aireación con estrategias de monitoreo y control del proceso biológico, incorporando

instrumentación que permita medir en tiempo real variables clave tales como oxígeno disuelto, pH, temperatura y carga orgánica. La disponibilidad de estos datos permitiría optimizar la operación del sistema y mejorar la estabilidad del tratamiento frente a variaciones en la carga de efluente.

En conjunto, estas líneas de trabajo permitirían profundizar el estudio realizado, mejorar el desempeño del sistema propuesto y contribuir al desarrollo de soluciones cada vez más eficientes y confiables para el tratamiento de efluentes industriales.

5. Bibliografía

La bibliografía es la relación de las fuentes documentales consultadas por el ingeniero para sustentar sus trabajos. Su inclusión es obligatoria en todo trabajo. Cada referencia bibliográfica se inicia contra el margen izquierdo.

Para incluir las referencias dentro del texto y realizar lista de la bibliografía en esta sección, puede utilizar las herramientas de Microsoft Word para Citas y bibliografía en la pestaña de Referencias.

A continuación se muestra un ejemplo de la lista bibliográfica:

[1] Metcalf & Eddy, AECOM. (2014). Wastewater Engineering: Treatment and Resource Recovery (5th ed.). New York, NY: McGraw-Hill Education.

[2] D. Mewes and F. Mazinger. Heat and Mass Transfer Bubbly Flows. Analysis, modelling and Calculation

[3] Clift R. , Grace J.R. and Weber M.E.. Bubbles, Drops and particles.

[4] Perry, R. H., & Green, D. W. (2008). *Perry's Chemical Engineers' Handbook* (8th ed.). New York, NY: McGraw-Hill.

[5] Paul, E. L., Atiemo-Obeng, V. A., & Kresta, S. M. (2004). *Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice*. Hoboken, NJ: Wiley.

[6] Mott, R. L. (2006). Diseño de elementos de máquinas (4.ª ed.). Pearson Educación.

[7] Manual de Resistencia de Materiales - Pisarenko

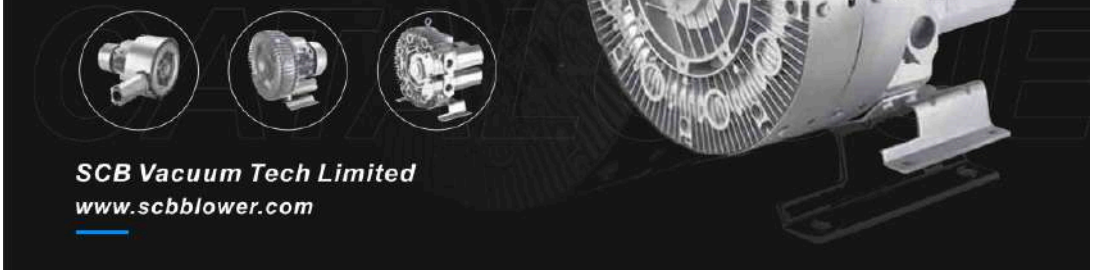
[8] Mecánica de materiales 8va Ed. Russel C. Hibbeler

6. Anexos

Anexo A: Catálogo SCB Air Blower

十年专注品质 SCB永不止步
Ten years focus on quality SCB never stop

AIR BLOWER CATALOGUE



SCB Vacuum Tech Limited
www.scbblower.com

INTRODUCTION



SCB Vacuum Tech Limited is one of the leading company in Side channel blower, Belt-driven blower,Vacuum pump field. Our blowers and pumps are widely used in Environmental & Electronic Engineering, Hospital & Laboratory Test, Plastic and Textile etc line.

From 2005, SCB gained market and customers' based on our own hard working and Continuous research & development.
Till Now, the customers we served are located all over the world, we are not only provide the products, but also technical design support, professional in solving technical problem.

The products we manufacture now are including side channel blower, belt-driven blowers, vacuum pump, silencers, pressure relief valves, air filters etc full range fittings. Details please see the model list and fitting list.

Good faith and hard working is our company goal and principle. During our future cooperation, you are welcomed to experience our professional service and supervise our work.
We will do our best to support you!



目录

CONTENTS

Applications	02
TH Series Blower	04-21
TG Series Blower	22-27
Dimension	28-38
Fittings	39

十年专注品质 SCB永不止步
Ten years focus on quality SCB never stop

www.scbblower.com

APPLICATIONS



真空输送系统	Pneumatic conveying system
真空起重系统	Vacuum lifting system
干燥系统	Air drying system
包装机械	Packing machine
污水处理	Wastewater treatment / Sewage treatment
土壤改良	Soil remediation
灌装机械	Filling machine in bags and bottles
鱼塘供氧	Fish farm
泡沫成型	Thermoforming
激光打印机	Laser printers
印刷机	Printing machine
泳池设备	Swimming pool
CNC切割机	CNC cutter
食品处理系统	Food processing
纸张处理系统	Paper processing
纺织机械	Textile machine

Specifications / TH 6 Series

Three Phase

Model	Rated				Max. Air flow	Max. Vacuum	Max. Pressure
	Frequency	Power	Voltage	Current			
	Hz	KW	V	A	m3/h	mbar	mbar
TH 610 H06	50	1.6	△200-240/Y345-415	8.5△/4.9Y	265	-170	180
	60	2.05	△220-275/Y380-480	8.8△/5.1Y	315	-180	190
TH 610 H16	50	2.2	△200-240/Y345-415	9.7△/5.6Y	265	-235	220
	60	2.55	△220-275/Y380-480	10.3△/6.5Y	315	-245	230
TH 610 H26	50	3	△200-240/Y345-415	12.5△/7.2Y	265	-280	280
	60	3.45	△220-275/Y380-480	12.5△/7.3Y	315	-260	270
TH 630 H06	50	1.6	△200-240/Y345-415	8.5△/4.9Y	345	-125	125
	60	2.05	△220-275/Y380-480	8.8△/5.1Y	415	-105	130
TH 630 H16	50	2.2	△200-240/Y345-415	9.7△/5.6Y	345	-200	195
	60	2.55	△220-275/Y380-480	10.3△/6.0Y	415	-170	195
TH 630 H26	50	3	△200-240/Y345-415	12.5△/7.2Y	345	-240	220
	60	3.45	△220-275/Y380-480	12.6△/7.3Y	415	-210	220

TH Series curve / 50/60Hz



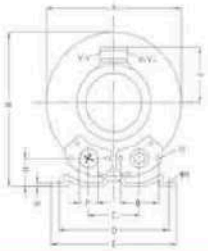
下面的性能曲线是在抽吸15℃空气，排气压力1013mbar的工况下测出的，允差±10%，吸入空气和环境温度不超过25℃时，即可达到图示总压差。

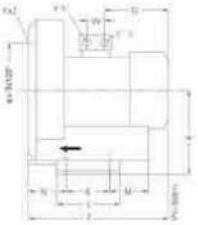
The performance curves are valid for pumping air at 15℃ at the inlet flanges with an air pressure of 1.013mbar and a tolerance of ±10%. The tota pressure differences are valid up to anintake and ambient temperatrue of 25℃.

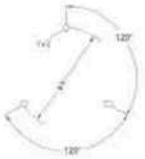


Dimensions

TH 610/TH 630/TH 710/TH 730/TH 790







Model	Phase	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	O	ΦP	Q	ΦR	S	U	V(1~)	V(1~)	V1(3~)	V1(3~)	Y+Z	X-Holes	ΦX	W
TH 610-H09	3~	360	366	122	284	325	354	191	192	128	140	180	64	74	56	56	93	13	4.5	M8*17	-	-	M25*1.5	M16*1.5	M8*20	0°/120°/240°	226	29
TH 610-H15	3~	360	366	122	284	325	354	191	192	128	140	180	64	74	56	56	93	13	4.5	M8*17	-	-	M25*1.5	M16*1.5	M8*20	0°/120°/240°	226	29
TH 610-H25	3~	360	366	122	284	325	385	188	192	135	140	180	64	74	56	56	93	13	4.5	M8*17	M32*1.5	M32*1.5	M32*1.5	M32*1.5	M8*20	0°/120°/240°	226	42
TH 630-H09	3~	360	366	122	284	325	372	191	192	128	140	180	64	74	56	56	93	13	4.5	M8*17	-	-	M25*1.5	M16*1.5	M8*20	0°/120°/240°	226	29
TH 630-H15	3~	360	366	122	284	325	372	191	192	128	140	180	64	74	56	56	93	13	4.5	M8*17	-	-	M25*1.5	M16*1.5	M8*20	0°/120°/240°	226	29
TH 630-H25	3~	360	366	122	284	325	403	188	192	135	140	180	64	74	56	56	93	13	4.5	M8*17	M32*1.5	M32*1.5	M32*1.5	M32*1.5	M8*20	0°/120°/240°	226	42
TH 710-A11	1~	382	384	125	290	325	404	216	197	128	140	180	84	109	54	55	83	15	4.5	M8*17	M25*1.5	M16*1.5	-	-	M16*20	0°/120°/240°	240	29
TH 710-H09	3~	382	384	125	290	325	377	191	197	128	140	180	84	109	54	55	83	15	4.5	M8*17	-	-	M25*1.5	M16*1.5	M16*20	0°/120°/240°	240	29
TH 710-H15	3~	382	384	125	290	325	377	191	197	128	140	180	84	109	54	55	83	15	4.5	M8*17	-	-	-	-	M16*20	0°/120°/240°	240	29
TH 710-H25	3~	360	366	122	284	325	409	188	197	135	140	180	84	109	54	55	83	15	4.5	M8*17	M32*1.5	M32*1.5	M32*1.5	M32*1.5	M16*20	0°/120°/240°	240	42
TH 710-H37	3~	360	366	122	284	325	432	209	197	148	140	180	84	109	54	55	83	15	4.5	M8*17	M32*1.5	M32*1.5	M32*1.5	M32*1.5	M16*20	0°/120°/240°	240	42
TH 730-H09	3~	360	366	122	284	325	387	191	197	128	140	180	84	109	54	55	83	15	4.5	M8*17	M25*1.5	M16*1.5	-	-	M16*20	0°/120°/240°	240	29
TH 730-H15	3~	360	366	122	284	325	387	191	197	128	140	180	84	109	54	55	83	15	4.5	M8*17	M25*1.5	M16*1.5	-	-	M16*20	0°/120°/240°	240	29
TH 730-H25	3~	382	384	125	290	325	419	189	197	135	140	180	84	109	54	55	83	15	4.5	M8*17	M32*1.5	M32*1.5	M32*1.5	M32*1.5	M16*20	0°/120°/240°	240	42
TH 730-H37	3~	382	384	125	290	325	432	209	197	148	140	180	84	109	54	55	83	15	4.5	M8*17	M32*1.5	M32*1.5	M32*1.5	M32*1.5	M16*20	0°/120°/240°	240	42
TH 790-H25	3~	382	384	125	290	325	377	195	197	128	140	180	84	109	54	55	83	15	4.5	M8*17	-	-	M25*1.5	M16*1.5	M16*20	0°/120°/240°	240	29

Anexo B: Comparación de motores WEG

HOME › MI CUENTA › COMPARAR

MOTORES ELÉCTRICOS 2

	 Multimontaje A.R.Plus/High Efficiency 5.5 kW 4P S132S 3F 380-400-415/660-690//460 V 50 Hz IC411 - TEFC - B5T Producto: 15484299 400/690 V 50 Hz 4P	 W22 IE3 5.5 kW 4P 132S 3F 380-400-415/660-690//460 V 50 Hz IC411 - TEFC - B14R(E) Producto: 13042104 400/690 V 50 Hz 4P
Material de la carcasa	Aluminio	Hierro fundido
Método de Impregnación	Imersión poliester	Imersión poliester
Rosca de la caja principal	M25x1,5	M25x1,5
Dispositivo de bloqueo del eje	Sin	Sin
Material Eje	Acero carbono SAE 1040/45	Acero carbono SAE 1040/45
Pintura	RAL 5009 207A (ISO 12944 - C3)	RAL 6002 203A (ISO 12944 - C3)
Tipo de puesta a tierra	Único	Único
Material de la tapa deflectora	Chapa de acero	Chapa de acero
Pintura tropicalizada	Sin	Sin

Carcasa	S132S	132S
Potencia	5.5 kW (7.5 HP)	5.5 kW (7.5 HP)
Sombrero	Sin	Sin
Frecuencia	50 Hz	50 Hz
Rotación nominal	1460 rpm	1460 rpm
Resbalamiento	2.67 %	2.67 %
Tensión nominal	400/690 V	400/690 V
Corriente nominal	10.5/6.09 A	10.9/6.34 A
Corriente de arranque	76.6/44.4 A	90.7/52.6 A
Ip/In	7.3	8.3
Protector fenólico de sobrecarga	Sin protector	Sin protector
Cantidad de Cables de Conexion	6	6
Corriente en vacio	5.00/2.90 A	5.50/3.19 A
Material del ventilador	Plastico	Plastico
Torque nominal	3.67 kgfm	3.67 kgfm
Tapón roscado	ACERO INOX AISI 316L	ACERO INOX AISI 316L
Torque de arranque	190 %	229 %
Sello del rodamiento trasero	V'Ring	Retentor
Torque máximo	300 %	320 %

Sello del rodamiento delantero	Retentor con resorte	Retentor con resorte de doble labio
Tiempo de rotor bloqueado	14s (frío) 8s (caliente)	26s (frío) 14s (caliente)
Momento de inercia (J)	0.0528 kgm²	0.0491 kgm²
Categoría	N	N
Clase de aislamiento	F	H
Factor de servicio	1.00	1.15
Ciclo de servicio	S1	S1
Método de partida	Partida directa	Partida directa
Temperatura ambiente	-20°C hasta +40°C	-20°C hasta +40°C
Altitud	1000 m	1000 m
Grado de protección	IP55	IP66
Refrigeración	IC411 - TEFC	IC411 - TEFC
Forma constructiva	B5T	B14R(E)
Dirección de rotación[1]	Ambos	Ambos
Nivel de ruido[2]	56.0 dB(A)	56.0 dB(A)
Masa aproximada[3]	56.5 kg	64.6 kg
Brida	FF	C-DIN
Rendimiento (100% carga)	87.7	89.7
Factor de potencia (100% carga)	0.86	0.81

Tipo de cojinete	6308 ZZ	6308 ZZ
Cojinete LNA	6207 ZZ	6207 ZZ
Dreno	-	Automático de caucho

Anexo C: Acoples Gummi.


Total Quality
GUMMI
Acoplamientos Elásticos
Tipo A
ROSARIO
TRANSMISIONES

GUMMI

Características generales



Absorbe desalineamientos
El desalineamiento es el 50% de las causas de las roturas en rodamientos, además de otros elementos de las máquinas (sellos, retenes, engranajes), que normalmente no están preparados para la flexión introducida al eje. El acoplamiento Gummi, por ser elástico, absorbe desalineamientos, reduciendo los esfuerzos y aumentando la vida útil de los componentes.



Amortiguación de vibraciones y choques
La gran absorción de vibraciones y choques, proporciona una mayor vida útil a su equipamiento. La media de vibraciones que se transmiten en un sistema, de un lado al otro, es del orden del 70%, siendo este último minimizado por la capacidad de absorción del centro elástico.



Simple instalación
El reemplazo es más rápido por tratarse de un solo elemento. Utilizando tolerancias de alineación menores, aumenta la vida útil del centro elástico. No es necesario mover las partes para su reemplazo.



Simetría - Seguridad - Balanceo
Al no presentar cortes en el centro elástico, se garantiza el balanceo y seguridad al usuario.



Diversos modelos
- Espaciador (Back-Pull-Out) - Motores diésel - Desplazamiento axial - Grandes diámetros de ejes - Ejes flotantes - Limitadores de torque - Bloqueo de seguridad - Ejes cónicos (Motor Mill) - Ambientes agresivos



Sin lubricación
Por sus características constructivas, ninguno de sus componentes requieren lubricación.



Economía
Aumenta el intervalo entre recambios, reduciendo el tiempo de parada de máquina. Economía en reposición de componentes, lubricantes e inventario. El centro elástico trabaja un tiempo prolongado sin sustituirlo.



Calidad asegurada
Producido bajo un *Sistema de Aseguramiento de la Calidad* y empleando materias primas de calidad superior.

Asesoramiento técnico permanente: A través de nuestros distribuidores oficiales o nuestro sitios web:
www.gummiusa.com - www.gummi.com.ar - www.gummi.com.br

Al solicitar un Acoplamiento Elástico **Gummi**, deben ser informados los siguientes campos.
Ej: Acoplamiento modelo A 105 con dos cubos integrales y un espaciador L=250 mm

Antes de iniciar el montaje de un acoplamiento elástico Gummi, recomendamos leer atentamente las instrucciones de montaje. (ver pág. 8)

A 105 - CI / CI - ES - 250

1- Modelo
2- Tipo de cubo
3- Configuración
4- Información suplementaria

1- MODELO
De acuerdo a la selección (Tablas I y III)

2- TIPO DE CUBO
Informar el tipo de cubo seleccionado
Sin indicación - Dos cubos normales
CN Cubo normal
CI Cubo integral
CX Cubo axial
EC Cubo normal para punta de ejes cónicos
ECI Cubo integral para punta de ejes cónicos

3- CONFIGURACION
EF Eje flotante
ES Espaciador

LT Limitador de torque
BS Trabas de seguridad
RE Recubrimiento especial
DF Disco de freno
CIN Cubo invertido
APF Con polea de freno
CE Cubos encastrados
CF Con plato brida
CC Con cubo carretel

4- INFORMACIÓN SUPLEMENTARIA
Indicar dimensiones solicitadas

Método de selección

GUMMI

Datos necesarios:

- Potencia en HP, CV o Kw.
- Velocidad de giro en R.P.M.
- Diámetros de los ejes.
- Factor de servicio (conforme a tabla II).

Selección rápida:

Multiplicar la potencia por el factor de servicio

HP x fs , CV x 1.014 x fs ó Kw x 1.34 x fs

El valor obtenido, igual o superior, se compara en la Tabla I, en la columna de velocidades (R.P.M.) correspondiente; la parte superior de la columna indica el tamaño de acople a utilizar. Verificar en la Tabla III el diámetro de cada uno de los ejes en función del máximo y del mínimo.

Tabla I - Temp. máx. en el acople 80ºC

MODELO / RPM	A 20	A 25	A 30	A 35	A 45	A 50	A 60	A 70	A 80	A 90	A 95	A 105	A 120	A 140	A 155	A 165	A 170	A 200	A 240	A 300	A 350	A 400
100	0,5	0,8	1,1	1,6	2,9	6,0	8,9	16,3	22,5	30,0	33,8	43,8	70,0	120,0	136	170	267,5	356,3	610,0	1220,0	1881,3	2390,0
200	1,0	1,6	2,3	3,1	5,6	12,0	17,5	33,8	43,8	60,0	67,5	86,8	140,0	241,3	272	340	413,8	713,8	1220,0	2438,8	3383,8	4778,8
300	1,6	2,4	3,5	4,8	8,5	17,5	26,3	50,0	66,3	90,0	101,3	133,8	210,0	361,3	408	511	621,3	1070,0	1830,0	3658,8	5045,0	7168,8
400	2,1	3,1	4,6	6,4	11,3	23,8	35,0	66,3	87,5	120,0	135,0	177,5	280,0	481,3	545	682	828,8	1426,3	2438,8	4878,8	6726,3	9558,8
500	2,6	4,0	5,8	8,0	13,8	30,0	43,8	83,8	110,0	150,0	168,8	221,3	350,0	601,3	680	852	1035,0	1783,8	3048,8	6097,5	8407,5	11948,8
600	3,1	4,8	6,9	9,5	17,5	36,3	52,5	100,0	131,3	180,0	201,3	265,0	420,0	722,5	817	1022	1242,5	2140,0	3656,8	7317,5	10090,0	14337,5
700	3,6	5,6	8,0	11,1	20,0	42,5	62,5	116,3	153,8	211,3	235,0	310,0	490,0	842,5	953	1192	1450,0	2496,3	4268,8	8537,5	11771,3	16727,5
720	3,9	5,8	8,3	11,5	20,8	43,8	63,8	120,0	157,5	216,3	242,5	318,8	503,8	866,3	980	1226	1491,3	2567,5	4390,0	8781,3	12107,5	17205,0
800	4,3	6,4	9,3	12,5	22,5	48,8	71,3	132,5	175,0	241,3	268,8	353,8	558,8	962,5	1090	1363	1656,3	2853,8	4878,8	9756,3	13452,5	19117,5
850	4,5	6,8	9,8	13,8	23,8	51,3	75,0	141,3	186,3	256,3	286,3	376,3	593,8	1022,5	1156	1448	1760,0	3031,3	5183,8	10366,3	14293,8	20312,5
900	4,8	7,1	10,4	13,8	25,0	53,8	80,0	150,0	197,5	271,3	302,5	398,8	628,8	1083,8	1225	1533	1863,8	3210,0	5488,8	10975,3	15135,0	21506,3
1000	5,3	8,0	11,5	16,3	28,8	60,0	88,8	166,3	220,0	301,3	336,3	442,5	698,8	1203,8	1361	1703	2071,3	3566,3	6097,5			
1100	5,9	8,8	12,5	17,5	31,3	66,3	97,5	182,5	241,3	331,3	370,0	486,3	768,8	1323,8	1497	1874	2278,8	3923,8	6707,5			
1150	6,1	9,1	13,8	18,8	32,5	68,8	101,3	191,3	252,5	346,3	386,3	508,8	803,8	1383,8	1565	1959	2381,3	4101,3				
1200	6,4	9,5	13,8	18,8	33,8	72,5	106,3	200,0	263,8	361,3	403,8	531,3	838,8	1445,0	1633	2044	2485,0	4280,0				
1300	6,9	10,4	15,0	21,3	36,3	78,8	115,0	216,3	285,0	391,3	437,5	575,0	906,3	1563,0	1770	2214	2692,5	4636,3				
1400	7,4	11,1	16,3	22,5	40,0	83,8	123,8	232,5	307,5	421,3	471,3	620,0	975,0	1685,0	1908	2385	2900,0	4993,8				
1500	8,0	12,0	17,5	23,8	42,5	90,0	132,5	250,0	328,8	451,3	505,0	663,8	1046,3	1805,0	2045	2555						
1600	8,5	12,5	18,8	25,0	45,0	96,3	141,3	266,3	351,3	481,3	537,5	707,5	1118,8	1926,3								
1700	9,0	13,8	20,0	27,5	48,8	102,5	150,0	282,5	373,8	511,3	571,3	752,5	1188,8	2046,3								
1750	9,3	13,8	20,0	27,5	50,0	105,0	155,0	291,3	383,8	526,3	588,8	775,0										
1800	9,5	13,8	21,3	28,8	51,3	106,8	158,8	300,0	395,0	541,3	605,0	796,3										
2000	10,6	16,3	22,5	31,3	56,3	120,0	177,5	332,5	438,8	601,3	672,5	885,0										
2250	12,0	17,5	26,3	36,3	63,8	135,0	198,8	375,0	493,8	677,5	756,3	996,3										
2500	13,8	20,0	28,8	40,0	71,3	150,0	221,3	416,3	548,8	752,5	841,3	1106,3										
2750	15,0	22,5	31,3	43,8	77,5	165,0	243,8	457,5	603,8	827,5	925,0	1216,3										
3000	16,3	23,8	35,0	47,5	85,0	180,0	265,0	498,8	658,8	902,5	1212,5											
3250	17,5	26,3	37,5	51,3	92,5	195,0	287,5	541,3														
3500	18,8	27,5	40,0	56,3	98,8	211,3	310,0	582,5														
3600	18,8	28,8	41,3	57,5	102,5	216,3																
3750	20,0	30,0	43,8	60,0	106,3	226,3																
4000	21,3	31,3	46,3	63,8																		
4500	23,8	36,3	51,3	71,3																		
5000	26,2	40,0	57,5	80,0																		

Para rpm menores a 100 ver catalogo GR.

H.P. Nominales
Para todos los valores en color por debajo de la línea, los cubos serán encastrados (CE)

Las dimensiones son exclusivamente como referencia y quedan sujetas a cambios sin previo aviso.

GUMMI

Factores de servicio

Motores a explosión:

Para motores con cuatro o más cilindros, adicionar 1.0 al factor de servicio seleccionado, para motores con menos cilindros, consultar.

FACTORES DE SERVICIO (Aplicaciones generales) — Tabla II

AGITADORES	
Líquidos	1.00
Líquidos c/sólidos en suspensión.	1.25
Líquidos con densidad variable.	1.25
BOMBAS	
Centrífugas:	
Normales.	1.00
Alta densidad y sobrecarga.	1.25
Rotativas, a engranajes, paletas o lóbulos.	1.50
A pistón:	
De 3 o más cilindros.	2.00
De 2 o un cilindro.	2.50
De doble efecto.	2.50
TRITURADOR	
De piedra.	2.75
COMPRESORES	
Centrífugo.	1.25
Rotativo.	1.50
Alternativos:	
> 4 cil.	2.50
< 4 cil.	
(Consultar en fábrica)	
ELEVADORES	
Montacargas.	1.75
Carga de pasajeros.	
(Consultar fábrica)	
EXTRUSORAS	
Material de:	
Densidad constante.	1.50
Densidad variable.	2.50
SOPLADORES	
Centrífugos.	1.00
Metálicos.	1.25
Lóbulos.	1.50
VENTILADORES	
Centrífugos.	1.00
Tiraje reforzado.	1.50
Tiraje inducido.	2.00
Torre de enfriamiento.	2.50
GENERADORES	
Carga uniforme.	1.00
Motosoldadores.	2.00
GUINCHES O PUENTES GRÚAS	
De traslación.	1.75
Malacate principal.	2.00
IMPRESORA	
Rotativa.	1.00
Prensa.	1.50
MAQUINAS HERRAMIENTAS	
Cepillo.	1.50
Calandras.	2.00
Prensa de estampado.	2.00
Roscadora.	2.50
MEZCLADORAS	
De tambor.	1.50
De concreto.	1.75
MOLINOS	
A martillos.	2.00
A bolas.	2.25
HORNOS	
De cemento, rotativos o secadores.	2.00
ZARANDA	
De lavadero.	1.00
Rotativa.	1.50
Vibratoria.	2.50
TRANSPORTADORES	
Aéreos, cintas, correas discos, a tornillo.	1.50
Vibratorios.	2.50

FACTORES DE SERVICIO (Aplicaciones especiales)

DRAGAS	
Bombas, enrollador de cable, guinche de maniobra, zaranda.	1.75
Cortador.	2.00
INDUSTRIAS ALIMENTICIAS Y DE BEBIDAS	
Envasadores y embotelladoras.	1.00
Mezclador de masa, moledor de carne, cortadores.	1.75
INDUSTRIA DEL CAUCHO	
Calandras.	2.00
Molinos.	2.25
Mezcladores (Banbury).	2.50
Conformadora de neumáticos.	2.50
INDUSTRIA TEXTIL	
Bobinadora.	1.50
Cardas.	1.50
Lavadora de ropa.	2.00
Calandra.	2.00
ASERRADEROS	
Transportadores.	1.50
Sierras.	1.75
Descargadores de tambor.	2.00
Rolos de transporte.	2.00
Mesa de transferencia:	
Sin reserva.	2.00
Con reserva.	2.50
CERÁMICA	
Extrusora.	1.50
Molinos.	2.00
Prensa.	2.25
CELULOSA Y PAPEL	
Bombas servicios.	1.00
Bobinadora y desbobinadora.	1.50
Cilindros.	1.75
Tela.	1.75
Desfibradores.	1.75
Calandras.	2.00
Cortadores.	2.00
Refinadores.	2.00
Prensas.	2.00
Lavadores.	2.00
Desecadores.	2.25
Picadores.	3.00
PETROLEO	
Filtros de parafina.	1.25
Equipos de bombeo.	2.00
SIDERURGICA	
Bobinadora y desbobinadora.	1.50
Formadora de espiras.	1.75
Trefiladora.	2.00
Mesa de cilindros	
S/ reversión.	2.00
C/ reversión.	2.50
Alimentadora.	3.00
INDUSTRIA DEL AZUCAR	
Mesa inclinada.	1.75
Molienda.	2.00
MINERACION Y PUERTO	
Desplazamiento máquina.	2.00
Elevación de lanza.	2.50
Giro de lanza.	2.50
Rueda de descarga.	2.00

Selección del cálculo por torque nominal (tn)

Se utiliza la siguiente fórmula conforme a la unidad de potencia:

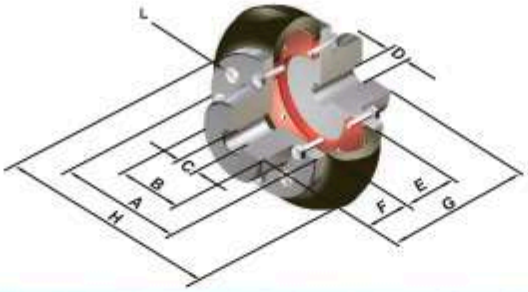
$$tn: \frac{706{,}17 \times HP \times fs}{R.P.M.} \qquad tn: \frac{716{,}2 \times CV \times fs}{R.P.M.} \qquad tn: \frac{946{,}27 \times Kw \times fs}{R.P.M.}$$

Se busca en la Tabla III el modelo cuyo torque Nominal sea igual o superior al calculado, verificar el diámetro de los ejes en función del máximo y el mínimo. (ver pág. 4)

Modelo convencional

GUMMI

Con 2 cubos normales (fig. 1)



A - Ø Brida Cubo
B - Ø Cuello Cubo
C - Ø Máx. alesaje
D - Ø Agujero piloto
E - Ancho centro
F - Ancho cubo
G - Long. total
H - Ø Centro
L - Tipo tornillo

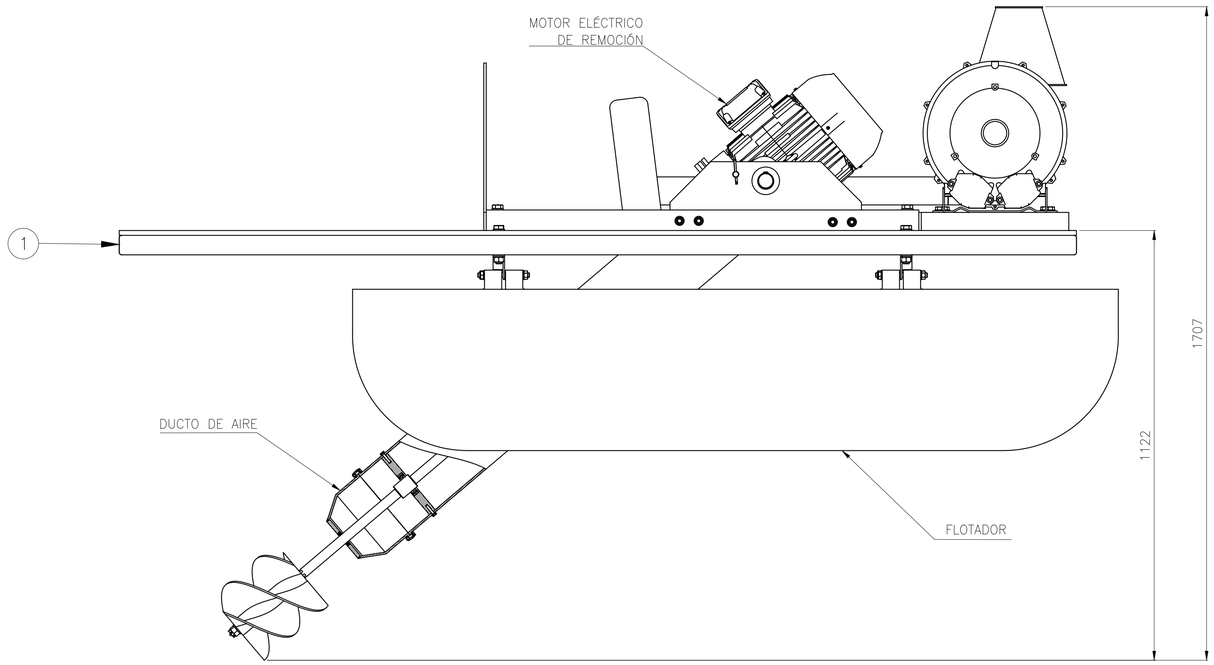
Tabla III

ACOPLE CON CUBO NORMAL													BULONES	
MODELO	Torq. Nom. Nm	Angulo Torsión (°)	(1) Peso (Kg.)	Gd2 (Kg m2)	A	B	C Máx	D Min	E	F	G	H	Nr.	L - Cab. hex.
A-20	38	2°	1.05	0.0017	74	36	20	10	30	25	80	95	12	¼ x ¾
A-25	56	5°	1.09	0.0018	74	36	23	10	30	25	80	95	12	¼ x ¾
A-30	82	2°	2.40	0.0094	96	49	30	10	40	35	110	127	16	⅜ x ¾
A-35	113	4°	2.65	0.0098	96	49	32	10	40	35	110	127	16	⅜ x ¾
A-45	250	3°	5.00	0.0382	127	70	40	15	50	45	140	167	20	⅜ x 1
A-50	420	6°	5.32	0.0402	127	70	46	15	50	45	140	167	20	⅜ x 1
A-60	620	5°	12.50	0.1065	169	100	55	25	65	60	185	224	24	⅜ x 1 ¼
A-70	1170	9°	13.30	0.1593	169	100	65	25	65	60	185	224	24	⅜ x 1 ¼
A-80	1550	5°	24.90	0.594	218	116	75	30	90	80	250	302	20	½ x 1 ¼
A-90	2170	6°	26.00	0.639	218	116	85	30	90	80	250	302	20	½ x 1 ¼
A-95	2380	4°	34.90	0.912	235	138	90	40	90	80	250	330	24	½ x 1 ¼
A-105	3130	8°	44.00	0.982	235	138	100	40	90	80	250	330	24	½ x 1 ¼
A-120/120	4940	5°	86.00	3.80	297	195	120	45	120	130	380	403	20	¾ x 2 ¼
A-140/140	8500	9°	94.00	3.82	297	195	140	45	120	130	380	403	20	¾ x 2 ¼
A-155/155	9750	6°	126.00	5.76	350	220	155	50	140	150	440	470	14	¾ x 2 ¼
A-165/165	12200	10°	135.00	5.85	350	220	165	50	140	150	440	470	14	¾ x 2 ¼
A-170/70			170.20	12.22		150	70	30		80	345			
A-170/130	14630	7°	211.80	13.75	436	236	130	70	185	130	445	550	24	¾ x 2 ¼
A-170/170			242.80	17.65		276	170	120		180	545			
A-200/90			192.60	13.30		186	90	40		100	385			
A-200/140	25190	11°	202.40	13.75	436	200	140	70	185	130	445	550	24	¾ x 2 ¼
A-200/200			276.60	19.20		276	200	120		180	545			
A-240/150			364.70	51.50		225	150	100		160	556			
A-240/200	43060	4°	447.40	55.35	535	290	200	100	236	180	596	740	60	¾ x 3 ½
A-240/240			633.60	84.50		390	240	100		275	786			
A-300/150			370.00	50.70		225	150	110		160	556			
A-300/200			450.00	54.50		290	200	100		200	636			
A-300/250	86120	10°	640.00	69.40	535	350	250	100	236	275	786	740	60	¾ x 3 ½
A-300/300			695.00	83.70		390	300	100		275	786			
A-350/200			1049.00	453.20		290	200	120		200	735			
A-350/250	118750	6°	1211.00	466.40	820	350	250	120	335	275	885	1130		
A-350/350			2237.00	691.00		600	350	120		375	1085			
A-400/250	168750	10°	1219.00	459.20	820	350	250	120	335	275	885	1130		
A-400/400			2245.00	697.00		600	400	120		375	1085			

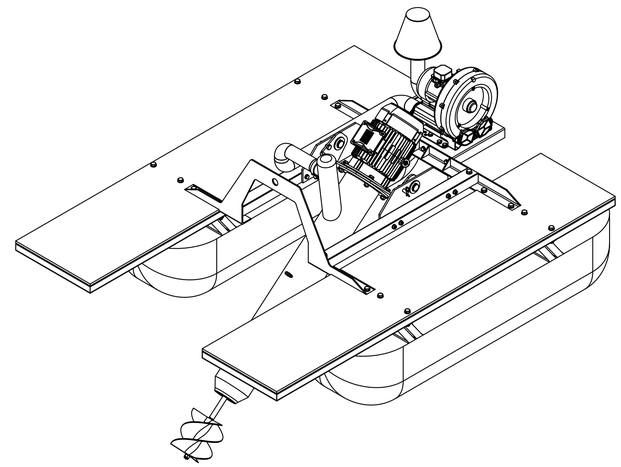
Las dimensiones son exclusivamente como referencia y quedan sujetas a cambios sin previo aviso.

Anexo D: Planos.

POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
01	02	SUBCONJUNTO PLATAFORMA Y FLOTADOR	VER PLANO 02
02	01	SUBCONJUNTO ESTRUCTURA	VER PLANO 03
03	01	SUBCONJUNTO AIREACION Y REMOCION	VER PLANO 04

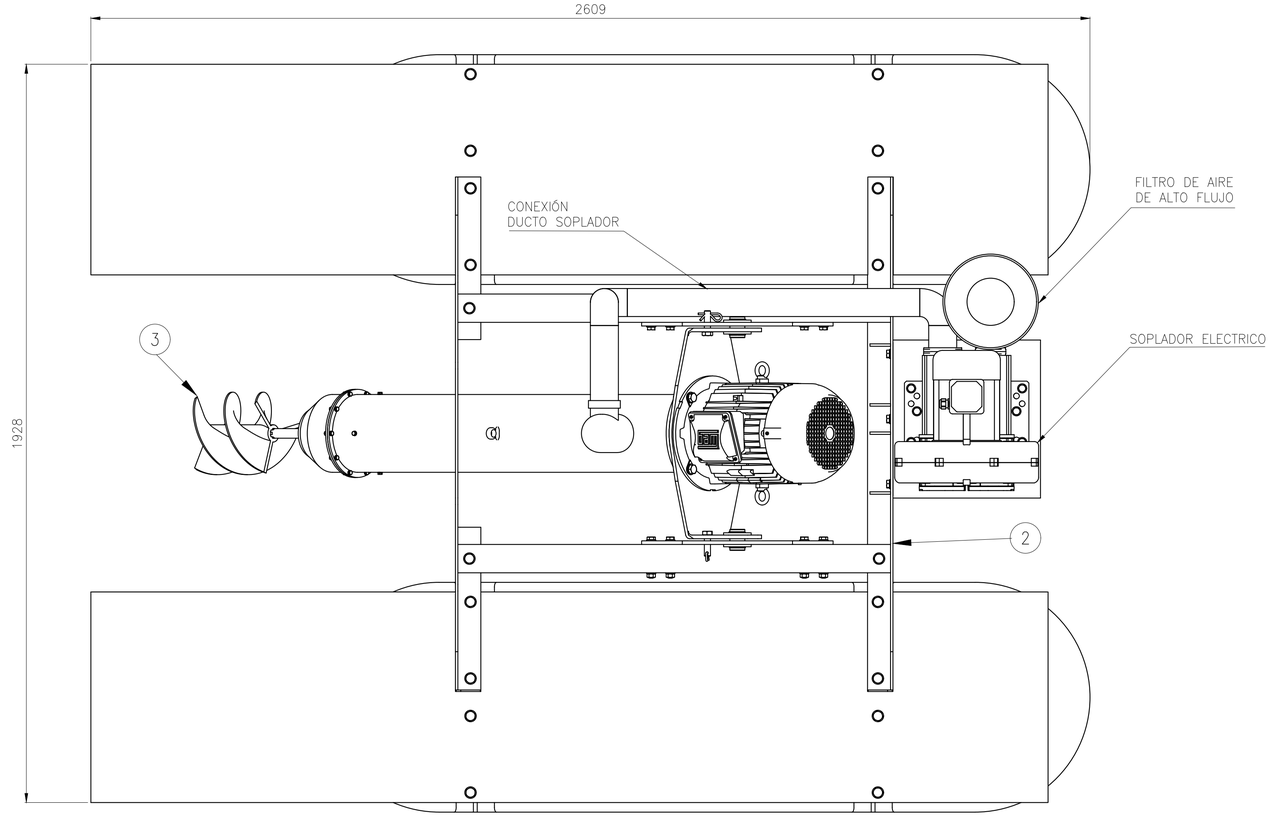


VISTA INFERIOR
ESCALA 1:8

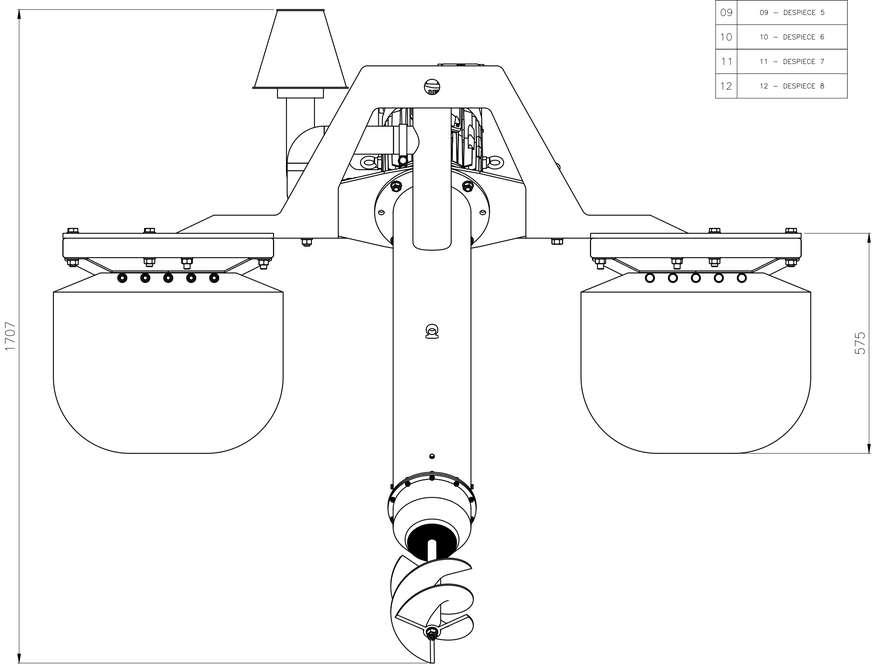


VISTA ISOMETRICA
ESCALA S/E

HOJA N°	INDICE
01	01 – PLANO GENERAL
02	02 – SUBCONJUNTO PLATAFORMA Y FLOTADOR
03	03 – SUBCONJUNTO ESTRUCTURA
04	04 – SUBCONJUNTO AIREACION Y REMOCION
05	05 – DESPIECE 1
06	06 – DESPIECE 2
07	07 – DESPIECE 3
08	08 – DESPIECE 4
09	09 – DESPIECE 5
10	10 – DESPIECE 6
11	11 – DESPIECE 7
12	12 – DESPIECE 8



VISTA FRONTAL
ESCALA 1:8

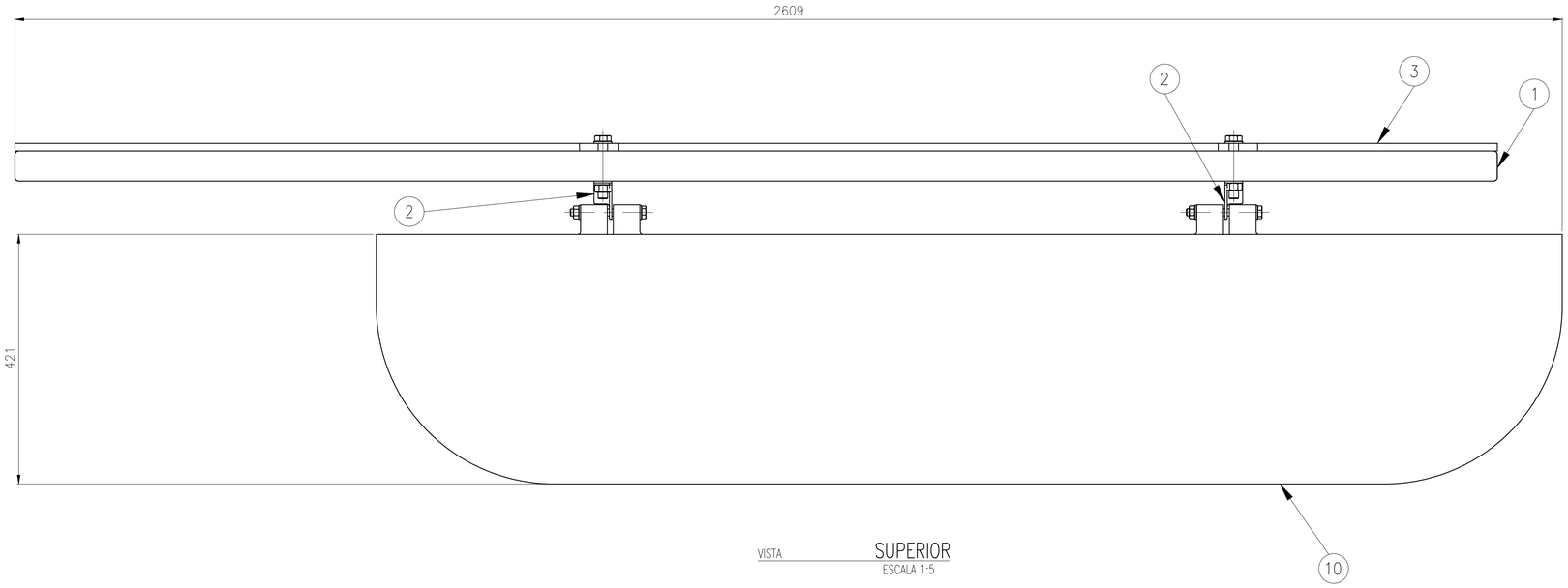


CORTE A – A
ESCALA 1:8

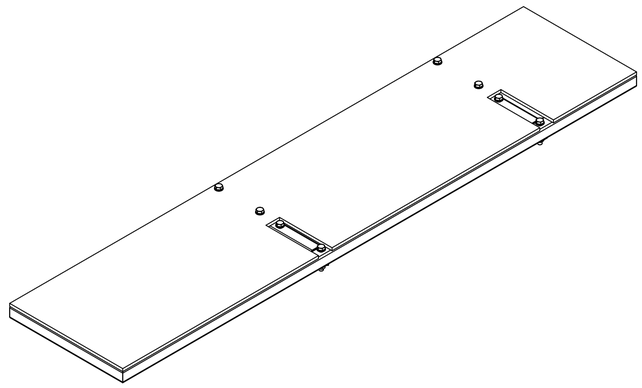
FECHA: 14/3/26	ESCALA: 1:8	DIBUJO: BRAIN JOHN – JULLIER CAPELLO MAURO	
UNR – FCEIA EIM – ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		HOJA N°: 01	CONTINUA EN: 02
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECANICA ITEM CONJUNTO COMPLETO		N° 01 – AIREADOR PF	

HOJA N°: 01 CONTINUA EN: 02 — 01 – AIREADOR PF

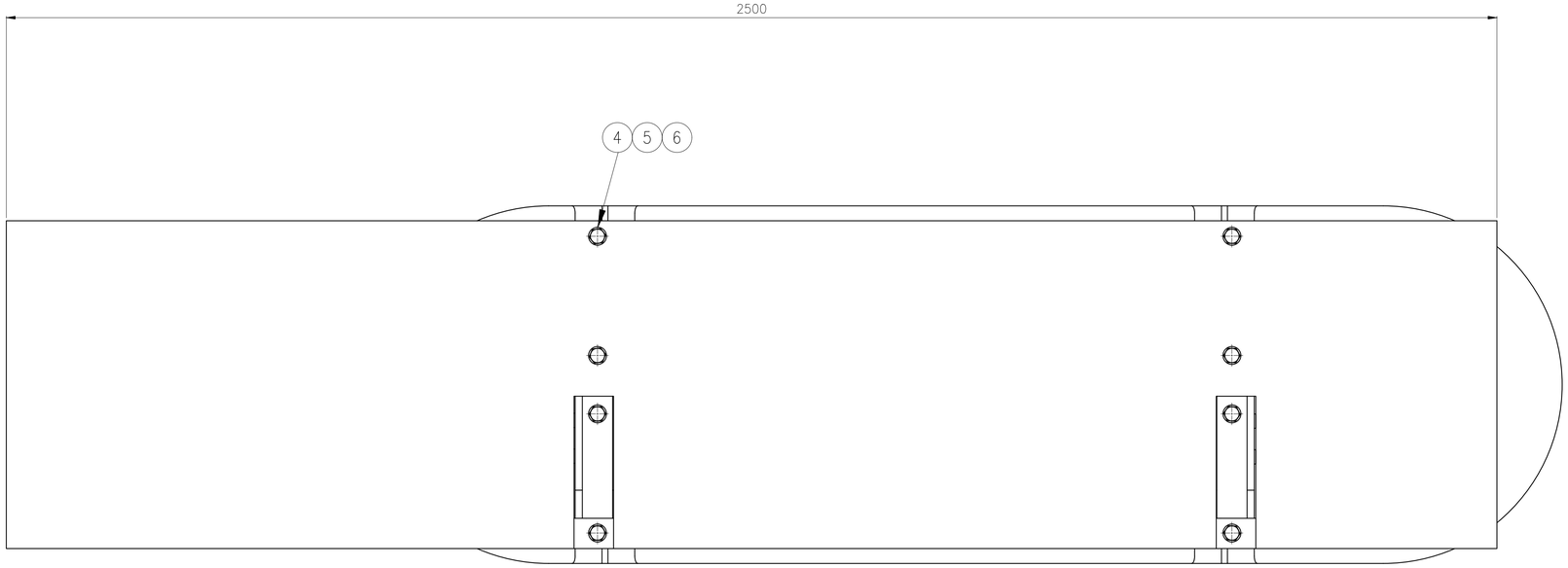
POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
01	02	ESTRUCTURA PLATAFORMA	VER PLANO 09
02	04	SOPORTES FLOTADORES	VER PLANO 07
03	02	CHAPA PLATAFORMA	VER PLANO 07
04	16	TORNILLO M16x100 DIN 931	COMERCIAL
05	32	ARANDELA ø16 DIN 125	COMERCIAL
06	16	TUERCA M16 DIN 934	COMERCIAL
07	16	TORNILLO M10x100 DIN 931	COMERCIAL
08	32	ARANDELA ø10 DIN 125	COMERCIAL
09	16	TUERCA M10 DIN 934	COMERCIAL
10	02	FLOTADOR	VER PLANO 09



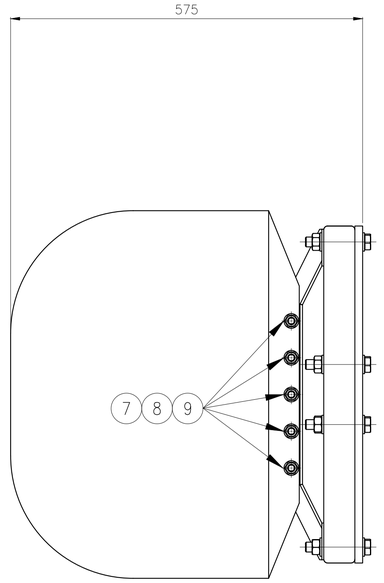
VISTA SUPERIOR
ESCALA 1:5



VISTA ISOMETRICA
ESCALA S/E



VISTA FRONTAL
ESCALA 1:5

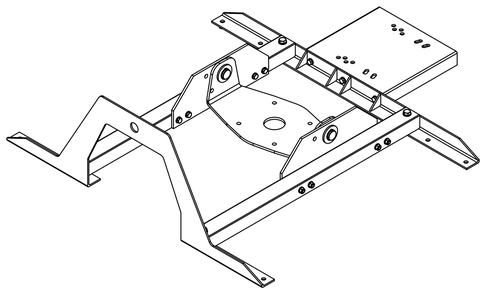


VISTA LATERAL
ESCALA 1:5

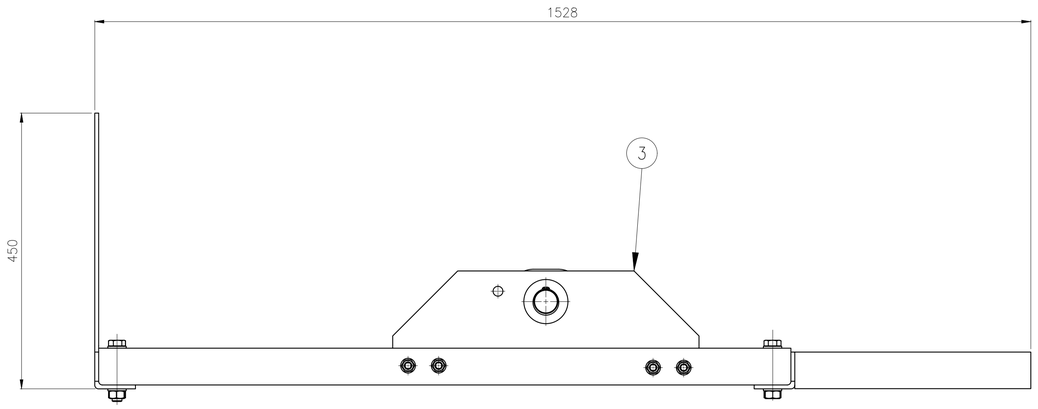
FECHA: 14/3/26	ESCALA: 1:5	DIBUJO: BRAIN JOHN - JULLIER CAPELLO MAURO
UNR - FCEIA EIM - ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		HOJA N°: 02 / CONTINUA EN: 03
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECANICA ITEM: PLATAFORMA Y FLOTADOR		N° 02 - SUBCONJUNTO PLATAFORMA Y FLOTADOR

HOJA N°: 02 CONTINUA EN: 03
N° 02 - SUBCONJUNTO PLATAFORMA Y FLOTADOR

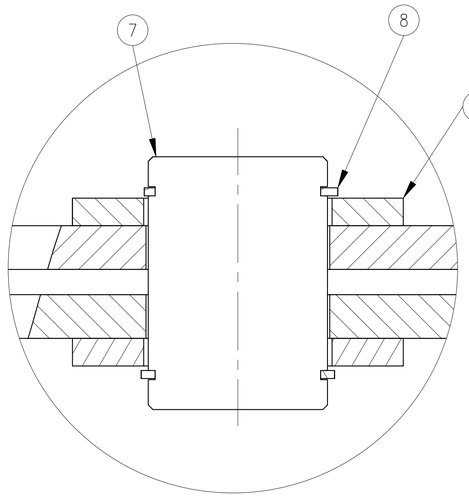
POS. Nº	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
01	01	PERCHA DELANTERA	VER PLANO 05
02	01	PERCHA TRASERA	VER PLANO 08
03	02	PLACA LATERAL MOTOR	VER PLANO 06
04	01	PLACA SOPORTE MOTOR	VER PLANO 06
05	02	ESTRUCTURALES LATERALES	VER PLANO 05
06	01	PLACA AIREADOR	COMERCIAL
07	02	BUJE PASADOR	VER PLANO 10
08	04	ARO SEEGER ø38 DIN 471	COMERCIAL
09	04	ARANDELA ø39 DIN 125	COMERCIAL
10	04	TORNILLO M16x90 DIN 931	COMERCIAL
11	08	ARANDELA ø16 DIN 125	COMERCIAL
12	04	TUERCA M16 DIN 934	COMERCIAL
13	08	TORNILLO M12x100 DIN 931	COMERCIAL
14	20	ARANDELA ø12 DIN 125	COMERCIAL
15	11	TUERCA M12 DIN 934	COMERCIAL
16	03	TORNILLO M12x45 DIN 931	COMERCIAL



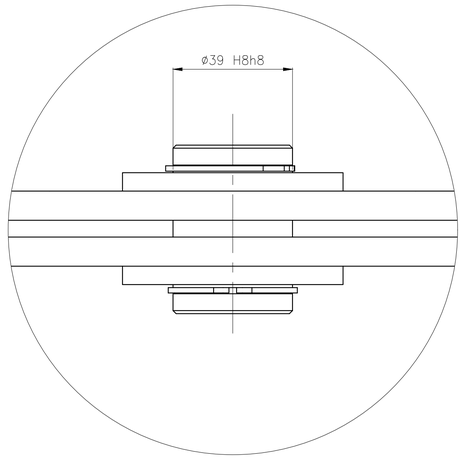
VISTA ISOMETRICA
ESCALA S/E



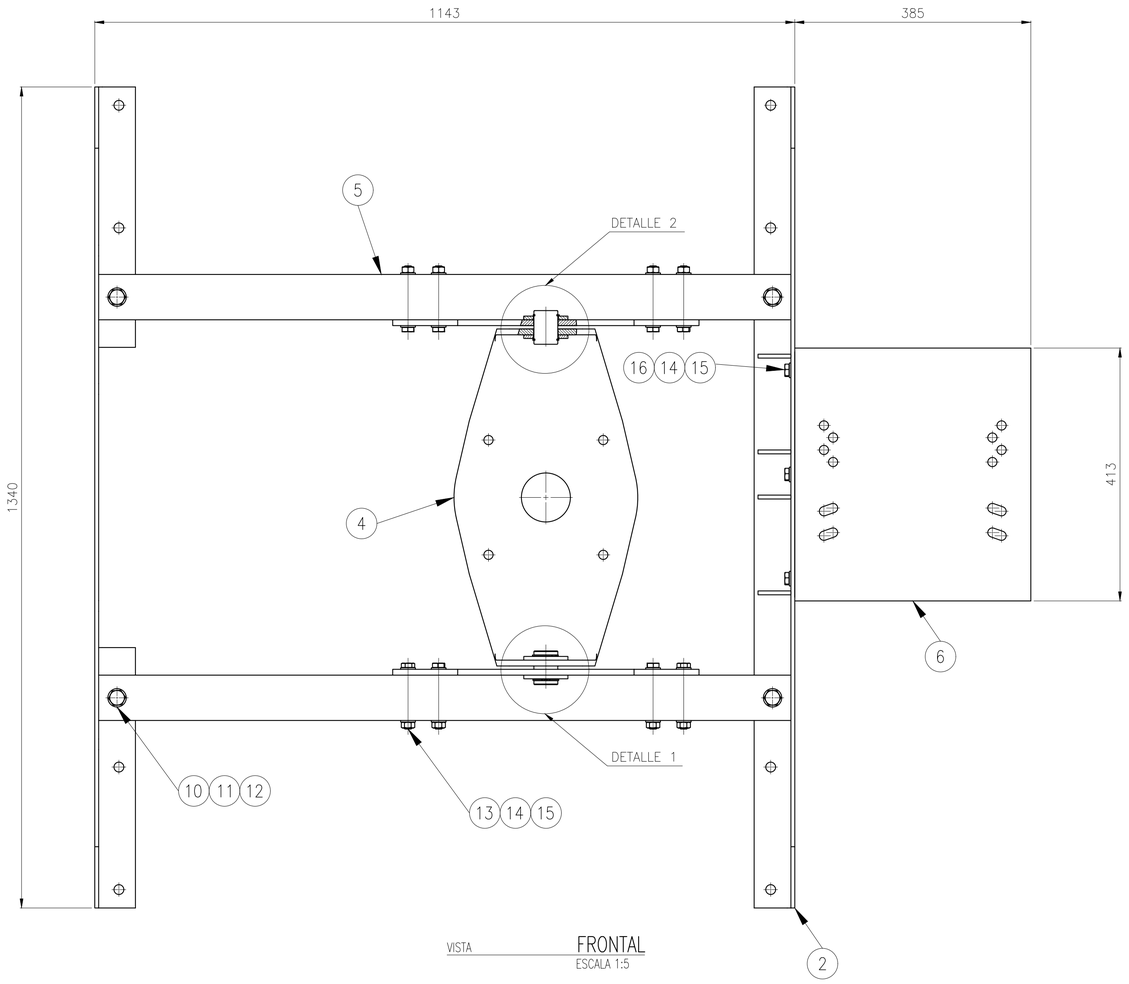
VISTA INFERIOR
ESCALA 1:5



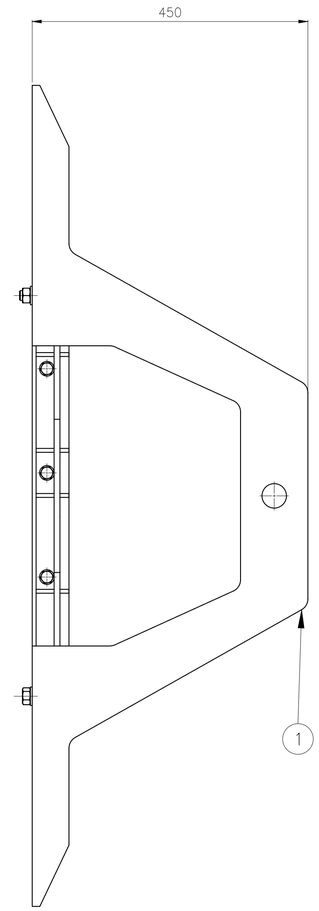
DETALLE "1"
ESCALA 1,5:1



DETALLE "1"
ESCALA 1:1



VISTA FRONTAL
ESCALA 1:5

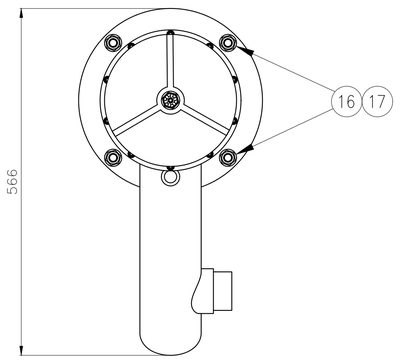


VISTA LATERAL
ESCALA 1:5

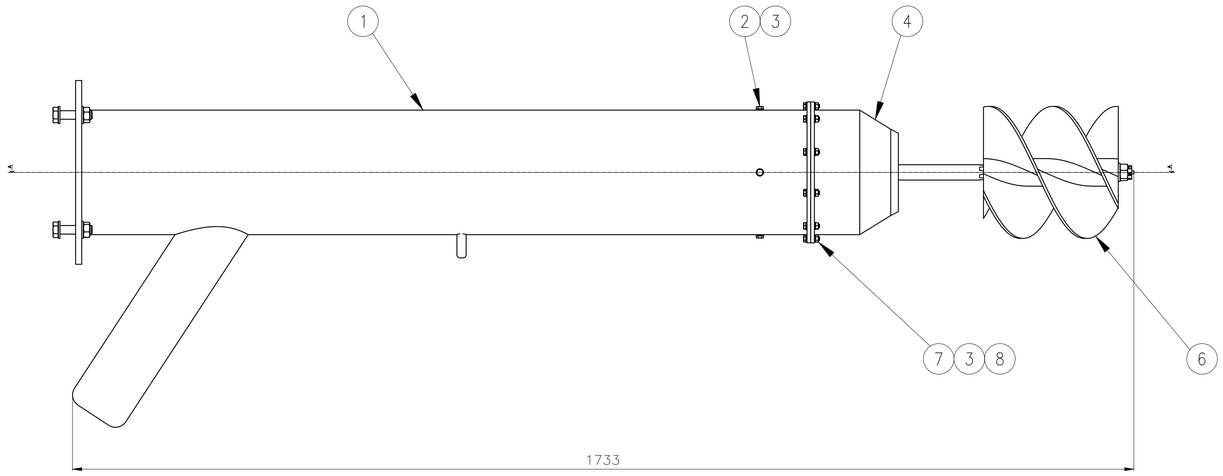
TOLERANCIAS GENERALES EN mm (DIN 7168)					
Rango de medidas	0,5<=3	3<=6	6<=30	30<=120	120<=400
Lineales	+/- 0,1	+/- 0,1	+/- 0,2	+/- 0,3	+/- 0,8
Angulares (valores tang.)	0,0175	0,0175	0,0085	0,0058	0,029
~	▽	▽▽	▽▽▽	▽▽▽▽	
6,3	12,5	3,2	0,8	0,2	

FECHA: 14/3/26	ESCALA: -	DIBUJO: BRAIN JOHN - JULLIER CAPELLO MAURO
UNR - FCEIA EIM - ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	HOJA Nº: 03	CONTINUA EN: 04
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECANICA ITEM ESTRUCTURA	Nº 03 - SUBCONJUNTO ESTRUCTURA	

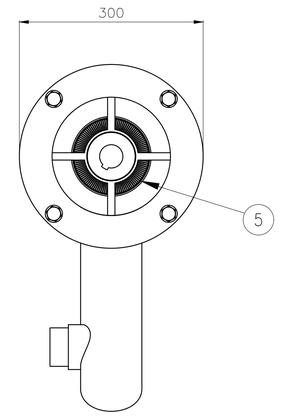
HOJA Nº: 04	Nº 04 - SUBCONJUNTO AIREACION Y REMOCION
CONTINUA EN: 05	



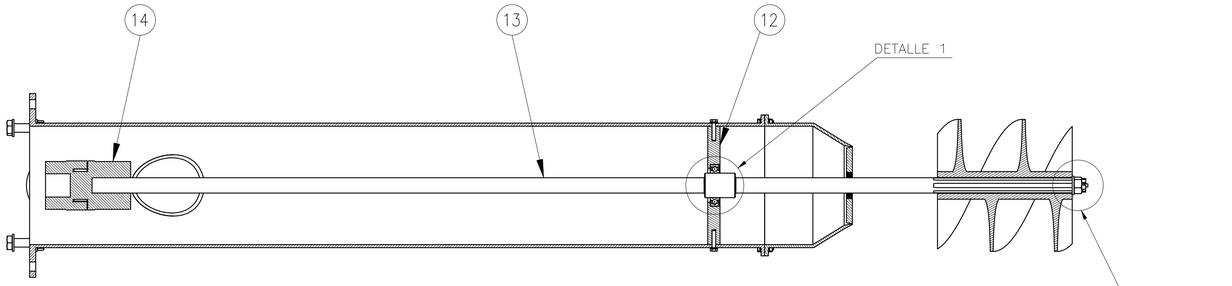
VISTA LATERAL
ESCALA 1:5



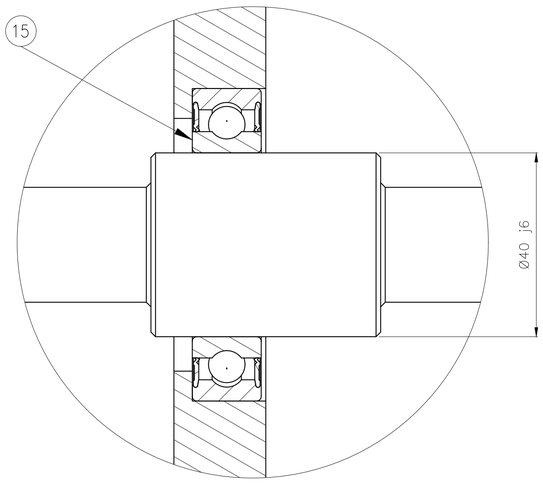
VISTA FRONTAL
ESCALA 1:5



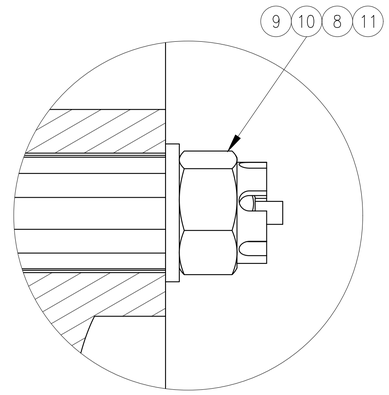
VISTA LATERAL
ESCALA 1:5



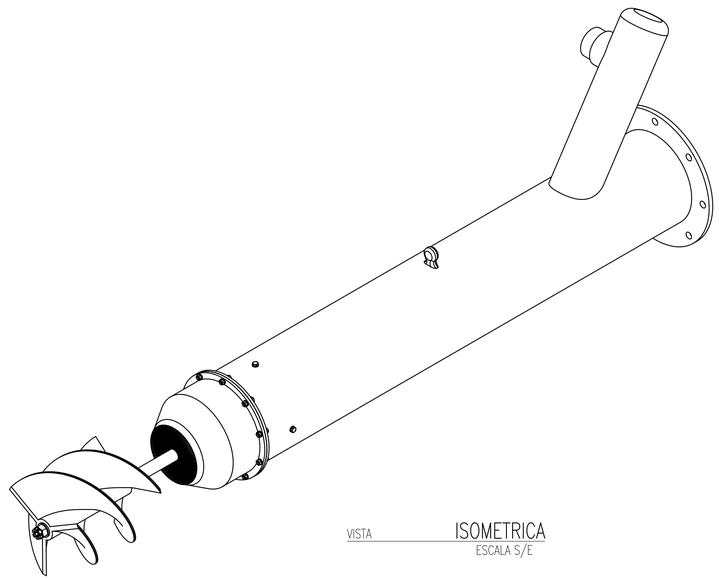
CORTE A – A
ESCALA 1:5



DETALLE "1"
ESCALA 1.5:1



DETALLE "2"
ESCALA 1.5:1



VISTA ISOMETRICA
ESCALA S/E

TOLERANCIAS GENERALES EN mm (DIN 7168)					
Rango de medidas	0,5<=3	3<=6	6<=30	30<=120	120<=400
Lineales	+/- 0,1	+/- 0,1	+/- 0,2	+/- 0,3	+/- 0,8
Angulares (valores tang.)	0,0175	0,0175	0,0085	0,0058	0,029
~	▽	▽▽	▽▽▽	▽▽▽▽	
12,5	12,5	3,2	0,8	0,2	

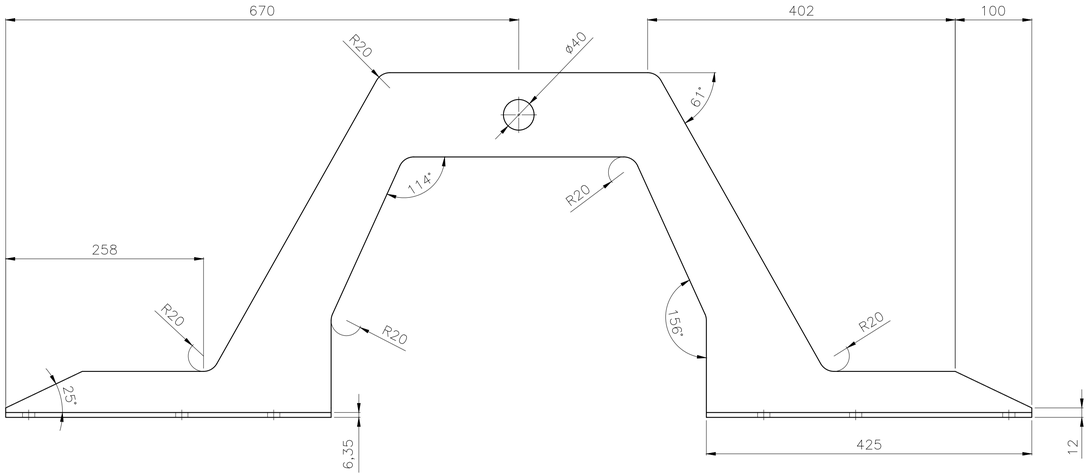
POS. Nº	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
17	04	ARANDELA ø14 DIN 125	COMERCIAL
16	04	TORNILLO M14x55 DIN 931	COMERCIAL
15	01	RODAMIENTO SKF 6008-2RS1/C3	COMERCIAL
14	01	ACOPLE GUMMI A80-CN/CN-EF	COMERCIAL
13	01	EJE	VER PLANO 11
12	01	SOPORTE RODAMIENTO	VER PLANO 12
11	08	ARANDELA ø16 DIN 125	COMERCIAL
10	01	TUERCA CASTILLO ø16 DIN 935	COMERCIAL
09	01	ARANDELA P. TUERCA CASTILLO ø16	COMERCIAL
08	11	TUERCA M6 DIN 934	COMERCIAL
07	10	TORNILLO M6x10 DIN 931	COMERCIAL
06	01	HELICE	COMERCIAL
05	01	PLACA AIREADOR	VER PLANO 08
04	01	TOBERA	VER PLANO 10
03	24	ARANDELA ø6 DIN 125	COMERCIAL
02	04	TORNILLO M6x30 DIN 931	CMERCIAL
01	01	CAÑO AIREADOR	VER PLANO 11

FECHA: 14/3/26	ESCALA: 1:8	DIBUJO: BRAIN JOHN - JULLIER CAPELLO MAURO

UNR - FCEIA EIM - ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	HOJA Nº: 04	CONTINUA EN: 05
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECANICA ITEM AIREACION Y REMOCION	Nº 04 - SUBCONJUNTO AIREACION Y REMOCION	

HOJA N°: 05 | CONTINUA EN: 06 | N°

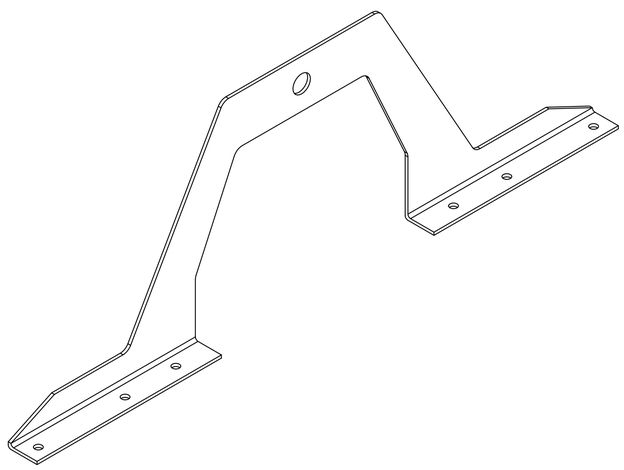
05 - DESPIECE 1



VISTA FRONTAL
ESCALA 1:8



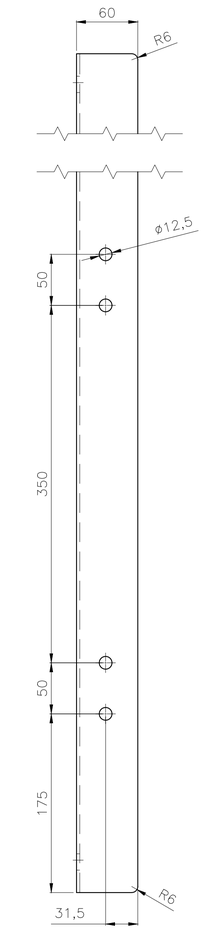
VISTA SUPERIOR
ESCALA 1:8



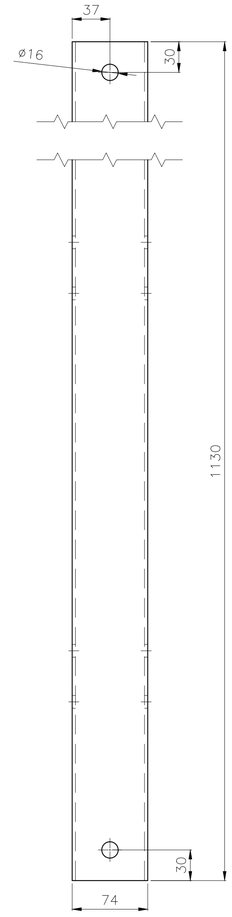
VISTA ISOMETRICA
ESCALA S/E

MATAR CANTOS

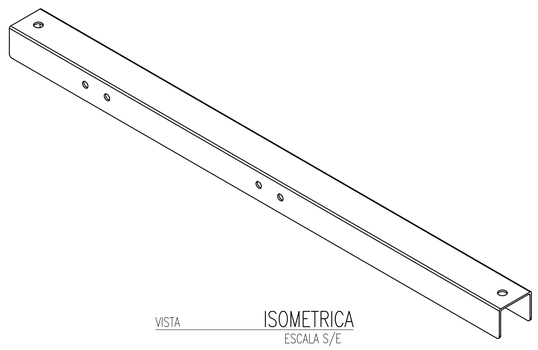
01	01	SUBCONJUNTO ESTRUCTURA
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: 05—DESPIECE 1		ESCALA: 1:8
MAT.: ALUMINIO		
PIEZA: PERCHA DELANTERA		



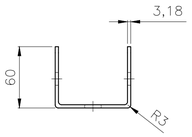
VISTA LATERAL
ESCALA 1:3



VISTA FRONTAL
ESCALA 1:3



VISTA ISOMETRICA
ESCALA S/E



VISTA SUPERIOR
ESCALA 1:3

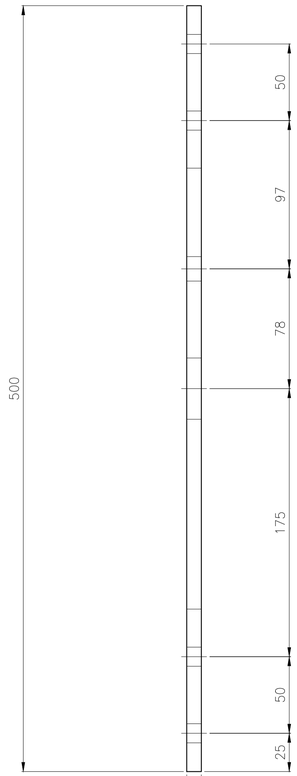
MATAR CANTOS

02	02	SUBCONJUTO ESTRUCTURA
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: 05—DESPIECE 1		ESCALA: 1:3
MAT.: ALUMINIO		
PIEZA: ESTRUCTURA LATERAL		

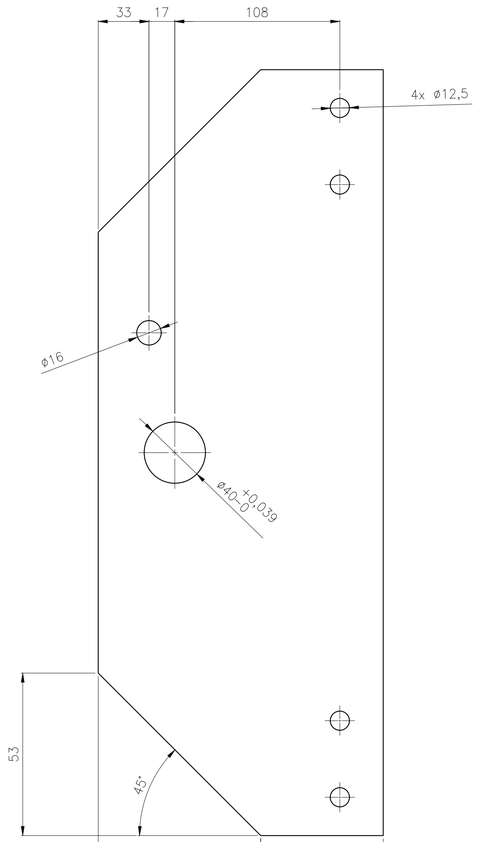
FECHA: 14/3/26	ESCALA: -	DIBUJO: BRAIN JOHN - JULLIER CAPELLO MAURO	
UNR - FCEIA EIM - ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		HOJA N°: 05	CONTINUA EN: 06
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECANICA ITEM DESPIECE 1		N°	05 - DESPIECE 1

06 - DESPIECE 2

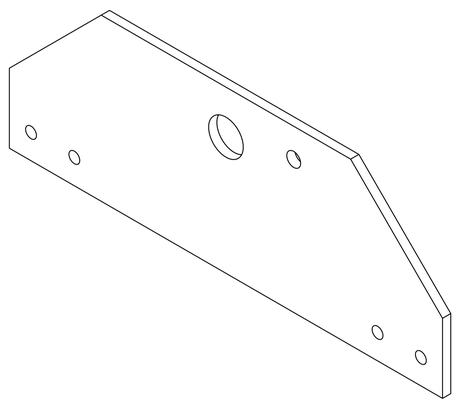
HOJA Nº: 06
CONTINUA EN: 07
Nº



VISTA LATERAL
ESCALA 1:2



VISTA FRONTAL
ESCALA 1:2

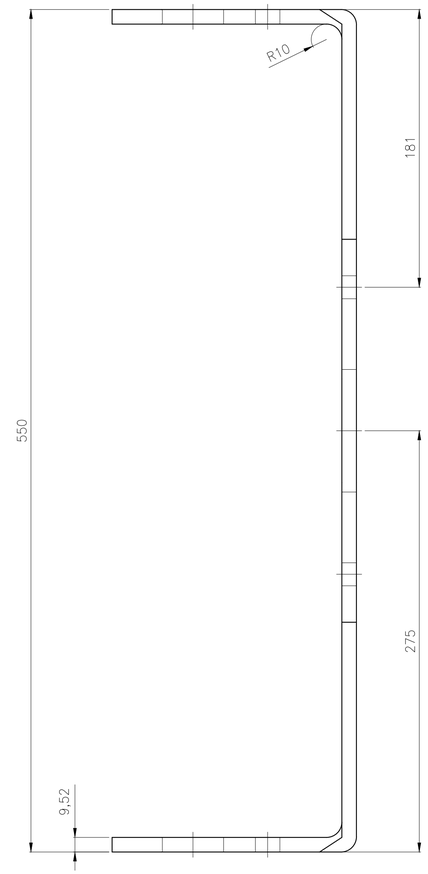


VISTA ISOMETRICO
ESCALA S/E

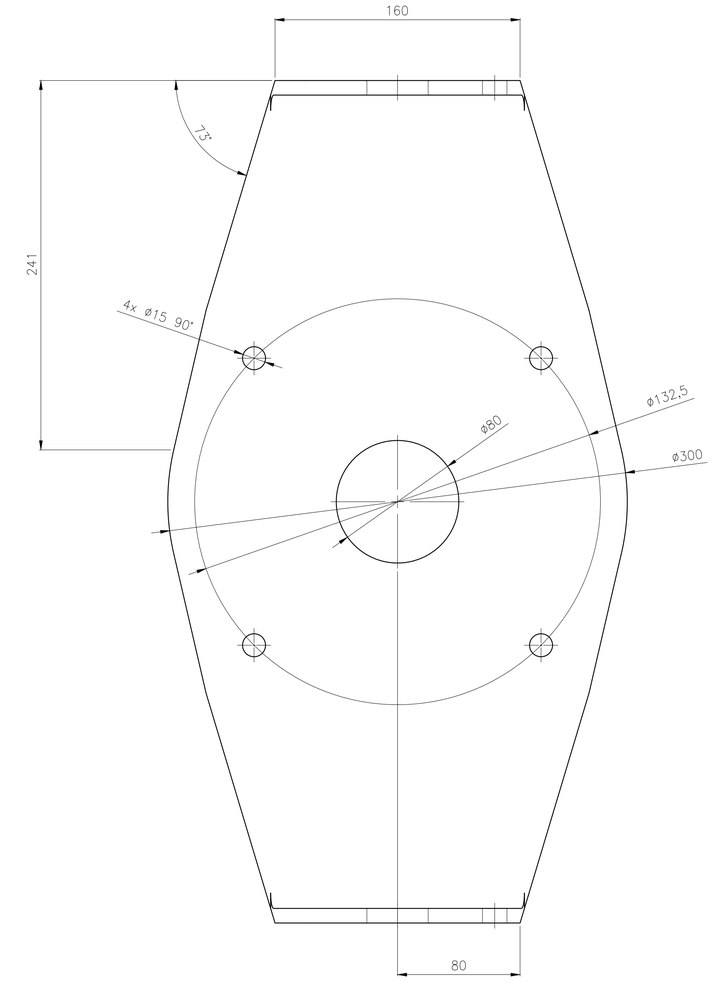
MATAR CANTOS

TOLERANCIAS GENERALES EN mm (DIN 7168)					
Rango de medidas	0,5<=3	3<=6	6<=30	30<=120	120<=400
Lineales	+/- 0,1	+/- 0,1	+/- 0,2	+/- 0,3	+/- 0,8
Angulares (valores tang.)	0,0175	0,0175	0,0085	0,0058	0,029
~	▽	▽▽	▽▽▽	▽▽▽▽	
12	12	3	0,8	0,2	

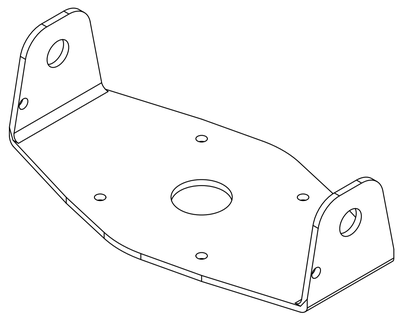
03	02	SUNCONJUNTO ESTRUCTURA
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: 06-DESPIECE 6		ESCALA: 1:2
MAT.: ALUMINIO		
PIEZA: PLACA LATERAL MOTOR		



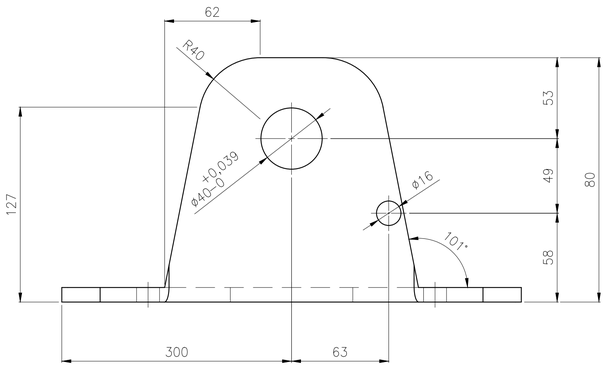
VISTA LATERAL
ESCALA 1:2



VISTA FRONTAL
ESCALA 1:2



VISTA ISOMETRICO
ESCALA S/E



VISTA FRONTAL
ESCALA 1:2

MATAR CANTOS

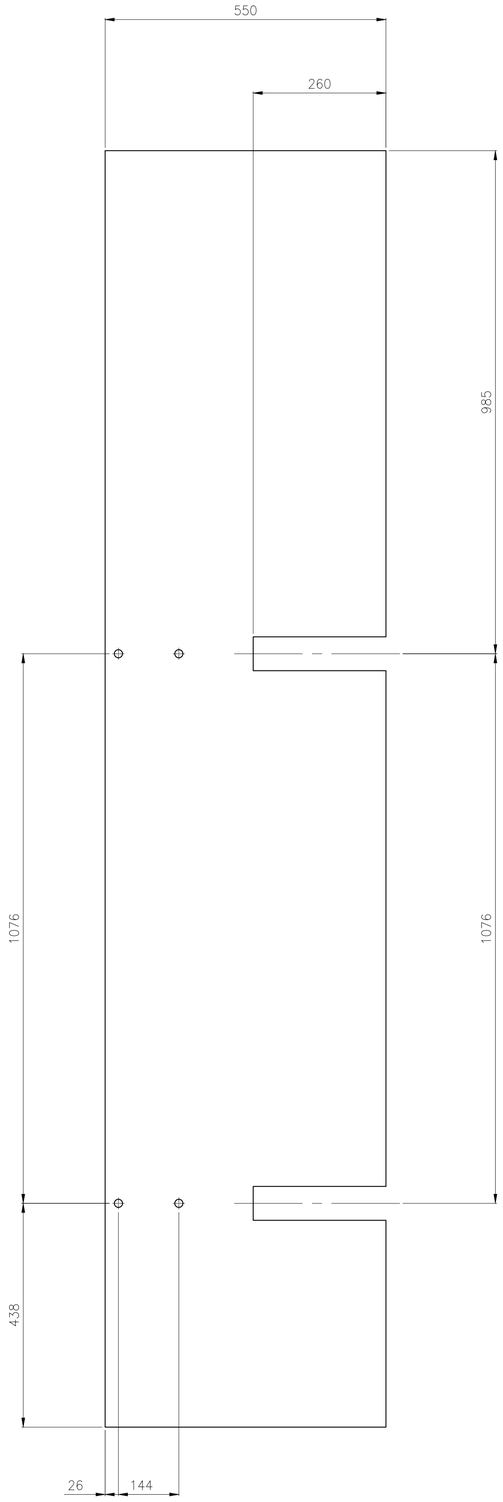
TOLERANCIAS GENERALES EN mm (DIN 7168)					
Rango de medidas	0,5<=3	3<=6	6<=30	30<=120	120<=400
Lineales	+/- 0,1	+/- 0,1	+/- 0,2	+/- 0,3	+/- 0,8
Angulares (valores tang.)	0,0175	0,0175	0,0085	0,0058	0,029
~	▽	▽▽	▽▽▽	▽▽▽▽	
12	12	3	0,8	0,2	

04	01	SUNCONJUNTO ESTRUCTURA
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: 06-DESPIECE 2		ESCALA: 1:2
MAT.: ALUMINIO		
PIEZA: PLACA SOPORTE MOTOR		

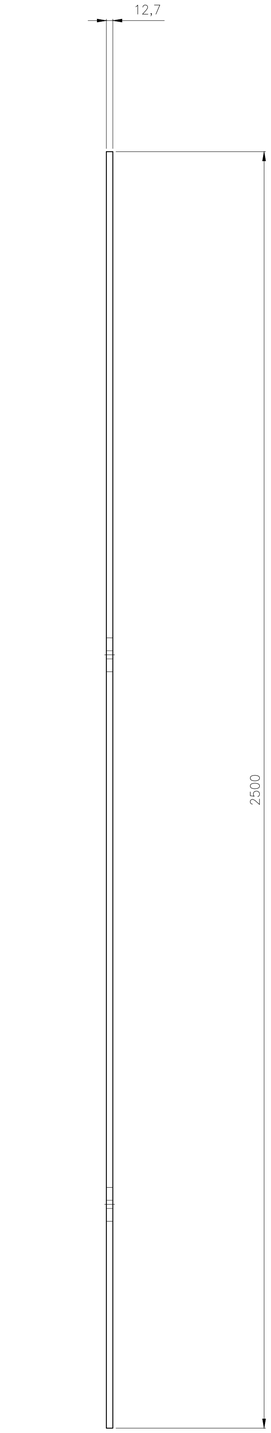
FECHA: 14/3/26	ESCALA: 1:2	DIBUJO: BRAIN JOHN - JULLIER CAPELLO MAURO	
UNR - FCEIA EIM - ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		HOJA Nº: 06	CONTINUA EN: 07
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECANICA ITEM DESPIECE 2		Nº	06 - DESPIECE 2

HOJA Nº: 07
CONTINUA EN: 08

07 - DESPIECE 3

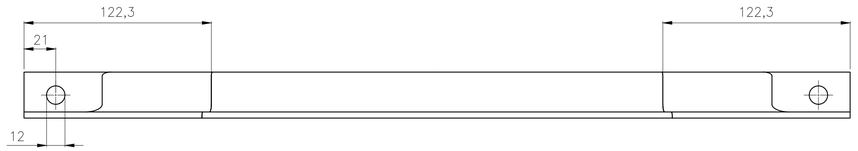


VISTA FRONTAL
ESCALA 1:6

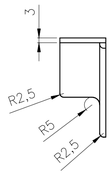


VISTA LATERAL
ESCALA 1:6

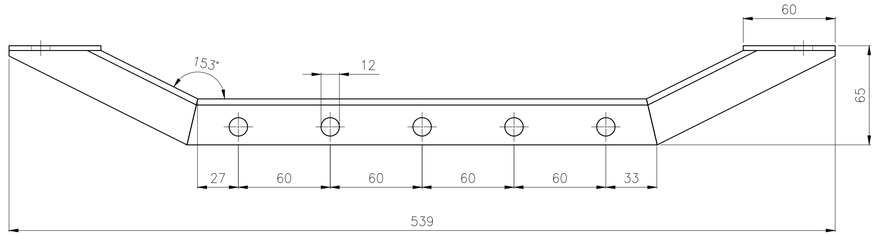
03	02	SUBCONJUNTO PLATAFORMA Y FLOTADOR
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: 06 – DESPIECE 3		ESCALA: 1:6
MAT.: METAL DESPLEGADO ASTM A36		
PIEZA: CHAPA PLATAFORMA		



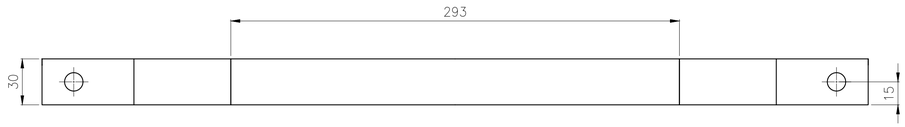
VISTA INFERIOR
ESCALA 1:2



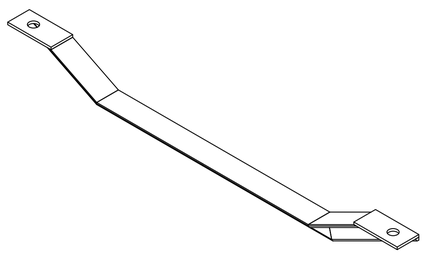
VISTA LATERAL
ESCALA 1:2



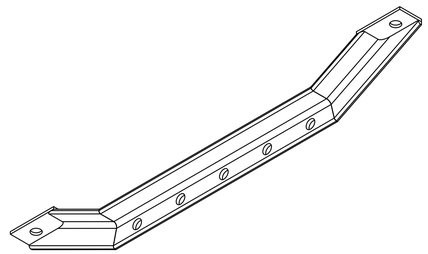
VISTA FRONTAL
ESCALA 1:2



VISTA SUPERIOR
ESCALA 1:2



VISTA ISOMETRICA
ESCALA S/E



VISTA ISOMETRICA
ESCALA S/E

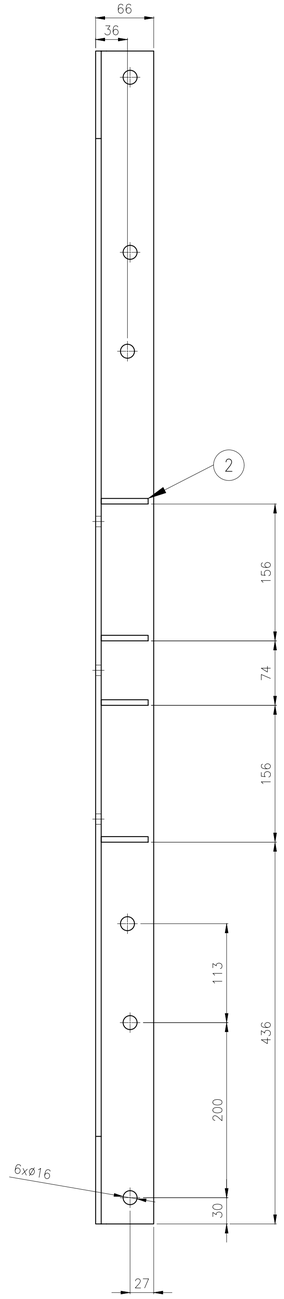
02	04	SUBCONJUNTO PLATAFORMA Y FLOTADOR
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: 06 – DESPIECE 3		ESCALA: 1:2
MAT.: F-24 IRAM-IAS U500		
PIEZA: SOPORTE FLOTADOR		

FECHA: 14/3/26	ESCALA: -	DIBUJO: BRAIN JOHN - JULLIER CAPELLO MAURO	
UNR - FCEIA EIM - ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		HOJA Nº: 07	CONTINUA EN: 08
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECANICA ITEM DESPIECE 3		Nº 07 - DESPIECE 3	

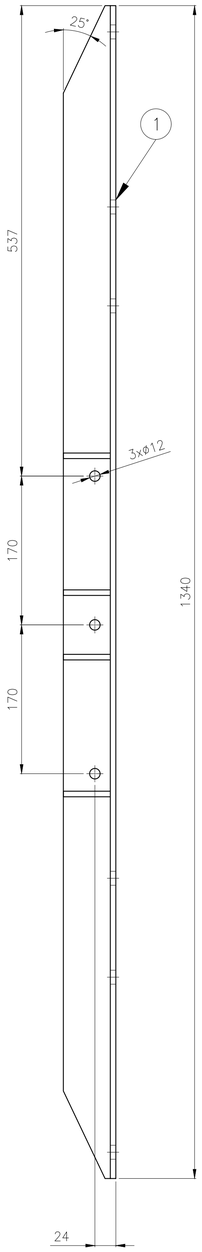
08 - DESPIECE 4

HOJA N°: 08 | CONTINUA EN: 09

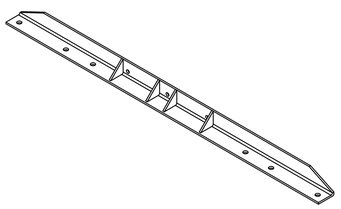
POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
01	01	PERFIL ANGULO 60X66X6.35	ALUMINIO
02	01	REFUERZOS ESP. 1/4"	ASTM A36



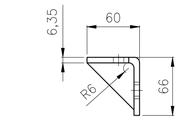
VISTA LATERAL
ESCALA 1:3



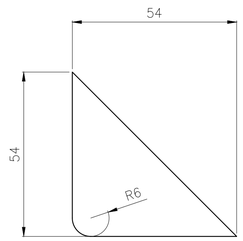
VISTA FRONTAL
ESCALA 1:3



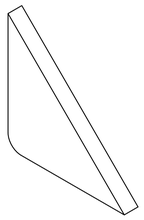
VISTA ISOMETRICA
ESCALA S/E



VISTA SUPERIOR
ESCALA 1:3



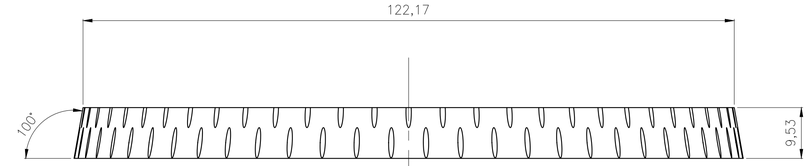
DETALLE "POSICION 2"
ESCALA 1:1



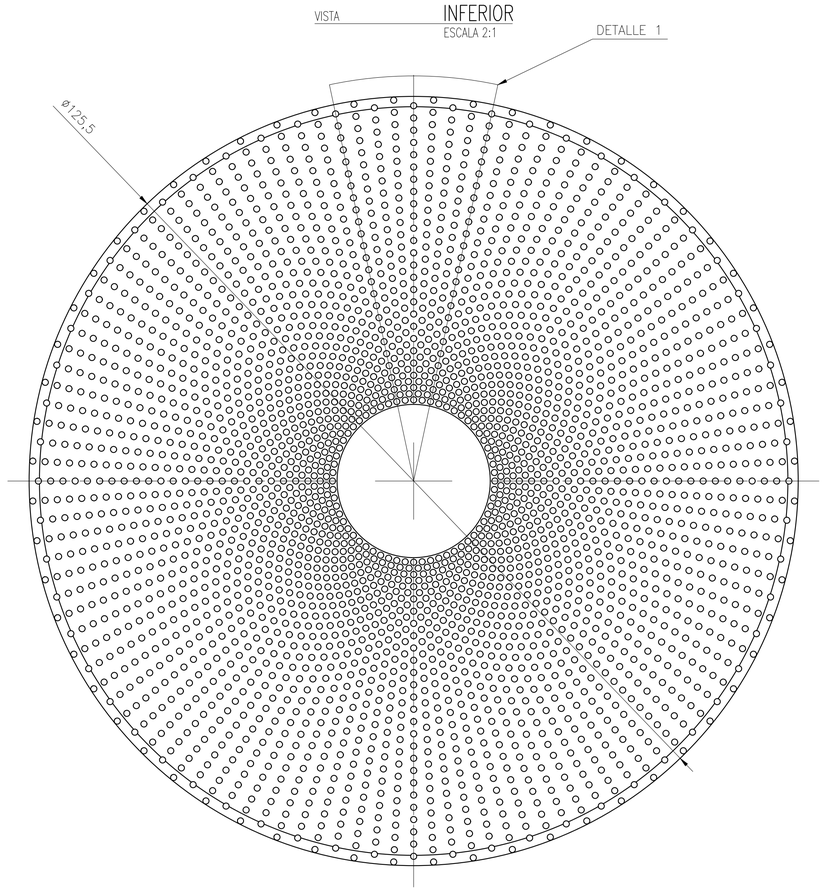
ISOMETRIA "POSICION 2"
ESCALA S/E

MATAR CANTOS

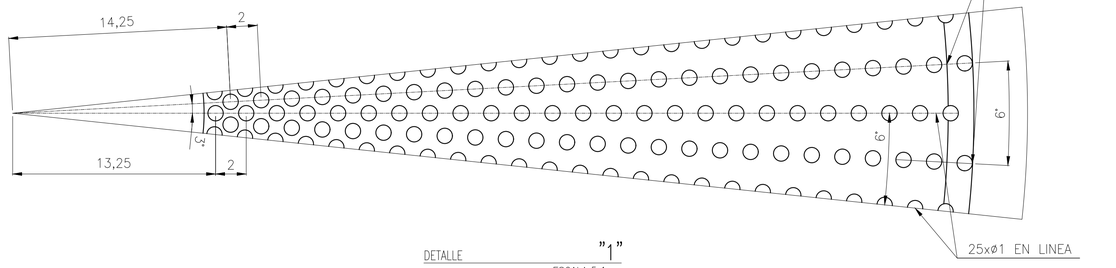
02	01	SUBCONJUTO ESTRUCTURA	
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO	
PLANO: 08 – DESPIECE 4			ESCALA: 1:3
MAT.: ALUMINIO			
PIEZA: PERCHA TRASERA			



VISTA INFERIOR
ESCALA 2:1



VISTA FRONTAL
ESCALA 2:1

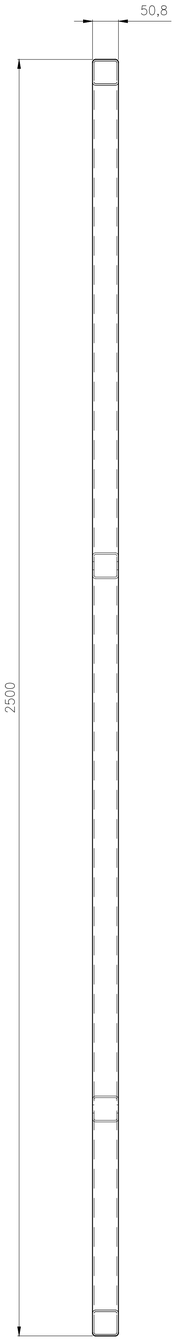


DETALLE "1"
ESCALA 5:1

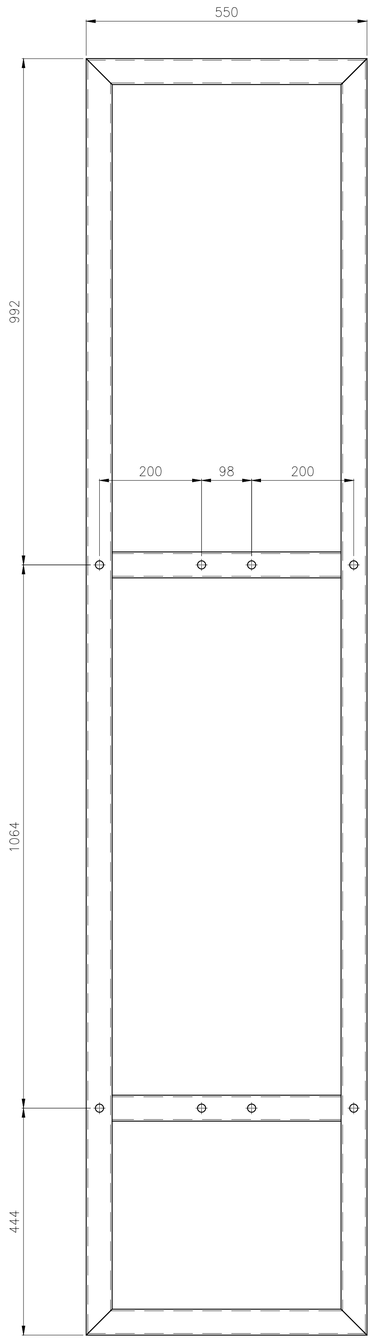
05	01	SUBCONJUTO AIREACION Y REMOCION	
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO	
PLANO: 08 – DESPIECE 4			ESCALA: –
MAT.: ALUMINIO			
PIEZA: PLACA AIREADOR			

FECHA: 14/3/26	ESCALA: –	DIBUJO: BRAIN JOHN - JULLIER CAPELLO MAURO	
UNR - FCEIA EIM - ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		HOJA N°: 08	CONTINUA EN: 09
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECANICA ITEM DESPIECE 4		N°	08 - DESPIECE 4

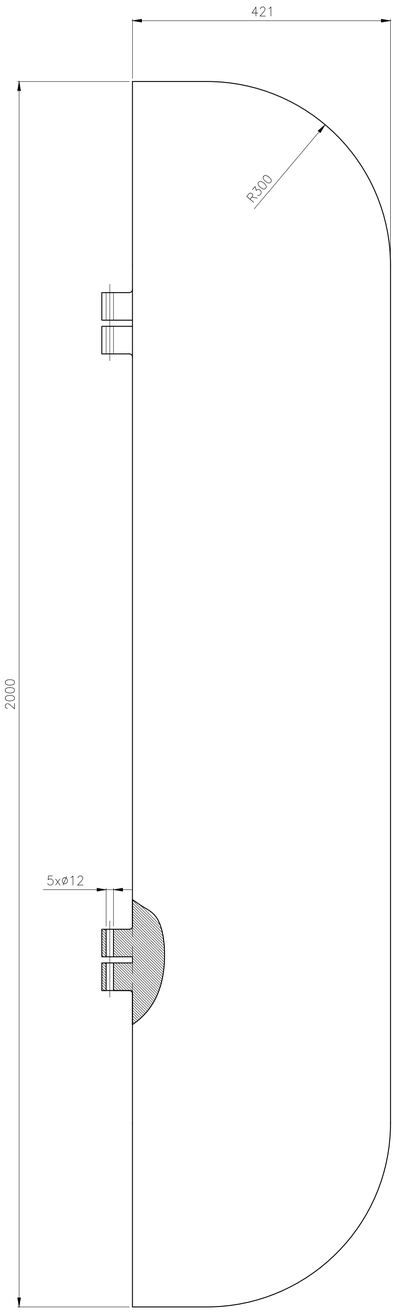
10	02	SUBCONJUTO PLATAFORMA Y FLOTADOR
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: 09 – DESPIEDE 5		ESCALA: 1:5
MAT.: POLIETILENO HDPE		
PIEZA: FLOTADOR		



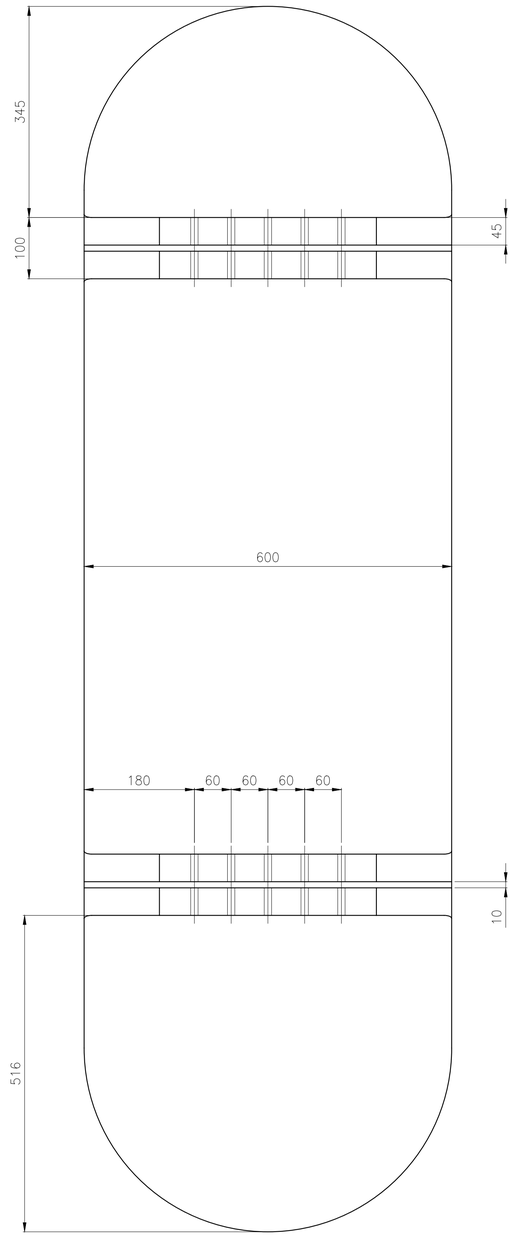
VISTA LATERAL
ESCALA 1:6



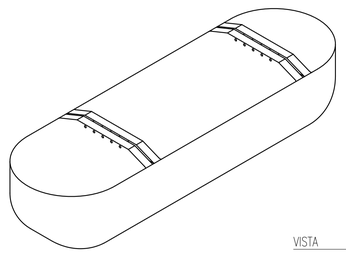
VISTA FRONTAL
ESCALA 1:6



VISTA LATERAL
ESCALA 1:5



VISTA FRONTAL
ESCALA 1:5



VISTA ISOMETRICA
ESCALA S/E

MATAR CANTOS

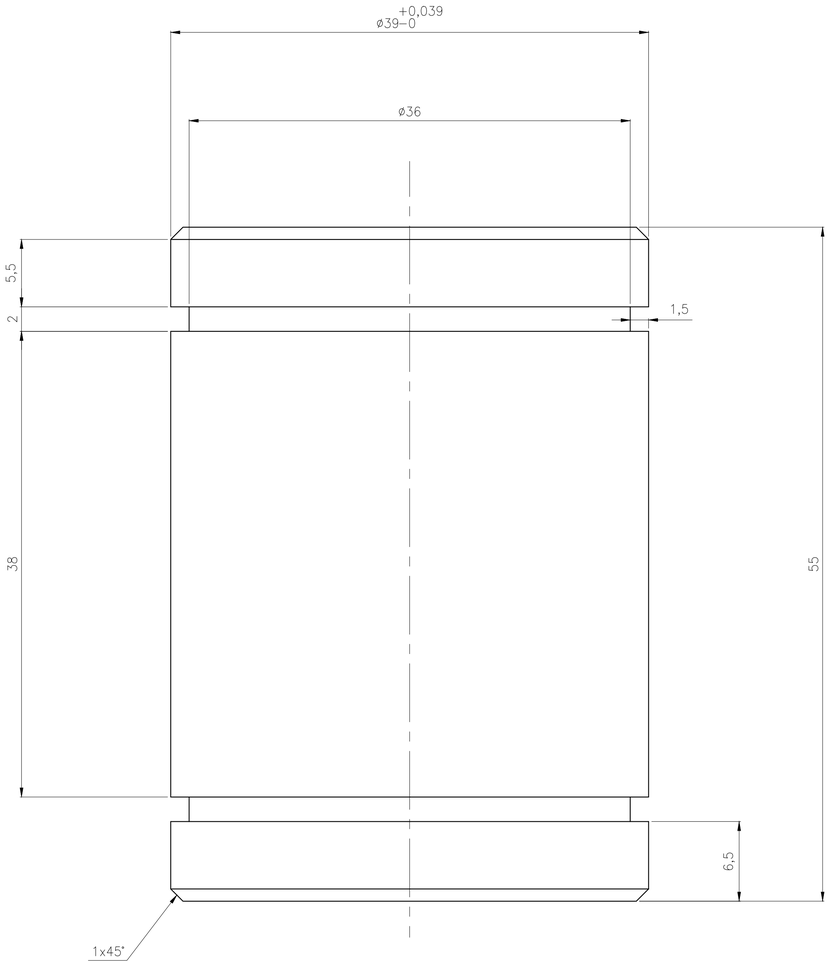
02	02	SUBCONJUTO PLATAFORMA Y FLOTADOR
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: 09 – DESPIECE 5		ESCALA: 1:6
MAT.: F–24 IRAM–IAS U500		
PIEZA: ESTRUCTURA PLATAFORMA		

FECHA: 14/3/26	ESCALA: –	DIBUJO: BRAIN JOHN - JULLIER CAPELLO MAURO	
UNR – FCEIA EIM – ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		HOJA N°: 09	CONTINUA EN: 10
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECANICA ITEM DESPIECE 5		N°	09 - DESPIECE 5

HOJA N°: 09 CONTINUA EN: 10 — 09 - DESPIECE 5

HOJA Nº: 10	Nº 11
CONTINUA EN:	10 - DESPIECE 6

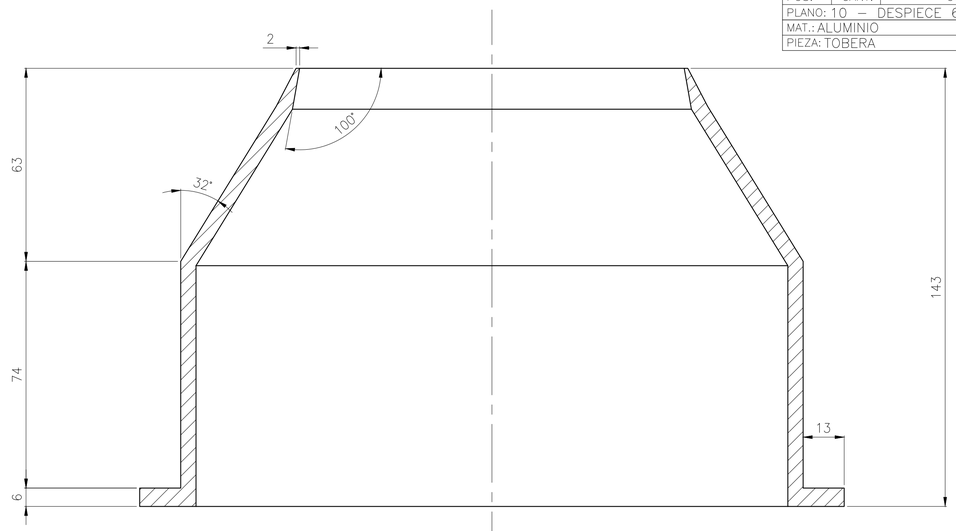
04	01	SUBCONJUTO AIREACION Y REMOCION
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: 10 – DESPIECE 6		ESCALA: 1:1
MAT.: ALUMINIO		
PIEZA: TOBERA		



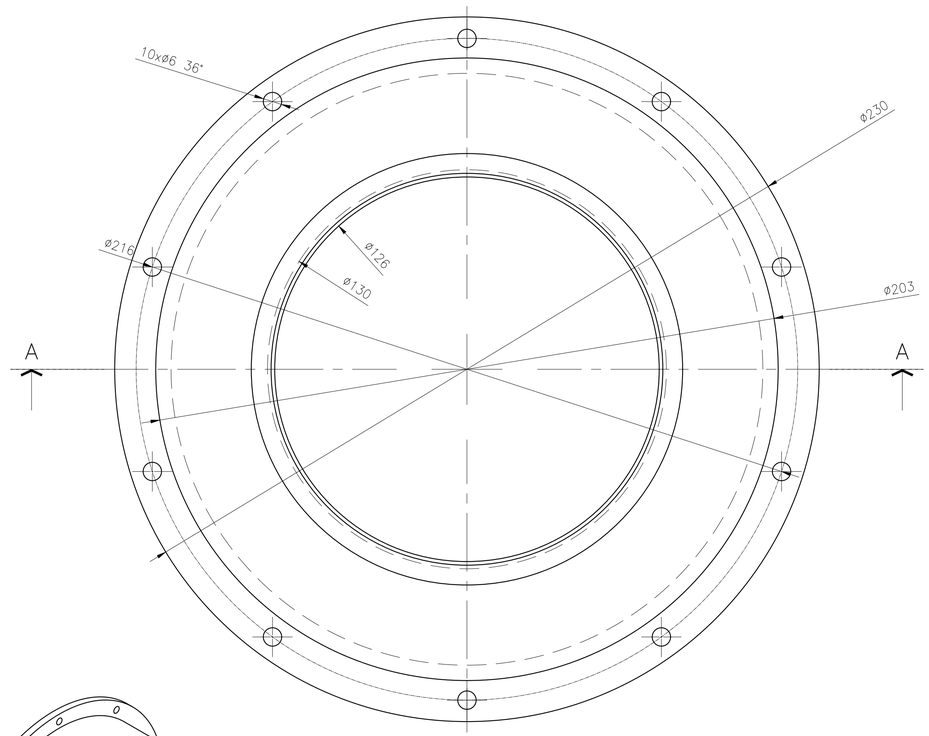
VISTA FRONTAL
ESCALA 4:1

VISTA ISOMETRICA
ESCALA S/E

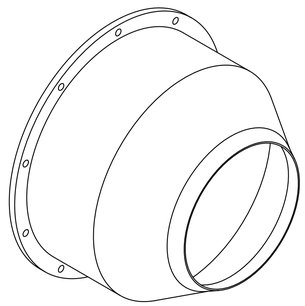
07	02	SUBCONJUTO ESTRUCTURA
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: 10 – DESPIECE 6		ESCALA: 4:1
MAT.: SAE 1045		
PIEZA: BUJE PASADOR		



CORTE A – A
ESCALA 1:1



VISTA FRONTAL
ESCALA 1:1

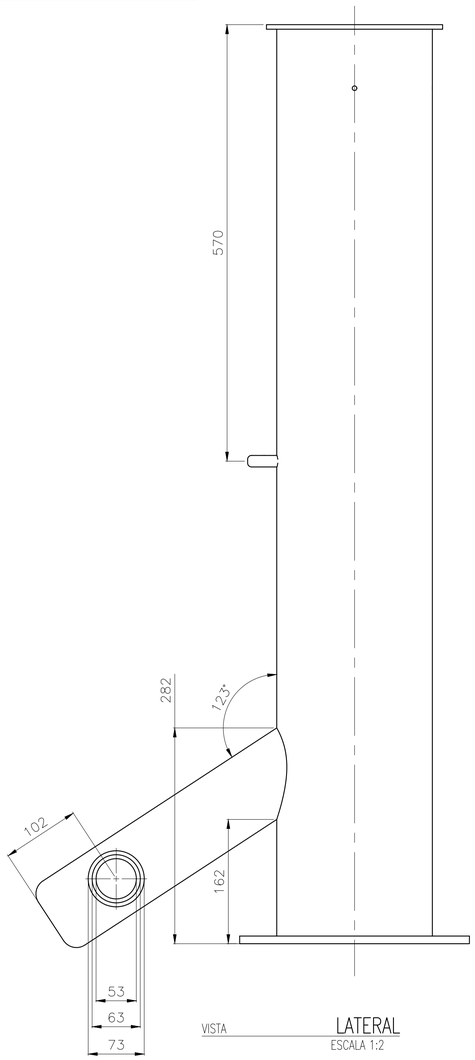


VISTA SIOMETRICA
ESCALA S/E

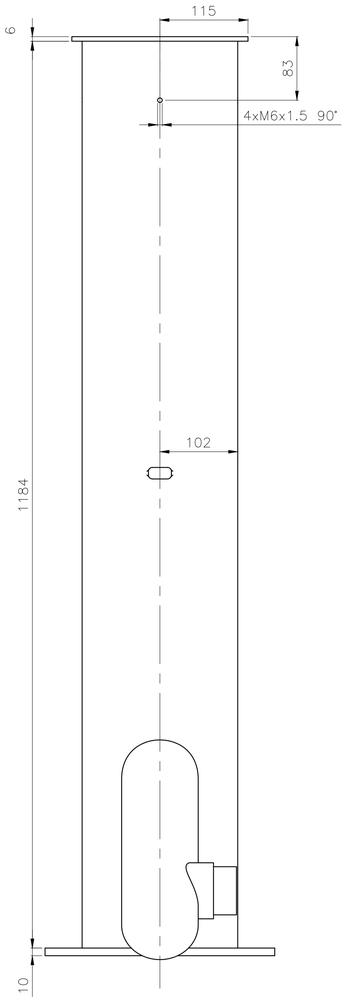
FECHA: 14/3/26	ESCALA: –	DIBUJO: BRAIN JOHN – JULLIER CAPELLO MAURO
UNR – FCEIA EIM – ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		HOJA Nº: 10 / CONTINUA EN: 9
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECANICA ITEM DESPIECE 6		Nº 10 – DESPIECE 6

HOJA Nº: 11
CONTINUA EN: 12

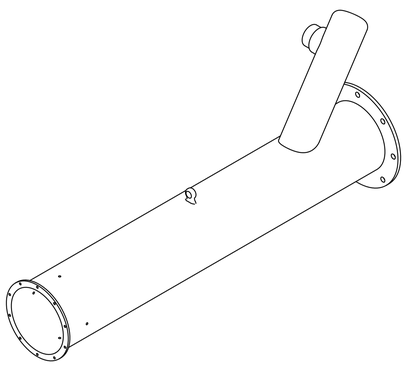
11 - DESPIECE 7



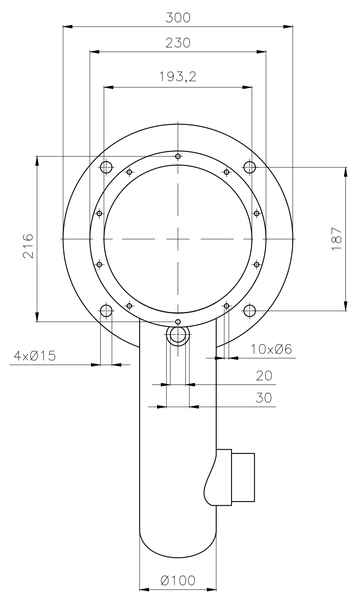
VISTA LATERAL
ESCALA 1:2



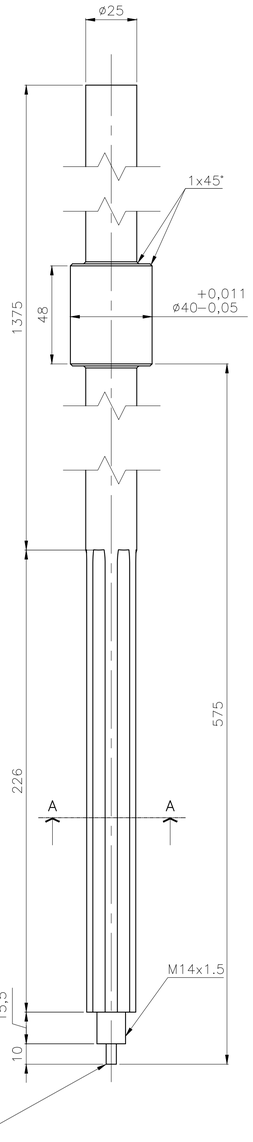
VISTA FRONTAL
ESCALA 1:2



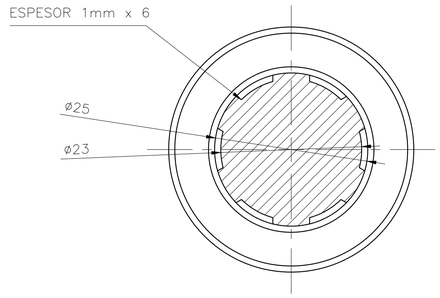
VISTA ISOMETRICA
ESCALA S/E



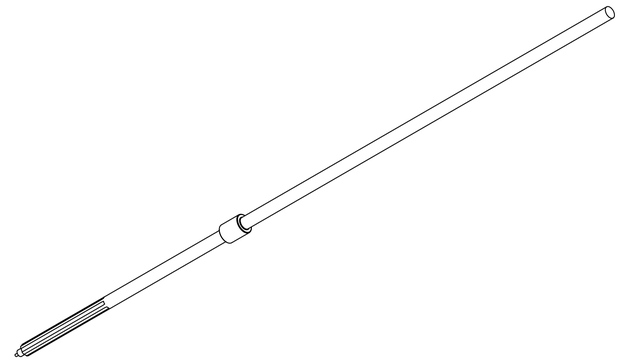
VISTA SUPERIOR
ESCALA 1:2



VISTA FRONTAL
ESCALA 1:2



CORTE A − A
ESCALA 1:1



VISTA ISOMETRICA
ESCALA S/E

MATAR CANTOS

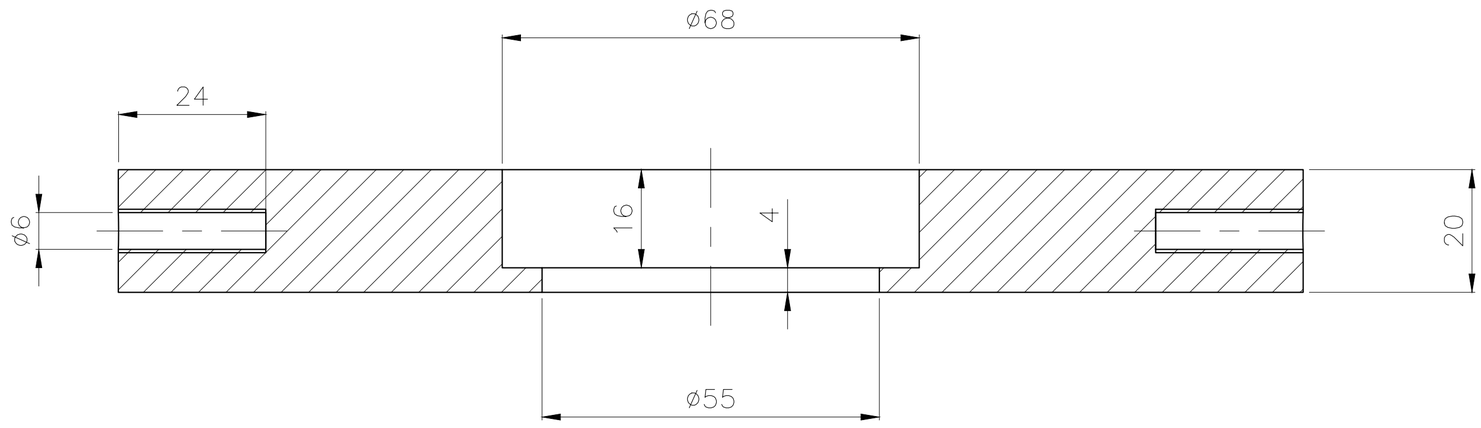
TOLERANCIAS GENERALES EN mm (DIN 7168)					
Rango de medidas	0,5<=3	3<=6	6<=30	30<=120	120<=400
Lineales	+/- 0,1	+/- 0,1	+/- 0,2	+/- 0,3	+/- 0,8
Angulares (valores tang.)	0,0175	0,0175	0,0085	0,0058	0,029
	▽	▽▽	▽▽▽	▽▽▽▽	▽▽▽▽▽
	12,5	12,5	3,2	0,8	0,2

01	01	SUNCONJUNTO AIREACION Y REMOCION		
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO		
PLANO: 11 − DESPIECE 7			ESCALA: 1:2	
MAT.: ALUMINIO SCH 40				
PIEZA: CAÑO AIREADOR				

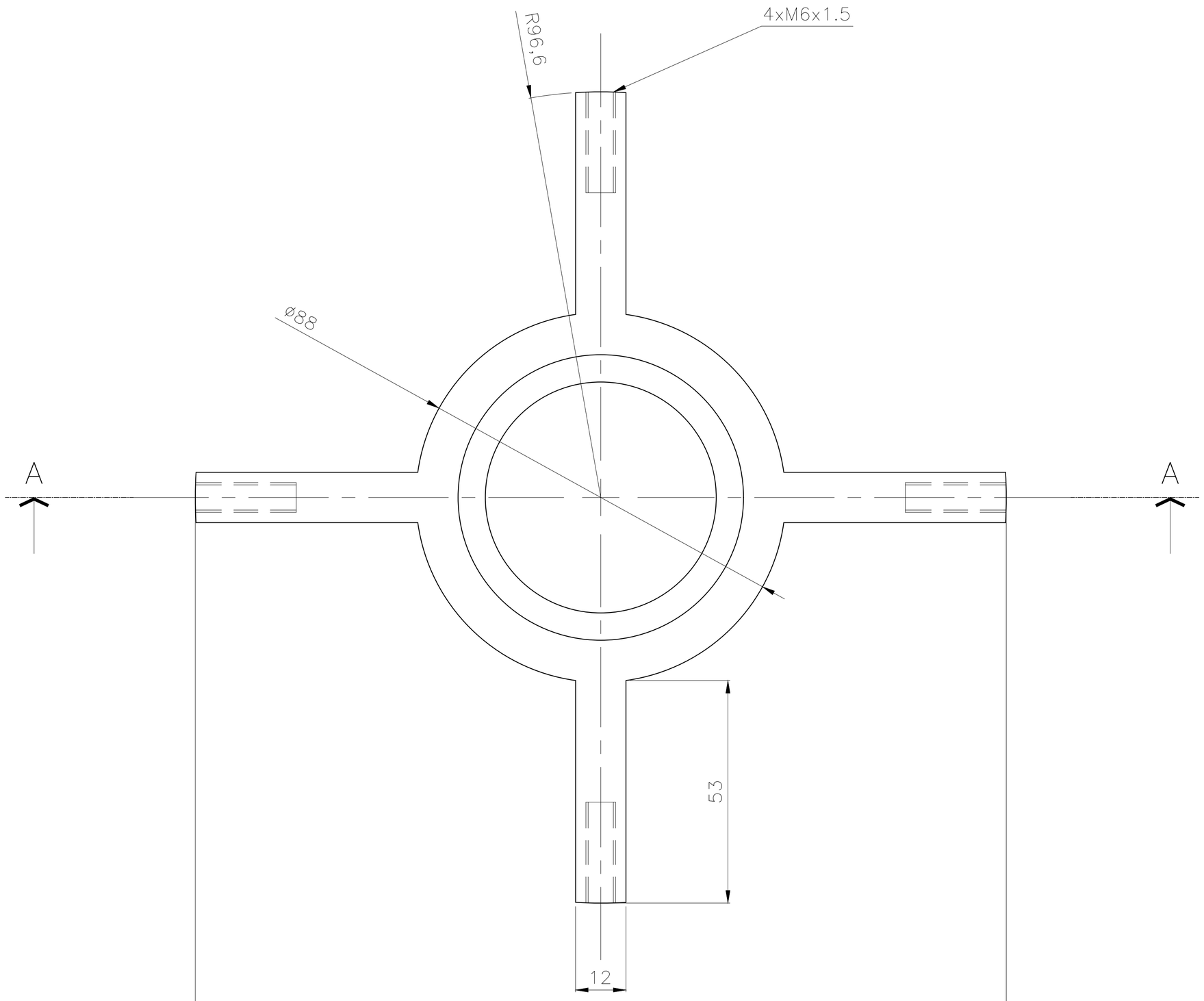
13	01	SUNCONJUNTO AIREACION Y REMOCION		
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO		
PLANO: 11 − DESPIECE 7			ESCALA: 1:1	
MAT.: AISI 304				
PIEZA: EJE				

FECHA: 14/3/26	ESCALA: -	DIBUJO: BRAIN JOHN - JULLIER CAPELLO MAURO	
UNR - FCEIA EIM - ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		HOJA Nº: 11	CONTINUA EN: 12
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECANICA ITEM CONJUNTO 7		Nº	11 - DESPIECE 7

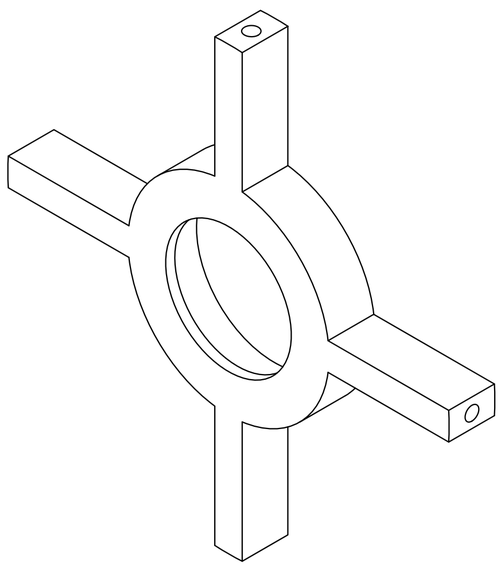
HOJA N°: 12	N° 12 - DESPIECE 8
CONTINUA EN: -	



CORTE A - A
ESCALA 1:1



VISTA LATERAL
ESCALA 1:1



VISTA ISOMETRICA
ESCALA S/E

12	01	SUNCONJUNTO AIREACION Y REMOCION
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: 12 - DESPIECE 8		ESCALA: 1:1
MAT.: AISI 304		
PIEZA: SOPORTE RODAMIENTO		

FECHA: 14/3/26	ESCALA: -	DIBUJO: BRAIN JOHN - JULLIER CAPELLO MAURO

UNR - FCEIA EIM - ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	HOJA N°: 12	CONTINUA EN: -
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECANICA ITEM DESPIECE 8	N° 12 - DESPIECE 8	