



Hélice de paso variable automática para regulación de caudal de aire en Aeroenfriador de Motocompresor de Gas Natural

Fernando Carlos Maggi

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
2023

Hélice de paso variable automática para regulación de caudal de aire Aeroenfriador de Motocompresor de Gas Natural

Fernando Carlos Maggi

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

Ingeniero Mecánico

Directores:

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
2023

*A mis padres Nancy y Carlos, mi esposa
Any y a todos los que confiaron en mí como
persona y profesional.
A mi abuelo Pablo que con cada materia
aprobada me decía “Ya sos un poco más
Ingeniero”...*

Agradecimientos

A mis padres, por haberme dado la oportunidad de elegir una carrera y de estudiar en la Universidad Pública haciendo un gran esfuerzo para ello. Por la paciencia, los valores y la confianza.

A mi esposa quién me brindó su amor desde que nos conocimos y apoyo incondicional durante la última etapa de mi Carrera.

A mis hermanas Victoria y Cecilia por el amor y apoyo incondicional como familia.

A mis familiares y amigos siempre presentes.

A los Docentes y compañeros de la Facultad de quienes aprendí mucho.

Al profesor Ing. Juan Sismondi, por su predisposición y tutoría durante todo el desarrollo del proyecto, por su orientación y atención a las consultas. A los profesores Ing. Pedro Sismondi, Ing. Guillermo Rodríguez por su atención a las consultas y sugerencias.

A la Educación Pública por permitirme a mí como a cientos de miles de estudiantes acceder a una Educación de Calidad, Libre, Universal, Inclusiva y Gratuita.

A la Universidad Nacional de Rosario y la Escuela de Mecánica por esos años de estudio que me permitieron iniciar mi carrera profesional.

Resumen

En el presente trabajo se realizó el estudio y diseño de una Hélice de Paso Variable Automático para Aeroenfriador de Motocompresor de Gas Natural con el propósito de reducir la potencia mecánica de auxiliares y así aumentar la eficiencia general Motocompresor de Gas Natural. En la actualidad estos equipos cuentan con un sistema manual de regulación de paso haciendo necesario el paro del equipo para esta invención.

Como objetivos se analizaron los principales elementos demandantes de potencia dentro del Motocompresor seleccionándose aquellos de mayor impacto y sobre los que se pueda actuar con un rediseño. La Hélice de Paso Variable Automático es la solución que satisface en mayor medida las bases del diseño y restricciones del sistema.

Se analizaron datos estadísticos del clima de los últimos 10 años con el cuál no solo se pudo cuantificar el ahorro de energía a los largo de un período dado y en comparación del actual sistema, sino también se pudo determinar la tasa de retorno de la inversión de la implementación de esta mejora. Con este diseño se logra un ahorro de 376 Mw.año de energía que representa un 3,7% de la energía de compresión producida por el equipo.

El diseño se basa en el accionamiento neumático de un actuador montado en la hélice. Para una señal de accionamiento proveniente del PLC de Motocompresor se regula la presión de aire sobre el actuador y este convierte un movimiento lineal en uno rotatorio en las aspas de la hélice, dando el ángulo buscado para la demanda de aire necesaria. Cada aspa está equipada con un resorte antagónico para retorno, cuando la presión de aire disminuye o se pierde las mismas ante una falla.

Palabras claves: hélice, paso, variable, Motocompesor, eficiencia, potencia, energía

Abstract

This work is a study and design of an Automatic Variable Pitch Propeller for Gas Motor Compressor Air Cooler and was carried out with the purpose of reducing the auxiliary mechanical power and thus increasing the efficiency of the general natural gas motor compressor. At present, this equipment is equipped with a manual system of step regulation, making it necessary to stop the equipment for this invention.

As objectives, the main power-demanding elements within the motor compressor were analyzed, selecting those with the greatest impact and on which it is possible to act with a redesign. The Automatic Variable Pitch Propeller is the solution that best satisfies the design basis and system constraints.

To assess the real impact of power reduction, statistical climate data from the last 10 years were analyzed not only quantify the energy saving over a given period and in comparison to the current system, but also to determine the rate of return on investment of implementing this improvement. With this design, a saving of 376 MW.year of energy is achieved, which represents 3,7% of the compression energy produced by the equipment.

The design is based on the pneumatic action over an actuator mounted on the propeller. For a drive signal coming from the motor compressor PLC, the air pressure on the actuator is regulated and the actuator converts a linear motion into a rotary motion on the propeller blades giving the desired angle for the required air demand. Each blade has an antagonistic spring to return when the air pressure decreases or it is lost in the event of a failure.

Keywords: propeller, pitch, variable, compressor, efficiency, power, energy

Contenido

Agradecimientos	4
Resumen	5
Abstract.....	6
Contenido	7
Introducción	9
1. Métodos actuales.....	13
Accionamiento por Motor Eléctrico (eléctro-compresor)	14
Accionamiento por Motor de Combustión (moto-compresor).....	14
2. Justificación.....	19
Variación de RPM de la hélice.....	19
Variación de Ángulo de Pala	21
Análisis para selección de alternativas.....	21
3. Diagnostico	28
Variables.....	28
Condiciones Límites	29
Objetivos.....	30
Objetivos Primarios	30
Objetivos Secundarios.....	31
Conclusión del análisis para selección de alternativas	33
4. Propósitos y propuestas.....	34
Energías intervinientes en el sistema.....	35
5. Cálculos y dimensionamientos	39
Propósitos.....	39
Sistema propuesto.....	39
Partes del Sistema propuesto	40
Determinación del tipo de accionamiento.....	42
Determinación del torque de accionamiento.	44
Definición de elementos de accionamiento y retorno.....	63
Selección del Resorte.....	65
6. Conclusiones y recomendaciones.....	70
Conclusiones.....	70
Recomendaciones.....	70
7. Fuentes y Bibliografía	73
8. Anexo 1 – Planillas de cálculo.....	74
9. Anexo 1 - Planos	75
10. Anexo 2: Catálogos y Hojas de Datos de componentes principales	76
a. Hélice Moore original sin automatismos	77

b. Actuador neumático	78
c. Unión Rotativa.....	79
d. Sensor de Posición.....	80
e. Materiales utilizados para la diseño.....	81

Introducción

La promulgación del Decreto 892-2020 - PLAN DE PROMOCIÓN DE LA PRODUCCIÓN DEL GAS NATURAL ARGENTINO - Esquema de Oferta y Demanda 2020-2024 (en adelante, el “Plan Gas”) contempla la modalidad de adjudicación de los volúmenes de gas comprimido que deben ser suministrados por cada productor y se llevará a cabo a través de subastas periódicas realizadas en el MEG (Mercado Electrónico del Gas) emulando así a la comercialización de Energía Eléctrica a través del MEM (Mercado Eléctrico Mayorista). En virtud de esto se hace necesario abastecer a los productores de gas con equipos Motocompresores con una mayor eficiencia energética para ser competitivos en este nuevo mercado, ya que la subasta se adjudicará al que menor costo tenga para comprimir los volúmenes subastados.

El estudio que se pretende realizar consiste en determinar todos los equipos y sistemas del Motocompresor que producen una demanda de energía, determinar cuáles de ellas son demandas parásitas, evaluar alternativas para reducción de las mismas y seleccionar aquella que satisfaga con las condiciones de contornos fijadas aplicando el uso de herramientas y conocimientos adquiridos durante la Carrera de Ingeniería Mecánica.

Se entiende como demandas parásitas a todas aquellas que restan energía a la función principal del equipo que es comprimir gas. Principalmente son servicios auxiliares de la máquina sobre los cuales se deben identificar las demandas y reducirlas hasta un mínimo necesario que permitan el normal y confiable funcionamiento del equipo.

En los siguientes gráficos de torta se muestra el reparto de potencias intervinientes en un Motocompesor de gas con motor de combustión interna de ciclo Otto. El Gráfico 1 está referido a la potencia térmica entregada por el gas combustible para su transformación en trabajo mecánico y potencias térmicas disipadas al ambiente. El Gráfico 2 está referido a la potencia neta del motor.

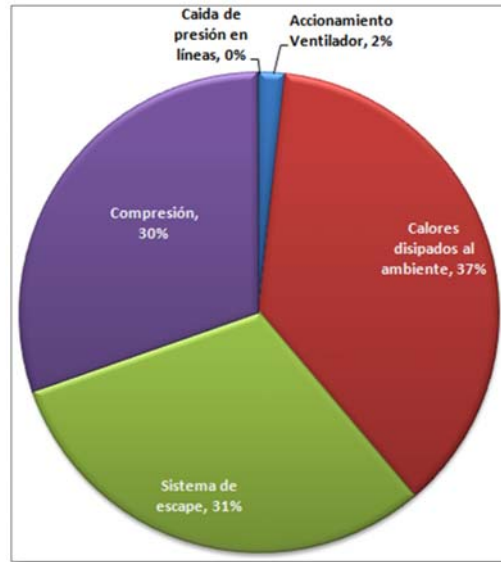


Gráfico 1: Participación de las potencias dentro del Motocompresor referido a potencia consumida en gas combustible (potencia bruta).

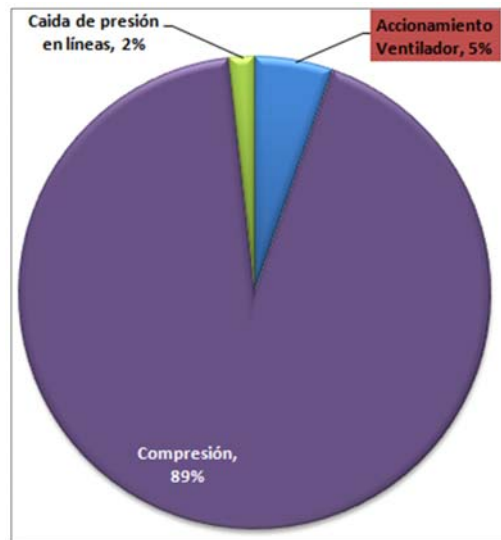


Gráfico 2: Participación de las potencias mecánicas del Motocompresor referido a potencia mecánica entregada por el motor (potencia neta).

Cómo se puede apreciar en el Gráfico 1 las potencias térmicas disipadas al ambiente están en el orden del 68% de la energía entregada como combustible al

motor y sólo un 30% como potencia útil al compresor. De aquí resulta una gran oportunidad de convertir toda esa potencia térmica disipada, el ambiente es una potencia útil para ser usada por otros procesos y servicios fuera del compresor (en la planta).

Para el caso puntual del Motocompresor objeto de este estudio e instalado en yacimientos aislados en el campo, no hay en esas plantas donde se pueda dar un posible a esas energías recuperadas y por lo tanto se descarta esta como una forma de incremento de eficiencia energética, no descartándose para cuando el equipo se instale en plantas donde se requiera principalmente fluidos térmicos para los procesos de tratamiento de gas, condensados y petróleo y sus derivados asociados a la explotación del gas.

En el Gráfico 2 se muestra como es el porcentaje de potencias mecánicas a partir de la potencia neta entregada por el motor. En este gráfico se puede observar que la única potencia mecánica parásita sobre la cual se puede trabajar está en el orden del 5% de la potencia neta del motor y es la potencia del ventilador del Aeroenfriador. El 89% corresponde a la potencia demandada por el compresor y ésta no puede modificarse. El restante 2 % corresponde a la caída de presión en la línea de gas y recipientes amortiguadores de pulsaciones, estas caídas de presiones están dentro de lo admitido por norma ($<3,5\%$) y no pueden minimizarse ya son necesarias para evitar pulsaciones en la cañería y el sistema.

Teniendo en cuenta que en Argentina la mayor demanda de gas natural se produce en temporada invernal como se muestra en el Gráfico 3, donde las temperaturas ambientales son más bajas que el promedio, una disminución de consumo de energía secundaria le brinda al Motocompresor mayor potencia disponible para comprimir lo que incrementa su capacidad o lo que es lo mismo para una capacidad fija, se puede lograr una disminución de consumos de gas combustible para operar el motor. Alta demanda invernal y al ser el gas un recurso escaso (no renovable) hace que el precio del gas sea también mayor que en estaciones con menor demanda (+50% referido a precio no invernal), lo que hace que el impacto de una mayor eficiencia tenga una retribución adicional en beneficios económicos.

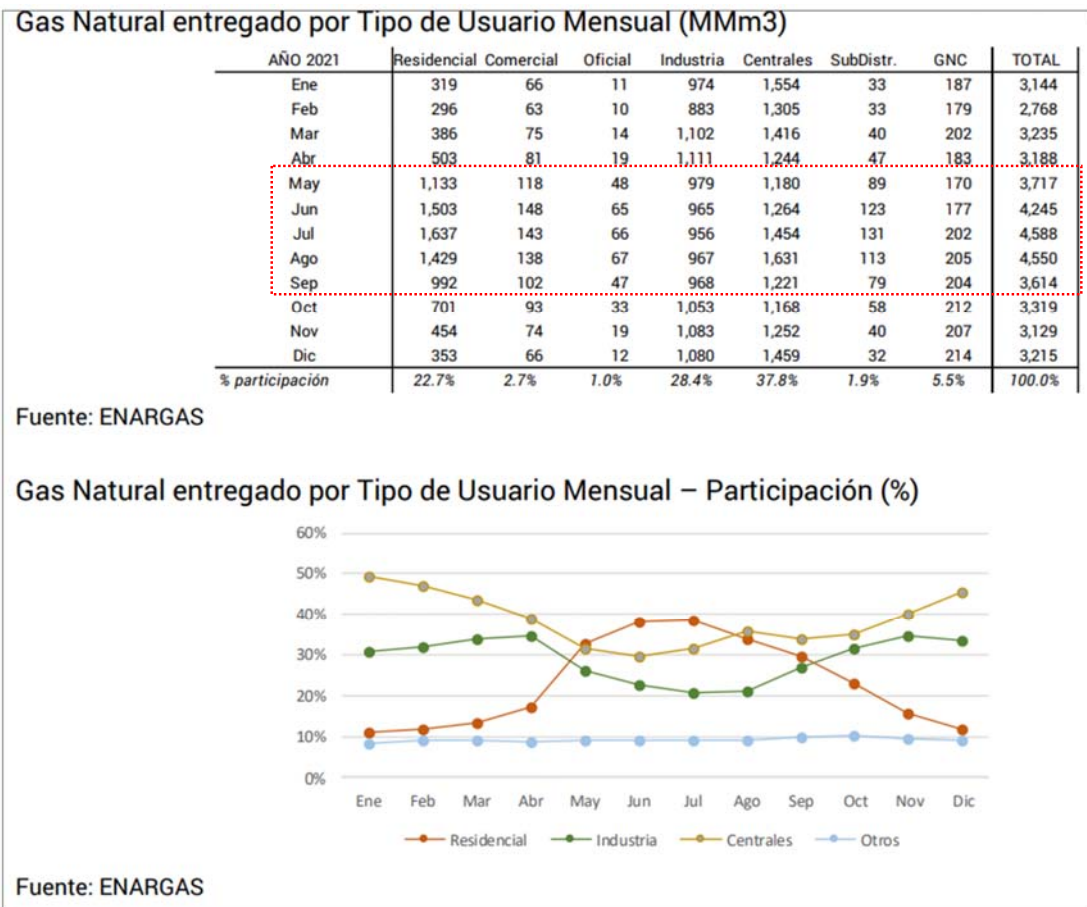


Gráfico 3: Distribución mensual de la producción de gas natural año 2021 por tipo de usuario. Fuente: ENARGAS – “Informe Estadístico Anual 2021”

El equipo Motocompresor en estudio será el Paquetizado¹ de un Motor de Combustión Interna Marca CATERPILLAR Modelo G3520J con un Compresor Reciprocante² Marca ARIEL Modelo JGT/4 de 1 Etapa³. Se selecciona esta combinación de equipos ya es la selección usual para los productores de gas natural de venta a gasoducto.

¹ Paquetizado: ensamble de todo los componentes necesarios para el funcionamiento de un motocompresor sobre una estructura metálica denominada patín o skid

² Reciprocante: sinónimo de movimiento alternativo o de vaivén.

³ Etapa: salto discreto de presión. Un compresor de una etapa eleva la presión del gas en un solo salto y todo los cilindros son idénticos

1. Métodos actuales

Los actuales métodos para lograr un equipo Motocompresor más eficiente desde el punto de vista energético son equipos con la siguiente característica, en orden de mayor a menor eficiencia y posibilidad de control:

- Compresor accionado por motor eléctrico (llamado electro-compresor) + Aeroenfriador con electroventilador.
- Compresor accionado por motor de combustión interna + aeroenfriador con electroventilador.
- Compresor accionado por motor de combustión (llamado moto-compresor) + aeroenfriador accionado con mismo motor de combustión interna.

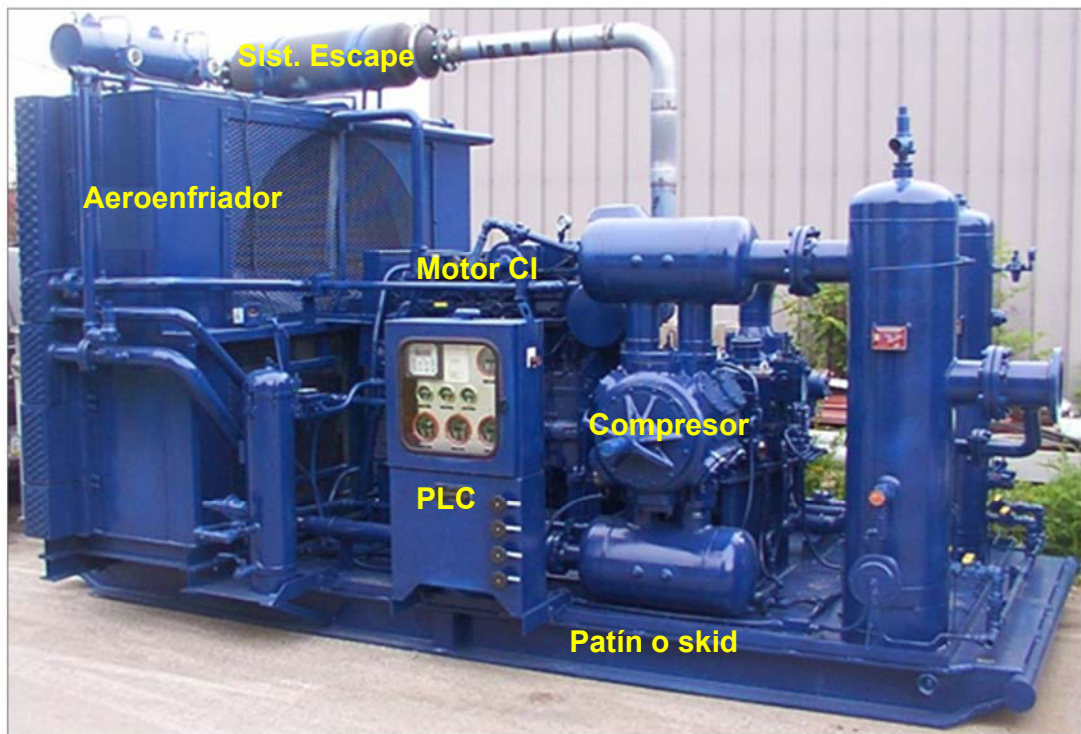


Imagen 1-1: Partes de un Motocompresor de Gas Natural genérico con radiador accionado por extremos auxiliar del cigüeñal del motor.

Accionamiento por Motor Eléctrico (eléctro-compresor)

El accionamiento por medio de energía eléctrica permite a través de un variador de frecuencia (VFD) variar las revoluciones del motor haciéndolo operar en el punto óptimo, en función de la carga y el resto de las características del proceso.

Para el caso particular del Aeroenfriador el accionamiento de la hélice con un motor eléctrico y con un VFD permiten modular el flujo de aire en función de la demanda de enfriamiento térmico del equipo (carga) y la temperatura ambiente.

Debido a la creciente demanda de gas en el País, estos equipos Motocompresores se instalan en nuevas locaciones remotas de explotación temprana (EPF) ⁴de gases no convencionales⁵ donde la disponibilidad de energía eléctrica de potencia no está disponible en esa fase del proyecto de explotación y por lo tanto está alternativa de electro compresores sólo es aplicable a locaciones ya desarrolladas con toda su infraestructura.

Accionamiento por Motor de Combustión (moto-compresor)

Debido a la no disponibilidad de energía eléctrica de potencia, los equipos que aplican a este tipo de operaciones de explotación temprana (EPF) son Motocompresores compuestos por un Motor de Combustión Interna (IC) acoplado a un Compresor Reciprocante y a un Aeroenfriador mecánico también accionado por el motor principal a través de un accionamiento de correas y poleas.

Todos los equipos están vinculados cinemáticamente por el eje principal del motor. El Compresor con una relación directa (sin reducciones) y el Aeroenfriador con una relación de transmisión necesaria para los valores de RPM recomendadas por el fabricante de la hélice. Esta vinculación cinemática hace que todas las velocidades

⁴ Explotación temprana: es una solución integrada modular para la producción de petróleo y gas que permite a los clientes iniciar la producción de petróleo/gas por la vía rápida

⁵ No convencional: la industria clasifica como no convencional aquel gas que se encuentra en rocas, o en substancias cristalinas poco usuales, de las que resulta difícil extraer el gas. A diferencia del gas convencional que se encuentra en bóvedas o asociado al petróleo y su extracción es más simple pero cada vez menos probable de hallar.

de giro estén linealmente relacionadas con la del Motor de combustión. Como el rango operativo de un motor de Motor de combustión es desde 75% hasta el 100% de su velocidad nominal, porcentajes de velocidades menores a 75% de la nominal en el Compresor o en el Aeroenfriador no son posibles de lograrse si fueran necesario por condiciones de proceso o ambientales.

Como el Aeroenfriador (radiador) es en concepto un intercambiador de calor entre los fluidos de procesos como ser agua de motor y gas del compresor (fluidos calientes) y el aire ambiente (fluido frío). Para una misma potencia térmica de esos “fluidos caliente” a disipar, aire ambiente a una menor temperatura de la de diseño lograrán un mayor intercambio térmico que el requerido por el Motocompresor. Esto redundará en una menor temperatura de retorno de los “fluidos calientes”, una vez pasaron el intercambiador, lo cual no siempre es necesaria o recomendada, por lo que se podría reducir el caudal de aire para lograr igualar la carga térmica requerida. Esta reducción del caudal de aire en función de la temperatura ambiente redundará en una economía de energía que puede ser utilizada para comprimir gas.



Imagen 1-2: Vista de un Aeroenfriador genérico.

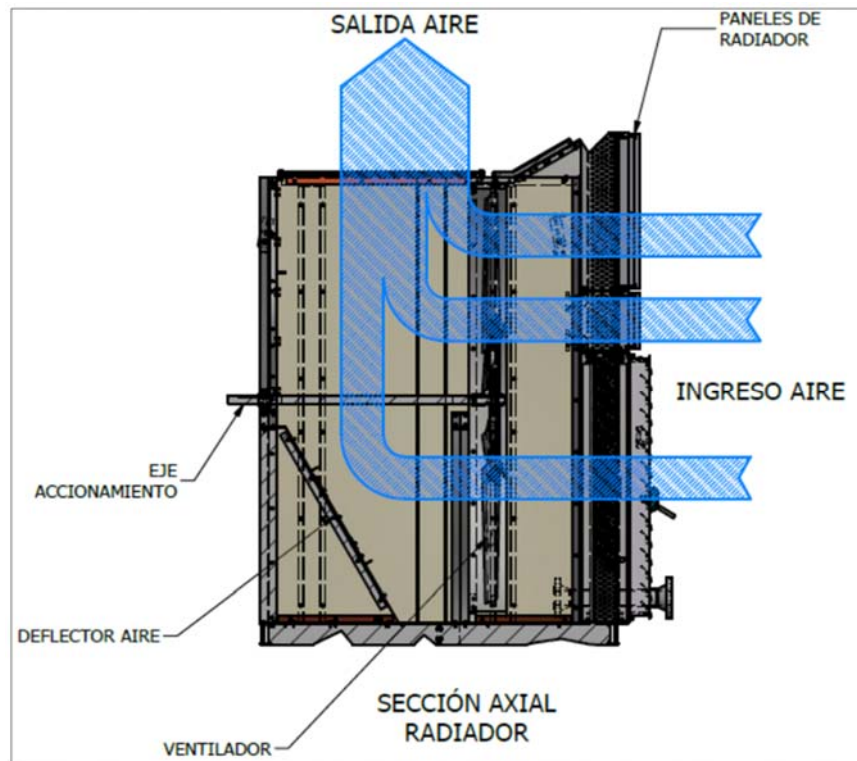


Imagen 1-3: Corte transversal de un Aeroenfriador de tiro inducido⁶.

Los aeroenfriadores actuales y de mayor aplicación solo tiene la posibilidad de ajustar el caudal de aire que pasa por las superficies de intercambio con un ajuste manual de ángulo de pala lo que hace necesario la parada del equipo para esta intervención. Ver Imagen 1-4 e Imagen 1-5. Cada parada de equipo deja el equipo indisponible por 2 horas y esto sería tolerable si esto se hace solo dos veces en el año; una al iniciar el invierno (reducción de ángulo) y otra de reversión (incremento de ángulo) al inicial el verano dejando todo el resto del año un flujo de aire fijo que podría optimizarse. Además la climatología en Argentina no es tan acentuada por lo que se puede originar variaciones entre temporadas que harían inviable un ajuste manual de cambio de palas varias veces en la semana (o entre noche y día) para lograr la efectividad buscada.

⁶ Tiro inducido: que el ventilador succiona el aire que pasa por los paneles de intercambio, o sea la presión del aire que pasa por el exterior de los tubos aletados está a una presión inferior a la atmosférica.

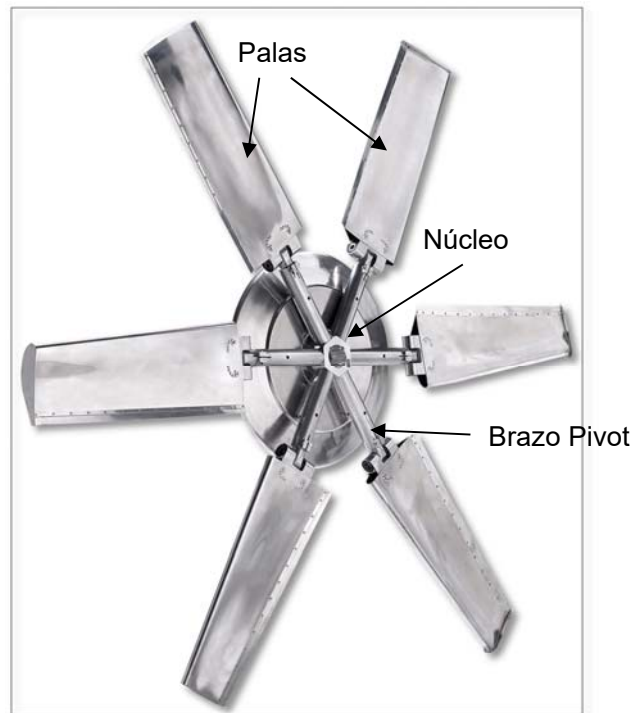


Imagen 1-4: Vista general de una hélice de aplicación en Aeroenfriadores de Motocompresor.



Imagen 1-5: Ajuste manual de ángulo de pala con goniómetro⁷ digital.

El sobre enfriar los fluidos de intercambio tiene dos impactos diferentes en función de circuito:

⁷ Goniómetro: instrumento utilizado para medir o constituir ángulo o pendientes

Circuitos de agua: un sobre enfriamiento no es un riesgo ya que los equipos cuentan con termostatos de control de temperatura de ingreso y el líquido refrigerante tiene aditivos anticongelantes como el Etilenglicol. Si es un desperdicio de calor disipado que puede optimizarse.

Circuitos de agua: un sobrenfriamiento puede generar condensados de compuestos del gas como ser pesados y agua en fase vapor con consecuente congelamiento o hidratación del gas. Esto produce menores coeficientes de intercambio de calor y de avanzar, una obturación de los tubos que pueden dañar al equipo.

Con lo antes expresado hace necesario actuar sobre el caudal de aire que produce el ventilador con un sistema que se ajuste automáticamente en función de la demanda de intercambio térmico, que el ser de accionamiento automático puede ajustarse instantáneamente copiando la curva de requerimiento del sistema con un controlador tipo PID⁸ (proporcional – integral – diferencial) y este será el contenido del análisis que sigue en este documento.

⁸ PID = Un controlador PID es un mecanismo de control que a través de un lazo de retroalimentación (cerrado) permite regular la una o varias variables de un proceso en general. El controlador PID calcula la diferencia entre nuestra variable real contra la variable deseada

2. Justificación

Del análisis de los sistemas existentes y la posibilidad de aplicación se ve una oportunidad en avanzar con un estudio de un sistema que pueda modular el flujo de aire que genera el ventilador en el Aeroenfriador y que se ajuste a la demanda de intercambio térmico y la variación de la temperatura ambiente en el tiempo.

Cuándo se menciona un sistema, eso implica el estudio, análisis y selección o diseño de todas las partes que lo componen:

- Sistema de control
- Suministro de energía
- Accionamiento

Esta variación del flujo de aire con un ventilador accionado mecánicamente a través del eje de mando del motor de combustión interna, sólo puede darse por alguna de las siguientes alternativas o combinación de ellas:

- Variación de RPM de la hélice
- Variación ángulo de pala de ventilador

Variación de RPM de la hélice

Consiste en variar la RPM de la hélice a través un sistema mecánico, hidráulico o electromagnético. Por la Ley de los Ventiladores, la variación de caudal es proporcional a la velocidad de giro del ventilador y la potencia consumida tiene una relación cúbica respecto a la velocidad. Esto significa que para un caudal del 50% del original se tiene que reducir la velocidad de giro en un 50% lo que origina una de potencia mecánica consumida del $1 / 0,5^3 = 1/8 = 12,5\%$. Debajo Ley de los Ventiladores para el caso variación de RPM

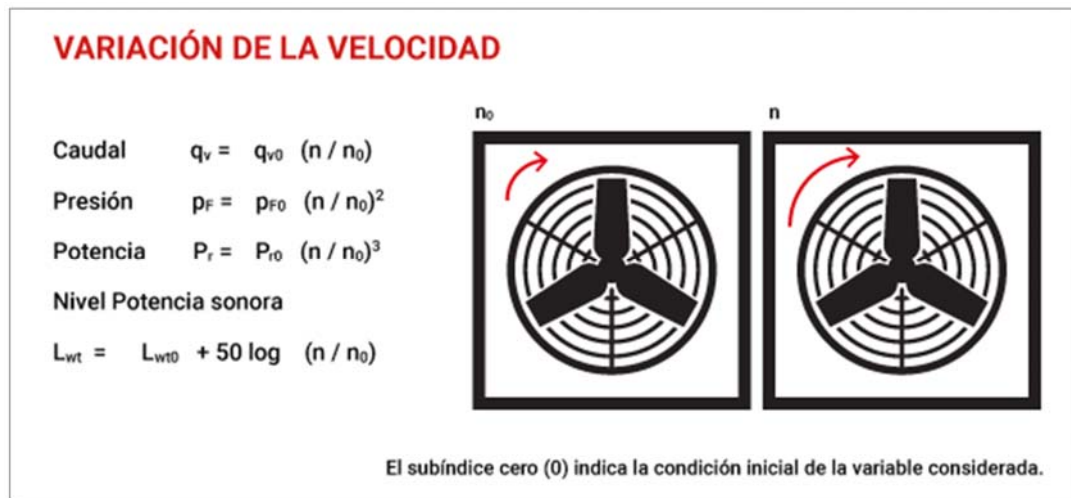


Imagen 2-1: Ley de los Ventiladores – Caso Variación de RPM (n)

Fuente: <https://www.solerpalau.com/es-es/hojas-tecnicas-leyes-de-los-ventiladores/>

- Ventajas:
 - Grandes reducciones de consumos de energía debido a la relación cúbica respecto a las RPM (Caudal)
 - Bajo nivel de ruido originado para la reducción de la velocidad de la punta de la pala
 - Al reducir velocidad alarga vida útil de componentes de transmisión
- Desventajas:
 - Sistema complejo y caro
 - Requiere modificaciones mayores en el equipo
 - Resistencia al cambio de velocidad por el gran Momento de Inercia del sistema (diámetro de la hélice = 13 pies = 3965mm)

Variación de Ángulo de Pala

Consiste en variar el ángulo de incidencia de la pala, cambiando su característica aerodinámica lo que produce una variación del caudal sin necesidad de variar las RPM de giro de la hélice.

A diferencia de la variación de velocidad de giro (RPM) de la hélice, la variación de caudal y potencia no respeta una Ley de Ventiladores por lo que es necesaria la determinación a través de los softwares y aplicaciones de los proveedores de ventiladores.

- Ventajas:
 - Simplicidad del sistema
 - No requiere reformas en el aeroenfriador y puede adaptarse a equipos existentes
 - Menor nivel de ruido de hélice de giro y ángulo de pala fijo
- Desventajas:
 - Nivel de ruido mayor que hélice de giro variable ya que la velocidad de punta se mantiene constante
 - Menor ahorro de energía que el de velocidad variable por pérdida de rozamiento (drag) sin impulsión (lift)

Análisis para selección de alternativas

Una vez determinada que se va a trabajar sobre la variación de flujo del ventilador, a continuación se presenta el procesamiento de análisis llevados a cabo para la determinación de la mejor propuesta que luego se diseñará como parte de este proyecto.

- a) Determinar el caudal volumétrico de aire necesario para satisfacer los requerimientos del equipo. Para esto con el software de cálculo de aeroenfriadores HTRI XACE ⁹se determina el caudal mínimo de aire para un

⁹ HTRI: Heat Transfer Research, Inc. – Proveedor de software de cálculo de aeroenfriadores

temperatura ambiente de -10°C a +40 °C que es el rango normal de trabajo del equipo con saltos discretos de 1°C lo que produce una tabla con 50 temperaturas y caudales necesarios.

Run ID	Problem	Ambient Temp	Total Area (m2)	Duty (MegaWatts)	Outside DP (Pa)	Act. Outside Flowrate (100 m3/min)
1	CAT 3520J + JGT/4	-10	197,28	2,8839	34,73	25,61
2	CAT 3520J + JGT/4	-9	197,28	2,8839	35,41	25,997
3	CAT 3520J + JGT/4	-8	197,28	2,8839	34,74	26,387
4	CAT 3520J + JGT/4	-7	197,28	2,8839	35,42	26,783
5	CAT 3520J + JGT/4	-6	197,28	2,8839	34,75	27,163
6	CAT 3520J + JGT/4	-5	197,28	2,8839	35,43	27,54
7	CAT 3520J + JGT/4	-4	197,28	2,8839	34,76	27,982
8	CAT 3520J + JGT/4	-3	197,28	2,8839	35,44	28,346
9	CAT 3520J + JGT/4	-2	197,28	2,8839	34,77	28,806
10	CAT 3520J + JGT/4	-1	197,28	2,8839	35,45	29,273
11	CAT 3520J + JGT/4	0	197,28	2,8839	34,78	29,821
12	CAT 3520J + JGT/4	1	197,28	2,8839	35,46	30,267
13	CAT 3520J + JGT/4	2	197,28	2,8839	34,79	30,763
14	CAT 3520J + JGT/4	3	197,28	2,8839	35,47	31,174
15	CAT 3520J + JGT/4	4	197,28	2,8839	34,8	31,792
16	CAT 3520J + JGT/4	5	197,28	2,8839	35,48	32,256
17	CAT 3520J + JGT/4	6	197,28	2,8839	34,81	32,908
18	CAT 3520J + JGT/4	7	197,28	2,8839	35,49	33,431
19	CAT 3520J + JGT/4	8	197,28	2,8839	34,82	33,966
20	CAT 3520J + JGT/4	9	197,28	2,8839	35,5	34,65
21	CAT 3520J + JGT/4	10	197,28	2,8839	34,83	35,205

Imagen 2-2: Extracto de tabla de salida de software HTRI XACE a cada grado centígrado de temperatura ambiente – **Ver planilla completa en Anexo 1**

- b) Con los caudales volumétricos obtenidos y por medio de la aplicación de fabricante de la Hélice Moore¹⁰ Rating se determina:
- Para alternativa velocidad variable:
 - Velocidad de giro
 - Potencia mecánica
 - Para alternativa ángulo de variable:
 - Ángulo de pala
 - Potencia mecánica

¹⁰ Moore Fans LLC – Proveedor de ventiladores

Run ID	Ambient Temp	Act. Outside Flowrate (100 m3/min)	Act. Outside Flowrate (SCFM)	Caída de Presión (psi)	Presión aire	Densidad Aire	Cambio de RPM			Cambio ángulo de Pala	
							RPM	Potencia x Ley Vent	Potencia corregida por densidad y	Ángulo	Potencia corregida por densidad y
1	-10	26	30.435	22	100.522	1,332	38	3,0	3,66	-6,1	4,83
2	-9	26	31.862	23	100.521	1,326	39	3,2	3,82	-6,0	5,03
3	-8	26	33.240	24	100.520	1,321	101	3,3	3,97	-5,9	5,23
4	-7	27	34.640	25	100.520	1,316	102	3,5	4,14	-5,8	5,44
5	-6	27	35.982	25	100.519	1,312	104	3,6	4,30	-5,7	5,65
6	-5	28	37.314	26	100.518	1,307	105	3,8	4,47	-5,6	5,86
7	-4	28	38.676	27	100.517	1,302	107	4,0	4,67	-5,5	6,11
8	-3	28	100.163	28	100.517	1,297	108	4,1	4,84	-5,4	6,33
9	-2	29	101.788	28	100.516	1,292	110	4,3	5,06	-5,3	6,60
10	-1	29	103.438	29	100.515	1,287	112	4,6	5,29	-5,2	6,89
11	0	30	105.375	30	100.514	1,283	114	4,8	5,57	-5,0	7,23
12	1	30	106.351	31	100.513	1,278	116	5,0	5,80	-4,9	7,51
13	2	31	108.703	32	100.512	1,273	117	5,3	6,07	-4,8	7,84
14	3	31	110.155	33	100.511	1,269	119	5,5	6,29	-4,6	8,11
15	4	32	112.333	35	100.510	1,264	121	5,8	6,65	-4,5	8,54
16	5	32	113.373	36	100.509	1,260	123	6,1	6,92	-4,4	8,86
17	6	33	116.283	37	100.507	1,255	126	6,5	7,32	-4,2	9,33
18	7	33	118.131	38	100.506	1,250	128	6,8	7,65	-4,0	9,72
19	8	34	120.021	40	100.505	1,246	130	7,1	7,99	-3,9	10,12
20	9	35	122.436	41	100.503	1,242	132	7,6	8,45	-3,7	10,66
21	10	35	124.339	43	100.502	1,237	134	7,9	8,84	-3,5	11,10
1	11	36	127.011	44	100.500	1,233	137	8,4	9,37	-3,3	11,71

Imagen 2-3: Extracto de tabla de salida aplicación de Moore Fans a cada grado centigrado de temperatura ambiente corresponde a un caudal de aire necesario y a la determinación de potencia de cada alternativa - **Ver planilla completa en Anexo 1**

1

- c) Se genera una tabla con los 50 registros de temperatura (de -10°C a +40°C) con los datos del punto b) y se presenta gráficamente para mejor entendimiento junto a la comparación de la hélice de velocidad y paso fijo con un consumo lineal descendente dividido a la disminución de densidad del aire con el incremento de la su temperatura. En estas curvas se nota que para una misma temperatura es más eficiente variar velocidad de giro (rpm) que cambiar el ángulo de pala en un porcentaje del 37% para la mínima temperatura y del 7% para la máxima.

Cooler 13x25				
Ambient Temp	Potencia por Cambio de RPM	Potencia por Cambio de ángulo de Pala	Fijo (hp)	Densidad Aire (kg/m3)
-10	3,7	5,8	105,8	1,3
-9	3,8	6,0	105,5	1,3
-8	4,0	6,2	105,2	1,3
-7	4,1	6,5	105,0	1,3
-6	4,3	6,7	104,7	1,3
-5	4,5	6,9	104,4	1,3
-4	4,7	7,2	104,1	1,3
-3	4,8	7,4	103,8	1,3
-2	5,1	7,7	103,5	1,3
-1	5,3	8,0	103,2	1,3
0	5,6	8,4	103,0	1,3
1	5,8	8,7	102,7	1,3
2	6,1	9,0	102,4	1,3
3	6,3	9,3	102,1	1,3
4	6,6	9,7	101,8	1,3
5	6,9	10,1	101,5	1,3
6	7,3	10,6	101,2	1,3
7	7,6	11,0	101,0	1,3
8	8,0	11,4	100,7	1,2
9	8,5	11,9	100,4	1,2
10	8,8	12,4	100,1	1,2

Imagen 2-4: Extracto de tabla de potencias para cada grado centígrado de temperatura ambiente - **Ver planilla completa en Anexo 1**

- d) Se obtiene datos estadísticos de la zona de explotación Gasífera de Vaca Muerta – Provincia de Neuquén donde se instalan el 80% de estos equipos. En esa base de datos tenemos registros de 6 años de antigüedad de temperaturas ambientes para cada hora (total 51469 registros).

HISTORICO CLIMA RINCON DE LOS SAUCES - FUENTE AERÓDROMO RDLS - TEL 0299 - 488-7254

						Cooler 13x25			
FECHA	HORA	MES	TEMPORADA	TEMP MAX °C	TEMP ENTERO °C	POTENCIA FIJA 13x25 - KW	POTENCIA CAMBIO RPM 13x25 - KW	POTENCIA CAMBIO ANGULO 13x25 - KW	
02/11/2003	03:00:00 p,m,	11	ESTIVAL	29,20	30,00	61,78	24,39	28,30	
02/11/2003	04:00:00 p,m,	11	ESTIVAL	29,60	30,00	61,78	24,39	28,30	51469 N° registros
02/11/2003	05:00:00 p,m,	11	ESTIVAL	29,50	30,00	61,78	24,39	28,30	-10,00 Temp Mínima
02/11/2003	06:00:00 p,m,	11	ESTIVAL	28,70	29,00	61,78	22,59	26,45	40,00 Temp Máxima
02/11/2003	07:00:00 p,m,	11	ESTIVAL	27,80	28,00	61,78	21,00	24,83	16,01 Temp Promedio
02/11/2003	08:00:00 p,m,	11	ESTIVAL	26,70	27,00	61,78	19,23	22,99	

Imagen 2-6: Extracto de la tabla de registros – No se incluye tabla completa porque ocupa 500 hojas.

Con esta tabla podemos asignar a cada uno de los registros (de una hora) la potencia consumidas de cada una de las alternativas (giro variable y paso variable) y la sumatoria de esas potencia en Kilovatio (kW) nos da la energía que fue convertida en trabajo mecánico en ese plazo de tiempo que si la dividimos por las cantidad de años de registros (6 años) la podemos expresar en términos de energía como MW-año (MegaWatt por año) o unidades de usuales en la industria del Gas y Petróleo (O&G¹¹) como es el MMBtu (Millón de Btu¹²).

A su vez, para cada mes de registro podemos asignar una indicación de la estacionalidad tarifaria referenciada en el Decreto de Plan Gas con lo cual podemos determinar el gasto / ahorro de energía expreso en divisa dólar para poder valorizar la inversión en el sistema y su retorno. Estas estaciones son:

¹¹ O&G = Oil and Gas

¹² La unidad térmica británica (BTU o Btu) es una unidad de energía utilizada en las industrias de energía, generación de vapor, calefacción y aire acondicionado

- **Tarifa invernal** 4,2 u\$d / MMBtu: Mayo a Setiembre incluido
- **Tarifa estival** 2,8 u\$d / MMBtu : Octubre a Marzo incluido

e) Como resultado se obtiene las siguientes tablas con la información necesaria para determinar la mejor opción.

ENERGIA COOLER	Kw	PERIODO 6 AÑOS		
TEMPORADA	ACTUAL - 13x25	MODIFICACION RPM - 13x25	MODIFICACION ANGULO PALA - 13x25	
ESTIVAL	1.692.788	435.166	528.459	
INVERNAL	1.292.414	148.186	203.312	
TOTAL	2.985.202	583.352	731.771	
	DIFERENCIA DE ENERGIA	20%	25%	
POTENCIA EQUIVALENTE (hp) PROMEDIO	82,22	16,07	20,15	
% DE POTENCIA NOMINAL MOTOR (1725HP)	5%	0,93%	1,17%	
AUMENTO CAUDAL COMPRESOR	0,0%	3,8%	3,6%	

Tabla 2-1: Cálculo de energía convertida (trabajo por tiempo) en trabajo mecánico en la hélice para cada “temporada” del año referenciada el total del motocompresor
- Ver planilla completa en Anexo 1

CASO RENTAL			
VALOR HP MENSUAL INSTALADO BRUTO	15	USD/HP instalado	
HP INSTALADO ORIGINAL	1.549	HP (COMPRESOR) - 1725HP MOTOR	
FACTURACION MENSUAL	23.235	USD/MES	
VARIACION VELOCIDAD DE HELICE			
HP INSTALADO INCREMENTADO	1.608	HP (COMPRESOR) - 1725HP MOTOR	
FACTURACION MENSUAL INCREMENTADA	24.126	USD/MES	
DIFERENCIA MES	891	USD	
DIFERENCIA 1 AÑOS	10.693	USD	
DIFERENCIA 10 AÑOS	106.926	USD	
VARIACION ANGULO DE PALA			
HP INSTALADO INCREMENTADO	1.605	HP (COMPRESOR) - 1725HP MOTOR	
FACTURACION MENSUAL INCREMENTADA	24.071	USD/MES	
DIFERENCIA MES	836	USD	
DIFERENCIA 1 AÑOS	10.032	USD	

Tabla 2-2: Cálculo de la diferencia de facturación en un equipo en contrato de rental (alquiler) donde se factura por HP instalado. El aumento de la eficiencia generará para el caso de cambio de velocidad una facturación adicional por HP disponible de aproximadamente u\$d 10.693 anuales versus los u\$d 10.032 de la alternativa de variación de ángulo de pala. Mismo análisis para 10 años.

- Ver planilla completa en Anexo 1

CASO VENTA GAS				
EFICIENCIA	34% (POTENCIA MECANICA/POTENCIA TERMICA GAS)			
ENERGIA	MMBtu	PERIODO 6 AÑOS		
TEMPORADA	ACTUAL - 13x25	MODIFICACION RPM - 13x25	MODIFICACION ANGULO PALA - 13x25	
ESTIVAL	16.988	4.367	5.303	
INVERNAL	12.970	1.487	2.040	
TOTAL	29.957	5.854	7.344	
PRECIO GAS ESTIVAL	2,8	USD / MMBtu	1,5	
PRECIO GAS INVERNAL	4,2	USD / MMBtu		
COSTO PRODUCCION GAS	1,75	USD / MMBtu		
ejemplo 50% del promedio				
UTILIDAD VENTA GAS EQUIVALENTE	USD	PERIODO 10 AÑOS		
TEMPORADA	ACTUAL - 13x25	MODIFICACION RPM - 13x25	MODIFICACION ANGULO PALA - 13x25	
ESTIVAL	29.728	7.642	9.281	
INVERNAL	52.960	6.072	8.331	
TOTAL	82.688	13.715	17.612	
DIFERENCIA UTILIDAD EN VENTA		68.974	65.076	

Tabla 2-3: Cálculo de la diferencia de facturación en un equipo en contrato de venta en donde el Cliente factura por MMBtu suministrado a la transportista de gas. En este caso se aplican las tarifas estacionales del Plan Gas. El aumento de la eficiencia generará para el caso de cambio de velocidad una utilidad adicional por HP disponible de aproximadamente u\$d 6.900 anuales versus los u\$d 6.500 de la alternativa de variación de ángulo de pala. Mismo análisis para 10 años
Ver planilla completa en Anexo 1

f) Para finalizar con los elementos de análisis y poder sacar una conclusión que nos permita analizar la mejor alternativa se estiman los costos de las alternativas que junto con las utilidades generadas permiten determinar el retorno de la inversión como una herramienta adicional en la toma de divisiones:

- Sistema de con variación de velocidad de giro: u\$d 60.000
- Sistema de con variación ángulo de pala: u\$d 25.000

3.Diagnostico

Una vez determinado que se trabajara en un dispositivo de variación de caudal de aire por variación de ángulo de pala es necesario identificar las variables principales del proceso, así como las condiciones límites. Esto tiene como objetivo establecer que factores son los que influyen al buscar una solución y cuáles son las limitantes al considerar las alternativas.

Variables

Potencia del la Hélice:

Es el trabajo transferido a la hélice para generar un caudal de aire y vencer una contrapresión del sistema. Para esta hélice la potencia máxima admisibles es 90HP. Su unidad de medida es HP (caballos de fuerza).

Velocidad de giro del Motor:

Son las RPM (revoluciones por minuto) del motor. La velocidad nominal de este equipo es 1400 RPM. Esta puede varfar desde 75% al 100% de las nominales y nunca puede ser inferior al 50% por tiempos prolongados de tiempo.

Velocidad de giro de la Hélice:

Son las RPM (revoluciones por minuto) a las que puede girar la hélice. Esta puede varfar desde 0 RPM a una máximo 273 RPM fijado por la máxima velocidad perimetral de la punta de la pala admitida por el fabricante de la misma.

Temperatura ambiente y su variación estacional:

Debido a la estacionalidad del consumo de gas, creciente con las disminución de la temperatura ambiente y al menor requerimiento de las capacidades de enfriamiento de las unidades compresoras también con la disminución de la temperatura ambiente, hace que esta variable tome relevancia es este estudio. El rango analizado para las locaciones normales de instalación es desde -10 °C a +40°C. La unidad de medida es °C (grado Celsius).

Caudal volumétrico actual de aire del radiador:

Es el aire que es movido por el/los ventiladores del radiador para producir el intercambio calórico y así enfriar los fluidos de los servicios (agua de motor y gas de proceso). Se expresa como m³/s (metros cúbicos sobre segundo).

Caída de presión de aire:

Esta variable es importante ya es que la caída de presión que genera el aire al circular por los intercambiadores y que tiene que vencer la hélice demandando potencia del motor. Se expresa como Pa (pascales).

Ángulo de pala:

Es el ángulo de incidencia de la pala (ángulo de ataque) referido al plano de la hélice. Se expresa “°” (grados sexagesimales).

Peso de la hélice:

Considera el peso de todos los componentes. Se expresa en kg (kilogramo).

Condiciones límites

Equipo:

El desarrollo se limita a un solo modelo de Motocompresor Caterpillar G3516 + Ariel JGT4 de 1 Etapa + Aeroenfriador de 13'x25. Estos son los equipos usuales para este tipo de servicio de compresión de gas natural de venta, así como las etapas de compresión necesarias para inyectar a un gasoducto.

Locación:

Se considera el Motocompresor a ser instalado en la zona de Añelo, Provincia de Neuquén que es el epicentro de la cuenta hidrocarburífera de “Vaca Muerta”; con un rango de temperatura de -10°C a +40°C y una altitud de 500 msnm (metros sobre el nivel del mar).

Energías disponibles:

Las energías disponibles son las que se puede encontrar en las locaciones como ser aire comprimido y electricidad de baja potencia. También están disponibles todas las energías que puede autogenerar el Motocompresor a través de sus ejes auxiliares.

Objetivos

Los objetivos serán el principal aspecto a considerar a la hora de evaluar una alternativa de solución, ya que están relacionados a la calidad de la propuesta. Se distinguen dos tipos de objetivos, los objetivos primarios establecen si una alternativa es considerada o no, ya que son las características esenciales del dispositivo a fabricar. Los objetivos secundarios, en cambio, indicaran que tan buena es una propuesta con respecto a otra, teniendo en cuenta que estas ya cumplen con los objetivos primarios.

Objetivos Primarios

Disminución de la potencia de la hélice

La disminución de la potencia de la hélice es el principal objetivo para lograr el propósito de este proyecto, que es aumentar la eficiencia energética de un Motocompresor. Esta disminución de potencia producirá un aumento de capacidad de compresión del equipo teniendo un rédito económico a valorizar el tiempo por mayor potencia disponible de compresión y/o ahora de consumo de combustible.

Caudal de aire dependiente de la carga térmica y temperatura ambiente

Para producir una disminución en la potencia de la hélice se tiene que trabajar en la reducción de caudal que genera la misma y/o en la contra presión que genera en el sistema la circulación de ese caudal por los intercambiadores de calor.

Para disminuir la contra presión que genera el sistema habría que aumentar la superficie de intercambio y el tamaño del Aeroenfriador. Esto está fuera del alcance del proyecto ya que se trata de un Aeroenfriador existente. Por lo tanto sólo resta trabajar sobre la variación del caudal.

La variación del caudal puede darse de dos formas una de ellas es variando la velocidad de giro de la hélice entre 0 RPM y 273RPM y la otra es variando el ángulo de ataque de la pala de la hélice de 0° a 15°.

Posibilidad de montaje vertical

Para el caso de un sistema de variación de ángulo de pala no debe superarse los 200kg de peso que es el límite que admite el eje horizontal del Aeroenfriador.

Retroalimentación del sistema

Como el caudal es una variable dependiente de la velocidad de giro de la hélice y/o ángulo de pala (además de las condiciones ambientales), el diseño debe considerar una retroalimentación al sistema de control con el fin de que quede asegurada la condición de funcionamiento.

Posibilidad de adaptarse a equipos existentes sin mayores modificaciones

Esto es importante porque si no es un desarrollo para equipo nuevos y la modificación de existentes puede ser laboriosa y con mucho tiempo de la máquina indisponible para el servicio productivo.

Objetivos Secundarios

Utilización de la mayor cantidad de elementos comerciales disponibles

Tomando como condición límite que el diseño se ajuste a un Aeroenfriador existente para minimizar los costos de desarrollo e implementación se toma como objetivo usar la mayor cantidad de elementos comerciales posible, dejando solo el diseño y desarrollo de piezas de adaptación entre elementos comerciales.

Los principales elementos comerciales a utilizar son las partes de la hélice, eje del Aeroenfriador, instrumentos y sistema de control.

Facilidad de utilización

De manera que cualquier persona con una indicación breve pueda utilizar el dispositivo.

Robustez y fiabilidad

Las condiciones de movimiento del equipo, la suciedad o condiciones climáticas a la que va a estar expuesto en su ambiente normal de operación no deben comprometer el correcto funcionamiento del sistema.

Los elementos comerciales tienen que ser aptos para el servicio y de marcas reconocidas.

Retorno de la inversión

Se pretende que el retorno de la inversión sea menor a 10 años que es la vida útil estimada de un equipo de estas características.

Conclusión del análisis para selección de alternativas

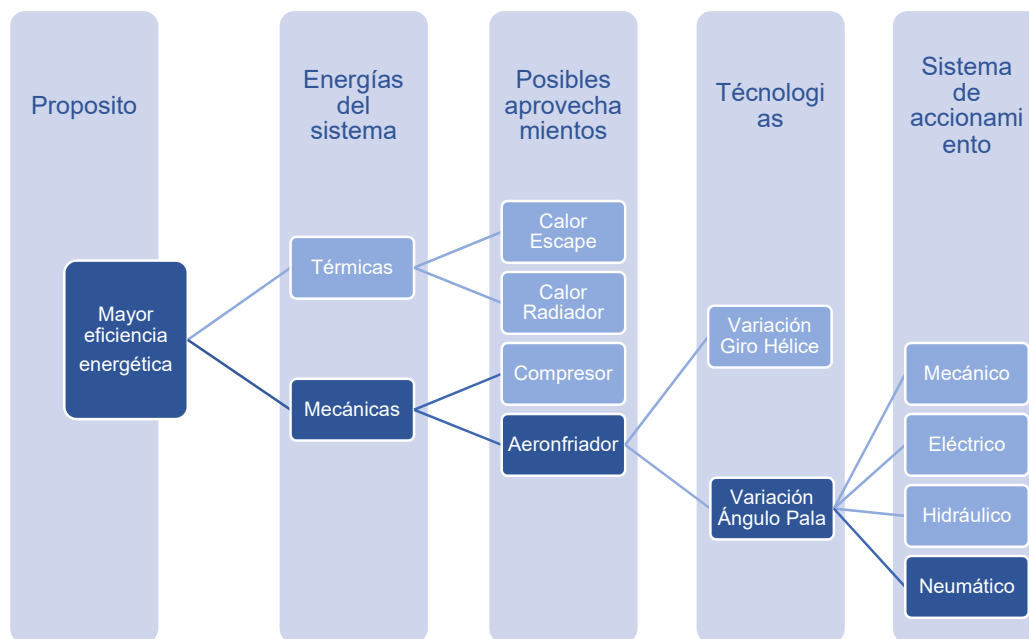
Con los análisis anteriores se confecciona una tabla de decisión para concluir sobre las alternativas más beneficios que se ajuste a las necesidades planteadas:

		Variación Velocidad de Giro	Variación Angulo de Pala	Nota
	Analisis de Ventajas / Desventajas	2	3	La diferencia está en lo adaptable del sistema de variación de ángulo de pala en equipos actuales
Objetivo Primario	Caudal de aire dependiente de la temperatura ambiente y carga térmica	3	3	
Objetivo Primario	Ahorro neto de Energía	3	3	La diferencia entre ambos es casi despreciable
Objetivo Primario	Costo del Sistema	1	3	Requiere el desarrollo y fabricación mas costos que la otra alternativa
Objetivo Primario	Posibilidad de montaje vertical	3	3	
Objetivo Primario	Retroalimentación del sistema	3	3	
Objetivo Secundario	Mayor posibilidad de usar elementos comerciales para el diseño y fabricación	2	3	
Objetivo Secundario	Facilidad de utilización	1	3	Es un sistema simple de operar, mantener y reparar.
Objetivo Secundario	Robustez y fiabilidad	2	3	El no funcionamiento del sistema no impide el servicio del equipo
Objetivo Secundario	Posibilidad de retorno de la inversion	1	3	Esto esta relacionado con lo alto de la inversión del sistema vs casi los mismo beneficio
Elección tomada		21	30	
		3	Valoración Alta	
		2	Valoración Media	
		1	Valoración Baja	

Tabla 3-1: Cuadro de toma de decisión luego de los análisis anteriores y los objetivos.

4. Propósitos y propuestas

Teniendo en cuenta los tipos de procesos actuales, descritos anteriormente y sumando las propuestas de solución que se darán a continuación, se confeccionó un cuadro explicando las ramificaciones de los distintos tipos de alternativas con el fin de seleccionar la mejor propuesta que cumpla con el propósito y los objetivos listados en el Capítulo 3.



Gráfica 4-1: Cuadro resumen de propuestas para lograr el propósito del diseño
En azul oscuro el camino resultante

Energías intervinientes en el sistema

Se hace un análisis de todas las energías intervinientes en el Motocompresor para determinar cuál puede ser sujeta a optimización y reducción con el fin de aumentar la eficiencia global del Motocompresor.

Debajo se listan las fuentes de energía del Motocompresor que es el gas combustible que se transforma en energías mecánica, térmicas, etc.

Tabla de energías y potencias

Concepto	Unidad					
Gas combustible						
Consumo específico	(Btu/bhp-hr)	7.382			Eficiencia	
Potencia Mecánica	bhp	1.735	(Btu/min)	73.642	34%	(potencia mecánica/potencia gas consumido)
Potencia Térmica	(Btu/min)	213.463	bhp	5.029	31%	(potencia compresión/potencia gas consumido)
Concepto	Unidad	Pot Mecánica	Pot Térmica	% ref gas combustible	% ref Pot Mec	¿Es mejorable?
Motor G3520J						
Potencia nominal Motor	(bhp)	1.735		34.50%	100%	No como CL de este proyecto
Potencia en eje auxiliar - Radiador 13x25	(bhp)	90		1.79%	5.2%	Si se puede
Potencia refrigeración - Circuito TAW (-tol 5%)	(bhp)		141	2.79%	0%	No como CL de este proyecto
Sistema de escape	(bhp)		1.579	31.40%	0%	No como CL de este proyecto
Calor superficial	(bhp)		150	2.99%	0%	No como CL de este proyecto
Compresor JGK/4						
Potencia neta absorbida en eje	(bhp)	1.549		30.80%	89%	No como CL de este proyecto
Potencia caída de presión en Piping	(bhp)	1.2		0.02%	0.1%	Si se puede
Potencia caída de presión en Botellones	(bhp)	1.5		0.03%	0.1%	Si se puede
Potencia caída de presión en Cooler	(bhp)	1.0		0.02%	0.1%	Si se puede
Potencia refrigeración - Circuito Aceite	(bhp)	0	27	0.53%	0.0%	Si se puede
Calor superficial	(bhp)		0	0.00%	0%	No como CL de este proyecto
Potencia neta disponible eje motor (motor-compresor)	(bhp)	92				

Motor G3520J		Descripción del concepto
Potencia nominal Motor	Incluye bba de agua, aceite, otros autoconsumos. No incluye salida eje auxiliar al radiador	
Potencia en eje auxiliar - Radiador 13x25	Considerando equipo a máxima potencia y a RPM fija sin variación de velocidad	
Potencia refrigeración - Circuito JW+OC (-tol 5%)	Es el transmitido al ambiente por el radiador con fuente el calor de combustión, rozamiento interno y aceite	
Potencia refrigeración - Circuito TAW (-tol 5%)	Es el transmitido al ambiente por el radiador con fuente el calor de compresión del turbo mas el aceite del compresor	
Sistema de escape	Es el disipado al ambiente por los gases de combustión	
Calor superficial	Es el transmitido al ambiente fruto del calor de combustión y rozamiento	
Compresor JGK/4		Descripción del concepto
Potencia neta absorbida en eje	Es la suministrada al gas para el aumento de la presión neta. Incluye bba de aceite y otros autoconsumos. No incluye DP	
Potencia caída de presión en Piping	Corresponde a 0.48 kg/cm2	
Potencia caída de presión en Botellones	Corresponde a 0.6 kg/cm2	
Potencia caída de presión en Cooler	Corresponde a 0.44 kg/cm2	
Potencia refrigeración - Circuito Aceite	Incluye bba de aceite y otros autoconsumos	
Calor superficial	Es el transmitido al ambiente fruto del calor del rozamiento y el transmitidos por conducción desde los cilindros de compresión	

Gráfica 4-2: Cuadro de energías y potencia intervinientes en un Motocompresor.

Ver planilla completa en Anexo 1

Definimos como eficiencia energética al cociente entre la energía que ingresa a un sistema y la que esta transforma en energía aprovechable o útil. Este valor es siempre inferior a 100% debido a la Segunda Ley de la Termodinámica que aplica a máquinas térmicas. La ecuación conceptual se muestra a continuación.

$$\eta = \frac{\text{energía salida}}{\text{energía entrada}} \times 100\% < 100\%$$

Un sistema mecánico no es eficaz al 100% debido a la 2da ley de la termodinámica la cual dice precisamente eso, viendo de manera conceptual no se puede aprovechar el 100% del valor ya que siempre hay desperdicios por mínimos que sean ya sea por la fuga de calor o por la incapacidad de la máquina de captar toda la energía.

La segunda ley de la termodinámica es un principio fundamental de la física que establece que la entropía de un sistema aislado siempre aumenta con el tiempo. En otras palabras, la energía tiende a dispersarse y la cantidad de energía disponible para hacer trabajo útil disminuye con el tiempo. La segunda ley también establece que no es posible convertir completamente el calor en trabajo mecánico. Esto se debe a que siempre hay una cierta cantidad de energía que se pierde en forma de calor en cualquier proceso de conversión de energía.

Una forma de aumentar esta eficiencia y viendo su fórmula es:

- Aumentando de numerador o sea la energía útil y/o
- Disminuir del denominador o sea disminuir la energía consumida en este caso como combustible.

Es importante destacar que en un Motocompresor la única energía útil es la que produce el trabajo de compresión de gas el cuál es el propósito del equipo. Todas las otras energías y trabajos realizados en forma de potencia son parásitas, o sea solo hacen disminuir la potencia útil (numerador de la formula) reduciendo la eficiencia del sistema para un consumo de combustible fijado por el rendimiento del motor.

Debajo como se presentó en el Capítulo Introducción se muestra el reparto de potencia del Motocompresor donde se puede actuar para reducir

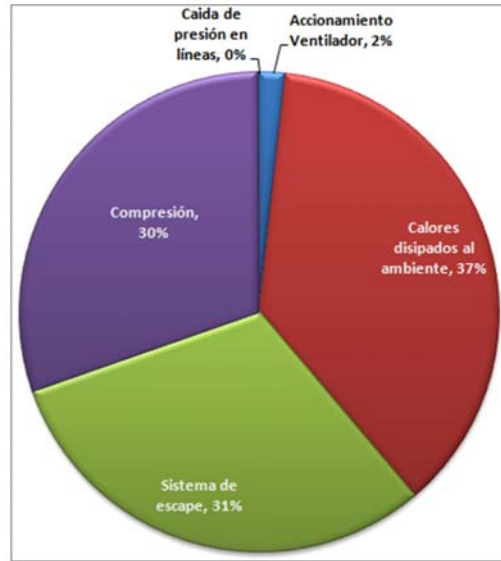


Gráfico 4-2: Participación de las potencias dentro del Motocompresor referido a potencia consumida en gas combustible (potencia bruta).

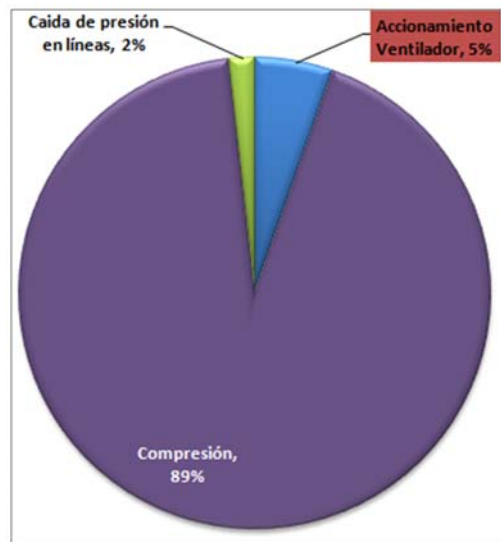


Gráfico 4-3: Participación de las potencias mecánicas del Motocompresor referido a potencia mecánica entregada por el motor (potencia neta).

Cómo se pudo apreciar en el Gráfico 1 las potencias térmicas disipadas al ambiente están en el orden del 68% de la energía entregada como combustible al motor y sólo un 30% como potencia útil el compresor. De aquí resulta una gran oportunidad de convertir toda esa potencia térmica disipada al ambiente es una potencia útil para ser usado por otros procesos y servicios fuera del compresor (en la planta).

5. Cálculos y dimensionamientos

Propósitos

A partir de haber seleccionado la Propuesta de Variación de Caudal por modificación de ángulo de Pala y con las alternativas definidas para cada subsistema, se plantean los siguientes propósitos que permitan cumplir los objetivos primarios y secundarios previamente planteados en el Capítulo 3.

Disminución de la potencia de la hélice

Se logra una disminución en promedio anualizado de 60 HP (1,17 % de la neta del motor) que puede ser entregada como potencia mecánica al compresor para una mayor capacidad de compresión o si no es necesaria una capacidad extra, esta disminución de potencia del ventilador produce una utilidad adicional anual de u\$d 6.500 por venta de gas

Caudal de aire dependiente de la carga térmica y temperatura ambiente

Mediante el sistema de control propuesto, se logra este control que se asegura con una señal de retroalimentación de posición del sistema.

Posibilidad de montaje vertical

Se logró una hélice de 177kg que es inferior a lo admitido por el eje del aeroenfriador que era de 200kg. Esto se logró optimizando el diseño y utilizando aluminio como material estructural.

Retroalimentación del sistema

Como el caudal es una variable dependiente de la velocidad de giro de la hélice y/o ángulo de pala (además de las condiciones ambientales), el diseño debe considerar una retroalimentación al sistema de control con el fin de que queda asegurada la condición de funcionamiento.

Sistema propuesto

A continuación se esquematiza el sistema propuesto para controlar la temperatura de salida de los fluidos de proceso, por medio de la variación de caudal de aire

entregado por la hélice en el aeroenfriador que a su vez se modula con un cambio de ángulo de pala del mismo.

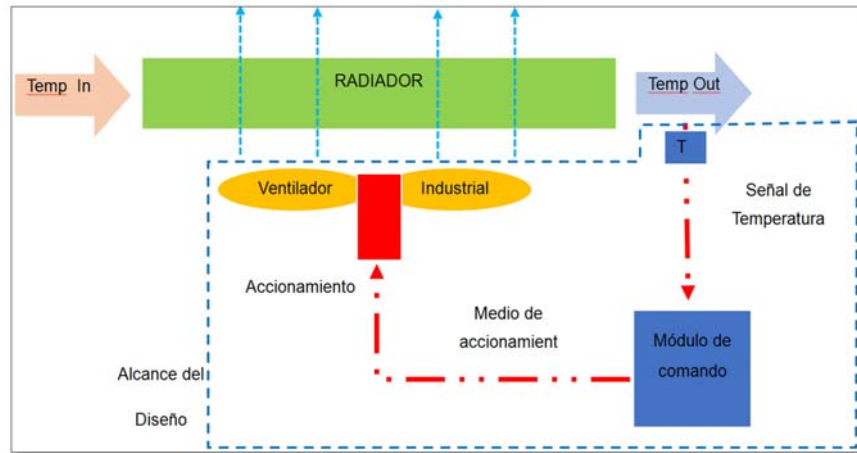


Imagen 5-1: Diseño conceptual del sistema objeto del desarrollo

Partes del Sistema propuesto

TT: Transmisor de Temperatura: Es el Instrumento encargado de determinar la temperatura del fluido de salida y transmitirla de forma electrónica al módulo de comando con una señal de 4-20mA proporcional a la temperatura registrada.

Módulo de Comando (PLC): Es el módulo que traduce y procesa la señal de temperatura del TT a una señal de accionamiento para hacer la variación de ángulo de pala en el ventilador.

Medio de accionamiento (fuente de energía): Es el medio por el cual la acción pasa desde el módulo de comando al sistema de accionamiento. Este puede ser eléctrico, neumático, hidráulico, mecánico o combinación de varios.

Accionamiento: Es el sistema mecánico que acciona el movimiento de las palas del ventilador con la información suministrada por el módulo de control.

Encoder de posición: Es un instrumento de medición que traduce el giro de la pala a señal de pulsos, indicando la posición angular de la misma al sistema de control para una retroalimentación de posición. Esto es necesario para tener la certeza de

que el sistema esta funcionando correctamente, evitando salidas de servicios repentinas por alta o baja temperatura de los circuitos de enfriamiento. Una falla común en los sistemas neumáticos es que se traben a pesar del aumento de presión que no produzca desplazamiento.

Ventilador Axial Industrial: Ventilador actual al que se lo adaptará para incluir un sistema de movimiento de palas. Se considera para este estudio que se mantienen las palas y el hub (buje) de ventilador.

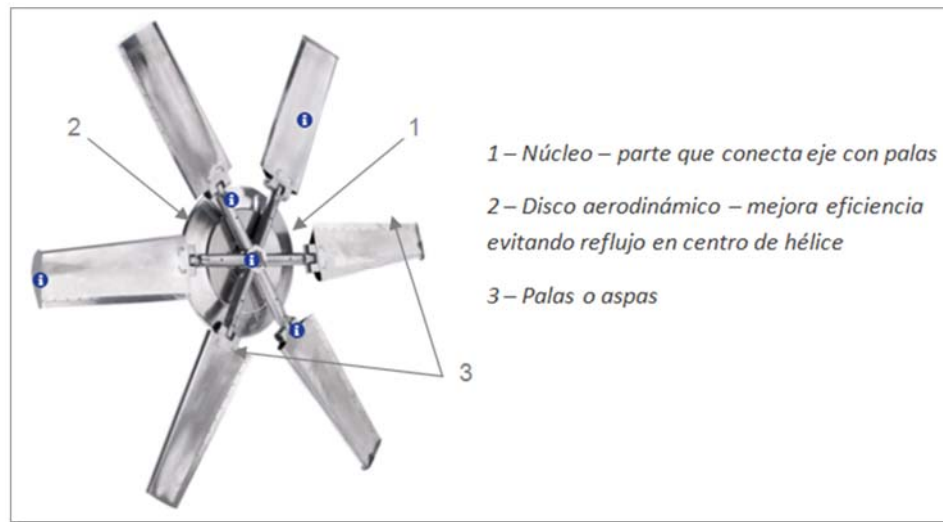


Imagen 5-2: Tipo de hélice Moore utilizada en este estudio.
En este caso de 6 palas / aspas para mejor claridad

Una vez establecido el sistema básico hay que determinar el sistema de accionamiento a diseñar para adaptar al ventilador existente. Seleccionado el accionamiento se puede determinar el medio de accionamiento (quién transmitirá la energía para este movimiento), el módulo de control y el instrumento que determina la temperatura.

Sea cual fuera el sistema de accionamiento, tiene que inferir a las palas un torque para que están giren sobre sus ejes, este torque debe vencer los momentos aerodinámicos de las palas en cada punto de trabajo. Similar al paso colectivo de una hélice de helicóptero.

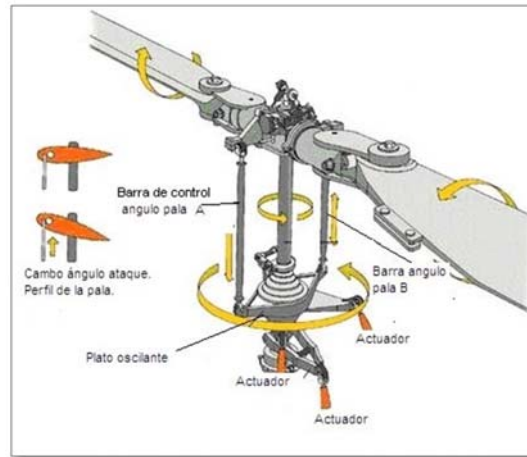


Imagen 5-3: Esquema típico de mecanismo de cambio de ángulo de pala. En esta caso hélice principal de un Helicóptero accionado por comando de paso colectivo

Por seguridad de operación se considera que el accionamiento es con retorno a resorte. Esto significa que ante una falla del sistema de control las palas vuelven a la posición fijada de máximo ángulos que asegure la performance del equipo y la continuidad del servicio.

También se deben considerar topes mecánicas de máximo y mínimo para qué ante una falla la pala no tome un ángulo mayor que produciría una mayor carga en la pala con una posible falla.

Determinación del tipo de accionamiento.

Como se listaron anteriormente, los medios de accionamientos posibles y a seleccionar el que mejor se adapte a la posibilidad en el equipo son los siguientes:

- Eléctrico
 - o Una tensión y corriente eléctrica desde el módulo de comando acciona un actuador/motor eléctrico que mueve las palas. Se conduce a través de cables de BT.
 - Ventajas:
 - Ausencia de fluidos
 - Bajo mantenimiento
 - Mejor sensibilidad del control y respuesta

- Conversión directa de señal eléctrica desde el módulo de control al accionador
- Desventajas:
 - Disponibilidad de energía eléctrica
 - Riesgo por zona clasificada por atmósfera potencialmente explosiva
 - Peso del actuador (magnético) o motor
- Neumático
 - o Un caudal y presión de aire desde el módulo de comando acciona en actuador/motor neumático que mueve las palas. Se conduce a través de tubos y mangueras.
 - Ventajas:
 - Fluido limpio y disponible en equipos (aire de instrumento)
 - Bajo mantenimiento
 - Confiabilidad y robustez
 - Desventajas:
 - Perdidas de fluido y por lo tanto presión y momento para accionamiento
 - Es necesario un conversor de señal eléctrica desde el módulo a presión
- Hidráulico
 - o Un caudal y presión de aceite desde el módulo de comando acciona en actuador/motor neumático que mueve las palas. Se conduce a través de tubos y mangueras.
 - o
 - Ventajas:
 - Confiabilidad y robustez

- Desventajas:
 - Pérdidas de fluido y por lo tanto presión y momento para accionamiento
 - Alto mantenimiento
 - Suciedad y riesgos de inflamación
 - Es necesario un conversor de señal eléctrica desde el módulo a caudal (válvula proporcional)

Evaluando los pros y contras de cada alternativa, y considerando que toda la instrumentación y accionamiento de fuerza de válvulas actuadas en el Motocompresor es del tipo neumática, se adopta un accionamiento neumático para el suministro de la “fuerza impulsora” del movimiento de las palas. Este aire comprimido a través de la presión que generará la fuerza necesaria para vencer el torque y producirá el cambio de ángulo de pala.

Determinación del torque de accionamiento.

Para determinar el torque primero hay que conocer las fuerzas y momentos actuante en las palas de ventilador resultantes del movimiento de la misma en el medio (aire), similar al ala de un avión sustentándolo en el aire.

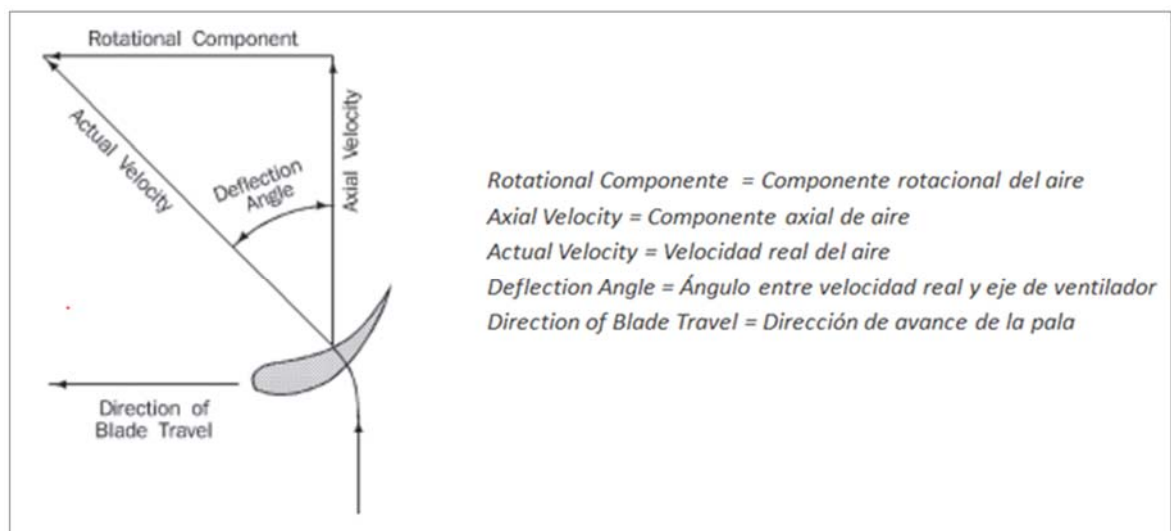


Imagen 5-4: Esquema de componentes de velocidad aire en el avance de una pala de un ventilador

Por la forma del ala/aspa, se generan sobre las mismas presiones dinámicas de velocidad normales a cada punto del perfil (originadas por las diferencias relativas de la velocidad de aire sobre la parte superior e inferior) y fuerzas cortante tangenciales a cada punto del perfil (originadas por el rozamiento). Integrando las presiones sobre el perfil del aspa se puede determinar el centro de presión (C_p) del perfil.

Las fuerzas resultantes actuantes sobre este Centro de Presión (C_p) son las de sustentación (lift) y las de arrastre (drag) que resisten al avance. La resultante entre ambas fuerzas se muestra en la ilustración como (R)

Para un perfil y superficie de aspa fija, y para cada velocidad de avance, ángulo de ataque y condición del aire (densidad y viscosidad) habrá una distribución particular de presiones y fuerzas de corte que moverán el centro de presión a distintas posiciones.

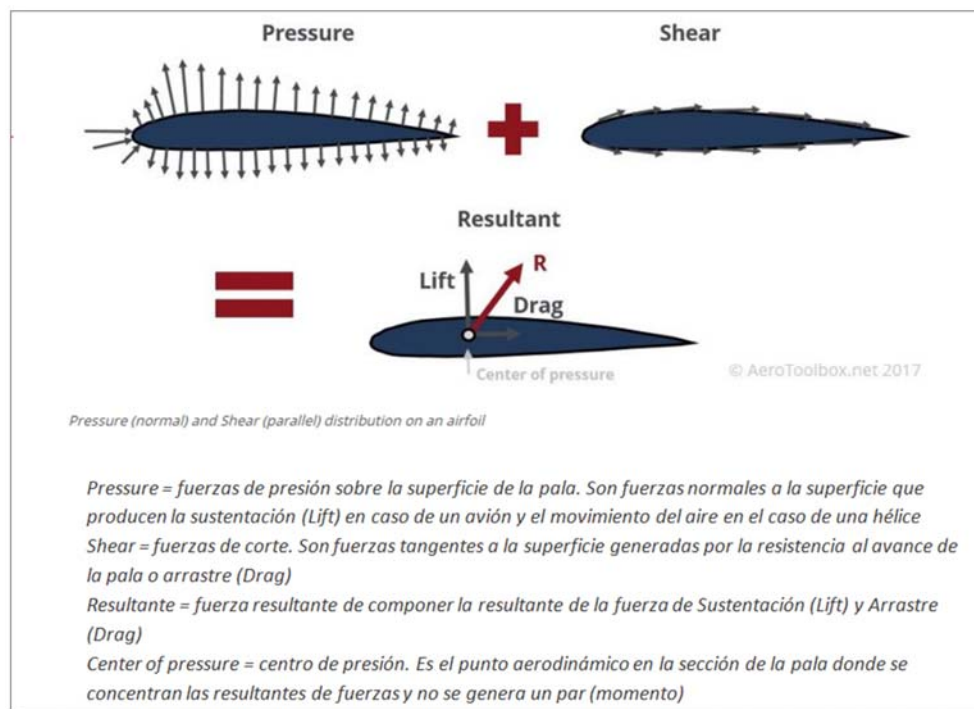


Imagen 5-5: Esquema de distribución de fuerzas sobre el perfil de una pala en movimiento. Fuente: Aero Toolbox-net

La sustentación en el caso de un avión, se da porque la fuerza resultante de las presiones sobre el perfil son mayores y con signo contrario al peso del avión (el avión se mueve en el aire).

La impulsión del aire en el caso de una hélice se da por el movimiento del aire ambiente que es succionado por la zona de baja presión (zona convexa del aspa) y circula hacia la descarga (el aspa solo rota sin posibilidad de movimiento en el resto de las direcciones) como se muestra en la **Imagen 5-6**.

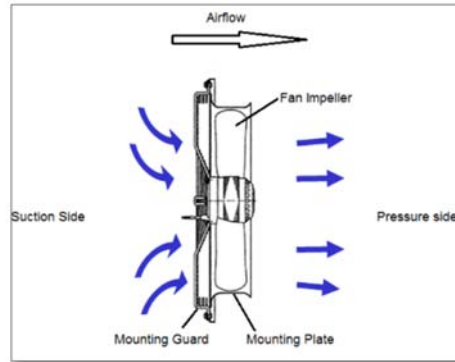


Imagen 5-6: Efecto de las presiones de sustentación en una hélice de un ventilador.
Fuente: Aero Toolbox-net

Como se mencionó antes, el centro de presión no es un punto fijo que pueda ser tomado como referencia física en el perfil, es por esto que por convención se toma un Centro Aerodinámico (Ac) que se sitúa a un cuarto de la cuerda del perfil (C).

Al establecerse este nuevo punto de referencia, se agrega ahora sobre el perfil un esfuerzo de momento originados por las fuerzas de Drag y Lift actuando sobre un brazo de palanca que es la distancia desde el Centro Aerodinámico (Ac) y el Centro de Presiones (Cp) que se muestra en la siguiente ilustración con la cota (d).

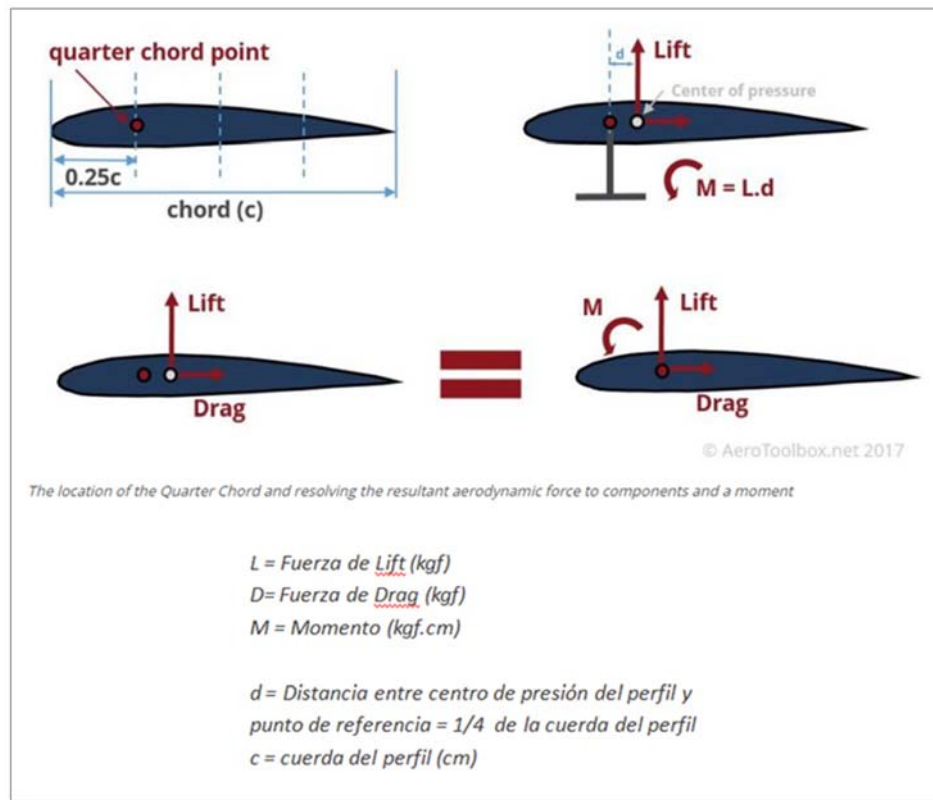


Imagen 5-7: Convenciones y términos utilizados cuando se analizan las fuerzas que se producen en un perfil aerodinámico durante su avance en el aire. Fuente: Aero Toolbox-net

La cota (d) es variable en función del movimiento de centro de presión que como mencionamos antes es función de la velocidad de avance, la densidad y viscosidad del aire (para un ventilador estas variables son función de la temperatura y presión atmosférica/altitud) y el ángulo de ataque (en caso de un aspa que se mueva respecto a su eje).

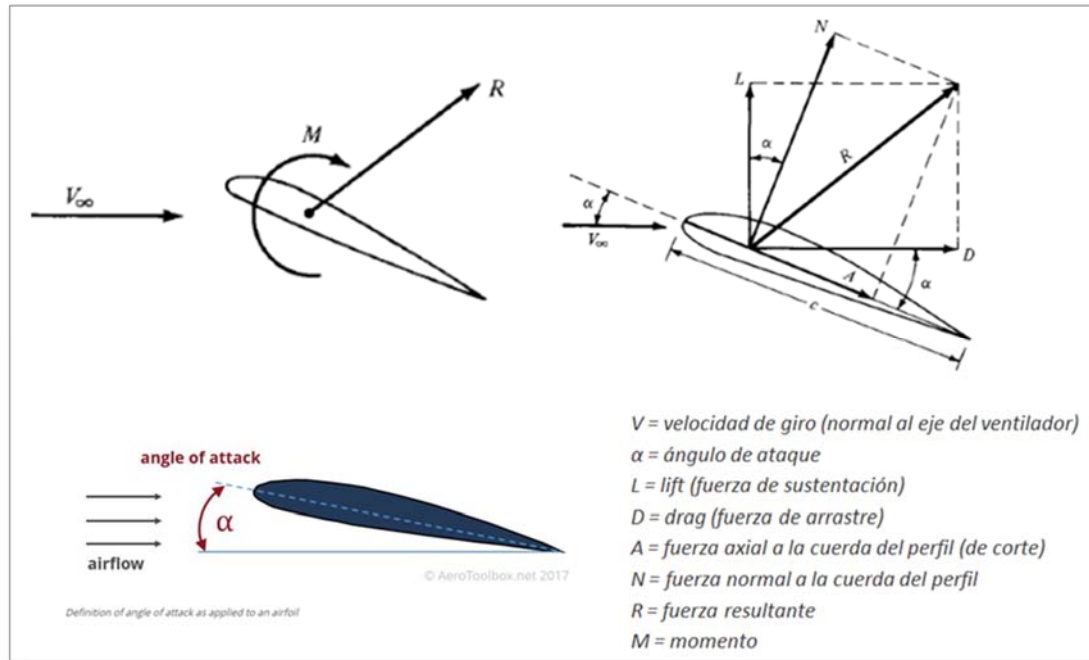


Imagen 5-8: Convenciones y términos utilizados cuando se analizan las fuerzas que se producen en un perfil aerodinámico durante su avance en el aire. Fuente: Aero Toolbox-net

Para el caso de nuestro estudio la velocidad de avance se considera fija y está dada por las RPM del motor a explosión, la relación de transmisión y por el diámetro fijo de la hélice. El aire puede variar en su temperatura para las zonas de instalación desde -10 a $+60^{\circ}\text{C}$ y la altitud desde 0 a 1000 msnm con su correspondiente variación de densidad. El ángulo de ataque es la variable más importante para el análisis ya que es en lo cual se basa la variación de caudal de aire a RPM fijas.

Los perfiles de alas y aspas se representan con los siguientes términos mostrados en las figuras siguientes. Estos términos o característica con sus valores originan perfiles determinados.

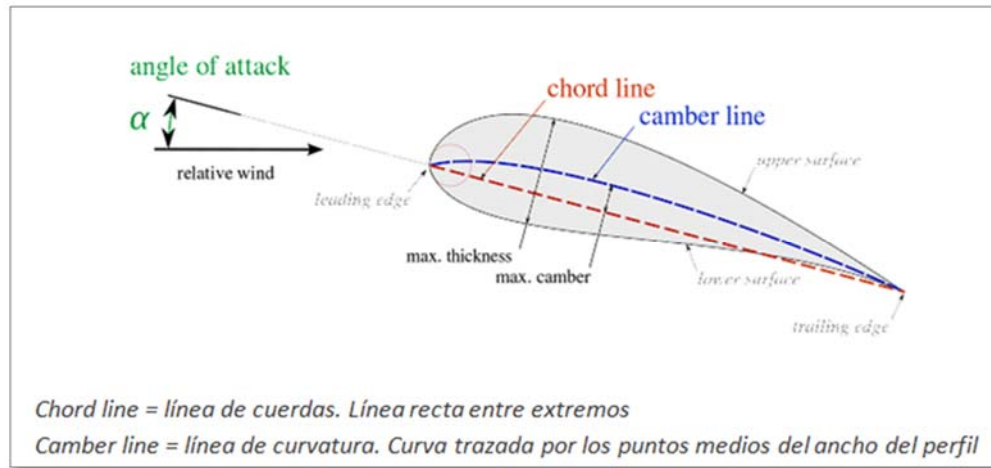
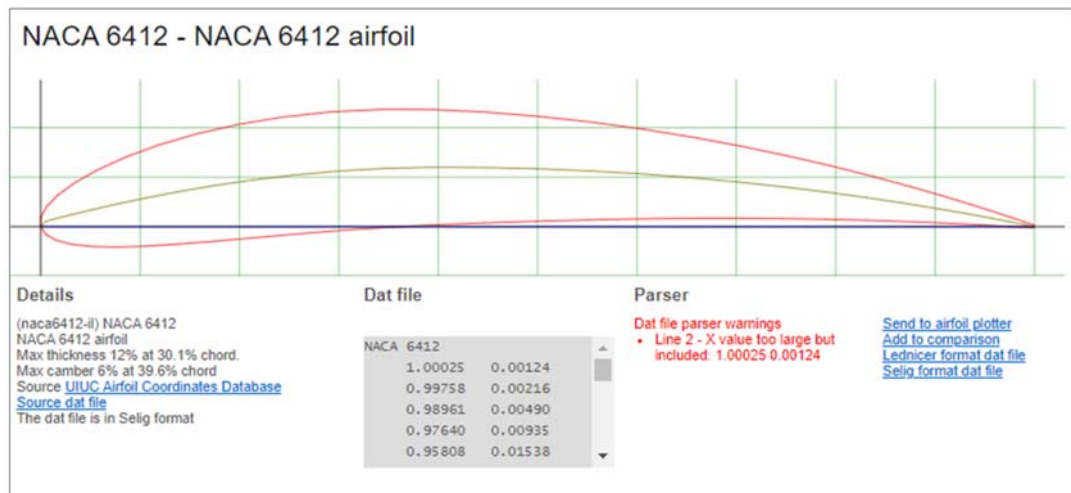


Imagen 5-9: Convenciones y términos utilizados referidos a un perfil aerodinámico. Fuente: Aero Toolbox-net

Estos perfiles, si son estándar, se agrupan en librerías de Organizaciones que los han estudiado como por ejemplo la NACA (National Advisory Committee for Aeronautics) la cual se convirtió luego en la actual NASA.

Para cada perfil y dados por sus parámetros, la NACA modelizó y estudio los mismas para cada condición de funcionamiento.

Debajo un perfil NACA 6412 con sus parámetros. Estos parámetros son términos de las ecuaciones que originan el perfil graficado.



<http://airfoiltools.com/airfoil/details?airfoil=naca6412-il>

Imagen 5-10: Datos del perfil NACA utilizado para la determinación de las fuerzas y momentos aerodinámicos. Fuente: airfoiltools.com

Utilizando la herramienta de simulación de perfiles AIR FOIL TOOLS se determinan las Curvas de coeficiente adimensionales de Coeficiente de Lift (Cl), de Drag (Cg) y de Momento (Cm) para cada ángulo de ataque. Este último es de nuestro especial interés para poder determinar el momento o torque necesario para rotar el aspa sobre su eje un ángulo de ataque llamado (α).

La otra variable de entrada es el N° de Reynolds que está dado por la siguiente ecuación y datos de entrada:

$$Re = \frac{\text{fuerzas inerciales}}{\text{fuerzas viscosas}} = \frac{\rho \bar{v} l}{\mu} = \frac{\bar{v} l}{\nu}$$

$\bar{v}$ = velocidad media del fluido
 l = cuerda del perfil
 ρ = densidad del fluido
 μ = viscosidad dinámica
 ν = viscosidad cinemática del fluido

Imagen 5-11: Número adimensional de Reynolds

Para nuestro estudio:

- $v_{max} = 61 \text{ m/s}$ (diámetro de ventilador 13' y 294 PRM, para giro del motor a 1400 RPM)
- $v_{min} = 45 \text{ m/s}$ (diámetro de ventilador 13' y 220 PRM, para giro del motor a 1050 RPM)
- $l = 0,335 \text{ m}$ (13,19")
- $\nu (-10^{\circ}\text{C}) = 1,24 \text{ E-5 m}^2/\text{s}$
- $\nu (-60^{\circ}\text{C}) = 1,89 \text{ E-5 m}^2/\text{s}$

Esto da como resultado este rango de Re

- Para $v_{max} = 61 \text{ m/s}$
- $Re(-10^{\circ}\text{C}) = 1.639,785$ $Re(+60^{\circ}\text{C}) = 1.081.217$
- Para $v_{min} = 45 \text{ m/s}$
- $Re(-10^{\circ}\text{C}) = 1.209.677$ $Re(+60^{\circ}\text{C}) = 797.619$

☒	naca6412-il	500,000	9	114.2 at $\alpha=6.25^\circ$	Mach=0 Ncrit=9	Xfoil prediction	Details
☒	naca6412-il	500,000	5	111.3 at $\alpha=6.25^\circ$	Mach=0 Ncrit=5	Xfoil prediction	Details
☒	naca6412-il	1,000,000	9	142.7 at $\alpha=5.75^\circ$	Mach=0 Ncrit=9	Xfoil prediction	Details
☒	naca6412-il	1,000,000	5	136.6 at $\alpha=5^\circ$	Mach=0 Ncrit=5	Xfoil prediction	Details

[Reynolds number calculator](#)

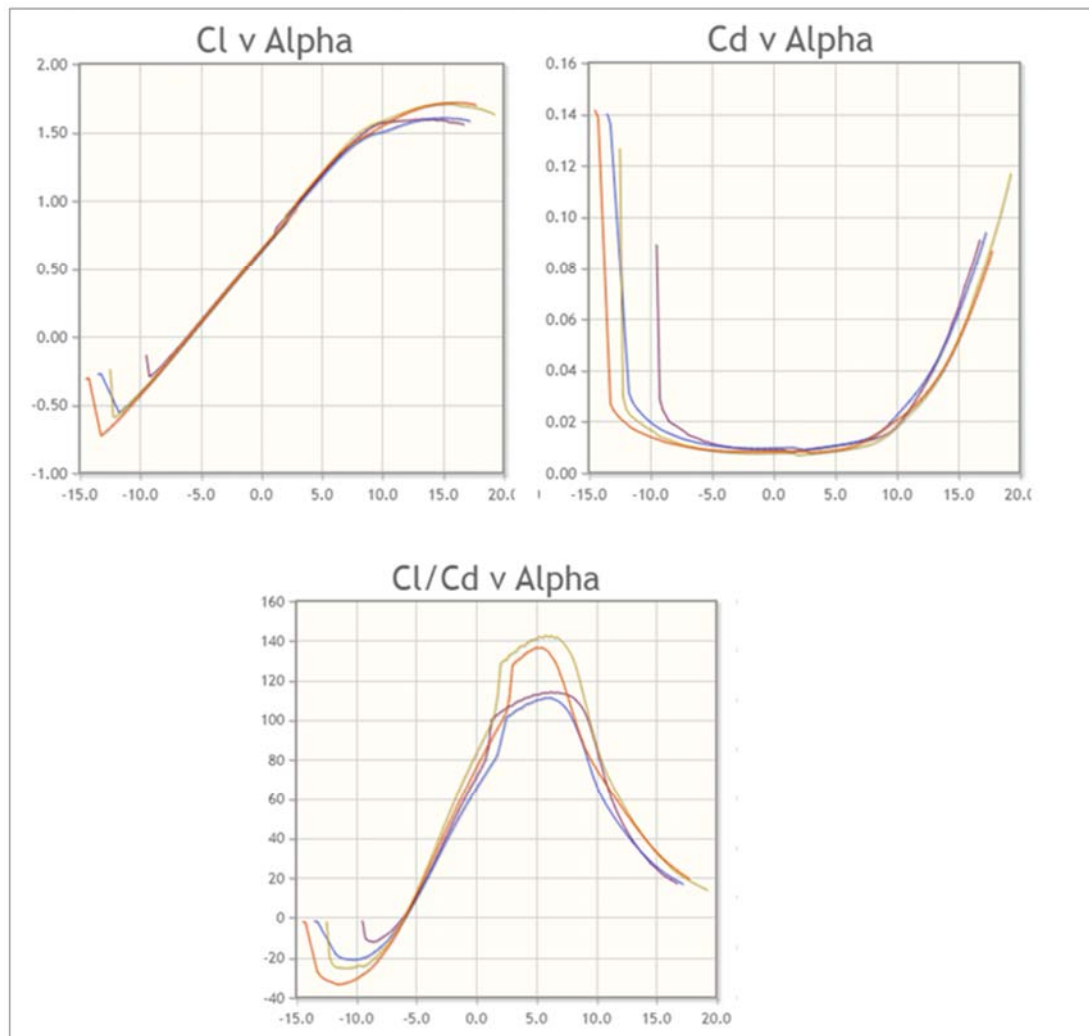
Set Reynolds number and Ncrit range

Reynolds Number	Low	High
	500,000 ▼	2,000,000 ▼
NCrit	7 ▼	7 ▼

Imagen 5-12: Referencia en curvas según N° de Reynolds y N° Crítico (Ncrit)

Fuente: airfoiltools.com

Los coeficientes adimensionales C_l , C_d y C_m son obtenidos de forma experimental en túneles de viento ya que no hay una fórmula que permita obtener la distribución de presiones y fuerzas cortantes para cada ángulo de ataque.



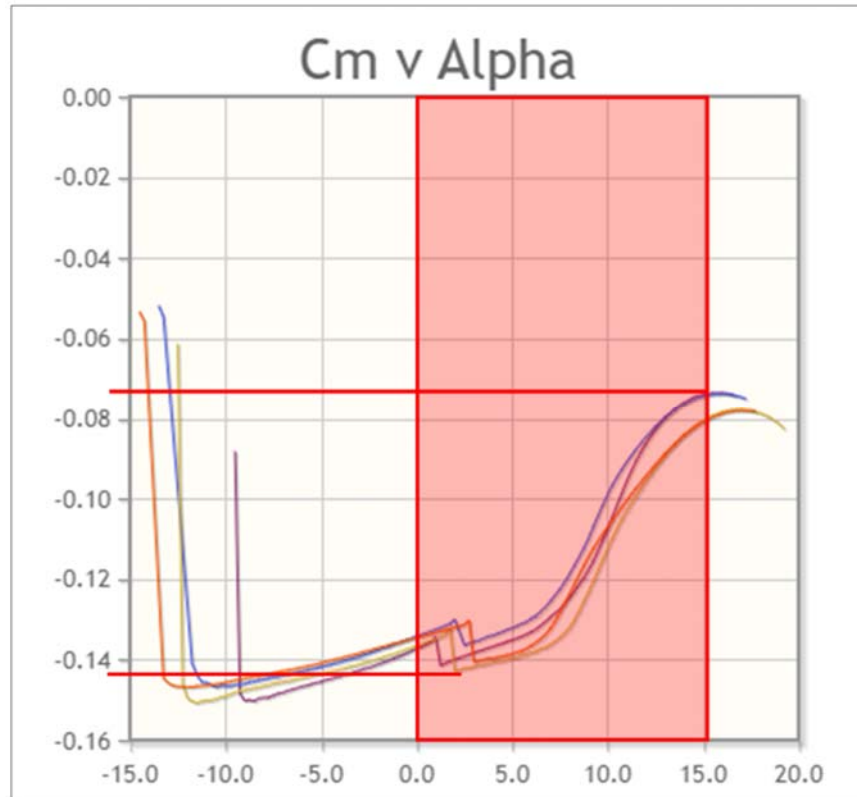
Graficas 5-12: Gráficas de Coeficientes de Lift (Cl) ¹³y de Drag (Cd) ¹⁴respecto al ángulo de ataque (alpha) para el rango de Número de Reynolds¹⁵ dado de 500.000 a 2.000.000. También el cociente Cl/Cd (llamado eficiencia aerodinámica) respecto a ángulo alpha.

¹³ Coeficientes de Lift: coeficiente adimensional de sustentación producido por la diferencia de presión que se genera sobre un perfil cuando avanza en el aire y es producido por la diferencia de velocidad del aire que pasa por sobre el perfil (mayor trayecto) que por la parte inferior (menor trayecto)

¹⁴ Coeficientes de Drag: coeficiente adimensional de arrastre (rozamiento / corte) producido por el avance de un perfil en el aire

¹⁵ Número de Reynolds: Se trata de un número de carácter adimensional que establece la relación entre las fuerzas de tipo inercial y las viscosas de un fluido en constante movimiento

Fuente: airfoiltools.com



Graficas 5-13: Gráfica de Coeficiente de Momento (C_m) respecto al ángulo de ataque (α) para el mismo rango de Reynolds (500.000 a 2.000.000).

Fuente: airfoiltools.com

Para el rango de ángulo de ataque de trabajo 0° a 15° que fueron determinados como mínimo y máximo requerido en la simulación de variaciones de caudal, se tiene los siguientes máximos y mínimos de C_m -0,072 / -0,143.

Las fórmulas de los coeficientes adimensionales se indica debajo con la siguiente descripción de los términos componentes. Las mismas se consideran aplicadas en el Centro Aerodinámico (C_a). Las unidades a utilizar son las convenientes.

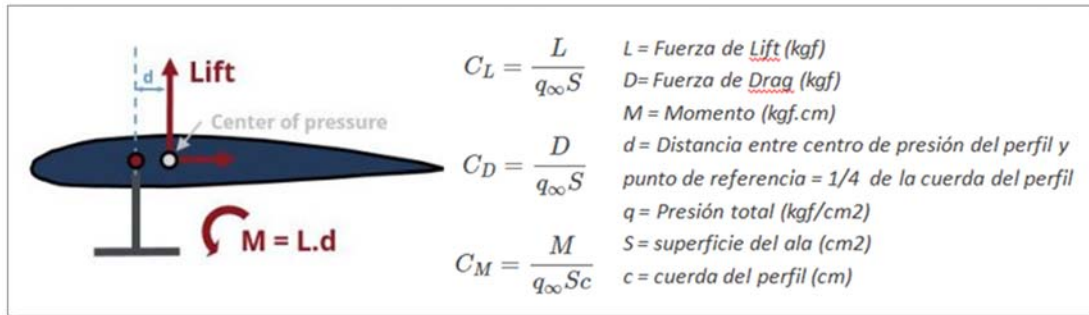


Imagen 5-14: Diagrama de aerodinámicos de la sección de una pala para determinar el momento / par aerodinámico.

Moore Fans LLC Rating

Phone: (660) 376-3575 www.moorefans.com Fax: (660) 376-2909

Version 2.26

11/11/2023 09:32

MAGGI - Proyecto Ing. Mecánica		Ref No.:	Item No:						
Class:	10000	Hub Type:	HD	Blade Type:	SC				
Blade Tip:	VT	Adjustment:	MAN	Rotation:	LH				
Series:	60	Diameter:	13 feet	Blades:	12				
Temperature:	60 Deg. C	Elevation:	650 meters	Density Ratio:	0,816				
Volume:	272000 SCFM	Air Vel.:	2856,42 fpm	Speed:	294 RPM				
Static Pressure:	0,8 in H2O	Pv:	0,415 in H2O	Pt:	1,339 in H2O				
Power Req'd.:	82,82 bhp	Motor:	Enter bhp	Total Eff:	84,9%				
Power @ -10 deg.	104,86 bhp	Bld Natural Freq.:	9,5 Hz	Static Eff:	50,7%				
Blades Required:	7,45	API Blades Req.:	9	Blade Load:	0,621				
Tip Speed:	12007,2 fpm	Deflection Angle:	41,3 deg.	Pitch Number:	1,94				
Entry Correction:	1,3	Tip Clearance:	0,5 inches	Design Angle:	9,9 deg				
Exit Correction:	1	Draft:	Induced	Orientation:	Vertical				
Starting Torque:	2	Max Torque:	##### ft. lbs	Torq/Bld:	##### ft. lbs				
Appr fan weight:	349 lbs	159 kg	Bore Size: 2,9375 inches						
WR2	2772 lb-ft2	117,1 kg m2	Bushing Type: U						
Thrust Load:	923 lbs	420 kg	Qty required: 1						
Noise Levels Per Fan (Induced Draft) (Vertical Orientation) See Note 2									
Sound Power Level									
dBA	HZ	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
104,8		110,8	109,8	106,8	101,8	99,8	93,8	87,8	81,8
Sound Pressure Level 1 meter from face of unit									
87,2		93,2	92,2	89,2	84,2	82,2	76,2	70,2	64,2
Sound Pressure Level 1 meter radially from blade tip									
85,4		91,4	90,4	87,4	82,4	80,4	74,4	68,4	62,4
Fan Selected									
Class 10000, Series 60, 13 feet Diameter, 12 Blades									
Manual Adjustment, Heavy Duty, Standard Chord, Left Hand Rotation									
Fan Model No. 1060/123-U0-A/60L-VT-3-13,00-12									
Fan Drawing: http://moorefans.com/pdfs/TMC_742_D.pdf									
Note 1: Maximum blade angle to prevent fan stall is 20,1 degrees.									
Available motor power may limit maximum angle to a lower value.									
Note 2: Noise levels are the best estimate of the fan noise with 0 dBA additional noise included due to drive components, flow obstructions or structure reflection and reverberation.									

Imagen 5-15: Hoja de datos de la hélice con datos principales resaltados y utilizados para los cálculos.

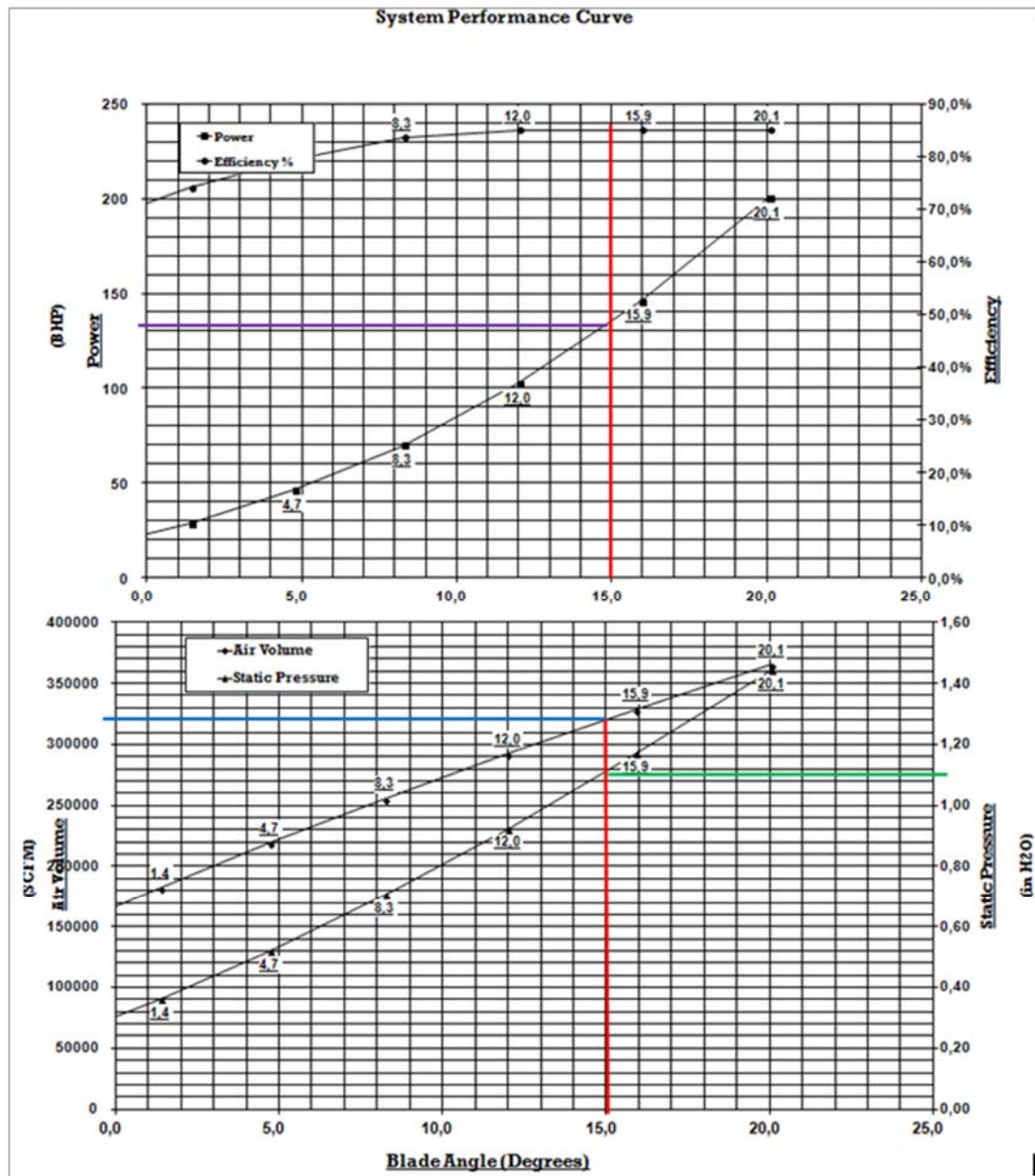


Imagen 5-16: Tabla de hoja de datos de la hélice valores de presión estática, caudal y potencia transmitida a 15°C de ángulo de pala.

La variable que nos interesa obtener es la del momento aplicado en el aspa por las fuerzas aerodinámicas y para el rango de velocidad de giro, ángulos de ataque y variaciones del aire. Para ello vamos a determinar el par máximo.

La contrapresión máxima del ventilador se dará para el ángulo máximo del aspa donde el caudal es también máximo. Esto es para $15^\circ = 1,16 \text{ in.H}_2\text{O} = 288 \text{ pa} = 0,0029 \text{ kg/cm}^2$.

Despejando M de la fórmula de C_m :

$$C_M = \frac{M}{q_\infty S c}$$

$M = \text{Momento (kgf.cm)}$
 $q = \text{Presión total (kgf/cm}^2\text{)}$
 $S = \text{superficie del ala (cm}^2\text{)}$
 $c = \text{cuerda del perfil (cm)}$

Momento Máximo M por Presión Máxima (ángulo de aspa máximo)

$$M_{15^\circ}[\text{kg.cm}] = C_m_{15^\circ} \cdot q_{\text{max}} \cdot S \cdot c$$

$$M_{15^\circ}[\text{kg.cm}] = -0,072 \times 0,0029 \text{ kgf/cm}^2 \cdot 4,084 \text{ cm}^2 \cdot 33,5 \text{ cm} -$$

$$\mathbf{M_{\text{máx}}[\text{kgf.cm}] = -28,53 \text{ kgf.cm}}$$

Por otro lado el valor mínimo de C_m se da para un ángulo de pala de $2,5^\circ$. Con este ángulo el caudal es bajo y la contrapresión generada también. Para $2,5^\circ = 0,4 \text{ in.H}_2\text{O} = 86 \text{ pa} = 0,001 \text{ kg/cm}^2$. Pero para no descartarlo se calcula también de la siguiente manera.

Momento Mínimo M por Cm mínimo

$$M_{2.5^{\circ}}[kg.cm] = C_{m_{2.5^{\circ}}} * q * S * c$$

$$M_{15^{\circ}}[kg.cm] = -0.143 \times 0.001 \text{ kgf/cm}^2 * 4.084 \text{ cm}^2 * 33,5 \text{ cm} -$$

$$M_{\text{mín}}[kgf.cm] = -19,56 \text{ kgf.cm}$$

Para el cálculo y diseño se toma el valor máximo de momento en valor absoluto ya que en este caso el signo representa el sentido del momento.

$$M_{\text{aerodinámico}}[kgf.cm] = 28,53 \text{ kgf.cm}$$

Este momento / torque es solo para un aspa y el ventilador tienen 12 idénticas y con el mismo ángulo de ataque.

Por la característica de accionamiento requerido, retorno con resorte ante falla y con el ángulo máximo de la pala para asegurar el servicio, el resorte entonces debe ser capaz de vencer el torque aerodinámico y el accionamiento de llevar desde 0° hasta 15°.

Este momento es para el caso de máxima sollicitación pero solo tiene en cuenta los esfuerzos aerodinámicos, por lo que el torque real necesario para mover con seguridad un aspa tiene que ser la suma de los siguientes:

$$M_{\text{ant.}} = M_{\text{aer.}} + M_{\text{roz.}} + M_{\text{ret.}}$$

Donde:

M aerodinámico > M máximo + coeficiente de seguridad (20%)

M antagónico > M necesario a generar por las fuerza del resorte

M rozamiento > M necesario para vencer rozamiento en los bujes de giro del aspa

M reposición actuador > M necesario para colapsar el actuador (retorno)

Se calculan los rozamientos del buje con los siguientes resultados suponiendo los mismos de material de baja fricción.

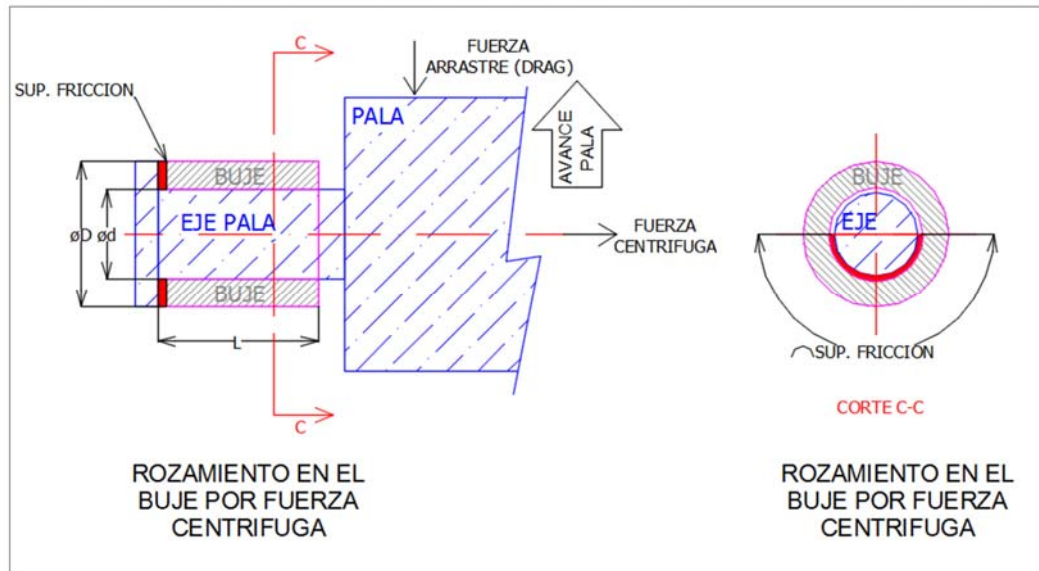


Imagen 5-17: Detalles de las partes en rozamiento por las fuerzas principales actuantes sobre la pala

Determinación Torque por rozamiento

Diámetro de buje ($\varnothing d$)	50	mm	
Largo de buje (L)	200	mm	
Hombro de buje ($(\varnothing D - \varnothing d)/2$)	10	mm	
Superficie de contacto radial	31.416	mm ²	314,16 cm ²
Superficie de contacto axial	864	mm ²	8,64 cm ²
Masa de cada aspa	10	kg	
Giro máxima ventilador	294	RPM	
Diámetro de ventilador	3.965	mm	
Centro de masa de la pala respecto al radio	50	%	
Diámetro centro de masa de ventilador	1.983	mm	1,98 m/s
Velocidad de tangencial en centro de masa	30.518	mm/s	30,52 m/s
Aceleración centrífuga			939,58 m/s ²
Fuerza centrífuga			9.395,83 N

Rozamiento AXIAL

Presión axial en respaldo de buje	110,86	kg/cm ²	
Carga admisible dinámica	40	N/mm ²	39.240 kg/cm ²
Coefficiente de rozamiento	0,06	PTFE lubricado	Fuente: SKF
Coefficiente de rozamiento	0,15	PTFE seco	Fuente: SKF
Coefficiente de rozamiento - promedio	0,11		
Fuerza de rozamiento axial	100,57	Kgf	

Torque por rozamiento axial	2,77 Kgf.m	0,03 Kgf.cm
------------------------------------	-------------------	--------------------

Rozamiento Radial

Presion total de pala	0,004	kg/cm ²
Superficie de la pala	4.084	cm ²
Fuerza aerodinamica en centro de masa	14,70	kg
Peso de pasa	10	kg
Fuerza total sobre buje	24,70	kg
Media superficie radial del buje	157,08	cm ²
Presión radial sobre buje	0,16	kg/cm ²
Fuerza de rozamiento radial	2,59	Kgf

Torque por rozamiento radial	0,065 Kgf.m	0,001 Kgf.cm
-------------------------------------	--------------------	---------------------

Tabla 5-18: Determinación de las fuerzas y momentos resistentes por rozamiento entre la pala y el buje de giro

Los resultados de la tabla anterior se resumen debajo y los mismos pueden considerarse despreciables gracias al uso de materiales de bajo rozamiento:

$$M_{roz\ axial}[kg.cm] = 0,03\ kgf.cm$$

$$M_{roz\ radial}[kg.cm] = 0,001\ kgf.cm$$

Tomando como hipótesis un brazo de palanca de 10 cm podemos calcular el momento necesario generar la fuerza de reposición del actuador de 200N = 20,40 kgf

$$F_{reposición\ pala} = F_{reposición} / n^{\circ}\ de\ palas$$

$$= 20,4\ kgf / 12 = 1,7\ kgf$$

$$M_{reposición\ pala} = F_{reposición\ pala} * brazo\ palanca$$

$$= 1,7kgf * 10\ cm = 17\ kgf.cm$$

Este momento de reposición del actuador por cada pala hay que sumarlo al momento antagónico del resorte que no solo tiene que vencer el momento aerodinámico y de rozamiento, sino también la fuerza necesaria para el retorno (reposición) del actuador.

Por lo que se ve son prácticamente despreciables y se pueden considerar dentro del factor de seguridad aplicado. Con eso la ecuación queda resuelta de la siguiente forma.

$$M_{antagónico} = M_{aerodinámico} + 20\% + M_{reposición}$$

$$M_{antagónico} = (28,53\ kgf.cm * 1,2) + 17\ kgf.cm$$

$$M_{antagónico} = 51,2\ kgf.cm$$

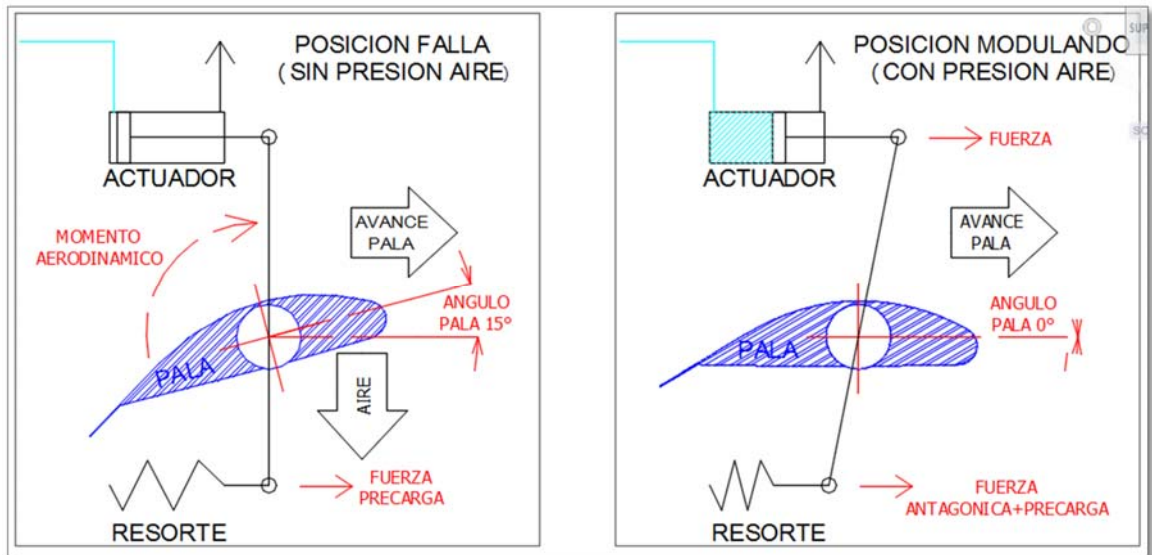


Imagen 5-19: Diagrama simplificado del sistema de accionamiento previsto. Donde la pala pivota en su eje y el actuador produce una fuerza que por el brazo de palanca genera el torque necesario de accionamiento

Como primera determinación podemos considerar un brazo de palanca de 10cm lo que daría para cada pala una fuerza necesaria para el movimiento de:

$$\begin{aligned}
 F_{pala} &= M_{antagónico} / \text{brazo de palanca} \\
 &= 51,2 \text{ kgf} \cdot \frac{\text{cm}}{10\text{cm}} = 5,1 \text{ kgf} \\
 F \times 12 \text{ palas} &= 61 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

Utilizando un actuador neumático y con una presión de suministro mínima de 1 barg = 1,02 kg/cm²g = 14,2 psig sería necesario preliminarmente un actuador de 61 cm² lo que resulta en un diámetro efectivo de 8,8cm aprox.

Esto es considerando que el resorte no tiene precarga, pero como la condición de falla del sistema es retorno a resorte (simple efecto) y ángulo de pala que asegure el servicio (15°), el resorte en esa posición ya tiene que contar con el momento

necesario para vencer las carga sobre la pala (aerodinámica) como la carga para reponer en posición cero el actuador (retorno a cero = actuador sin presión de aire).

Por lo tanto el actuador deber ser capaz de vencer esa precarga con la pala en posición de resorte cero y pala $+15^\circ$ más la que origine el momento necesario para girar la pala 15° y llevarla a posición $+0^\circ$. Ambos valores salen de la característica de resorte seleccionado que para la zona de trabajo respeta la linealidad entre Desplazamiento-Fuerza dada por la Ley de Hooke.

Esto hay que verificarlo y adecuarlo a las componentes de fuerza de la cinemática del accionamiento pero sirve para obtener un orden de magnitud de las fuerza actuantes.

Definición de elementos de accionamiento y retorno

Para el accionamiento en lugar de utilizar un cilindro neumático lineal estándar, se propone utilizar un cilindro fuelle lo que permite una instalación más compacta y liviana para la corta carrera de trabajo esperable. Además que los cilindros de simple efecto con retorno a resorte son aún más pesados y voluminosos que los de doble efecto.

Ejemplo de diferencia de pesos para misma fuerza y carrera: Fuelle 1.2kg vs Cilindro 2.7kg.



Imagen 5-20: Cilindro tipo “Muelle”, Marca Festo – Modelo EB. Fuente: Festo

Este tipo de cilindro muelle, al ser de simple efecto sin retorno a resorte incorporado, requiere una fuerza opuesta a la expansión para que se dé la carrera de compresión

(colapso). Esta fuerza debe ser contemplada en el computo de las fuerzas antagónicas que deben generar los resortes.

Como este tipo de cilindro no tiene un resorte de retorno, se propone instalar un muelle o resorte de torsión a cada eje de la pala. Este muelle cumplirá la función de:

- comprimir el cilindro neumático
- posicionar la pala en el ángulo de pala máximo cálculo (o sea el sistema será que con falla de suministro de aire, quede posicionado en la posición de máxima carga y con esto evitar una salida de servicio del cooler).
- generar una precarga para evitar oscilaciones en el ángulo de pala por fluctuaciones de carga de pala por fenómenos aerodinámicos (ejemplo desbalance de presiones)

Con este tipo de resorte se pretende tener un sistema más compacto respecto del uso de un muelle de compresión/extensión.



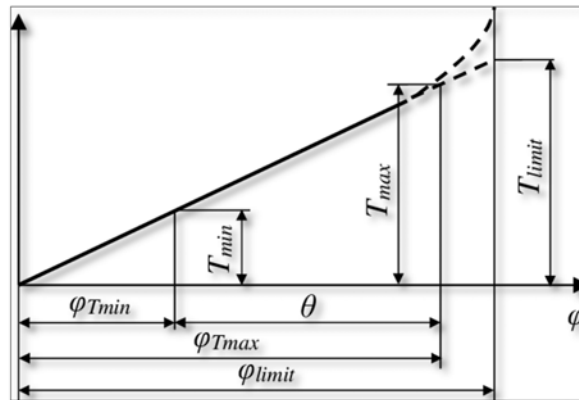
Imagen 5-21: Muelle (resorte) de torsión. Fuente: *thespringstore.com*

Selección del Resorte

En punto anteriores se determinó que el torque necesario por pala a generar por el resorte y considerando el rozamiento del buje y un factor de seguridad del 20%

$$M_{\text{antagónico}} = 51,2 \text{ kg.cm} = 5.120 \text{ N.mm por pala}$$

La particularidad de este tipo de resorte es que sigue la Ley de Proporcionalidad de Hooke pero a diferencia de los resortes lineales que relaciona Fuerza-Desplazamiento, en los angulares la proporcionalidad (linealidad) relaciona Momento-Desplazamiento Angular. Esto se verifica dentro de la zona de trabajo (máximo). Más allá del máximo de trabajo se pierde la linealidad por rozamiento entre espiras.



https://www.researchgate.net/figure/Graph-of-torsion-springs-characteristics-in-form-of-torque-value-T-versus-angular_fig6_308709935

Imagen 5-22: Curva giro / torque característica de un muelle de torsión.
Fuente: reserchagat.net

Se busca un resorte que produzca una carga inicial (precarga) de 5.120 N.mm con un giro dado a determinar. Con la aplicación de selección de muelles de torsión y con las dimensiones geométricas preliminares se obtienen los valores siguientes:

The image shows a web-based spring design calculator. The interface is divided into 'Inputs' and 'Outputs' sections. The 'Inputs' section includes fields for Units (Metric/English), Material (SiCr valve quality), Leg Type (Tangential), Leg lengths (50 mm for both), Wire diameter (5.00 mm), Outside diameter (45.00 mm), Total coils (4.00), and Spring rate (205.80 N/mm, checked). It also has two operating positions: Position 1 (Deflection: 25.27 deg, Torque: 5200.0 N.mm, Stress: 26.06 % UTS) and Position 2 (Deflection: 40.27 deg, Torque: 8287.5 N.mm, Stress: 41.53 % UTS). The 'Outputs' section shows Body length (25.00 mm), Inside coil diameter (35.00 mm), and Spring index (8.00). To the right of the inputs is a red 3D model of a torsion spring and a graph of Torque vs. Deflection (Deg) showing a linear relationship.

Imagen 5-23: Datos de diseño del muelle de torsión.
Fuente: advanexusa.com/calculator/

Torque inicial (precarga) = **5.200 N.mm @ 25,27°** de giro del resorte. Este giro sería la para la posición de la pala en +15° (o sea posición de máxima demanda). Para llevar la pala a posición de 0° hay que girar la pala venciendo la posición inicial del resorte precargado que es de 25,27° por lo tanto hay que sumarle 15°, dando como resultado un giro del resorte de $25,27^\circ + 15^\circ = 40,27^\circ$. Para este giro se obtiene el valor de torque en posición 0° de la pala que es igual a **8.287 N.mm @ 40,27°**

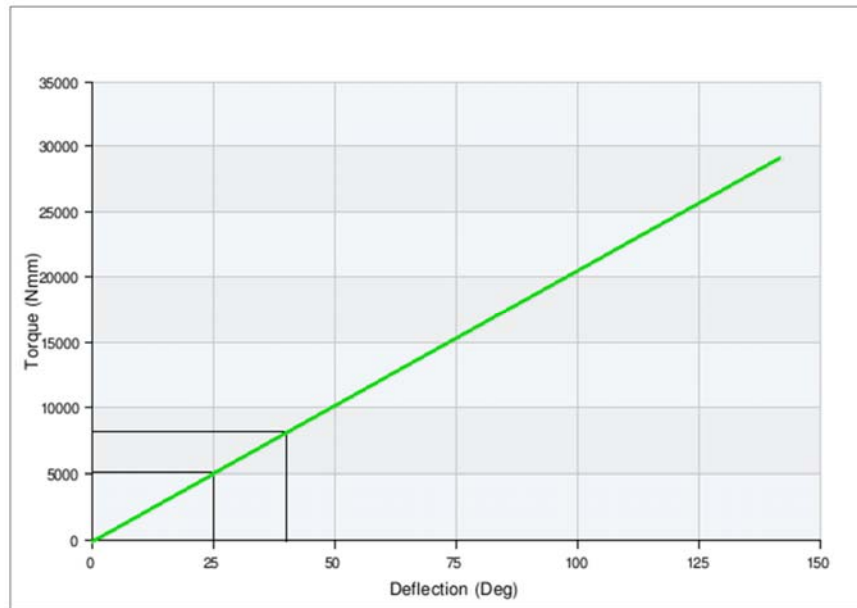


Gráfico 5-24: relación deflexión / torque característica del muelle seleccionado con los puntos extremos de trabajo. Fuente: advanexusa.com/calculator/

La palanca de acción de la fuerza la consideramos de 10cm, lo que daría una fuerza en este punto de 83 N para lograr generar al torque de 827.8 N.cm (8278 N.mm).

Como son 12 palas, la fuerza para el retorno del sistema será:

$$F_{\text{retorno}} = 12 \times 83 = 996 \text{ N} = 101 \text{ kg}$$

Como definimos la presión de trabajo será de 1 barg = 1.02 kg/cm²g = 14.22 PSIg.

Según el croquis de la cinemática de diseño del sistema brazo/biela, vemos que para hacer el giro de 15° es necesaria una carrera de 25 mm aproximadamente.

Con estos dos valores buscamos en el catálogo de FESTO que cilindro muelle puede lograr: 1 kN de fuerza con 1 barg de presión y una carrera de +25mm

Se determina del catálogo de FESTO y sobre el **Gráfico 5-25** el actuador **EB-165-65** con una carrera máxima de 55mm y una fuerza máxima de 1.3 kN @ 1 barg de presión de aire esto da un margen de seguridad de 30% respecto a lo requerido.

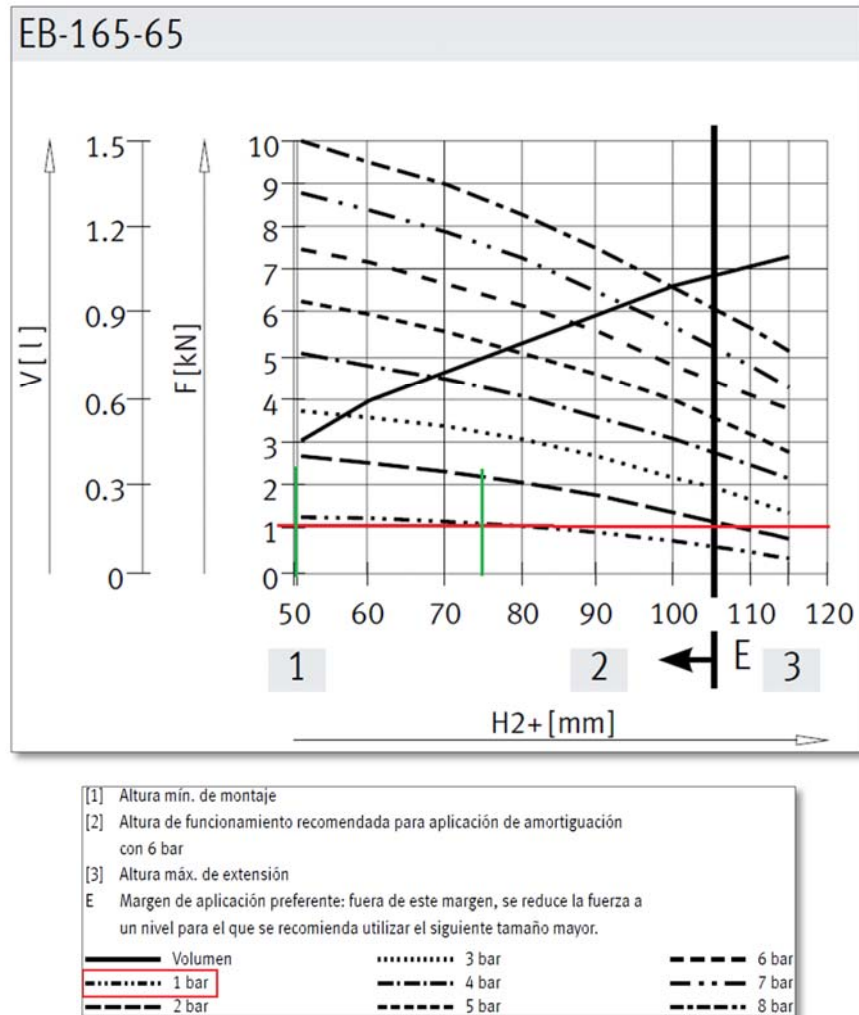


Gráfico 5-25: relación carrera, presión, fuerza y volumen desplazado del actuador EB 165-65 seleccionado. Fuente: FESTO

Cilindro de fuelle EB

Cuadro general del producto

Cuadro general del producto						
Función	Ejecución	Tipo	Tamaño	Carrera [mm]	Fuerza de avance ¹⁾ [kN]	Altura de funcionamiento recomendada [mm]
Simple efecto		Cilindro de fuelle simple	80	20	1,7	60
			145	60	3,2	90
			165	65	5,7	90
			215	80	8,3	110
			250	85	11,9	110
			325	95	21,8	130
			385	115	31,6	145
		Cilindro de fuelle doble	80	45	1,4	90
			145	100	2,4	160
			165	125	3,8	175
			215	155	8,0	190
			250	185	10,7	210
			325	215	20,6	240
			385	230	31,5	250

1) Con la altura de funcionamiento recomendada y una presión de funcionamiento de 6 bar

Fuerzas [N]							
Tamaño	80	145	165	214	250	325	385
Cilindro de fuelle simple							
Desarrollo fuerza-carrera	→ Página 7						
Fuerza de reposición	400	120	200	200	200	300	300

Gráfico 5-26: datos generales del actuador EB 165-65 seleccionado. Fuente: FESTO

Este cilindro requiere una fuerza de reposición (colapso) de 200 N considerada anteriormente en el cálculo del muelle antagónico

6. Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

El diseño resultante de la hélice de paso variable cumple con las condiciones de contorno impuestas y los objetivos buscados.

Como el diseño consideró gran parte de elementos comerciales los elementos a fabricar a ad-hoc ¹⁶ son de simple provisión y ejecución, resultando en que la viabilidad de fabricación es alta tanto para un prototipo para testeo como para una producción luego de la validación de los resultados en campo.

La validación del diseño en campo no es compleja y puede hacerse con los mismos instrumentos que forman parte del sistema que puede determinar en forma indirecta la mejora de la eficiencia real de la aplicación. En su defecto con una medición directa se puede determinar:

- Posición real de pala vs calculada para una temperatura de aire dada
- Con la medición de caudal de gas suministrado vs consumido pero esto está sujeto a cambios en la composición de gas, presiones de succión y descarga de gas, etc.

Recomendaciones

Luego de los análisis de las potencias (energías) parasitas presentes en el equipo, la del ventilador del aeroenfriador no era la más representativa pero si sobre la que se podías actuar con las condiciones de contorno y objetivos fijados.

La más importante en proporción es la energía térmica que es disipada al ambiente y gas de escape de moto que suman el 68% de la energía que entrega el gas combustible y que podría recuperar por sistemas de intercambio térmico en

¹⁶ Ad hoc es una locución latina que significa literalmente «para esto». Generalmente se refiere a una solución específicamente elaborada para un problema o fin preciso y, por tanto, no generalizable ni utilizable para otros propósitos

procesos de la planta compresora donde haya equipos que requieran de energía térmica para su operación.

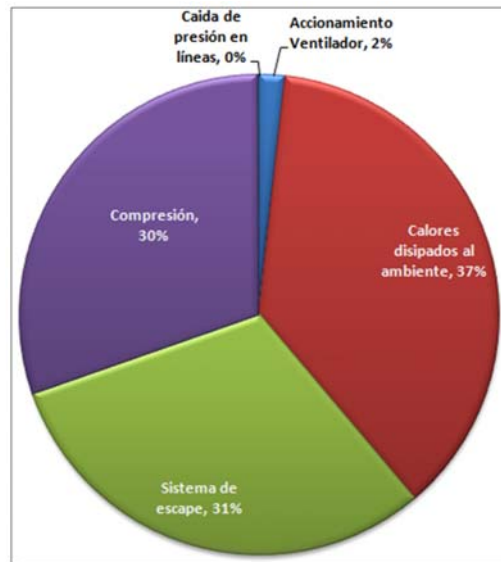


Gráfico 6-1: Participación de las potencias dentro del Motocompresor referido a potencia consumida en gas combustible (potencia bruta).

Las temperaturas de salida de los fluidos de los equipos que se disipan al ambiente son

- Gas de escape de motor: 500°C
- Agua de camisas de motor: 90°C
- Agua de aftercooler de motor: 53°C
- Gas de proceso luego de la compresión: 120°C

Los equipos de plantas que pueden usar estas fuentes de calor son por ejemplo:

- Calentamiento de tanques y ductos
- Calentamiento de gas previo a una estación reductora de presión
- Precalentamiento / economizadores de calderas
- Calefacción de naves industriales, salas de tableros, sala de operadores, etc

Por la tanto la oportunidad de mejora del sistema para una mayor eficiencia global está disponible sobre todo en plantas remotas donde las fuentes de calor provienen del consumo del mismo gas combustible que generan y que se pierden de vender al mercado. También es de aplicación en donde se usa como alimentación para los generadores de calor, la energía eléctrica generada localmente motogeneradores con consumo de gas o con alimentación de red eléctrica.

Estas oportunidades podría ser viable si y solo si una o más de las siguientes consignas se cumplen:

- Los precios del gas suben con lo cual conviene venderlo y no quemarlo y se mantiene el tiempo suficiente para recuperar la inversión.
- Las reglamentaciones Gubernamentales que exijan directivas de eficiencia energética / emisiones a los productores.
- Las empresas toman conciencia de responsabilidad social que tienen y cooperativamente mejoran sus procesos para dejar la menor huella de carbono posible. Sin dudas esta las más importante para tener un mundo cada vez mejor.

7. Fuentes y Bibliografía

- RESEARCH GATE
 - https://www.researchgate.net/figure/Graph-of-torsion-springs-characteristics-in-form-of-torque-value-T-versus-angular_fig6_308709935
- ACTUADOR - FESTO
 - https://www.festo.com/ar/es/p/cilindro-de-fuelle-id_EB/?q=%7E%3AfestoSortOrderScored
- RESORTES
 - o thespringstore.com
 - o <http://www.advanexusa.com/calculator/>
- PERFILES NACA
 - o airfoiltools.com
- HELICE
 - o <https://www.moorefans.com/>

8. Anexo 1 – Planillas de cálculo

Variación de RPM y Ángulo de pala para el caudal resultante para cada temperatura

Run ID	Ambient Temp	Act. Outside Flowrate (100 m3/min)	Act. Outside Flowrate (SCFM)	Caída de Presión (pa)	Presión aire	Densidad Aire	Cambio de RPM			Cambio ángulo de Pala			Diferencia
							RPM	Potencia x Ley Vent (hp)	Potencia corregida por densidad y temp (hp)	Angulo	Potencia	Potencia corregida por densidad y temp	
1	-10	26	90.495	22	100.522	1.332	97	3.0	3.56	-6.1	4,8	5,8	62%
2	-9	26	91.862	23	100.521	1.326	99	3.1	3.71	-6.0	5,0	6,0	36%
3	-8	26	93.240	24	100.521	1.321	100	3.3	3.86	-5.9	5,2	6,2	36%
4	-7	27	94.640	24	100.520	1.316	102	3.4	4.02	-5.8	5,4	6,4	35%
5	-6	27	95.982	25	100.519	1.312	103	3.6	4.18	-5.7	5,7	6,6	35%
6	-5	28	97.314	26	100.519	1.307	104	3.7	4.34	-5.6	5,9	6,9	35%
7	-4	28	98.876	26	100.518	1.302	106	3.9	4.53	-5.5	6,1	7,1	35%
8	-3	28	100.163	27	100.517	1.297	107	4.0	4.70	-5.4	6,3	7,3	35%
9	-2	29	101.788	28	100.516	1.292	109	4.2	4.91	-5.3	6,6	7,6	34%
10	-1	29	103.438	29	100.515	1.287	111	4.5	5.13	-5.2	6,9	7,9	34%
11	0	30	105.375	30	100.514	1.283	113	4.7	5.41	-5.0	7,2	8,3	34%
12	1	30	106.951	31	100.513	1.278	115	4.9	5.63	-4.9	7,5	8,6	33%
13	2	31	108.703	32	100.512	1.273	117	5.2	5.89	-4.8	7,8	8,9	33%
14	3	31	110.155	33	100.511	1.269	118	5.4	6.11	-4.6	8,1	9,2	33%
15	4	32	112.339	34	100.510	1.264	121	5.7	6.46	-4.5	8,5	9,7	32%
16	5	32	113.979	35	100.509	1.260	122	6.0	6.72	-4.4	8,9	10,0	32%
17	6	33	116.283	37	100.508	1.255	125	6.3	7.11	-4.2	9,3	10,5	31%
18	7	33	118.131	38	100.507	1.250	127	6.6	7.43	-4.0	9,7	10,9	31%
19	8	34	120.021	39	100.505	1.246	129	7.0	7.76	-3.9	10,1	11,3	30%
20	9	35	122.438	41	100.504	1.242	131	7.4	8.21	-3.7	10,7	11,8	30%
21	10	35	124.399	42	100.502	1.237	133	7.7	8.58	-3.5	11,1	12,3	29%
1	11	36	127.011	44	100.501	1.233	136	8.2	9.10	-3.3	11,7	12,9	29%
2	12	37	129.682	46	100.499	1.228	139	8.8	9.65	-3.1	12,4	13,6	28%
3	13	37	132.113	47	100.497	1.224	142	9.3	10.17	-2.9	13,0	14,2	27%
4	14	38	134.254	49	100.496	1.220	144	9.7	10.64	-2.7	13,5	14,7	27%
5	15	39	137.060	51	100.493	1.216	147	10.4	11.28	-2.5	14,2	15,5	26%
6	16	40	139.827	53	100.491	1.211	150	11.0	11.93	-2.3	15,0	16,3	26%
7	17	40	142.721	55	100.489	1.207	153	11.7	12.65	-2.0	15,8	17,1	25%
8	18	41	145.742	57	100.487	1.203	156	12.5	13.42	-1.8	16,7	18,0	24%
29	18	41	145.742	57	100.487	1.203	156	12.5	13.42	-1.8	16,7	18,0	24%
30	19	42	149.640	61	100.484	1.199	161	13.5	14.47	-1.5	17,8	19,1	23%
31	20	43	151.852	62	100.482	1.195	163	14.1	15.07	-1.3	18,5	19,8	23%
32	21	44	155.625	66	100.479	1.191	167	15.2	16.17	-1.0	19,7	21,0	22%
33	22	45	160.046	69	100.475	1.187	172	16.5	17.53	-0.6	21,2	22,5	21%
34	23	46	163.049	72	100.472	1.182	175	17.4	18.47	-0.3	22,2	23,6	20%
35	24	47	167.806	76	100.468	1.178	180	19.0	20.07	0.1	24,0	25,3	19%
36	25	49	172.173	80	100.464	1.174	185	20.5	21.60	0.5	25,6	26,9	19%
37	26	50	177.042	85	100.459	1.170	190	22.3	23.41	0.9	27,6	28,9	18%
38	27	51	181.269	89	100.455	1.167	194	24.0	25.04	1.3	29,3	30,6	17%
39	28	53	186.887	95	100.450	1.163	200	26.3	27.35	1.8	31,8	33,1	16%
40	29	54	191.682	99	100.445	1.159	206	28.3	29.41	2.2	34,0	35,2	15%
41	30	56	196.873	105	100.439	1.155	211	30.7	31.75	2.7	36,4	37,7	15%
42	31	57	202.459	111	100.433	1.151	217	33.4	34.42	3.2	39,3	40,5	14%
43	32	59	208.459	118	100.427	1.147	224	36.5	37.44	3.8	42,5	43,6	13%
44	33	61	214.813	125	100.419	1.143	230	39.9	40.84	4.4	46,0	47,1	13%
45	34	63	222.792	134	100.410	1.139	239	44.5	45.40	5.1	50,8	51,8	12%
46	35	65	229.724	143	100.401	1.136	246	48.8	49.61	5.8	55,3	56,2	11%
47	36	67	235.633	150	100.394	1.132	253	52.7	53.36	6.3	59,2	60,0	11%
48	37	69	244.159	161	100.383	1.128	262	58.6	59.17	7.2	65,4	66,0	11%
49	38	72	255.212	176	100.368	1.124	274	66.9	67.34	8.3	74,0	74,5	10%
50	39	75	264.534	189	100.355	1.121	284	74.5	74.75	9.2	81,9	82,2	10%
51	40	77.553	274.039	203	100.341	1.117	294	82.8	82.82	14.6	82,8	82,8	0%

Planilla datos salidad HTRI - Resumida - Solo caudales /Temp

Run ID	Ambient Temp	Outside DP (Pa)	Act. Outside Flowrate (m3/min)	Act. Outside Flowrate (SCFM)	Densidad Aire
1	-10	34,73	2561	90263	
2	-9	35,41	2599,7	91627	
3	-8	34,74	2638,7	93002	
4	-7	35,42	2678,3	94397	
5	-6	34,75	2716,3	95737	
6	-5	35,43	2754	97065	
7	-4	34,76	2798,2	98623	
8	-3	35,44	2834,6	99906	
9	-2	34,77	2880,6	101527	
10	-1	35,45	2927,3	103173	
11	0	34,78	2982,1	105105	
12	1	35,46	3026,7	106677	
13	2	34,79	3076,3	108425	
14	3	35,47	3117,4	109874	
15	4	34,8	3179,2	112052	
16	5	35,48	3225,6	113687	
17	6	34,81	3290,8	115985	
18	7	35,49	3343,1	117828	
19	8	34,82	3396,6	119714	
20	9	35,5	3465	122125	
21	10	34,83	3520,5	124081	
1	11	35,51	3594,4	126685	
2	12	34,84	3670	129350	
3	13	35,52	3738,8	131775	
4	14	34,85	3799,4	133911	
5	15	35,53	3878,8	136709	
6	16	34,86	3957,1	139469	
7	17	35,54	4039	142356	
8	18	34,87	4124,5	145369	
29	18	35,55	4124,5	145369	
30	19	34,88	4234,8	149257	
31	20	35,56	4297,4	151463	
32	21	34,89	4404,2	155227	
33	22	35,57	4529,3	159636	
34	23	34,9	4614,3	162632	
35	24	35,58	4748,9	167376	
36	25	34,91	4872,5	171732	
37	26	35,59	5010,3	176589	
38	27	34,92	5129,9	180805	
39	28	35,6	5288,9	186409	
40	29	34,93	5424,6	191191	
41	30	35,61	5571,5	196369	
42	31	34,94	5729,6	201941	
43	32	35,62	5899,4	207926	
44	33	34,95	6079,2	214263	
45	34	35,63	6305	222221	
46	35	34,96	6501,2	229136	
47	36	35,64	6668,4	235029	
48	37	34,97	6909,7	243534	
49	38	35,65	7222,5	254559	
50	39	34,98	7486,3	263856	
51	40	35,66	7755,3	273337	

Planilla de Cálculo de Potencias, Energías y Beneficios

ENERGIA COOLER	Kw	PERIODO 6 AÑOS		
TEMPORADA	ACTUAL - 13x25	MODIFICACION RPM - 13x25	MODIFICACION ANGULO PALA - 13x25	
ESTIVAL	1.692.788	435.166	528.459	
INVERNAL	1.292.414	148.186	203.312	
TOTAL	2.985.202	583.352	731.771	
	DIFERENCIA DE ENERGIA	20%	25%	
POTENCIA EQUIVALENTE (hp) PROMEDIO	82,22	16,07	20,15	
% DE POTENCIA NOMINAL MOTOR (1725HP)	5%	0,93%	1,17%	
AUMENTO CAUDAL COMPRESOR	0,0%	3,8%	3,6%	

CASO RENTAL

VALOR HP MENSUAL INSTALADO BRUTO	15	USD/HP instalado
HP INSTALADO ORIGINAL	1.549	HP (COMPRESOR) - 1725HP MOTOR
FACTURACION MENSUAL	23.235	USD/MES
VARIACION VELOCIDAD DE HELICE		
HP INSTALADO INCREMENTADO	1.608	HP (COMPRESOR) - 1725HP MOTOR
FACTURACION MENSUAL INCREMENTADA	24.126	USD/MES
DIFERENCIA MES	891	USD
DIFERENCIA 1 AÑOS	10.693	USD
DIFERENCIA 10 AÑOS	106.926	USD
VARIACION ANGULO DE PALA		
HP INSTALADO INCREMENTADO	1.605	HP (COMPRESOR) - 1725HP MOTOR
FACTURACION MENSUAL INCREMENTADA	24.071	USD/MES
DIFERENCIA MES	836	USD
DIFERENCIA 1 AÑOS	10.032	USD

CASO VENTA GAS

EFICIENCIA	34%	(POTENCIA MECANICA/POTENCIA TERMICA GAS)
------------	-----	--

ENERGIA	MMBtu	PERIODO 6 AÑOS		
TEMPORADA	ACTUAL - 13x25	MODIFICACION RPM - 13x25	MODIFICACION ANGULO PALA - 13x25	
ESTIVAL	16.988	4.367	5.303	
INVERNAL	12.970	1.487	2.040	
TOTAL	29.957	5.854	7.344	

PRECIO GAS ESTIVAL	2,8	USD / MMBtu	
PRECIO GAS INVERNAL	4,2	USD / MMBtu	1,5
COSTO PRODUCCION GAS	1,75	USD / MMBtu	ejemplo 50% del promedio

UTILIDAD VENTA GAS EQUIVALENTE	USD	PERIODO 10 AÑOS		
TEMPORADA	ACTUAL - 13x25	MODIFICACION RPM - 13x25	MODIFICACION ANGULO PALA - 13x25	
ESTIVAL	29.728	7.642	9.281	
INVERNAL	52.960	6.072	8.331	
TOTAL	82.688	13.715	17.612	
	DIFERENCIA UTILIDAD EN VENTA	68.974	65.076	

Potencia del Ventilador para cada temperatura ambiente

Ambient Temp	Cooler 13x25		Fijo (hp)	Densidad Aire (kg/m3)
	Potencia por Cambio de RPM (hp)	Potencia por Cambio de ángulo de Pala (hp)		
-10	3,7	5,8	105,8	1,3
-9	3,8	6,0	105,5	1,3
-8	4,0	6,2	105,2	1,3
-7	4,1	6,5	105,0	1,3
-6	4,3	6,7	104,7	1,3
-5	4,5	6,9	104,4	1,3
-4	4,7	7,2	104,1	1,3
-3	4,8	7,4	103,8	1,3
-2	5,1	7,7	103,5	1,3
-1	5,3	8,0	103,2	1,3
0	5,6	8,4	103,0	1,3
1	5,8	8,7	102,7	1,3
2	6,1	9,0	102,4	1,3
3	6,3	9,3	102,1	1,3
4	6,6	9,7	101,8	1,3
5	6,9	10,1	101,5	1,3
6	7,3	10,6	101,2	1,3
7	7,6	11,0	101,0	1,3
8	8,0	11,4	100,7	1,2
9	8,5	11,9	100,4	1,2
10	8,8	12,4	100,1	1,2
11	9,4	13,0	99,8	1,2
12	9,9	13,7	99,5	1,2
13	10,5	14,3	99,2	1,2
14	11,0	14,8	99,0	1,2
15	11,6	15,6	98,7	1,2
16	12,3	16,4	98,4	1,2
17	13,0	17,2	98,1	1,2
18	13,8	18,1	97,8	1,2
18	13,8	18,1	97,5	1,2
19	14,9	19,3	97,2	1,2
20	15,5	19,9	96,9	1,2
21	16,6	21,2	96,7	1,2
22	18,0	22,7	96,4	1,2
23	19,0	23,7	96,1	1,2
24	20,7	25,5	95,8	1,2
25	22,2	27,1	95,5	1,2
26	24,1	29,1	95,2	1,2
27	25,8	30,8	94,9	1,2
28	28,2	33,3	94,7	1,2
29	30,3	35,5	94,4	1,2
30	32,7	37,9	94,1	1,2
31	35,4	40,7	93,8	1,2
32	38,6	43,9	93,5	1,1
33	42,0	47,4	93,2	1,1
34	46,7	52,2	92,9	1,1
35	51,1	56,6	92,7	1,1
36	54,9	60,5	92,4	1,1
37	60,9	66,5	92,1	1,1
38	69,3	75,0	91,8	1,1
39	77,0	82,7	91,5	1,1
40	82,8	91,2	91,2	1,1

VARIACIÓN DE LA DENSIDAD

Caudal $q_v = q_{v0}$

Presión $P_F = P_{F0} \frac{\rho}{\rho_0}$

Potencia $P_r = P_{r0} \frac{\rho}{\rho_0}$

Nivel Potencia
sonora $L_{wt} = L_{wt0} + 20 \log \frac{\rho}{\rho_0}$

El subíndice cero (0) indica la condición inicial de la variable considerada.

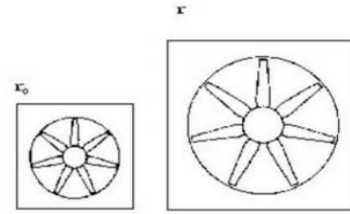
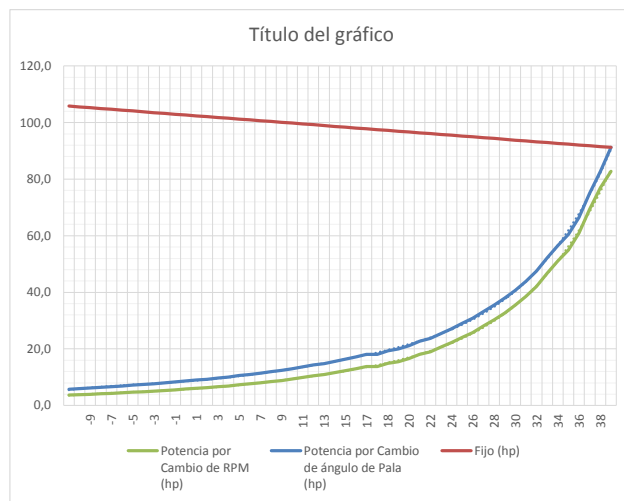
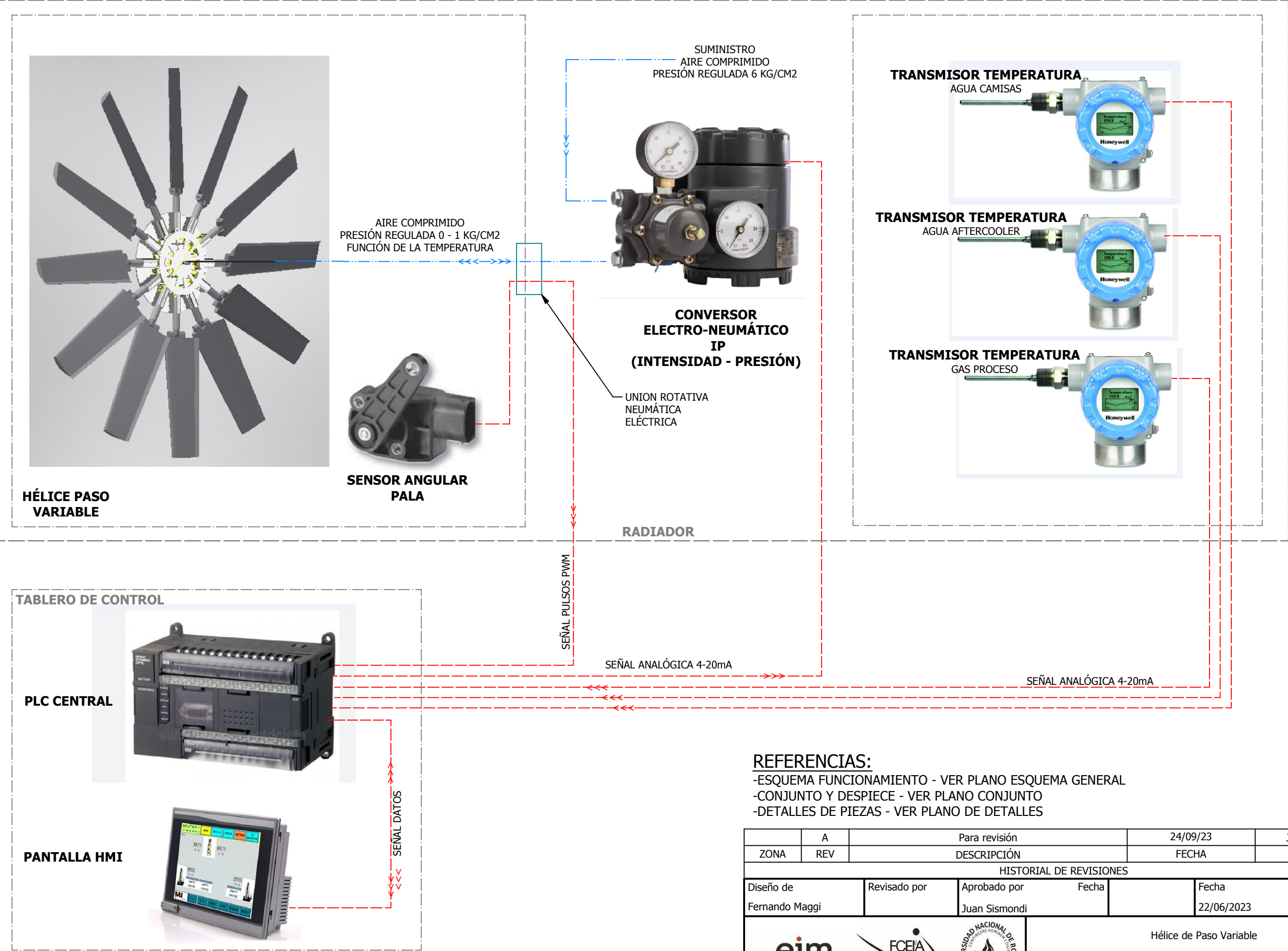


Fig. 3. Variación de la densidad



9.Anexo 1 - Planos

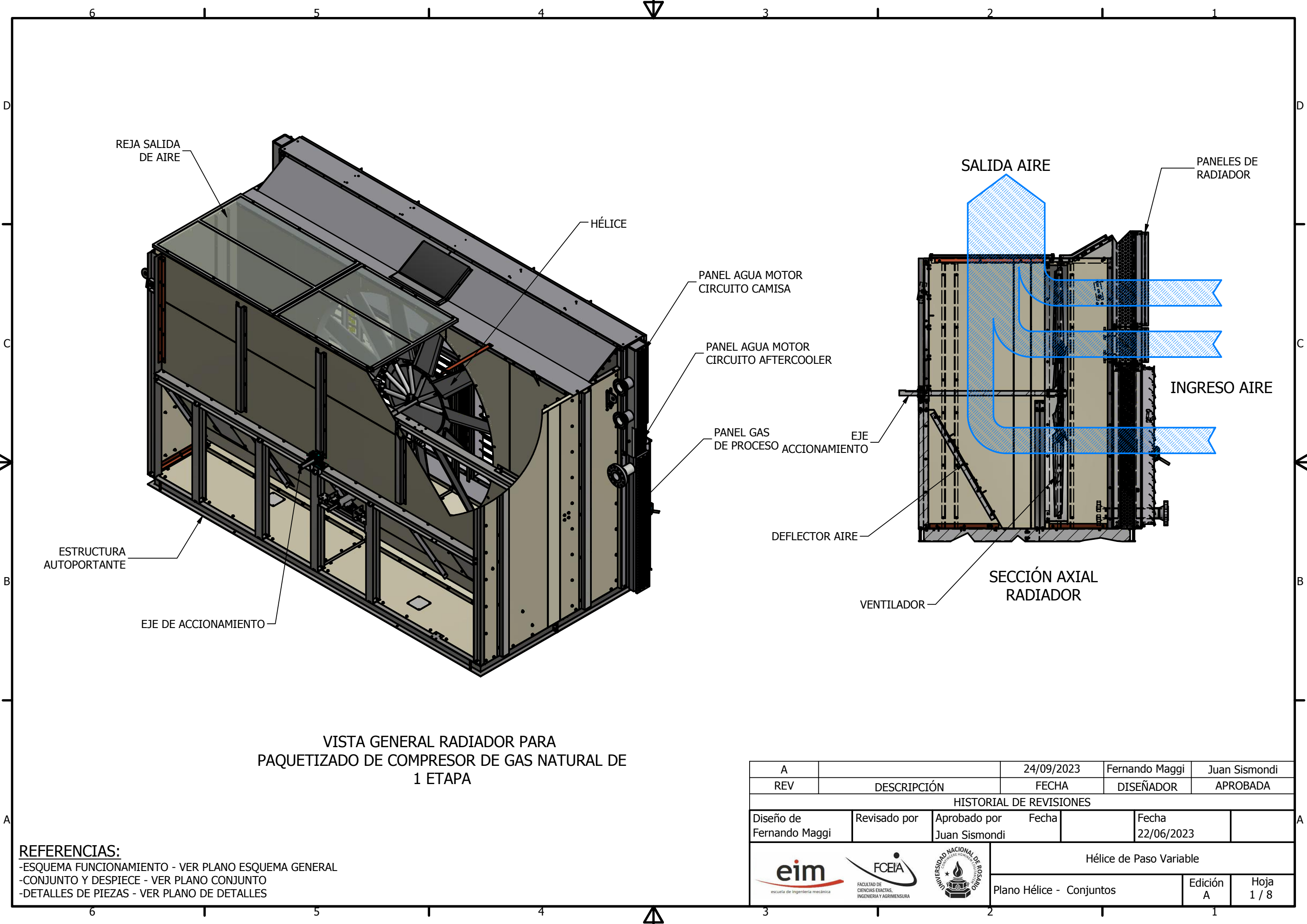
ESQUEMA GENERAL DE CONTROL



REFERENCIAS:

- ESQUEMA FUNCIONAMIENTO - VER PLANO ESQUEMA GENERAL
- CONJUNTO Y DESPIECE - VER PLANO CONJUNTO
- DETALLES DE PIEZAS - VER PLANO DE DETALLES

ZONA	A	Para revisión	24/09/23	Juan Sismondi
	REV	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADA
HISTORIAL DE REVISIONES				
Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha
Fernando Maggi		Juan Sismondi		22/06/2023
			Hélice de Paso Variable	
Plano Hélice - Esquema General			Edición	Hoja
			A	1 / 1

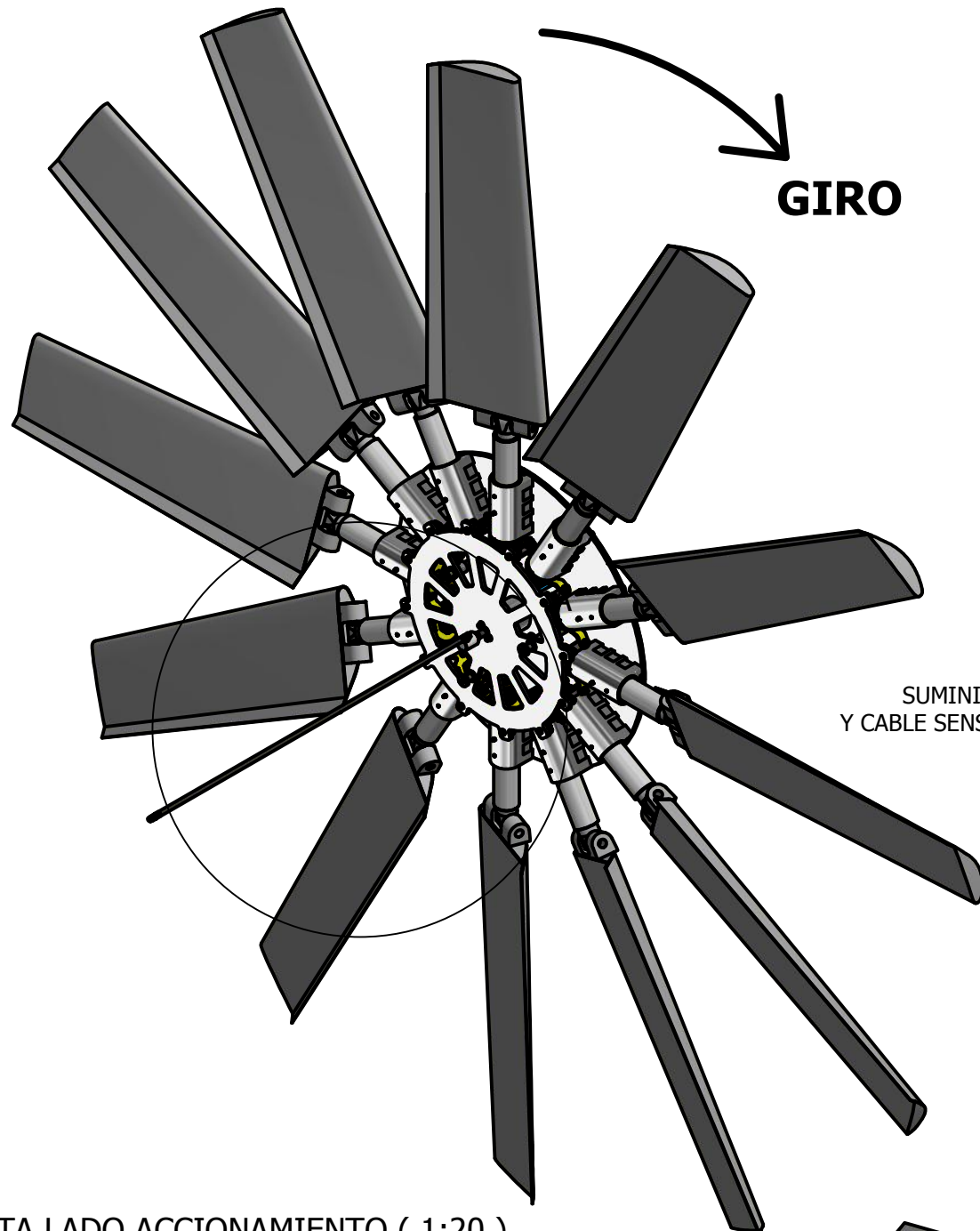


VISTA GENERAL RADIADOR PARA
PAQUETIZADO DE COMPRESOR DE GAS NATURAL DE
1 ETAPA

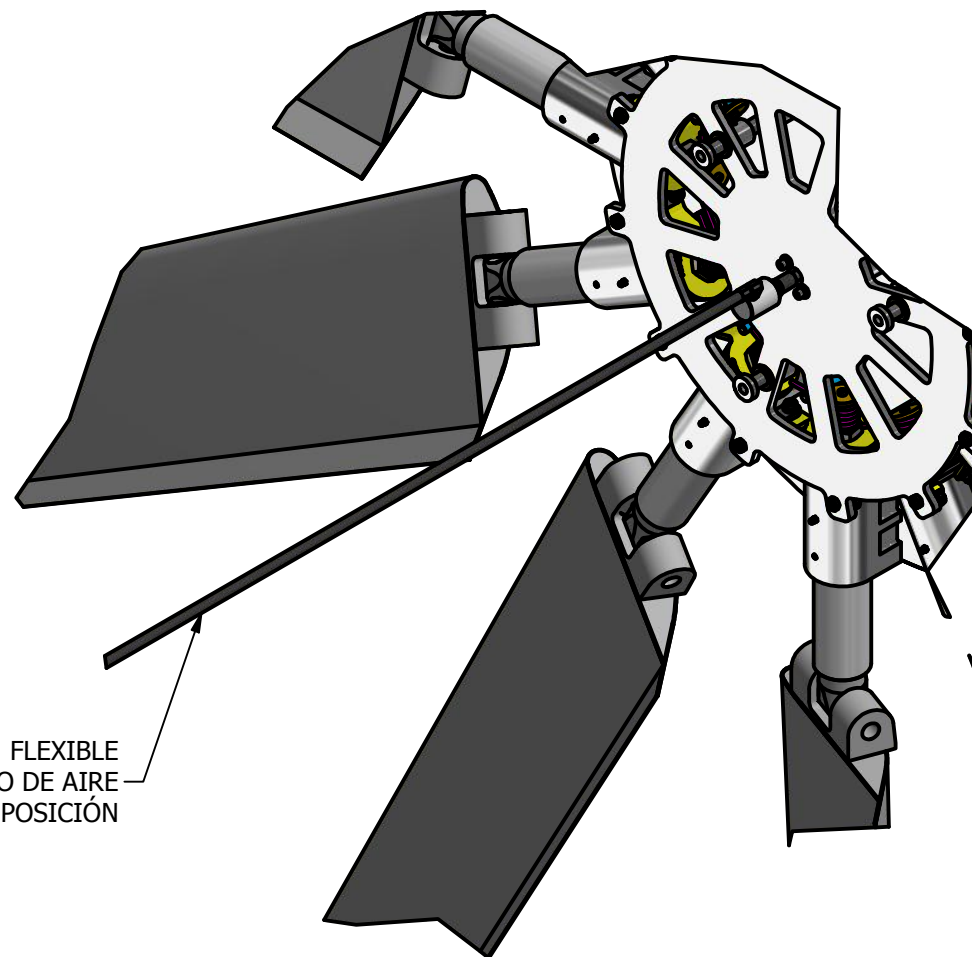
REFERENCIAS:

- ESQUEMA FUNCIONAMIENTO - VER PLANO ESQUEMA GENERAL
- CONJUNTO Y DESPIECE - VER PLANO CONJUNTO
- DETALLES DE PIEZAS - VER PLANO DE DETALLES

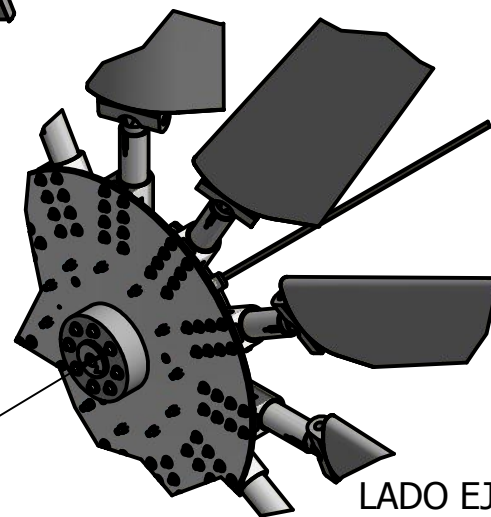
A		24/09/2023	Fernando Maggi	Juan Sismondi
REV	DESCRIPCIÓN	FECHA	DISEÑADOR	APROBADA
HISTORIAL DE REVISIONES				
Diseño de Fernando Maggi	Revisado por	Aprobado por Juan Sismondi	Fecha 22/06/2023	
  			Hélice de Paso Variable	
Plano Hélice - Conjuntos			Edición A	Hoja 1 / 8



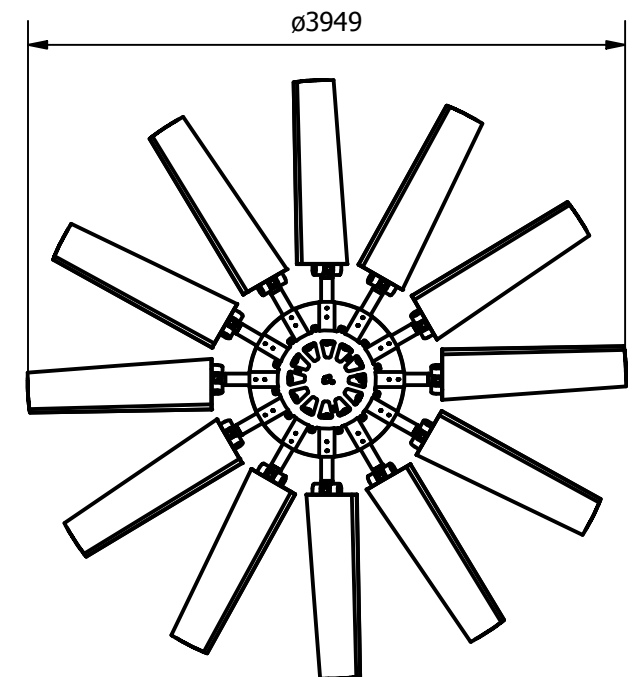
VISTA LADO ACCIONAMIENTO (1:20)



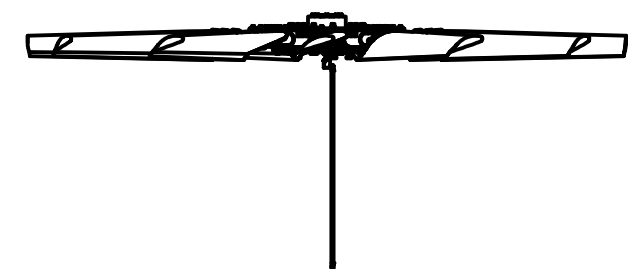
LADO ACCIONAMIENTO
(1 : 10)



LADO EJE
(1 : 20)



ELEVACIÓN (1 : 50)



VISTA LATERAL (1 : 50)

NOTA:

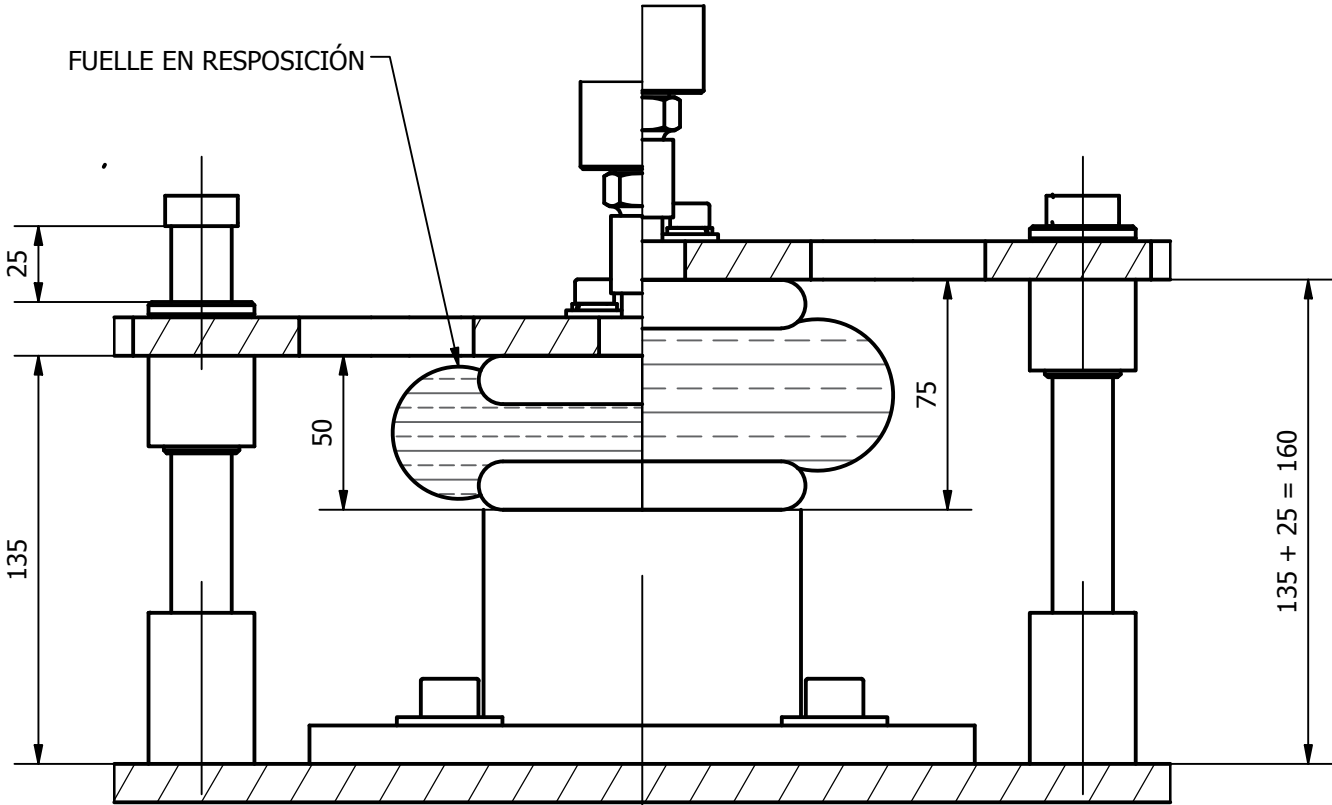
- EN DESPIECES GENERALES SE OMITE BULONERÍA PARA MAYOR CLARIDAD DE LA REPRESENTACIÓN
- LISTA MATERIALES EN ÚLTIMA HOJA

Diseño de Fernando Maggi	Revisado por	Aprobado por Juan Sismondi	Fecha	Fecha 22/06/2023	
  			Hélice de Paso Variable		
Plano Hélice - Conjuntos				Edición A	Hoja 2 / 8

DETALLE DE MOVIMIENTO

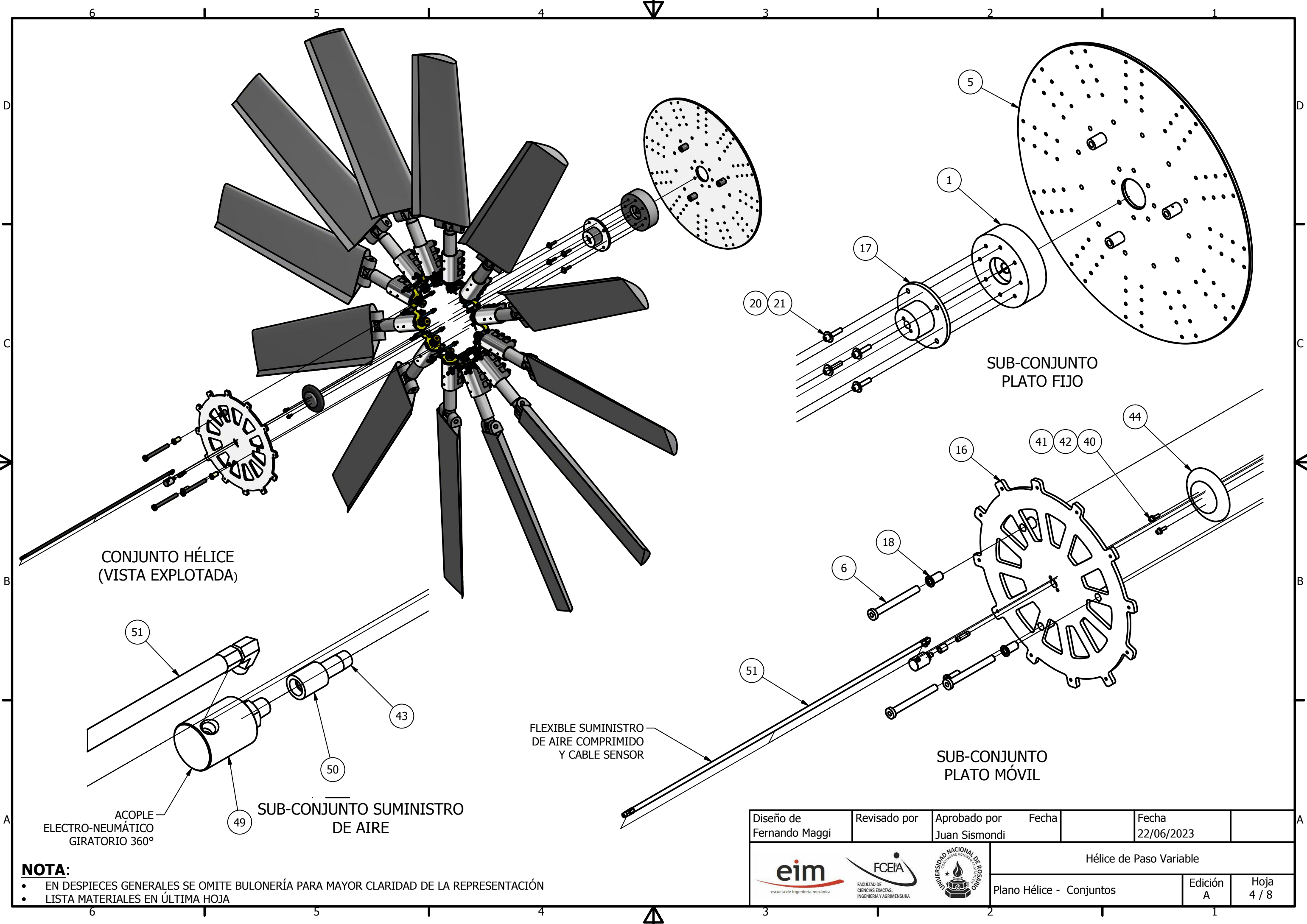
POSICION FALLA (ÁNGULO MÁXIMO)
PALA ÁNGULO = +15°
ACTUADOR CARRERA = 0MM
PRESIÓN EN ACTUADOR = 0 KG/CM2

POSICION (ÁNGULO MÍNIMO)
PALA ÁNGULO = +0°
ACTUADOR CARRERA = 25MM
PRESIÓN EN ACTUADOR = 2 KG/CM2



POSICIÓN PALA ÁNGULO 15° / POSICIÓN PALA ÁNGULO 0°

Diseño de Fernando Maggi	Revisado por	Aprobado por Juan Sismondi	Fecha	Fecha 22/06/2023	
 escuela de ingeniería mecánica  FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA  UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO FACULTAD DE INGENIERÍA			Hélice de Paso Variable		
Plano Hélice - Conjuntos				Edición A	Hoja 3 / 8



CONJUNTO HÉLICE
(VISTA EXPLOTADA)

SUB-CONJUNTO
PLATO FIJO

SUB-CONJUNTO
PLATO MÓVIL

SUB-CONJUNTO SUMINISTRO
DE AIRE

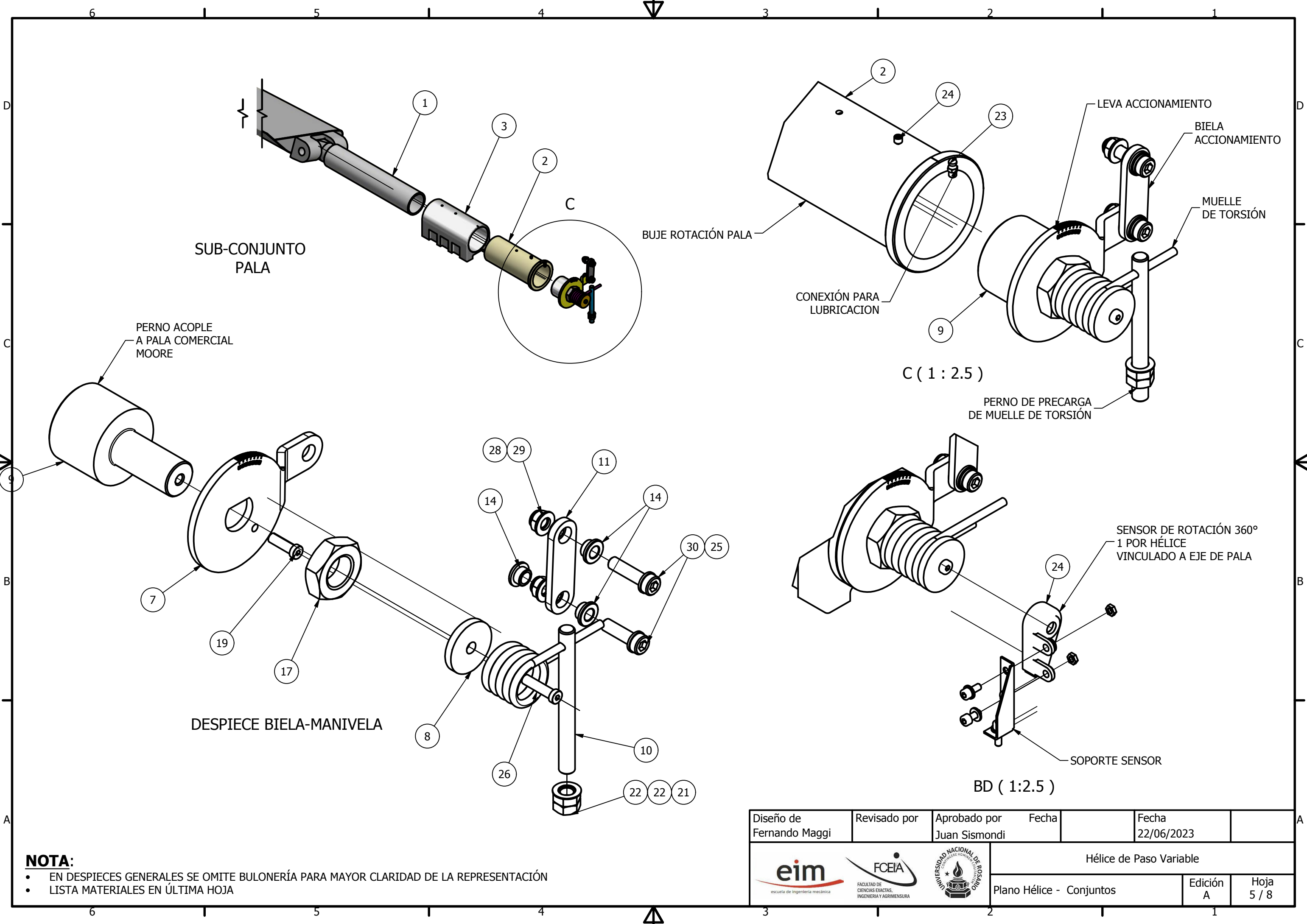
FLEXIBLE SUMINISTRO
DE AIRE COMPRIMIDO
Y CABLE SENSOR

ACOPLE
ELECTRO-NEUMÁTICO
GIRATORIO 360°

NOTA:

- EN DESPIECES GENERALES SE OMITE BULONERÍA PARA MAYOR CLARIDAD DE LA REPRESENTACIÓN
- LISTA MATERIALES EN ÚLTIMA HOJA

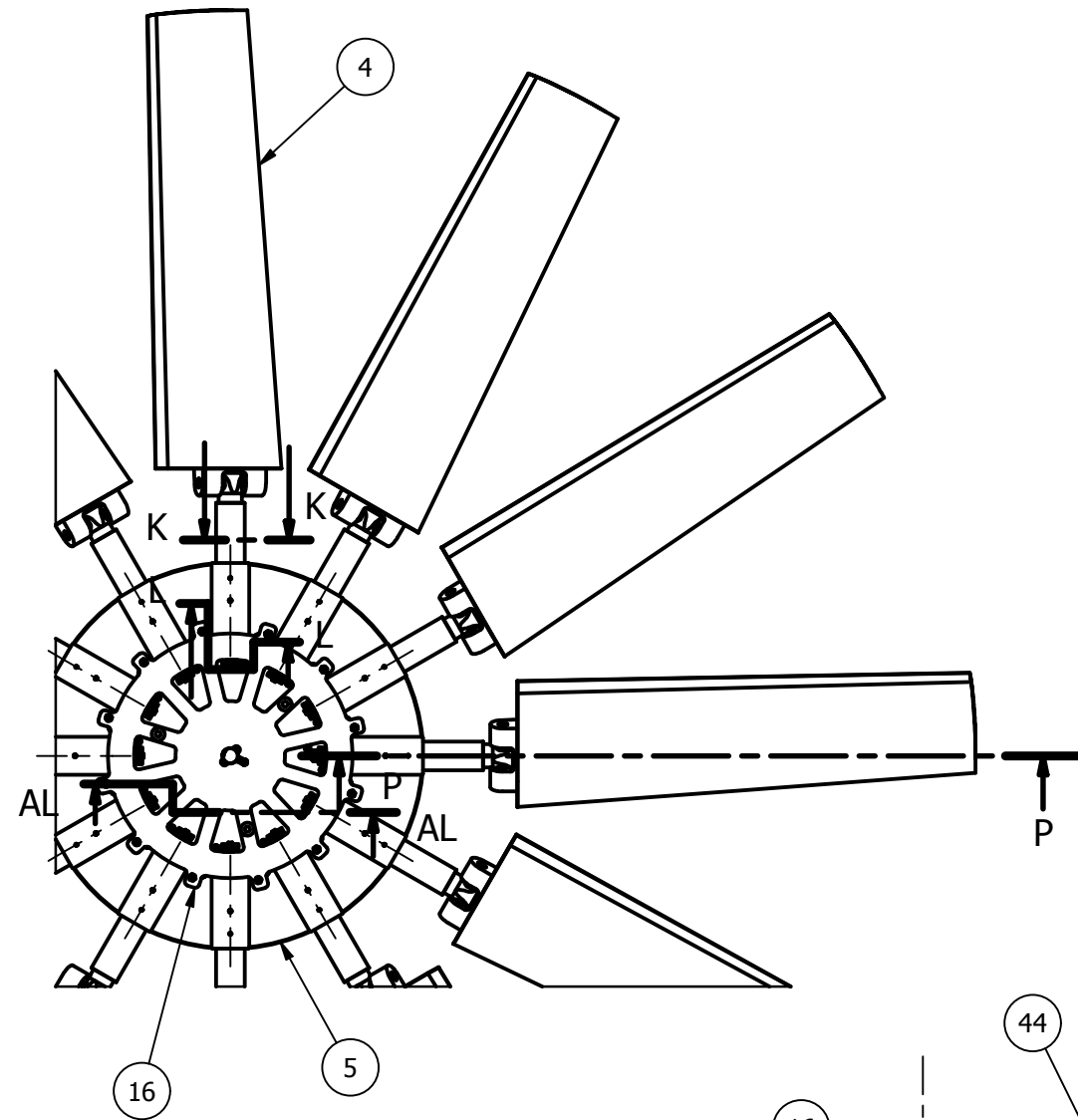
Diseño de Fernando Maggi	Revisado por	Aprobado por Juan Sismondi	Fecha	Fecha 22/06/2023	
 escuela de ingeniería mecánica  FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA  UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO INGENIERÍA HUMANITARIA			Hélice de Paso Variable		
Plano Hélice - Conjuntos				Edición A	Hoja 4 / 8



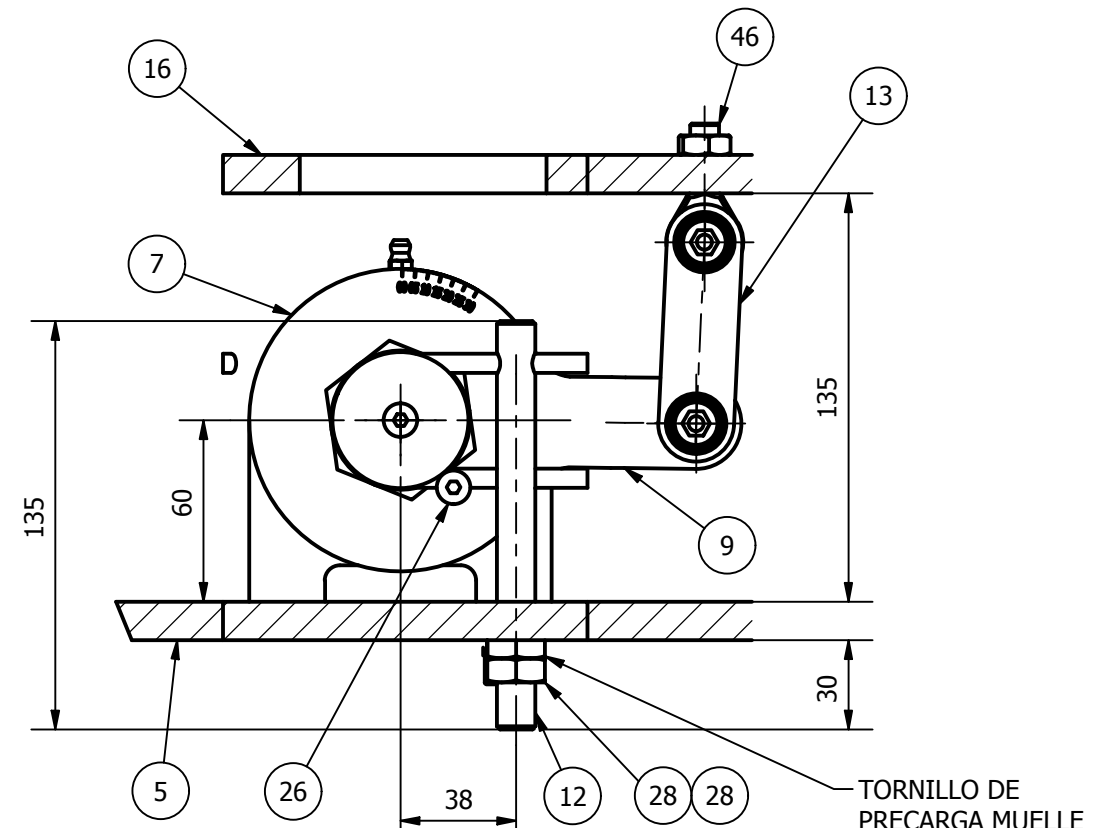
NOTA:

- EN DESPIECES GENERALES SE OMITE BULONERÍA PARA MAYOR CLARIDAD DE LA REPRESENTACIÓN
- LISTA MATERIALES EN ÚLTIMA HOJA

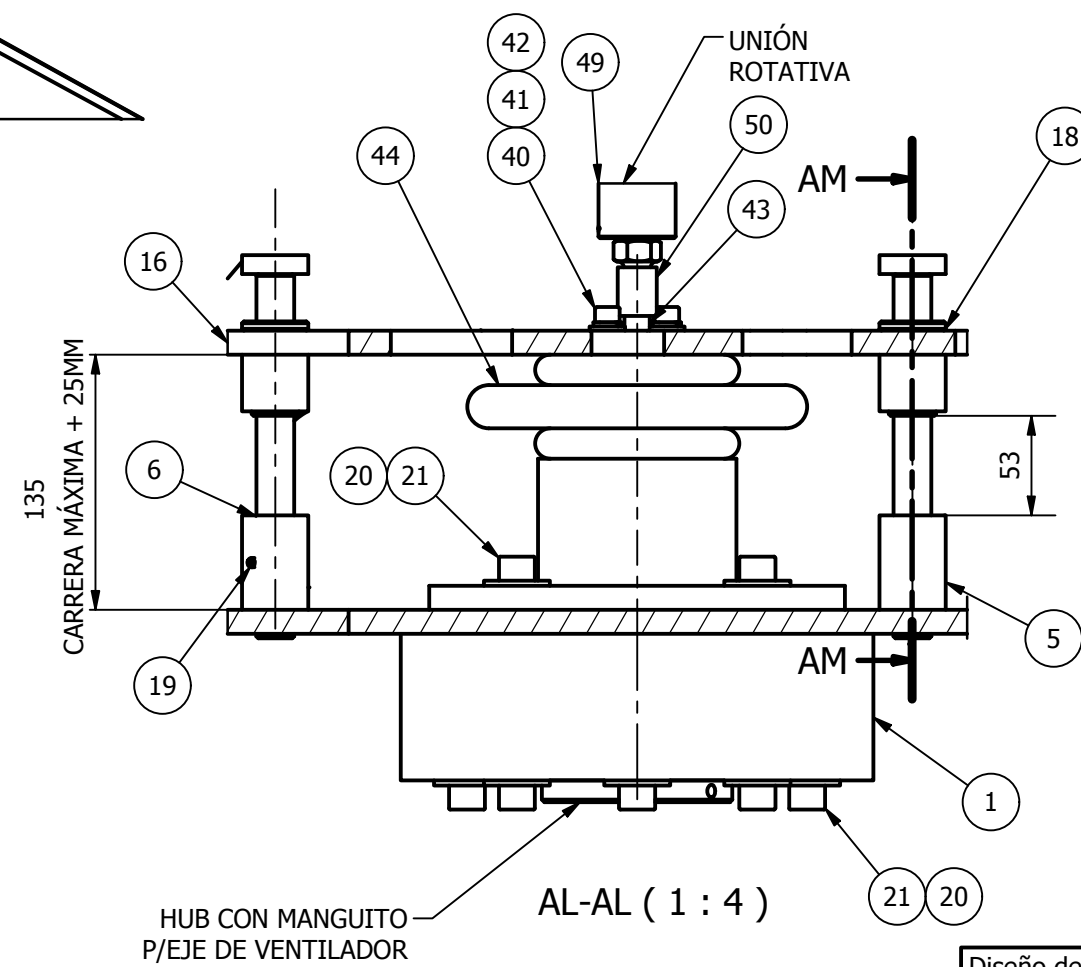
Diseño de Fernando Maggi	Revisado por	Aprobado por Juan Sismondi	Fecha	Fecha 22/06/2023	
			Hélice de Paso Variable		
Plano Hélice - Conjuntos				Edición A	Hoja 5 / 8



CORTES K-K Y P-P
EN HOJA SIGUIENTE

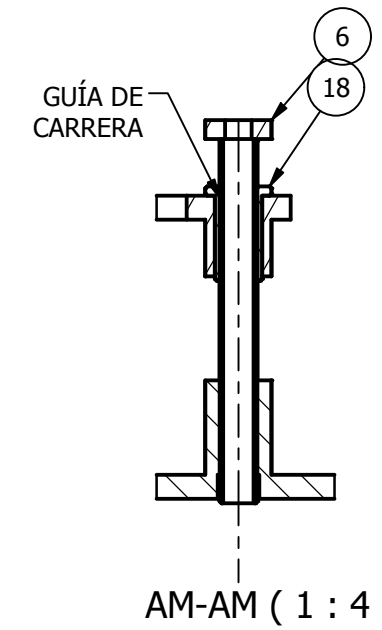


L-L (1 : 2.5)



HUB CON MANGUITO
P/EJE DE VENTILADOR

AL-AL (1 : 4)

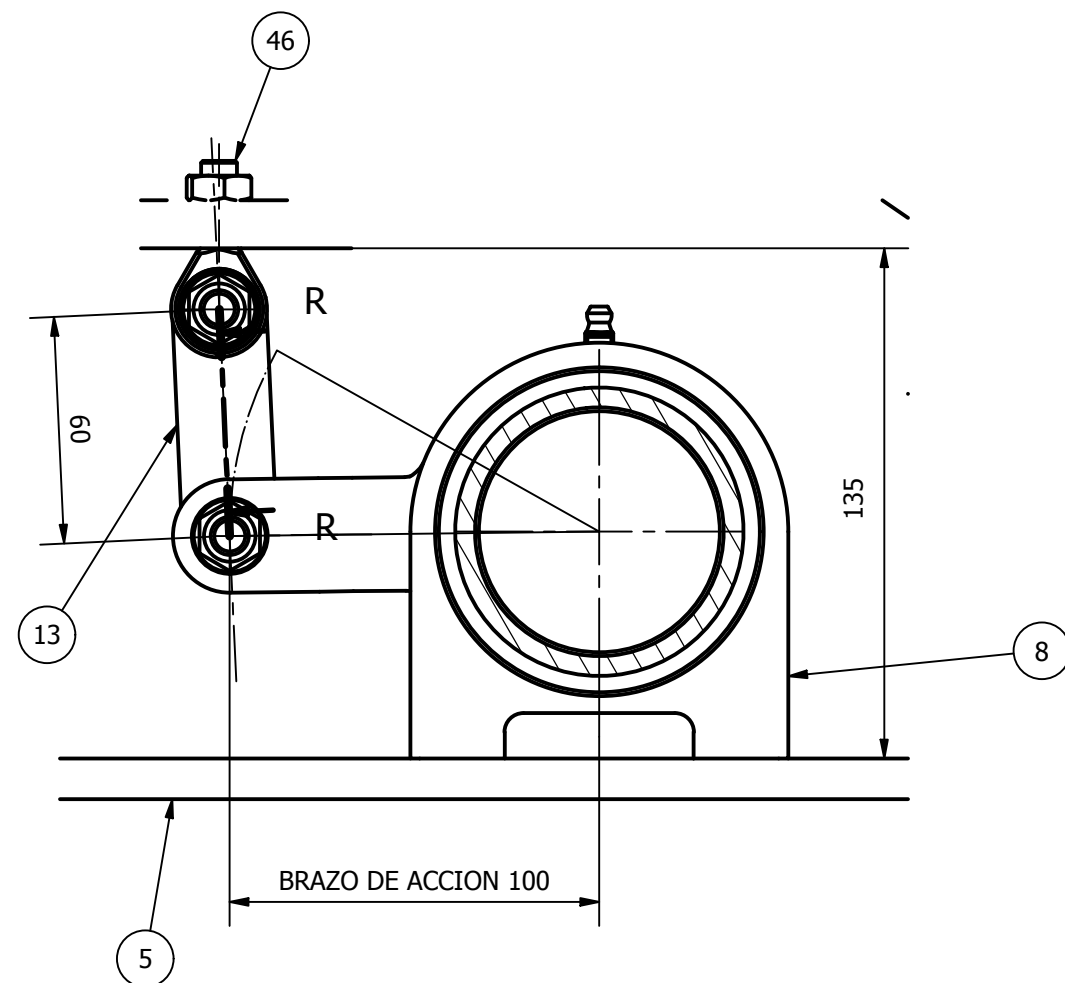


AM-AM (1 : 4)

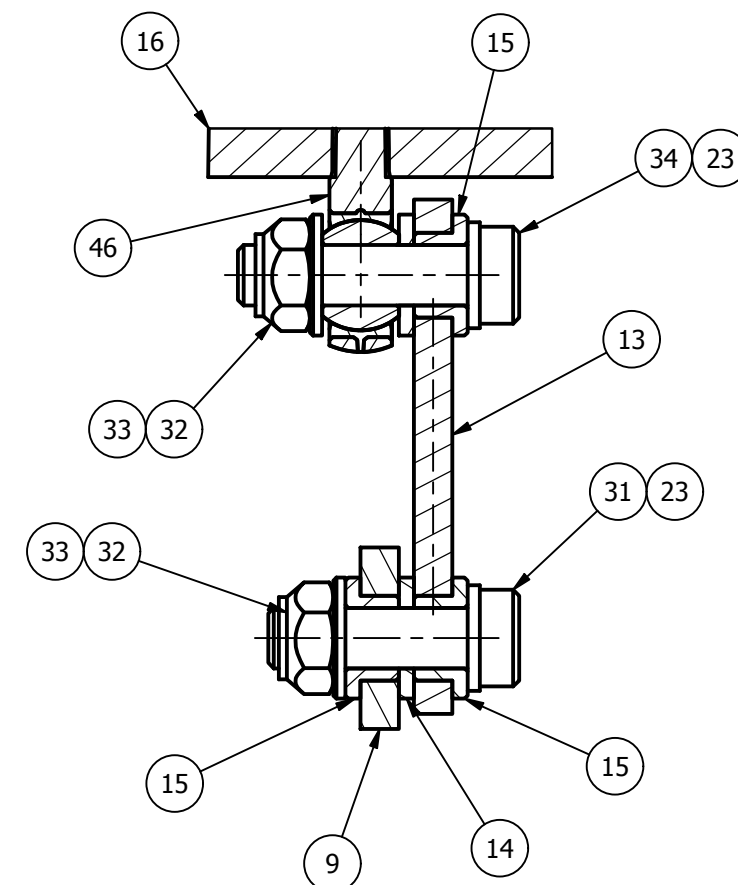
NOTA:

- EN DESPIECES GENERALES SE OMITE BULONERÍA PARA MAYOR CLARIDAD DE LA REPRESENTACIÓN
- LISTA MATERIALES EN ÚLTIMA HOJA

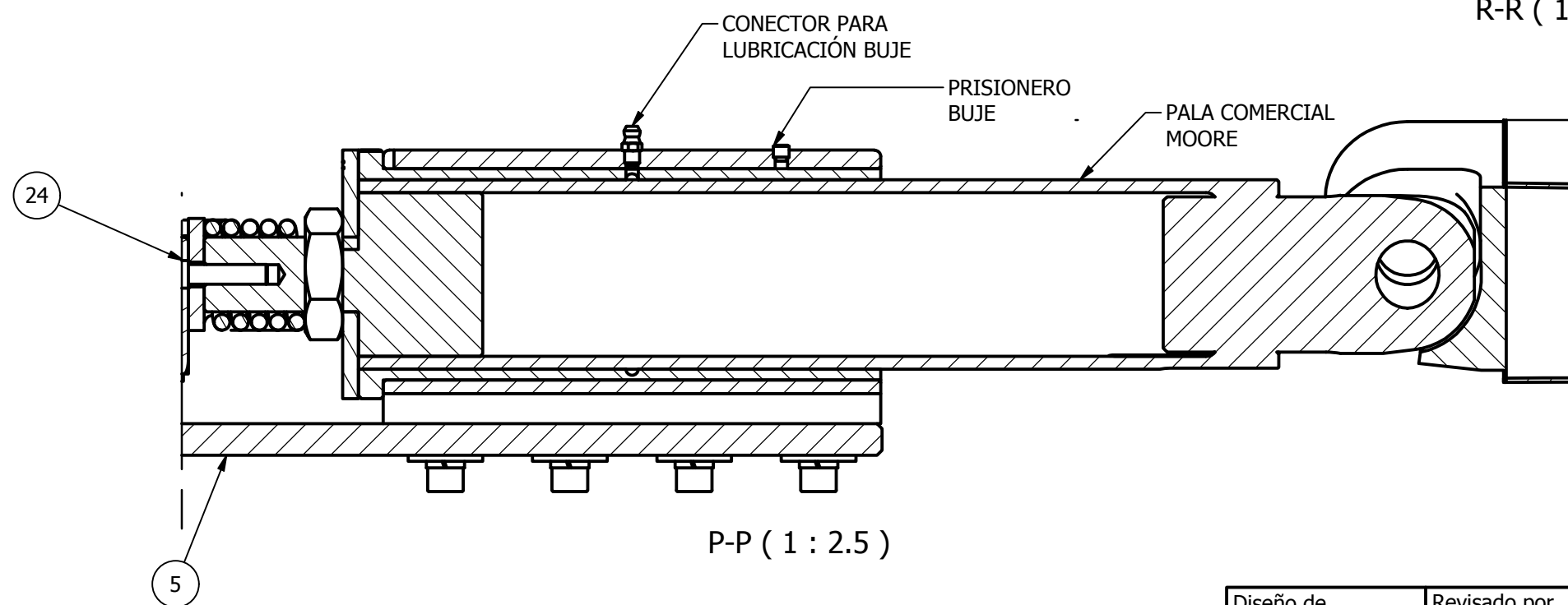
Diseño de Fernando Maggi	Revisado por	Aprobado por Juan Sismondi	Fecha	Fecha 22/06/2023	
  			Hélice de Paso Variable		
Plano Hélice - Conjuntos				Edición A	Hoja 6 / 8



K-K (1 : 2)



R-R (1 : 1.25)



P-P (1 : 2.5)

NOTA:

- EN DESPIECES GENERALES SE OMITE BULONERÍA PARA MAYOR CLARIDAD DE LA REPRESENTACIÓN
- LISTA MATERIALES EN ÚLTIMA HOJA

Diseño de Fernando Maggi	Revisado por	Aprobado por Juan Sismondi	Fecha	Fecha 22/06/2023	
  			Hélice de Paso Variable		
Plano Hélice - Conjuntos				Edición A	Hoja 7 / 8

LISTA DE PIEZAS						LISTA DE PIEZAS					
POS	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	MASA	POS	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	MASA
1	1	Hub	Parte de la Hélice MOORE FANS C10000 S60 BR HD 13F 12B	Aluminio 6061	9,81 kg	35	97	Unbrako - 3/8 x 1 3/4	Tornillo de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal	Acero, suave	0,03 kg
2	12	Eje Pala	Parte de la Hélice MOORE FANS C10000 S60 BR HD 13F 12B	Generic	0,77 kg	36	97	Washer GB 93-87 10	Single coil spring lock wahers, Normal type	Acero, suave	0,00 kg
3	12	Pivot Pala	Parte de la Hélice MOORE FANS C10000 S60 BR HD 13F 12B	Aluminio 6061	1,39 kg	37	96	Plain washer GB/T 96.1 10	Plain washers - Large series - Product grades A	Acero, suave	0,01 kg
4	12	Pala - Hueca	Parte de la Hélice MOORE FANS C10000 S60 BR HD 13F 12B	Aluminio 6061	3,54 kg	38	1	ANSI B18.2.2 - 3/8 - 16	Tuercas hex. (serie en pulgadas) Tuerca hexagonal	Acero, suave	0,01 kg
5	1	Plato inferior	Pieza bajo plano	Aluminio 6061	27,87 kg	39	2	Washer GB/T 96.2-2002 10	Plain washers - Large series - Product grade C	Acero, suave	0,01 kg
6	3	Perno antigiro	Pieza bajo plano	Aluminio 6061	0,08 kg						
7	12	Buje resalte	Pieza bajo plano	Nilón, bisulfuro de molibdeno	0,29 kg	40	3	AS 1420 - 1973 - M8 x 30	Tornillos métricos ISO con cabeza cilíncrica con hueco hexagonal	Acero, suave	0,02 kg
8	12	Buje Giro Aluminio	Pieza bajo plano	Aluminio 6061	1,78 kg	41	2	AS 1968 - 1976 - 8	Arandelas de presión (serie métrica)	Acero, suave	0,00 kg
9	12	Leva plegada	Pieza bajo plano	Acero, aleación	0,45 kg	42	2	ANSI B18.22M - 8 N	Arandelas métricas planas	Acero, suave	0,00 kg
10	12	Tapa Resorte	Pieza bajo plano	Acero, carbono	0,08 kg	43	1	JIS B 2302 Boquilla larga 1/4 x 50	Boquilla	Acero, carbono	0,03 kg
11	12	Perno	Pieza bajo plano	Aluminio 6061	0,57 kg	44	1	36487 EB-165-65---(55)	CILINDRO FESTO EB165-65	Generic	1,20 kg
12	13	Reten resorte	Pieza bajo plano	Acero, aleación	0,13 kg	45	1	AS 1420 - 1973 - M8 x 80	Tornillos métricos ISO con cabeza cilíncrica con hueco hexagonal	Acero, suave	0,04 kg
13	12	Bieleta	Pieza bajo plano	Acero, galvanizado	0,08 kg						
14	24	Buje tensor	Pieza bajo plano	Plástico ABS	0,00 kg	47	12	ASME B18.6.3 - 3/8-24	Tuercas hexagonales inferiores achaflanadas de tornillo para maquinaria	Acero, suave	0,01 kg
15	36	Buje tensor5mm	Pieza bajo plano	Plástico ABS	0,00 kg						
16	1	Estrella	Pieza bajo plano	Aluminio 6061	9,12 kg						
17	1	Base actuador	Pieza bajo plano	Aluminio 6061	2,71 kg						
18	3	Buje antigiro	Pieza bajo plano	Genérico	0,01 kg	48	1	DIN 914 - M5 x 8	Tornillo sin cabeza con hueco hexagonal	Acero, suave	0,00 kg
19	1	DIN 914 - M5 x 10	Tornillo sin cabeza con hueco hexagonal	Acero, suave	0,00 kg	49	1	1102-070-081doc-5891	Acople rotativo DUBLING	Generic	0,07 kg
						50	1	ASME B16.11 Acoplamiento - Clase 3000 1/4	Accesorios forjados, soldadura con boquilla, acoplamiento - Clase 3000	Acero	0,04 kg
20	12	ANSI B18.22.1 - 1/2 - Anchura - Tipo A	Arandela plana (Pulgada) Tipo A y B	Acero, suave	0,02 kg	51	50,000 in	Manguera hidráulica de Parker - Sin biselado 1/4 - 50	Manguera	Caucho	0,17 kg
21	12	Unbrako - 1/2 x 2 1/4	Tornillo de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal	Acero, suave	0,08 kg	52	1	Rosca cónica macho Triple-Lok de Parker (acero inoxidable) 1/4 x 1/4	Conector	Acero inoxidable, austenítico	0,04 kg
23	24	ASTM F436 - 5/16	ANSI B18.22.1 Tipo A	Acero, suave	0,00 kg						
24	12	ANSI B18.2.4.5M - M30 x 3.5	Tuerca de apriete hex	Acero, suave	0,15 kg						
25	12	Unbrako - 5/16 x 1 3/4	Tornillo de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal	Acero, suave	0,01 kg						
26	12	Unbrako - 5/16 x 1 3/4	Tornillo de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal	Acero, suave	0,01 kg	54	12	Resorte Torsion 6.35		Acero, alta resistencia, aleación baja	0,17 kg
27	13	Washer GB/T 5649 M16x1.5	Flared type tube fittings - Back-up washer	Acero, suave	0,00 kg						
28	26	ANSI B18.2.2 - 1/2 - 13	Tuercas hex. (Serie en pulgadas) Tuerca de apriete hex	Acero, suave	0,01 kg	55	1	Sensor rotación		Plástico ABS	0,02 kg
						56	1	Soporte Sensor		Aluminio 6061	0,01 kg
29	12	CSN 02 7421 - M6cónico corto	Boquillas de lubricación rectas con cabeza esférica Tipo A	Acero, suave	0,00 kg	57	1	ANSI B18.3.1M - M5x0,8 x 16	Tornillo forjado de cabeza hueca - Métrico	Acero, suave	0,00 kg
						58	5	ANSI B18.22M - 5 N	Arandelas métricas planas	Acero, suave	0,00 kg
30	12	ANSI B18.3 - 1/4 - 28 - 1/4	Tipo G - Tornillo de cabeza perdida de cabeza hueca ranurado - Extremo con cono embutido	Acero, suave	0,00 kg	59	2	AS 1474 - M5	Tuerca hexagonal	Acero, suave	0,00 kg
						60	2	ANSI B18.3.1M - M5x0,8 x 12	Tornillo forjado de cabeza hueca - Métrico	Acero, suave	0,00 kg
PESO TOTAL: 177 KG											
						Diseño de Fernando Maggi		Revisado por		Aprobado por Juan Sismondi	
						eim		FCEIA		UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO	
						escuela de ingeniería mecánica		FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERIA Y AGRIMENSURA		Hélice de Paso Variable	
										Plano Hélice - Conjuntos	
										Edición A	
										Hoja 8 / 8	

PLACA BASE FIJA

MATERIALES:
CHAPA 1/2" ALUMINIO 6061 T4
REDONDO Ø35MM ALUMINIO 6061 T4
PESO: 2.7 KG

NOTAS GENERALES PLANO:

- TOLERANCIAS DE DIMENSIÓN NO ACOTADA ±0.1 MM
- CHAFLANES NO ACOTADOS 0.5x0.5 MM
- ALIMINAR ARISTAS VIVAS
- CATETOS SOLDADURA NO ACOTADAD 0.7X MENOS ESPESOR A SOLDAR
- LISTA MATERIALES EN ÚLTIMA HOJA

REFERENCIAS:
-ESQUEMA FUNCIONAMIENTO - VER PLANO ESQUEMA GENERAL
-CONJUNTO Y DESPIECE - VER PLANO CONJUNTO
-DETALLES DE PIEZAS - VER PLANO DE DETALLES

A	Para revisión	24/09/2023	Fernando Maggi	Juan Sismondi
REV	DESCRIPCIÓN	FECHA	DISEÑADOR	APROBADA
HISTORIAL DE REVISIONES				
Diseño de Fernando Maggi	Revisado por	Aprobado por Juan Sismondi	Fecha 22/06/2023	
			Hélice de Paso Variable	
Plano Hélice - Detalles de las piezas			Edición A	Hoja 1 / 6

PLACA BASE FIJA

MATERIALES:
CHAPA 1/2" ALUMINIO 6061 T4
REDONDO Ø35MM ALUMINIO 6061 T4
PESO: 2.7 KG

NOTAS GENERALES PLANO:

- TOLERANCIAS DE DIMENSIÓN NO ACOTADA ±0.1 MM
- CHAFLANES NO ACOTADOS 0.5x0.5 MM
- ALIMINAR ARISTAS VIVAS
- CATETOS SOLDADURA NO ACOTADAD 0.7X MENOS ESPESOR A SOLDAR
- LISTA MATERIALES EN ÚLTIMA HOJA

REFERENCIAS:
-ESQUEMA FUNCIONAMIENTO - VER PLANO ESQUEMA GENERAL
-CONJUNTO Y DESPIECE - VER PLANO CONJUNTO
-DETALLES DE PIEZAS - VER PLANO DE DETALLES

A	Para revisión	24/09/2023	Fernando Maggi	Juan Sismondi
REV	DESCRIPCIÓN	FECHA	DISEÑADOR	APROBADA
HISTORIAL DE REVISIONES				
Diseño de Fernando Maggi	Revisado por	Aprobado por Juan Sismondi	Fecha 22/06/2023	
			Hélice de Paso Variable	
Plano Hélice - Detalles de las piezas			Edición A	Hoja 1 / 6

PLACA BASE FIJA

REFERENCIAS: -ESQUEMA FUNCIONAMIENTO - VER PLANO ESQUEMA GENERAL -CONJUNTO Y DESPIECE - VER PLANO CONJUNTO -DETALLES DE PIEZAS - VER PLANO DE DETALLES				
A	Para revisión	24/09/2023	Fernando Maggi	Juan Sismondi
REV	DESCRIPCIÓN	FECHA	DISEÑADOR	APROBADA
HISTORIAL DE REVISIONES				
Diseño de Fernando Maggi	Revisado por	Aprobado por Juan Sismondi	Fecha 22/06/2023	
			Hélice de Paso Variable	
Plano Hélice - Detalles de las piezas			Edición A	Hoja 1 / 6

- # PLACA BASE FIJA
-
- MATERIALES:**
CHAPA 1/2" ALUMINIO 6061 T4
REDONDO Ø35MM ALUMINIO 6061 T4
PESO: 2.7 KG
- NOTAS GENERALES PLANO:**

 - TOLERANCIAS DE DIMENSIÓN NO ACOTADA ±0.1 MM
 - CHAFLANES NO ACOTADOS 0.5x0.5 MM
 - ALIMINAR ARISTAS VIVAS
 - CATETOS SOLDADURA NO ACOTADAD 0.7X MENOS ESPESOR A SOLDAR
 - LISTA MATERIALES EN ÚLTIMA HOJA
- REFERENCIAS:**
-ESQUEMA FUNCIONAMIENTO - VER PLANO ESQUEMA GENERAL
-CONJUNTO Y DESPIECE - VER PLANO CONJUNTO
-DETALLES DE PIEZAS - VER PLANO DE DETALLES
- | | | | | |
|---------------------------------------|---------------|-------------------------------|-------------------------|---------------|
| A | Para revisión | 24/09/2023 | Fernando Maggi | Juan Sismondi |
| REV | DESCRIPCIÓN | FECHA | DISEÑADOR | APROBADA |
| HISTORIAL DE REVISIONES | | | | |
| Diseño de
Fernando Maggi | Revisado por | Aprobado por
Juan Sismondi | Fecha
22/06/2023 | |
| | | | Hélice de Paso Variable | |
| Plano Hélice - Detalles de las piezas | | | Edición
A | Hoja
1 / 6 |

PLACA BASE FIJA

REFERENCIAS: -ESQUEMA FUNCIONAMIENTO - VER PLANO ESQUEMA GENERAL -CONJUNTO Y DESPIECE - VER PLANO CONJUNTO -DETALLES DE PIEZAS - VER PLANO DE DETALLES				
A	Para revisión	24/09/2023	Fernando Maggi	Juan Sismondi
REV	DESCRIPCIÓN	FECHA	DISEÑADOR	APROBADA
HISTORIAL DE REVISIONES				
Diseño de Fernando Maggi	Revisado por	Aprobado por Juan Sismondi	Fecha 22/06/2023	
			Hélice de Paso Variable	
Plano Hélice - Detalles de las piezas			Edición A	Hoja 1 / 6

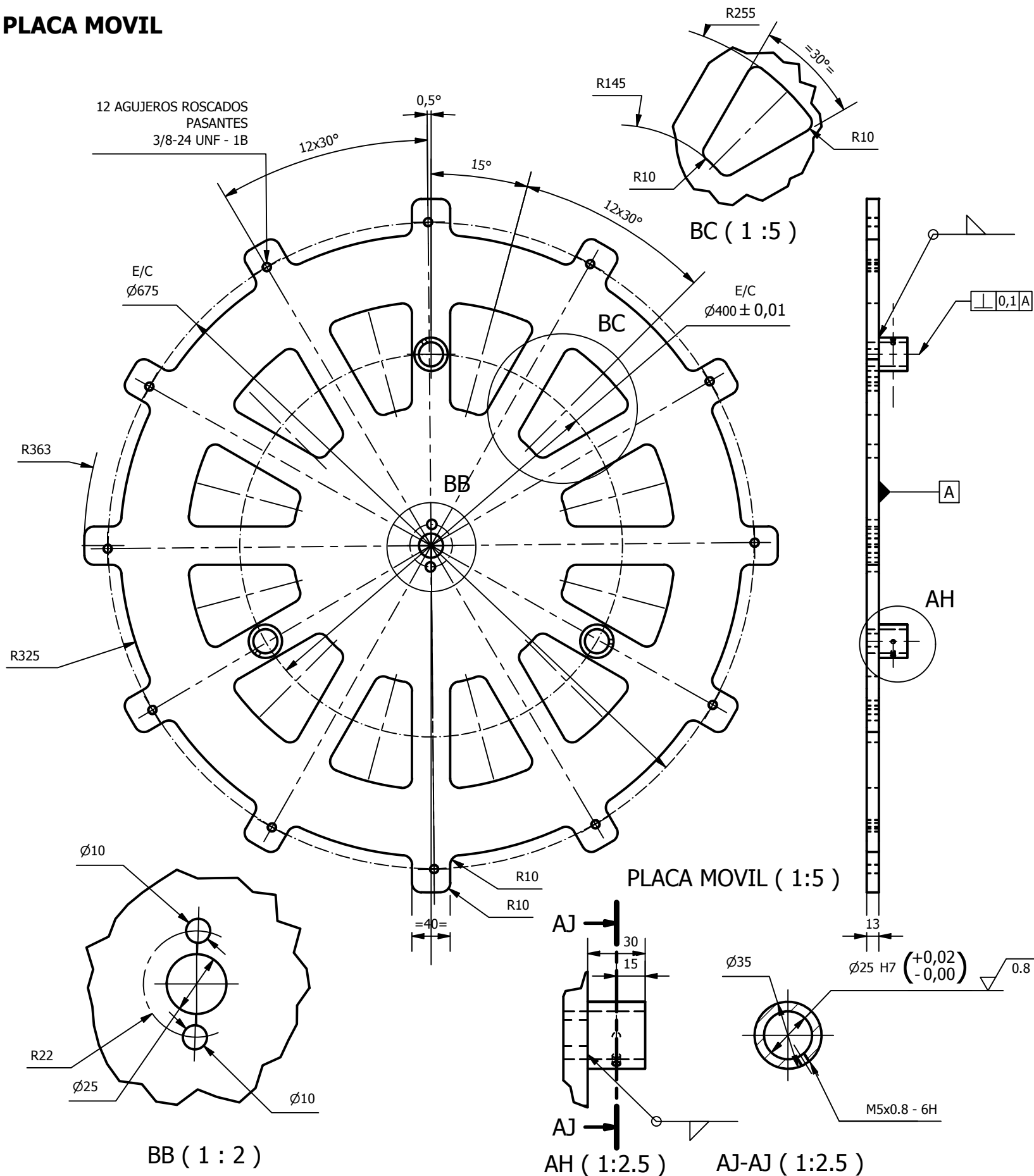
PLACA BASE FIJA

REFERENCIAS: -ESQUEMA FUNCIONAMIENTO - VER PLANO ESQUEMA GENERAL -CONJUNTO Y DESPIECE - VER PLANO CONJUNTO -DETALLES DE PIEZAS - VER PLANO DE DETALLES				
A	Para revisión	24/09/2023	Fernando Maggi	Juan Sismondi
REV	DESCRIPCIÓN	FECHA	DISEÑADOR	APROBADA
HISTORIAL DE REVISIONES				
Diseño de Fernando Maggi	Revisado por	Aprobado por Juan Sismondi	Fecha 22/06/2023	
			Hélice de Paso Variable	
Plano Hélice - Detalles de las piezas			Edición A	Hoja 1 / 6

PLACA BASE FIJA

REFERENCIAS: -ESQUEMA FUNCIONAMIENTO - VER PLANO ESQUEMA GENERAL -CONJUNTO Y DESPIECE - VER PLANO CONJUNTO -DETALLES DE PIEZAS - VER PLANO DE DETALLES				
A	Para revisión	24/09/2023	Fernando Maggi	Juan Sismondi
REV	DESCRIPCIÓN	FECHA	DISEÑADOR	APROBADA
HISTORIAL DE REVISIONES				
Diseño de Fernando Maggi	Revisado por	Aprobado por Juan Sismondi	Fecha 22/06/2023	
			Hélice de Paso Variable	
Plano Hélice - Detalles de las piezas			Edición A	Hoja 1 / 6

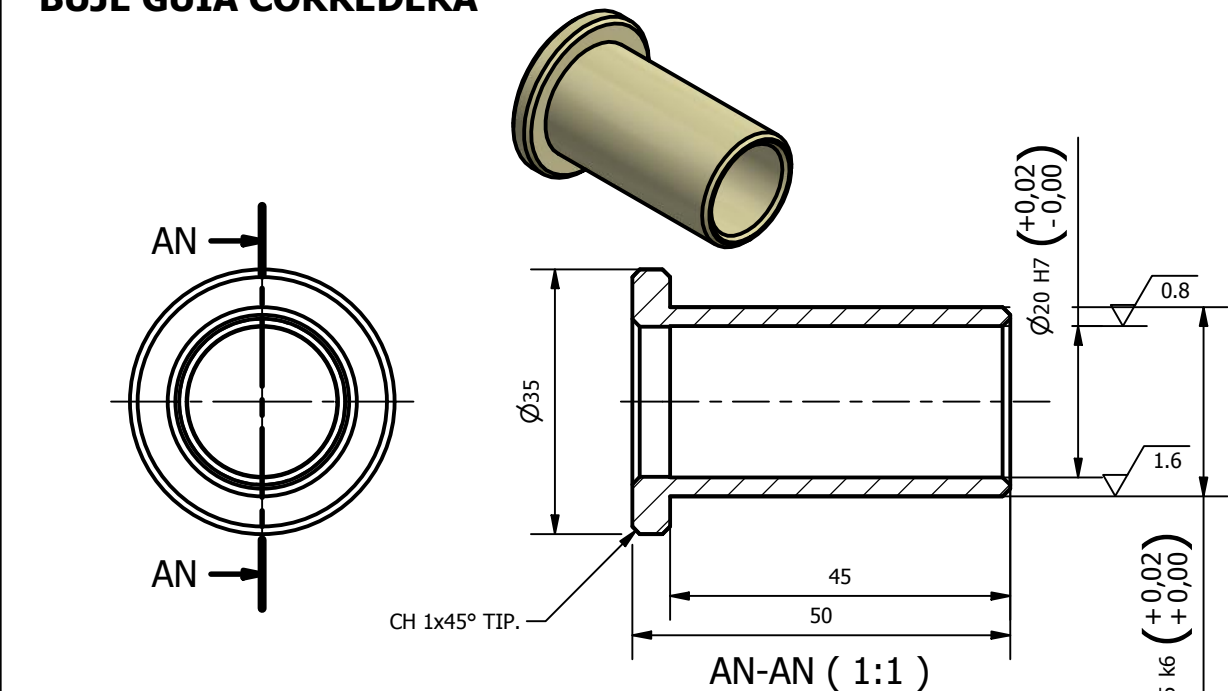
PLACA MOVIL



MATERIALES:
CHAPA 1/2" ALUMINIO 6061 T4
REDONDO 35MM ALUMINIO 6061 T4
PESO: 9.2 KG

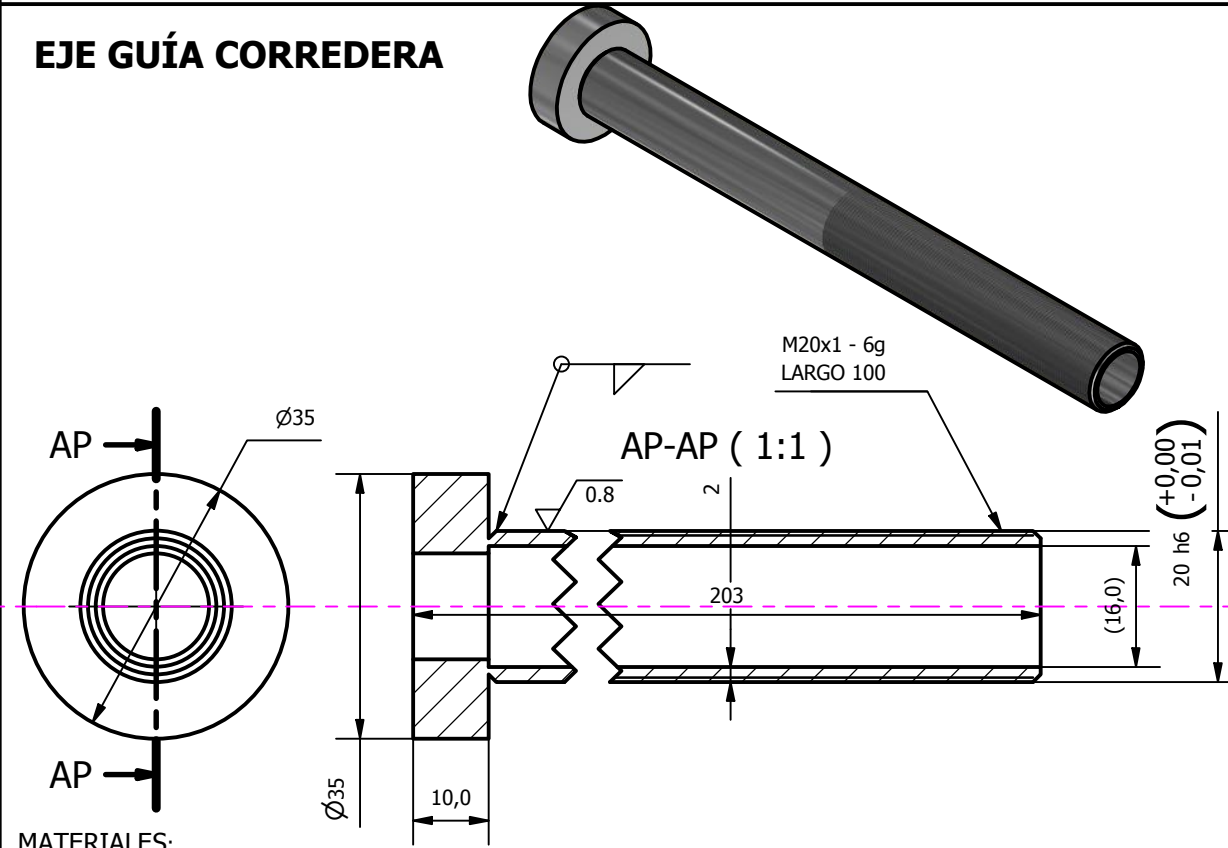
- NOTAS GENERALES PLANO:
- TOLERANCIAS DE DIMENSIÓN NO ACOTADA ±0.1 MM
 - CHAFLANES NO ACOTADOS 0.5x0.5 MM
 - ALIMINAR ARISTAS VIVAS
 - CATETOS SOLDADURA NO ACOTADAD 0.7X MENOS ESPESOR A SOLDAR
 - LISTA MATERIALES EN ÚLTIMA HOJA

BUJE GUÍA CORREDERA



MATERIAL: REDONDO Ø40MM POLIAMIDA 6 + MOLIBDENO
PESO: 0.01 KG

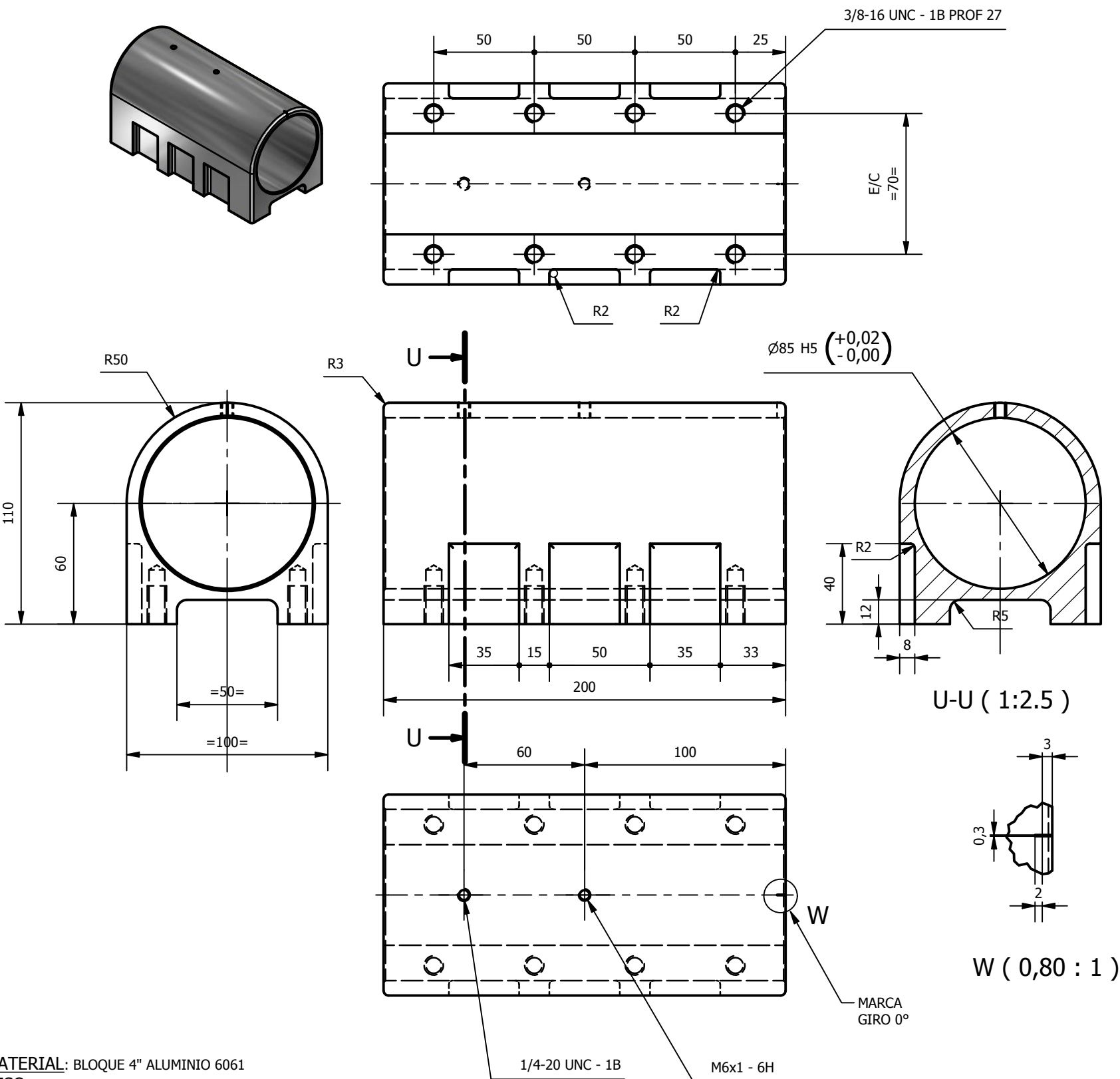
EJE GUÍA CORREDERA



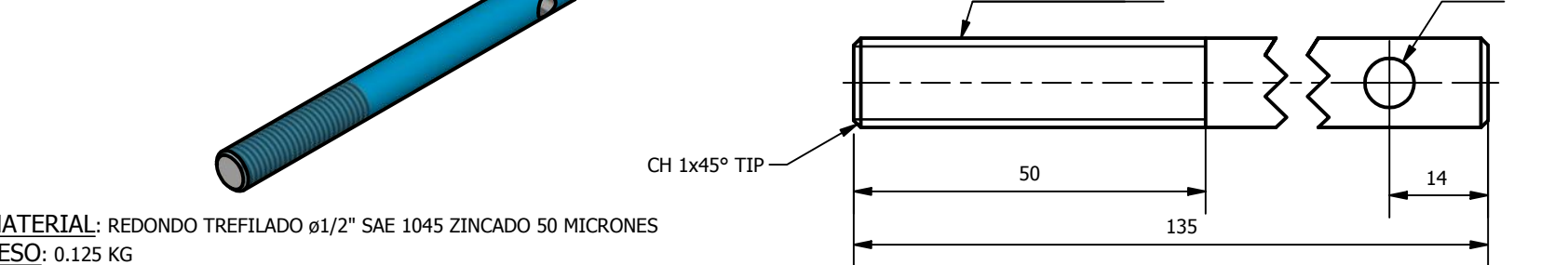
MATERIALES:
REDONDO Ø35 ALUMINIO 6061
CAÑO Ø1/2" SCH 40 ALUMINIO 6061
PESO: 0.1 KG

Diseño de Fernando Maggi	Revisado por	Aprobado por Juan Sismondi	Fecha	Fecha 22/06/2023	
			Hélice de Paso Variable		
Plano Hélice - Detalles de las piezas			Edición A	Hoja 2 / 6	

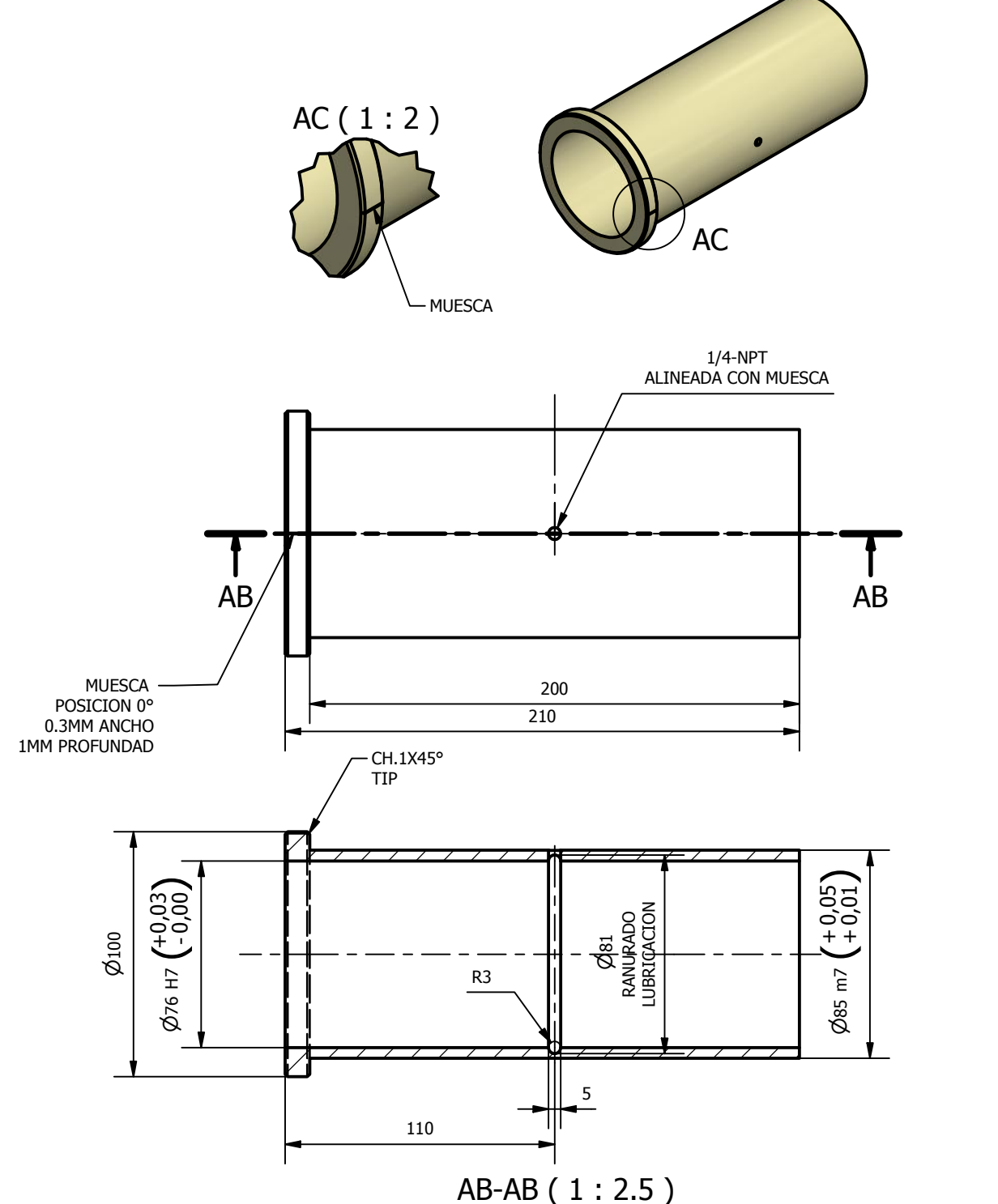
SOPORTE EJE GIRO



TENSOR RESORTE



BUJE GIRO EJE

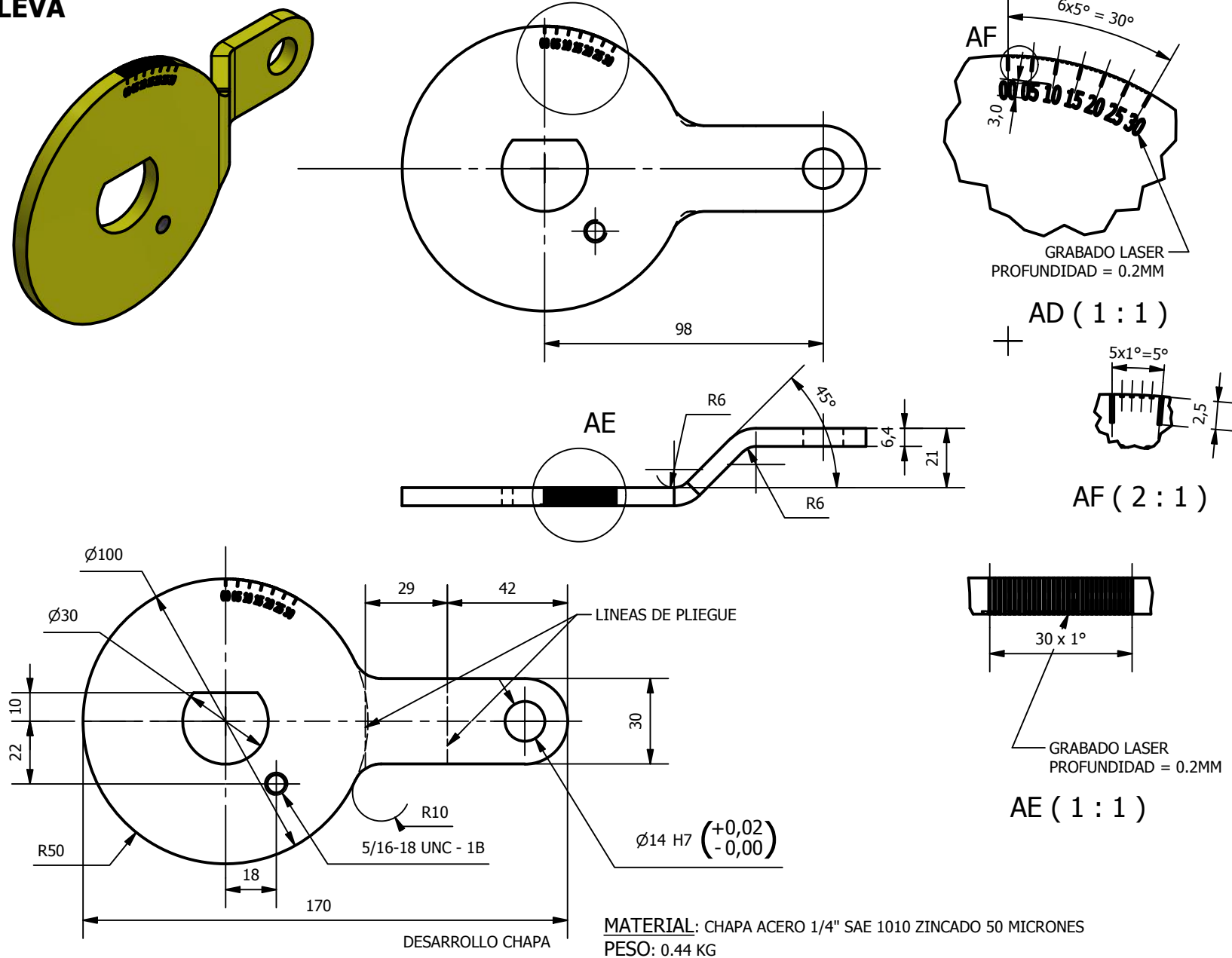


MATERIAL: REDONDO Ø100 POLIAMIDA 6 + MOLIBDENO
PESO: 0.3 KG

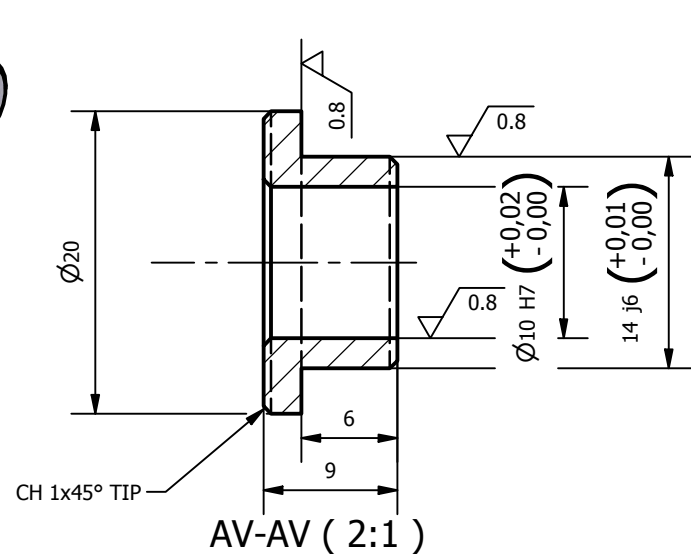
- NOTAS GENERALES PLANO:**
- TOLERANCIAS DE DIMENSIÓN NO ACOTADA ±0.1 MM
 - CHAFLANES NO ACOTADOS 0.5x0.5 MM
 - ALIMINAR ARISTAS VIVAS
 - CATETOS SOLDADURA NO ACOTADAD 0.7X MENOS ESPESOR A SOLDAR
 - LISTA MATERIALES EN ÚLTIMA HOJA

Diseño de Fernando Maggi	Revisado por	Aprobado por Juan Sismondi	Fecha	Fecha 22/06/2023	
			Hélice de Paso Variable		
Plano Hélice - Detalles de las piezas			Edición A	Hoja 3 / 6	

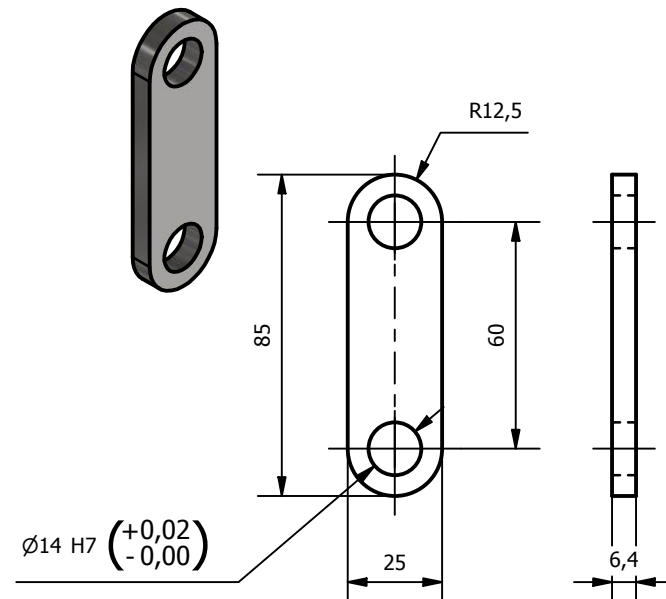
LEVA



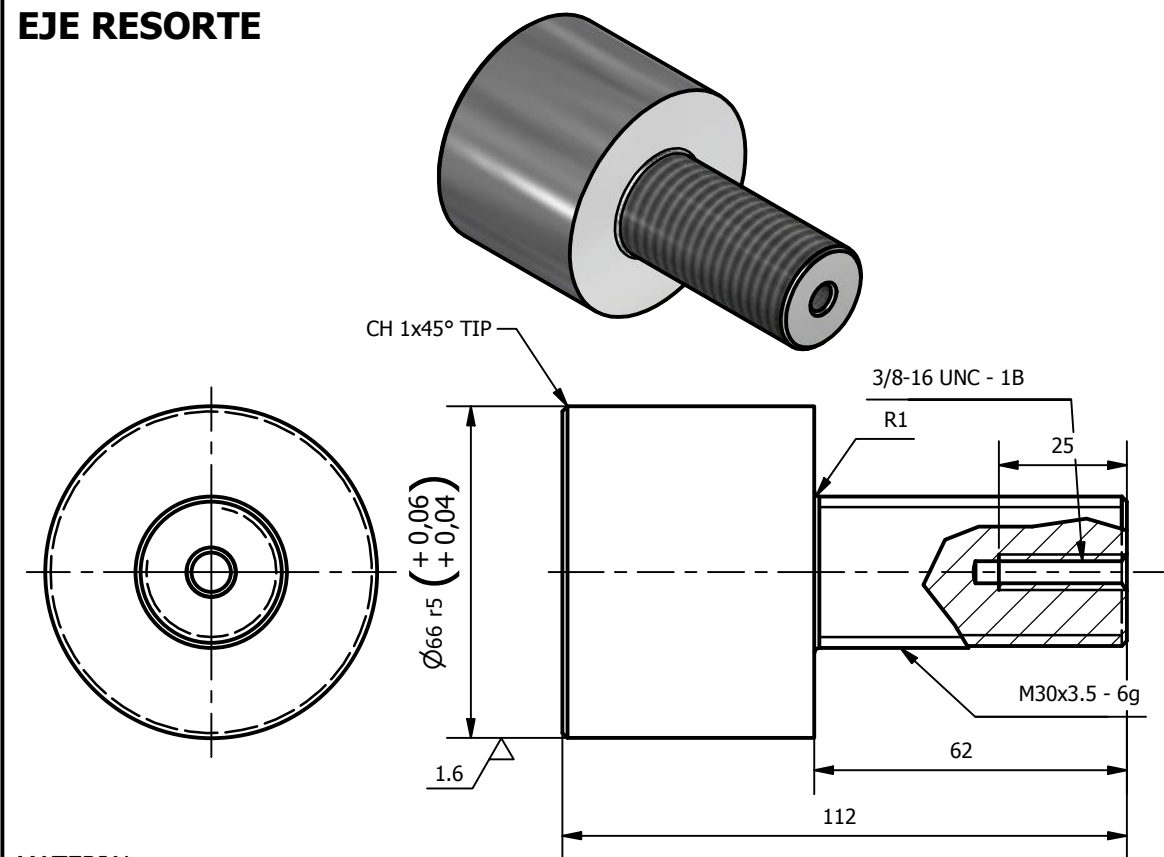
BUJE



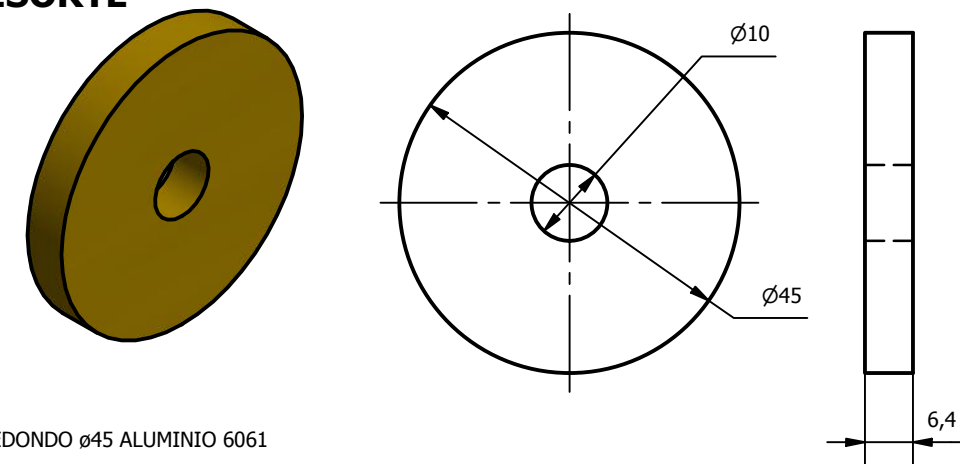
ARTICULACIÓN



EJE RESORTE



TAPA RESORTE

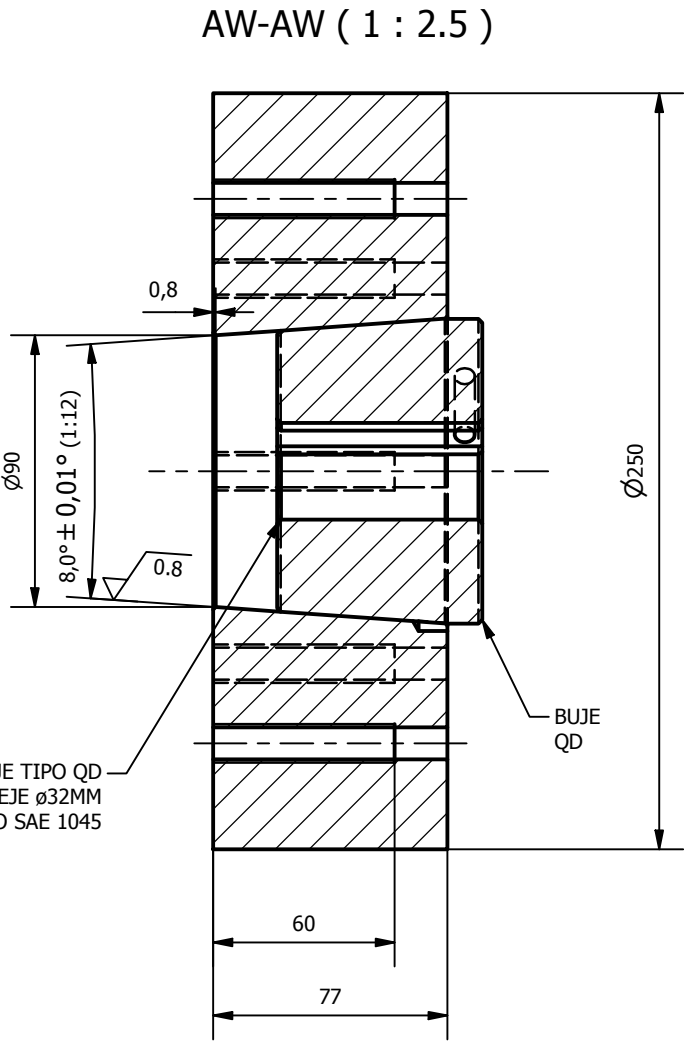
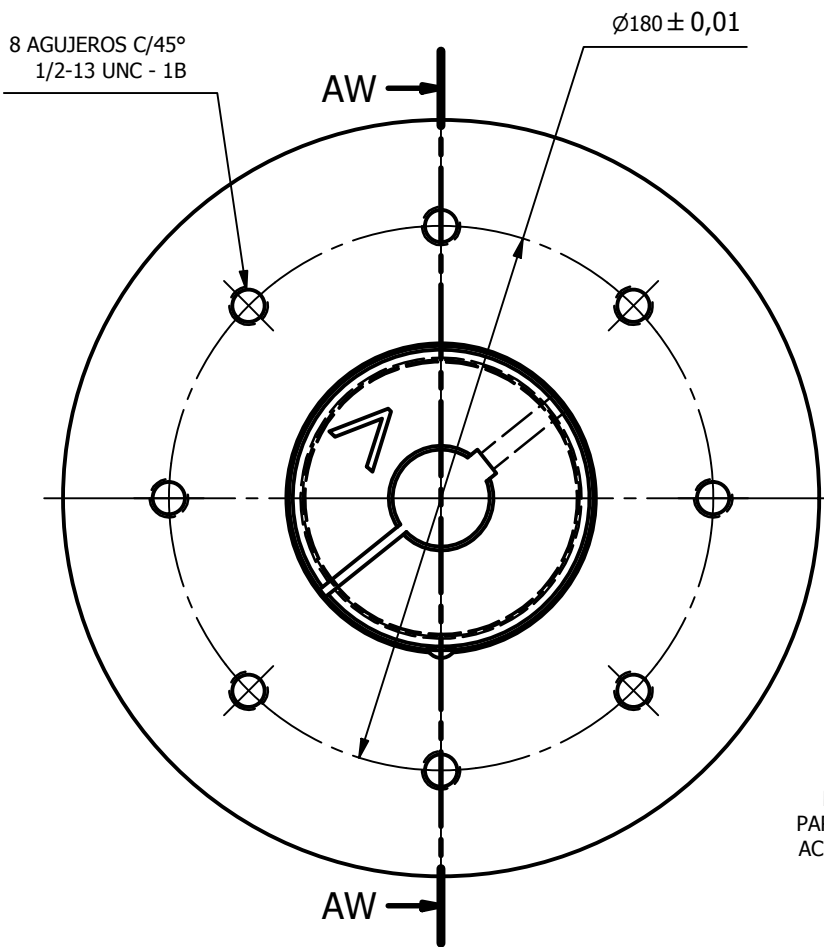
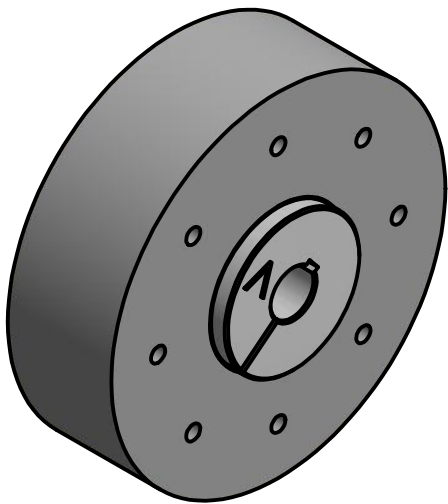


NOTAS GENERALES PLANO:

- TOLERANCIAS DE DIMENSIÓN NO ACOTADA ± 0.1 MM
- CHAFLANES NO ACOTADOS 0.5x0.5 MM
- ALIMINAR ARISTAS VIVAS
- CATETOS SOLDADURA NO ACOTADAD 0.7X MENOS ESPESOR A SOLDAR
- LISTA MATERIALES EN ÚLTIMA HOJA

Diseño de Fernando Maggi	Revisado por	Aprobado por Juan Sismondi	Fecha	Fecha 22/06/2023	
			Hélice de Paso Variable		
Plano Hélice - Detalles de las piezas			Edición A	Hoja 4 / 6	

HUB PARA BUJE QD

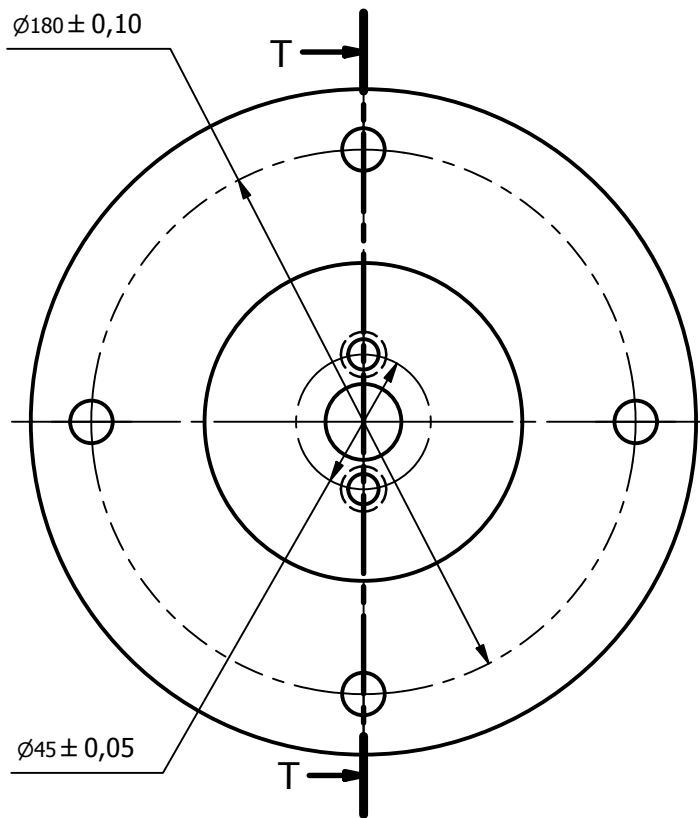
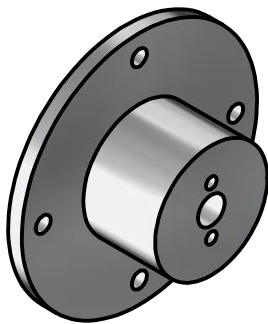


NOTAS GENERALES PLANO:

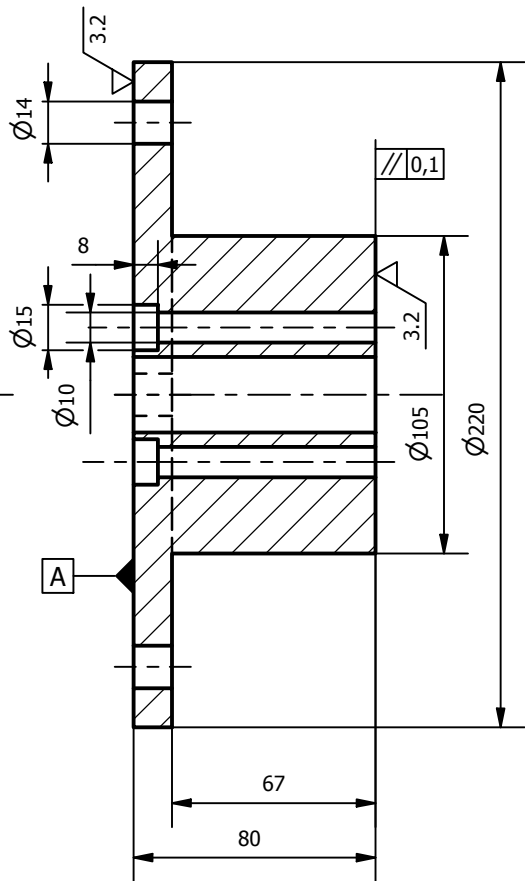
- TOLERANCIAS DE DIMENSIÓN NO ACOTADA ± 0.1 MM
- CHAFLANES NO ACOTADOS 0.5x0.5 MM
- ALIMINAR ARISTAS VIVAS
- CATETOS SOLDADURA NO ACOTADAD 0.7X MENOS ESPESOR A SOLDAR
- LISTA MATERIALES EN ÚLTIMA HOJA

MATERIAL: REDONDO 10" ALUMINIO 6061
PESO: 10 KG

BASE ACTUADOR



SUPLEMENTO ACTUADOR (1:2.5)



MATERIAL: REDONDO 10" ALUMINIO 6061
PESO: 2.7 KG

Diseño de Fernando Maggi	Revisado por	Aprobado por Juan Sismondi	Fecha	Fecha 22/06/2023	
			Hélice de Paso Variable		
Plano Hélice - Detalles de las piezas			Edición A	Hoja 5 / 6	

10. Anexo 2: Catálogos y Hojas de Datos de componentes principales

a. Hélice Moore original sin automatismos

Moore Fans LLC Rating

Phone: (660) 376-3575 www.moorefans.com Fax: (660) 376-2909

Version 2.26

29/3/2021 10:07

PAMPA	Rev 1 - 29/05/19	Ref No.:	EPF	Item No:					
Class:	10000	Hub Type:	HD	Blade Type:	SC				
Blade Tip:	VT	Adjustment:	MAN	Rotation:	LH				
Series:	60	Diameter:	13 feet	Blades:	12				
Temperature:	60 Deg. C	Elevation:	650 meters	Density Ratio:	0,816				
Volume:	272000 SCFM	Air Vel.:	2856,42 fpm	Speed:	294 RPM				
Static Pressure:	0,8 in H2O	Pv:	0,415 in H2O	Pt:	1,339 in H2O				
Power Req'd.:	82,82 bhp	Motor:	Enter bhp	Total Eff:	84,9%				
Power @ -10 deg.	104,86 bhp	Bld Natural Freq.:	9,5 Hz	Static Eff:	50,7%				
Blades Required:	7,45	API Blades Req.:	9	Blade Load:	0,621				
Tip Speed:	12007,2 fpm	Deflection Angle:	41,3 deg.	Pitch Number:	1,94				
Entry Correction:	1,3	Tip Clearance:	0,5 inches	Design Angle:	9,9 deg				
Exit Correction:	1	Draft:	Induced	Orientation:	Vertical				
Starting Torque:	2	Max Torque:	##### ft. lbs	Torq/Bld:	##### ft. lbs				
Appr fan weight:	349 lbs		159 kg	Bore Size:	2,9375 inches				
WR2	2772 lb-ft2		117,1 kg m2	Bushing Type:	U				
Thrust Load:	923 lbs		420 kg	Qty required:	1				
Noise Levels Per Fan (Induced Draft) (Vertical Orientation) See Note 2									
Sound Power Level									
dBA	HZ	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
104,8		110,8	109,8	106,8	101,8	99,8	93,8	87,8	81,8
Sound Pressure Level 1 meter from face of unit									
87,2		93,2	92,2	89,2	84,2	82,2	76,2	70,2	64,2
Sound Pressure Level 1 meter radially from blade tip									
85,4		91,4	90,4	87,4	82,4	80,4	74,4	68,4	62,4
Fan Selected									
Class 10000, Series 60, 13 feet Diameter, 12 Blades									
Manual Adjustment, Heavy Duty, Standard Chord, Left Hand Rotation									
Fan Model No. 1060/123-U0-A/60L-VT-3-13,00-12									
Fan Drawing: http://moorefans.com/pdfs/TMC_742_D.pdf									
Note 1: Maximum blade angle to prevent fan stall is 20,1 degrees.									
Available motor power may limit maximum angle to a lower value.									
Note 2: Noise levels are the best estimate of the fan noise with 0 dBA additional noise									
included due to drive components, flow obstructions or structure reflection and reverberation.									

Moore Fans LLC

Phone: (660) 376-3575

www.moorefans.com

Fax: (660) 376-2909

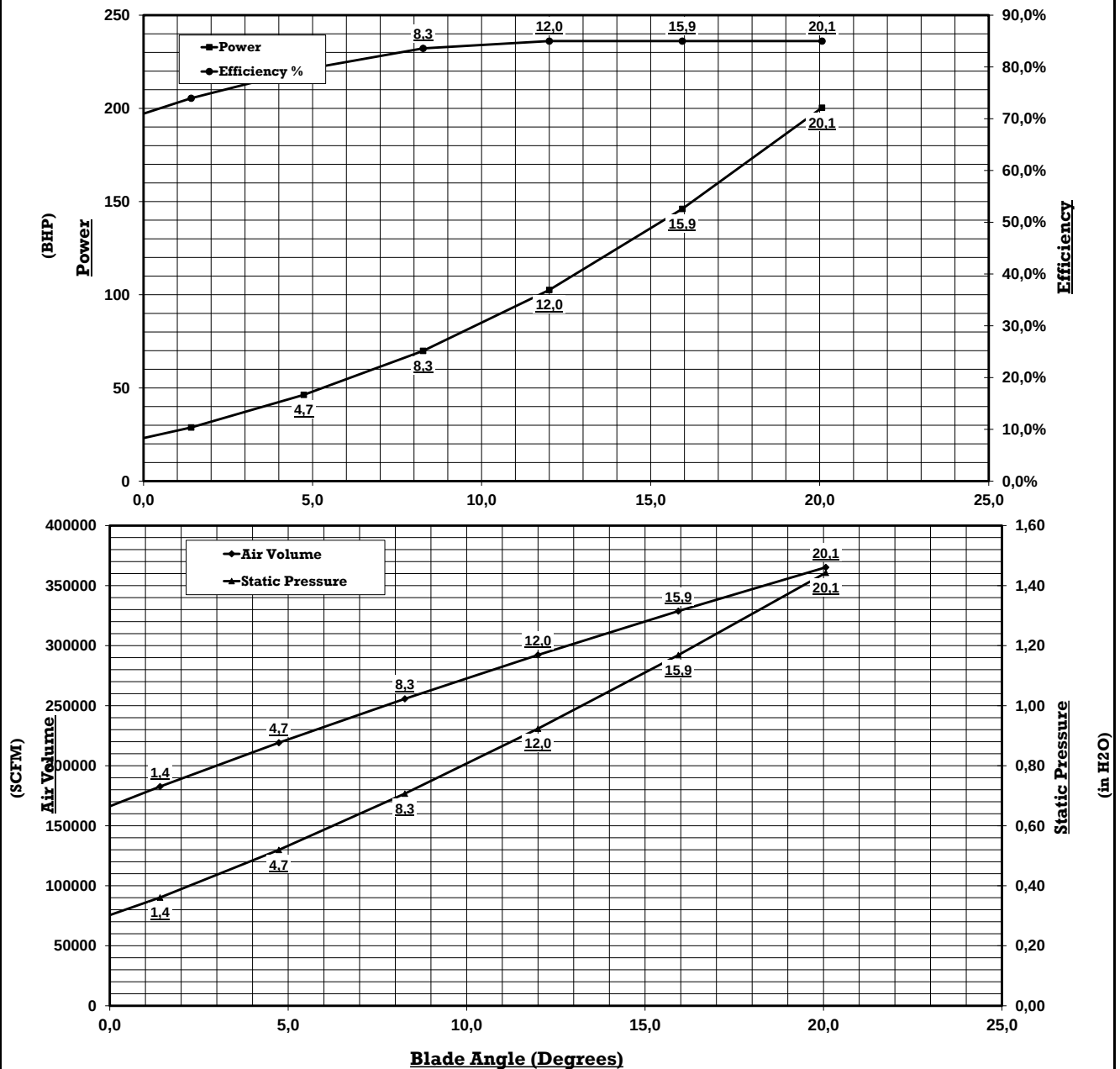
PAMPA

Reference No.

EPF

Item No.

System Performance Curve

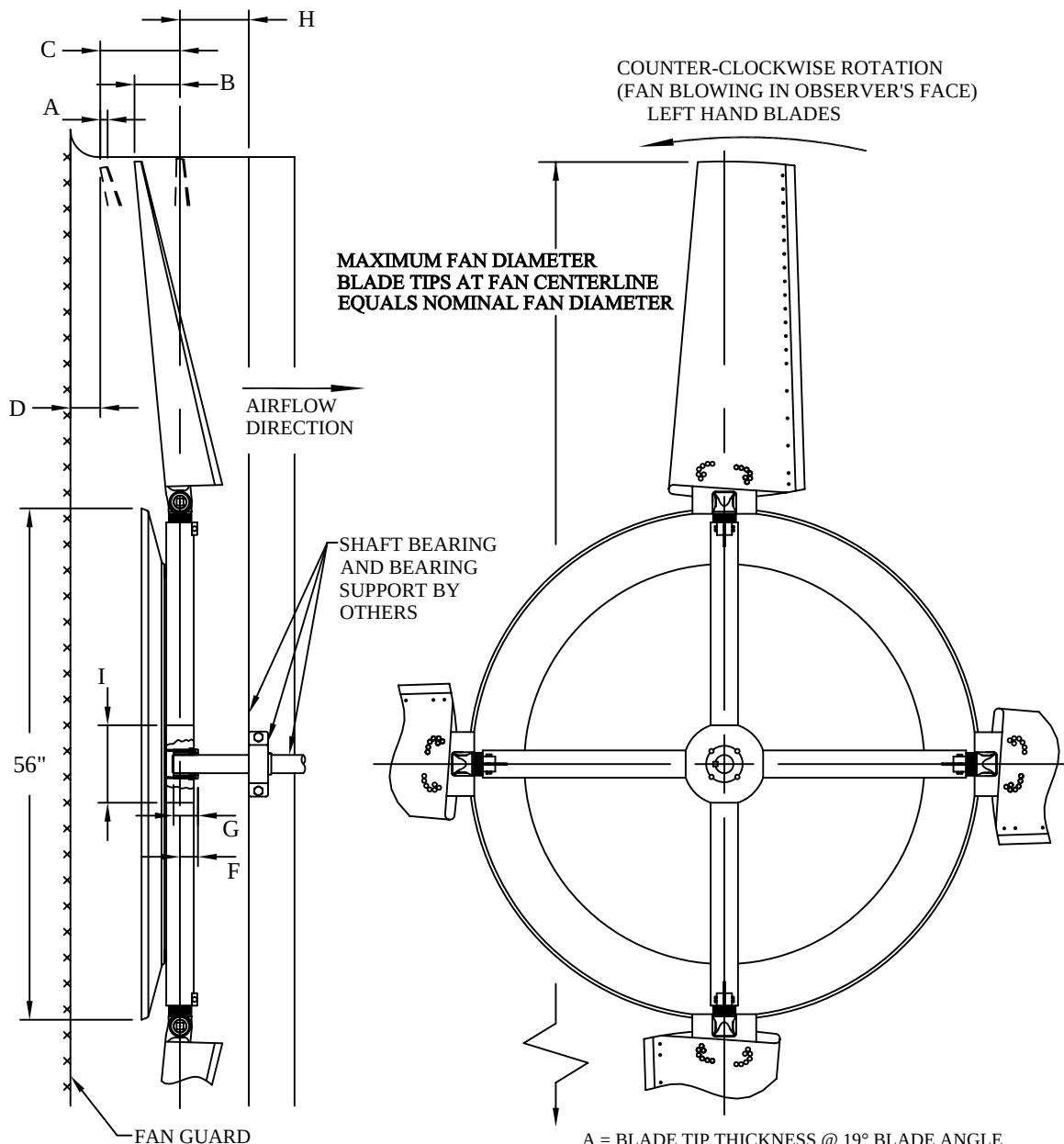


Design Angle= 9,9

Est. API Angle= 12,7

Maximum Angle= 20,1

Design Conditions					
Class:	10000	Blade Type:	SC	Temperature:	60 Deg. C
Series:	60	Blade Tip:	VT	Elevation:	650 meters
Diameter:	13,00 feet	Adjustment:	MAN	Density Ratio:	0,816
RPM:	294	Blades:	12	Air Volume:	272000,00 SCFM
				Static Pr.:	0,8 in H2O
				Power Req'd:	82,82 bhp
				Design Angle:	9,9 deg
				Weight:	349 lbs



A = BLADE TIP THICKNESS @ 19° BLADE ANGLE
B = RUNNING POSITION OF BLADES
C = MAXIMUM BLADE TRAVEL
D = MINIMUM OBSTACLE CLEARANCE AT INLET
F = CENTERLINE OF FAN TO BASE OF BUSHING
G = BUSHING OVERALL HEIGHT
H = MINIMUM OBSTACLE CLEARANCE AT OUTLET
I = NOMINAL MECHANICAL HUB DIAMETER
L = MAX . BUSHING TORQUE FT. LBS.
= WITH S.A.E. STANDARD SQUARE KEYWAY
* = WITH SHALLOW KEYWAY IN BUSHING
° = MAX METRIC BORE WITH STANDARD KEYWAY

WITH FAN OPERATING
AT 12000 FT : MINUTE
BLADE TIP SPEED
PERCENT BLADE
LOADING

DIA	A	B		C	D	H	MAX BLADES	BUSHING TYPE	MAX # BORE	MAX * BORE	MAX ° BORE	I	F	G	L
		100%	75%												
10"	2.3"	2.5"	2.1"	3.2"	2.0"	7.0"	6	U	2.750"	2.938"	75	7"	2.0"	2.7"	4000
11"	2.2"	3.4"	2.8"	4.5"	2.0"	7.0"	8	U	2.750"	2.938"	75	9"	2.0"	2.7"	4000
12"	2.1"	4.3"	3.5"	5.8"	2.0"	7.0"	8	W	3.750"	4.000"	100	9"	2.2"	2.8"	7300
13"	1.9"	5.1"	4.1"	7.1"	2.0"	7.0"	8	X	3.750"	4.000"	100	9"	2.2"	4.0"	9800
14"	1.8"	6.0"	4.8"	8.5"	2.0"	7.0"	12	U	2.750"	2.938"	75	12"	2.0"	2.7"	4000
							12	W	3.750"	4.000"	100	12"	2.2"	2.8"	7300
							12	X	3.750"	4.000"	100	12"	2.2"	4.0"	9800
							12	Z	5.000"	5.500"	140	12"	2.2"	4.0"	18000



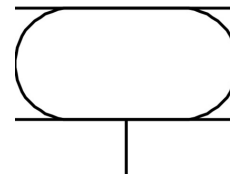
SERIES 60 HD FAN LEFT HAND ROTATION

b.Actuador neumático

Cilindro de fuelle EB-165-65

Número de artículo: 36487

FESTO



Hoja de datos

Característica	Valor
Tamaño	165
Diámetro de montaje necesario	180 mm
Carrera	65 mm
Altura máx., en avance	115 mm
Ángulo de giro máximo	20 deg
Asimetría máxima	10 mm
Altura mín. de montaje	51 mm
Modo de funcionamiento	De simple efecto
Símbolo	00991205
Presión de funcionamiento	0 bar ... 8 bar
Medio de funcionamiento	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [:-:4]
Nota sobre el medio de trabajo/mando	Funcionamiento con lubricación imposible
Clase de resistencia a la corrosión CRC	2 - riesgo de corrosión moderado
Temperatura ambiente	-40 °C ... 70 °C
Fuerza de reposición	200 N
Peso del producto	1200 g
Tipo de fijación	Con rosca interior
Conexión neumática	G1/4
Nota sobre el material	Conformidad con la Directiva RoHS
Material del fuelle	NR/BR
Material del cuerpo	Acero Galvanizado

Cilindro de fuelle EB

FESTO



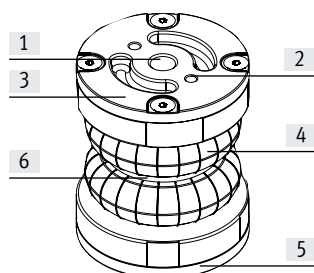
Características

Características

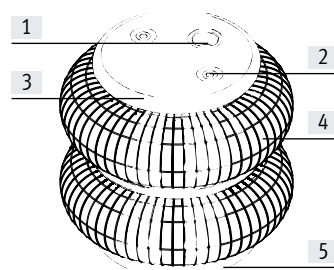
- Apto para la utilización en condiciones ambientales difíciles y con polvo
- Apto para utilizar bajo el agua
- Construcción robusta
- Amplio margen de fuerzas de 1 ... 50 kN
- Altura de montaje reducida
- Sin efecto stick-slip
- No precisa mantenimiento

Los cilindros de fuelle pueden utilizarse como actuadores y como amortiguadores neumáticos. Mediante la alimentación y la descarga de aire, los cilindros de fuelle actúan como elemento de accionamiento. Al aumentar la carrera, disminuye la fuerza generada en función del diámetro del fuelle. Aplicando una presión permanente, los cilindros de fuelle pueden utilizarse como elemento de amortiguación. La sencilla estructura está compuesta de dos placas base metálicas con un fuelle de goma fijado a ellas. No tienen elementos hermetizantes ni partes mecánicas móviles. Los cilindros de fuelle son actuadores de simple efecto que no necesitan muelle de reposición, ya que la reposición se consigue aplicando una fuerza externa.

EB-80



EB-145 ... 385

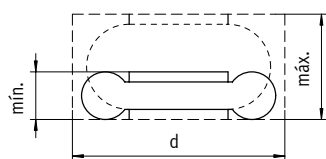


- [1] Conexión neumática
- [2] Rosca de fijación
- [3] Placa base superior
- [4] Fuelle
- [5] Placa base inferior
- [6] Anillo

Requerimientos para el empleo de un cilindro de fuelle

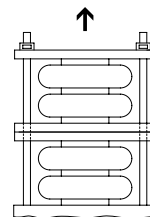
Espacio necesario

Debe tenerse en cuenta el lugar de instalación para que el cilindro de fuelle no entre en contacto con otras partes de la máquina a causa de la dilatación.



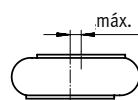
Montaje combinado

Si se emplean dos o más cilindros de fuelle, las placas de montaje necesarias entre los cilindros deben guiarse para evitar un desprendimiento lateral.



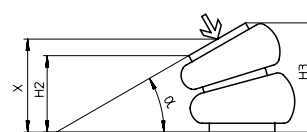
Desplazamiento lateral

No se debe superar el desplazamiento máx. lateral.



Montaje inclinado

Para que no se puedan tocar las paredes del fuelle, no se debe superar el ángulo de inclinación α .



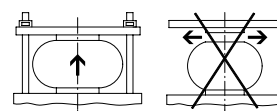
Altura mínima

La altura del cilindro de fuelle no debe ser inferior a una altura mínima, puesto que de lo contrario se dañaría.

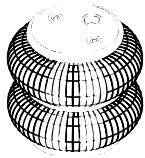


Altura máxima

La altura del cilindro de fuelle no debe superar una altura máxima para no sufrir daños.



Cuadro general del producto

Cuadro general del producto						
Función	Ejecución	Tipo	Tamaño	Carrera [mm]	Fuerza de avance ¹⁾ [kN]	Altura de funcionamiento recomendada [mm]
Simple efecto		Cilindro de fuelle simple	80	20	1,7	60
			145	60	3,2	90
			165	65	5,7	90
			215	80	8,3	110
			250	85	11,9	110
			325	95	21,8	130
			385	115	31,6	145
		Cilindro de fuelle doble	80	45	1,4	90
			145	100	2,4	160
			165	125	3,8	175
			215	155	8,0	190
			250	185	10,7	210
			325	215	20,6	240
			385	230	31,5	250

1) Con la altura de funcionamiento recomendada y una presión de funcionamiento de 6 bar

Hoja de datos



- Ø - Diámetro
80 ... 385 mm
- l - Carrera 20 ... 230 mm



Especificaciones técnicas generales

Tamaño	80	145	165	215	250	325	385
Conexión neumática	G1/4	G1/8	G1/4	G3/4	G3/4	G1/4	G1/4
Carrera							
Cilindro de fuelle simple [mm]	20	60	65	80	85	95	115
Cilindro de fuelle doble [mm]	45	100	125	155	185	215	230
Modo de operación	De simple efecto						
Tipo de fijación	Con rosca interior						
Posición de montaje	Indistinta						

Condiciones de funcionamiento y del entorno

Tamaño	80	145	165	215	250	325	385
Medio de funcionamiento	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [–:–:4]						
Nota sobre el medio de funcionamiento/de mando ¹⁾	No es posible el funcionamiento con presencia de aceite						
Presión de funcionamiento [bar]	0 ... 8						
Temperatura ambiente [°C]	–40 ... +70						
Resistencia a la corrosión CRC ²⁾	– 2						

1) Otros medios de funcionamiento bajo demanda

2) Clase de resistencia a la corrosión CRC 2 según la norma de Festo FN 940070

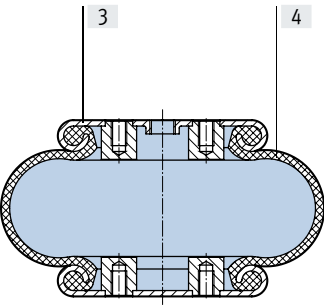
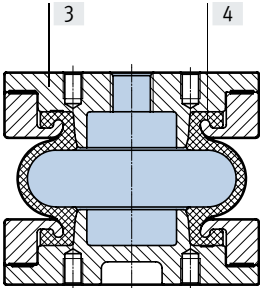
Exposición moderada a la corrosión. Aplicación en interiores en los que puede producirse condensación. Piezas exteriores visibles cuya superficie debe cumplir requisitos esencialmente decorativos y que están en contacto directo con las atmósferas habituales en entornos industriales.

Pesos [g]

Tamaño	80	145	165	215	250	325	385
Cilindro de fuelle simple	500	900	1200	2000	2300	4100	5900
Cilindro de fuelle doble	500	1100	1500	2300	3000	4800	6900

Hoja de datos

Materiales	
Vista en sección	EB-145 ... 385
EB-80	



Tamaño	80	145	165	215	250	325	385
[3] Cuerpo	Fundición de aluminio	Acero galvanizado					
[4] Fuelle	CR	NR/BR					
– Nota sobre los materiales	Sin cobre ni PTFE						
	En conformidad con la Directiva 2002/95/CE (RoHS)						

Fuerzas [N]		80	145	165	214	250	325	385
Cilindro de fuelle simple								
Desarrollo fuerza-carrera		→ Página 7						
Fuerza de reposición		400	120	200	200	200	300	300
Cilindro de fuelle doble								
Desarrollo fuerza-carrera		→ Página 9						
Fuerza de reposición		200	200	200	200	200	300	400

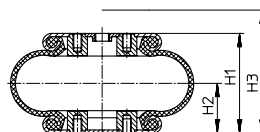
 **Nota**

- Los cilindros de fuelle únicamente deben avanzar hasta topar con una pieza o bien estar provistos de topes de limitación de carrera en los extremos de la carrera puesto que, de lo contrario, la carga aplicada sobre la pared del fuelle sería excesiva o podrían producirse daños internos.
- Para conseguir comprimir el cilindro de fuelle a la altura mínima es necesario aplicar una fuerza de reposición. Esta se consigue, en la mayoría de las aplicaciones, por la fuerza que ejerce el peso de la pieza.
- Para la absorción de las fuerzas se debe emplear toda la superficie de apoyo de las placas superior e inferior.
- Antes de desmontar los cilindros de fuelle, es necesario purgar el aire.
- Durante el funcionamiento del cilindro de fuelle, la pared del fuelle no debe entrar en contacto con otros componentes.

Hoja de datos

Fuerza de avance F y volumen del fuelle V en función de la carrera H

El diagrama muestra el cambio de la fuerza de avance F aplicando diversas presiones de trabajo y el cambio del volumen V del fuelle. En ambos casos, el cambio se muestra en función de la carrera del cilindro. Para conseguir las fuerzas indicadas, es imprescindible respetar la altura mínima de montaje H2.



H1 = Altura de funcionamiento recomendada

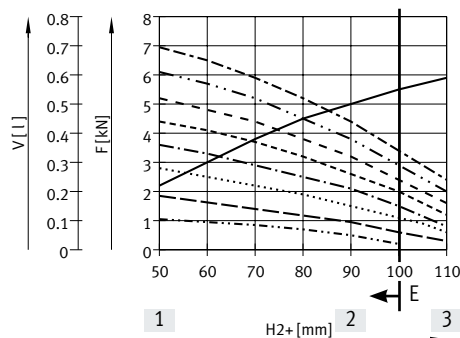
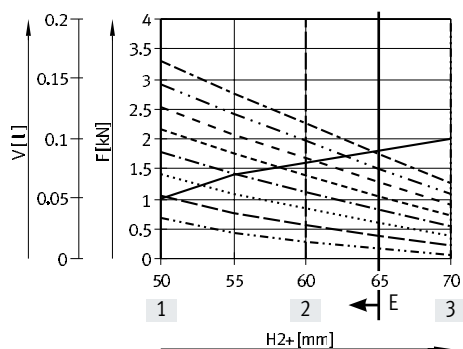
H2 = Altura mín. de montaje

H3 = Altura máx. de extensión

Cilindro de fuelle simple

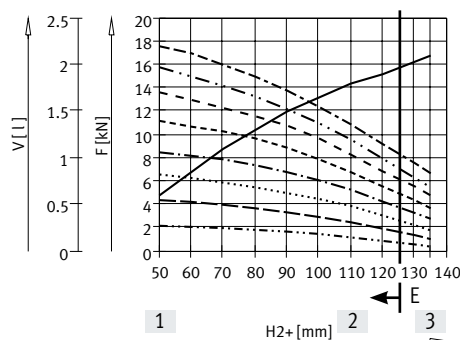
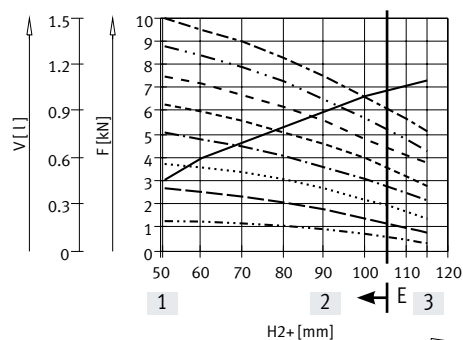
EB-80-20

EB-145-60



EB-165-65

EB-215-80



[1] Altura mín. de montaje

[2] Altura de funcionamiento recomendada para aplicación de amortiguación con 6 bar

[3] Altura máx. de extensión

E Margen de aplicación preferente: fuera de este margen, se reduce la fuerza a un nivel para el que se recomienda utilizar el siguiente tamaño mayor.

— Volumen

— 1 bar

— 2 bar

— 3 bar

— 4 bar

— 5 bar

— 6 bar

— 7 bar

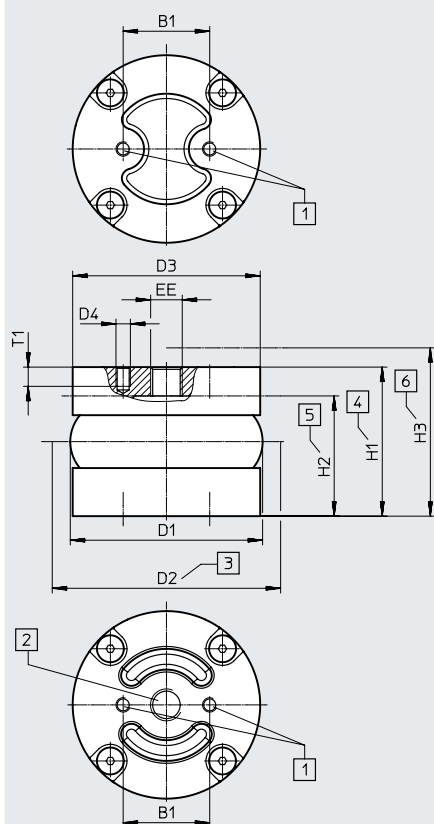
— 8 bar

Hoja de datos

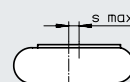
Dimensiones

Descarga de datos CAD → www.festo.com

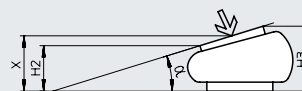
Cilindro de fuelle simple – EB-80



Desplazamiento máximo entre las superficies de fijación:



Los cilindros de fuelle pueden ejecutar su carrera a lo largo de una trayectoria circular, para lo cual no deben exceder el ángulo de inclinación α . Para el dimensionado hay que asegurar que el cilindro de fuelle nunca baje de la altura mínima ni supere la altura máxima en ningún punto.



- | | |
|---------------------------------------|--|
| [1] Rosca de fijación | [4] Altura de funcionamiento recomendada |
| [2] Conexión de aire comprimido | [5] Altura mín. de montaje |
| [3] Espacio necesario para el montaje | [6] Altura máx. de extensión |

Código del producto	B1	D1 ø máx.	D2 ø	D3 ø	D4	EE
EB-80-20	36	80	95	78	M6	G1/4

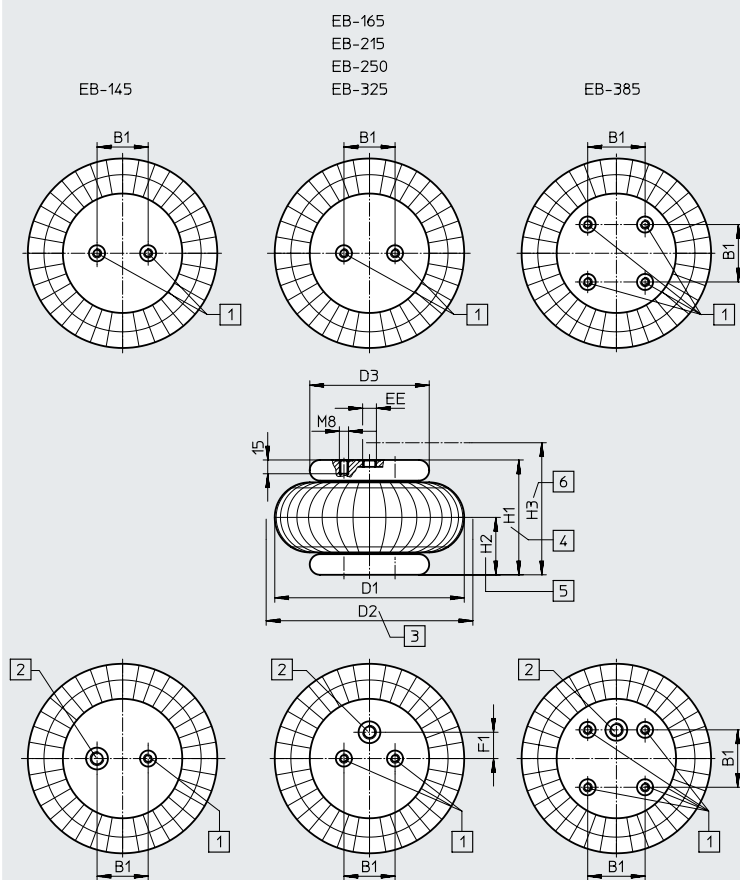
Código del producto	H1	H2 mín.	H3 máx.	T1 mín.	s_{max}	Ángulo de inclinación α máx.
EB-80-20	60	50	70	8	5	10°

Hoja de datos

Dimensiones

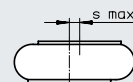
Descarga de datos CAD → www.festo.com

Cilindro de fuelle simple – EB-145 ... 385

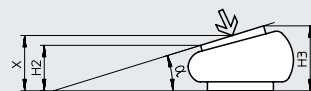


- [1] Rosca de fijación
 [2] Conexión de aire comprimido
 [3] Espacio necesario para el montaje
 [4] Altura de funcionamiento recomendada
 [5] Altura mín. de montaje
 [6] Altura máx. de extensión

Desplazamiento máximo entre las superficies de fijación:



Los cilindros de fuelle pueden ejecutar su carrera a lo largo de una trayectoria circular, para lo cual no deben exceder el ángulo de inclinación α . Para el dimensionado hay que asegurar que el cilindro de fuelle nunca baje de la altura mínima ni supere la altura máxima en ningún punto.



Código del producto	B1	D1 Ø máx.	D2 Ø	D3 Ø	D4	EE	F1
	±0,2						±0,2
EB-145-60	20	145	160	90	M8	G1/8	–
EB-165-65	44,5	165	180	108	M8	G1/4	0
EB-215-80	70	215	230	141	M8	G3/4	0
EB-250-85	89	250	265	161	M8	G3/4	38,1
EB-325-95	157,5	325	340	228	M8	G1/4	73
EB-385-115	158,8	385	400	287	M8	G1/4	79,4

Código del producto	H1	H2 mín.	H3 máx.	T1 mín.	S _{máx}	Ángulo de inclinación α máx.
EB-145-60	90	50	110	15	10	20°
EB-165-65	90	51	115	15	10	20°
EB-215-80	110	50	135	15	10	20°
EB-250-85	110	51	140	15	10	20°
EB-325-95	130	51	150	15	10	15°
EB-385-115	145	51	175	15	10	15°

c.Unión Rotativa



ROTARX®

Hybrid Slip Rings

PNEUMATIC / LIQUID + ELECTRIC



High-Performance Power,
Signal and Media Transmission

RX-PN Series



PRODUCT CODE

RX	-	AA	BB	CC	-	DD	E	-	F	GG	HH	S
		1	2	3		4	5		6	7	8	9

Example: RX-PN1403-QS2-C1008S
(1) Hybrid Slip Ring Pneumatic/Liquid + Electric with (2) G1/4" Connector, (3) 3 passages, (4) Common Quality Version, (5) Signal transmission 5A, (6) Passage Entry/Exit radial on both sides, (7) 10 rings for power transmission, (8) 8 rings for signal transmission, (9) Standard Version

1	Series	PN - Hybrid Slip Rings Pneumatic/Liquid + Electric	5	Signal Level	1 - Signal transmission 2A 2 - Signal transmission 5A
2	Connection Size	M5 - M5 Connector 18 - G1/8" Connector 14 - G1/4" Connector 38 - G3/8" Connector 12 - G1/2" Connector	6	Stator / Rotor Option	A - Passage Entry/Exit axial on Stator+Rotor B - Passage Entry/Exit radial on Stator C - Passage Entry/Exit radial on Stator+Rotor D - Passage Entry/Exit radial on Stator+Rotor, Additional second Flange on Stator
3	Number of Passages	01 - 16	7	Number of Power Circuits	From 2 rings to 42 rings
4	Quality Level	QS - Common Quality Version QI - Industrial Quality Version (see specifications for details)	8	Number of Signal Circuits	From 2 rings to 96 rings
			9	Version	S - Standard C - Customized



Media Leadthrough
(Gases or Liquids)



Different Connection Sizes



Long Life



In many applications, the transmission of air or liquids is required beside the general electrical lines. In these cases hybrid slip rings can be used. These hybrid slip rings are often called pneumatic slip rings, hydraulic slip rings, steam rotary unions or air precision slip rings.

The hybrid slip rings contain 1 up to max. 16 media passages. Each slip ring can be equipped with M5, 1/8", 1/4", 3/8" or 1/2" connections. The housing is made of solid aluminium and offers maximum protection for electrical and media transmission components. For electrical transmission 6 up to 96 rings can be used for each slip ring.

For electrical transmission hybrid slip rings combine the best advanced fiber brush technology and precious metal or gold-to-gold multi-contacting, they offer low electrical noise for high data rate field bus transmission, low contact pressure for long lifetime and they are maintenance free.

We offer standardized & modularized design and fully customizable products according to the special requirements of customers in different applications.

If you have specific customized requirements, please feel free to consult us in order to create the most suitable recommendation for your specification.

ADVANTAGES

- + Combined Power & Signal & Air / Liquid Transmission
- + Robust Housing Design
- + 1-16 Media Passages
- + Media Types: Air, Gas, Chemicals, Water, Oil
- + Long Lifetime
- + 360° Continuous Rotation
- + Connection Types: M5, 1/8", 1/4", 3/8", 1/2"
- + Light Weight

MAIN APPLICATIONS

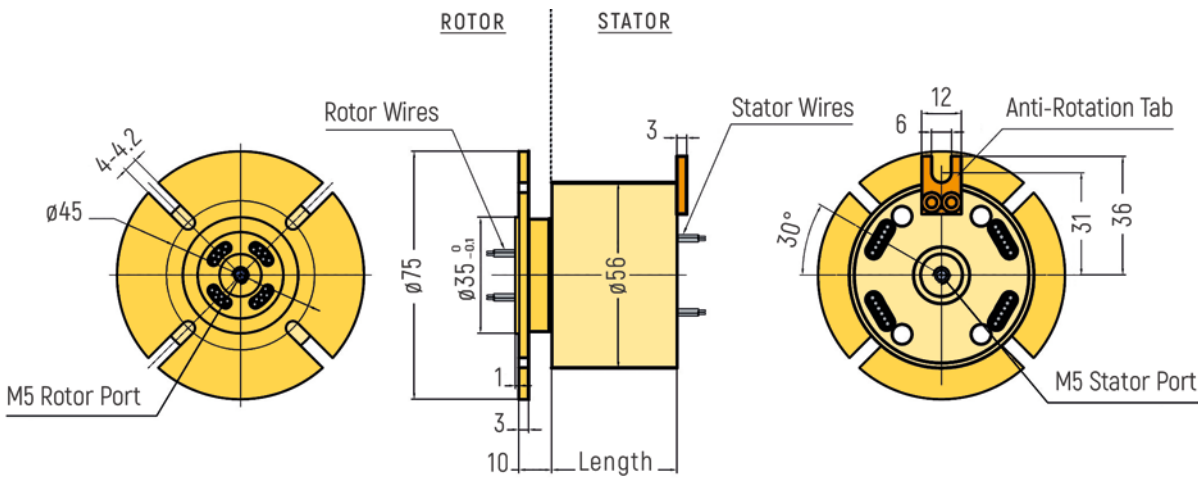
- > Mobile Cranes
- > Hose & Cable Reels
- > Robots
- > Packaging Machines
- > Hydraulic Machines
- > Automation Technology
- > Vehicles

SPECIFICATIONS

MINIATURE PNEUMATIC/LIQUID + ELECTRIC HYBRID SLIP RING SPECIFICATIONS		
NUMBER OF CIRCUITS	2-42 for power transmission;	2-96 for signal transmission
	1-16 passages for Pneumatic/Liquid transmission	
PNEUMATIC/LIQUID PASSAGE SPECIFICATIONS		
MAX PRESSURE	10MPa 100Bar (can be customized), Vacuum 0.01torr	
TORQUE	Depends on connection size	
SEALING ELEMENT	Common Quality Level: Common Seals	Industrial Quality Level: High-Quality Seals
ELECTRICAL SPECIFICATIONS		
CURRENT RATING	Power transmission circuits: 10A;	Signal transmission circuits: 2A / 5A (see product tables for details)
VOLTAGE RATING	Types PNxx02-QS1, PNxx03-QS1, PNxx04-QS1 and PNxx06-QS1: 240VAC/DC;	All other types: 440VAC/DC
ELECTRICAL NOISE	max 10mΩ	
INSULATION RESISTANCE	≥1000 MΩ @ 500 VDC	
LEAD CABLE SIZE	Power transmission circuits: Types PNxx02-QS1, PNxx03-QS1, PNxx04-QS1 & PNxx06-QS1: AWG28;	All other types: AWG16 Teflon
	Signal transmission circuits: Types PNxx02-QS1, PNxx03-QS1, PNxx04-QS1 & PNxx06-QS1: AWG28;	All other types: AWG22 Teflon
LEAD CABLE LENGTH	Standard 300mm (Rotor/Stator)	
DIELECTRIC STRENGTH	500VAC @ 50Hz, 60s	
MECHANICAL SPECIFICATIONS		
WORKING LIFE	Common Quality Level: 10 Million Revs	Industrial Quality Level: 30 Million Revs
ROTATING SPEED	Common Quality Level: 0-100 rpm	Industrial Quality Level: 0-300 rpm
TEMPERATURE RANGE	-30°C to +80°C	
OPERATING HUMIDITY	0~85% RH	
CONTACT MATERIAL	Common Quality Level: Precious Metal	Industrial Quality Level: Gold-Gold
HOUSING MATERIAL	Aluminium Alloy	
PROTECTION DEGREE	IP51 (higher or lower on request)	

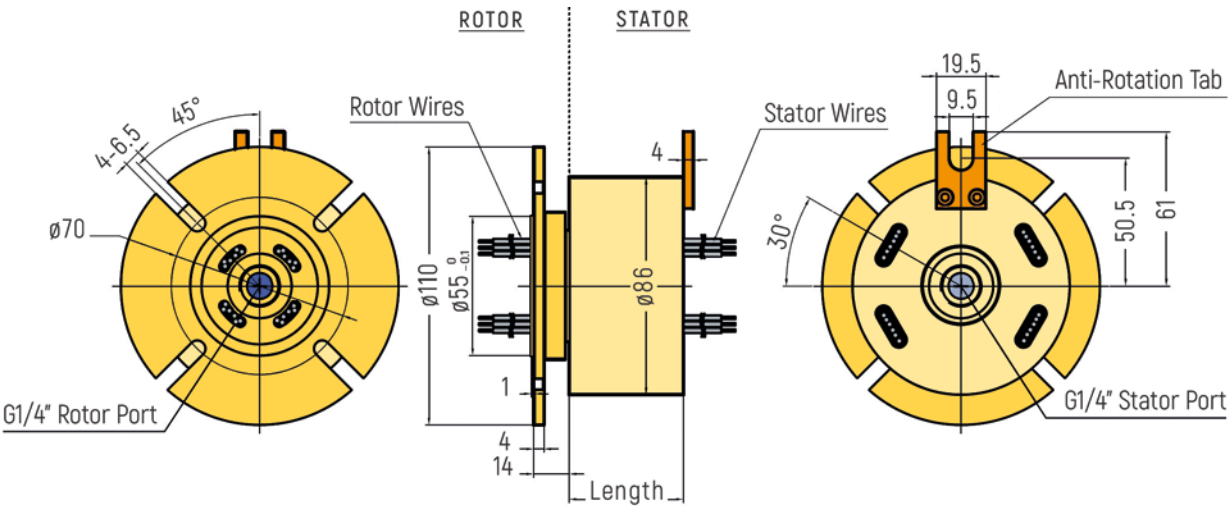
RX-PNM501-QS2-A

M5 Connector



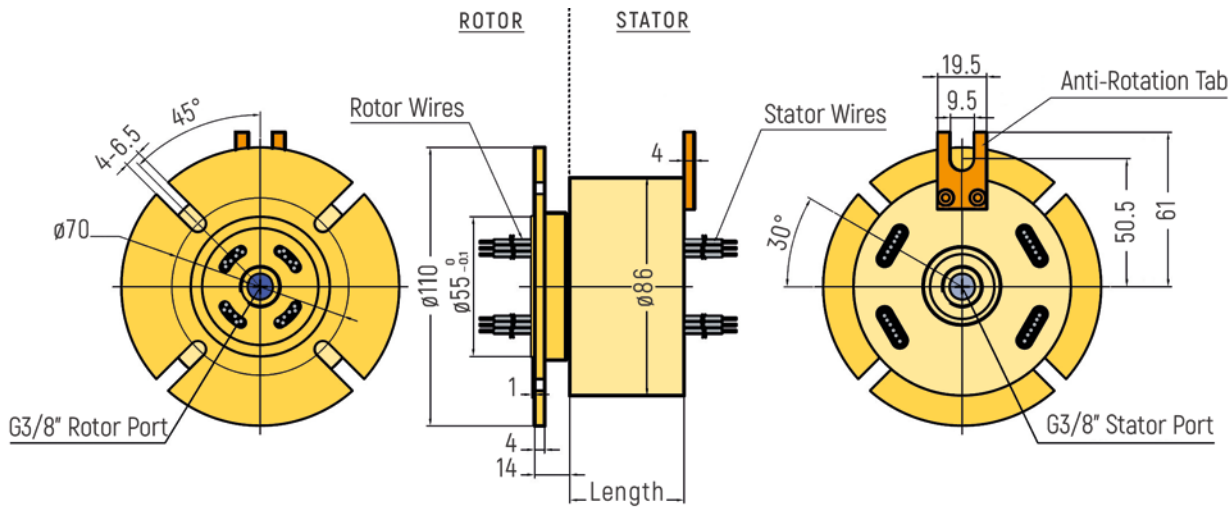
RX-PN1401-QS2-A

G1/4" Connector



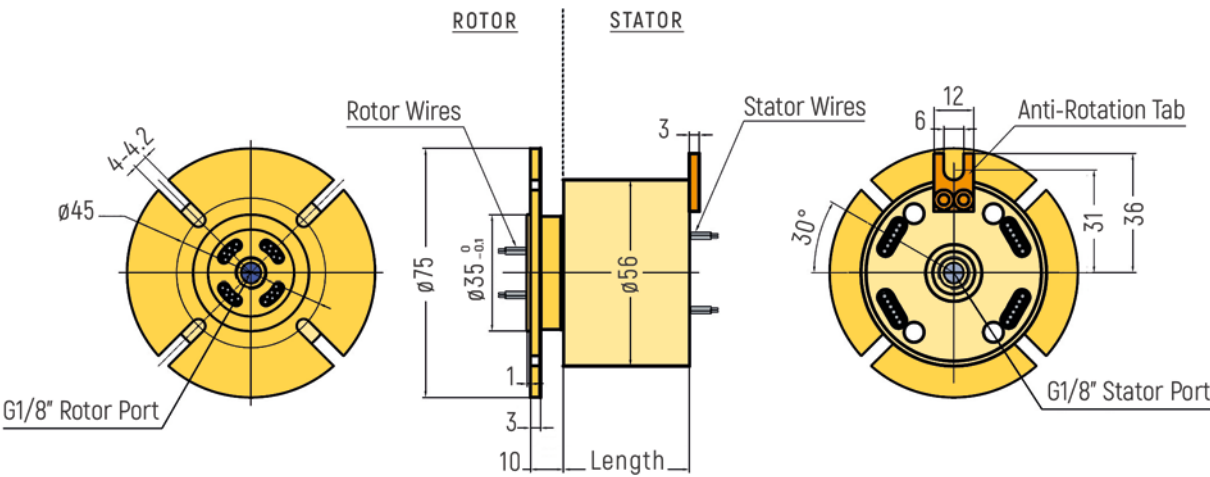
RX-PN3801-QS2-A

G3/8" Connector



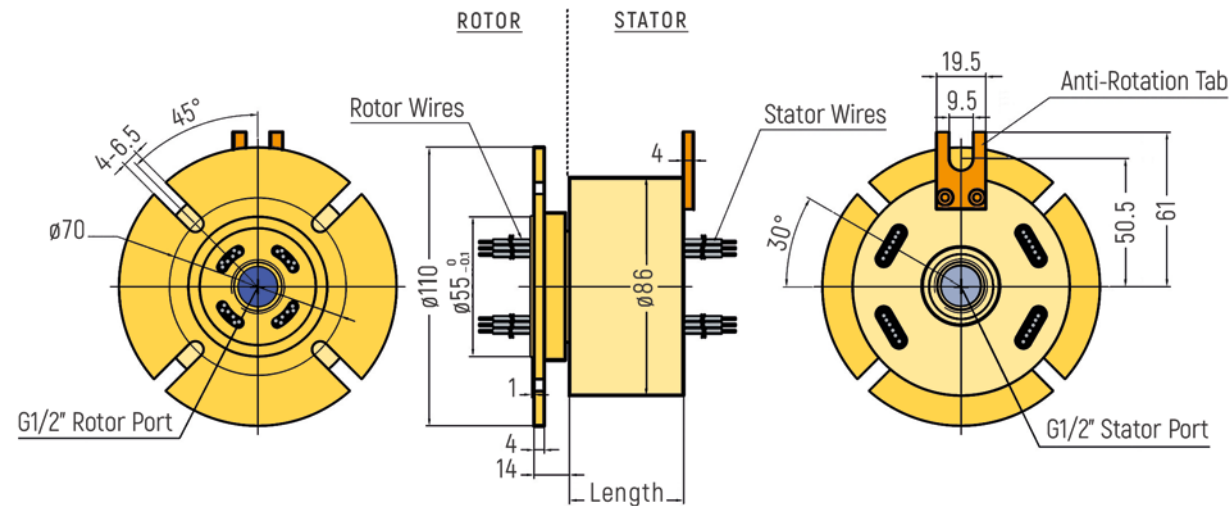
RX-PN1801-QS2-A

G1/8" Connector



RX-PN1201-QS2-A

G1/2" Connector



* Replace xx as following: M5 = M5 Connector; 18 = G1/8" Connector; 14 = G1/4" Connector; 38 = G3/8" Connector; 12 = G1/2" Connector

MODEL*	AVAILABLE CONNECTION SIZES (Replace xx)	LENGTH (mm)		NUMBER OF CIRCUITS		PASSAGE Pneumatic /Liquid
		M5 G1/8"	G1/4" G3/8" G1/2"	Power 10A	Signal / 5A	
RX-PNxx01-QS2-A0006S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	38	45.2	-	6	1
RX-PNxx01-QS2-A0204S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	38	45.2	2	4	1
RX-PNxx01-QS2-A0402S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	38	45.2	4	2	1
RX-PNxx01-QS2-A0600S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	38	45.2	6	-	1
RX-PNxx01-QS2-A1200S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	54.8	65.6	12	-	1
RX-PNxx01-QS2-A0210S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	54.8	65.6	2	10	1
RX-PNxx01-QS2-A0309S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	54.8	65.6	3	9	1
RX-PNxx01-QS2-A0606S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	54.8	65.6	6	6	1
RX-PNxx01-QS2-A0804S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	54.8	65.6	8	4	1
RX-PNxx01-QS2-A1002S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	54.8	65.6	10	2	1
RX-PNxx01-QS2-A1200S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	54.8	65.6	12	-	1
RX-PNxx01-QS2-A0018S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	71.6	86	-	18	1
RX-PNxx01-QS2-A0216S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	71.6	86	2	16	1
RX-PNxx01-QS2-A0414S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	71.6	86	4	14	1
RX-PNxx01-QS2-A0612S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	71.6	86	6	12	1
RX-PNxx01-QS2-A0810S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	71.6	86	8	10	1
RX-PNxx01-QS2-A1008S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	71.6	86	10	8	1
RX-PNxx01-QS2-A1206S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	71.6	86	12	6	1
RX-PNxx01-QS2-A1404S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	71.6	86	14	4	1
RX-PNxx01-QS2-A1602S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	71.6	86	16	2	1
RX-PNxx01-QS2-A0024S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	88.4	106.4	-	24	1
RX-PNxx01-QS2-A0420S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	88.4	106.4	4	20	1
RX-PNxx01-QS2-A0618S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	88.4	106.4	6	18	1
RX-PNxx01-QS2-A1212S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	88.4	106.4	12	12	1
RX-PNxx01-QS2-A1806S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	106.4	18	6	1
RX-PNxx01-QS2-A2400S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	106.4	24	-	1
RX-PNxx01-QS2-A0030S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	105.2	126.8	-	30	1
RX-PNxx01-QS2-A0624S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	105.2	126.8	6	24	1
RX-PNxx01-QS2-A1218S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	126.8	12	18	1
RX-PNxx01-QS2-A1812S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	126.8	18	12	1
RX-PNxx01-QS2-A2406S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	126.8	24	6	1
RX-PNxx01-QS2-A3000S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	126.8	30	-	1

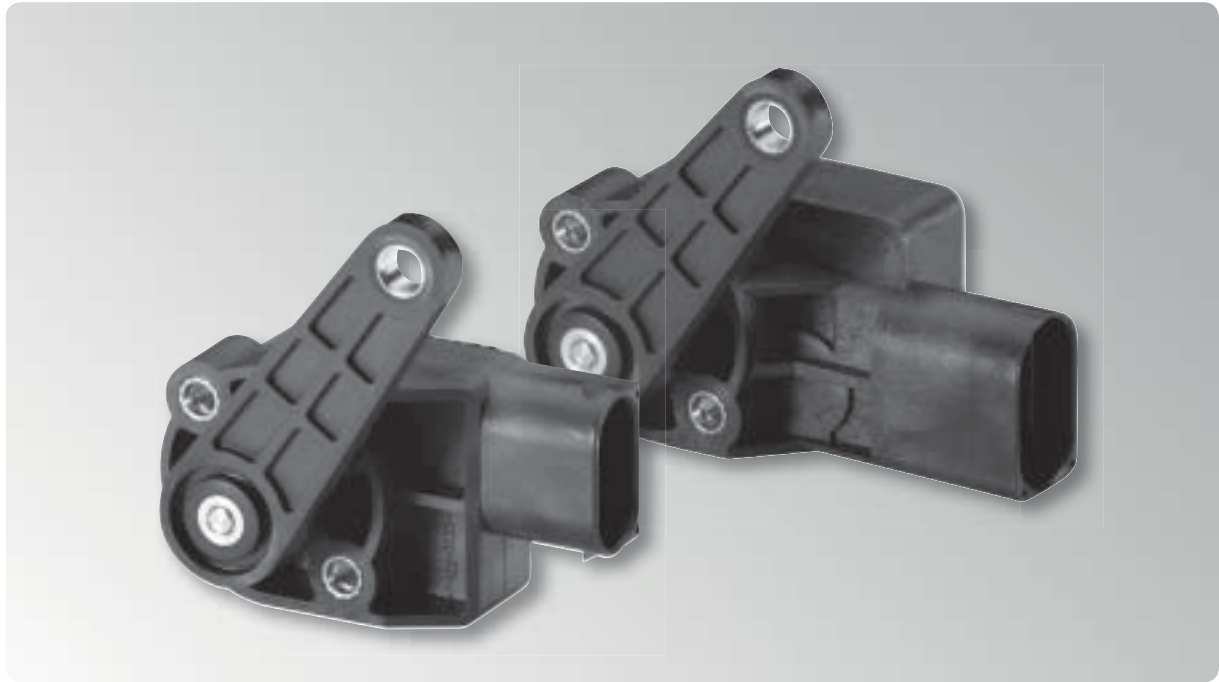
↪ N channels 10A rings parallel can be used as 1 channel N*10A current. Example: 2 rings 10A each can be used parallel for transmission of 20A.
↪ Power [10A] and Signal [5A] can be combined according to requirement. Max. 96 rings can be customized based on standard slip rings. Please contact customer service for further details.

* Replace xx as following: M5 = M5 Connector; 18 = G1/8" Connector; 14 = G1/4" Connector; 38 = G3/8" Connector; 12 = G1/2" Connector

MODEL*	AVAILABLE CONNECTION SIZES (Replace xx)	LENGTH (mm)		NUMBER OF CIRCUITS		PASSAGE Pneumatic /Liquid
		M5 G1/8"	G1/4" G3/8" G1/2"	Power 10A	Signal / 5A	
RX-PNxx01-QS2-A0036S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	125	150.2	-	36	1
RX-PNxx01-QS2-A0630S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	150.2	6	30	1
RX-PNxx01-QS2-A1224S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	150.2	12	24	1
RX-PNxx01-QS2-A3600S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	150.2	36	-	1
RX-PNxx01-QS2-A0042S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	141.8	170.6	-	42	1
RX-PNxx01-QS2-A0636S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	170.6	6	36	1
RX-PNxx01-QS2-A1230S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	170.6	12	30	1
RX-PNxx01-QS2-A4200S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	170.6	42	-	1
RX-PNxx01-QS2-A0048S	M5-G1/8"-G1/4"-G3/8"-G1/2"	158.6	191	-	48	1
RX-PNxx01-QS2-A0642S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	191	6	42	1
RX-PNxx01-QS2-A1236S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	191	12	36	1
RX-PNxx01-QS2-A1830S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	191	18	30	1
RX-PNxx01-QS2-A2424S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	191	24	24	1
RX-PNxx01-QS2-A4800S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	191	48	-	1
RX-PNxx01-QS2-A0060S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	231.8	-	60	1
RX-PNxx01-QS2-A0654S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	231.8	6	54	1
RX-PNxx01-QS2-A0951S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	231.8	9	51	1
RX-PNxx01-QS2-A1248S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	231.8	12	48	1
RX-PNxx01-QS2-A2436S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	231.8	24	36	1
RX-PNxx01-QS2-A0072S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	275.6	-	72	1
RX-PNxx01-QS2-A1260S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	275.6	12	60	1
RX-PNxx01-QS2-A2448S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	275.6	24	48	1
RX-PNxx01-QS2-A3636S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	275.6	36	36	1
RX-PNxx01-QS2-A0084S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	316.4	-	84	1
RX-PNxx01-QS2-A1272S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	316.4	12	72	1
RX-PNxx01-QS2-A2460S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	316.4	24	60	1
RX-PNxx01-QS2-A3648S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	316.4	36	48	1
RX-PNxx01-QS2-A0096S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	357.2	-	96	1
RX-PNxx01-QS2-A1284S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	357.2	12	84	1
RX-PNxx01-QS2-A2472S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	357.2	24	72	1
RX-PNxx01-QS2-A3660S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	357.2	36	60	1
RX-PNxx01-QS2-A4254S	G1/4"-G3/8"-G1/2"	-	357.2	42	54	1

↪ N channels 10A rings parallel can be used as 1 channel N*10A current. Example: 2 rings 10A each can be used parallel for transmission of 20A.
↪ Power [10A] and Signal [5A] can be combined according to requirement. Max. 96 rings can be customized based on standard slip rings. Please contact customer service for further details.

d.Sensor de Posición



BRIEF INFORMATION

Angular Position Sensors Single and double sensors

- Single or redundant sensors
- High precision due to internal 14 bit resolution
- High thermal stability and linearity
- High insensitivity to magnetic fields
- Zero position can be individually programmed
- Various connection elements available

PRODUCT FEATURES

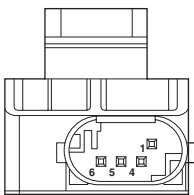


Application

The CIPOS®-type angular position sensors (contactless inductive position sensors) are designed for many different applications to measure angles accurately and reliably even in tough environments. Their insensitivity to magnetic fields and their high level of temperature stability in particular are the characteristic qualities of the CIPOS® technology used in all angular position sensors. Angles are measured inductively using a contactless and thus wear-resistant method.

This guarantees a high degree of measurement accuracy throughout the entire life of the sensor. The redundant sensors (double sensors) are specially designed for failure detection, thus improving the reliability of the overall system.

HOUSING TYPE A – SINGLE SENSORS



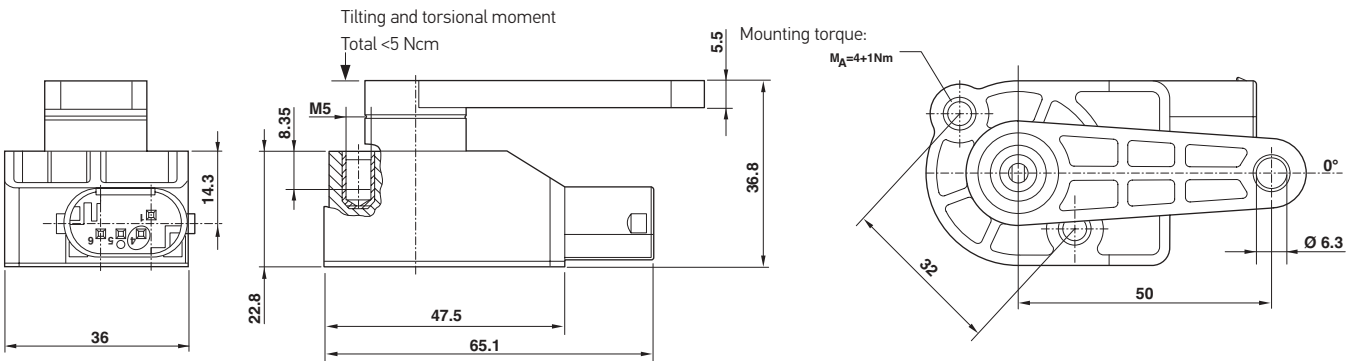
Technical specifications	
Mechanical angle range	unlimited (full 360° circle)
Supply voltage	U _s 5 V ± 10 %
Output signal 1	0.25 V to 4.75 V ratiometric
Output signal 2	PWM
Linearity error including temperature drift	± 0,6°
PWM frequency	200 Hz
Housing type	A
Protection class	IP 6K5, IP 6K9K
Operating temperature	-40 °C to +125 °C
Mating connector ¹⁾	AMP 1-967616-1

¹⁾ This accessory is not included in the scope of delivery.
It may be purchased from Tyco Electronics.

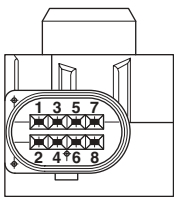
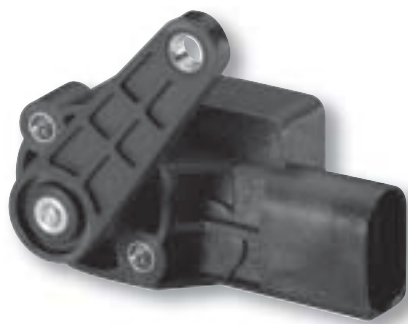
This special version outputs two different signals, i.e. a voltage indicating the angle measured (analogue) and a PWM signal (pulse-width modulated digital signal), ensuring this angular position sensor can be used universally.

Pin assignment	
Pin 1	Ground
Pin 4	Output signal 0.25 V to 4.75 V ratiometric
Pin 5	5 V DC supply
Pin 6	PWM output

Technical drawing housing type A



HOUSING TYPE B – DOUBLE SENSORS



Technical specifications	
Mechanical angle range	unlimited (full 360° circle)
Supply voltage	5 V ± 10 % or 9 V to 32 V
"Crossed Scale" output signal	
Supply voltage $U_s = 5\text{ V}$	Output U_{out1} 0.5 V to 4.5 V ratiometric U_{out2} 4.5 V to 0.5 V ratiometric
Supply voltage $U_s = 9\text{ V to }32\text{ V}$	Output U_{out1} 0.5 V to 4.5 V U_{out2} 4.5 V to 0.5 V
Linearity error including temperature drift	± 0.3°
Housing type	B
Protection class	IP 6K9K
Operating temperature	-40 °C to +85 °C
Mating connector ¹⁾	AMP 1394416-1

¹⁾ This accessory is not included in the scope of delivery.
It may be purchased from Tyco Electronics.

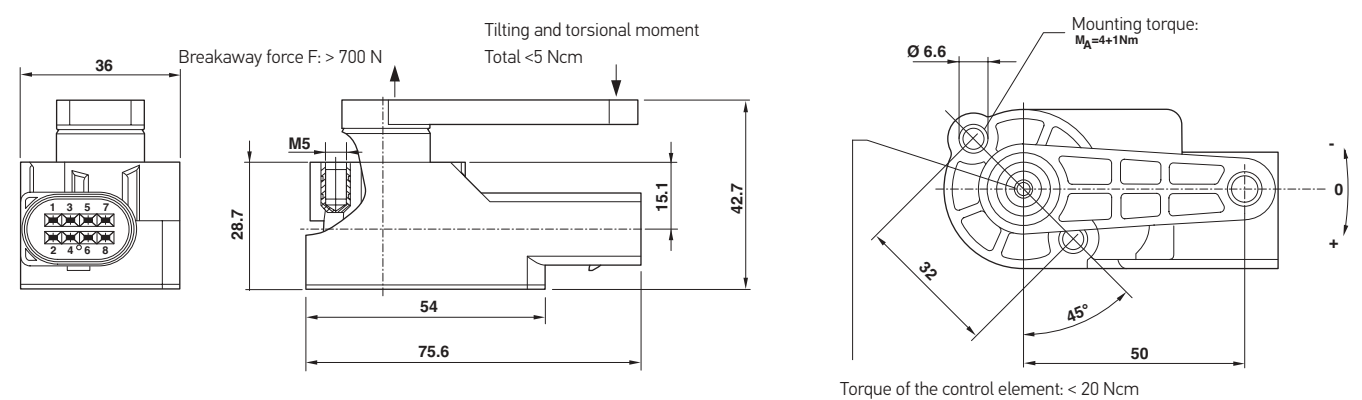
Pin assignment	
Voltage supply at 5 V DC*	
Pin 1	5 V DC sensor 2
Pin 2	Output U_{out1} 0.5 V to 4.5 V ratiometric
Pin 3	Not assigned
Pin 4	5 V DC sensor 1
Pin 5	Output U_{out2} 4.5 V to 0.5 V ratiometric
Pin 6	Not assigned
Pin 7	Ground sensor 2
Pin 8	Ground sensor 1

* The power supply lines (pin 1 and pin 4) and the ground supply lines (pin 7 and pin 8) can be bridged externally (e.g. in the mating connector) to reduce the number of wires.

Voltage supply at 9 V to 32 V DC**	
Pin 1	Bridge to pin 4 (external)
Pin 2	Output U_{out1} 0.5 V to 4.5 V
Pin 3	9 V to 32 V DC sensor 1 and 2
Pin 4	Bridge to pin 1 (external)
Pin 5	Output U_{out2} 4.5 V to 0.5 V
Pin 6	Not assigned
Pin 7	Ground sensor 2
Pin 8	Ground sensor 1

** Pin 1 and pin 4 must be bridged externally (e.g. in the mating connector). The ground supply lines (pin 7 and pin 8) can be bridged externally (e.g. in the mating connector) to reduce the number of wires.

Technical drawing housing type B

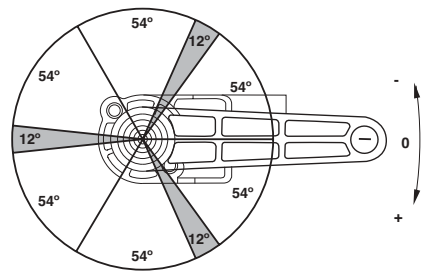


ANGULAR POSITION SENSOR CHARACTERISTIC CURVE

The characteristic curve of the angular position sensor repeats every 120°. The sensor does not therefore have to be installed at the mounting position shown, but can be installed any offset angle that is a multiple of 120°.

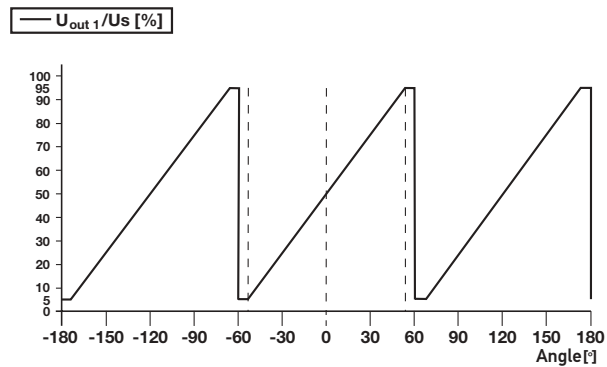
This will not affect the behaviour of the connected system in any way. The measuring angle range is 108°. If the signal continues to fall or rise up to 6°, the output signal remains at the limit value of the measuring range. If the signal exceeds these values, the next section of the characteristic curve is applied. The resulting measuring ranges and zero positions are shown on the graph.

The segments of the circle shown in grey represent the angles that cannot be measured.



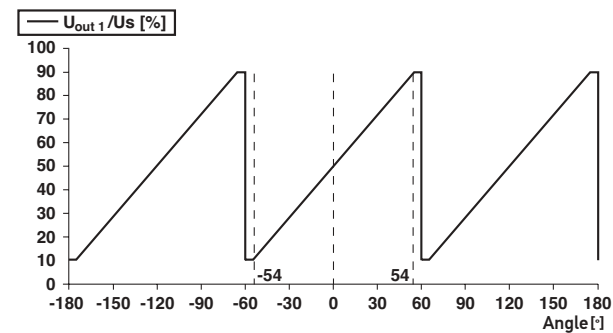
Housing type A

Output signal U_{out1}
with 5 V supply voltage



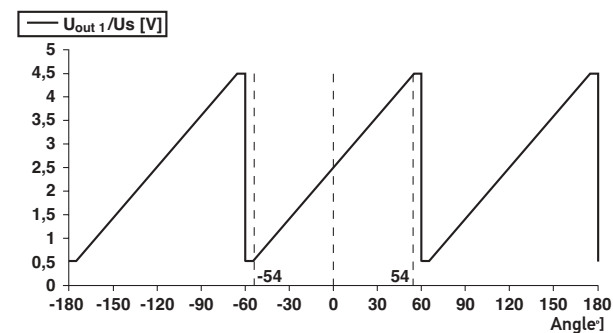
Housing type B

Output signal U_{out1}
with 5 V supply voltage



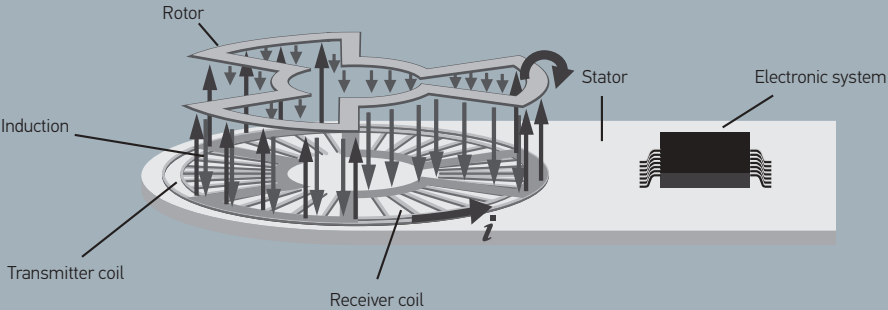
Output signal $U_{out2} = 100\% - U_{out1}/U_s$ [%] (opposite curve)

Output signal U_{out1}
with 9 V to 32 V supply voltage



Output signal $U_{out2} = 5V - U_{out1}$ [V] (opposite curve)

FUNCTION



Inside the laser-welded polyamide housing (PA66), the rotation of the lever arm is transferred to the rotor and measured by induction. An ASIC (Application Specific Integrated Circuit) accurately computes the rotor position. Various mounting positions are possible thanks to the repeating characteristic curve of the output signal (which depends on the structure of the sensor that is used), which increases the flexibility of the sensor.

SUMMARY OF VERSIONS

Angle range	Supply voltage	Output signal	Zero position	Lever arm	Part number
Single sensors					
0° to + 45 °	5 V	0.5 V to 4.5 V ratiometric	60°/180°/300°	50 mm	6PM 011 081-001
-30° to + 30 °	5 V	0.5 V to 4.5 V ratiometric and PWM	0°/120°/240°	50 mm	6PM 008 161-241
-30° to + 30 °	9 to 32 V	0.5 V to 4.5 V absolute	0°/120°/240°	50 mm	6PD 009 583-101
-51° to + 51°	5 V	0.5 V to 4.5 V ratiometric and PWM	0°/120°/240°	50 mm	6PM 008 161-251
-54° to + 54°	9 to 32 V	0.5 V to 4.5 V absolute	0°/120°/240°	50 mm	6PD 009 583-111
-54° to + 54°	5 V	0.25 V to 4.75 V ratiometric	0°/120°/240°	70 mm	6PM 008 161-121
-54° to + 54°	5 V	0.25 V to 4.75 V ratiometric	60°/180°/300°	70 mm	6PM 008 161-131
-54° to + 54°	5 V	0.25 V to 4.75 V ratiometric	30°/150°/270°	50 mm	6PM 008 161-141
-54° to + 54°	5 V	0.25 V to 4.75 V ratiometric	90°/210°/330°	50 mm	6PM 008 161-151
Double sensors					
-30° to + 30 °	5 V or 9 V to 32 V	0.5 V to 4.5 V ratiometric / absolute	0°/120°/240°	50 mm	6PD 009 583-001
-54 to + 54 °	5 V or 9 V to 32 V	0.5 V to 4.5 V ratiometric / absolute	0°/120°/240°	50 mm	6PD 009 583-011
-54 to + 54 °	5 V or 9 V to 32 V	0.5 V to 4.5 V ratiometric / absolute	0°/120°/240°	70 mm	6PD 009 580-017
-54 to + 54 °	5 V or 9 V to 32 V	0.5 V to 4.5 V ratiometric / absolute	0°/120°/240°	90 mm	6PD 009 584-017

e.Materiales utilizados para la diseño

Material Data Sheet

Aluminium alloy

Materials Services
Technology, Innovation
& Sustainability

Page 1/5

Material designation:

EN-Material No.

DIN-Material No.

EN AW-6061
[EN AW-Al Mg1SiCu]

3.3211

Scope

This data sheet applies to hot and cold-rolled sheets, strips and plates, cold drawn and extruded rod/bar, tubes and profiles made of aluminium-silicon alloy EN AW-6061.

Application

Under the heat treatable aluminium alloys the material EN AW-6061 shows medium mechanical properties and a good atmospheric and seawater corrosion resistance. The material is good weldable and is used for example in architecture and in automotive and railway industry.

The alloy EN AW-6061 is heat treatable and not suitable for decorative anodizing.

Chemical composition in %

Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Al
0.40–0.8	≤ 0.70	0.10–0.40	≤ 0.15	0.8–1.2	0.04–0.35	≤ 0.25	≤ 0.15	Rest

Others^{a)}: Each: max. 0.05 %

Total^{b)}: max. 0.15 %

^{a)} „Others“ includes listed elements for which no specific limit is shown as well as unlisted metallic elements. The producer may analyze samples for trace elements not specified in the registration or specification. However, such analysis is not required and may not cover all metallic „Other“ elements. Should any analysis by the producer or the purchaser establish that an „Others“ element exceeds the limit of „Each“ or that the aggregate of several „Others“ elements exceeds the limit of „Total“, the material shall be considered non-conforming.

^{b)} The sum of those „Others“ metallic elements 0.010 % or more each, expressed to the second decimal place before determining the sum.

Mechanical properties at room temperature (cold drawn rod/bar and tube)

Temper	Dimensions			Yield strength R _{p0.2} [N/mm ²]	Tensile strength R _m [N/mm ²]	Elongation		Hardness ¹⁾ HBW
	D ^{a)} [mm]	S ^{b)} [mm]	t ^{c)} [mm]			A [%]	A ₅₀ [%]	
O, H111	≤ 80	≤ 80	≤ 20	≤ 110	≤ 150	≥ 16	≥ 14	30
T4	≤ 80	≤ 80	≤ 20	≥ 110	≥ 205	≥ 16	≥ 14	65
T6	≤ 80	≤ 80	≤ 20	≥ 240	≥ 290	≥ 10	≥ 8	95

Mechanical properties at room temperature (sheet, strip and plate)

Temper	Nominal thickness [mm]	Yield strength $R_{p0,2}$ [N/mm ²]	Tensile strength R_m [N/mm ²]	Elongation		Hardness ¹⁾ HBW
				A_{50} [%]	A [%]	
O	≥ 0.4–1.5	≤ 85	≤ 150	≥ 14	-	40
	> 1.5–3.0	≤ 85	≤ 150	≥ 16	-	
	> 3.0–6.0	≤ 85	≤ 150	≥ 19	-	
	> 6.0–12.5	≤ 85	≤ 150	≥ 16	-	
	> 12.5–25.0	-	≤ 155	-	≥ 16	
T4	≥ 0.4–1.5	≥ 110	≥ 205	≥ 12	-	58
	> 1.5–3.0	≥ 110	≥ 205	≥ 14	-	
	> 3.0–6.0	≥ 110	≥ 205	≥ 16	-	
	> 6.0–12.5	≥ 110	≥ 205	≥ 18	-	
T451	≥ 0.4–1.5	≥ 110	≥ 205	≥ 12	-	58
	> 1.5–3.0	≥ 110	≥ 205	≥ 14	-	
	> 3.0–6.0	≥ 110	≥ 205	≥ 16	-	
	> 6.0–12.5	≥ 110	≥ 205	≥ 18	-	
	> 12.5–40.0	≥ 110	≥ 205	-	≥ 15	
	> 40.0–80.0	≥ 110	≥ 205	-	≥ 14	
T42	≥ 0.4–1.5	≥ 95	≥ 205	≥ 12	-	57
	> 1.5–3.0	≥ 95	≥ 205	≥ 14	-	
	> 3.0–6.0	≥ 95	≥ 205	≥ 16	-	
	> 6.0–12.5	≥ 95	≥ 205	≥ 18	-	
	> 12.5–40.0	≥ 95	≥ 205	-	≥ 15	
	> 40.0–80.0	≥ 95	≥ 205	-	≥ 14	
T6/T62/T651	≥ 0.4–1.5	≥ 240	≥ 290	≥ 6	-	88
	> 1.5–3.0	≥ 240	≥ 290	≥ 7	-	
	> 3.0–6.0	≥ 240	≥ 290	≥ 10	-	
	> 6.0–12.5	≥ 240	≥ 290	≥ 9	-	
	> 12.5–40.0	≥ 240	≥ 290	-	≥ 8	
	> 40.0–80.0	≥ 240	≥ 290	-	≥ 6	
	> 80.0–100.0	≥ 240	≥ 290	-	≥ 5	
	> 100.0–150.0	≥ 240	≥ 275	-	≥ 5	84
	> 150.0–250.0	≥ 230	≥ 265	-	≥ 4	81
	> 250.0–350.0	≥ 220	≥ 260	-	≥ 4	80
	> 350.0–400.0	≥ 220	≥ 260	-	≥ 2	80

Mechanical properties at room temperature (extruded rod/bar and tube)

Temper	Dimensions			Yield strength $R_{p0,2}$ [N/mm ²]	Tensile strength R_m [N/mm ²]	Elongation		Hardness ¹⁾ HBW
	D ^{a)} [mm]	S ^{b)} [mm]	t ^{c)} [mm]			A [%]	A ₅₀ [%]	
O/H111	≤ 200	≤ 200	≤ 25	≤ 110	≤ 150	≥ 16	≥ 14	30
T4	≤ 200	≤ 200	≤ 25	≥ 110	≥ 180	≥ 15	≥ 13	65
T6	≤ 200 -	≤ 200 -	≤ 5 5 < t ≤ 25	≥ 240 ≥ 240	≥ 260 ≥ 260	≥ 8 ≥ 10	≥ 6 ≥ 8	95

Mechanical properties at room temperature (extruded profiles)

Temper	Wall thickness t [mm]	Yield strength $R_{p0,2}$ [N/mm ²]	Tensile strength R_m [N/mm ²]	Elongation		Hardness ¹⁾ HBW
				A [%]	A ₅₀ [%]	
T4	≤ 25	≥ 110	≥ 180	≥ 15	≥ 13	65
T6	≤ 5 5 < t ≤ 25	≥ 240 ≥ 240	≥ 260 ≥ 260	≥ 9 ≥ 10	≥ 7 ≥ 8	95

¹⁾ For information only

^{a)} D = Diameter for round bar

^{b)} S = Width across flats for square and hexagonal bar, thickness for rectangular bar

^{c)} t = Wall thickness for tubes

Reference data for some physical properties (for guidance only)

Density at 20 °C [kg/dm ³]	Electrical conductivity [MS/m]	Thermal conductivity [W/m•K]	Specific heat capacity [J/kg•K]	Young's modulus [MPa]	Shear modulus [MPa]
2.70	22–30	170–220	-	70000	26300

Mean linear thermal expansion coefficient [10⁻⁶ K⁻¹]

-50–20 °C	20–100 °C	20–200 °C	20–300 °C
-	23.0	-	-

Guidelines on the temperatures for hot forming and heat treatment

Annealing		
Temperature	Time to heat up	Cooling conditions
380–420 °C	1.0–2.0 h	≤ 30 °C/h to 250 °C, below 250 °C on air

Precipitation heat treatment			
Solution heat treatment	Quenching	Natural ageing	Artificial ageing
525–540 °C	Water, air	5–8 days	Temperature: 155–190 °C Time: 4–16 h

Processing/Welding

The material is good weldable with the conventional processes (MIG and TIG). As welding filler metal is AlMg5Mn [Al 5556A / Al 5556B], AlMg4.5Mn0.7 (A) [Al 5183 / Al 5183A] and AlSi5 [Al 4043] recommended. In annealed temper there may arise some difficulties during machining (for example ribbon or thread chips). The machinability improves with the grade of ageing.

Remark

According to EN 602 the use of the material is allowed for the contact with food.

thyssenkrupp

NYLATRON® GS – Poliamida (PA 66+MoS₂)

Al añadir MoS₂ se obtiene un material con una rigidez, dureza y estabilidad dimensional algo mejores que las del POLIAMIDA 66, a cambio de cierta pérdida de resistencia al impacto. La dispersión del disulfuro de molibdeno en la estructura molecular, da como resultado un mayor grado de cristalización, mejorando de esta forma sus propiedades de rozamiento y desgaste.

Propiedades físicas (valores indicativos*)

Propiedades		Métodos de ensayo ISO/(IEC)	Unidades	Valores
Color		—	—	gris antracita
Densidad		ISO 1183-1	g/cm3	1,15
Absorción de agua:				
– después de estar 24 / 96 h sumergido en agua a 23°C (1)		ISO 62	mg	46 / 85
		ISO 62	%	0,68 / 1,25
– hasta la saturación en aire a 23°C / 50% HR		—	%	2,3
– hasta la saturación en agua a 23°C		—	%	7,8
Propiedades térmicas (2)				
Temperatura de fusión		—	°C	255
Conductividad térmica a 23°C		—	W/(K·m)	0,29
Coeficiente de dilatación térmica lineal:				
– valor medio entre 23 y 60°C		—	m/(m·K)	80x10 ⁻⁶
– valor medio entre 23 y 100°C		—	m/(m·K)	90x10 ⁻⁶
Temperatura de deformación por carga:				
– por el método A: 1,8 MPa	+	ISO 75-1/-2	°C	85
Temperatura máxima de servicio en aire:				
– en periodos cortos (3)		—	°C	180
– en continuo: durante 5.000/20.000 h (4)		—	°C	95 / 80
Temperatura mínima de servicio (5)				-20
Inflamabilidad (6):				
– “Índice de oxígeno”		ISO 4589-1/-2	%	26
– con respecto a la clasificación UL 94 (para 3/6 mm de espesor)		—	—	HB / HB
Propiedades mecánicas a 23°C (7)				
Ensayo a tracción (8):				
– esfuerzo de tensión para fluencia (9)	+	ISO 527-1/-2	MPa	92
	++	ISO 527-1/-2	MPa	55
– elongación a la rotura (9)	+	ISO 527-1/-2	%	20
	++	ISO 527-1/-2	%	> 50
– módulo de elasticidad (10)	+	ISO 527-1/-2	MPa	3500
	++	ISO 527-1/-2	MPa	1675
Ensayo a compresión (11):				
– esfuerzo al 1 / 2 / 5% de deformación (10)	+	ISO 604	MPa	25 / 49 / 92
Ensayo de fluencia a tracción (8):				
– esfuerzo necesario para producir un 1% de deformación a las 1000h	+		MPa	21
	++		MPa	9
Resistencia al impacto Charpy - sin entalla (12)		+	ISO 179-1/1eU	kJ/m2
Resistencia al impacto Charpy - con entalla		+	ISO 179-1/1eA	kJ/m2
Resistencia al impacto Izod - con entalla		+	ISO 180/2A	kJ/m2
		++	ISO 180/2A	kJ/m2
Dureza con bola (13)		+	ISO 2039-1	N/mm2
Dureza Rockwell (13)		+	ISO 2039-2	—
Propiedades eléctricas a 23°C				
Resistencia dieléctrica (14)		+	IEC 60243-1	kV/mm
		++	IEC 60243-1	kV/mm
Resistividad volumétrica		+	IEC 60093	Ω·cm
		++	IEC 60093	Ω·cm
Resistividad superficial		+	IEC 60093	Ω
		++	IEC 60093	Ω
Permeabilidad relativa ε _r :				
– a 100 Hz	+	IEC 60250	—	3,8
	++	IEC 60250	—	7,4
– a 1 MHz	+	IEC 60250	—	3,3
	++	IEC 60250	—	3,8
Factor de pérdidas dieléctricas tan δ :				
– a 100 Hz	+	IEC 60250	—	0,013
	++	IEC 60250	—	0,13
– a 1 MHz	+	IEC 60250	—	0,02
	++	IEC 60250	—	0,06
Índice comparativo de la resistencia a la descarga superficial (CTI)		+	IEC 60112	—
		++	IEC 60112	—

Nota: 1 g/cm³ = 1.000kg/m³; 1MPa = 1 N/mm²; 1 KV/mm = MV/m



+: valores referidos al material seco.

++: valores referidos al material en equilibrio, en condiciones normales 23 °C/50% RH (la mayoría obtenidos de bibliografía).

- Según método 1 de Norma ISO 62, y medido en discos de Ø 50 x 3 mm.
- La mayoría de los valores que aparecen en estas casillas han sido obtenidos de la información facilitada por el proveedor de materia prima u otros.
- Sólo para periodos de exposición cortos (unas pocas horas), en aplicaciones con muy poca carga o despreciable.
- Temperatura a la que resiste durante un período de 5.000 a 20.000 horas. Después de este período de tiempo la resistencia a la tracción disminuye en un 50% con respecto al valor inicial. La temperatura indicada viene determinada por la oxidación térmica que tiene lugar y que provoca la reducción de sus propiedades. Sin embargo, la temperatura máxima de uso para los termoplásticos depende esencialmente de la duración y la magnitud de la sollicitación mecánica a la que esta sometido el material.
- Dado que la resistencia al impacto disminuye al bajar la temperatura, la temperatura mínima de servicio estará determinada por la intensidad de los impactos que sufre el material. El valor indicado se basa en condiciones de impacto desfavorables, y no debe ser considerado como límite absoluto.
- Estos valores estimados derivan de las especificaciones técnicas de los proveedores de materia prima, y no permiten determinar el comportamiento de los materiales en condiciones reales de incendio. No se dispone de tarjeta amarilla UL para NYLATRON GS.
- Estos valores corresponden al material seco (+), y se trata de valores medios obtenidos en ensayos realizados sobre probetas mecanizadas a partir de barras de diámetro entre 40 y 60 mm.
- Probeta: Tipo 1 B.
- Velocidad de ensayo: 5 mm/min.
- Velocidad de ensayo: 1 mm/min.
- Probetas: cilindros Ø 12 x 30 mm.
- Péndulo utilizado: 15 J.
- Probetas de 10 mm de espesor.
- Configuración de los electrodos: cilindros coaxiales de 25/75 mm en aceite de transformador según la Norma IEC 60296; probetas de color natural de 1 mm de espesor.

Acero Grado Ingeniería

Referencia:
Aceros al Carbono



AISI / SAE: 1045



Composición química (%)

C	0.43 - 0.50	P	0.04 Max.
Mn	0.60 - 0.90	S	0.05 Max.
Si	0.20 - 0.40		

Dureza de suministro 180 - 220 HB.

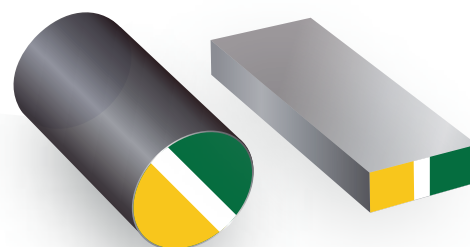
EQUIVALENCIAS EN OTRAS NORMAS

NORMAS	NOMBRE
AISI SAE	1045
DIN	CK45
AFNOR	XC45
UNI	C45
BS	060 A45

Características:

Acero de medio carbono, posee baja soldabilidad y buena maquinabilidad, responde al tratamiento térmico y al endurecimiento por llama o inducción. Por su dureza y tenacidad es utilizado para la fabricación de componentes de maquinaria.

Usos: Por sus características de temple, se tiene una amplia gama de aplicaciones automotrices y de maquinaria en general de resistencia media, tales como: ejes, cigüeñales, engranajes, piñones, cuñas, tornillos, pernos, pasadores, partes de maquinaria y herramientas agrícolas.



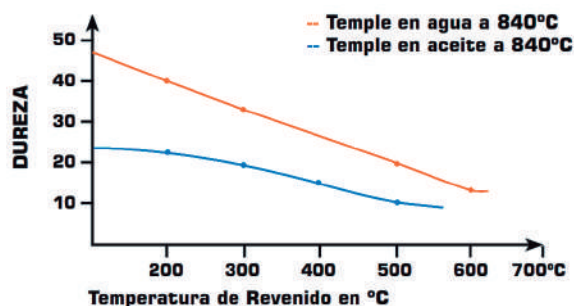
Láminas desde 15.88 mm hasta 300 mm de espesor

Estado de Suministro	Resistencia tracción kg/mm ²	Límite elástico kg/mm ²	Alargamiento %	Reducción de área %	Dureza brinell HB
Laminado en Caliente	60	32	> = 16	> = 40	180/220
Calibrado	60	42	> = 16	> = 40	180/220

TRATAMIENTO TÉRMICO	TEMPERATURA °C	MEDIO DE ENFRIAMIENTO
Forja	850/1100	Ceniza o arena
Temple	815/870	Aceite
Normalizado	856/900	Aire
Recocido total	650/700	Horno
Revenido	450/600	Aire

* Tener presente que los tratamientos térmicos modifican las propiedades mecánicas de origen del material.

Diagrama de Revenido



El tiempo de sostenimiento a esta temperatura es de 1 hora + 1 hora por pulgada de espesor o diámetro de la pieza. Posteriormente se enfría en el horno o al aire.

Observaciones: Toda la información técnica es solo de referencia.

Los datos suministrados están dentro de los rangos promedio de lo exigido por norma o la calidad asociada y no corresponden a los valores exactos para cada material.

Acero Grado Ingeniería

Referencia:
Aceros al Carbono



AISI / SAE: 1020



Composición química (%)

C	0.18 - 0.23	P	0.04 Max.
Mn	0.30 - 0.60	S	0.05 Max.
Si	0.15 - 0.30		

Dureza de suministro 180 - 220 HB.

EQUIVALENCIAS EN OTRAS NORMAS

NORMAS	NOMBRE
AISI SAE	1020
DIN	CK20
AFNOR	XC20
UNI	C20
BS	070 M20

Características:

Acero de bajo carbono, responde bien al trabajo en frío y al tratamiento térmico de cementación. Tiene un alto índice de soldabilidad, y por su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para elementos de maquinaria y usos convencionales de baja exigencia.

Usos: Se utiliza en ejes, cadenas, remaches, tornillos, pernos, sujetadores, engranajes, piñones, piezas de maquinaria, pasadores de baja resistencia, prensas y levas.



Estado de Suministro	Resistencia tracción kg/mm ²	Límite elástico kg/mm ²	Alargamiento %	Reducción de área %	Dureza brinell HB
Laminado en Caliente	40	31	25	45	140/180
Calibrado	55	38	15	30	180/220

TRATAMIENTO TÉRMICO	TEMPERATURA °C	MEDIO DE ENFRIAMIENTO
Forja	850 - 1150	Arena seca
Normalizado	880/920	Aire
Recocido	660/720	Horno
Cementación	900/930	Horno/Agua
Temple capa cementada	850/900	Aire
Revenido capa cementada	180/240	Aire

Observaciones: Toda la información técnica es solo de referencia.

Los datos suministrados están dentro de los rangos promedio de lo exigido por norma o la calidad asociada y no corresponden a los valores exactos para cada material.