

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE ENSAYOS PARA EL
ESTUDIO DE LA LUBRICACIÓN EN COJINETES HIDRODINÁMICOS**

**HECTOR JAVIER CEBALLOS MORENO
JUAN ANDRES SILVA LIZCANO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2012**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE ENSAYOS PARA EL
ESTUDIO DE LA LUBRICACIÓN EN COJINETES HIDRODINÁMICOS**

**HECTOR JAVIER CEBALLOS MORENO
JUAN ANDRES SILVA LIZCANO**

Trabajo de grado para optar al título de ingeniero mecánico

Director

PEDRO JOSÉ DIAZ GUERRERO

Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2012**

A mis padres Juan de Dios Silva Perez, Celina Lizcano Paez,

A mi hermana Angela Andrea Silva Lizcano

A mi gran familia por su apoyo durante toda mi carrera

Por brindarme la posibilidad de obtener este gran logro en mi vida.

Juan Andres Silva Lizcano

A Dios

Por haberme permitido llegar con fortaleza y salud al logro de este objetivo.

A mis padres Alba Alicia Moreno y Luis Enrique Ceballos

Quienes me han dado todo como persona, enseñándome a luchar para alcanzar mis metas
y por su apoyo incondicional.

A mis hermanos Félix, Jesús E. y Oscar F. Ceballos Moreno

Por su motivación constante de seguir adelante y por ser lo más grande en mi vida.

A mi abuelita Teresa Moreno

A mi tío José A. Moreno

Que han estado en los momentos donde más los he necesitado.

¡Gracias a ustedes!

Hector Javier Ceballos Moreno

AGRADECIMIENTOS

A la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander por los conocimientos adquiridos que permitieron nuestro crecimiento profesional a lo largo de nuestra carrera.

Al director de proyecto Msc. Pedro José Díaz por todo el apoyo y asesoría que nos brindó en el desarrollo exitoso de este proyecto.

A Heller Guillermo Sánchez Acevedo, Ph.D., por ser el precursor de este proyecto, por su orientación y colaboración.

A nuestros amigos, compañeros y familiares por su apoyo incondicional de nunca dejarnos desfallecer.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	19
1. DISEÑO CONCEPTUAL DEL BANCO DE ENSAYOS	21
1.1. MÓDULO DE POTENCIA	22
1.2. MÓDULO DE ENSAYOS	23
1.3. MÓDULO DE APLICACIÓN DE CARGA	24
1.4. MÓDULO DE INSTRUMENTACIÓN	25
1.5. MÓDULO ESTRUCTURAL	27
1.6. CONCLUSIÓN	27
2. EL DISEÑO DE DETALLE DE LOS MÓDULOS	29
2.1. EL MÓDULO DE POTENCIA	29
2.1.1. La selección del motor	29
2.1.2. La selección del variador de frecuencia	30
2.1.3. La transmisión de potencia	31
2.2. EL MÓDULO DE ENSAYOS	33
2.2.1. El diseño del eje	34
2.2.2. Selección de la cuña	41
2.2.3. El diseño de los volantes de desbalanceo	42
2.2.4. La selección de las chumaceras	42
2.2.5. El diseño del cojinete hidrodinámico	44
2.3. EL MÓDULO DE APLICACIÓN DE CARGA	51
2.3.1. La bomba hidráulica	51
2.3.2. La selección del motor eléctrico	52
2.3.3. El diseño del cilindro hidráulico	53
2.3.4. La selección de las válvulas de control hidráulico	54
2.4. EL MÓDULO DE INSTRUMENTACIÓN	55
2.4.1. El panel de control	55
2.4.2. La tarjeta de adquisición de datos	55

2.4.3.	Los sensores de presión	56
2.4.4.	El manómetro	57
2.5.	EL MÓDULO ESTRUCTURAL	58
2.5.1.	Bastidor y tableros	59
2.5.2.	El diseño del aislantes de vibración	59
2.5.3.	Análisis modal de la estructura	61
3.	CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL BANCO DE ENSAYOS	64
3.1.	EL MÓDULO ESTRUCTURAL	64
3.1.1.	El bastidor	64
3.1.2.	Los tableros	65
3.1.3.	Los aislantes de vibración	66
3.1.4.	Los pies niveladores	66
3.2.	EL MÓDULO DE INSTRUMENTACIÓN	67
3.2.1.	El panel de control	67
3.3.	EL MÓDULO DE APLICACIÓN DE CARGA	70
3.3.1.	La bomba hidráulica	70
3.3.2.	Las válvulas de control	71
3.3.3.	El tanque de aceite	71
3.3.4.	El cilindro hidráulico y láminas para aplicar carga	72
3.4.	EL MÓDULO DE ENSAYOS	73
3.4.1.	El eje	74
3.4.2.	Los volantes de desbalanceo	75
3.4.3.	Las chumaceras	75
3.4.4.	La unidad del cojinete hidrodinámico	76
3.4.5.	Montaje final del módulo de ensayos	79
4.	ADQUISICIÓN DE DATOS Y PRUEBAS DEL BANCO DE ENSAYOS	81
4.1.	PROGRAMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS EN LABVIEW	81
4.1.1.	La interfaz del programa	82
4.1.2.	Código del programa LabVIEW	84
4.2.	CARACTERIZACIÓN DE LOS SENSORES DE PRESIÓN	87
4.3.	TEORÍA HIDRODINÁMICA SEGÚN REYNOLDS	89
4.4.	PRUEBAS DE FUNCIONALIDAD DEL BANCO	92
4.4.1.	Primera prueba	92

4.4.2. Segunda prueba	97
4.4.3. Tercera prueba	99
4.4.4. Conclusión de las pruebas realizadas	101
5. ANÁLISIS DE RESULTADOS	103
6. CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES	107
6.1. CONCLUSIONES	107
6.2. OBSERVACIONES	108
ANEXOS	111
A. Curvas del motor siemens 1HP	113
B. Puesta en marcha variador Sinamics G110	114
C. Correas Rexon	122
D. Catálogo bomba Unisia TD27i	127
E. Válvulas de control hidráulico	130
F. Sensor de presión Vegabar 14	134
G. Selección de cuña - Norma ASME B17.167	138
H. Ajustes ISO	140
I. Características del bronce SAE 40	142
J. Cilindro hidráulico tipo botella	143
K. Planos - estructura	144
L. Planos - unidad del cojinete	149
M. Planos - módulo de ensayos	153
N. Formato de práctica banco de ensayos para cojinetes hidrodinámicos	155

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1.1. Banco de ensayos	21
1.2. Prototipo banco de ensayos	28
2.1. Motor del módulo de ensayos	30
2.2. Variador Sinamics G110	30
2.3. Tamaños de poleas mínimos	32
2.4. Potencia transmitida por cada correa (Tipo A)	33
2.5. Diagrama de cuerpo libre x-y	34
2.6. Diagrama de cuerpo libre x-z	34
2.7. Análisis de esfuerzos del eje	37
2.8. Modos de vibración del eje	39
2.9. Desviación en la tolerancia del eje	40
2.10. Dimensionamiento del eje	41
2.11. Cuña cuadrada	42
2.12. Volante de desbalanceo	42
2.13. Catálogo rodamientos FS	43
2.14. Viscosidades de aceites SAE	46
2.15. Plano del cojinete hidrodinámico	47
2.16. Alojamiento del cojinete hidrodinámico	48
2.17. Unidad del cojinete hidrodinámico	49
2.18. Tolerancias en la unidad del cojinete	50
2.19. Circuito hidráulico del sistema de carga	51
2.20. Bomba de aceite UNISIA	52
2.21. Boceto cilindro hidráulico	53
2.22. Válvulas de control hidráulico	54
2.23. Panel de control	55
2.24. Tarjeta National Instruments NI 9203	56
2.25. Sensor de presión Vegabar 14	57
2.26. Componentes de la estructura	58

2.27. Aislante de vibración	61
2.28. Modos de vibración de la estructura	63
3.1. Construcción del bastidor	64
3.2. Bastidor	65
3.3. Tableros del bastidor	66
3.4. Montaje de los aislantes de vibración	66
3.5. Pies niveladores	67
3.6. Panel de control	68
3.7. Montaje del panel de control	68
3.8. Mandos del panel de control	69
3.9. Disposición componentes del panel de control	69
3.10. Bomba hidráulica	70
3.11. Montaje de la válvula direccional	71
3.12. Montaje del tanque hidráulico	72
3.13. Montaje del cilindro hidráulico	72
3.14. Montaje del sistema de láminas	73
3.15. Configuración de componentes en el eje	74
3.16. Eje mecanizado	74
3.17. Volantes de desbalanceo	75
3.18. Placa de soporte chumacera	75
3.19. Montaje de alojamiento y sus componentes	76
3.20. Montaje del alojamiento y tapas	77
3.21. Montaje cojinete hidrodinámico y alojamiento	77
3.22. Retenedor de aceite	78
3.23. Sistema de lubricación	79
3.24. Montaje del módulo de ensayos	80
4.1. Sensores Vegabar 14 y tarjeta NI 9203	82
4.2. Interfaz en Labview	83
4.3. Ubicación de sensores	84
4.4. Código de programación	85
4.5. Presión vs tiempo	86
4.6. Perfil de presión - Teórico Experimental	86
4.7. Caracterización sensor a 0°	87

4.8.	<i>Caracterización sensor a 30°</i>	88
4.9.	<i>Caracterización sensor a 60°</i>	89
4.10.	<i>Distribución general de presión</i>	90
4.11.	<i>Holgura diametral</i>	91
4.12.	<i>Ubicación de sensores para estudio</i>	92
4.13.	<i>Ingreso de datos en interfaz del programa</i>	96
4.14.	<i>Comparación de curvas teórico - experimental</i>	96
4.15.	<i>Adquisición de datos a 50kg y 1800rpm</i>	98
4.16.	<i>Comparación de curvas teórico - experimental</i>	98
4.17.	<i>Adquisición de datos a 100kg y 3600rpm</i>	100
4.18.	<i>Comparación de curvas teórico - experimental</i>	100
5.1.	<i>Carga constante 50kg</i>	103
5.2.	<i>Carga constante 100kg</i>	104
5.3.	<i>Velocidad constante 1800rpm</i>	105
5.4.	<i>Velocidad constante 3600 rpm</i>	106

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1.1. <i>Requerimientos para el módulo de potencia</i>	22
1.2. <i>Componentes del módulo de potencia</i>	22
1.3. <i>Requerimientos para el módulo de ensayos</i>	23
1.4. <i>Componentes del módulo de ensayos</i>	24
1.5. <i>Componentes del módulo de aplicación de carga</i>	25
1.6. <i>Componentes del módulo de instrumentación</i>	26
1.7. <i>Componentes del módulo estructural</i>	27
2.1. <i>Especificaciones motor Siemens 1LA7 073-2YA60</i>	30
2.2. <i>Especificaciones variador Sinamics G110</i>	31
2.3. <i>Parámetros de la correa</i>	31
2.4. <i>Resultados selección de correa</i>	32
2.5. <i>Resultados del análisis en la polea</i>	33
2.6. <i>Resultados diseño del eje por resistencia</i>	36
2.7. <i>Resultados velocidad crítica del eje</i>	36
2.8. <i>Velocidades críticas en el eje</i>	38
2.9. <i>Selección de cuña</i>	41
2.10. <i>Requerimientos de los rodamientos</i>	43
2.11. <i>Requerimientos cojinete hidrodinámico</i>	44
2.12. <i>Resultados diseño cojinete hidrodinámico</i>	45
2.13. <i>Especificaciones de la bomba de aceite UNISIA</i>	52
2.14. <i>Especificaciones motor Siemens 1LA7 070-4YA60</i>	53
2.15. <i>Especificaciones de las válvulas de control hidráulico</i>	54
2.16. <i>Especificaciones tarjeta NI 9203</i>	56
2.17. <i>Especificaciones sensor Vegabar 14</i>	57
2.18. <i>Propiedades del caucho natural</i>	60
2.19. <i>Resultados diseño aislador de vibración</i>	61
2.20. <i>Resultados del análisis modal de la estructura</i>	62

3.1.	<i>Características típicas del aceite SAE 10W 30</i>	78
4.1.	<i>Condiciones de trabajo primera prueba</i>	93
4.2.	<i>Especificaciones del cojinete</i>	93
4.3.	<i>Resultados del análisis teórico</i>	95
4.4.	<i>Margen de error de resultados primera prueba</i>	97
4.5.	<i>Condiciones de trabajo segunda prueba</i>	97
4.6.	<i>Resultados del análisis teórico</i>	99
4.7.	<i>Margen de error de resultados segunda prueba</i>	99
4.8.	<i>Condiciones de trabajo - tercera prueba</i>	99
4.9.	<i>Resultados del análisis teórico</i>	101
4.10.	<i>Margen de error de resultados tercera prueba</i>	101
N.1.	<i>Condiciones de trabajo prueba #.</i>	156
N.2.	<i>Resultados del análisis teórico - experimental</i>	156

RESUMEN

TÍTULO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE ENSAYOS PARA EL ESTUDIO DE LA LUBRICACIÓN EN COJINETES HIDRODINÁMICOS¹

AUTORES

Hector Javier Ceballos Moreno

Juan Andrés Silva Lizcano²

PALABRAS CLAVES

Lubricación hidrodinámica, cojinetes, vibraciones mecánicas, trasmisibilidad, presión, adquisición.

DESCRIPCIÓN

El objetivo de este proyecto es fomentar la investigación en el área de la lubricación hidrodinámica, a través de implementar en la escuela de Ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander, un banco de ensayos para el estudio de cojinetes hidrodinámicos, que permita dar apoyo a los estudiantes y docentes del área de diseño de máquinas, de tal manera que se pueda comprender el comportamiento de la curva de presión en el lubricante bajo diferentes condiciones de carga y velocidad de rotación en el eje, realizando un análisis detallado y profundo en estudios posteriores.

El banco de ensayos presenta un diseño modular, el primero es el módulo estructural encargado de brindar soporte a todo el sistema, segundo el de potencia que entrega torque al eje por medio de una transmisión de poleas y por medio de un variador de frecuencia se controla la velocidad de rotación del eje, tercero el de aplicar carga en el cojinete por medio de un sistema hidráulico, el cuarto es el de ensayos donde se realizan las pruebas y se determina el perfil de presión en la película de lubricante y el ultimo módulo es el de instrumentación donde se controla todo el banco de ensayos y se realiza la adquisición de datos de los sensores.

El banco de ensayos se diseño y construyo utilizando conceptos adquiridos durante toda la carrera en asignaturas como: diseño de maquinas, resistencia de materiales, potencia fluida, metales y aleaciones, procesos de manufactura, vibraciones mecánicas, electrotecnia, además se integraron estos conocimientos con software CAD, CAE y LabVIEW.

¹Trabajo de grado

²Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica. Ing. Pedro José Díaz Guerrero

ABSTRACT

TITLE

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A TEST BENCH FOR STUDYING LUBRICATION IN HYDRODYNAMIC BEARINGS³

AUTHORS

Hector Javier Ceballos Moreno

Juan Andrés Silva Lizcano⁴

KEYWORDS

Hydrodynamic lubrication, bearings, mechanical vibrations, transmissibility, pressure, acquisition.

DESCRIPTION

The objective of this project is to promote research in the field of hydrodynamic lubrication, through implementing the School of Mechanical Engineering Industrial University of Santander, a test bed for studying hydrodynamic bearings, allowing to support students and teachers in the area of machine design, so that they can understand the behavior of the pressure curve in the lubricant under different load and speed of rotation on the shaft, making a detailed and thorough analysis in subsequent studies.

The test bed has a modular design, the first is the structural module responsible for providing structural support to the entire system, the second is the of potency, that delivers the torque to power through a transmission for pulleys and controlled the speed of rotation of the shaft for via a frequency converter, the third is the of applied load to the bearing by means of a hydraulic system, the fourth is the of tests, testing are developed and determining the pressure profile in the lubricant film and the last module is the instrumentation which controls the test bench and performs data acquisition from sensors.

The test bed was designed and built using concepts learned throughout the race in subjects such as: machine design, strength of materials, fluid power, metals and alloys, manufacturing processes, mechanical vibration, electrical, and this knowledge is integrated with software CAD, CAE and LabVIEW.

³Degree Work

⁴Physics and Mechanics Faculty, School of Mechanical Engineering, Pedro José Díaz Guerrero

INTRODUCCIÓN

La mayoría de sistemas mecánicos transmiten potencia mediante elementos rotativos denominados ejes. Existen una gran diversidad de ejes, cada uno con características particulares con el fin de entregar mayores niveles de potencia operando a velocidades cada vez más altas. Los cojinetes son los componentes que le permiten al eje girar libremente y transmitir carga de forma simultánea, estos tienen formas y diseños muy variados dependiendo de la función y campo de aplicación de la máquina.

Los cojinetes hidrodinámicos son el tipo de cojinete más utilizados, en funcionamiento normal, evitan el contacto entre las superficies sólidas, interponiendo una capa de fluido entre estas superficies sin necesidad de equipos o bombas auxiliares para tal fin, lo que se conoce como lubricación hidrodinámica (*LHD*).

La industria tiene una gran necesidad de desarrollar maquinaria de alta tecnología, sobre todo en el campo de las máquinas rotativas por la alta demanda, debido el crecimiento de está en los últimos años y los altos niveles de exigencia a la que se encuentra sometida, se hace necesario un mejor diseño en los elementos que la componen y un plan de mantenimiento eficaz que permita alcanzar un mayor grado de confiabilidad y vida útil de la máquina en una línea de producción.

Debido a su amplia comercialización en la industria, se ha encontrado que al momento de realizar estudios rotodinámicos, una gran cantidad de rotores instalados en campo posee dicha clase de cojinetes, esto debido al aporte de estabilidad que ofrece al comportamiento dinámico del rotor, lo que hace de su investigación y estudio una necesidad para poder prevenir posibles fallas por vibraciones o mala lubricación, a través de la aplicación de las técnicas de mantenimiento preventivo o predictivo. Las investigaciones orientadas al área de la rotodinámica tienen por objeto llevar las máquinas rotativas a niveles de mayor eficiencia, a la vez que son expuestas a mayores exigencias de carga y velocidad.

Generalmente, el desarrollo de nuevas metodologías que permitan mejorar el rendimiento de un sistema mecánico, evolucionan en un laboratorio a través del empleo de bancos de ensayo, para posteriormente trasladar desarrollos a condiciones reales de operación. La Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander no es ajena a esta área y a este tipo de desarrollos, es por ello que se realiza este proyecto con el objetivo de investigar

más a fondo los avances que se han obtenido en el tema a nivel mundial realizando estudios avanzados y desarrollando modelos matemáticos que determinen la influencia de la *LHD* en la dinámica de rotores. Con este banco de ensayos se brinda un apoyo a los docentes en la enseñanza de la lubricación hidrodinámica y la línea de vibraciones mecánicas, por otra parte, se pretende que los investigadores que trabajan en el área determinen la curva de presiones de la película de lubricante en el cojinete hidrodinámico bajo distintos factores de carga para que puedan constatar los resultados de aproximaciones numéricas desarrollados en proyectos de investigación posteriores.

1. DISEÑO CONCEPTUAL DEL BANCO DE ENSAYOS

El banco estará organizado teniendo en cuenta los requerimientos y parámetros del proyecto que permita determinar el perfil de presión en la película de aceite bajo diferentes regímenes de velocidad y de variación de carga. El banco de ensayos contará con los siguientes módulos como lo indica la figura(1.1).

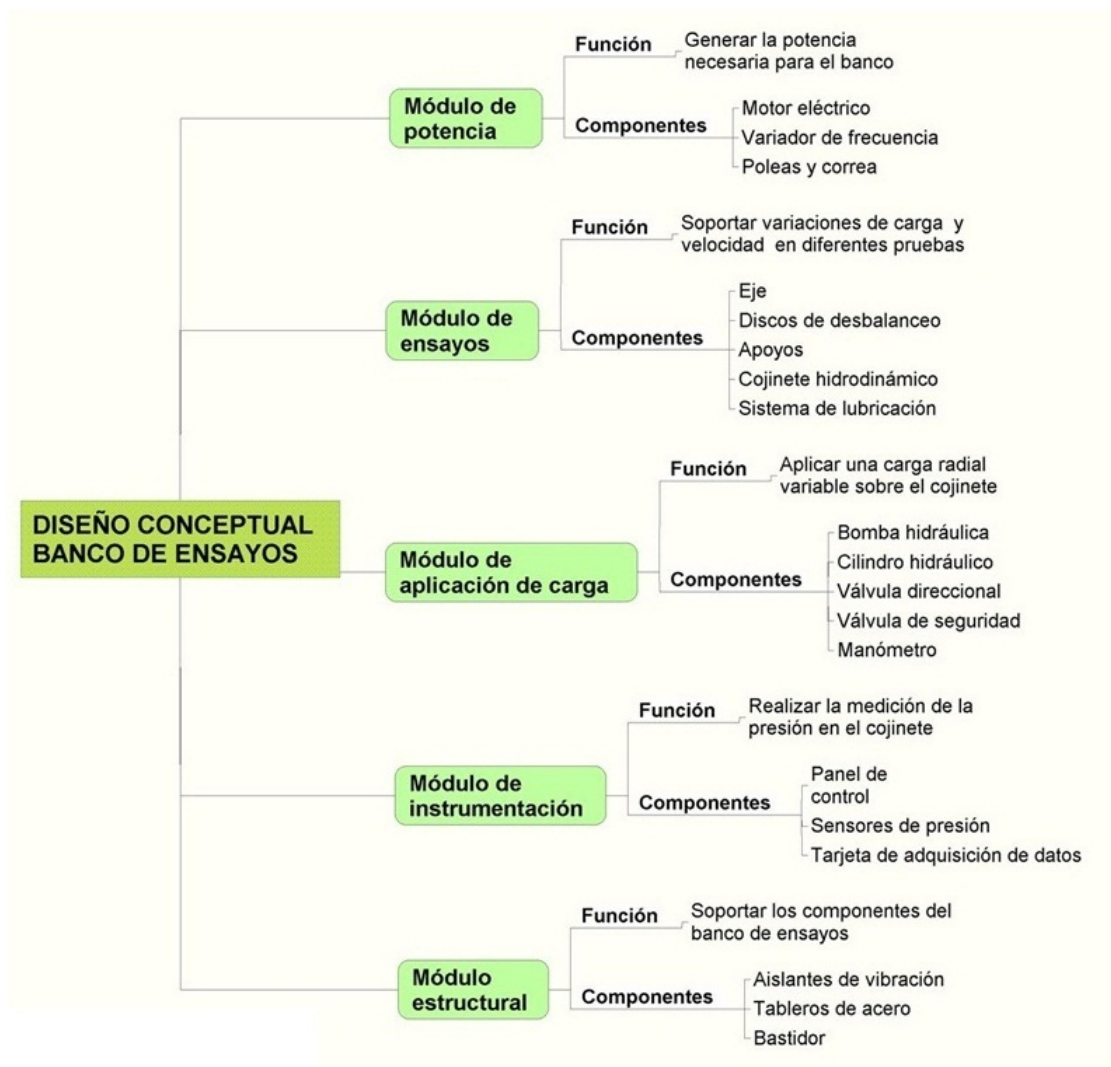


Figura 1.1.: Banco de ensayos

Fuente: autores del proyecto

1.1. MÓDULO DE POTENCIA

Función

Generar la potencia necesaria y controlar la variación de la velocidad para una correcta funcionalidad del módulo de ensayos, considerando las especificaciones del lugar de instalación.

Requerimientos

En la tabla(1.1) se presentan los requerimientos mínimos del banco de ensayos.

Tabla 1.1.: *Requerimientos para el módulo de potencia*

Requerimientos	Especificaciones
Potencia	1 Hp
Rango de velocidades	1000 a 4000 rpm
Tensión de alimentación	Trifásica 220/440 V
Frecuencia	60 Hz
Variación de velocidad	Torque constante
Transmisión de potencia	Poleas y correas

Componentes

Teniendo en cuenta los requerimientos mencionados, los componentes que conforman este módulo se observan en la tabla(1.2).

Tabla 1.2.: *Componentes del módulo de potencia*

Componente	Descripción	Especificaciones
Motor trifásico	Siemens	1LA7
	Potencia	1 Hp
	Velocidad	3600 rpm
	Frecuencia	60 Hz
Variador de frecuencia	Siemens SINAMICS	G110
	Rango de potencia	0,12 a 3 Kw
	Frecuencia de salida	0 a 650 Hz
Poleas	Material	Aluminio
Correas	Rexon	

1.2. MÓDULO DE ENSAYOS

Función

Soportar la variación de carga aplicada en forma radial al cojinete por medio de un actuador hidráulico, el peso propio de los rotores de desbalanceo y las generadas por la transmisión de potencia; puesto que, el eje debe girar a distintos regímenes de velocidades bajo estas condiciones.

Requerimientos

Para conocer el comportamiento de los cojinetes hidrodinámicos bajo diferentes condiciones de carga y velocidad, se proyectó el diseño del módulo de ensayos con los requerimientos mostrados en la tabla(1.3), estos están basados en recomendaciones analizadas de compañías dedicadas a la fabricación e investigación experimental del equipo rotatorio; tal como, BENTLY NEVADA en EE.UU; uno de sus equipos analizados es el Rotor KIT RK4¹, que viene con varios accesorios que pueden proporcionar diferentes opciones y un amplio número de tareas experimentales en cojinetes. Otra compañía es la GUNT con sede en Hamburgo, quien presenta equipos para la investigación de la distribución de la presión y capacidad portante a diferentes cargas del cojinete y regímenes de revoluciones en cojinetes de deslizamiento.

Además de lo anterior se suma algunas investigaciones realizadas en la escuela de ingeniería mecánica entre las que se destacan proyectos como: un *Banco de pruebas para cojinetes de deslizamiento autolubricantes*[5]; un *Seminario en lubricación hidrodinámica*[13].

Tabla 1.3.: *Requerimientos para el módulo de ensayos*

Requerimientos	Especificaciones
Carga máxima aplicada en el eje	400 Kg
Torque máximo en el eje	De acuerdo motor seleccionado

¹El Rotor Kit RK 4 simula de manera muy cercana el comportamiento real de la maquinaria rotatoria. Desbalance del rotor, en un plano y múltiples planos; condición de rozamiento del eje; inestabilidades por oil whirl y oil whip; perturbación del eje. Para mayor información ver la siguiente página web: <http://www.ge-mcs.com/download/test-and-calibration-equipment/141592.pdf>

Componentes

En la tabla(1.4) se encuentran los componentes y sus respectivas especificaciones que harán parte del módulo de ensayos.

Tabla 1.4.: *Componentes del módulo de ensayos*

Componentes	Descripción	Especificaciones
Eje	Acero	AISI 1045
Discos de desbalanceo	Material	Fundición
Estructura	Material	Hierro
Cojinete hidrodinámico	Material	Bronce
Sistema de lubricación	Por goteo	
Apoyos	Chumaceras	

1.3. MÓDULO DE APLICACIÓN DE CARGA

Función

Aplicar una carga radial sobre el cojinete y permitir un rango de variación de ésta.

Requerimientos

Un rango de carga radial en el cojinete con un valor máximo de 400 kg , que permita determinar la curva de presión en el cojinete hidrodinámico en diferentes condiciones de funcionamiento.

Componentes

Para cumplir con los requerimientos, este módulo consta de un sistema hidráulico que permite variar la carga con mayor facilidad por parte del usuario y sus componentes se mencionan en la tabla(1.5).

Tabla 1.5.: Componentes del módulo de aplicación de carga

Componente	Descripción	Especificaciones
Bomba hidráulica	Tipo	Paletas
	Caudal	1.5 Gpm
	Presión máxima	90 bar
Cilindro hidráulico	Diámetro	5 cm
	Diámetro vástago	2.5 cm
	Carrera	8 cm
Válvula direccional	Tipo	Cetop 3 4/3 Tándem
	Solenoides	AC 110 V
Válvula de seguridad	Accionamiento	Manual
	Conexión	1/2

1.4. MÓDULO DE INSTRUMENTACIÓN

Función

Realizar la medición de la presión en 4 puntos radialmente al cojinete hidrodinámico a diferentes valores de carga y regímenes de revolución. Tener una interpretación, procesamiento de datos y comunicación con el usuario con una velocidad de adquisición suficiente, una facilidad de conexión y operación durante las prácticas. Proporcionar la corriente eléctrica a los instrumentos de medición para su correcto funcionamiento.

Requerimientos

El estudio del perfil de presiones en este banco de ensayos se realizará bajo la teoría actual de la lubricación hidrodinámica que se origina con los experimentos de *Beauchamp Tower*, en los años 1880 y que posteriormente es explicada por *Reynolds*, quien finalmente plantea una ley que relaciona la presión en el fluido, el coeficiente de fricción y la velocidad relativa. Al hacer esta relación Reynolds obtuvo una ecuación diferencial (ecuación de Reynolds) que sigue siendo el punto de partida para los actuales estudios de lubricación, propuso que el lubricante se adhería a las dos superficies y era impulsado por la superficie en movimiento hacia un espacio en forma de cuña con estrechamiento progresivo, lo que daba origen a una presión en el fluido suficiente para soportar la carga en el cojinete[4].

Los cojinetes para maquinaria industrial de propósito general suelen trabajar aproximadamente entre 200 y 500 *Psi* (14 a 34 *bar*) de presión en el cojinete, basada en el área

proyectada del cojinete ($p = carga/LD$). La presión puede bajar hasta los 50 *Psi* (3,5 *bar*) para equipos de trabajo ligero, o subir hasta 2000 *Psi* (140 *bar*) para maquinaria pesada con cargas variables, por ejemplo los motores de combustión interna. El intervalo típico de la relación de longitud a diámetro (L/D) para cojinetes de película hidrodinámica completa va de 0.35 a 1.5[14].

Teniendo en cuenta lo anterior la presión máxima en la película de aceite que se estudiará en este banco de ensayos y que estará limitada por la carga aplicada al cojinete es de 15 *bar* a una temperatura máxima de 100°C.

Componentes

La medición de la presión en el cojinete hidrodinámico se efectuará por medio de sensores de presión, los cuales están alimentados por una fuente de 12 *V* y proporcionan una salida analógica, esta señal se lleva a la tarjeta de adquisición de datos que esta conectada puerto USB a un computador. A través de LabView se configura la tarjeta de adquisición y se da un tratamiento a la señal, que permita determinar así la curva de presión en el lubricante del cojinete hidrodinámico.

La toma de datos será a distintas velocidades de giro controladas por el módulo de potencia (sección 1.1) y a distintos valores de carga controlados por el módulo de aplicación de carga (sección 1.3). En la tabla(1.6), se mencionan los componentes del módulo de instrumentación.

Tabla 1.6.: *Componentes del módulo de instrumentación*

Componentes	Descripción	Especificaciones
Panel de control	Pulsadores	Control de carga Parada de emergencia
Sensores de presión	Panel BOP(Variador)	Ajustes de la velocidad
	VEGABAR	14
	Rango de medida	-1 a +72 bar
Tarjeta de adquisición de datos	Salida de señal	4 a 20 mA
	NATIONAL INSTRUMENTS	NI 9203
	Entradas analógicas	8
	Rangos de entrada	0 a 20 mA
	Velocidad de muestreo	200 KS/s

1.5. MÓDULO ESTRUCTURAL

Función

Soportar todos los componentes del banco de ensayos, evitar las vibraciones producidas por los componentes mecánicos, que permita una precisión y facilidad en la toma de datos durante las prácticas.

Requerimientos

Peso total de los componentes del banco, incluido el peso propio de la estructura aproximado de 120 *kg*.

Componentes

En la tabla(1.7) se encuentran los componentes del módulo estructural y sus especificaciones. Los apoyos antivibración serán ubicados entre la estructura y los tableros, al elegir un aislador de vibración de un fabricante el enfoque preferido es utilizar el mismo tipo y tamaño en todos los puntos de apoyo y seleccionar los lugares de aislamiento tal que sean iguales las cargas estáticas[9].

Tabla 1.7.: *Componentes del módulo estructural*

Componentes	Descripción	Especificaciones
Apoyos antivibratorios	Caucho silíceo	
Tableros	Hierro	Calibre $\frac{1}{4}$ "
Perfiles	Hierro	2" x 2"

1.6. CONCLUSIÓN

Una vez realizado el análisis conceptual se plantea el siguiente prototipo de un banco de ensayos con su respectivos componentes que conforman cada módulo estudiado como se muestra en la figura(1.2).

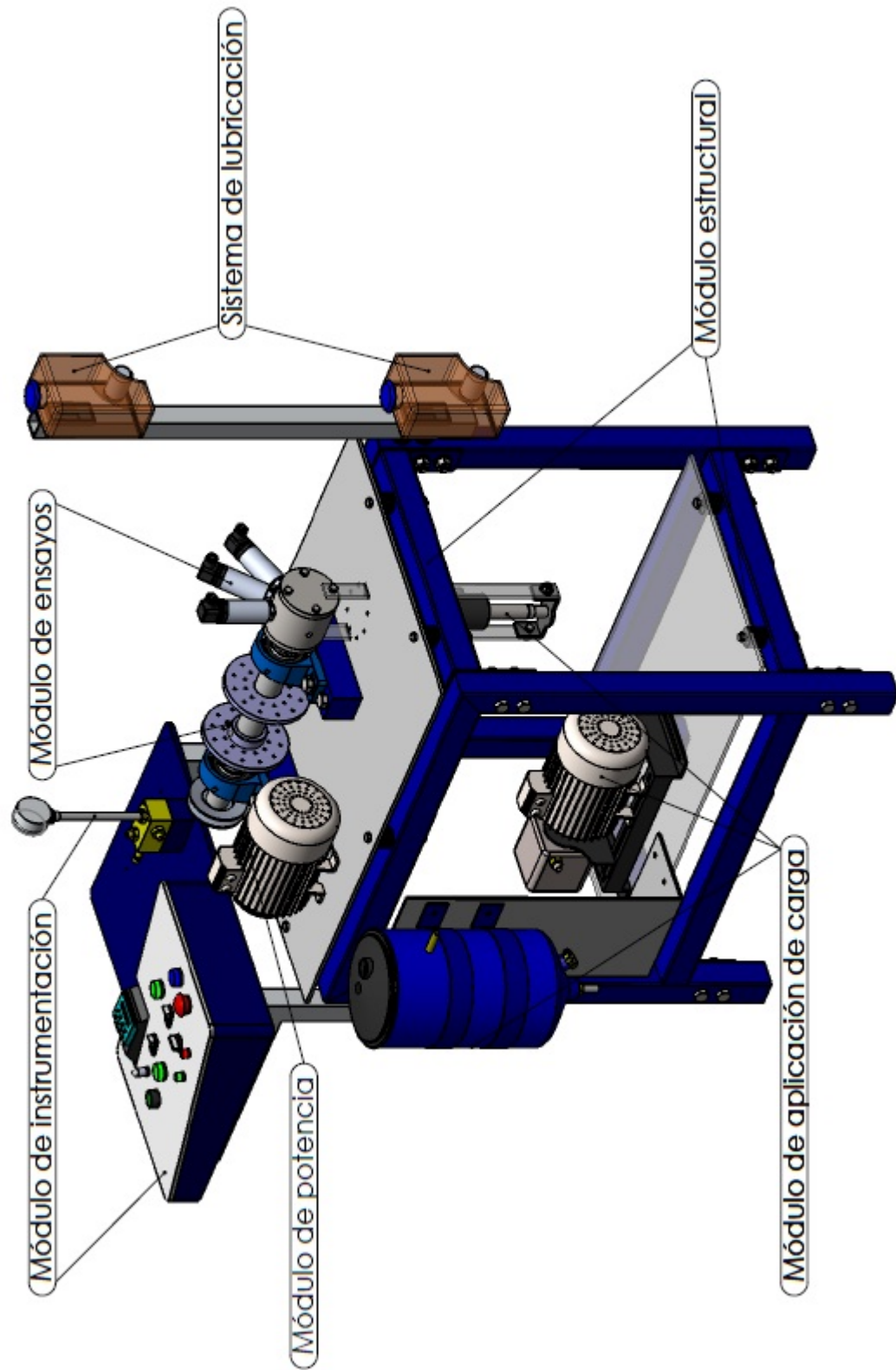


Figura 1.2.: Prototipo banco de ensayos

Fuente: autores del proyecto

2. EL DISEÑO DE DETALLE DE LOS MÓDULOS

En este capítulo se parte de la selección de algunos componentes que se realizó en el diseño conceptual, ahora se debe abordar el diseño y cálculo en detalle de cada uno de componentes del banco por modulo: el módulo de potencia, el módulo de ensayos, el módulo de aplicación de carga, el módulo de instrumentación y el módulo estructural. Esto con el fin de determinar las interacciones entre diferentes módulos junto con las restricciones que cada uno de ellos impone.

2.1. EL MÓDULO DE POTENCIA

En este módulo se realiza la selección del motor, la selección del variador de frecuencia y selección de la transmisión de potencia del banco de ensayos.

2.1.1. La selección del motor

La selección del motor se hizo teniendo en cuenta las indicaciones que recomienda Siemens como es el lugar de instalación, la carga y el arranque. Razón por la cual el módulo de ensayos dispone de un motor trifásico de baja potencia ($1Hp$), debido a que, no existe una carga considerable, además éste es apto para operar en una amplio rango de velocidades (valor máximo de 3600 rpm) con un control preciso mediante un variador de velocidad, lo que le permitirá al usuario realizar diferente pruebas en el banco de ensayos.

Del catálogo Siemens se selecciona el motor de referencia 1LA7 073-2YA60, que se muestra en la figura(2.1) con las especificaciones que se indican en la tabla(2.1). De acuerdo a las especificaciones se calcula el torque máximo que va transmitir el motor a la mínima velocidad de trabajo, este dato se tendrá en cuenta a la hora de diseñar el eje del módulo de ensayos.

Para una mayor información se pueden mirar las curvas de funcionamiento del motor en el anexo A[18].

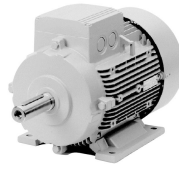


Figura 2.1.: Motor del módulo de ensayos

Fuente: <http://www.siemens.com>

Tabla 2.1.: Especificaciones motor Siemens 1LA7 073-2YA60

Descripciones	Especificaciones
Potencia	1 Hp
Velocidad	3600 rpm
Factor de servicio	1,15
Eficiencia	62,8
Factor de potencia	0,89
Tensión	220/440 V
Frecuencia	60 Hz
Tn/Ta	2,15/5,3 N.m

Fuente: <http://www.siemens.com>

2.1.2. La selección del variador de frecuencia

Su función en el módulo de potencia será el control de la velocidad de giro del motor por medio del control de la frecuencia de corriente alterna suministrada al motor. El variador de frecuencia seleccionado es de marca Siemens de referencia *Sinamics G110*, se seleccionó teniendo en cuenta las características del motor 1LA7 073-2YA60 y estará ubicado en el panel de control del banco[17].

La velocidad nominal del motor de 3320 rpm se la obtiene cuando se ajusta una frecuencia 60 Hz en el variador. En la figura(2.2) se muestra el variador y su panel de control (BOP).



Figura 2.2.: Variador Sinamics G110

Fuente: <http://www.siemens.com>

En la tabla(2.2) se indican las especificaciones del variador seleccionado, para mayor información de la puesta en marcha de éste, mirar anexo(B)[19].

Tabla 2.2.: *Especificaciones variador Sinamics G110*

Descripciones	Especificaciones
Rango de potencia	0.12 a 3Kw
Tensión de red	1AC 200 a 240 V \pm 10 %
Frecuencia de red	47 a 63Hz
Frecuencia de salida	0 a 650Hz
Grado de protección	IP20
Temperatura	-40 a +70°C

Fuente: <http://www.siemens.com>

2.1.3. La transmisión de potencia

Para acoplar el motor al banco de ensayos, se optó por seleccionar la trasmisión de potencia por correas. Ésta presenta una operación con bajo niveles de ruido y vibración debido al balanceo estático, además es de bajo costo[10].

La selección de la correa

La selección de la correa se hará de acuerdo al manual de cálculo de correas industriales *Rezón* y teniendo en cuenta los parámetros de la tabla(2.3).

Tabla 2.3.: *Parámetros de la correa*

Descripciones	Especificaciones
Potencia a transmitir	1 Hp
Relación poleas	1:1
Velocidad requerida	4000 rpm
Diámetro exterior poleas	10 cm Tipo V
Distancia entre centros	\approx 20 cm
Tipo de trabajo	Ligero
Horas de trabajo	8 horas

Con los anteriores parámetros se siguen los pasos sugeridos por el manual de correas industriales *Rexon* que se puede ver en el anexo(C), logrando determinar el tipo de correa apropiado con sus respectivas especificaciones[16]. Los resultados después del análisis se presentan en la tabla(2.4).

Tabla 2.4.: Resultados selección de correa

Descripción	Valor
Factor de servicio(f_s)	1
Potencia efectiva(P_e)	0,746 Kw
Sección de correa	Tipo A
Velocidad de transmisión	4000 rpm
Distancia mínima entre ejes	142,24 mm
Distancia máxima entre ejes	406,4 mm
Punto medio correa(i)	3,33 mm
Diámetro primitivo de la polea(D_{pp})	95 mm
Longitud de la correa	698,45 mm
Potencia transmitida por correa	2,45 Kw
Número de correas(N_c)	1

En la figura(2.3) se describen los tamaños de poleas mínimos recomendados por Rexon para cada tipo de correa y de la figura(2.4) se puede determinar la potencia transmitida por cada correa dependiendo del tipo de sección.

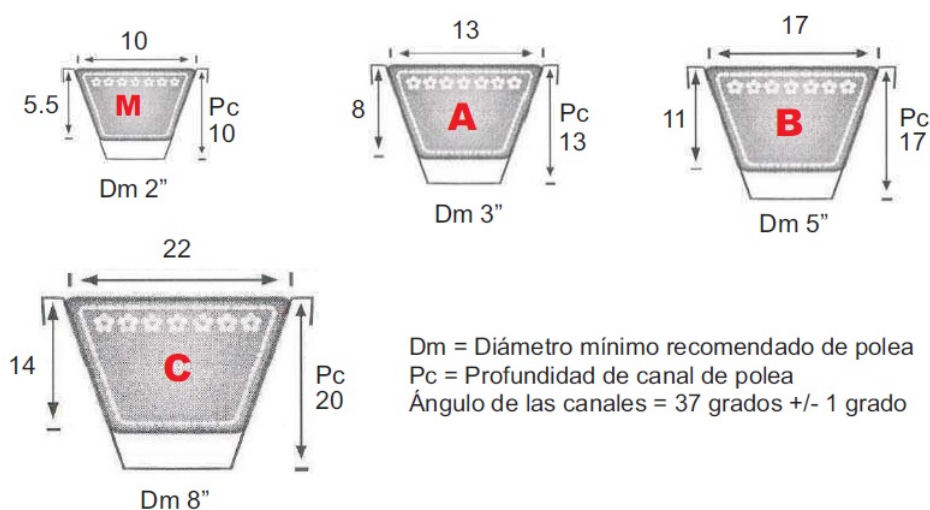


Figura 2.3.: Tamaños de poleas mínimos

Fuente: <http://www.rexon.com.co>

dpp mm	R	Revoluciones por minuto np de la polea menor																	
		200	400	700	800	950	1200	1450	1800	2000	2200	2400	2600	2850	3200	3600	4000	4500	5000
71	1,00	0,17	0,29	0,45	0,56	0,56	0,67	0,76	0,88	0,94	1,00	1,05	1,10	1,16	1,22	1,28	1,31	1,33	1,31
	1,05	0,17	0,30	0,46	0,59	0,59	0,69	0,80	0,92	0,99	1,05	1,11	1,16	1,22	1,30	1,36	1,41	1,43	1,43
	1,20	0,18	0,32	0,50	0,63	0,63	0,75	0,86	1,00	1,08	1,15	1,22	1,28	1,35	1,44	1,52	1,59	1,64	1,65
	1,50	0,19	0,33	0,52	0,66	0,66	0,79	0,91	1,07	1,15	1,23	1,30	1,37	1,45	1,55	1,65	1,73	1,80	1,83
	≥ 3,00	0,20	0,34	0,54	0,69	0,69	0,82	0,95	1,11	1,20	1,29	1,37	1,44	1,53	1,64	1,74	1,83	1,91	1,96
80	1,00	0,21	0,37	0,59	0,74	0,74	0,89	1,02	1,20	1,29	1,37	1,45	1,53	1,61	1,71	1,81	1,87	1,92	1,92
	1,05	0,22	0,38	0,60	0,77	0,77	0,92	1,06	1,24	1,33	1,42	1,51	1,59	1,68	1,79	1,89	1,97	2,02	2,03
	1,20	0,23	0,40	0,63	0,81	0,81	0,97	1,12	1,32	1,42	1,52	1,62	1,70	1,81	1,93	2,05	2,15	2,23	2,26
	1,50	0,23	0,42	0,66	0,84	0,84	1,01	1,17	1,38	1,50	1,60	1,70	1,80	1,91	2,05	2,18	2,29	2,39	2,44
	≥ 3,00	0,24	0,43	0,68	0,87	0,87	1,04	1,21	1,43	1,55	1,66	1,76	1,86	1,98	2,13	2,27	2,39	2,50	2,56
90	1,00	0,26	0,47	0,74	0,84	0,94	1,13	1,31	1,54	1,66	1,78	1,88	1,98	2,10	2,24	2,36	2,45	2,52	2,51
	1,05	0,27	0,47	0,75	0,96	0,96	1,16	1,34	1,58	1,71	1,83	1,94	2,04	2,16	2,31	2,45	2,55	2,62	2,63
	1,20	0,28	0,49	0,78	1,01	1,01	1,21	1,41	1,66	1,80	1,93	2,05	2,16	2,29	2,45	2,61	2,73	2,82	2,85
	1,50	0,28	0,51	0,81	1,04	1,04	1,26	1,46	1,73	1,87	2,00	2,13	2,25	2,39	2,57	2,74	2,87	2,98	3,03
	≥ 3,00	0,29	0,52	0,83	1,06	1,06	1,29	1,50	1,77	1,92	2,06	2,19	2,32	2,47	2,65	2,83	2,97	3,10	3,16
100	1,00	0,31	0,56	0,88	1,14	1,14	1,37	1,59	1,88	2,03	2,17	2,30	2,42	2,56	2,73	2,88	2,99	3,05	3,02
	1,05	0,31	0,56	0,90	1,16	1,16	1,40	1,62	1,72	2,07	2,22	2,36	2,48	2,63	2,80	2,97	3,08	3,15	3,14
	1,20	0,32	0,58	0,93	1,20	1,20	1,45	1,69	2,00	2,16	2,32	2,46	2,60	2,76	2,95	3,13	3,26	3,35	3,36
	1,50	0,33	0,60	0,96	1,24	1,24	1,50	1,74	2,06	2,23	2,40	2,55	2,69	2,86	3,06	3,26	3,40	3,52	3,54
	≥ 3,00	0,34	0,61	0,98	1,26	1,26	1,53	1,78	2,11	2,28	2,45	2,61	2,76	2,93	3,14	3,35	3,50	3,63	3,67
v (m/s)		2	5	10	15	20	25	30											

Figura 2.4.: Potencia transmitida por cada correa (Tipo A)

Fuente: <http://www.rexon.com.co>

Análisis de la polea

Para este análisis se parte de una polea normalizada en V de radio $R = 5 \text{ cm}$, de acuerdo al tipo de correa seleccionada (tipo A). Luego de las ecuaciones de par de torsión y fricción para el análisis de una polea[10] se obtienen los datos de la tabla(2.5).

Tabla 2.5.: Resultados del análisis en la polea

Descripción	Valor
Ángulo de abrace(β)	$\pi = 3,14$
Coefficiente rozamiento(μ)	0,35
Relación de Tensiones	$F_1 = 3F_2$
Fuerza lado tenso correa(F_1)	427 N
Fuerza lado flojo correa(F_2)	142 N
Fuerza vertical polea en el eje(F_{pv})	402 N
Fuerza horizontal polea en el eje(F_{ph})	402 N

2.2. EL MÓDULO DE ENSAYOS

El módulo de ensayos es uno de los más importantes en el diseño global donde se realiza el diseño en detalle del eje, la selección de apoyos y el diseño del cojinete hidrodinámico.

2.2.1. El diseño del eje

El diseño del eje se realiza por tres metodos: la resistencia, la deflexión y la dinámica que se establece por las velocidades críticas[10]. En las figuras(2.5) y (2.6), se observan los diagramas de cuerpo libre del eje y el punto donde se localiza el momento flector máximo (apoyo B).

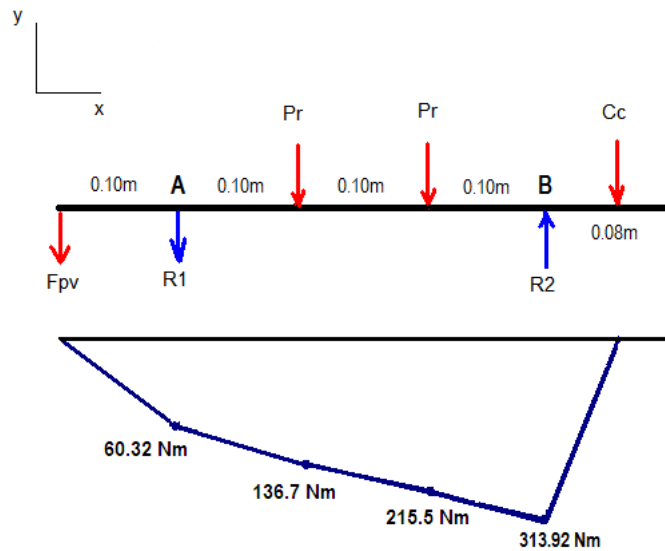


Figura 2.5.: *Diagrama de cuerpo libre x-y*

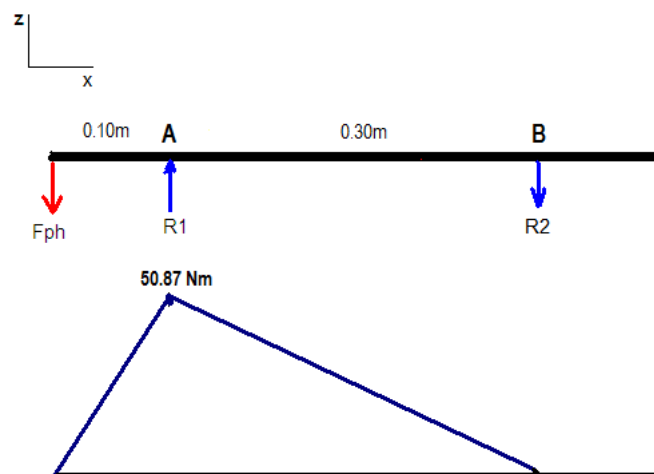


Figura 2.6.: *Diagrama de cuerpo libre x-z*

Fuente: autores del proyecto

2.2.1.1. Análisis por deflexión

Este análisis se realiza en el punto más crítico del eje siendo éste el apoyo 2, donde se presenta un momento máximo $M = 294,3 N.m$ y torque $T = 14,23 N.m$. Basados en la teoría de el esfuerzo cortante máximo que predice el diámetro más pequeño donde primero empezará a ocurrir la falla como[10]:

$$d = \left(\frac{32 n_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + T^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

El factor de seguridad asumido para el cálculo será $N_s = 2$ y el material de fabricación será acero AISI 1045 con una resistencia a la fluencia $S_y = 310 MPa$. Por tanto el diámetro que se obtiene por este método es de $d = 0,028 m$.

2.2.1.2. Análisis por resistencia

En la tabla(2.6) se publican los resultados obtenidos al realizar el análisis por resistencia, la selección del material más adecuado para el eje considerando su costo, disponibilidad y seguridad. Teniendo en cuenta los factores de diseño para resistencia a la fatiga[14] y utilizando Mises:

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + K_f \frac{\sigma_a}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{0,8 S_u} + K_{fs} \frac{\sqrt{3} \tau_a}{S_n} \right)^2}$$

Para resolver la ecuación se asume un factor de seguridad y se obtiene un diámetro mínimo para el eje, se normaliza y se calcula el factor de seguridad esperado[4]. El diámetro del eje que se obtuvo por este método es de $d_o = 0,034 m$ y se normalizo a un diámetro de $d = 0,038 m$ con un factor de seguridad $N_s = 2,32$, teniendo en cuenta la disponibilidad en el mercado para un acero AISI 1045 y con base en los rodamientos.

Tabla 2.6.: Resultados diseño del eje por resistencia

Descripción	Valor
Peso de rotores (P_r)	20 N
Carga máxima aplicada en el cojinete (C_c)	3925 N
Eje	
Torque máximo(T)	14,23 N.m
Momentos máximos M_z	313,9 N.m
M_y	50,87 N.m
Material seleccionado	AISI 1045
Resistencia a la rotura(S_u)	565 MPa
Resistencia a la fluencia(S_y)	310 MPa
Modulo de young(E)	200 GPa
Límite a la fatiga(S_e')	282,5 MPa
Límite a la fatiga modificado(S_e)	84,5 MPa
Factor de seguridad asumido	1,5
Longitud	0,6 m
Diámetro mínimo	0,034 m
Diámetro normalizado	0,038 m = 1½ in

2.2.1.3. Análisis por velocidades críticas

Para el diseño del eje bajo velocidades críticas se realiza con base en el *método de Dunkerley* el cual es una aproximación a la primera velocidad crítica de un sistema de masa múltiple y la deflexión que se calcula, sólo se debe a la masa individual que se evalúa[10], en este caso los dos rotores que irán ubicados en el eje. En la tabla(2.7) se observan los resultados obtenidos por este método.

Tabla 2.7.: Resultados velocidad crítica del eje

Descripción	Carga aplicada	Deflexión	Frecuencia	Velocidad crítica
Rotores	Fuerza rotor 1 (F_{r1})	$1,4 \times 10^{-7} m$	1203,4 Hz	72204 rpm
	Fuerza rotor 2 (F_{r2})	$1,4 \times 10^{-7} m$	1203,4 Hz	72204 rpm
Velocidad crítica				51056 rpm

Para el diámetro de eje normalizado se obtuvo una velocidad crítica de 51056 rpm. Se recomienda trabajar con 15 a 20 % por arriba o por abajo de este valor para evitar que el sistema entre en resonancia[4].

2.2.1.4. Análisis del eje en CAD - CAE

A partir del conocimiento de las dimensiones del eje, propiedades mecánicas y físicas de sus materiales, se preparó un modelo computacional con *SolidWorks Simulation* basado en el método de los elementos finitos (FEA), con el objetivo de determinar los esfuerzos según Von Mises¹ y las frecuencias naturales para los distintos modos de vibración.

Análisis de esfuerzos La figura(2.7) muestran a través de un mapa de colores directamente sobre el modelo cómo se distribuye el factor de seguridad frente a tensiones Von Mises en el diseño. Este factor de seguridad resulta de dividir la tensión Von Mises en cada punto entre el valor del límite elástico del material, obteniendo así una visión directa de la viabilidad del diseño, y permitiendo ver qué zonas son más propensas a fallar por las cargas estáticas.

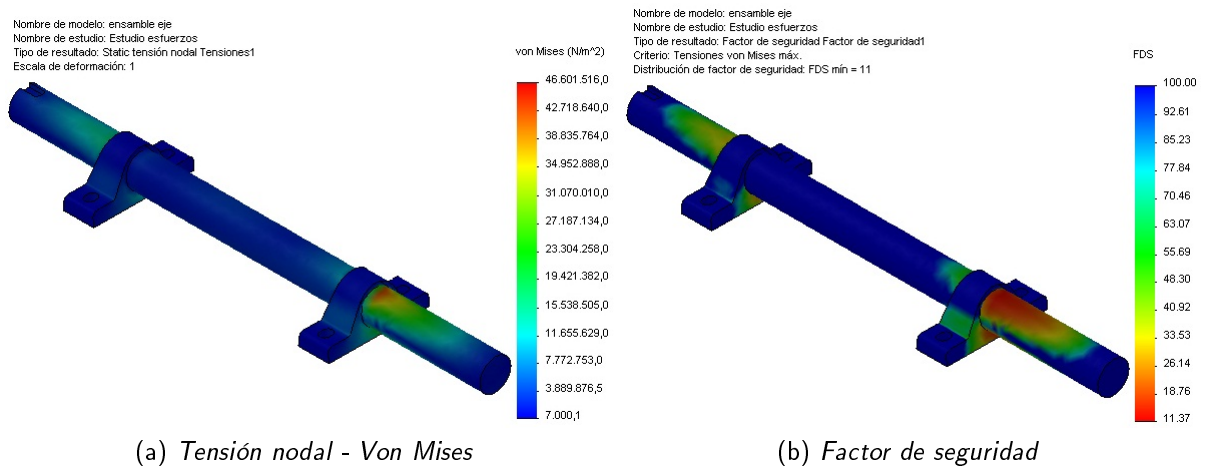


Figura 2.7.: Análisis de esfuerzos del eje

Fuente: autores del proyecto

De acuerdo con el criterio de falla Von Mises, el factor de seguridad mínimo en el eje es $N_s = 11$. En la figura(2.7a) se observa que el mayor esfuerzo ocurre donde se deforma el eje, y por lo tanto, el factor de seguridad mínimo se basa en el esfuerzo máximo. De modo que el eje falla cuando el esfuerzo en ese punto es 11 veces mayor, superando éste el valor del límite elástico del material.

¹El criterio Von Mises suele usarse para comprobar fallos de límite elástico de materiales dúctiles.

$$\frac{\sigma_{vonmises}}{\sigma_{límite}} < 1$$

Análisis modal Toda estructura tiende a vibrar a ciertas frecuencias denominadas frecuencias naturales. Cada frecuencia natural se asocia a una forma determinada, llamada forma modal, que el modelo tiende a adoptar al vibrar a esa frecuencia. Cuando una estructura es excitada adecuadamente por una carga dinámica con una frecuencia que coincide con una de sus frecuencias naturales, la estructura sufre grandes desplazamientos y tensiones. Este fenómeno se denomina resonancia. En el caso de los sistemas sin amortiguar, la resonancia teóricamente causa movimiento ilimitado. La amortiguación, sin embargo, pone un límite a la respuesta de las estructuras debido a las cargas resonantes[2].

El análisis modal en *solidworks* se realiza para los primero cinco modos de vibración donde se tiene en cuenta el peso propio del eje y el de sus componentes (volantes de inercia), estos modos se muestran en la figura(2.8), las frecuencias obtenidas para estos modos se indican en la tabla(2.8).

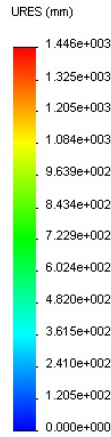
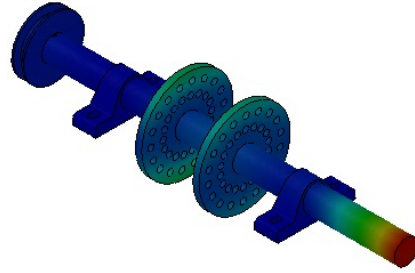
Tabla 2.8.: *Velocidades críticas en el eje*

Modo	Frecuencia Hz	Velocidades críticas	Figura
		rpm	
1	1080.7	64842	2.8a
2	1089.8	65388	2.8b
3	1151.5	69090	2.8c
4	1153.7	69222	2.8d
5	1209.3	72558	2.8e

En función de los resultados obtenidos para el primer modo (1080,7 Hz), se determina que el modelo propuesto de elementos finitos representa adecuadamente el comportamiento dinámico del eje, existiendo una muy buena aproximación entre los resultados obtenidos por la formulación del método de Dunkerley.

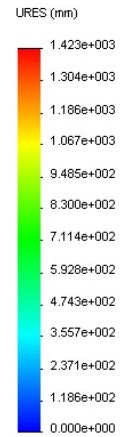
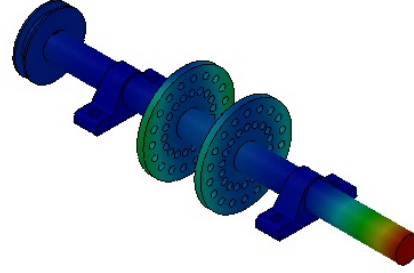
En general los resultados obtenidos en los modos superiores de vibración se tendrán en cuenta en el diseño de los módulos del banco de ensayos, que permita asegurar su integridad estructural, evitando que estos entren en resonancia.

Nombre de modelo: ensamble eje
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Frecuencia Desplazamientos1
 Forma modal: 1 Valor = 1080.7 Hz
 Escala de deformación: 5e-005



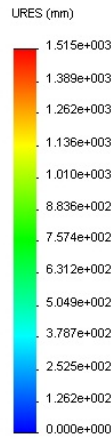
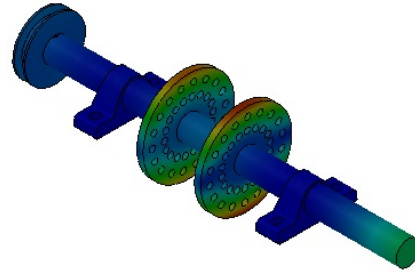
(a) Primer modo de vibración

Nombre de modelo: ensamble eje
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Frecuencia Desplazamientos2
 Forma modal: 2 Valor = 1089.8 Hz
 Escala de deformación: 5e-005



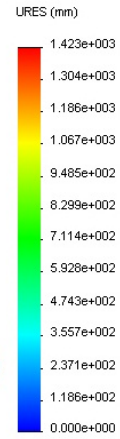
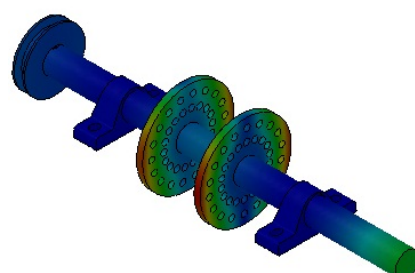
(b) Segundo modo de vibración

Nombre de modelo: ensamble eje
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Frecuencia Desplazamientos3
 Forma modal: 3 Valor = 1151.5 Hz
 Escala de deformación: 5e-005



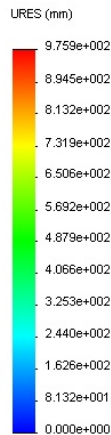
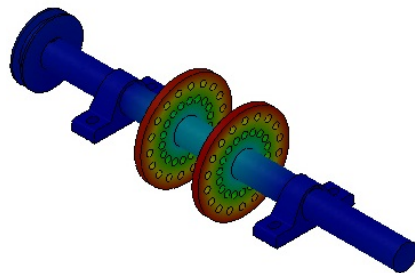
(c) Tercer modo de vibración

Nombre de modelo: ensamble eje
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Frecuencia Desplazamientos4
 Forma modal: 4 Valor = 1153.7 Hz
 Escala de deformación: 5e-005



(d) Cuarto modo de vibración

Nombre de modelo: ensamble eje
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Frecuencia Desplazamientos5
 Forma modal: 5 Valor = 1209.3 Hz
 Escala de deformación: 5e-005



(e) Quinto modo de vibración

Figura 2.8.: Modos de vibración del eje

Fuente: autores del proyecto

Conclusiones

- ◆ El valor del factor de seguridad del eje de $N_s = 11$, obtenido en Solidworks Simulation indica que de acuerdo a las propiedades mecánicas y dimensión de las superficies donde esta aplicada las fuerzas me garantiza el buen funcionamiento y duración del eje. Para la simulación se tuvo en cuenta todas las cargas que pueden incidir en el eje.
- ◆ El módulo de ensayos trabajará a una frecuencia natural de $60 Hz$ ($3600 rpm$) y la frecuencia natural crítica obtenida del análisis modal en Solidworks Simulation alcanza valores mayores a los $1080,7 Hz$ ($64842 rpm$), por tanto se garantiza que el diseño del eje es el adecuado para la aplicación y evitará que éste entre en resonancia y por tanto falle.

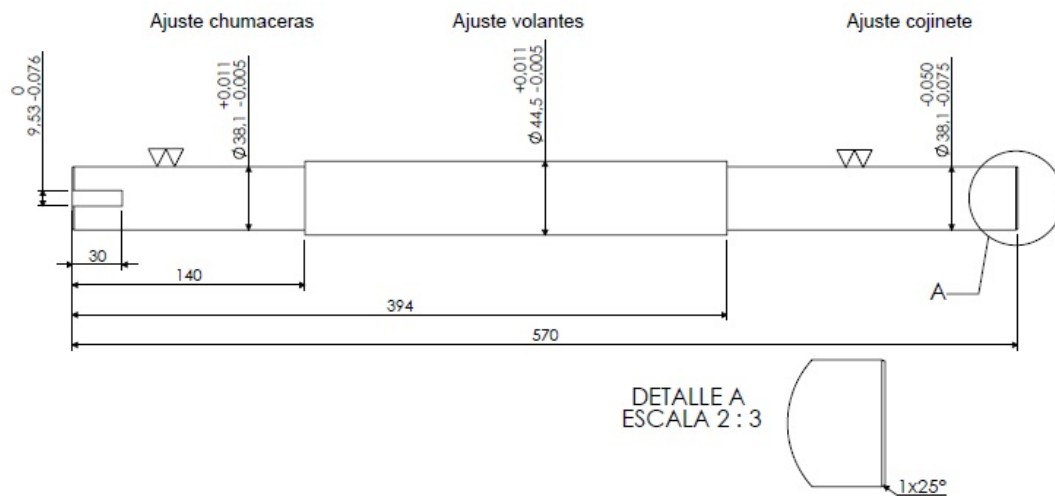
Finalmente el diseño del eje se muestra en la figura(2.10), los ajustes de precisión se realizaron bajo normas ISO. Tomando como referencia la figura(2.9) y teniendo en cuenta la condición de trabajo a una velocidad alta ($3600 rpm$) se determino el ajuste para la instalación de las chumaceras de $H7/j6$ y para la instalación del cojinete un ajuste de $H7/e7 - e8$ por recomendaciones de fabricantes como SKF, para mayor información ver anexo(H)[11].

(μm)

Shaft Diameter (mm)		Deviation of tolerance in shaft							
		for lower speed		for medium speed		for rather high speed		for high speed	
		h9		h8		h7		j6	
over	incl.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.
10	18	0	-43	0	-27	0	-18	+8	-3
18	30	0	-52	0	-33	0	-21	+9	-4
30	50	0	-62	0	-39	0	-25	+11	-5
50	80	0	-74	0	-46	0	-30	+12	-7
80	120	0	-87	0	-54	0	-35	+13	-9
120	180	0	-100	0	-63	0	-40	+14	-11

Figura 2.9.: Desviación en la tolerancia del eje

Fuente: <http://www.kugellagerfiedler.com>



Dimensiones en *mm*.

Figura 2.10.: *Dimensionamiento del eje*

Fuente: *autores del proyecto*

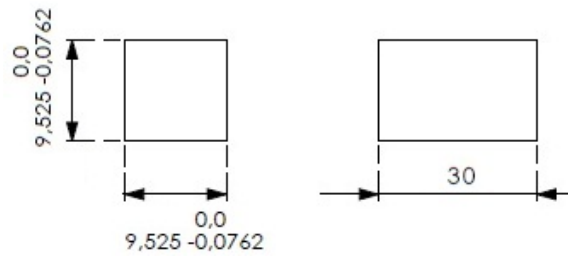
2.2.2. Selección de la cuña

Una vez conocido el diámetro mínimo del eje ($38,1 \text{ mm} = 1 \frac{1}{2} \text{ in}$) se selecciona el tamaño de la cuña cuadrada bajo la norma ASME B17.167 que se puede ver en el anexo(G), esta cuña se encarga de transmitir el par de torsión completo desde la polea al eje. El tamaño de la cuña seleccionado se puede ver en la tabla(2.9), la longitud mínima de la cuña se determina teniendo en cuenta los esfuerzos por cortadura (S_c) y compresión (S_s) que se generan en ésta, normalmente la longitud de cuña es igual a la longitud del cubo de la polea[12].

Tabla 2.9.: *Selección de cuña*

Descripción	Especificaciones
Diámetro eje	Más de $1 \frac{3}{8}$ y hasta $1 \frac{3}{4} \text{ in}$
Altura(H)	$\frac{3}{8} + 0,000 - 0,003 \text{ in}$
Ancho(W)	$\frac{3}{8} + 0,000 - 0,003 \text{ in}$
Longitud mínima	$0,085 \text{ in}$
Longitud(L)	Longitud del cubo= 30 mm

En la figura(2.11) se puede observar el tamaño de cuña seleccionado con sus respectivas dimensiones y tolerancias.



Dimensiones en *mm*.

Figura 2.11.: *Cuña cuadrada*

Fuente: *autores del proyecto*

2.2.3. El diseño de los volantes de desbalanceo

A través de estos volantes se realizará el desbalanceo de masa en el módulo de ensayos, estos están perforados en dos hileras para aceptar tornillos, de manera que se pueda controlar a voluntad la cantidad de masa para efectuar el desbalanceo, los volantes se fabricarán en acero con un diámetro de 150 *mm* y un espesor de 10 *mm*. En la figura(2.12) se observa el volante de desbalanceo.

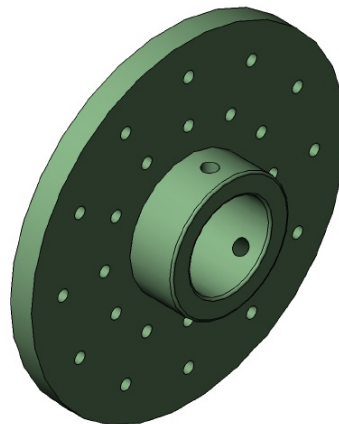


Figura 2.12.: *Volante de desbalanceo*

Fuente: *autores del proyecto*

2.2.4. La selección de las chumaceras

Las chumaceras forman una unidad que se componen de un rodamiento rígido de bolas y su alojamiento (soporte) de material hecho con hierro fundido (alto grado) o de acero prensado, disponibles en variadas formas. Para la selección se considera la capacidad de

carga y la geometría del eje[14]. En la tabla(2.10) se observan los requerimientos para la selección de las chumaceras[7].

Tabla 2.10.: *Requerimientos de los rodamientos*

Descripción	Especificaciones
Diámetro eje	$1\frac{1}{2} in$
Carga radial	3924 N
Velocidad de trabajo	3600 rpm
Duración recomendada para rodamientos	6000 h
Capacidad de carga dinámica	43000 N

Del catálogo *FS* que se muestra en la figura(2.13) se selecciona la unidad No. UCP 208 prevista de una característica de relubricación y que cumple con los requerimientos mencionados en la tabla(2.10).

Las chumaceras se fijan al eje por medio de dos tornillos (prisioneros) de $1/2 in$ ubicados a un lado del anillo interior y separados uno del otro 120° . Bajo condiciones normales de funcionamiento, el anillo interior está montado en el eje por medio de un ajuste fino *H7* para asegurar la conveniencia de la instalación. En este caso, la precisión dimensional del eje se muestra en la figura(2.9).

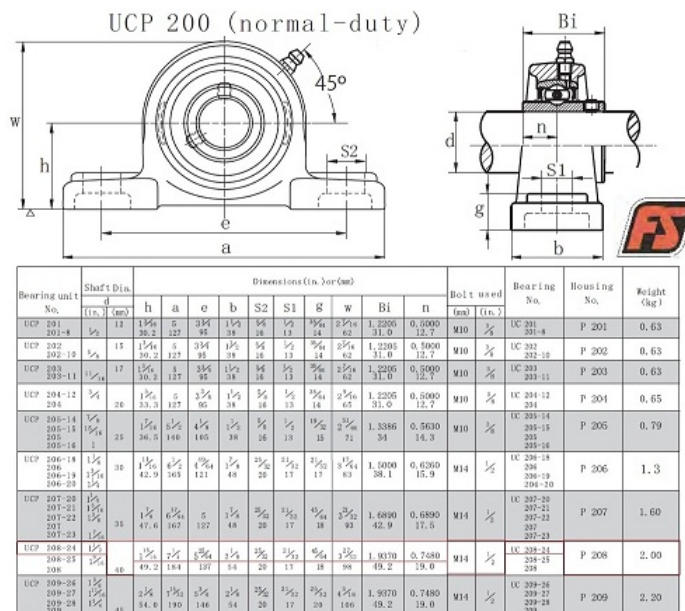


Figura 2.13.: *Catálogo rodamientos FS*

Fuente: <http://www.kugellagerfiedler.com>

2.2.5. El diseño del cojinete hidrodinámico

El objetivo del cojinete es soportar la carga radial aplicada sobre una película continua de lubricante, de modo que no hay contacto entre el cojinete y el muñón. Debe desarrollarse una presión de aceite, con el fin de soportar la carga. Una consideración práctica para los cojinetes hidrodinámicos es el suministro de aceite, siempre deberá hacerse en una zona opuesta al lugar de la presión hidrodinámica que soporta la carga. Si no es así, el orificio de suministro de aceite eliminará la acumulación de presión en la película[14].

Teniendo en cuenta que existen diferentes metodos de diseño de cojinetes hidrodinámicos se toma como referencia el método descrito en libro de *Elementos de máquinas* de *Bernald J. Hamrock*[10].

En la tabla(2.11) se plantean los requerimientos para a tener en cuenta durante el diseño del cojinete hidrodinámico.

Tabla 2.11.: *Requerimientos cojinete hidrodinámico*

Descripción	Especificaciones
Carga radial aplicada	3924 <i>N</i>
Diámetro muñón(<i>D</i>)	0,0381 <i>m</i> = 1 $\frac{1}{2}$ <i>in</i>
Velocidad de giro(<i>n</i>)	1000 a 4000 <i>rpm</i>
Temperatura máxima de operación del lubricante	100 $^{\circ}$ <i>C</i>

El diseño del cojinete es analizado bajo el concepto de un cojinete infinitamente largo, debido a que su longitud axial es muy grande en comparación con su diámetro[3]. El cojinete tiene una relación de $D/L = 0,5$, en la tabla(2.12) se publican los resultados obtenidos en diseño del cojinete de acuerdo al procedimiento planteado por *Hamrock*, además de la selección del lubricante más adecuado para cumplir con las condiciones de trabajo al que va estar sometido el cojinete hidrodinámico.

Tabla 2.12.: Resultados diseño cojinete hidrodinámico

Descripción	Valor
Relación(D/L)	0,5
Longitud cojinete(L)	0,08 m
Presión de operación(p)	12,3 bar
Holgura diametral(Cd)	0,000064 m
Holgura radial(Cr)	0,000032 m
Espesor mínimo nominal de película(h_0)	0,032 mm
Relación(R/Cr)	593,75
Número de Sommerfeld(S)	0,15
Viscosidad mínima requerida para el lubricante(μ)	0,008 Pa.s
Coefficiente de fricción($R\mu/Cr$)	3
Lubricante seleccionado para trabajar a temperatura de 100°C	SAE 10W 30
Caudal mínimo requerido(q)	0,17 Gpm
Caudal de fuga lateral(q_s)	0,071 Gpm
Presión máxima en la película de fluido($p_{m\acute{a}x}$)	19,16 bar
Localización de la presión máxima($\phi_{m\acute{a}x}$)	58°

Se selecciono el aceite SAE 10W 30, ya que cumple con los requerimientos mínimos de viscosidad a la temperatura máxima de de diseño del cojinete hidrodinámico. Sus características como la baja resistencia a la cizalladura, el alto índice de viscosidad que facilita el arranque a bajas temperaturas para economizar potencia y garantizar la formación de la película hidrodinámica en diferentes condiciones de trabajo.

En la figura(2.14) se muestra una comparativa de las viscosidades (cSt) de aceites SAE para observar su comportamiento a diferentes rangos de temperatura del lubricante seleccionado con respecto a otros lubricantes que se encuentran en el mercado.

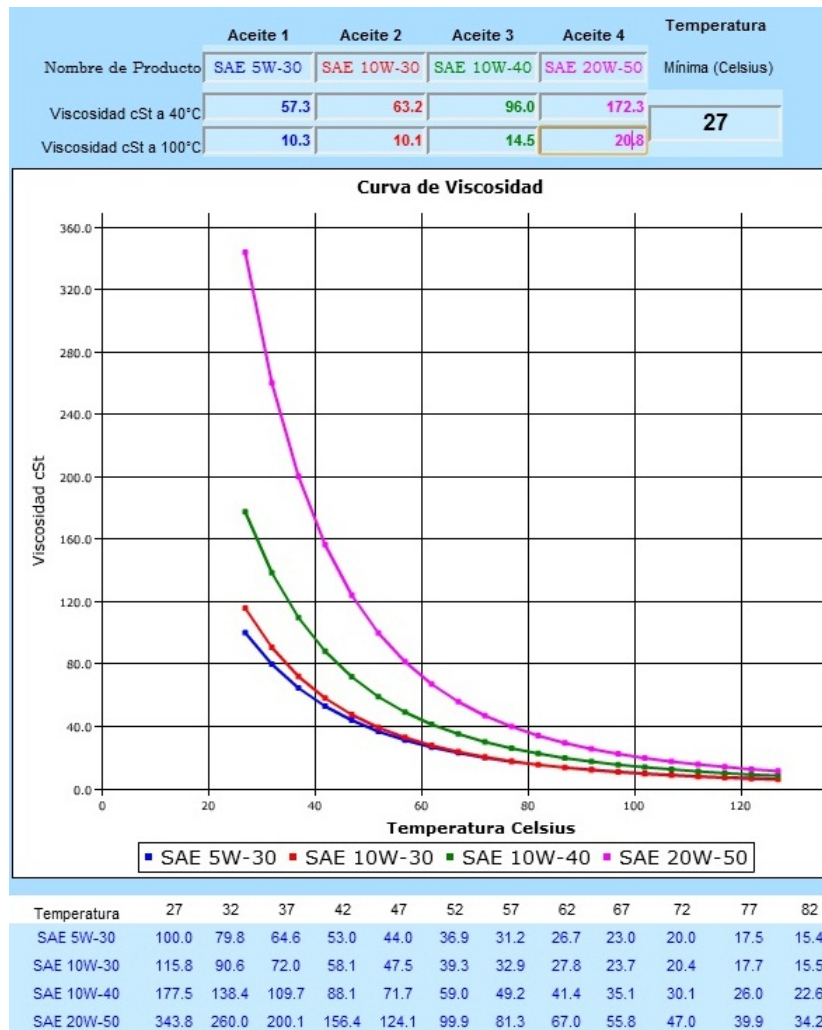
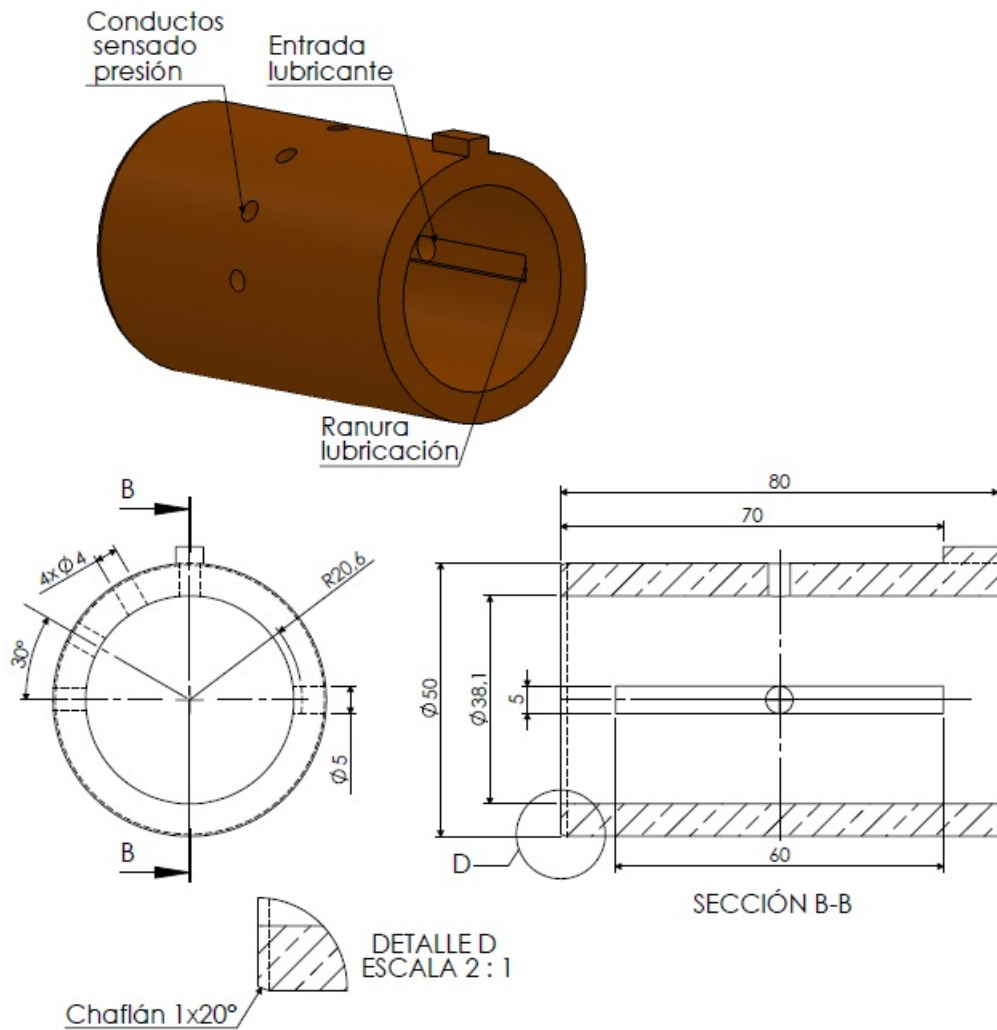


Figura 2.14.: Viscosidades de aceites SAE

Fuente: <http://widman.biz/Selección/gráfica.html>

El dimensionamiento del cojinete hidrodinámico se muestra en la figura(2.15) donde se puede identificar la entrada del lubricante y la ranura de lubricación que se diseñaron bajo norma ISO 12128 *Plain bearings-Lubrication holes, groves and pockets*[1]. El cojinete hidrodinámico también tiene los cuatro agujeros distribuidos a 30° teniendo en cuenta la ubicación de la presión máxima del lubricante y el tamaño de los sensores, estos agujeros forman los ductos que permiten a la película de aceite entrar en contacto con los sensores de presión.

Para mayor detalle del diseño del cojinete hidrodinámico mirar los planos en el anexo(L), que indican las tolerancias a tener en cuenta para su mecanización y correcto montaje.



Dimensiones en mm.

Figura 2.15.: Plano del cojinete hidrodinámico

Fuente: autores del proyecto

Alojamiento cojinete hidrodinámico A partir del diseño del cojinete hidrodinámico, se realiza el diseño del alojamiento con el objetivo de cumplir los requerimientos para sensado de presión y lograr estanqueidad del lubricante. El alojamiento presenta cuatro agujeros con un tipo de rosca $G 1/2$ que permiten la instalación de los sensores de presión.

Entre el alojamiento del cojinete y sus tapas se logra una estanqueidad mediante el uso de sellos Orings Parker serie 2 230 bajo condiciones estáticas. Para la correcta ubicación de los sellos Orings, que garanticen una óptima estanqueidad y durabilidad de estos se diseñan las ranuras de los Orings de acuerdo a recomendaciones que se describen en el manual de sellos

Parker [15]. La estanqueidad entre eje y la tapa 2 (ver figura 2.17) se consigue mediante la instalación de un retenedor VDC referencia 64725 tipo B con las especificaciones de ajuste que describe el fabricante VDC para su instalación².

El alojamiento del cojinete cuenta con una ranura longitudinal que permite la evacuación del aceite lubricante debido a las fugas laterales que se presentan en el cojinete, como se indica en la figura (2.16).

Para mayor detalle del alojamiento del cojinete mirar los planos que se muestran en el anexo(L).

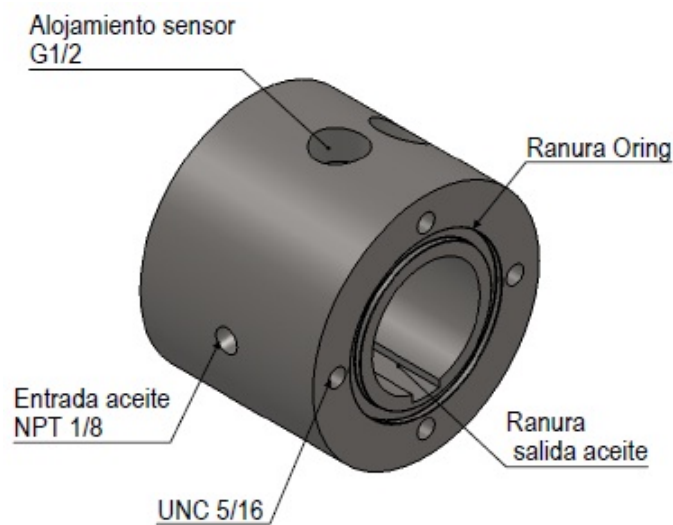


Figura 2.16.: Alojamiento del cojinete hidrodinámico

Fuente: autores del proyecto

En la figura (2.16) se observa la distribución de las todas las piezas que conforman la unidad de estudio del cojinete hidrodinámico.

Para el montaje de los componentes que forman la unidad del cojinete, se tiene en cuenta el sistema de ajustes ISO basados en algunas recomendaciones de fabricantes de cojinete como SKF[20] y Federal-Mogul[6], estos ajustes se muestran en la figura (2.18) en donde se observa en corte la unidad de cojinete hidrodinámico. Para su dimensionamiento ver anexo(L), donde se indican las tolerancias para su mecanización y correcto montaje.

²<http://www.vdc.com.co/site/>

TOLERANCIAS ISO	
Eje-Cojinete hidrodinámico	e7-e8
Cojinete hidrodinámico-Alojamiento	H7
Retén- Tapa 2	H8
Retén-Eje	h11

# PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	Alojamiento(housing)
2	Cojinete hidrodinámico
3	Sello Oring 230
4	Tapa 1
5	Tapa 2
6	Retén VDC
7	Tornillos UNC 5/16
8	Eje

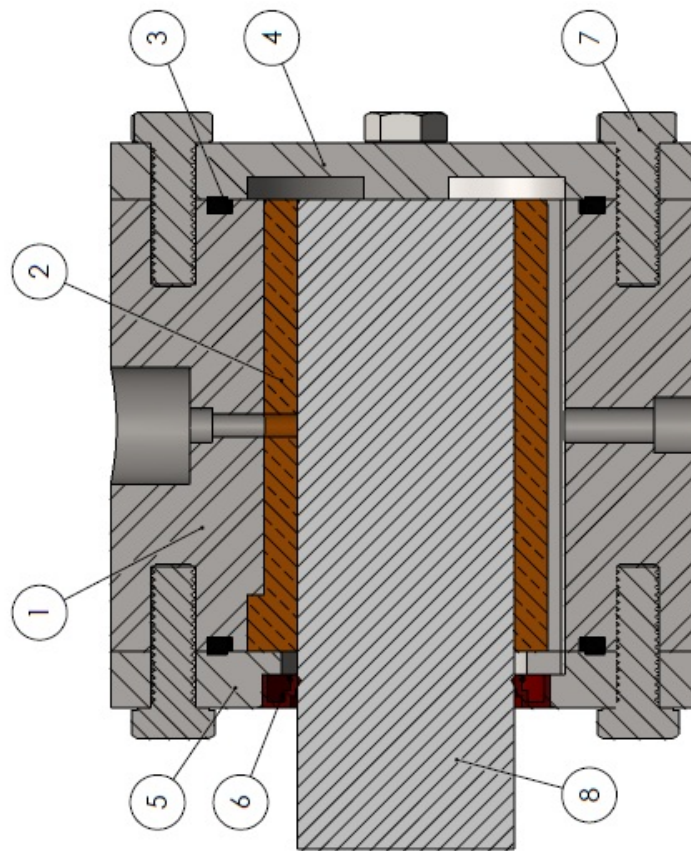


Figura 2.18.: Tolerancias en la unidad del cojinete

Fuente: autores del proyecto

2.3. EL MÓDULO DE APLICACIÓN DE CARGA

Para cumplir con los requerimientos se seleccionó un sistema hidráulico, logrando con éste un control y manejo de diferentes rangos de carga radial sobre el cojinete (valor máximo 400 kg). Este módulo cuenta con los siguientes componentes: una bomba hidráulica, un cilindro hidráulico, y las válvulas de control que se describen a continuación.

En la figura(2.19) se muestra el circuito hidráulico del sistema de aplicación de carga seleccionado.

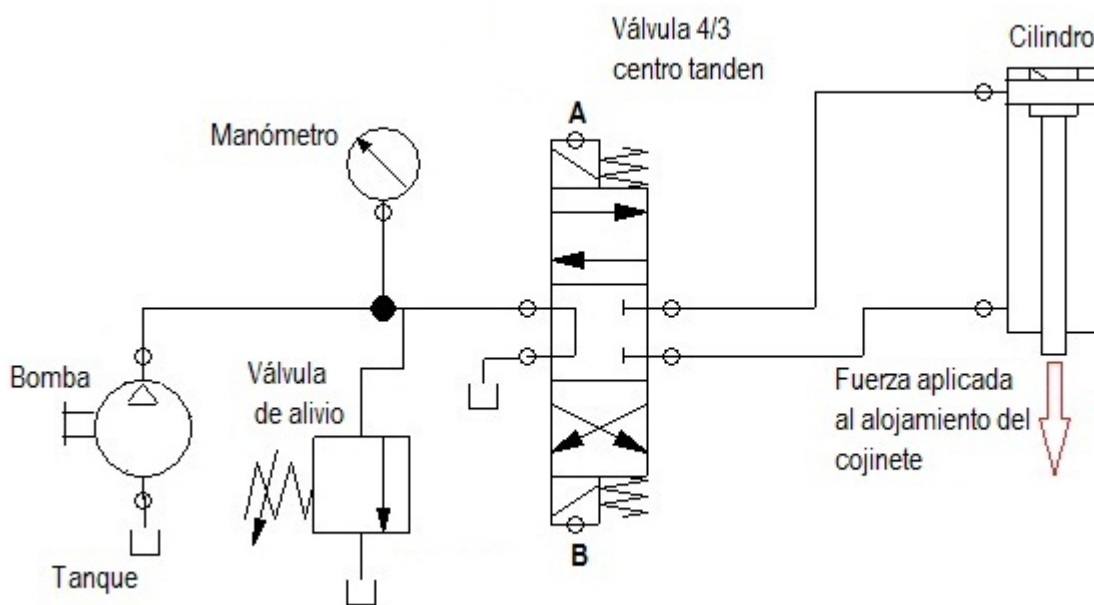


Figura 2.19.: Circuito hidráulico del sistema de carga

Fuente: autores del proyecto

2.3.1. La bomba hidráulica

La bomba hidráulica seleccionada es de marca *UNISIA* de la casa automotriz Nissan, específicamente ésta hace parte de un motor *Nissan TD27i* y cumple con los requerimientos que permiten asegurar la aplicación de la carga exigida en el módulo de ensayos mediante un cilindro hidráulico, en la siguiente tabla(2.13) se muestran sus especificaciones, para mayor información mirar su catálogo en el anexo(D).

Tabla 2.13.: Especificaciones de la bomba de aceite UNISIA

Descripciones	Especificaciones
Tipo	Paletas
Caudal	1,5 Gpm
Presión máxima	8800 – 9200 Kpa
Velocidad de rotación	1800 rpm

Fuente: Manual motor Nissan TD27i

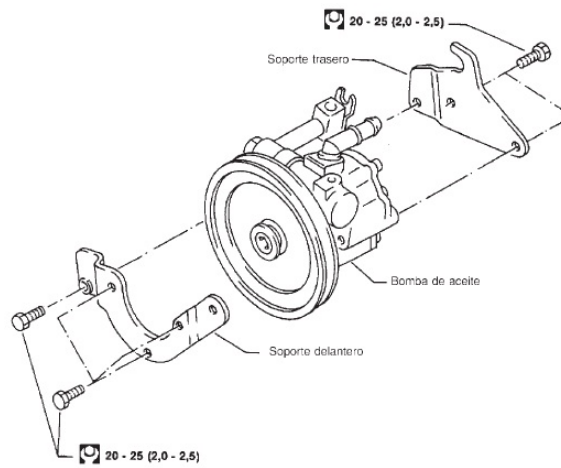


Figura 2.20.: Bomba de aceite UNISIA

Fuente: Manual motor Nissan TD27i

2.3.2. La selección del motor eléctrico

Teniendo en cuenta la presión a manejar del sistema, la carga aplicar y el caudal de la bomba, se requiere por calculos previos un motor de una potencia de 0,4 Hp. Del catálogo Siemens se selecciona un motor trifásico de referencia 1LA7 070-4YA60 de 0,5 Hp y 1800 rpm como velocidad requerida para el funcionamiento de la bomba[18]. En la tabla(2.14) se indican las especificaciones de este motor.

Tabla 2.14.: Especificaciones motor Siemens 1LA7 070-4YA60

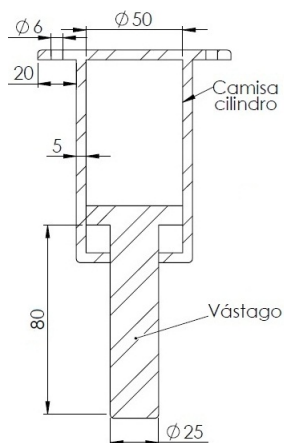
Descripciones	Especificaciones
Potencia	0,5 Hp
Velocidad	1800 rpm
Factor de servicio	1,15
Protección	IP55
Eficiencia	62,8
Tensión	220/440 V

Fuente: <http://www.siemens.com>

2.3.3. El diseño del cilindro hidráulico

Por medio del cilindro se transforma la energía hidráulica en un movimiento lineal. La fuerza de accionamiento esta determinada por la presión hidráulica en la cámara del cilindro sobre las superficie del piston. Se diseña un cilindro de doble efecto teniendo en cuenta las especificaciones de la bomba hidráulica que se indican en la tabla(2.13), logrando obtener como carga máxima 400 kg sobre el cojinete.

El cilindro tiene un diámetro de 2" x 1" con una carrera de 8 cm en la figura(2.21) se deja ver un boceto de la forma y las dimensiones de éste, el plano del cilindro en detalle se muestra en el anexo(J).



Dimensiones en mm.

Figura 2.21.: Boceto cilindro hidráulico

Fuente: autores del proyecto

2.3.4. La selección de las válvulas de control hidráulico

Para el control del sistema hidráulico se requieren dos válvulas: una válvula de seguridad de mando directo que permita ser tarada a diferentes presiones; una válvula direccional de capacidad baja (Cetop 3) que permita comandar el cilindro en las dos direcciones y un ahorro en potencia en el sistema hidráulico.

En la figura(2.22) se muestran las válvulas de control hidráulico seleccionadas y en la tabla(2.15) se pueden ver sus respectivas especificaciones.



(a) Válvula de seguridad VMP 1/2

(b) Válvula direccional HOF

Figura 2.22.: Válvulas de control hidráulico

Fuente: <http://www.hydrauliikkapumppu.fi>
<http://www.hofhydraulic.com>

Tabla 2.15.: Especificaciones de las válvulas de control hidráulico

	Descripciones	Especificaciones
Válvula de direccional	Marca	HOF
	Referencia	03 4WE8-G 110V
	Tipo	4/3, Cetop 3
	Centro	Tanden
	Flujo máximo	80 lpm (21 gpm)
Válvula de seguridad	Accionamiento	Manual
	Referencia	VMP 1/2 50-250 BAR
	Flujo máximo	70 lpm (18,5 gpm)
	Conexión	1/2"

Fuente: <http://www.hydrauliikkapumppu.fi>
<http://www.hofhydraulic.com>

Para mayor información de los dos tipos de válvulas seleccionadas se puede revisar el anexo(E).

2.4. EL MÓDULO DE INSTRUMENTACIÓN

En este módulo estarán ubicados los componentes encargados de realizar el control y la toma de datos en el banco de ensayos, entre ellos están el panel de control, la tarjeta de adquisición de datos y los sensores de presión.

2.4.1. El panel de control

Este panel es el encargado de la manipulación del banco de ensayos, tanto de la puesta en funcionamiento de los motores, la bomba hidráulica, las válvulas y de la parada de emergencia de todo el banco.

En la figura(2.23) se presenta la distribución de los pulsadores de accionamiento y de la parada de emergencia con sus respectivos indicadores.

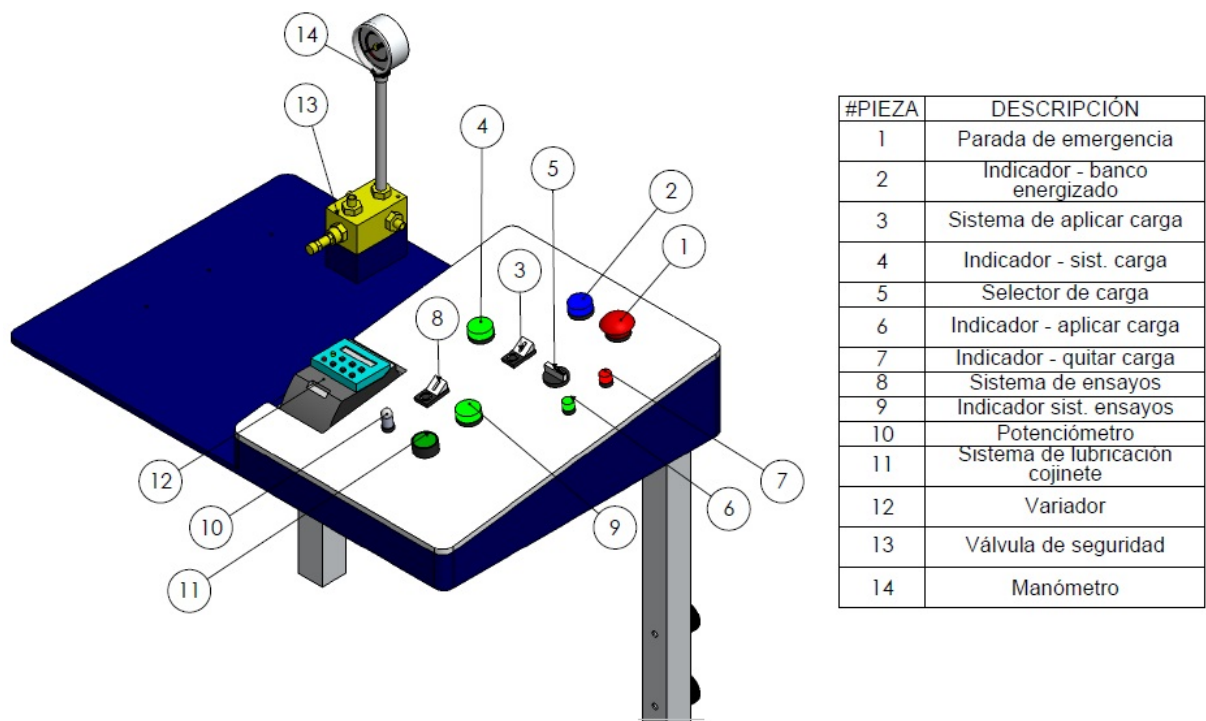


Figura 2.23.: Panel de control

Fuente: autores del proyecto

2.4.2. La tarjeta de adquisición de datos

La tarjeta de adquisición de datos seleccionada es la *National Instruments NI 9203* que se muestra en la figura(2.24), ésta toma un conjunto de señales físicas y las convierte en

tensiones eléctricas para digitalizarlas y poderlas procesar en una computadora.

En la tabla(2.16) se dan a conocer las especificaciones más importantes de la tarjeta *NI 9203*.



Figura 2.24.: Tarjeta National Instruments NI 9203

Fuente: National Instruments

Tabla 2.16.: Especificaciones tarjeta NI 9203

Descripciones	Especificaciones
Canales de entrada de corriente analógica	8
Rangos de entrada programable	0 a 20 mA
Resolución	16 bits
Velocidad de muestreo máxima	200 KS/s
Temperatura de operación	-40 a + 70°C
Rango de corriente máximo	-20 a 20 mA
Precisión rango de corriente	0,049 mA
Conectores	Terminales de tornillo

Fuente: National Instruments

2.4.3. Los sensores de presión

Los sensores de presión estarán ubicados en la partes superior del cojinete, distribuidos de tal manera que puedan determinar el perfil de presión en el lubricante al aplicar carga.

El sensor seleccionado es el *Vegabar 14* que se muestra en la figura(2.25), sus especificaciones más importantes se observan en la tabla(2.17)y para una mayor información sobre este sensor mirar su catálogo en el anexo (F).

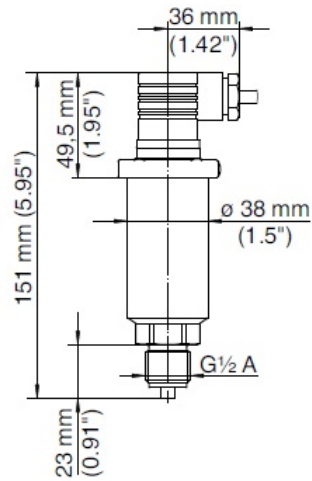


Figura 2.25.: Sensor de presión Vegabar 14

Fuente: <http://www.vega.com>

Tabla 2.17.: Especificaciones sensor Vegabar 14

Descripciones	Especificaciones
Membrana	Cerámica
Rango de medida	0 a + 10 bar
Rango de medición mínimo	0,1 bar
Temperatura de proceso	-40 a + 100 °C
Salida de señal	4 a 20 mA
Conexión	ISO 4400, M12 x 1

Fuente: <http://www.vega.com>

2.4.4. El manómetro

Permite leer las variaciones de la presión de acuerdo a la carga radial que se está aplicando el sistema hidráulico sobre el cojinete, manipulada por el usuario. Se seleccionó un manómetro con glicerina recomendable para uso en sistemas hidráulicos con un rango de medida de 0 a 70 bar, debido a que la carga máxima aplicada es de 30 bar y tiene una conexión $\frac{1}{4}$ NPT.

2.5. EL MÓDULO ESTRUCTURAL

La estructura del banco de ensayos es de vital importancia, dando soporte a todos los componentes del módulo de ensayos, el módulo de carga y el módulo de instrumentación.

Principalmente el módulo estructural debe amortiguar las vibraciones causadas por el motor principal y rotores del módulo de ensayos, además de las causadas por sistema hidráulico del módulo de carga, evitando que entren en resonancia, para esto se calculan los amortiguadores de vibración apropiados los cuales estarán ubicados entre los tableros y la estructura, porque aportan ventajas centradas en la estabilidad y linealidad en la transmisión del eje, además reducen las amplitudes proporcionalmente al aumentar la masa de la bancada.

Los componentes que hacen parte del módulo estructural se muestran en la figura(2.26)

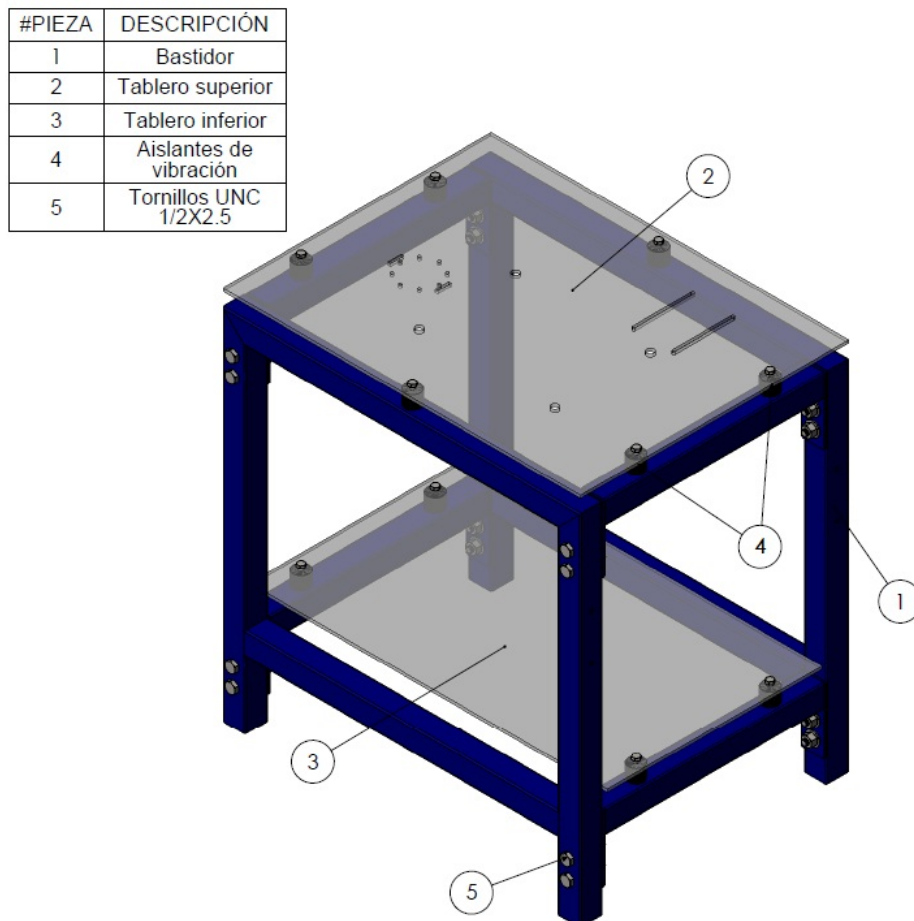


Figura 2.26.: Componentes de la estructura

Fuente: autores del proyecto

2.5.1. Bastidor y tableros

El bastidor es la parte principal que da soporte a todo el banco de ensayos y está diseñado en hierro, perfil de 2" x 2" calibre 18 soldado entre si y unido por pernos UNC 1/2x3. Para dar mayor rigidez al bastidor se agregan dos tableros de hierro calibre $\frac{1}{4}$ ", como se muestran en la figura(2.26), los cuales están separados del bastidor por los aisladores de vibración.

2.5.2. El diseño del aislantes de vibración

La selección y diseño del aislante de vibración se inicia especificando la ubicación de estos, siendo ésta en paralelo sobre la estructura y bajo el tablero como se muestra en la figura(2.26), lo cual nos indica que la carga total se divide en el número de aisladores existentes y cada aislador soportará la misma carga [9].

Para una correcta selección del aislador se siguen las recomendaciones del autor Allan G. Piersol de su libro *Harris' Shock and Vibration Handbook*, por el cual se tienen en cuenta los siguientes pasos³:

- 1) Determinar una eficiencia del aislamiento requerido que generalmente se encuentra entre el 70 o 90 %.
- 2) Para la eficiencia seleccionada se determina la transmisibilidad del sistema.
- 3) Se determina el valor de la frecuencia de excitación de la vibración, para nuestro caso es el motor, por tanto esta frecuencia depende de la velocidad de giro de este.
- 4) Se determina la frecuencia natural del sistema aislado, requerida para proveer una transmisibilidad seleccionada en el paso 2 y para una frecuencia de fuerza en el paso 3.
- 5) Se determina la deflexión estática de cada aislante de vibración.
- 6) Se calcula una rigidez (K) requerida para proveer una frecuencia natural determinada en el paso 4.
- 7) Determinar la rigidez de cada uno de los aisladores dependiendo si están ubicados en serie o en paralelo.
- 8) Calcular la carga que soporta cada aislador de manera individual.

³PIERSOL, Allan. *Harris' Shock and Vibration Handbook*. 5 ed. New York. McGraw Hill, 2002. Pag. 620.

9) Seleccionar de un catalogo de fabricante el aislante de vibración que cumpla los requisitos de rigidez del paso 7 y la capacidad de carga del paso 8.

Para este banco de ensayos se selecciona un aislante de vibración de caucho natural debido a que tiene una alta resistencia, en comparación con la mayoría de los elastómeros sintéticos, tiene buenas propiedades a la fatiga, es de baja a media amortiguación lo que lo hace un aislador de vibración eficiente⁴, es muy común en el comercio, por tanto su disponibilidad es alta y es de bajo costo.

Las propiedades del caucho natural se mencionan en la tabla(2.18).

Tabla 2.18.: *Propiedades del caucho natural*

Descripciones	Especificaciones
Dureza	30 <i>HD</i>
Módulo de cortante (<i>G</i>)	0,3 <i>MPa</i>
Módulo de Young (<i>E</i>)	0,92 <i>MPa</i>
Coefficiente de compresión (ϕ)	0,93
Resistencia a la abrasión y al desgarramiento	Excelente
Resistencia a la oxidación	Buena

Fuente: *Libro Elementos de máquinas. Bernard J. - Jacobson Hamrock*

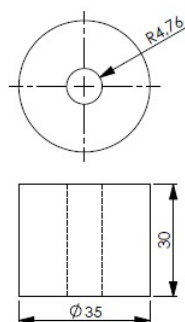
Determinando la frecuencia natural del aislador, por medio de la frecuencia de excitación del motor girando a 3600 *rpm* y considerando un esfuerzo máximo de $\tau = 10,34 \text{ MPa}$ como condición de diseño recomendado por la compañía Manson⁵, se calculan las dimensiones del aislador y se realiza el análisis de deformación[9]. Los resultados del diseño del aislador de vibración se observan en la tabla(2.19) junto con la figura(2.27).

⁴Theory of vibration/Shock isolators. www.rpmmech.com

⁵<http://www.mason-industries.com/masonind/>

Tabla 2.19.: Resultados diseño aislador de vibración

Descripción	Valor
Transmisibilidad	3%
Frecuencia natural del aislador	11,72 Hz
Masa soportada por cada aislador	15 kg
Constante de deformación(K)	81400 N/m
Área mínima recomendada	0,000014 m ²
Diámetro exterior	0,035 m
Diámetro interior	0,0095 m = 3/8 in
Área aislador	0,0009 m ²
Espesor	0,03 m
Deformación unitaria	6,9%



Dimensiones en mm

Figura 2.27.: Aislante de vibración

Fuente: autores del proyecto

La deformación unitaria máxima recomendada por el fabricante Manson no debe exceder el 10 %, para nuestro aislante de vibración es del 6,9%. Se seleccionan 10 aislantes de vibración para la parte superior del bastidor para que cada uno soporte 15 kg de peso y 6 aislantes de vibración para la parte inferior del bastidor que soportaran 10 kg cada uno.

2.5.3. Análisis modal de la estructura

A partir del conocimiento de las dimensiones de la estructura del banco de ensayos, propiedades mecánicas y físicas de sus materiales, se preparó un modelo computacional con *SolidWorks Simulation* basado en el método de los elementos finitos (FEA), con el objetivo de determinar las frecuencias naturales para los distintos modos de vibración. Con este análisis modal se obtiene una visión directa de la viabilidad del diseño, permitiendo ver

qué zonas son más propensas a fallar por resonancia y evitar las cargas dinámicas que la generan.

El análisis modal en *SolidWorks* se realiza para los primero cuatro modos de vibración donde se tiene en cuenta el peso propio de los componentes (tableros, bastidor), estos modos se muestran en la figura(2.28), las frecuencias obtenidas para estos modos se indican en la tabla(2.20).

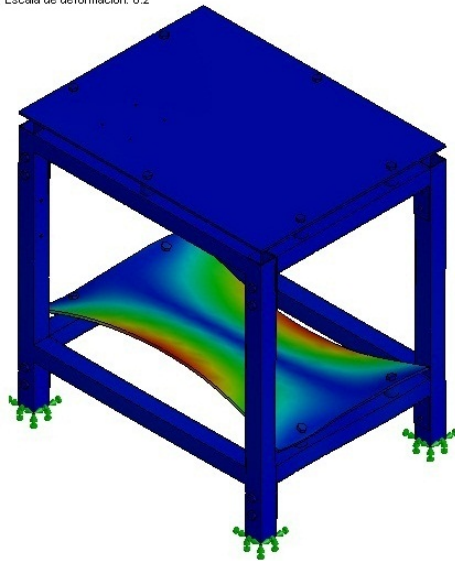
Tabla 2.20.: *Resultados del análisis modal de la estructura*

Modo	Frecuencia Hz	Velocidades críticas <i>rpm</i>	Figura
1	110.45	6627	2.28a
2	122.81	7368.6	2.28b
3	124.68	7480.8	2.28c
4	145.09	8705.4	2.28d

En función de los resultados obtenidos para el primer modo (110,45 Hz), se determina que el modelo propuesto de elementos finitos (FEA) representa adecuadamente el comportamiento dinámico de la estructura.

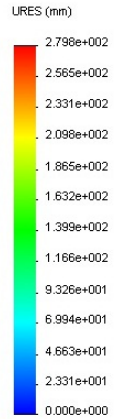
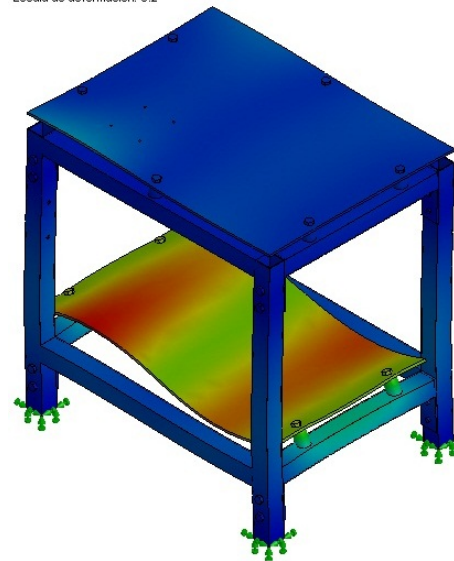
Teniendo en cuenta que el módulo de ensayos trabajará a una frecuencia natural de 60 Hz (3600 rpm) y la frecuencia natural crítica obtenida del análisis modal en *SolidWorks Simulation* alcanza valores mayores a los 110,5 Hz (6627 rpm), se garantiza que el diseño de la estructura es el adecuado para la aplicación y evitará que éste entre en resonancia y por tanto falle.

Nombre de modelo: Ensamblaje estructura banco de ensayos total
 Nombre de estudio: Estudio frecuencias
 Tipo de resultado: Frecuencia Desplazamientos1
 Forma modal: 1 Valor = 110.45 Hz
 Escala de deformación: 0.2



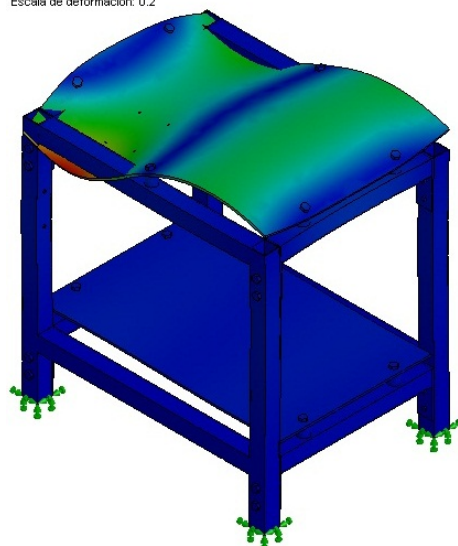
(a) Primer modo de vibración

Nombre de modelo: Ensamblaje estructura banco de ensayos total
 Nombre de estudio: Estudio frecuencias
 Tipo de resultado: Frecuencia Desplazamientos2
 Forma modal: 2 Valor = 122.81 Hz
 Escala de deformación: 0.2



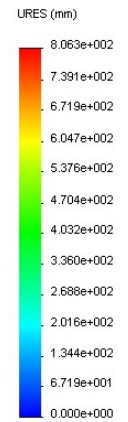
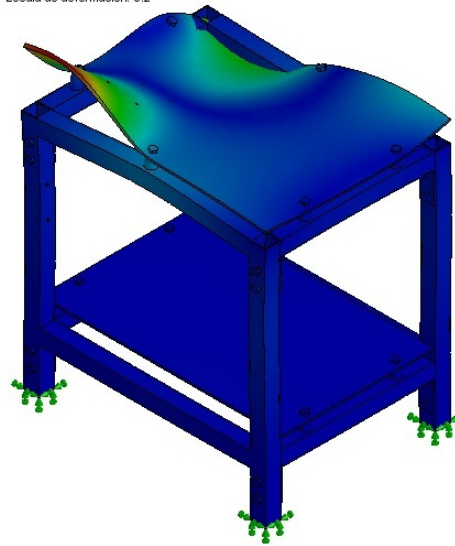
(b) Segundo modo de vibración

Nombre de modelo: Ensamblaje estructura banco de ensayos total
 Nombre de estudio: Estudio frecuencias
 Tipo de resultado: Frecuencia Desplazamientos3
 Forma modal: 3 Valor = 124.68 Hz
 Escala de deformación: 0.2



(c) Tercer modo de vibración

Nombre de modelo: Ensamblaje estructura banco de ensayos total
 Nombre de estudio: Estudio frecuencias
 Tipo de resultado: Frecuencia Desplazamientos4
 Forma modal: 4 Valor = 145.09 Hz
 Escala de deformación: 0.2



(d) Cuarto modo de vibración

Figura 2.28.: Modos de vibración de la estructura

Fuente: autores del proyecto

3. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL BANCO DE ENSAYOS

Secuencialmente después de los cálculos de diseño y selección de cada uno de los componentes de los módulos descritos, se procedió a la construcción del banco de ensayos.

3.1. EL MÓDULO ESTRUCTURAL

En el proceso de construcción del banco de ensayos, consta como primer proceso el módulo estructural donde se realiza la construcción y montaje de cada uno de sus componentes como son el bastidor, los tableros, los aislantes de vibración y los pies niveladores que se describen a continuación.

3.1.1. El bastidor

Una vez se validó el diseño en *SolidWorks* se realizó su construcción, el bastidor está conformado por dos laterales y cuatro travesaños fabricados a partir de perfiles de acero de 2×2 in de calibre 18 como se muestran en la figura(3.1), los planos en detalle se presentan en el anexo(K).



(a) Laterales



(b) Travesaños

Figura 3.1.: Construcción del bastidor

Fuente: autores del proyecto

El acabado del bastidor se realizó con pintura electrostática (Azul 5002) para mayor homogeneidad de espesor de pintado logrando mayor resistencia química y mecánica de los componentes del bastidor como se muestra en la figura(3.2).



Figura 3.2.: *Bastidor*

Fuente: *autores del proyecto*

3.1.2. Los tableros

El tablero superior e inferior que se muestran en la figura(3.3) son componentes importantes que hacen parte del bastidor, el tablero superior es el encargado de dar soporte al módulo de ensayos (Eje, volantes, soportes, motor eléctrico) y el tablero inferior da soporte al módulo de carga del que hace parte un sistema hidráulico que es el encargado de aplicar carga al cojinete hidrodinámico.

El dimensionamiento de cada uno de los tableros se muestra en los planos respectivos en el anexo(K).

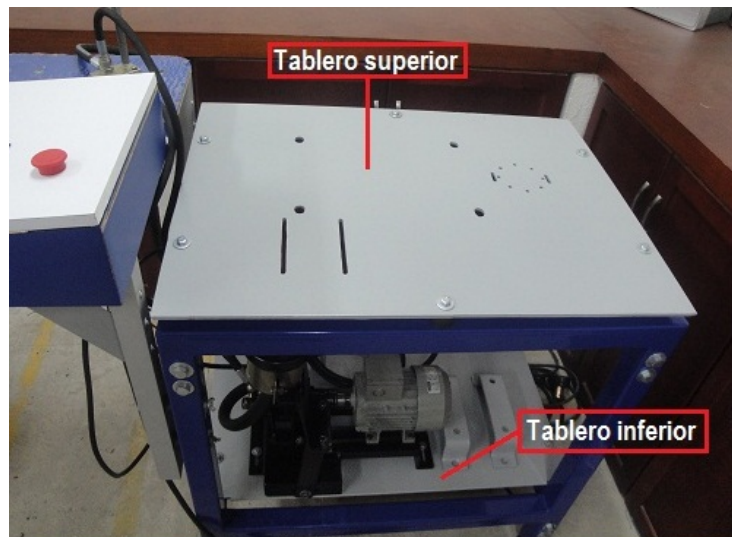


Figura 3.3.: *Tableros del bastidor*

Fuente: *autores del proyecto*

3.1.3. Los aislantes de vibración

Entre el bastidor y los tableros se colocan aislantes de vibración de caucho natural diseñados en la sección(2.5.2), con el objetivo de evitar que el sistema entre en resonancia. En la siguiente figura(3.4) se observa su montaje.

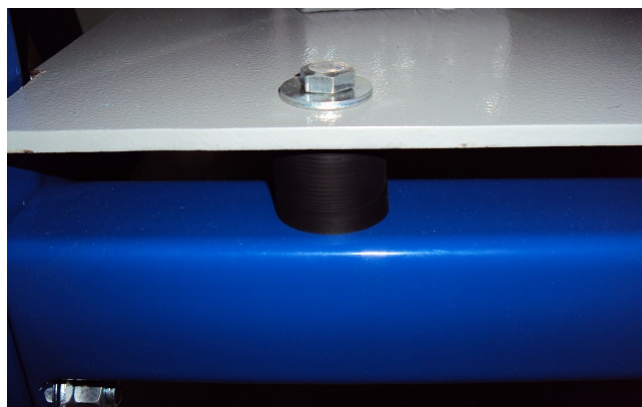


Figura 3.4.: *Montaje de los aislantes de vibración*

Fuente: *autores del proyecto*

3.1.4. Los pies niveladores

Para lograr que el banco de ensayos quede nivelado respecto al piso donde se encuentre ubicado, se instalan cuatro pies niveladores de NBR (caucho nitrilo) al bastidor que permiten

el ajuste de éste como se muestra en la figura(3.5), además los niveladores contribuyen a la absorción de choque por su material de fabricación.



Figura 3.5.: Pies niveladores

Fuente: autores del proyecto

3.2. EL MÓDULO DE INSTRUMENTACIÓN

En este módulo se describe en detalle como se llevo acabo la construcción y montaje del panel de control, que como su nombre indica, permite al usuario realizar control sobre el módulo de ensayos y el módulo de carga.

3.2.1. El panel de control

El panel de control está conformado por un tablero en MDF de 8 mm de espesor que se une por medio de tornillos a una estructura en aluminio de perfil $1\frac{1}{2}\times 1\frac{1}{2}\text{ in}$, como se muestra la figura(3.6). Se seleccionó MDF por su capacidad aislante, debido a que, en el tablero se realizarán las conexiones eléctricas del banco y se colocará el variador de velocidad, el cual permanece en un nivel de tensión peligroso para el usuario durante 5 minutos después de ser desenergizado, por lo que el fabricante recomienda aislarlo de toda estructura metálica (bastidor).

El panel de control se une al bastidor del banco de ensayos por medio de cuatro tornillos $\text{UNC}\frac{5}{16}\times 3$ y aisladores de vibración de caucho natural, en la figura(3.7) se observa su montaje en el bastidor del banco de ensayos.



(a) Estructura panel de control



(b) Tablero del panel de control

Figura 3.6.: Panel de control

Fuente: autores del proyecto



Figura 3.7.: Montaje del panel de control

Fuente: autores del proyecto

En el panel de control se realiza la instalación eléctrica del banco, la cual cuenta con dos contactores trifásicos cuya bobina trabaja a 110 voltios, un paro de emergencia, dos switches para el control de los contactores y así poder alimentar los motores (sistema hidráulico y sistema de potencia), una muetilla de tres posiciones para controlar la válvula direccional y un pulsador para el sistema de lubricación del cojinete como se indica en la figura(3.8).



Figura 3.8.: Mandos del panel de control

Fuente: autores del proyecto

En la parte izquierda del panel de control se instalará la válvula de seguridad junto con un manómetro (ver figura 3.9) que permiten el control de la carga aplicada en el cojinete hidrodinámico, además se dispone de un espacio para colocar un computador portátil y trabajar desde allí en la adquisición de datos o utilizarlo en lo que el usuario desee.

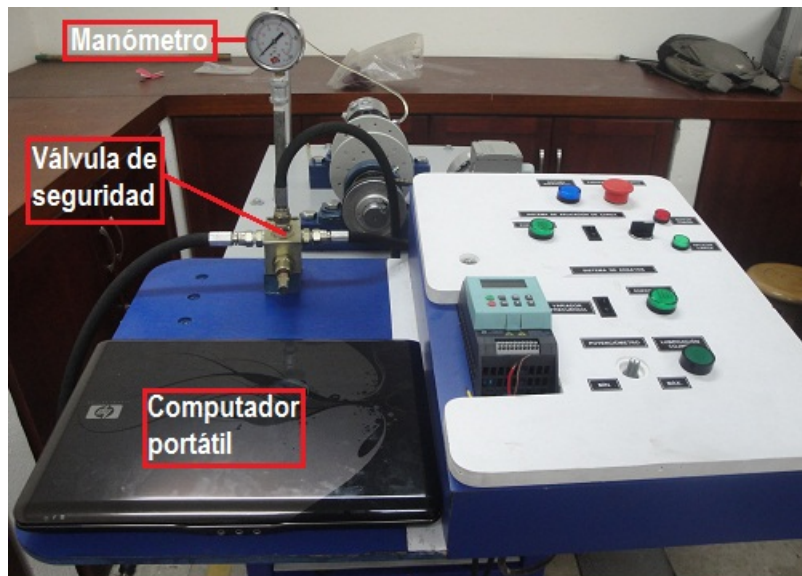


Figura 3.9.: Disposición componentes del panel de control

Fuente: autores del proyecto

3.3. EL MÓDULO DE APLICACIÓN DE CARGA

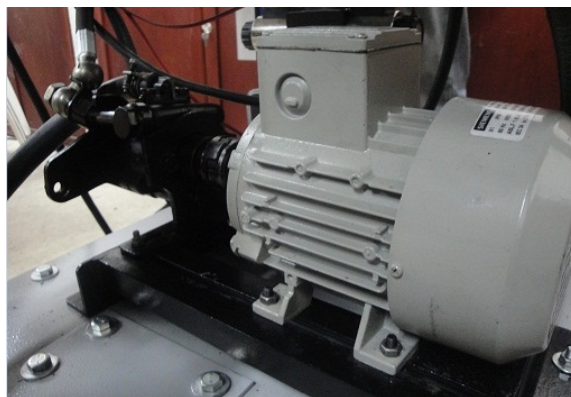
En este módulo se destaca el montaje de cada uno de los componentes seleccionados del sistema hidráulico, entre los que se encuentran la bomba hidráulica, el motor eléctrico, las válvulas de control, el tanque de aceite y el cilindro hidráulico.

3.3.1. La bomba hidráulica

En este grupo hidráulico se encuentra la bomba hidráulica tipo paletas que se selecciono en la sección(2.3.1), ésta es acciona por un motor eléctrico Siemens de 0,5 Hp que le transmite la potencia por medio de un acople flexible y están soportados en una base metálica como se muestra en la figura(3.10).



(a) Adecuación de componentes



(b) Montaje de la bomba hidráulica

Figura 3.10.: Bomba hidráulica

Fuente: autores del proyecto

3.3.2. Las válvulas de control

La válvula direccional (4/3 centro tanden) marca HOF se instala sobre un soporte con el fin de obtener mayor espacio entre el tablero inferior y ésta, como se indica en la figura(3.11), evitando fallos prematuros de las mangueras debido a aplastamiento y dobladura durante la instalación y operación del sistema hidráulico.

La válvula de seguridad está ubicada en panel de control para facilitar al usuario variar y controlar la carga por medio de su perilla y dando lectura de ésta en un manómetro, como se observa en la figura(3.9).



Figura 3.11.: Montaje de la válvula direccional

Fuente: autores del proyecto

3.3.3. El tanque de aceite

Otro componente importante que hace parte del sistema hidráulico es el tanque, con un volumen de trabajo (3 Galones) dos veces el caudal de la bomba como requerimiento importante. Sirve de depósito de aspiración e impulsión del sistema, además del almacenamiento y reserva de aceite hidráulico. Por otra parte tiene como misiones la separación del aire del aceite hidráulico, la refrigeración del aceite por simple transmisión de calor por sus paredes al exterior.

El tanque cuenta con un filtro, un tapón de llenado con visor de nivel de aceite, un tapón de vaciado y una tapa que permite una limpieza general de éste. Se instala por encima de la bomba mediante un soporte, logrando un mejor llenado de la bomba por gravedad, como se indica en la figura(3.12).



Figura 3.12.: Montaje del tanque hidráulico

Fuente: autores del proyecto

3.3.4. El cilindro hidráulico y láminas para aplicar carga

El cilindro hidráulico de doble efecto se diseño en la sección(2.3.3) y se encargo su construcción a la empresa *Ingeniería Hidráulica y Neumática (IHN Ltda.)*. Este cilindro se ubica en el tablero superior mediante ocho tornillos M6, consiguiendo una excelente alineación de éste y su montaje se indica en la figura(3.13).

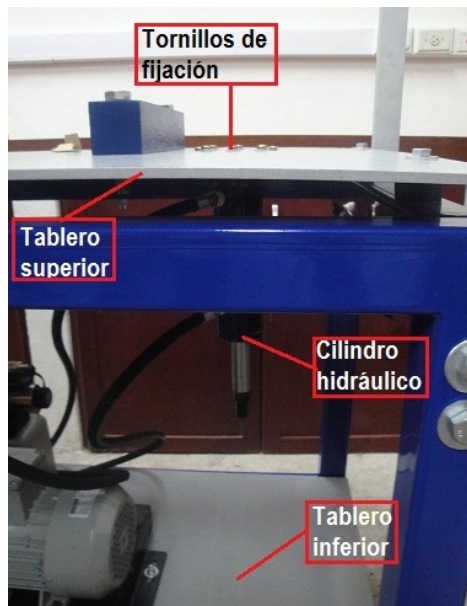


Figura 3.13.: Montaje del cilindro hidráulico

Fuente: autores del proyecto

El cilindro hidráulico produce un movimiento lineal y fuerza mediante el uso de fluido hidráulico a presión producido por la bomba hidráulica. Esta fuerza se transmite al cojinete hidrodinámico mediante un sistema de láminas de aplicación de carga (hierro 1x1/4 in) que se aseguran a la unidad del cojinete hidrodinámico como se muestra en la figura(3.14). Además estas láminas sirven para mantener la unidad del cojinete hidrodinámico en el lugar correcto evitando el movimiento axial sobre el eje.



Figura 3.14.: Montaje del sistema de láminas

Fuente: autores del proyecto

3.4. EL MÓDULO DE ENSAYOS

Este módulo de ensayos es el más importante del banco ya que de éste dependerán las pruebas a realizar. Uno de sus componentes a resaltar es el eje, la configuración para la instalación de los componentes (chumaceras, volantes de desbalanceo, unidad del cojinete hidrodinámico, polea) en éste, se muestra en la figura(3.15).

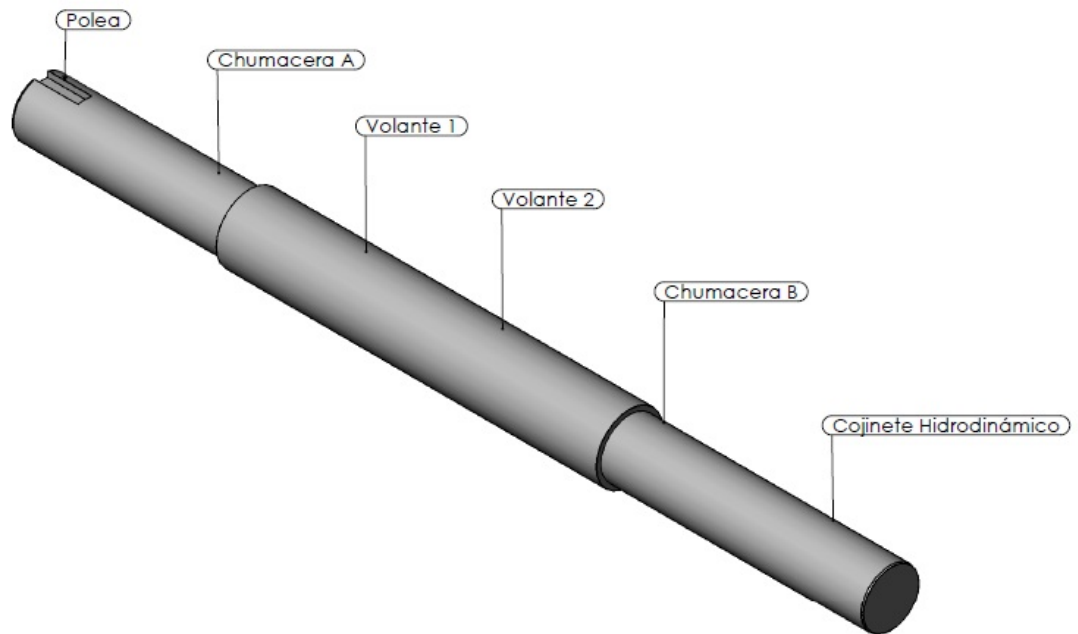


Figura 3.15.: Configuración de componentes en el eje

Fuente: autores del proyecto

3.4.1. El eje

El eje se construyó a partir de un perfil redondo de $1\frac{3}{4}$ in y se le realizó el mecanizado (cilindrado) en torno hasta llevar el eje a un diámetro de $1\frac{1}{2}$ in en sus extremos, con el fin de que los hombros sirvan para ubicar las chumaceras y evitar el movimiento axial de éstas. El eje mecanizado se realizó con las tolerancias especificadas para el montaje y fijación de los componentes que se ubican en éste, en la figura(3.16)se muestra el eje una vez mecanizado.



Figura 3.16.: Eje mecanizado

Fuente: autores del proyecto

3.4.2. Los volantes de desbalanceo

El sistema de ensayos también cuenta con dos volantes que se fabricaron en acero, cada uno cuenta con 24 agujeros roscados con el objetivo de agregar masas por medio de tornillos UNC $\frac{1}{4} \times \frac{1}{2}$, que permitan realizar la prueba de desbalanceo. Los discos se fijan al eje mediante un ajuste de apriete H7 y dos tornillos de fijación por cada disco, en la figura(3.17) se observa su montaje. Para su dimensionamiento observar anexo(M).



Figura 3.17.: *Volantes de desbalanceo*

Fuente: *autores del proyecto*

3.4.3. Las chumaceras

Para cada chumacera UCP 208 seleccionada es necesaria la adecuación de una placa para permitir la alineación del eje y obtener una adecuada distancia o separación de los volantes respecto al tablero superior, estas placas se fabricaron de acero 1045 de perfil cuadrado de $2\frac{1}{8}$ in las cuales fueron debidamente mecanizadas, rectificadas y por medio de un taladro se realizaron los respectivos agujeros para la sujeción al tablero superior, en la figura(3.18) se observa la placa, para su dimensionamiento mirar anexo(K).

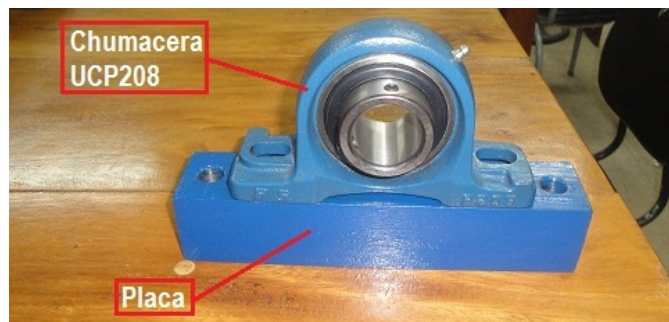


Figura 3.18.: *Placa de soporte chumacera*

Fuente: *autores del proyecto*

3.4.4. La unidad del cojinete hidrodinámico

Una vez realizado el diseño y selección de todos los componentes de la unidad de estudio del cojinete hidrodinámico (cojinete, alojamiento del cojinete, tapas, sellos, retenedor de aceite) se realizó el mecanizado en CNC del cojinete hidrodinámico, el alojamiento del cojinete y sus respectivas tapas.

3.4.4.1. El alojamiento y las tapas

El alojamiento del cojinete hidrodinámico y las tapas (tapa 1, tapa 2) que se muestran en la figura(3.19), se fabricaron en acero 1045 y para lograr la estanqueidad entre estos componentes se utilizan sellos Oring.

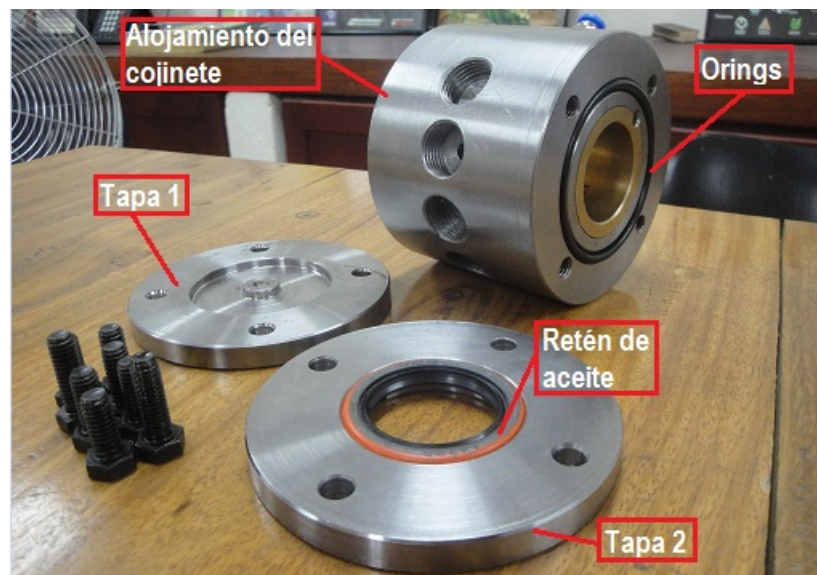


Figura 3.19.: Montaje de alojamiento y sus componentes

Fuente: autores del proyecto

El alojamiento del cojinete se construyó según las especificaciones de diseño de la sección(2.2.5), se le realizaron cuatro agujeros roscados (G1/2) distribuidos a 30°, teniendo en cuenta la ubicación de la presión máxima del lubricante y el tamaño de los sensores logrando la mejor distribución de estos. Estos agujeros forman los conductos que permiten el sensado de la presión en la película de aceite.

El montaje del alojamiento con sus respectivas tapas se realiza con tornillos UNC $\frac{5}{16}$ X1 como se muestran en la figura(3.20), para mayor información del dimensionamiento de estos componentes revisar los planos del anexo(K)

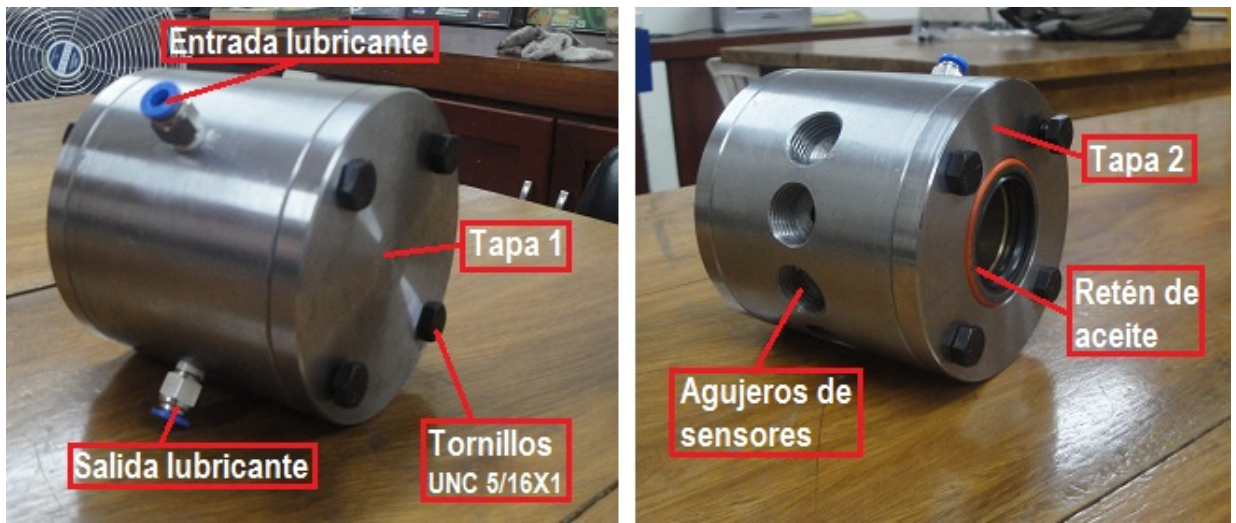


Figura 3.20.: Montaje del alojamiento y tapas

Fuente: autores del proyecto

3.4.4.2. El cojinete hidrodinámico

Este cojinete se fabricó en bronce SAE 40 de acuerdo al diseño que se realizó en la sección(2.2.5), con agujeros a 30° que se unen a los conductos del alojamiento para sensar la presión, además se le realizó la ranura que permite una mejor distribución del aceite lubricante.

El ensamble entre el alojamiento y el cojinete hidrodinámico se realiza mediante un ajuste descrito en la sección(2.2.5), su montaje se muestra en la figura(3.21), para mayor información de su dimensionamiento revisar anexo(L) y las propiedades del bronce SAE 40 se encuentran en el anexo(I).



Figura 3.21.: Montaje cojinete hidrodinámico y alojamiento

Fuente: autores del proyecto

3.4.4.3. Sellos Orings y retenedor

Los sellos seleccionados para lograr la estanqueidad del lubricante fueron Orings referencia 230 marca Parker, estos estarán ubicados entre alojamiento del cojinete y sus tapas como se describe en la sección(2.2.5).

El retenedor de referencia VDC 64725 tipo B con las dimensiones $1\frac{1}{2} \times 2 \times \frac{1}{4}$ in está ubicado en la tapa 2, como se observa en la figura(3.22) consiguiendo la estanqueidad entre el eje rotativo y la unidad del cojinete.



Figura 3.22.: Retenedor de aceite

Fuente: autores del proyecto

3.4.4.4. Sistema de lubricación cojinete hidrodinámico

La lubricación se realiza por gravedad, para esto, se cuenta con dos depósitos transparentes (superior e inferior) que permiten al usuario observar el nivel de lubricante. El lubricante fue seleccionado en la sección(2.2.5), se adquirió de la industria de aceites *Mobil* y en la tabla(3.1) se muestran sus características.

Tabla 3.1.: Características típicas del aceite SAE 10W 30

Descripciones	Especificaciones
Grado SAE	10W 30
Viscosidad (<i>cSt</i>) @ 40°C	68
Viscosidad (<i>cSt</i>) @ 100°C	10,3
Índice de viscosidad (<i>VI</i>)	139
Viscosidad HTHS, <i>mPa * s</i> @ 150°C	3,1
Punto de congelación(°C)	-33
Punto de inflamación(°C)	222

Fuente: <http://www.mobil.com>

El depósito superior se encuentra a una altura de 60 *cm* respecto al tablero superior para garantizar el llenado de aceite en el cojinete hidrodinámico. El depósito inferior se encarga de almacenar el lubricante de salida del cojinete y éste cuenta con una bomba que impulsa el aceite hacia el depósito superior garantizándole un nivel de aceite adecuado, el cual se puede controlar mediante un pulsador en el panel de control.

En la figura(3.23) se observa el montaje del sistema de lubricación con sus respectivos componentes.



Figura 3.23.: *Sistema de lubricación*

Fuente: *autores del proyecto*

3.4.5. Montaje final del módulo de ensayos

Una vez realizada la construcción y selección de los componentes del módulo de ensayos, se realiza el montaje teniendo en cuenta los ajustes y tolerancias para estos, su distribución se observa en la figura(3.24).



Figura 3.24.: *Montaje del módulo de ensayos*

Fuente: *autores del proyecto*

4. ADQUISICIÓN DE DATOS Y PRUEBAS DEL BANCO DE ENSAYOS

Este capítulo tiene como objetivo determinar el perfil de presión en la película de lubricante de forma teórica por medio de la ecuación de Reynolds asumiendo el concepto de cojinete largo según Sommerfeld y condiciones de lubricación especificadas. El perfil de presión también se determina de forma experimental, haciendo la adquisición de datos por medio de los sensores de presión, la tarjeta NI 9203 y software LabVIEW, bajo distintas condiciones de trabajo, permitiendo al final realizar una comparación de resultados tanto teóricos como experimentales.

El software LabVIEW es de gran ayuda para el desarrollo de este proyecto ya que provee funciones que permiten manipular, procesar, analizar señales, acciones básicas que forman parte de los principales requerimientos para las aplicaciones más modernas de control hoy en día.

Se selecciono LabVIEW para la adquisición de datos por ser un software de fácil programación a la hora de diseñar y probar aplicaciones de monitoreo y control de instrumentos. Su mayor ventaja es la programación gráfica ya que ahorra mucho tiempo en realizar las diferentes aplicaciones donde hay que manejar, adquirir, almacenar y cargar los datos, ya que para estas tareas cuenta con asistentes y librerías (Instrumentos Virtuales, VI), en las cuales muchas de sus funciones vienen completamente desarrolladas y listas para ser usadas.

4.1. PROGRAMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS EN LABVIEW

LabVIEW crea una interfaz con los dispositivos de medición (temperatura, voltaje, resistencia, presión, y corriente) permitiendo adquirir y generar datos, que en conjunto con funciones especiales de análisis permiten realizar las mediciones necesarias desde distintos tipos de sensores.

Para este proyecto se utilizarán sensores de presión Vegabar 14, que generan una salida analógica de corriente ($4\text{ mA} \approx 0\text{ bar}$ a $20\text{ mA} \approx 10\text{ bar}$) y una tarjeta NI 9203 que se caracteriza por ser de solo adquisición de datos, en la figura(4.1) se muestran los sensores y la tarjeta.

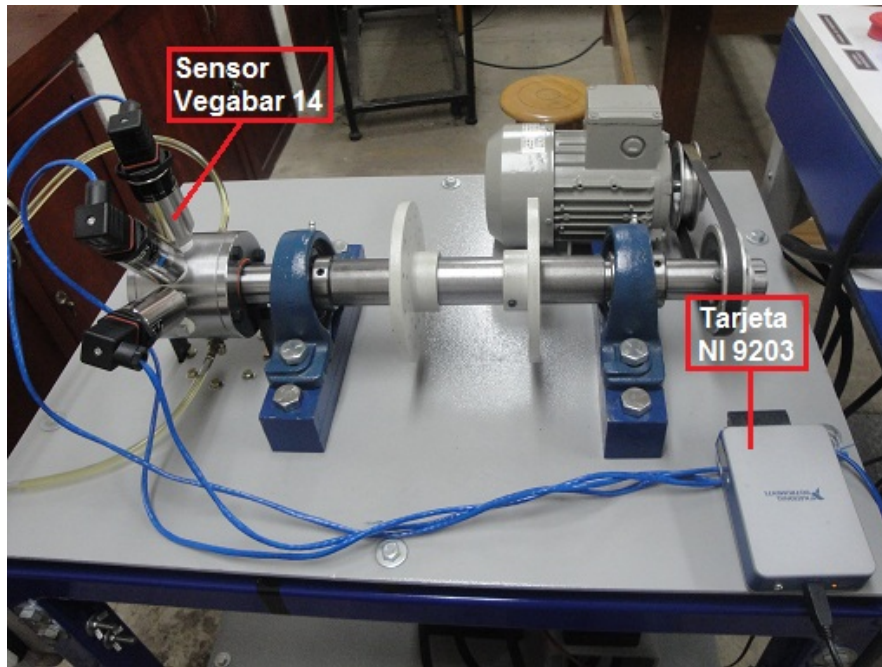


Figura 4.1.: Sensores Vegabar 14 y tarjeta NI 9203

Fuente: autores del proyecto

4.1.1. La interfaz del programa

En la figura(4.2) se observa la interfaz de la aplicación realizada en LabVIEW, para la medición de la señal analógica de corriente generada en cada uno de los sensores de presión, según las condiciones de trabajo que el usuario a determinado para realizar el estudio. Aquí el usuario podrá mirar una curva de la variación de presión con respecto al tiempo de muestreo para cada sensor de 50KS/s (adquisición de datos), además se indica una curva de los valores de presión máxima registrada por cada uno de los sensores, que permiten describir el perfil de distribución de la presión en el lubricante, siendo estos datos parte del análisis experimental.

La interfaz también le permite al usuario calcular el perfil de la distribución de presión utilizando la solución aproximada de la ecuación de Reynolds propuesta por Sommerfeld para un cojinete largo, de acuerdo a la geometría del cojinete, a las condiciones de lubricación, carga aplicada al cojinete y velocidad de rotación del muñón. Los resultados obtenidos en esta parte del estudio corresponden a los del análisis teórico que posteriormente le permitirá al usuario contrastarlos con los obtenidos de forma experimental.

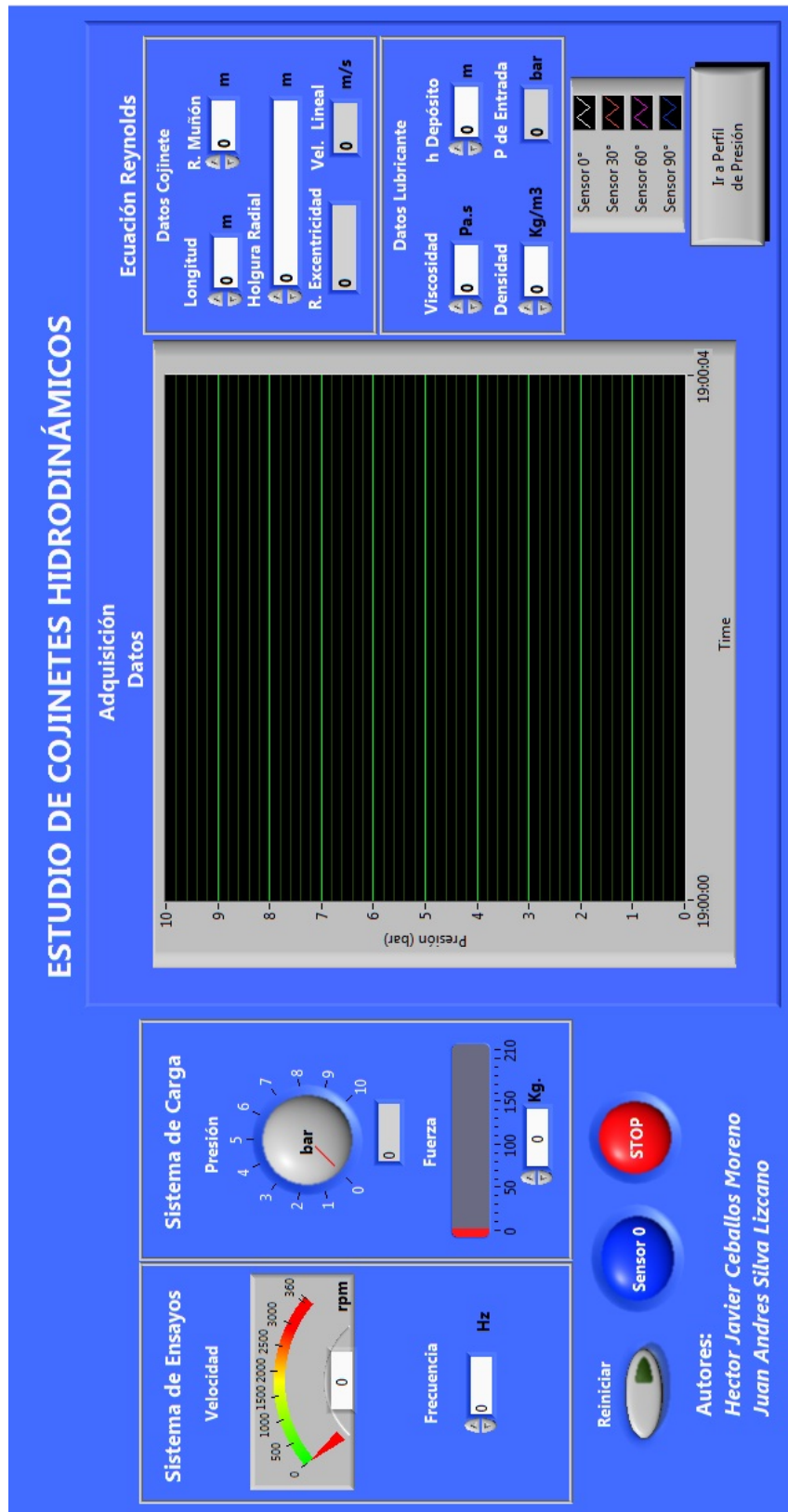


Figura 4.2.: Interfaz en Labview

Fuente: autores del proyecto

4.1.2. Código del programa LabVIEW

En la figura(4.4) se observa la programación del código en LabVIEW que tiene la capacidad de mostrar los datos adquiridos y analizados en una interfaz de usuario de una manera más eficiente y práctica.

En este código se configuran los puertos de la tarjeta NI 9203 por medio de la función *DAQ assistant* que permite adquirir la señal analógica para cuatro sensores ubicados sobre el cojinete, en la sección donde están los mayores valores de presión en la película de lubricante como lo indica la figura(4.3). Posteriormente se hace pasar la señal analógica por un filtro *Filters PtByPt - Butterworth* para eliminar ruidos de ésta, además se utiliza la función *Statistics*, la cual permite obtener un valor medio de la señal con el fin de eliminar los picos de presión que se presentan debido a las vibraciones, con esto se logra obtener la curva de presión vs tiempo para cada sensor que corresponde a la adquisición de las señales, como se muestra en la figura(4.5).

Finalmente este código permite guardar los datos adquiridos en cada prueba realizada en un formato de archivo de texto *.lvm*, por medio de la función *Write To Measurement File Express VI*, con el fin de que el usuario pueda analizar los datos y obtener gráficas en Excel que muestren el comportamiento del perfil de presión de manera más clara.

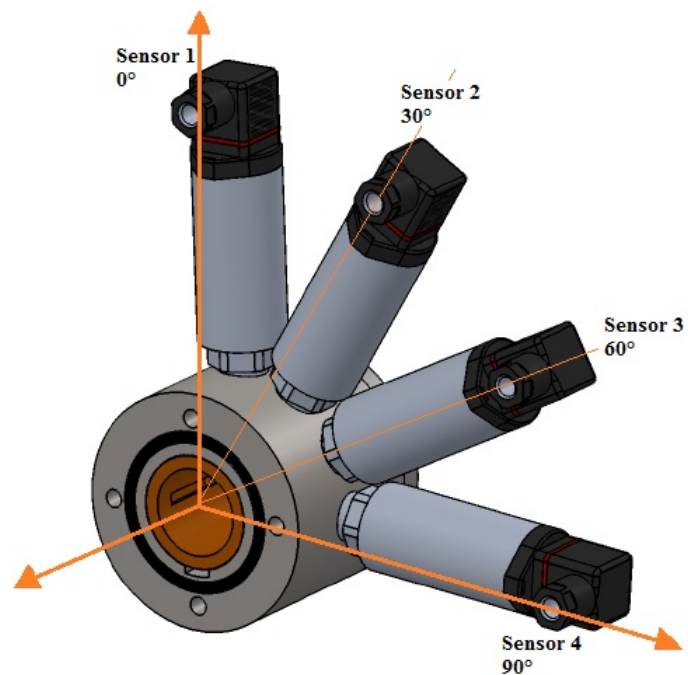


Figura 4.3.: Ubicación de sensores

Fuente: autores del proyecto

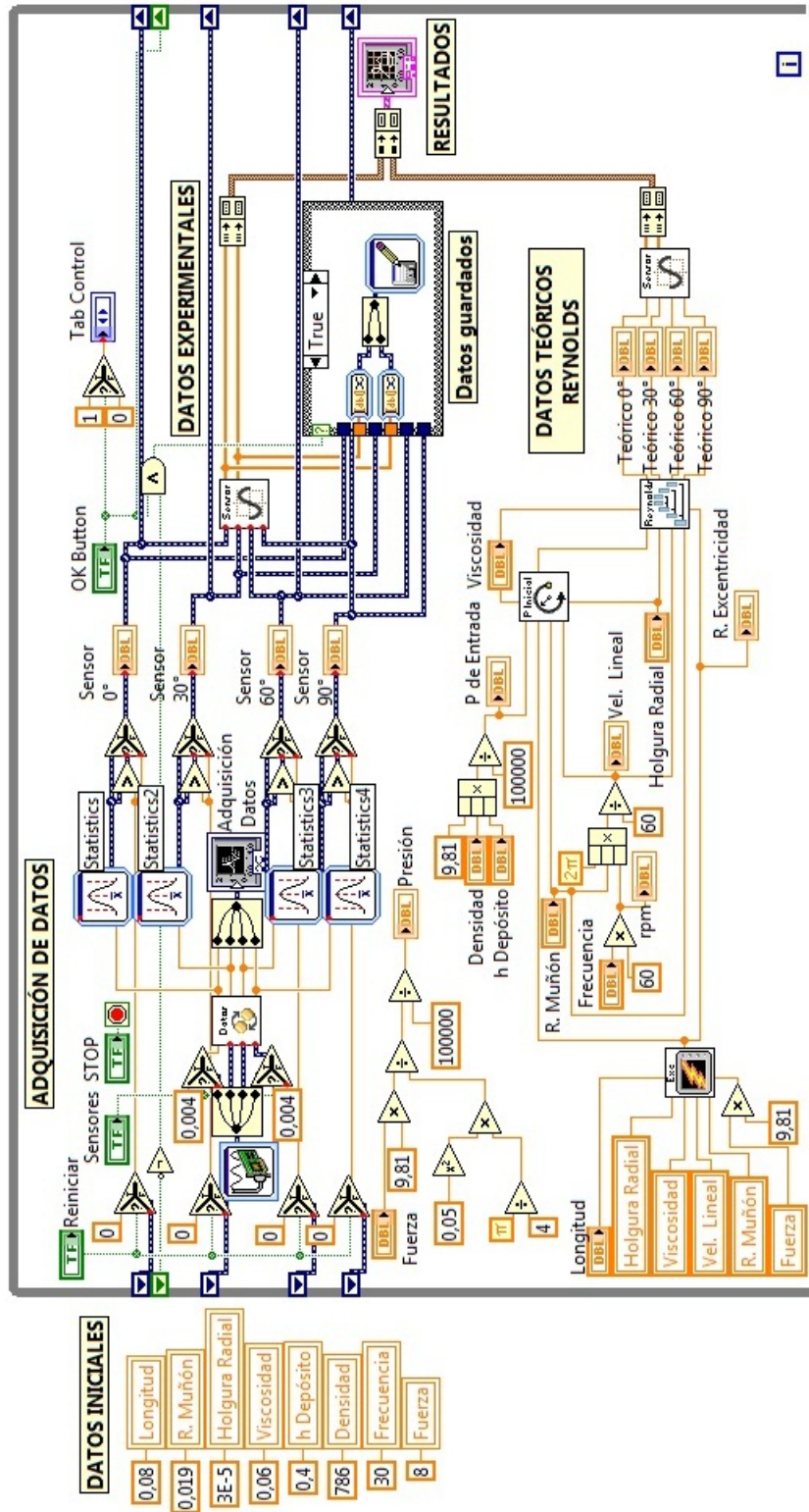


Figura 4.4.: Código de programación

Fuente: autores del proyecto

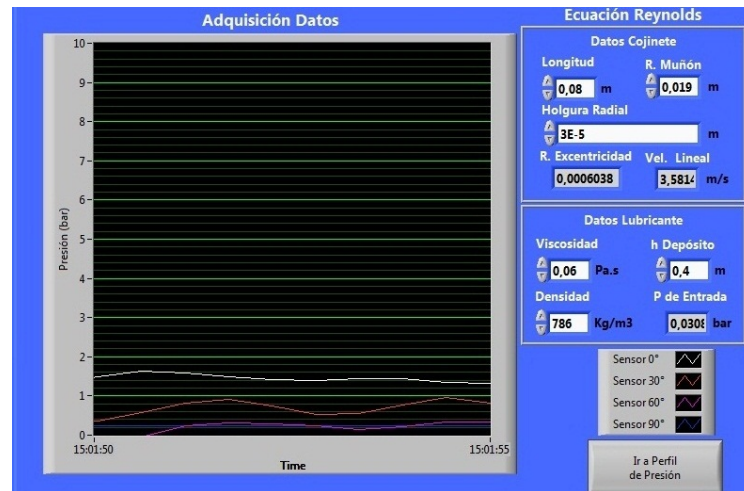


Figura 4.5.: *Presión vs tiempo*

Fuente: *autores del proyecto*

De la lectura de la presión de cada sensor se toma el valor máximo registrado durante una prueba, para gráfica la curva de distribución en la película de lubricante de forma experimental. El código está conformado por un subVI (*cálculo de Reynolds*) que permite realizar el análisis de la ecuación de Reynolds bajo el concepto de cojinete largo y obtener los resultados de presión para determinar el perfil de distribución en la película del lubricante en forma teórica.

Los resultados tanto experimentales como teóricos se grafican como se muestra en la figura(4.6), con el fin de obtener una comparación y análisis en diferentes condiciones de trabajo determinadas por el usuario.

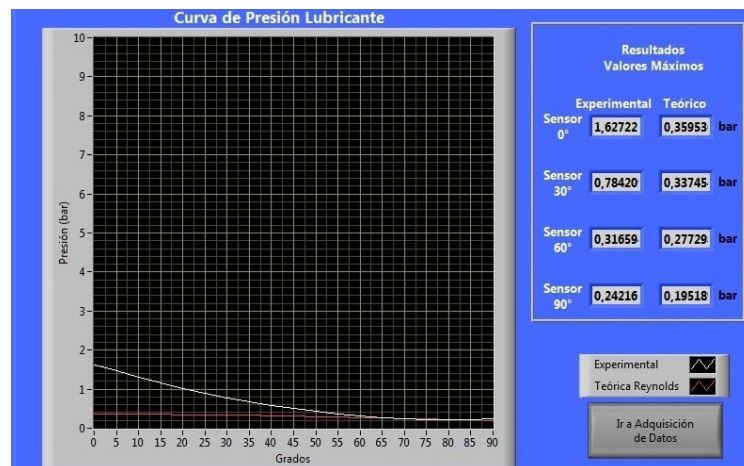


Figura 4.6.: *Perfil de presión - Teórico Experimental*

Fuente: *autores del proyecto*

4.2. CARACTERIZACIÓN DE LOS SENSORES DE PRESIÓN

En la caracterización de los sensores se realiza el cálculo de las ecuaciones características que determinan el comportamiento de estos, es decir la razón de cambio en la variable de salida que es la corriente, con respecto a la presión, logrando la correcta calibración de los tres sensores a utilizar.

De acuerdo a las especificaciones del fabricante del sensor Vegabar 14, por defecto las salidas de señal son de $0\text{ bar} = 4\text{ mA}$ y $10\text{ bar} = 20\text{ mA}$. La caracterización se realizó en el laboratorio de potencia fluida de la escuela de ingeniería mecánica en el banco de neumática, donde se aplico a cada sensor una presión en un rango de 2 y 8 bar en intervalos de 0,2 bar y se observo está presión aplicada en el manómetro del banco. Una vez realizadas las medidas, se procedió a obtener las gráficas de presión contra corriente, comprobando que los sensores son lineales, se obtiene la ecuación de la recta para cada uno de los sensores con ayuda de Excel como se muestra a continuación.

Sensor ubicado a 0°

Con los valores de las mediciones realizadas para este sensor, se construyó una gráfica de corriente contra presión como se muestra en la figura(4.7), esto con el fin de obtener la ecuación que representa el valor de presión correspondiente a cierto valor de corriente dado por el sensor.

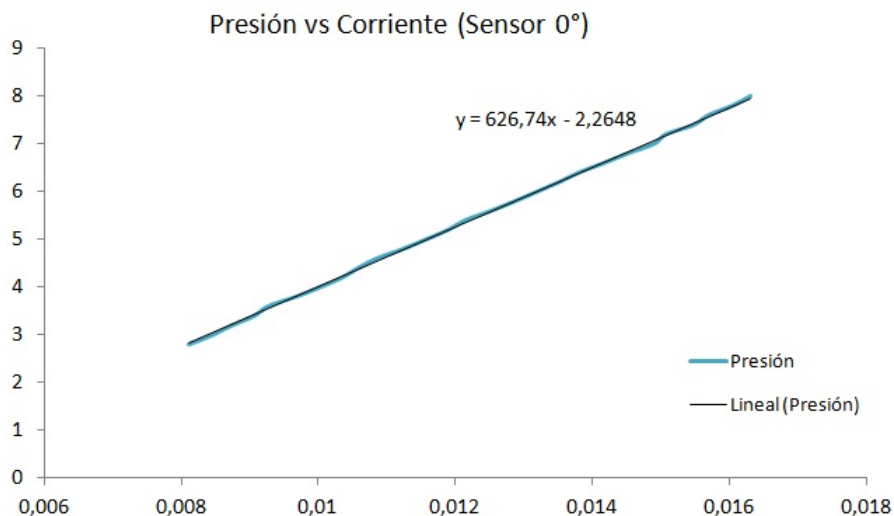


Figura 4.7.: Caracterización sensor a 0°

Fuente: autores del proyecto

La gráfica de presión vs corriente indica la linealidad de la salida del sensor, por lo que se genera la siguiente ecuación:

$$P = 626,74A - 2,2648$$

Sensor ubicado a 30°

Con los valores de las mediciones realizadas para este sensor, se construyó una gráfica de corriente contra presión como se muestra en la figura(4.8), esto con el fin de obtener la ecuación que representa el valor de presión correspondiente a cierto valor de corriente dado por el sensor.

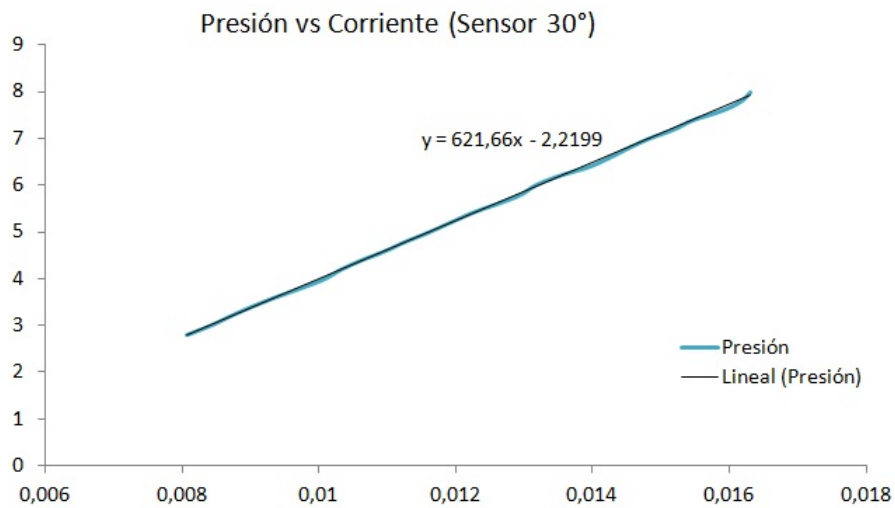


Figura 4.8.: Caracterización sensor a 30°

Fuente: autores del proyecto

La gráfica de presión vs corriente indica la linealidad de la salida del sensor, por lo que se genera la siguiente ecuación:

$$P = 621,66A - 2,2199$$

Sensor ubicado a 60°

Con los valores de las mediciones realizadas para este sensor, se construyó una gráfica de corriente contra presión como se muestra en la figura(4.9), esto con el fin de obtener la ecuación que representa el valor de presión correspondiente a cierto valor de corriente dado por el sensor.

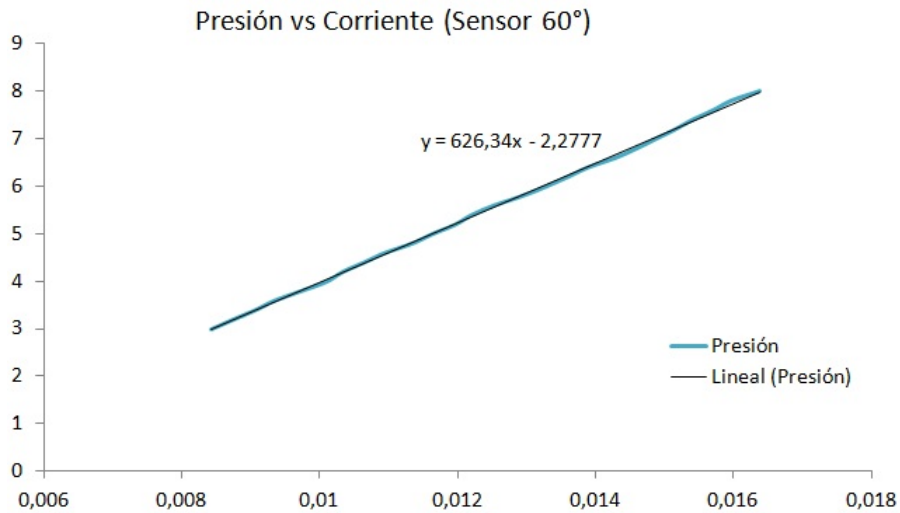


Figura 4.9.: Caracterización sensor a 60°

Fuente: autores del proyecto

La gráfica de presión vs corriente indica la linealidad de la salida del sensor, por lo que se genera la siguiente ecuación:

$$P = 626,34A - 2,2777$$

4.3. TEORÍA HIDRODINÁMICA SEGÚN REYNOLDS

La teoría de la lubricación hidrodinámica se basa en la generación natural de una presión entre dos superficies (cojinete y muñón) en movimiento relativo, que fuerza a entrar en un espacio convergente a un determinado fluido. En 1886 Osborne Reynolds, desarrolló la ecuación que describe este fenómeno, que es una combinación de las ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento, usando como relación constituida la correspondiente a un fluido Newtoniano y suponiendo un régimen de flujo laminar.

De acuerdo al diseño del cojinete hidrodinámico en la sección(2.2.5), la solución de la ecuación de Reynolds se realiza bajo el concepto de cojinete largo planteada por Sommerfeld, debido a que la longitud axial es grande con respecto al diámetro. Con base en lo anterior se supone que el cambio de presión en sentido axial es pequeño comparado con la variación de presión en dirección circunferencial[8].

En el estudio de cojinetes hidrodinámicos esta ecuación proporciona indicaciones cualitativas del efecto de variar los parámetros de control tales como la carga y la velocidad, siendo

muy útil como un método de estimación rápida aplicable en análisis de ingeniería. La forma general de la distribución de la presión dentro del cojinete lubricado hidrodinámicamente con película completa se muestra en la figura(4.10).

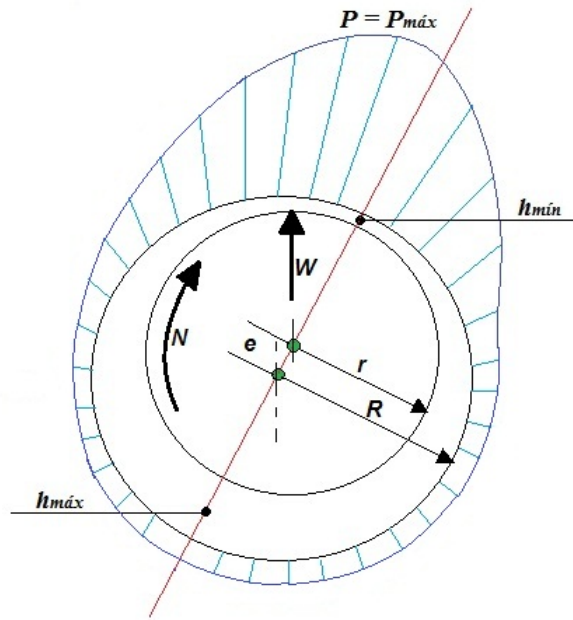


Figura 4.10.: Distribución general de presión

Fuente: autores del proyecto

Según las condiciones de lubricación, la carga aplicada y la rotación del eje, con la siguiente ecuación se determina la relación de excentricidad.

$$\frac{W}{\mu UL} \left(\frac{C_r}{r} \right)^2 = \frac{12\pi\varepsilon}{(2 + \varepsilon^2)\sqrt{1 - \varepsilon^2}}$$

Donde los términos de la ecuación son:

W = Carga aplicada sobre el cojinete (N)

r = Radio del muñón (m)

L = Longitud del cojinete (m)

C_r = Holgura radial (m)

μ = Viscosidad dinámica ($Pa.s$)

ε = Relación de excentricidad

U = Velocidad periférica (m/s) = $\frac{2\pi Nr}{60}$

N = Velocidad giro del muñón (rpm)

La holgura radial mínima recomendada para cojinetes, de acuerdo con el diámetro del muñón y su velocidad de giro bajo cargas continuas, se determinan de la figura(4.11). Estos valores se aplican a la holgura mínima bajo cualquier combinación de tolerancias en las dimensiones del sistema del cojinete, para evitar problemas de calentamiento y eventual atascamiento del cojinete.

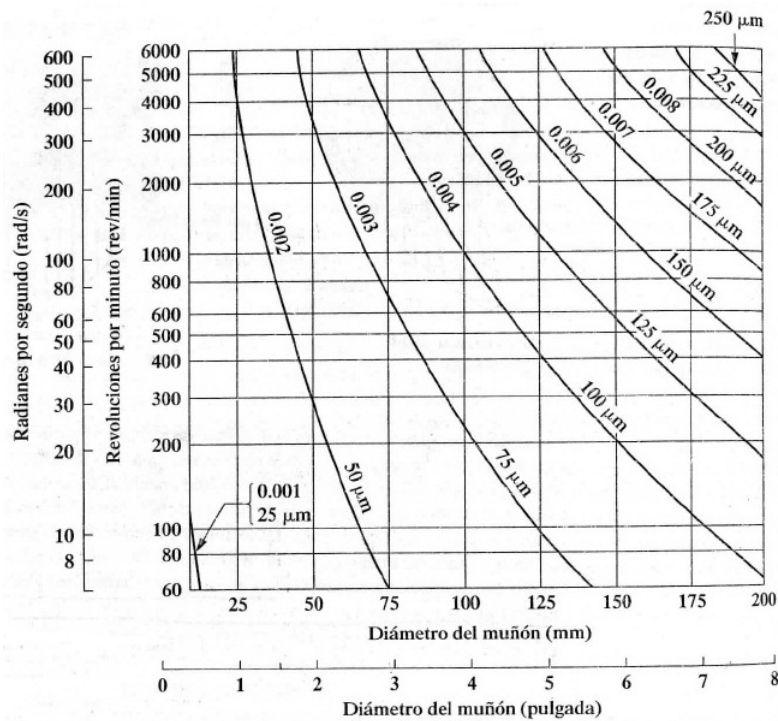


Figura 4.11.: *Holgura diametral*

Fuente: Tomado de R.J Welsh *Plain Bearing Design Handbook*. Londres Butterworths, 1983

Para la determinar la distribución de presión en la película de lubricante a cualquier ángulo θ se realiza mediante la siguiente ecuación:

$$P_{\theta} - P_0 = \frac{6\mu U r}{C_r^2} \left[\frac{\varepsilon \sin\theta (2 + \varepsilon \cos\theta)}{(2 + \varepsilon^2) (1 + \varepsilon \cos\theta)^2} \right]$$

Donde:

P_{θ} = Presión de película en un ángulo θ

P_0 = Presión de la película cuando $\theta = 0$

En la sección pruebas se mostrará como se aplican cada uno de las ecuaciones mencionadas anteriormente, para mayor información de la deducción de estas ecuaciones revisar el libro *Cojinetes de deslizamiento y lubricación* del autor Hernán Rojas G.

4.4. PRUEBAS DE FUNCIONALIDAD DEL BANCO

El banco de ensayos permite realizar pruebas en diferentes condiciones de trabajo, por medio del variador de frecuencia el usuario puede especificar una determinada velocidad de giro entre 0 y 3600 *rpm*. Además el banco cuenta con un sistema hidráulico que permite aplicar una carga determinada al cojinete con valores que van desde 0 a 200 *kg* siendo controlada por medio de una válvula de seguridad.

En el banco también tiene la posibilidad de realizar un estudio de vibraciones mecánicas por medio de un desbalanceo, el cual se realiza agregando masas a los dos rotores ubicados en el eje. A continuación se plantean las pruebas que serán objeto de estudio en el banco de ensayos:

4.4.1. Primera prueba

Determinar el perfil de presión en la película del lubricante de forma teórica con la ecuación de Reynolds y de forma experimental por medio de la aplicación en LabVIEW para los respectivos ángulos que se muestran en la figura(4.12).

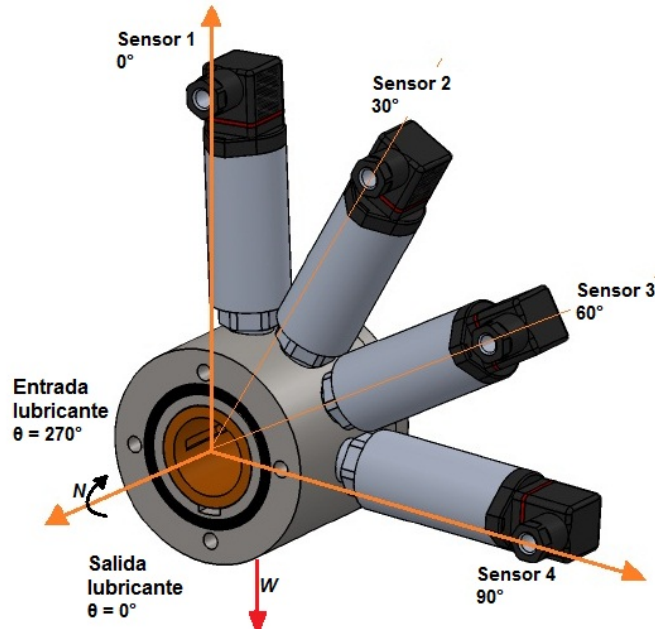


Figura 4.12.: Ubicación de sensores para estudio

Fuente: autores del proyecto

Realizar esta prueba bajo las siguientes condiciones de operación y especificaciones del cojinete:

Tabla 4.1.: *Condiciones de trabajo primera prueba*

Descripción	Valor
W = Carga aplicada sobre el cojinete	Peso propio de la unidad del cojinete = $8kg$.
N = Velocidad de rotación	$1800\ rpm$
μ = Viscosidad dinámica del lubricante (SAE 10W 30)	$0,06\ Pa.s$
ρ = Densidad del lubricante	$786\ \frac{kg}{m^3}$
h = Altura del depósito superior de aceite	$0,4\ m$

Tabla 4.2.: *Especificaciones del cojinete*

Descripción	Valor
r = Radio muñón	$0,019\ m$
L = Longitud del cojinete	$0,08\ m$

Desarrollo de la prueba en forma teórica

Se determina la holgura radial a partir de la figura(4.11), teniendo en cuenta la velocidad de rotación seleccionada y el diámetro del muñón. Para esta prueba se tiene que:

$$Cd = 0,00006\ m$$

$$Cr = \frac{Cd}{2} = 0,00003\ m$$

Calcular la velocidad lineal en lubricante:

$$U = \frac{2\pi N r}{60} = \frac{2\pi * 1800rpm * 0,019m}{60s} = 3,58\ m/s$$

A partir de la ecuación:

$$\frac{W}{\mu UL} \left(\frac{Cr}{r} \right)^2 = \frac{12\pi\varepsilon}{(2 + \varepsilon^2) \sqrt{1 - \varepsilon^2}}$$

Despejando la ecuación para ε y reemplazando los respectivos valores se tiene que:

$$\frac{8kg * 9,81m/s^2}{0,06Pa.s * 3,58m/s * 0,08m} \left(\frac{0,00003m}{0,019m} \right)^2 = \frac{12\pi\varepsilon}{(2 + \varepsilon^2) \sqrt{1 - \varepsilon^2}}$$

$$\varepsilon = 0,00060181$$

Se determina la presión del lubricante a la entrada del cojinete a un ángulo de 270°

$$P_e = \rho_{aceite}gh$$

$$P_e = 786 \frac{Kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} * 0,4m$$

$$P_e = 3048 Pa = 0,030 bar$$

De acuerdo a la ecuación y para un $\theta = 270^\circ$ y la P_e se calcula el valor inicial de presión P_o :

$$P_\theta - P_o = \frac{6\mu Ur}{C_r^2} \left[\frac{\varepsilon \operatorname{sen}\theta (2 + \varepsilon \cos\theta)}{(2 + \varepsilon^2) (1 + \varepsilon \cos\theta)^2} \right]$$

$$P_o = P_e - \frac{6\mu Ur}{C_r^2} \left[\frac{\varepsilon \operatorname{sen}\theta (2 + \varepsilon \cos\theta)}{(2 + \varepsilon^2) (1 + \varepsilon \cos\theta)^2} \right]$$

$$P_o = 3048 Pa - \frac{6 * 0,06 Pa.s * 3,58 m/s * 0,019 m}{(0,00003 m)^2} \left[\frac{0,00060181 * \operatorname{sen}(270) (2 + 0,00060181 * \cos(270))}{(2 + 0,00060181^2) (1 + 0,00060181 * \cos(270))^2} \right]$$

$$P_o = 19465 Pa = 0,195 bar$$

Determinar la presión en la película de lubricante para los respectivos ángulos:

◆ Para $\theta = 0^\circ$

$$P_\theta = 19465 Pa + \frac{6 * 0,06 Pa.s * 3,58 m/s * 0,019 m}{(0,00003 m)^2} \left[\frac{0,00060181 * \operatorname{sen}(0) (2 + 0,00060181 * \cos(0))}{(2 + 0,00060181^2) (1 + 0,00060181 * \cos(0))^2} \right]$$

$$P_0 = 35845 Pa = 0,358 bar$$

◆ Para $\theta = 30^\circ$

$$P_\theta = 19465 Pa + \frac{6 * 0,06 Pa.s * 3,58 m/s * 0,019 m}{(0,00003 m)^2} \left[\frac{0,00060181 * \operatorname{sen}(30) (2 + 0,00060181 * \cos(30))}{(2 + 0,00060181^2) (1 + 0,00060181 * \cos(30))^2} \right]$$

$$P_{30} = 33640 Pa = 0,336 bar$$

◆ Para $\theta = 60^\circ$

$$P_\theta = 19465 Pa + \frac{6 * 0,06 Pa.s * 3,58 m/s * 0,019 m}{(0,00003 m)^2} \left[\frac{0,00060181 * \text{sen}(60) (2 + 0,00060181 * \text{cos}(60))}{(2 + 0,00060181^2) (1 + 0,00060181 * \text{cos}(60))^2} \right]$$

$$P_{60} = 27644 Pa = 0,276 bar$$

◆ Para $\theta = 90^\circ$

$$P_\theta = 19465 Pa + \frac{6 * 0,06 Pa.s * 3,58 m/s * 0,019 m}{(0,00003 m)^2} \left[\frac{0,00060181 * \text{sen}(90) (2 + 0,00060181 * \text{cos}(90))}{(2 + 0,00060181^2) (1 + 0,00060181 * \text{cos}(90))^2} \right]$$

$$P_{90} = 19465 Pa = 0,194 bar$$

Tabla 4.3.: Resultados del análisis teórico

Descripción	Valor
Holgura radial	$Cr = 0,00003 m$
Velocidad lineal	$U = 3,58 m/s$
Relación de excentricidad	$\varepsilon = 0,00060181$
Presión de entrada del lubricante	$P_e = 0,34 bar = 3048 Pa$
Presión inicial	$P_o = 0,19465 bar = 19465 Pa$
Presión de película a $\theta = 0^\circ$	$P_0 = 0,358 bar = 35845 Pa$
Presión de película a $\theta = 30^\circ$	$P_{30} = 0,336 bar = 33640 Pa$
Presión de película a $\theta = 60^\circ$	$P_{60} = 0,276 bar = 27644 Pa$
Presión de película a $\theta = 90^\circ$	$P_{90} = 0,194 bar = 19465 Pa$

Verificar los resultados teóricos obtenidos de la ecuación de Reynolds, ingresando todos los valores correspondientes a las especificaciones del cojinete y condiciones de trabajo en la interfaz del programa, como se muestra en la figura(4.13).

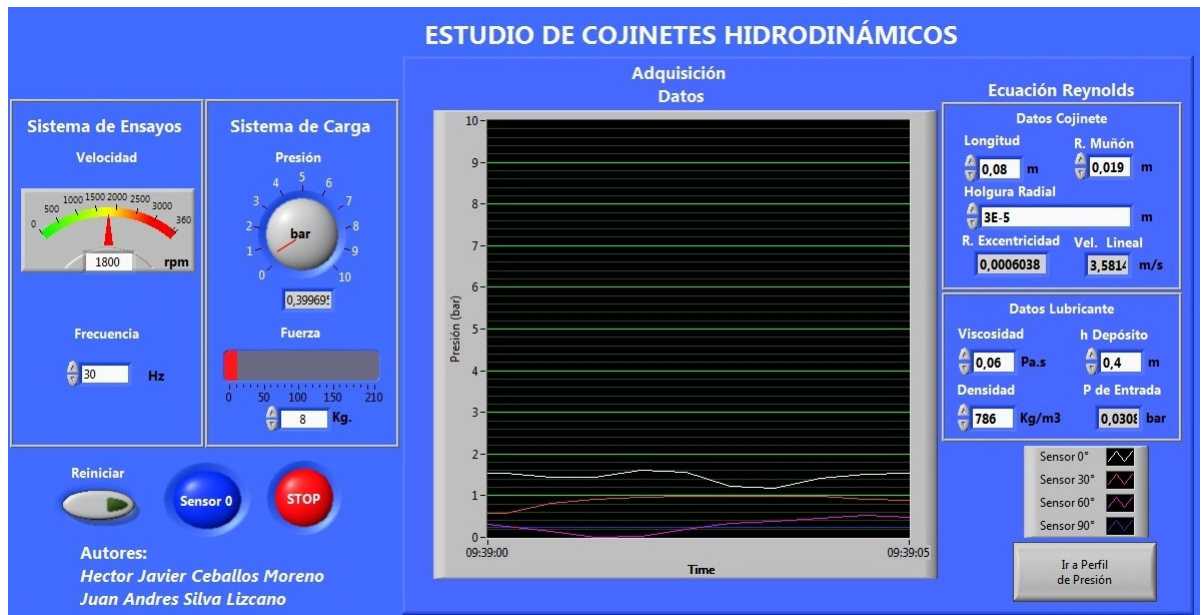


Figura 4.13.: Ingreso de datos en interfaz del programa

Fuente: autores del proyecto

Realizar la comparación de los datos experimentales obtenidos de la lectura de presión en los sensores y los teóricos de la ecuación de Reynolds, como se muestra en la figura(4.14)

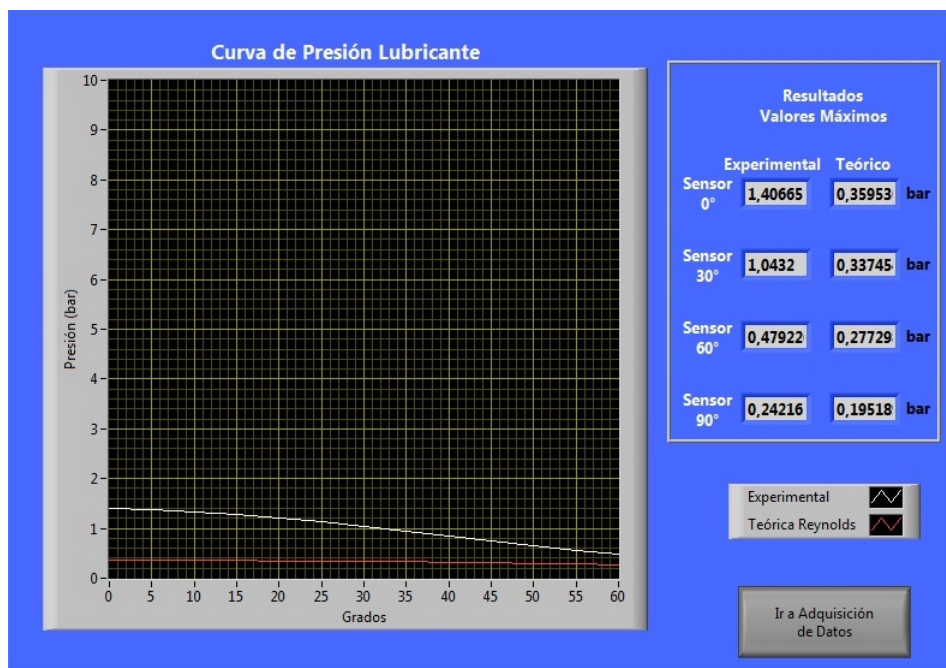


Figura 4.14.: Comparación de curvas teórico - experimental

Fuente: autores del proyecto

En la siguiente tabla se determina el margen de error de los resultados de presión obtenidos de forma teórica y experimental, para la primera prueba.

Tabla 4.4.: *Margen de error de resultados primera prueba*

Sensor	Teórico (bar)	Experimental (bar)	Error %
$\theta = 0^\circ$	0.359	1,406	74
$\theta = 30^\circ$	0.337	1,042	67
$\theta = 60^\circ$	0,277	0,479	42

4.4.2. Segunda prueba

Determinar el perfil de presión en la película del lubricante de forma teórica con la ecuación de Reynolds y de forma experimental por medio de la aplicación en LabVIEW para los respectivos ángulos que se muestran en la figura(4.12), bajo las siguientes condiciones:

Tabla 4.5.: *Condiciones de trabajo segunda prueba*

Descripción	Valor
W = Carga aplicada sobre el cojinete	50 kg.
N = Velocidad de rotación	1800 rpm
μ = Viscosidad dinámica del lubricante (SAE 10W 30)	0,06 Pa.s
ρ = Densidad del lubricante	786 $\frac{kg}{m^3}$
h = Altura del depósito superior de aceite	0,4 m

Resultados

En la figura(4.15) se muestra la adquisición de los datos de la segunda prueba realizada con una carga total aplicada sobre el cojinete de 50 kg y a una velocidad de rotación de 1800 rpm.

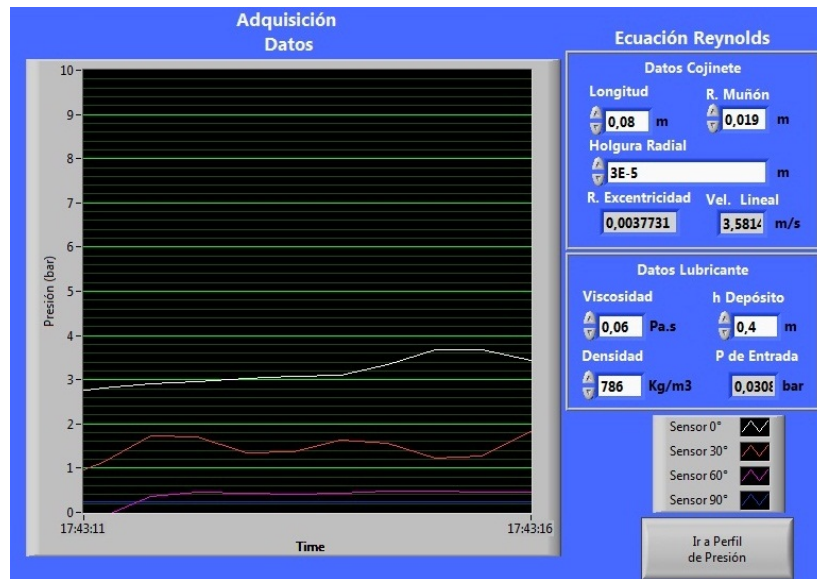


Figura 4.15.: Adquisición de datos a 50kg y 1800rpm

Fuente: autores del proyecto

En la figura(4.16) se indica la curva del perfil de presión experimental en color blanco y la curva del perfil de presión teórica en color rojo, una vez realizada la adquisición de los datos de cada sensor.

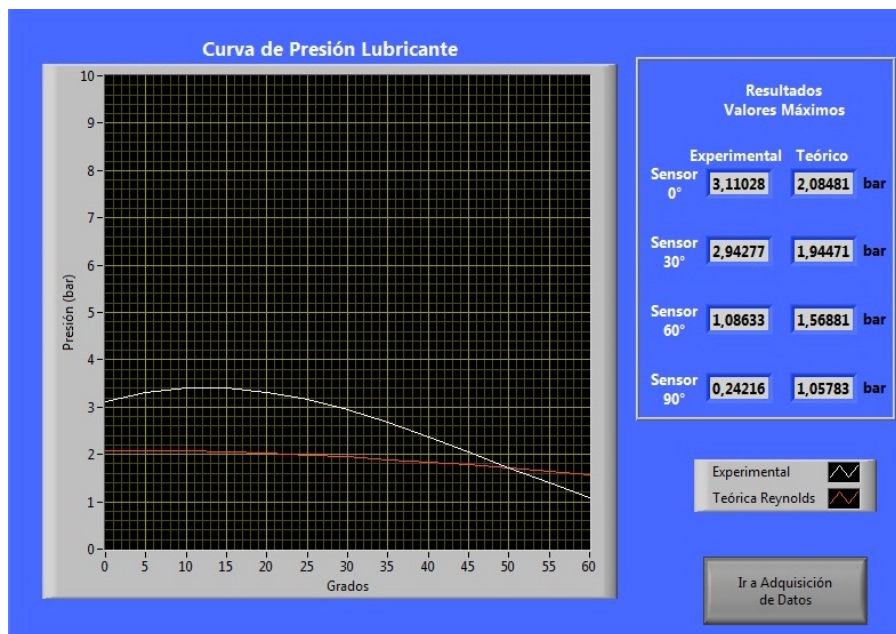


Figura 4.16.: Comparación de curvas teórico - experimental

Fuente: autores del proyecto

En la tabla(4.6) se muestran los resultados del análisis teórico calculados por el programa, de acuerdo a la solución aproximada de la ecuación de Reynolds.

Tabla 4.6.: *Resultados del análisis teórico*

Descripción	Valor
Holgura radial	$C_r = 0,00003\ m$
Velocidad lineal	$U = 3,58\ m/s$
Relación de excentricidad	$\varepsilon = 0,003775$
Presión de entrada del lubricante	$P_e = 0,34\ bar = 3048\ Pa$
Presión inicial	$P_o = 1,059\ bar = 105900\ Pa$
Presión de película a $\theta = 0^\circ$	$P_0 = 2,09\ bar = 209000\ Pa$
Presión de película a $\theta = 30^\circ$	$P_{30} = 1,95\ bar = 195000\ Pa$
Presión de película a $\theta = 60^\circ$	$P_{60} = 1,58\ bar = 158000\ Pa$
Presión de película a $\theta = 90^\circ$	$P_{90} = 1,059\ bar = 105900\ Pa$

En la siguiente tabla se determina el margen de error de los resultados de presión obtenidos de forma teórica y experimental, para la segunda prueba.

Tabla 4.7.: *Margen de error de resultados segunda prueba*

Sensor	Teórico (bar)	Experimental (bar)	Error %
$\theta = 0^\circ$	2.084	3.110	32
$\theta = 30^\circ$	2.942	1.944	33
$\theta = 60^\circ$	1.086	1.568	30

4.4.3. Tercera prueba

Determinar el perfil de presión en la película del lubricante de forma teórica con la ecuación de Reynolds y de forma experimental por medio de la aplicación en LabVIEW para los respectivos ángulos que se muestran en la figura(4.12), bajo las siguientes condiciones:

Tabla 4.8.: *Condiciones de trabajo - tercera prueba*

Descripción	Valor
W = Carga aplicada sobre el cojinete	100 kg.
N = Velocidad de rotación	3600 rpm
μ = Viscosidad dinámica del lubricante (SAE 10W 30)	0,06 Pa.s
ρ = Densidad del lubricante	$786\ \frac{kg}{m^3}$
h = Altura del depósito superior de aceite	0,4 m

Resultados

En la figura(4.17) se muestra la adquisición de los datos de la tercera prueba realizada con una carga aplicada sobre el cojinete de 100 kg y a una velocidad de rotación de 3600 rpm .

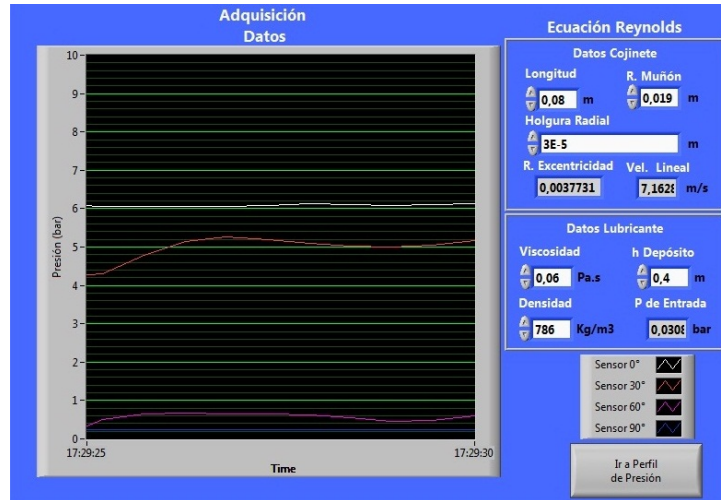


Figura 4.17.: Adquisición de datos a 100kg y 3600rpm

Fuente: autores del proyecto

En la figura(4.18) se indica la curva del perfil de presión experimental en color blanco y la teórica en color rojo, una vez realizada la adquisición de los datos de cada sensor.

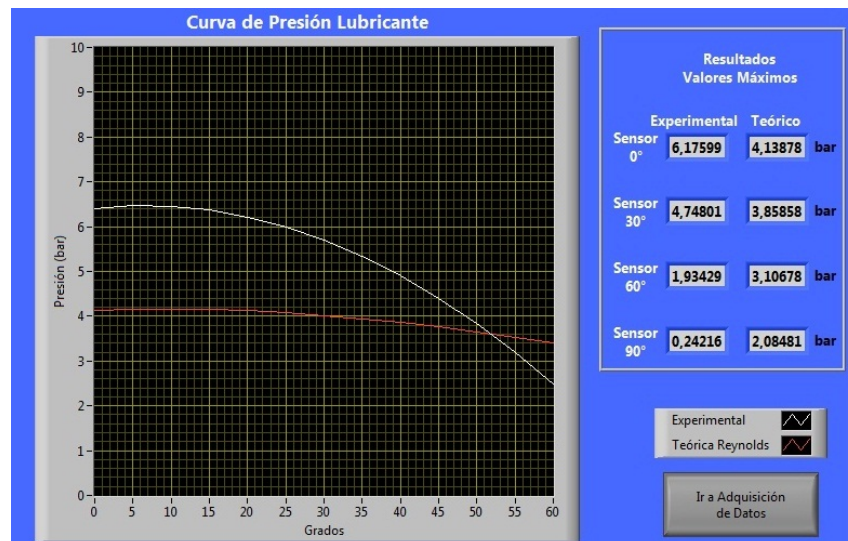


Figura 4.18.: Comparación de curvas teórico - experimental

Fuente: autores del proyecto

En la tabla(4.9) se muestran los resultados del análisis teórico calculados por el programa, de acuerdo a la solución aproximada de la ecuación de Reynolds.

Tabla 4.9.: *Resultados del análisis teórico*

Descripción	Valor
Holgura radial	$C_r = 0,000035 \text{ m}$
Velocidad lineal	$U = 7,16 \text{ m/s}$
Relación de excentricidad	$\varepsilon = 0,003775$
Presión de entrada del lubricante	$P_e = 0,34 \text{ bar} = 3048 \text{ Pa}$
Presión inicial	$P_o = 2,09 \text{ bar} = 209000 \text{ Pa}$
Presión de película a $\theta = 0^\circ$	$P_0 = 4,14 \text{ bar} = 414000 \text{ Pa}$
Presión de película a $\theta = 30^\circ$	$P_{30} = 3,87 \text{ bar} = 387000 \text{ Pa}$
Presión de película a $\theta = 60^\circ$	$P_{60} = 3,12 \text{ bar} = 312000 \text{ Pa}$
Presión de película a $\theta = 90^\circ$	$P_{90} = 2,09 \text{ bar} = 209000 \text{ Pa}$

En la siguiente tabla se determina el margen de error de los resultados de presión obtenidos de forma teórica y experimental, para la tercera prueba.

Tabla 4.10.: *Margen de error de resultados tercera prueba*

Sensor	Teórico (bar)	Experimental (bar)	Error %
$\theta = 0^\circ$	4.138	6,175	32
$\theta = 30^\circ$	3.858	4.748	20
$\theta = 60^\circ$	3,106	1,934	37

4.4.4. Conclusión de las pruebas realizadas

- ◆ Los resultados experimentales comparados con la predicción teórica están en un alto margen de error, esto se presenta en gran medida por los acabados superficiales correspondientes al cojinete y el eje en contacto con el lubricante, también incide en esta diferencia la sensibilidad de medida en los sensores, las vibraciones que se generan al realizar las pruebas generando picos en la lectura de la presión en los sensores, los incrementos de temperatura en el aceite afectando sus características de lubricación y las pérdidas de presión en los diferentes componentes del sistema hidráulico hacen que al aplicar carga, ésta difiera de la aplicada en el valor teórico y afecte los resultados.
- ◆ En las pruebas al aumentar el parámetro de la carga se obtuvo un incremento significativo en el valor de la presión del lubricante, esto debido a que la relación de

excentricidad aumenta haciendo que el espesor de película disminuya llevando esto a un aumento de presión para poder soportar la carga aplicada sobre el cojinete.

- ◆ En las pruebas al aumentar la velocidad de rotación la relación de excentricidad disminuye, pero esto no tiene tanta incidencia en la variación de la presión y sí en la velocidad periférica del lubricante requiriendo más caudal de entrada para mantener la película de lubricante entre las dos superficies en contacto, favoreciendo a la reducción de temperatura en la película de lubricante.
- ◆ Se tiene en cuenta que la solución teórica de Sommerfeld es una solución aproximada de la ecuación de Reynolds, de la cual no existe solución general pero se han obtenido soluciones parciales simplificando algunos términos, esto contribuye a que aumente el margen de error entre las curvas del perfil del lubricante teórica y experimental.

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Después de realizar las pruebas de funcionalidad del banco bajo diferentes condiciones de trabajo, variando la velocidad y la carga en el cojinete, se determina el comportamiento del perfil de presión en la película del lubricante con el fin de lograr el objetivo planteado en el inicio de este proyecto. Se realizan gráficas del perfil de presión por medio del programa Excel a partir de los resultados guardados de la adquisición de datos para cada prueba a través del software LabVIEW, que permiten una mayor comprensión de estos.

A continuación se presentan las gráficas de los resultados obtenidos del perfil de presión en la película del lubricante para diferentes pruebas, en un rango de 0° a 60° .

Primer análisis

Para el primer análisis se realizaron pruebas con una carga constante aplicada sobre el cojinete de 50 kg a tres rangos de velocidad: 1800 , 2400 y 3600 rpm .

En la figura(5.1) se observa el comportamiento del perfil de lubricante para este análisis.

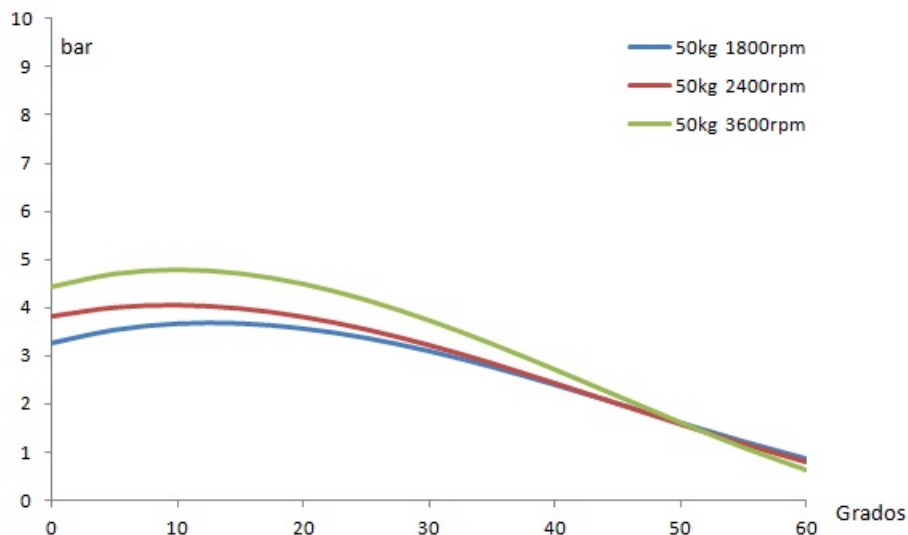


Figura 5.1.: Carga constante 50kg

Fuente: autores del proyecto

Manteniendo la carga constante y aumentando los regímenes de velocidad se observa que el comportamiento del perfil de presiones en la película de lubricante tiene una variación pequeña en la presión para los primeros 30°, la tendencia del perfil al final es similar para las tres curvas tomando valores de presión muy parecidos. Por tanto se concluye que el incremento en el parámetro de la velocidad contribuye en la formación de la película lubricante, generando pequeños cambios de presión en ésta si no hay incremento de carga.

Segundo análisis

Para el segundo análisis se realizaron pruebas con una carga constante aplicada sobre el cojinete de 100 kg a tres rangos de velocidad: 1800, 2400 y 3600 rpm.

En la figura(5.2) se observa el comportamiento del perfil de lubricante para este análisis.

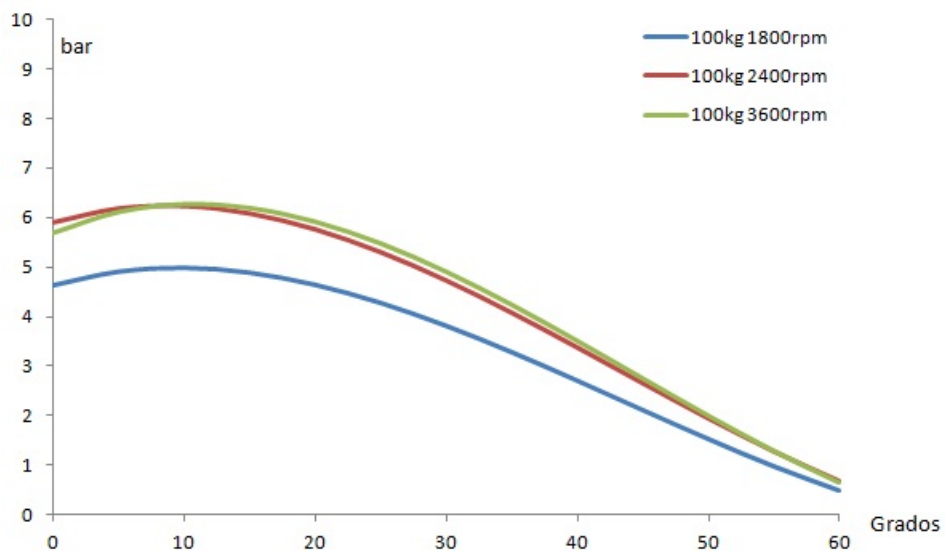


Figura 5.2.: Carga constante 100kg

Fuente: autores del proyecto

Al aumentar la carga teniendo en cuenta los mismos regímenes de velocidad del primer análisis, se observa como la presión se incrementa para dar soporte a esta nueva carga, debido a que el espesor de película disminuye para el mismo caudal de alimentación del lubricante utilizado para el primer análisis, esto lleva a la disminución en la viscosidad del aceite y un incremento en la temperatura.

Tercer análisis

Para el tercer análisis se realizaron pruebas con velocidad de rotación en el eje de 1800 *rpm* a tres rangos de carga diferentes: 50, 100 y 150 *kg*.

En la figura(5.3) se observa el comportamiento del perfil de lubricante para este análisis.

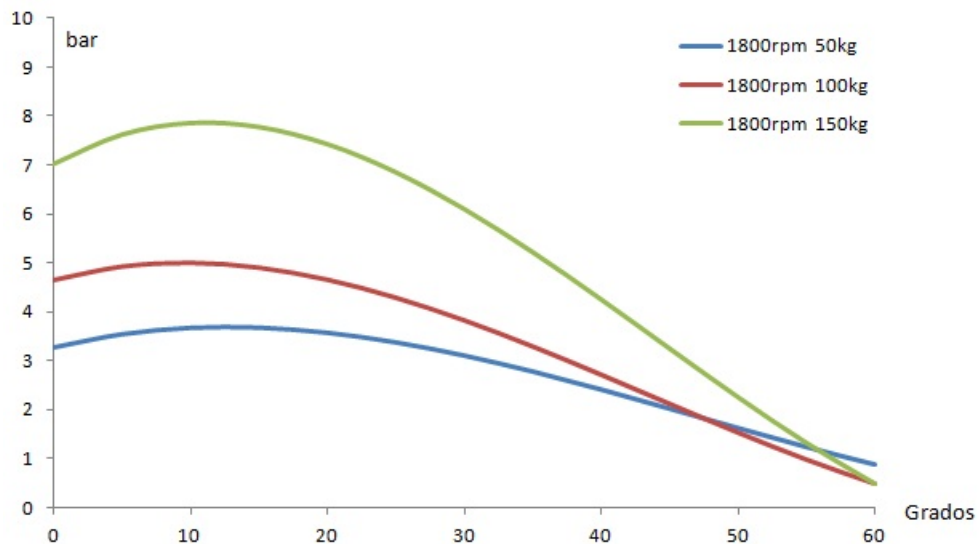


Figura 5.3.: *Velocidad constante 1800rpm*

Fuente: *autores del proyecto*

Manteniendo la velocidad de rotación en el eje constante y realizando una variación del parámetro de la carga aplicada en el cojinete, se observa como incide de forma más directa que la variación del parámetro de velocidad estudiado en los análisis anteriores, incrementando los valores de presión del perfil de la película del lubricante para dar soporte a mayores valores de carga evitando el contacto entre las superficies (cojinete y eje). También se observa que los tres perfiles tienen unos valores similares de presión en los rangos de 50° a 60°.

Cuarto análisis

Para el cuarto análisis se realizaron pruebas con velocidad de rotación en el eje de 3600 *rpm* a tres rangos de carga diferentes: 50, 100 y 150 *kg*.

En la figura(5.4) se observa el comportamiento del perfil de lubricante para este análisis.

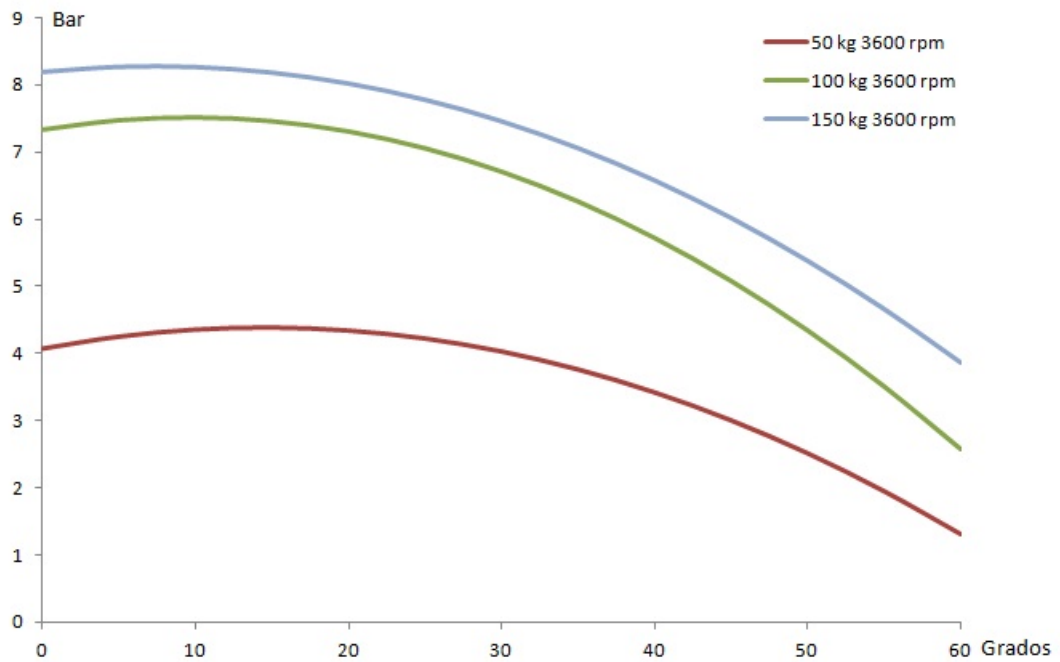


Figura 5.4.: *Velocidad constante 3600 rpm*

Fuente: *autores del proyecto*

Al aumentar la velocidad de operación teniendo en cuenta los mismo rangos de carga del anterior análisis, se observa como la presión se incrementa para dar soporte a los mismos valores de carga, debido a que la velocidad de rotación contribuye al aumento de caudal de alimentación del lubricante utilizado, esto lleva al aumento en el espesor de la película de lubricante garantizando una lubricación fluida con menor incremento en la temperatura.

De todos los análisis se puede concluir que la variación en el parámetro de la carga tiene mayor influencia en el perfil de presión de la película del lubricante en el cojinete, que si se varía el parámetro de velocidad de operación.

6. CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES

6.1. CONCLUSIONES

- ◆ Se construyó un banco de ensayos para cojinetes hidrodinámicos práctico teniendo en cuenta todos los requerimientos para su correcta funcionalidad. Se ensayó en un cojinete de bronce SAE 40, con el objetivo de determinar el perfil de presiones en la película de lubricante de manera teórica mediante la aproximación de Sommerfeld y experimental por medio de la ayuda de un Software como LabVIEW, permitiendo al usuario realizar un análisis de resultados de forma sencilla, llevando los datos guardados por la aplicación realiza en LabVIEW a Excel, demostrando por medio de gráficas el comportamiento del perfil de presiones del lubricante a diferentes condiciones de trabajo, variando los parámetros de velocidad de operación y carga aplicada en el cojinete.
- ◆ Al revisar la bibliografía relacionada con el proyecto se encontró que no existe tanto interés en el estudio de la tribología en Colombia en comparación a la de otros países, generando esto grandes pérdidas en los equipos industriales. Este proyecto contribuye a generar un interés en el estudio de esta rama, en especial en la parte de la lubricación hidrodinámica en cojinetes de deslizamiento por parte de los estudiantes de la Escuela de Ingeniería Mecánica, que permita comprobar los conocimientos teóricos adquiridos y aplicarlos en la industria realizando programas de mantenimiento preventivo a los equipos que se manejen, permitiendo alcanzar un mayor grado de disponibilidad y confiabilidad de estos.
- ◆ Se diseño el eje y el bastidor del banco de ensayos realizando un análisis modal en CAD y CAE con ayuda del software SolidWorks, con el fin de evitar las frecuencias naturales que se presentan en estos componentes al ser sometidos a cargas dinámicas generadas por el motor del modulo de potencia y el motor del sistema hidráulico. Además se diseñaron aislantes de vibración ubicados entre el bastidor y los tableros, evitando así que las vibraciones incidan de manera directa en la adquisición de datos para cada prueba realizada, aumentando la diferencia entre el perfil obtenido de forma teórica.

- ◆ Se optó por un sistema hidráulico para aplicar carga en el cojinete, permitiéndole al usuario realizar cambios de carga en diferentes rangos de forma práctica, por medio de un control manual desde la válvula de seguridad del sistema y leyendo este valor de carga en un manómetro. Además la forma de aplicar carga al cojinete hidrodinámico se realiza por medio de una válvula direccional 4/3 centro Tándem, encargada de ejercer control en el cilindro hidráulico, haciendo de este un mecanismo sencillo para manejar mayores rangos de carga en comparación a los tradicionales como el de agregar pesos, tornillos de potencia o por resortes.
- ◆ Los sensores de presión seleccionados fueron Vegabar 14, estos tienen una salida de señal analógica de $4\text{ mA} = 0\text{ bar}$ a $20\text{ mA} = 10\text{ bar}$ y una alimentación de 8 a 30V, permitiendo manejar las presiones que se presentan en la película de lubricante y además son de fácil montaje en la unidad del cojinete hidrodinámico. Teniendo en cuenta las especificaciones y requerimientos de los sensores de presión se seleccionó una tarjeta de adquisición de datos NI 9203 que ofrece una funcionalidad básica para aplicaciones en registro de datos y experimentos académicos de laboratorio. Ésta maneja un rango de corriente máximo de -20 mA a $+20\text{ mA}$ y una velocidad de muestreo máxima de 200KS/s.
- ◆ A pesar de las limitaciones del modelo teórico de Sommerfeld, se realizaron pruebas de funcionalidad del banco a diferentes condiciones de trabajo, variando los parámetros de velocidad y carga aplicada, obteniendo resultados teóricos y experimentales que difieren debido a los acabados superficiales en la unidad del cojinete, condiciones de lubricación, pérdidas de presión en el sistema hidráulico de aplicación de carga, vibraciones mecánicas ocasionadas en el módulo de ensayos y sensibilidad de medida en los sensores de presión.

6.2. OBSERVACIONES

- ◆ Los sensores de presión Vegabar 14 y la tarjeta de adquisición de datos que corresponden al módulo de instrumentación fueron facilitados por intervención del director de proyecto, Ingeniero Pedro José Díaz. El resto de componentes del banco fueron adquiridos en su totalidad por los autores del proyecto.
- ◆ Se hace necesario la adquisición de más sensores que permita obtener el perfil de presión del lubricante y determinar su comportamiento en toda la periferia del cojinete,

ya que en este proyecto el estudio solo se realiza en un cuadrante, donde se ubican los rangos más altos de presión.

- ◆ Para un estudio más detallado del perfil de presión en la película del lubricante en cojinetes hidrodinámicos se puede realizar la mecanización de éstos, en diferentes materiales como: aluminio, poliméricos, cobre, etc. que cumplan con el dimensionamiento propuesto del cojinete (bronce SAE 40) para un correcto montaje.
- ◆ Para realizar un control completo del banco desde la aplicación en LabVIEW, se hace necesaria una tarjeta de adquisición de datos que permita la entrada y salida de señales analógicas y digitales. Esto permitirá realizar controles a futuro como: control de la válvula direccional, encendido y apagado de la bomba hidráulica en el del sistema hidráulico, control del variador de frecuencia para diferentes regímenes de velocidad en el módulo de ensayos y control del sistema de lubricación del cojinete hidrodinámico.

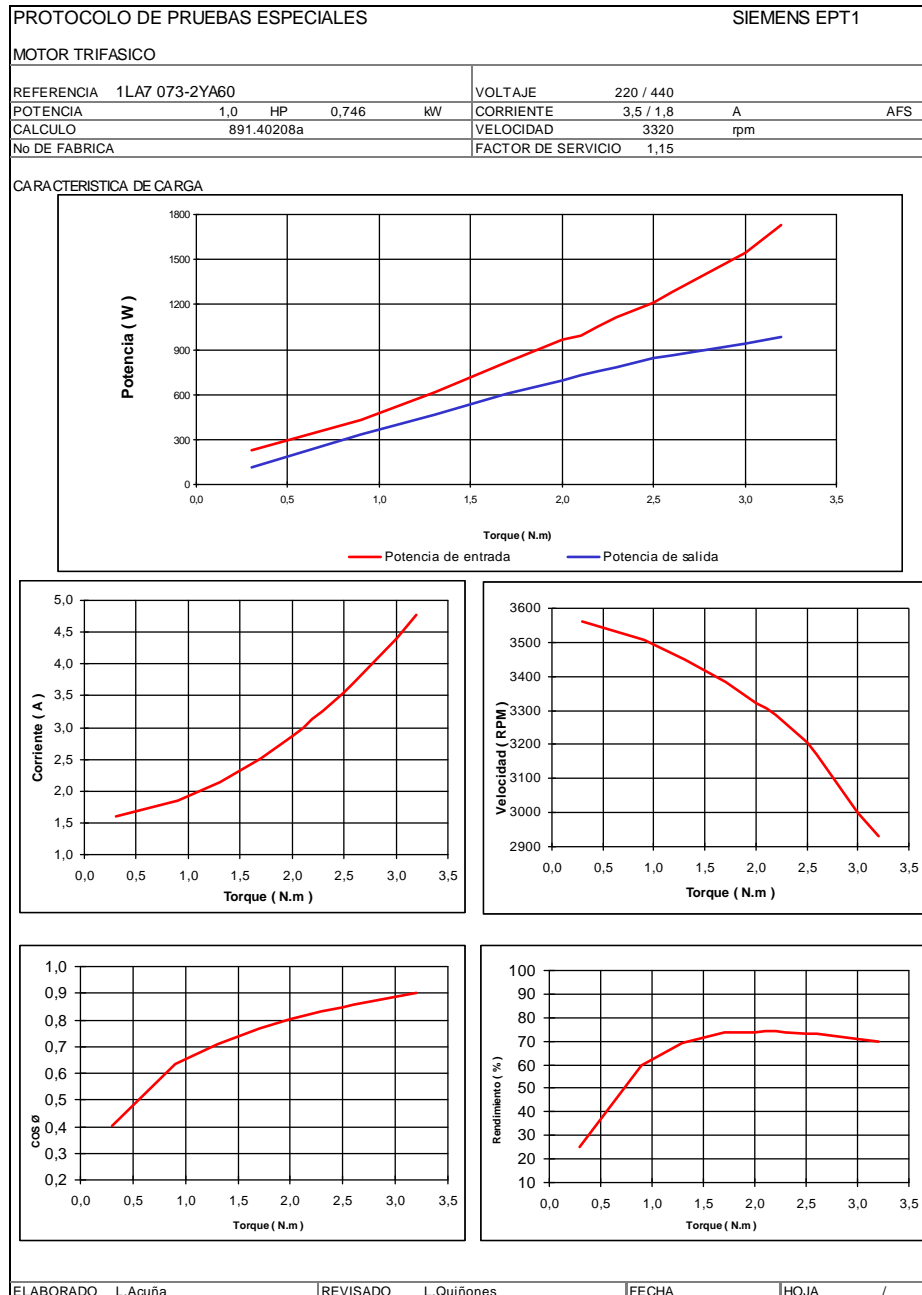
Bibliografía

- [1] Plain bearings - lubrication holes, grooves and pockets, 1995.
- [2] *SoliWorks*, 2011 edition, <http://www.help.solidworks.com>.
- [3] DOMÍNGUEZ VÁZQUEZ Alan Christian. *Investigación de chumaceras híbridas largas con puertos lineales de presurización*. México, D.F., 2011. Trabajo de grado (Maestro en ciencias con especialidad en Ingeniería Mecánica). Instituto Politécnico Nacional. Escuela superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. Sección de estudios de Posgrado e Investigación.
- [4] GONZALEZ Carlos Ramón. *Diseño por Resistencia a la Fatiga*. Bucaramanga, 1987.
- [5] LUNA SANDOVAL Diego Fernando. *Banco de pruebas para cojinetes de deslizamiento autolubricantes*. Bucaramanga, 2003. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Industrial de Santander. Facultad Físico Mecánicas. Ingeniería Mecánica.
- [6] Federal Mogul. *Cojinetes de fricción*.
- [7] FS. *Cátalogo rodamientos FS*, bc o4 edition, 2008.
- [8] Hernan Rojas G. *Cojinetes de deslizamiento y lubricación*. 1983.
- [9] Allan G. PERSOL. *Harris shock and vibration handbook*. New York, 2002.
- [10] Bernard J. HAMROCK. *Elementos de Máquinas*. Mexico, 2000.
- [11] ROJAS G. Hernan. *Tolerancias y Ajustes*. Bucaramanga, 1985.
- [12] ROJAS GARCIA Hernan. *Diseño de máquinas II*. Bucaramanga, 1992.
- [13] PRIETO GALVIS Jaime Eduardo. RAMÍREZ MANCIPE Andrea Lizeth. RAMÍREZ SERRANO Rafael Andrés. LARA FORERO, Diego Andrés. *Seminario de investigación en lubricación hidrodinámica en cojinetes*. Bucaramanga, 2011. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Industrial de Santander. Facultad Físico Mecánicas. Ingeniería Mecánica.

- [14] Robert L. MOTT. *Diseño de Elementos de Máquinas*. Mexico, 2006.
- [15] Parker. *O-ring Guía de Referencia*, catálogo 5740/español edition, Marzo 2009.
- [16] REXON de Colombia S.A. *Catálogo cálculo de transmisiones*, Octubre 2005.
- [17] Siemens S.A. *Catálogo convertidores de frecuencia Sinamics*, d11.1 edition, 2007.
- [18] Siemens S.A. *Catálogo motores trifasicos Siemens*, 2011.
- [19] Siemens S.A. *Manual instrucciones de servicio Sinamics G110*, 11/04 edition,
<http://www.siemens.com/sinamics-g110>.
- [20] SKF. *SKF bushings*, 4741/ii e edition, 2004.

ANEXOS

A. Curvas del motor siemens 1HP



B. Puesta en marcha variador Sinamics G110

1 Instalación

Edición 11/04

1 Instalación

1.1 Distancias para el montaje

Los convertidores se pueden montar adosándolos unos a otros. Sin embargo, si se montan uno sobre otro deberá dejarse un huelgo de 100 mm por encima y por debajo de cada convertidor.

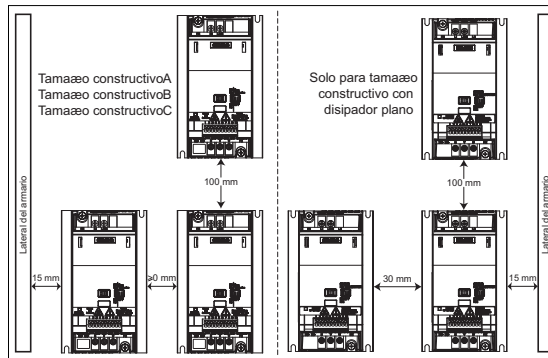


Figura 1-1 Distancias para el montaje

1.2 Medidas para el montaje

Tamaño constructivo	Medidas perforaciones		Par de apriete	
	H mm (Inch)	W mm (Inch)	Tornillos	Nm (ibf.in)
A	140 (5.51)	79 (3.11)	2xM4	2,5 (22.12)
B	135 (5.31)	127 (5.00)	4xM4	
C	140 (5.51)	170 (6.70)	4xM5	4,0 (35.40)

Figura 1-2 Medidas para el montaje

2 Instalación eléctrica

2.1 Datos técnicos

1 AC 200 - 240 V ± 10 %, 47 - 63 Hz

Referencia 6SL3211-	0AB 0KB	11-2xy0*	12-5xy0*	13xy0*	15xy0*	17xy0*	21-1xy0*	21-5xy0*	22-2xy0*	23-0xy0*
		11-2xy0*	12-5xy0*	13xy0*	15xy0*	17xy0*	-	-	-	-
Tamaño constructivo		A				B			C	
Potencia nominal	kW hp	0,12 0,16	0,25 0,33	0,37 0,5	0,55 0,75	0,75 1,0	1,1 1,5	1,5 2,0	2,2 3,0	3,0 4,0
Corriente de salida (temp. ambiente ad.)	A	0,9 (50 °C)	1,7 (50 °C)	2,3 (50 °C)	3,2 (50 °C)	3,9 (40 °C)	6,0 (50 °C)	7,8 (40 °C)	11,0 (50 °C)	13,6 (40 °C)
Corriente de entrada (230 V)	A	2,3	4,5	6,2	7,7	10,0	14,7	19,7	27,2	32,0
Fusible recomendado	A 3NA	10 3803	10 3803	10 3803	10 3803	16 3805	20 3807	25 3810	35 3814	50 3820
Cable de entrada	mm ² AWG	1,0 - 2,5 16 - 12	1,0 - 2,5 16 - 12	1,0 - 2,5 16 - 12	1,0 - 2,5 16 - 12	1,5 - 2,5 14 - 12	2,5 - 6,0 12 - 10	2,5 - 6,0 12 - 10	4,0 - 10 11 - 8	6,0 - 10 10 - 8
Cable de salida	mm ² AWG	1,0 - 2,5 16 - 12	1,0 - 2,5 16 - 12	1,0 - 2,5 16 - 12	1,0 - 2,5 16 - 12	1,0 - 2,5 16 - 12	1,5 - 6,0 14 - 10	1,5 - 6,0 14 - 10	2,5 - 10 12 - 8	2,5 - 10 12 - 8
Para de apriete conexiones de potencia	Nm (lbf.in)	0,96 (8,50)				1,50 (13,30)			2,25 (19,91)	

*→La última cifra de la referencia depende de cambios en el software y hardware

x = A/B → Con filtro integrado
x = U → Sin filtro

y = A → Variante analógica
y = B → Variante USS

2.2 Conexiones de red y del motor

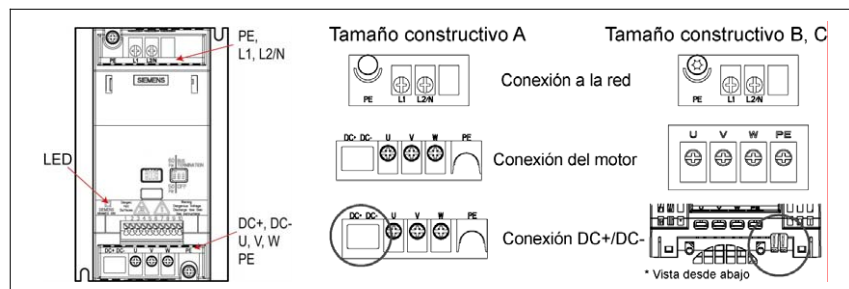


Figura 2-1 Borne de red y del motor

2.3 Borne

Borne	Significado	Funciones	
1	DOUT-	Salida digital (-)	
2	DOUT+	Salida digital (+)	
3	DIN0	Entrada digital 0	
4	DIN1	Entrada digital 1	
5	DIN2	Entrada digital 2	
6	-	Salida +24 V / máx. 50 mA	
7	-	Salida 0 V	
Variante		Análogica	USS
8	-	Salida +10 V	RS485 P+
9	ADC1	Entrada analógica	RS485 N-
10	-	Salida 0 V	

2.4 Esquema de bloques

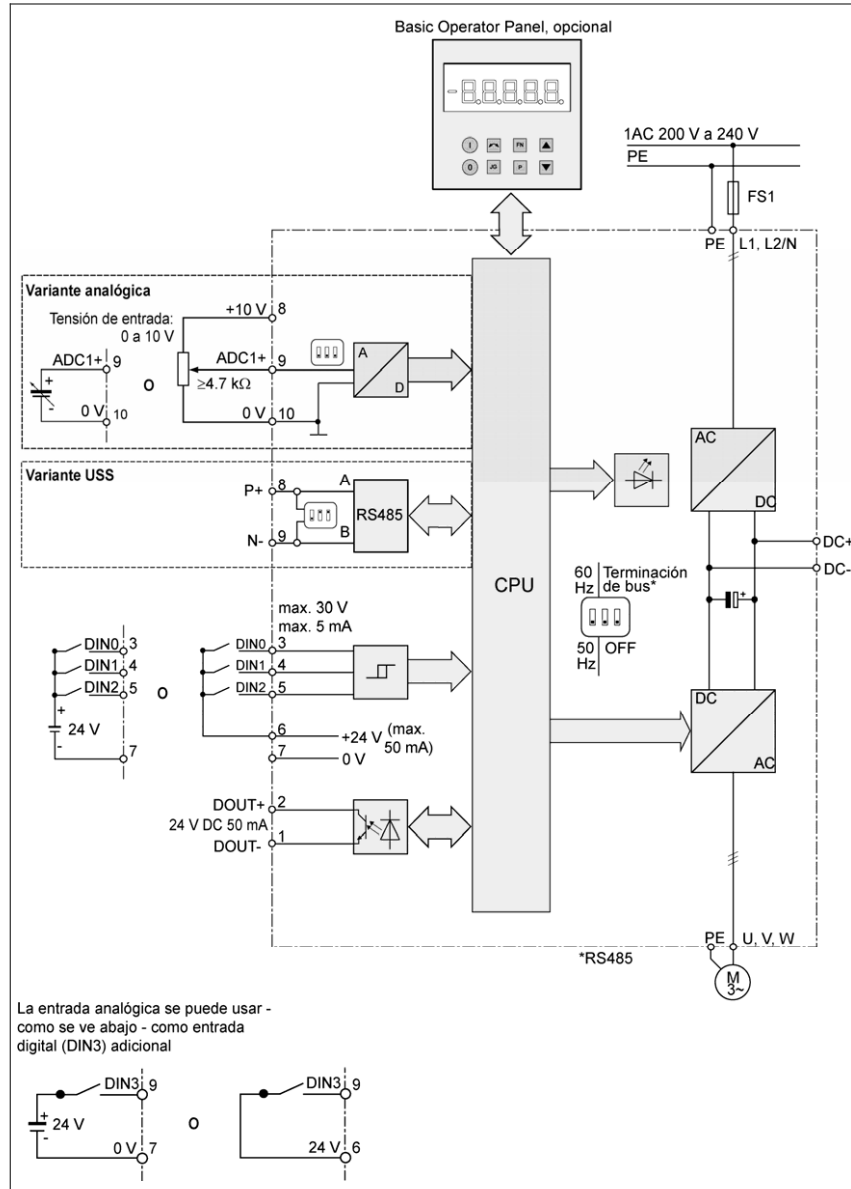


Figura 2-2 Esquema de bloques del convertidor

3 Ajuste de fábrica

El convertidor SINAMICS G110 sale de fábrica ajustado para poder funcionar sin necesidad de parametrizaciones adicionales. Los parámetros (P0304, P0305, P0307, P0310) se han ajustado para un motor de Siemens de 4 polos 1LA7 y hay que cotejarlos con los datos asignados del motor a conectar (véase la placa de características).

Otros ajuste de fábrica

Fuente de órdenes	P0700 véase sección 3.1/3.2
Fuente de consignas	P1000 véase sección 3.1/3.2
Refrigeración del motor	P0335 = 0 (Autoventilado)
Factor sobrecarga motor	P0640 = 150%
Frecuencia mínima	P1080 = 0 Hz
Frecuencia máx.	P1082 = 50 Hz
Tiempo de aceleración	P1120 = 10 s
Tiempo de deceleración	P1121 = 10 s
Modo de control	P1300 = 0 (V/f con característ. Lineal)

3.1 Ajustes de fábrica específicos para la variante analógica

Entrada / Salida	Bornes	Parámetro	Ajuste por defecto
Fuente de órdenes	3, 4, 5	P0700 = 2	Entrada digital
Fuente de consignas	9	P1000 = 2	Entrada analógica
Entrada digital 0	3	P0701 = 1	ON / OFF1 (I/O)
Entrada digital 1	4	P0702 = 12	Inversión (↕)
Entrada digital 2	5	P0703 = 9	Acuse de fallo (Ack)
Tipos de control via bornes	-	P0727 = 0	Control Siemens estándar

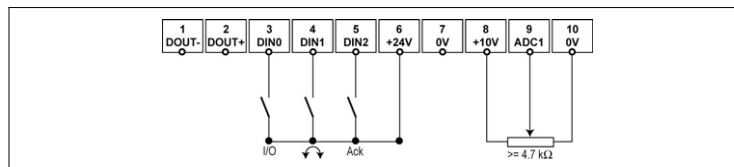


Figura 3-1 Conexiones de la variante analógica

5 BOP (Opción)

5.1 Botones y sus funciones en los paneles



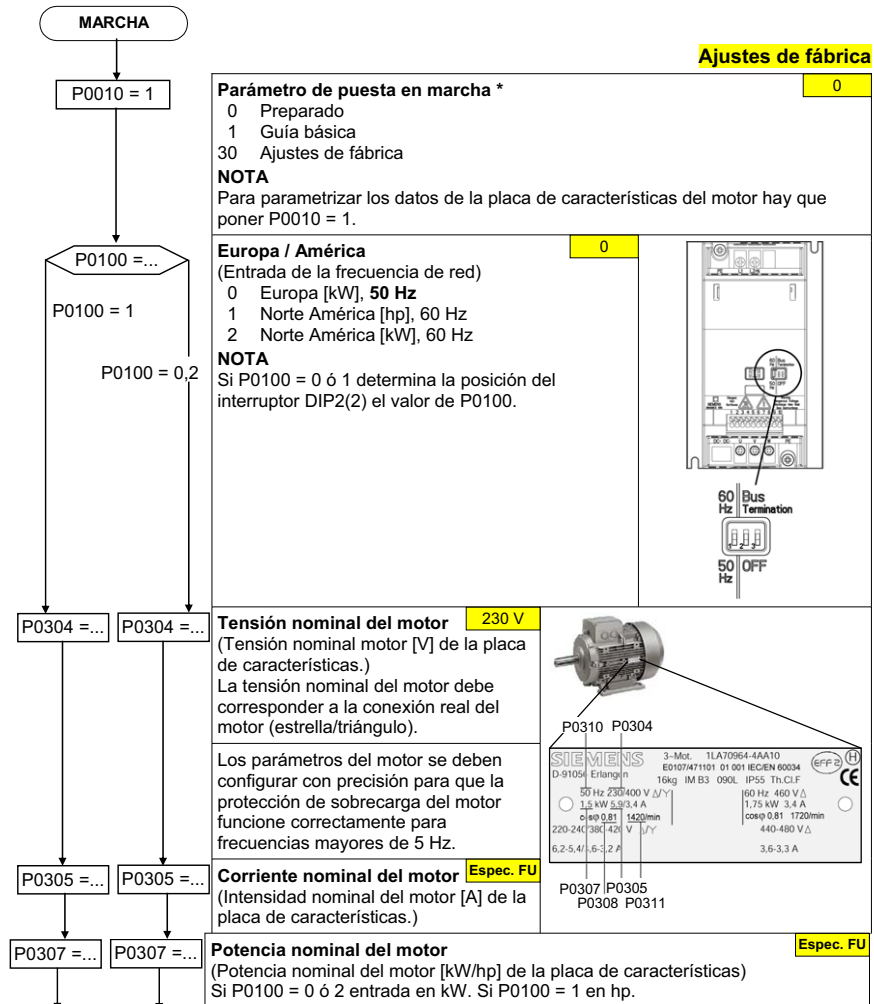
Panel/ Botón	Función	Efectos
	Indicación de estado	La pantalla de cristal líquido muestra los ajustes actuales del convertidor.
	Marcha	Al pulsar este botón se arranca el convertidor. Por defecto está bloqueado. Para activarlo: P0700 = 1 o P0719 = 10 ... 15
	Parada	OFF1 Pulsando este botón se para el motor siguiendo la rampa de deceleración seleccionada. Para activarlo: P0700 = 1 o P0719 = 10 ... 15 OFF2 Pulsando el botón dos veces (o una vez prolongada) el motor se para de forma natural (inercia hasta parada). Esta función está constantemente activada.
	Invertir sentido	Pulsar este botón para cambiar el sentido de giro del motor. El inverso se indica mediante un signo negativo (-) o un punto decimal intermitente. Por defecto está bloqueado. Para activarlo: P0700 = 1 o P0719 = 10 ... 15.
	Jog motor	Pulsando este botón en estado "listo" el motor arranca y gira a la frecuencia Jog preseleccionada. Pulsando este botón mientras el convertidor no tiene salida hace que el motor arranque y gire a la frecuencia Jog preseleccionada. El motor se detiene cuando se suelta el botón. Pulsar este botón cuando el motor está funcionando carece de efecto.
	Función	Este botón sirve para visualizar información adicional. Funciona pulsándolo y manteniéndolo apretado. Muestra lo siguiente comenzando por cualquier parámetro durante la operación: 1. Tensión en circuito intermedio (indicado mediante d - unidades en V). 2. Frecuencia de salida (Hz) 3. Tensión de salida (o - unidades en V). 4. El valor seleccionado en P0005. (Si P0005 se ha configurado de tal forma que se muestra uno de los datos indicados arriba (1 - 3), no aparece el valor correspondiente de nuevo). Cualquier pulsación adicional hace que vuelva a visualizarse la sucesión indicada anteriormente. Función de salto Pulsando brevemente el botón Fn es posible saltar desde cualquier parámetro (rxxx o Pxxx) a r0000, lo que permite, si se desea, modificar otro parámetro. Una vez retornado a r0000, si pulsa el botón Fn irá de nuevo a su punto inicial. Acusar Cuando aparecen mensajes de alarma y error, se pueden acusar, pulsando el botón Fn.
	Acceder a parámetros	Pulsando este botón es posible acceder a los parámetros.
	Subir valor	Pulsando este botón se sube el valor visualizado.
	Bajar valor	Pulsando este botón se baja el valor visualizado.

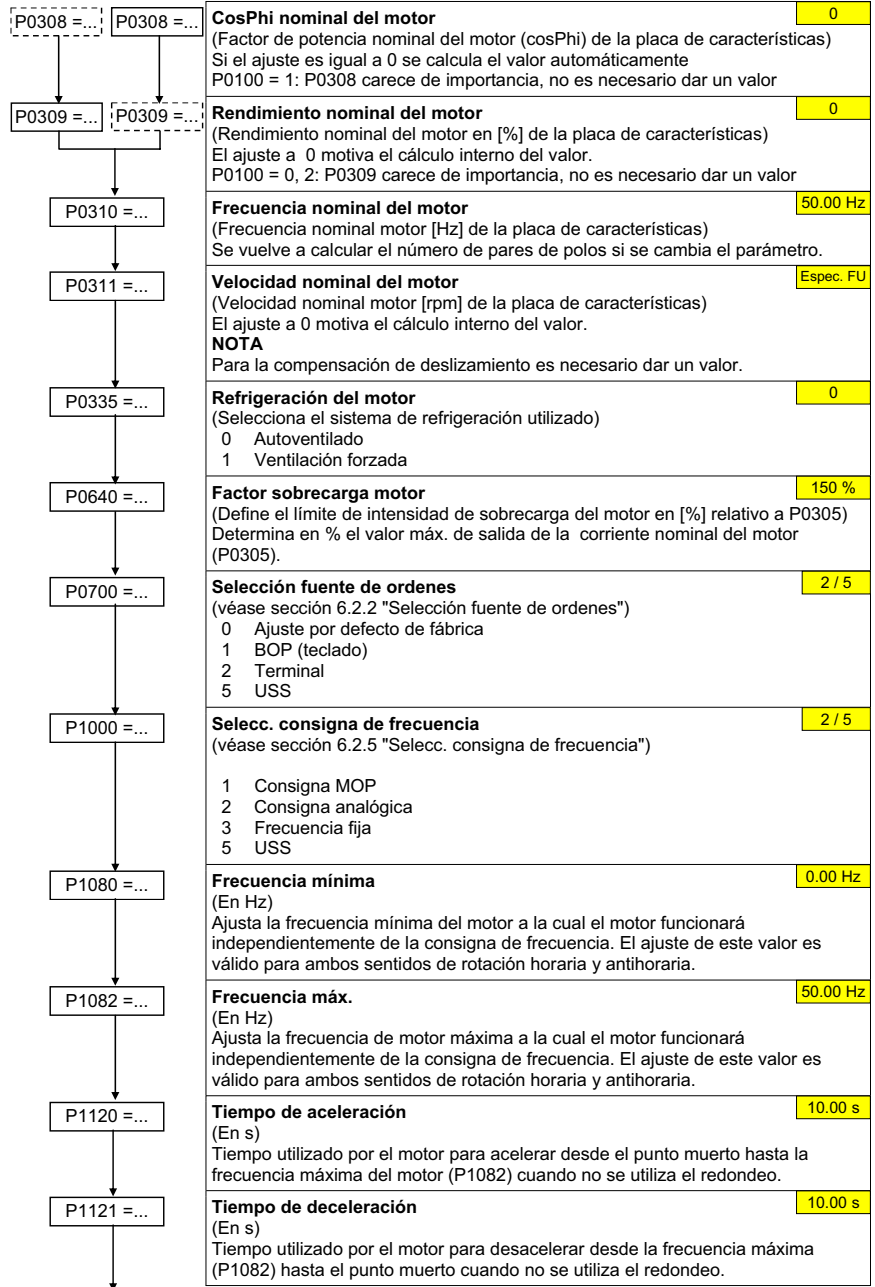
6 Puesta en servicio

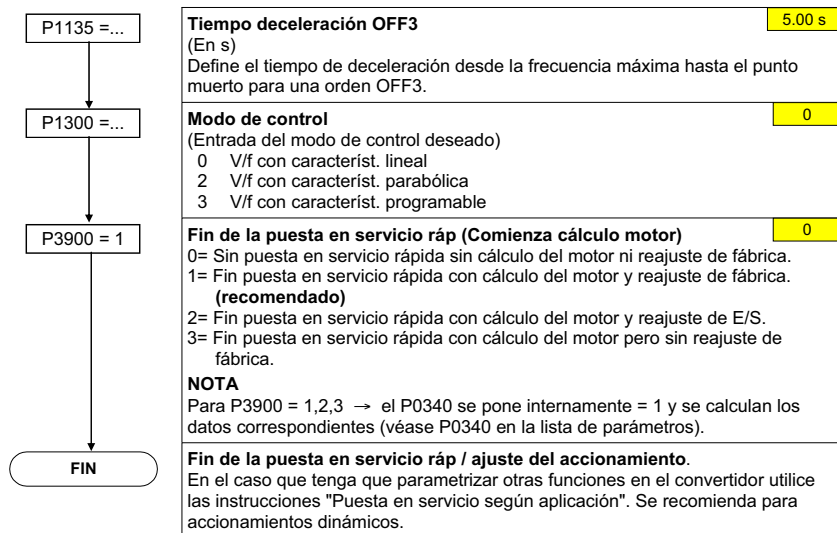
6.1 Puesta en servicio rápida

Con la puesta en servicio rápida se adapta el convertidor al motor y se ajustan parámetros importantes para las exigencias tecnológicas. La puesta en servicio rápida no es obligatoria si los datos del motor almacenados en el convertidor (motor de Siemens de 4 polos 1LA, conexión en estrella \cong Espec. FU) coinciden con los de la placa de características.

Los parámetros marcados con * ofrecen más posibilidades de ajuste de las que se mencionan aquí. Para más detalles consulte la lista de parámetros.







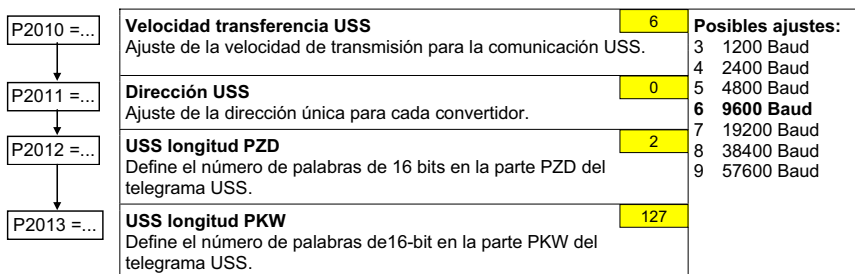
6.2 Puesta en servicio según aplicación

El convertidor posee una serie de funciones que a veces no son necesarias. La puesta en servicio según aplicación sirve para optimizar la funcionalidad del sistema convertidor-motor a la aplicación requerida. Aquí se describen la mayoría de las funciones. Consulte la lista de parámetros para ver otras.

Los parámetros marcados con * ofrecen más posibilidades de ajuste de las que se mencionan aquí. Para más detalles consulte la lista de parámetros.



6.2.1 Interface en serie (USS)

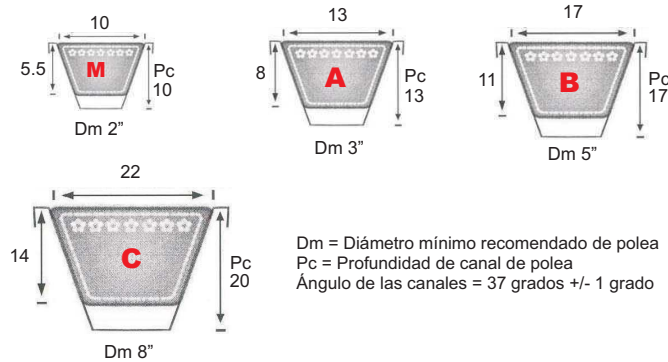


C. Correas Rexon

Editado por REXON DE COLOMBIA www.rexon.com.co

Recomendaciones Básicas para Transmisiones con correas trapezoidales (en V)

TIPOS DE POLEAS MÁS USUALES



INFORMACION NECESARIA

- Tipo de máquina accionada y condiciones de arranque (bajo carga, en vacío, etc.)
- Potencia del motor (recomendado por el fabricante de la máquina)
- Velocidad de motor o de contra-eje cuando se trata transmisiones múltiples (un motor mueve varias máquinas).
- Velocidad requerida por la máquina.
- Diámetro exterior y tipo de la polea de la máquina (si se tiene).
- Diámetro exterior y tipo de la polea del motor.
- Cuando se trata de contra-ejes, diámetro y tipo de la polea que recibe el movimiento del motor y diámetro de la polea motriz (en el mismo contra-eje), es decir, la que le transmite movimiento a la máquina.
- Distancia aproximada entre ejes.
- Condiciones ambientales de funcionamiento (humedad, polvo, aceite, temperatura, intemperie, etc.)
- Horas de funcionamiento diarias previstas.

ELECCIÓN DEL TIPO DE CORREA A UTILIZAR



Para determinar el tipo de correa recomendable a utilizar en la transmisión se requiere conocer, además de la información anterior, la siguiente:

- Potencia consumida por la máquina ó potencia nominal del motor. Lo ideal es conocer la potencia consumida, en razón a que no siempre la potencia de motor que utilizamos en una transmisión corresponde a la exigida por la máquina; en muchos casos aprovechamos motores que tenemos en stock de potencias superiores a la exigida por la máquina. Para efectos de cálculos, las potencias en éste manual están indicadas en KILOWATIOS (KW). Si la potencia viene expresada en CABALLOS DE FUERZA (HP), se debe hacer la conversión a KW, multiplicando los HP por 0.746; ejemplo: 10 HP x 0.746 = 7.46 KW.
- Velocidad de rotación de la polea menor, generalmente la velocidad del motor; en otros casos en que necesitemos que la máquina quede con una velocidad superior a la del motor, entonces la velocidad corresponderá a la de la máquina.
- Potencia efectiva (Pe) de la transmisión. Para determinar el valor de la potencia efectiva, debemos considerar la carga de trabajo que va recibir la transmisión; para ello utilizamos los valores de la tabla FACTORES DE SERVICIO (Fs) y la fórmula siguiente:

Pe = Potencia consumida x Fs Si tenemos la potencia en Hp → **Pe = Hp x 0.746 x Fs**

Tabla 1: FACTORES DE SERVICIO

CLASE DE TRABAJO	EJEMPLOS DE MÁQUINAS ACCIONADAS	TIPOS DE MÁQUINAS MOTRICES					
		Motores de Corriente Alterna con par de Arranque Normal			Motores de Corriente Alterna con par de Arranque Elevado		
		Horas de Servicio Diarias			Horas de Servicio Diarias		
		Menos de 10	De 10 a 16	Más de 16	Menos de 10	De 10 a 16	Más de 16
Ligero	Agitadores para líquidos. Aspiradores. Bombas y compresores centrífugos. Transportadores de cinta para carga ligera. Ventiladores y bombas hasta 7,5 Kw.	1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Mediano	Amasadoras. Cizallas y prensas. Cribas rotativas y vibrantes. Generadores y excitatrices. Máquinas herramientas. Maquinaria para artes gráficas. Maquinaria para lavanderías. Transportadores de cinta para carga pesada. Ventiladores y bombas a partir de 7,5 Kw.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Pesado	Ascensores. Bombas de desplazamiento positivo. Centrifugadores. Compresores de pistón. Maquinaria para labrar madera. Maquinaria para cerámicas. Maquinaria para papeleras. Maquinaria Textil. Molinos de martillos. Sierras alternativas. Elevadores de cangilones. Transportadores de Tomillo.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Extra Pesado	Grúas Montacargas. Machacadoras y molinos (mandíbulas, conos, bolas, barras, etc). Maquinaria para caucho y plásticos.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Nota:

Motores de Corriente Alterna con par de Arranque **Normal** (hasta 2 veces el par nominal): Síncronos, Monofásicos, Trifásicos (arranque directo, estrella-triángulo y por anillos rozantes). Motores de corriente continua en derivación. Motores de combustión interna de varios cilindros y turbinas a más de 600 r/min.

Motores de corriente alterna con par de arranque **Elevado** (superior a 2 veces el par nominal): Monofásicos, Trifásicos. Motores de corriente continua: conexión serie y "compound". Motores de combustión interna de un solo cilindro o de varios a menos de 600 r/min. Ejes de transmisión.

Ejemplo:

Que tipo de correa debemos utilizar para la transmisión en una sierra circular para corte de madera, según la siguiente información:

- Motor (arranque normal) = 7 HP y 3.450 RPM
- Velocidad requerida en la sierra = 3.500 RPM
- Horas promedio diarias de trabajo = 10.0 Horas
- Tipo de correa a utilizar = Sección trapezoidal clásica (M, A, B, C, Etc)

Solución:

Calculamos primero la potencia efectiva → $Pe = 7 * 0.746 * 1.3 = 6.79 \text{ Kw}$

Cálculo aproximado para transmisiones que no requieran demasiada exactitud

FORMULA GENERAL PARA CALCULAR LA VELOCIDAD DE UNA TRANSMISION

R.P.M eje motriz x Dpm = R.R.M eje conducido x Dpc

R.P.M eje motriz = Generalmente velocidad del motor y/o eje auxiliar que transmite movimiento.

Dpm = Diámetro de polea motriz; generalmente la polea del motor y/o de eje que transmite movimiento

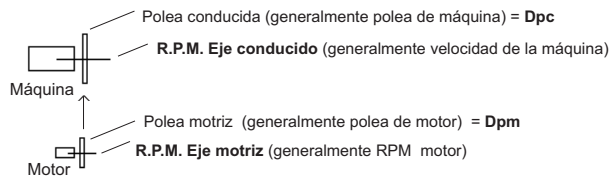
R.P.M eje conducido = Generalmente velocidad de la máquina y/o de eje auxiliar (contra-eje).

Dpc = Diámetro de la polea conducida; generalmente la polea de la máquina y/o de eje auxiliar (polea que recibe el movimiento del motor).

A partir de la fórmula general obtenemos:

$$R.P.M \text{ eje motriz} = \frac{R.P.M \text{ eje conducido} \times Dpc}{Dpm} \qquad Dpc = \frac{R.P.M \text{ eje motriz} \times Dpm}{R.P.M \text{ eje conducido}}$$

$$Dpm = \frac{R.P.M \text{ eje conducido} \times Dpc}{R.P.M \text{ eje motriz}} \qquad R.P.M \text{ eje conducido} = \frac{R.P.M \text{ eje motriz} \times Dpm}{Dpc}$$



Ejemplo:

Tenemos un motor de 1725 R.P.M con una polea de 4" tipo A y necesitamos mover una máquina que debe girar a 850 R.P.M; ¿Qué polea le debemos colocar a la máquina?

- Identifiquemos las variables:

- R.P.M eje motriz = 1725 R.P.M (motor)
- Dpm = Diámetro polea motriz = 4" (polea motor)
- R.P.M eje conducido = 850 R.P.M (máquina)
- Dpc = Diámetro polea conducida = ? (máquina)

$$Dpc = \frac{R.P.M \text{ eje motriz} \times Dpm}{R.P.M \text{ eje conducido}}$$

$$Dpc = \frac{1725 \text{ R.P.M} \times 4"}{850 \text{ R.P.M}} = 8,12$$

Las poleas comercialmente las encontramos en pulgadas completas y algunas en factores de 1/2" (4½ ; 5½ ; 6½ ; etc.), por tal razón es necesario aproximar sus dos últimos dígitos a 0,50 ó a 1,00 por exceso o por defecto según sea el caso.

Diámetro exterior de la polea acabada de calcular = 8,12" ± 8"

CÁLCULO DE TRANSMISIÓN

Para efectos de los cálculos, se aplican las mismas fórmulas anteriores, cambiando únicamente el concepto de DIÁMETRO EXTERIOR por DIÁMETRO PRIMITIVO de las poleas. En esencia las formulas y procedimientos siguen siendo iguales.

R.P.M eje motriz x Dppm = R.R.M eje conducido x Dppc

R.P.M eje motriz = Generalmente velocidad del motor y/o eje auxiliar que transmite movimiento.

Dppm = Diámetro **primitivo** de polea motriz; generalmente la polea del motor y/o de eje que transmite movimiento

R.P.M eje conducido = Generalmente velocidad de la máquina y/o de eje auxiliar (contra-eje).

Dppc = Diámetro **primitivo** de la polea conducida; generalmente la polea de la máquina y/o de eje auxiliar (polea que recibe el movimiento del motor).

A partir de la fórmula general obtenemos:

$$\text{R.P.M eje motriz} = \frac{\text{R.P.M eje conducido} \times \text{Dppc}}{\text{Dppm}}$$

$$\text{Dppm} = \frac{\text{R.P.M eje conducido} \times \text{Dppc}}{\text{R.P.M eje motriz}}$$

$$\text{R.P.M eje conducido} = \frac{\text{R.P.M eje motriz} \times \text{Dppm}}{\text{Dppc}}$$

$$\text{Dppc} = \frac{\text{R.P.M eje motriz} \times \text{Dppm}}{\text{R.P.M eje conducido}}$$

Ejemplo:

Tenemos un motor de 1725 R.P.M con una polea de 4" tipo A y necesitamos mover una máquina que debe girar a 850 R.P.M; ¿Qué polea debemos colocar a la máquina?

-Identifiquemos las variables:

R.P.M eje motriz = 1725 R.P.M (motor)
 Dppm= 4 (25,4) - 2 (3,3) = 95 mm (obsérvese que convertimos 4 pulgadas en mm).
 R.P.M eje conducido = 850 R.P.M (máquina)
 Dppc = ?

$$\text{Dppc} = \frac{1725 \text{ R.P.M} \times 95 \text{ mm}}{850 \text{ R.P.M}} = 192,79 \text{ mm}$$

Distancia mínima = $0,7 (152,4 \text{ mm} + 304,8 \text{ mm} - 16,8 \text{ mm}) = 308,28 \text{ mm} = \pm 12 \text{ pulgadas}$.
Distancia máxima = $2,0 (152,4 \text{ mm} + 304,8 \text{ mm} - 16,8 \text{ mm}) = 880,80 \text{ mm} = \pm 34 \frac{1}{2} \text{ pulgadas}$

SUGERENCIA: *Entre mayor sea la distancia entre ejes (sin exceder de la distancia máxima), más óptima es la transmisión, dado que el contacto de las correas con las poleas es mayor; por lo tanto se sugiere que se utilice la distancia que más se aproxime a la "distancia máxima".*

LONGITUD DE LA CORREA:

Longitud de la correa = $((D_{ppm} + D_{ppc}) \times 3.1416 / 2) + 2 Le + ((D_p - d_p)^2 / 4 Le)$

D_{ppm} = Diámetro **Primitivo** Polea Motriz
 D_{ppc} = Diámetro **Primitivo** Polea Conducida
 3.1416 = Constante para hallar Perímetro de la Polea
 $/2$ = Proporción de Contacto de la Correa sobre la Polea
 Le = Longitud Entre Ejes
 D_p = Diámetro Primitivo Polea Mayor
 d_p = Diámetro Primitivo Polea Menor

Ejemplo:

Qué longitud de correa necesitamos para una transmisión compuesta por:

Polea Motor = 3.1/2" tipo A
 Polea Máquina = 12" tipo A
 Distancia Entre Ejes = 50 cms = 500 mm

Calculemos diámetros primitivos:

$D_{pp} (3.1/2" A) = 3.5 \times 25.4 \text{ mm} - 2 (3.3\text{mm}) = 82.3 \text{ mm}$
 $D_{pp} (12" A) = 12 \times 25.4 \text{ mm} - 2 (3.3\text{mm}) = 298.2\text{mm}$

Longitud de correa = $((82.3 \text{ mm} + 298.2 \text{ mm}) \times 3.1416 / 2) + 2 (500 \text{ mm}) + ((298.2 \text{ mm} - 82.3 \text{ mm})^2 / 2000 \text{ mm}) = 1195.38 \text{ mm} / 2 + 1000 \text{ mm} + 23.31 \text{ mm} = 1621 \text{ mm}$

Ahora convertimos a pulgadas, la longitud en mm encontrada:

$1621 \text{ mm} = 1621 \text{ mm} / 25.4 \text{ mm} = 63.81 \text{ pulgadas} \pm 64 \text{ pulgadas tipo A (A64)}$.

No sobra comentar que en todos los casos, los cálculos matemáticos nos dan medidas muy cercanas a las necesarias, pero que de todas formas una transmisión bien diseñada debe contar con TENSORES que permitan ajustar las correas a los niveles requeridos. También es importante tener en cuenta que las "tallas" de las correas pueden variar según la marca.

NUMERO DE CORREAS A UTILIZAR:

Para determinar el número de correas a utilizar, es necesario conocer la potencia efectiva (P_e) en Kw y la potencia que transmite cada correa, información que obtenemos una vez se haya hecho el cálculo de la transmisión; la mejor manera de entenderlo es ilustrando la explicación a través de un ejemplo, que para su efecto ya se tiene toda la información general.

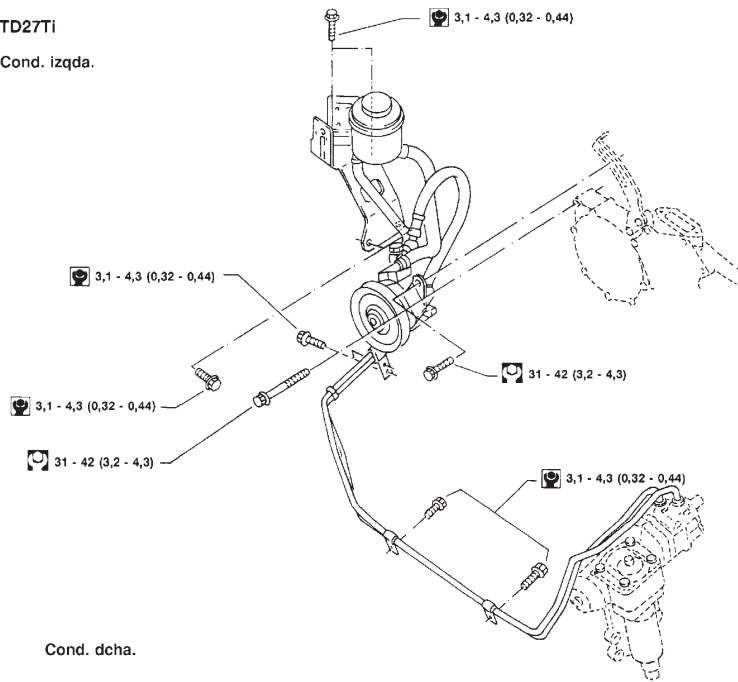
D. Catálogo bomba Unisia TD27i

MECANISMO DE LA SERVODIRECCIÓN

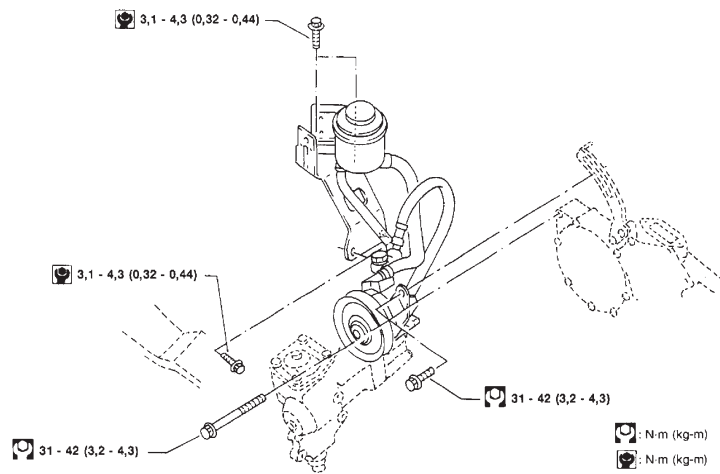
Descripción

TD27Ti

Cond. izqda.



Cond. dcha.



ST-12

N·m (kg·m)

N·m (kg·m)

NST028

DATOS DE SERVICIO Y ESPECIFICACIONES (SDS)

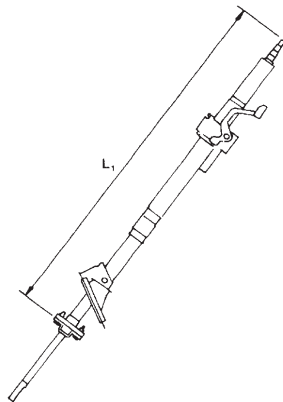
Especificaciones generales

Modelos	Todo
Tipo de mecanismo de la dirección	ZF 8054
Vueltas del volante (De tope a tope)	3,86
Relación total de la dirección	17,1 : 1
Tipo de columna de dirección	Inclinable, altura ajustable

Inspección y ajuste

VOLANTE Y COLUMNA DE DIRECCIÓN

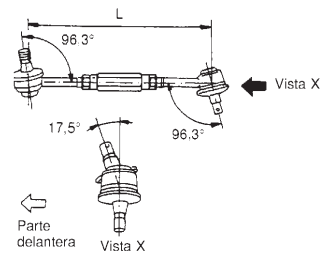
Modelo al que se aplica	AIRBAG	
Juego axial del volante	mm	0
Juego del volante	mm	35 o menos
Longitud de la columna de dirección "L" mm	830,5 - 832,7	



EST018

MECANISMO Y VARILLAJE DE LA DIRECCIÓN

Junta de rótula y junta giratoria		
Par de rotación "B"	N-m (kg-m)	0,5 - 5,0 (0,05 - 0,51)
Juego axial "C"	mm	0 - 0,2
Juego radial "D"	mm	0
Longitud "L"	mm	287



SST583B

BOMBA DE ACEITE

	Unidad: kPa (bar, kg/cm ²)	
Motor	ZD30DDTi	TD27Ti
Marca	UNISIA	
Presión máx.	9.800 - 10.500 (98,0 - 105,0, 99,96 - 107,10)	8.800 - 9.200 (88 - 92, 89 - 93)

ST-22

E. Válvulas de control hidráulico

Solenoid Operated Directional Valve WE Series



Features and Handling

- WE Series is a direct solenoid operated directional spool valve. The valve porting pattern follows DIN 24 340 form A. The valves come with wet pin DC or AC solenoids with removeable coil which can be rotated through 90 degree.
- The standard valves come with DIN 43650 electrical connector with light and manual override to permit the spool to be moved without the solenoid being energized.
- For correct operation, ensure that the solenoid pressure chamber is filled with oil. Do not exceed permissible voltage range of the coil.
- Keep surge pressure below the maximum permissible back pressure port T. Keep hydraulic oil clean at ISO cleanliness code 19/16.



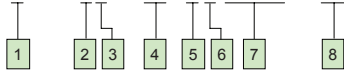
The products described herein, including without limitation, product features, specifications, designs, availability and pricing, are subject to change at any time without notice.



Ordering Code

HWE Series

4HWE6D - 60/OAW110 - 10



1 Number of Port
 3 - 3 ports
 4 - 4 ports

2 Valve Size
 6 - NG6 (CETOP3)
 10 - NG10 (CETOP5)

3 Spool type

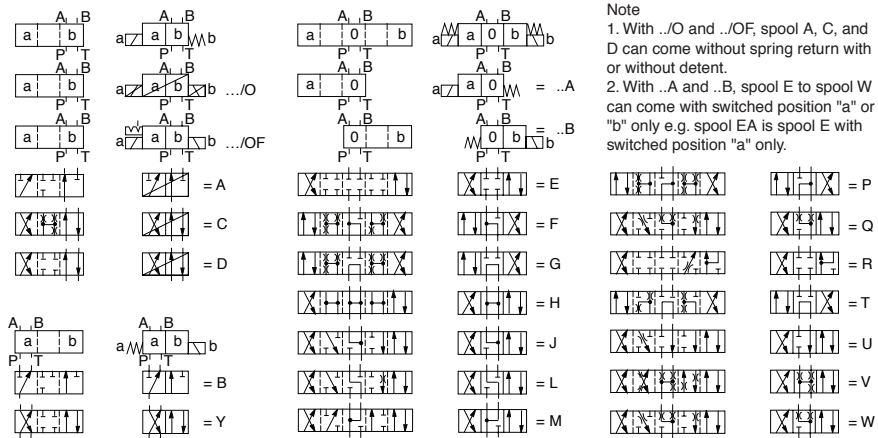
4 Design
 60 - for HWE6
 30 - for HWE10

5 Spring and Detent
 Omit - Spring return
 O - Without Spring return
 OF - Without Spring return with detent

6 Coil type
 A - Wet pin oil immersed with removable coil

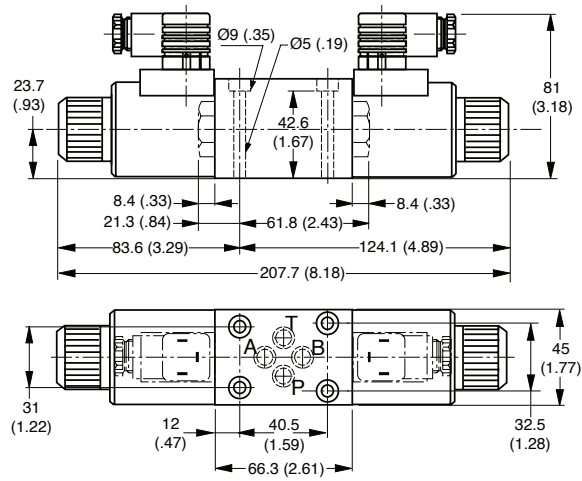
7 Coil Voltage
 G24 - 24V DC
 W220 - 220V AC 50/60 Hz
 W110 - 110V AC 50/60 Hz

8 Further detail for future use

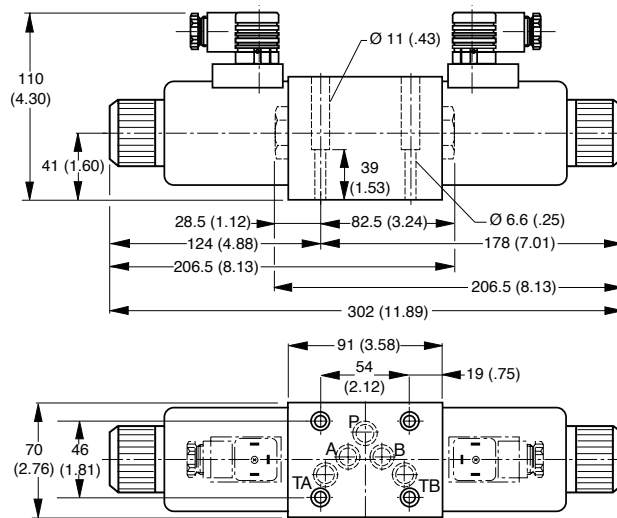


Note
 1. With ..O and ../OF, spool A, C, and D can come without spring return with or without detent.
 2. With ..A and ..B, spool E to spool W can come with switched position "a" or "b" only e.g. spool EA is spool E with switched position "a" only.

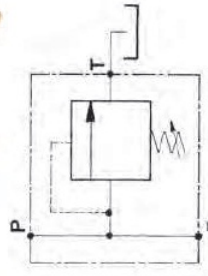
HWE6



HWE10



Limitadora de Presión Línea / Regulación Tornillo - Acero						
<i>Pressure Control Valve In Line - Control Screw (Steel)</i>						
<i>Limiteur Pression en Acier en Ligne / Régulation par Vis</i>						
REFERENCIA PART NO. REFERENCE	ROSCA THREAD FILETAGE BSP	CAUDAL FLOW DEBIT l/min	PRESION TRABAJO WORKING PRESSURE PRESSION DE TRAVAIL	CAMPO REGULACIÓN PRESION PRESSURE REGULATION PLAGE DE REGLAGE	€	
VMP 3/8 50-250 BAR	3/8	45		50-250	38,35	
VMP 3/8 80-300 BAR	3/8	45		80-300	38,35	
VMP 1/2 50-250 BAR	1/2	70	350	50-250	45,91	
VMP 1/2 80-300 BAR	1/2	70		80-300	42,17	
VMP 3/4 50-250 BAR	3/4	120		50-250	56,00	
VMP 3/4 80-300 BAR	3/4	120		80-300	56,00	
VMPP 3/4 50-400 BAR	3/4	120	350	50-400	112,30	
VMPP 1 50-400 BAR	1	180		50-400	130,13	



F. Sensor de presión Vegabar 14



Resumen de modelos

2 Resumen de modelos

VEGABAR 14



VEGABAR 17



Celda de medida	CERTEC®	Piezorresistivo/calibre extensométrico (DMS)
Membrana	Cerámica	Metal
Medios	Gases, vapores y líquidos	
Conexión a proceso	G½ A, M20 x 1,5 según EN 837, G½ A interior G¼ A, ½ NPT interior ¼ NPT, G1½ A, 1½ NPT	G1 B o G½ B rasante, G½ B, G¼ B, ½ NPT o ¼ NPT conexión de manómetro
Material Conexión a proceso	316L	316Ti
Material de la membrana	Cerámica Al ₂ O ₃	316Ti, Elgiloy 2.4711
Junta de la celda de medida	FKM, EPDM	-
Líquido separador	-	Aceite de silicona, aceite halocarbónico
Rango de medida	-1 ... +72 bar/-100 ... +7200 kPa (-14.5 ... +1044 psig)	-1 ... +1000 bar/-100 ... +100 MPa (-14.5 ... +14504 psig)
Rango de medición mínimo	0,1 bar/10 kPa (1.45 psig)	0,1 bar/10 kPa (1.45 psig)
Temperatura de proceso	-40 ... +100 °C (-40 ... +212 °F)	-40 ... +150 °C (-40 ... +302 °F)
Error de medición	< 0,3 %	< 0,5 %
Salida de señal	4 ... 20 mA	4 ... 20 mA
Conexión	Enchufe según ISO 4400, enchufe M12 x 1, salida de cable	Enchufe según ISO 4400, enchufe M12 x 1, salida de cable, carcasa de terminales
Posibilidad de ajuste	-	zero/span

37527-ES-100512

4 Criterios de selección

		VEGABAR 14	VEGABAR 17
Versión frontal		●	●
Sistema de medición seco		-	●
Sistema de medición lleno de aceite		-	●
Carga abrasiva		●	-
Medios agresivos		-	●
Temperatura de proceso máx.	100 °C (212 °F)	●	●
	150 °C (302 °F)	-	●
Conexiones a proceso asépticas		●	●
Rangos de medición a partir de 0,1 bar (10 kPa)		●	●

5 Electrónica - VEGABAR 14

Alimentación de tensión

La alimentación de tensión y la señal de corriente tienen lugar por el mismo cable de conexión de dos hilos en dependencia de la versión.

Las fuentes de alimentación VEGA VEGATRENN 149AEx, VEGASTAB 690, VEGADIS 371 y todos los equipos de evaluación VEGAMET sirven para la alimentación de tensión. Con esos equipos también se garantiza la separación segura del circuito de alimentación de los circuitos principales de corriente según DIN VDE 0106 Parte 101 para el sensor.

- Tensión de trabajo
 - 8 ... 30 V DC

Cable de conexión

Los sensores se conectan con cable comercial de dos hilos sin blindaje. Un diámetro exterior del cable de 5 ... 9 mm garantiza la estanqueidad del racor atornillado para cables.

En caso de esperarse interferencias electromagnéticas, superiores a los valores de comprobación de la norma EN 61326 para zonas industriales, hay que emplear cable blindado.

Blindaje del cable y conexión a tierra

En caso de necesidad de cable blindado, hay que conectar el blindaje del cable a tierra por ambos extremos. En caso de esperarse corrientes equipotenciales, hay que realizar la conexión por el lado de evaluación a través de un condensador cerámico (p. Ej. 1 nF, 1500 V).

Conexión conector angular según ISO 4400

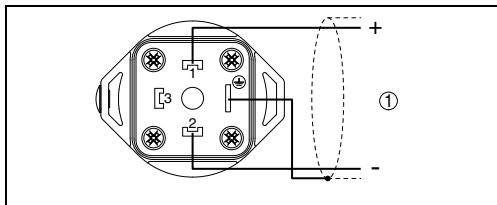


Fig. 11: Esquema de conexión acoplamiento de enchufe según DIN 4400, vista en la conexión del lado del equipo

- 1 Alimentación de tensión y salida de señal

Conexión salida de cable directa

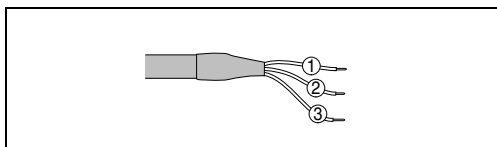


Fig. 12: Esquema de conexión salida de cable²⁾

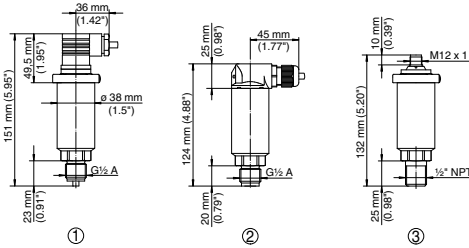
- 1 pardo (+) alimentación de tensión y salida de señal
- 2 azul (-) alimentación de tensión y salida de señal
- 3 Blindaje del cable
- 4 Capilares de compensación de presión

37527-ES-100512

²⁾ Las líneas restantes no se conectan.

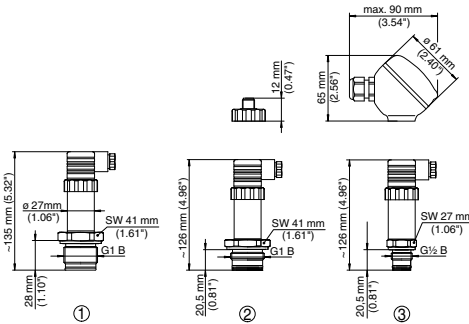
8 Medidas

VEGABAR 14



- 1 Versión roscada G $\frac{1}{2}$ A, conexión de manómetro EN 837
- 2 Versión roscada G $\frac{1}{2}$ A, interior G $\frac{1}{4}$ A
- 3 Versión roscada $\frac{1}{2}$ NPT, interior $\frac{1}{4}$ NPT

VEGABAR 17



- 1 Versión roscada G1 B, aséptica
- 2 Versión roscada G1 B, rasante
- 3 Versión roscada G $\frac{1}{2}$ B, rasante

Los planos descritos representan sólo una parte de las conexiones a proceso posibles. Otros planos están disponibles en nuestro sitio www.vega.com » Downloads » Planos.

G. Selección de cuña - Norma ASME B17.167

ASME B17.1 67 ■ 0759670 0042532 8 ■

USA STANDARD

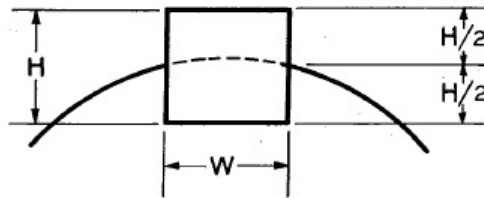


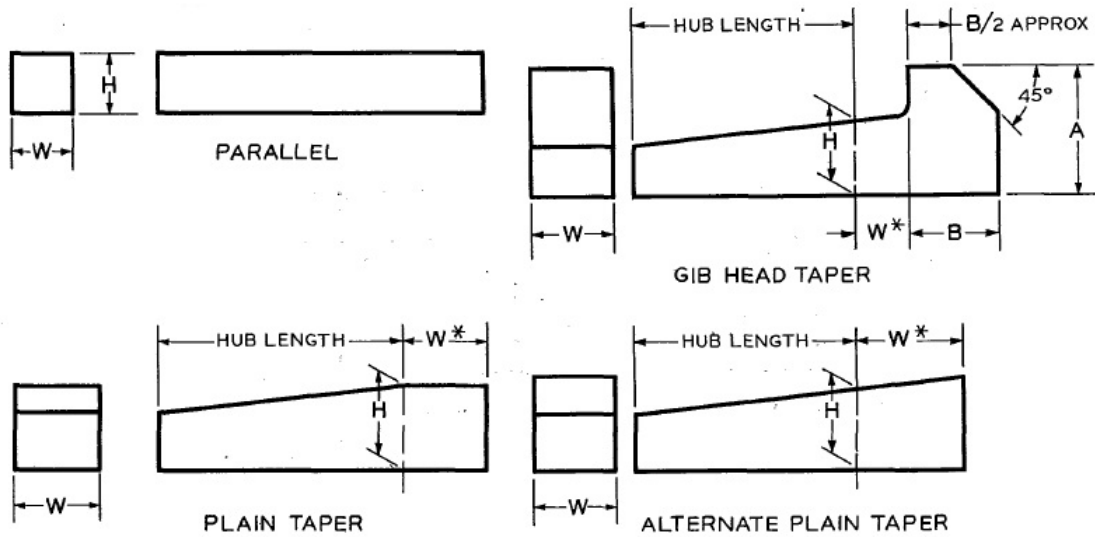
Table 1 Key Size Versus Shaft Diameter

NOMINAL SHAFT DIAMETER		NOMINAL KEY SIZE			NOMINAL KEYSEAT DEPTH	
Over	To (Incl)	Width, W	Height, H		H/2	
			Square	Rectangular	Square	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32		3/64	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32	1/16	3/64
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8	3/32	1/16
7/8	1-1/4	1/4	1/4	3/16	1/8	3/32
1-1/4	1-3/8	5/16	5/16	1/4	5/32	1/8
1-3/8	1-3/4	3/8	3/8	1/4	3/16	1/8
1-3/4	2-1/4	1/2	1/2	3/8	1/4	3/16
2-1/4	2-3/4	5/8	5/8	7/16	5/16	7/32
2-3/4	3-1/4	3/4	3/4	1/2	3/8	1/4
3-1/4	3-3/4	7/8	7/8	5/8	7/16	5/16
3-3/4	4-1/2	1	1	3/4	1/2	3/8
4-1/2	5-1/2	1-1/4	1-1/4	7/8	5/8	7/16
5-1/2	6-1/2	1-1/2	1-1/2	1	3/4	1/2
6-1/2	7-1/2	1-3/4	1-3/4	1-1/2*	7/8	3/4
7-1/2	9	2	2	1-1/2	1	3/4
9	11	2-1/2	2-1/2	1-3/4	1-1/4	7/8
11	13	3	3	2	1-1/2	1
13	15	3-1/2	3-1/2	2-1/2	1-3/4	1-1/4
15	18	4		3		1-1/2
18	22	5		3-1/2		1-3/4
22	26	6		4		2
26	30	7		5		2-1/2

*Some key standards show 1-1/4 in. Preferred size is 1-1/2 in.
 Shaded areas: See Part 3, page 1.
 All dimensions given in inches.

KEYS AND KEYSEATS

4. KEY DIMENSIONS AND TOLERANCES



Plain and Gib Head Taper Keys Have a 1/8" Taper in 12"

Table 2 Key Dimensions and Tolerances

KEY			NOMINAL KEY SIZE		TOLERANCE	
			Width, W		Width, W	Height, H
			Over	To (Incl)		
Parallel	Square	Bar Stock	-	3/4	+0.000 -0.002	+0.000 -0.002
			3/4	1-1/2	+0.000 -0.003	+0.000 -0.003
			1-1/2	2-1/2	+0.000 -0.004	+0.000 -0.004
			2-1/2	3-1/2	+0.000 -0.006	+0.000 -0.006
	Rectangular	Bar Stock	-	3/4	+0.000 -0.003	+0.000 -0.003
			3/4	1-1/2	+0.000 -0.004	+0.000 -0.004
			1-1/2	3	+0.000 -0.005	+0.000 -0.005
			3	4	+0.000 -0.006	+0.000 -0.006
Rectangular	Keystock	4	6	+0.000 -0.008	+0.000 -0.008	
		6	7	+0.000 -0.013	+0.000 -0.013	
		-	1-1/4	+0.001 -0.000	+0.005 -0.005	
		1-1/4	3	+0.002 -0.000	+0.005 -0.005	
Taper	Plain or Gib Head Square or Rectangular	Keystock	3	7	+0.003 -0.000	+0.005 -0.005
			-	1-1/4	+0.001 -0.000	+0.005 -0.000
			1-1/4	3	+0.002 -0.000	+0.005 -0.000
			3	7	+0.003 -0.000	+0.005 -0.000

*For locating position of dimension H. Tolerance does not apply.
See Table 2A for dimensions on gib heads.
All dimensions given in inches.

H. Ajustes ISO

SISTEMAS DE AJUSTE

Ajustes recomendados ISO

TABLA 1

Agujero Único		Eje Único		Características del asiento	Ejemplos
H8	x 8			Prensado duro. Montaje a prensa. No necesita seguro.	Coronas de bronce, ruedas.
H8	u 8				
H7	s 6			Prensado. Montaje a prensa.	Piñón motor.
H7	r 6			Prensado ligero. Necesita seguro.	Engranajes de máquinas.
H7	n 6			Muy forzado. Montaje a martillo.	Casquillos especiales.
H7	k 6			Forzado. Montaje a martillo.	Rodamientos a bolas.
H7	j 6			Forzado ligero. Montaje a mazo.	Rodamientos a bolas.
H7	h 6			Deslizante con lubricación.	Ejes de lira.
H8	h 9			Deslizante sin lubricación.	Ejes de contrapunto.
H11	h 9			Deslizante. Ajuste corriente.	Ejes de colocaciones.
H11	h 11			Deslizante. Ajuste ordinario.	Ejes-guías atados.
H7	g 6	G 7	h 6	Giratorio sin juego apreciable.	Émbolos de freno.
H7	f 7	F 8	h 6	Giratorio con poco juego.	Bielas, cojinetes.
H8	f 7	F 8	h 9	Giratorio con poco juego.	Bielas, cojinetes.
H8	e 8	E 9	h 9	Giratorio con gran juego.	Cojinetes corrientes.
H8	d 9	D 10	h 9	Giratorio con mucho juego.	Soportes múltiples.
H11	c 11	C 11	h 9	Libre (con holgura).	Cojinetes de máquinas agrícolas.
H11	a 11	A 11	h 11	Muy libre.	Avellanados, taladros de tornillos.

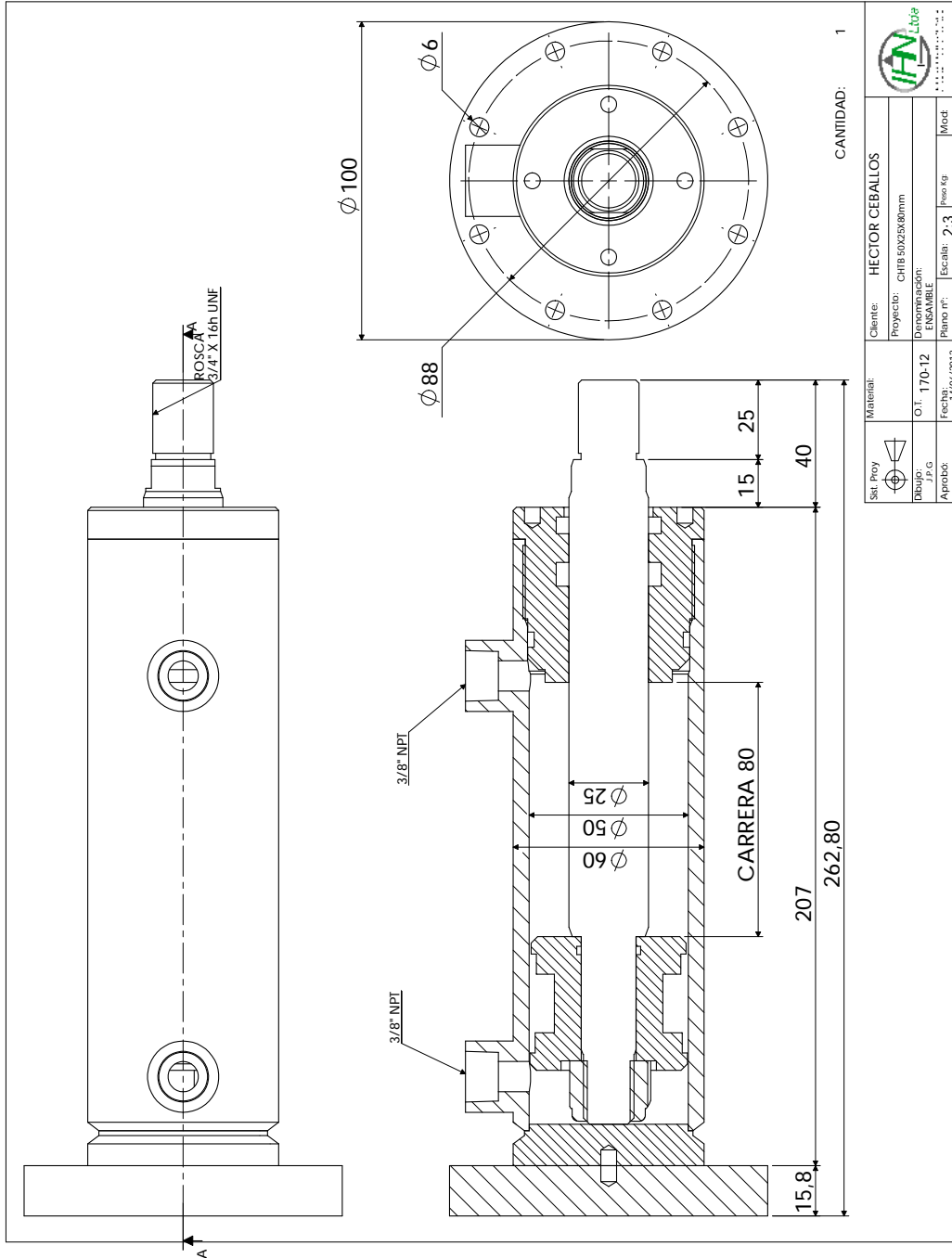
Los ajustes preferentes son: H8/x8, H8/u8, H7/r6, H7/h6, H8/h9, H7/f7, F8/h6, H8/f7, F8/h9, E9/h9, D10/h9, C11/h9.

I. Características del bronce SAE 40

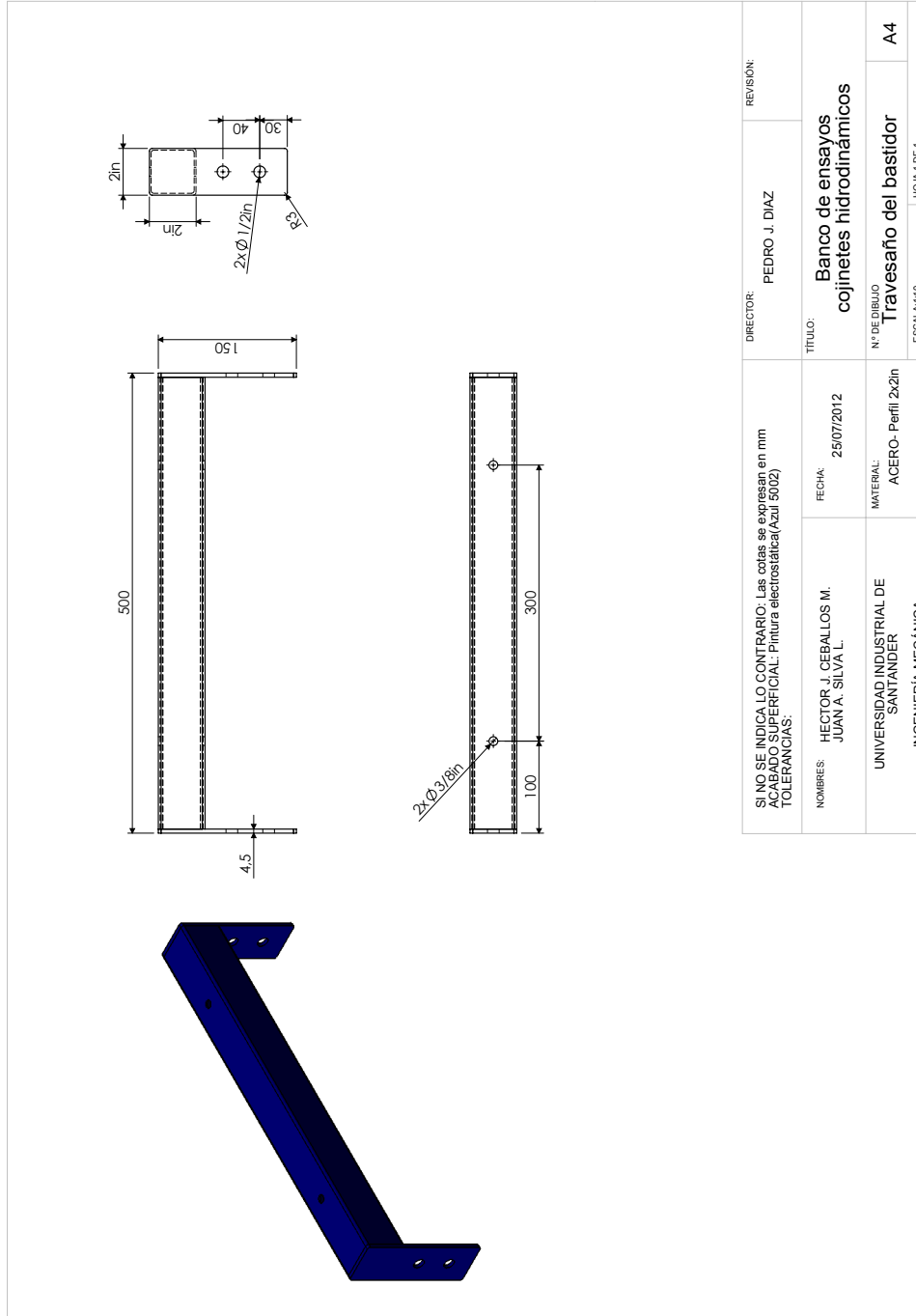
TIPOS	NORMAS			COMPOSICION QUIMICA										PROPIEDADES FISICAS		
	SAE	ASTM	DIN	Cobre Cu	Estaño Sn	Plomo Pb	Zinc Zn	Niquel Ni	Fósforo P	Hierro Fe	Alumini- Al	Manga- neso Mn	Resistenc- Tracción Kg mm ²	Alarga- miento %	Dureza Brinell	
BRONCES FOSFOROSOS	40	B145-4A	1705 Rg 5	84 85	4 6	4 6	4 6	1 Max	—	0.3	0.005	—	21	18	60	
	62	B143-1A	1705 Rg 10	86 89	9 11	0.3	1 3	1 Max	—	0.15	0.005	—	28	20	75	
	63			86 89	9 11	1 2.5	0.75	1 Max	0.25	0.15	0.005	—	25	10	68	
	65		1705 G.Sn Bz 10	88 90	10 12	0.5	0.5	1 Max	0.1 0.3	0.15	0.005	—	25	10	75	
	620	B143-1B		86 89	7.5 9	0.3	3 5	1 Max	—	0.15	0.005	—	28	20	68	
	621	B143-2B		85 89	7.5 9	1	3 5	1 Max	—	0.25	0.005	—	25	18	65	
	622	B143-2A		86 90	5.5 6.5	1 2	3 5	1 Max	—	0.25	0.005	—	24	22	63	
	640		1705 G.Sn Bz 12	85 88	10 12	1 1.5	0.5	0.75 1.50	0.2 0.3	0.3	0.005	—	25	10	100	
	640A		1705 G.Sn Bz 14	85 87	13 15	1	0.5	1 Max	0.2	0.2	0.005	—	18	3	115	
TIPOS	NORMAS			Aplicaciones Generales												
BRONCES FOSFOROSOS	40	B145-4A	1705 Rg 5	Bujes y piezas con cargas y velocidades normales: válvulas, cuerpos de bomba, rotores.												
	62	B143-1A	1705 Rg 10	Cojinetes y piezas de fricción que soportan grandes esfuerzos y elevadas temperaturas. Anillos de empuje, discos de fricción, manguitos de bomba, crapodinas, anillos colectores, bujes de pasadores de pistón y balancines, guías de válvulas, cojinetes, rodillos, cuerpos de válvulas para elevadas presiones, prensaestopas.												
	63			Bronce de gran elasticidad muy apto para engranajes, coronas, tornillos sinfin, tuercas y piezas dentadas en general, madreñas de prensas de fricción o impacto, placas de fricción.												
	620	B143-1B		Material de grano fino resistente a la presión hidráulica y de vapor: camisas de bombas, válvulas de vapor, accesorios para calderas.												
	621	B143-2B		Cojinetes y bujes de: barcos, puentes, máquinas herramientas, pasadores de compresores, ruedas helicoidales con pequeñas velocidades de deslizamiento, engranajes menores, camisas de calandras.												
	622	B143-2A		Bronces muy duros y excelentes anticorrosivos, especiales para soportar grandes esfuerzos, impactos y elevada temperatura: impulsores de bombas centrífugas para agua con materiales en suspensión, guías de válvulas para motores de competición, asientos de válvulas. Bujes de: bielas, cajas de cambio, pasadores de pistón, balancines. Descansos y guías de laminadoras, prensas excéntricas, grúas. Engranajes, coronas, piñones y piezas sometidas a grandes esfuerzos.												
	640		1705 G.Sn Bz 12													
	640A		1705 G.Sn Bz 14													

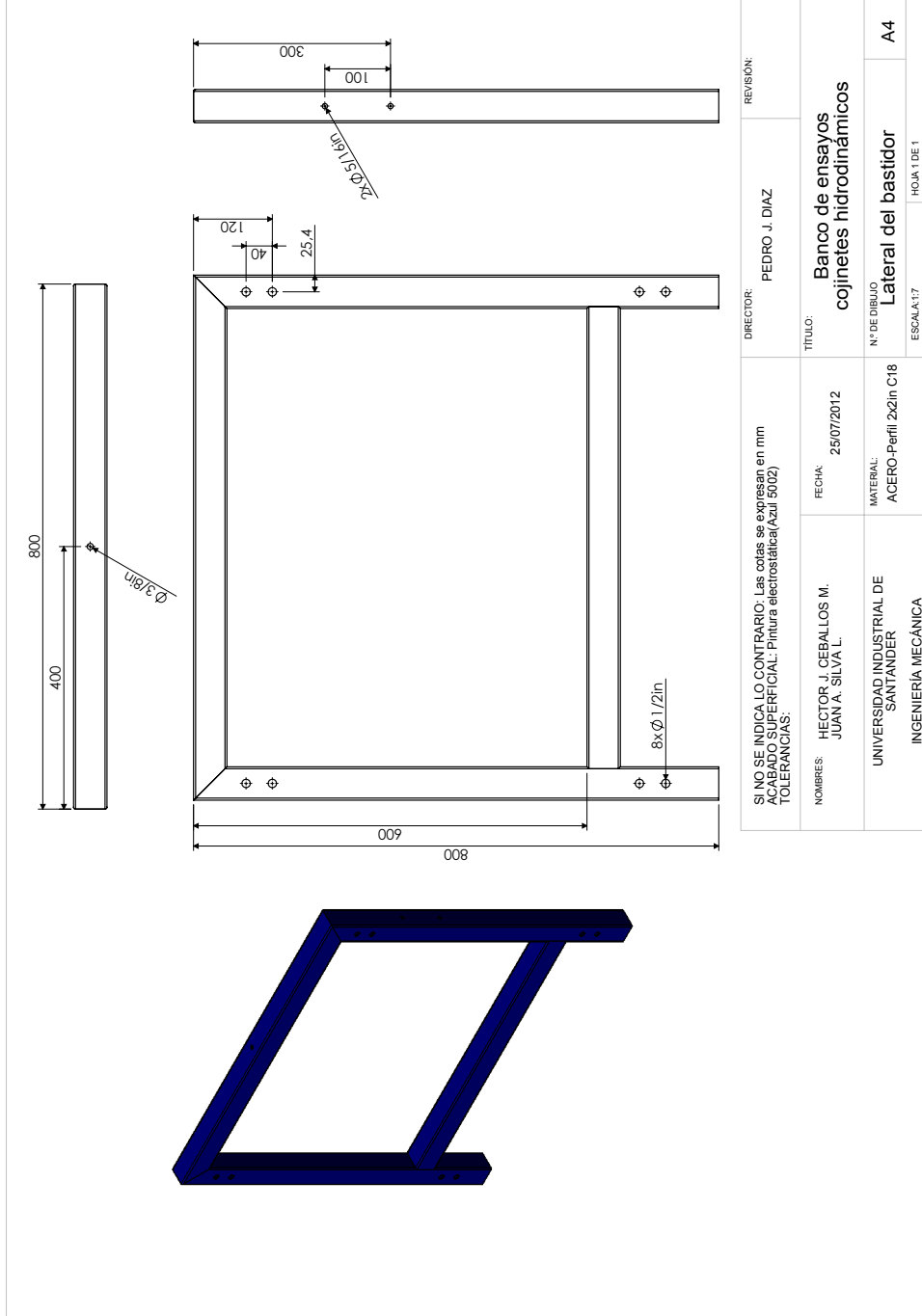
Fuente: http://www.fundicionavellaneda.com.ar/bronces_especiales.htm

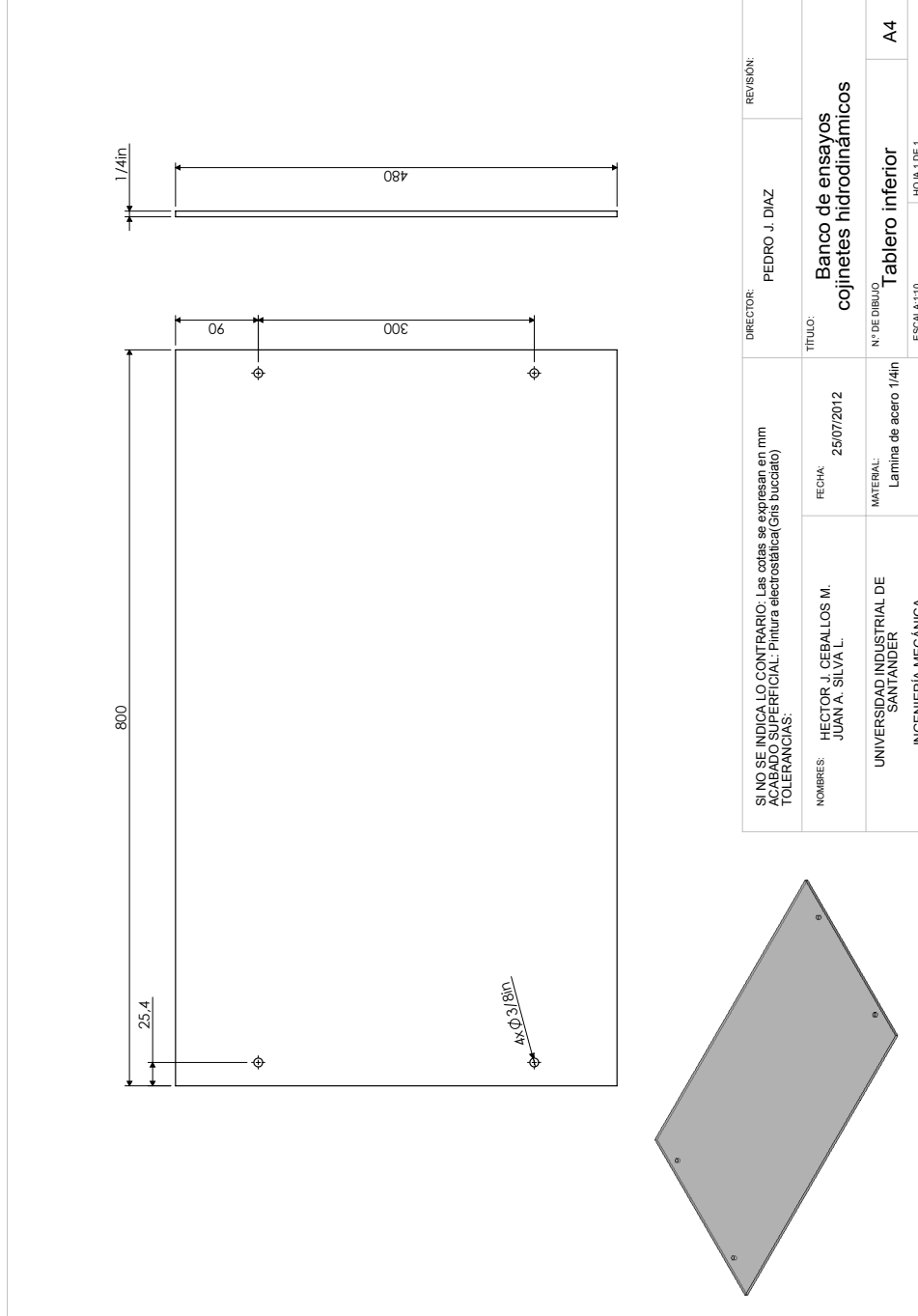
J. Cilindro hidráulico tipo botella

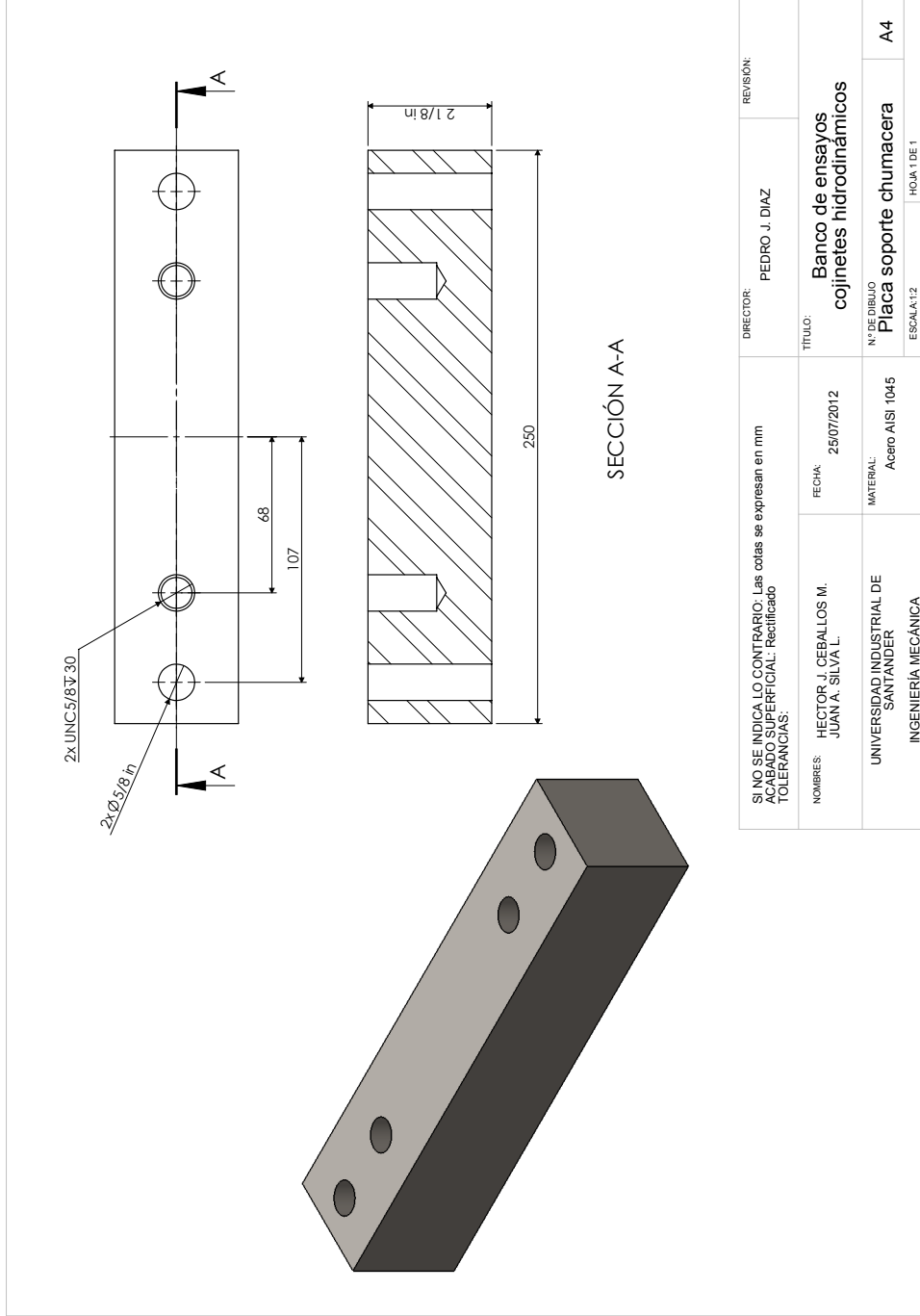


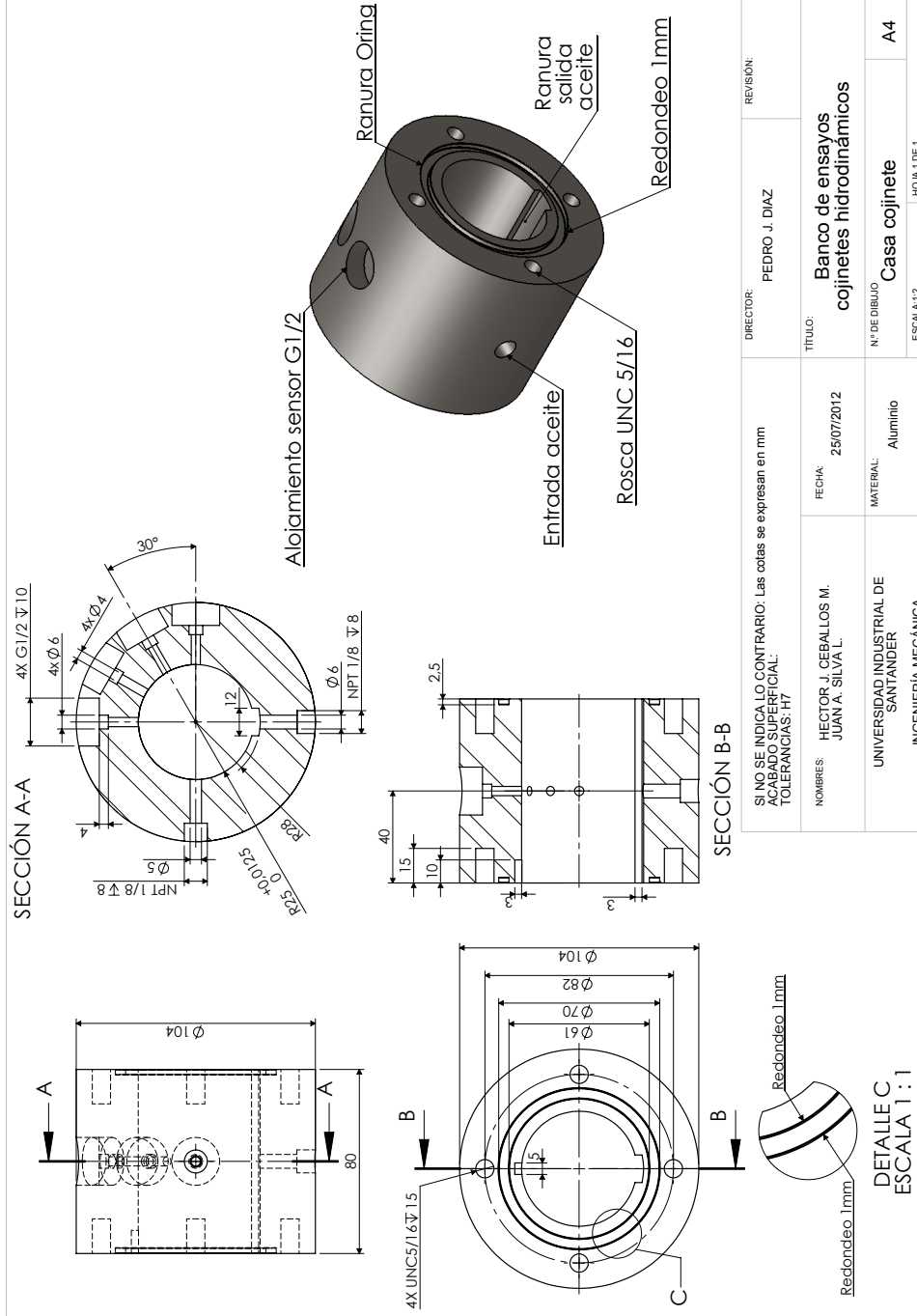
K. Planos - estructura

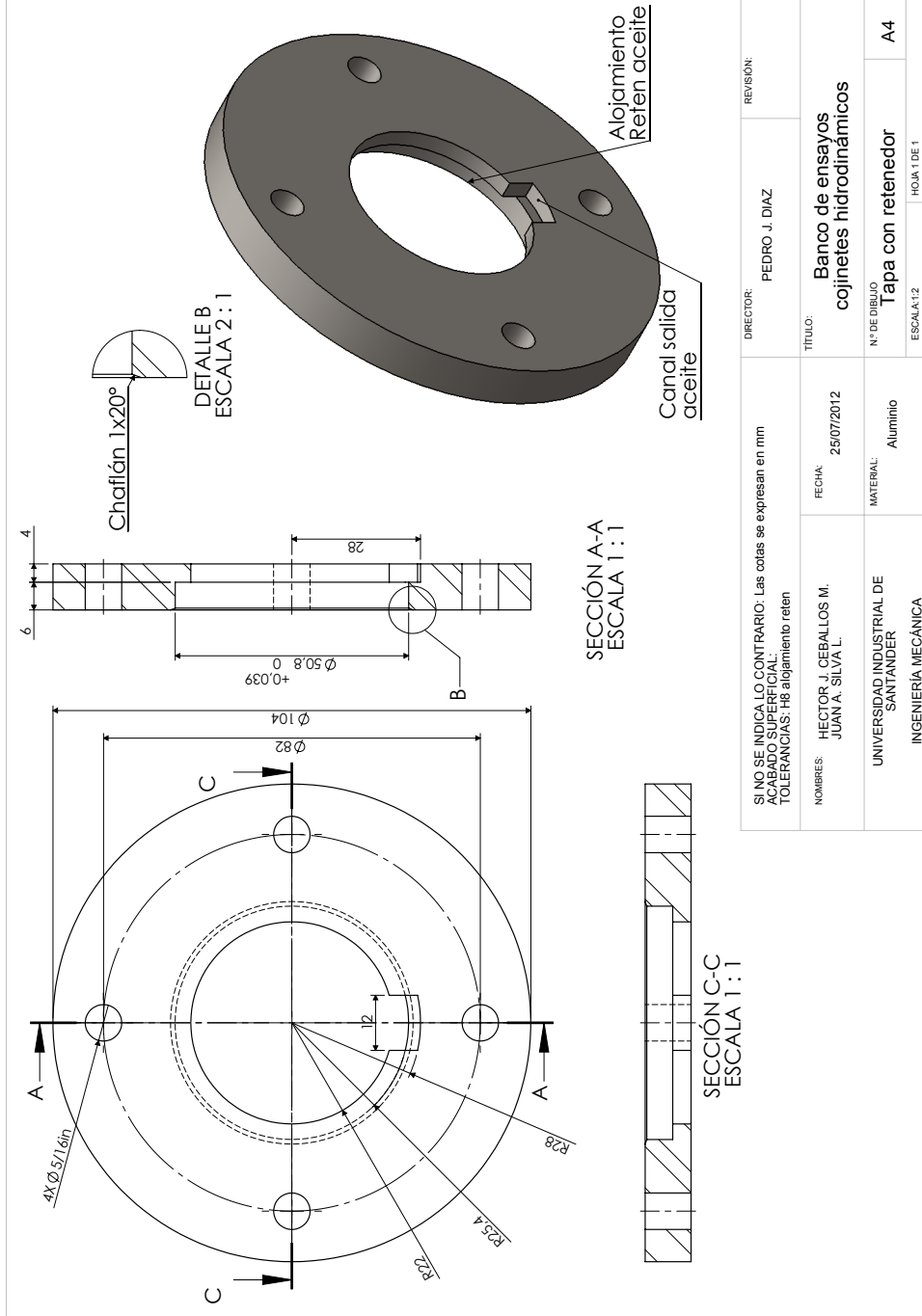


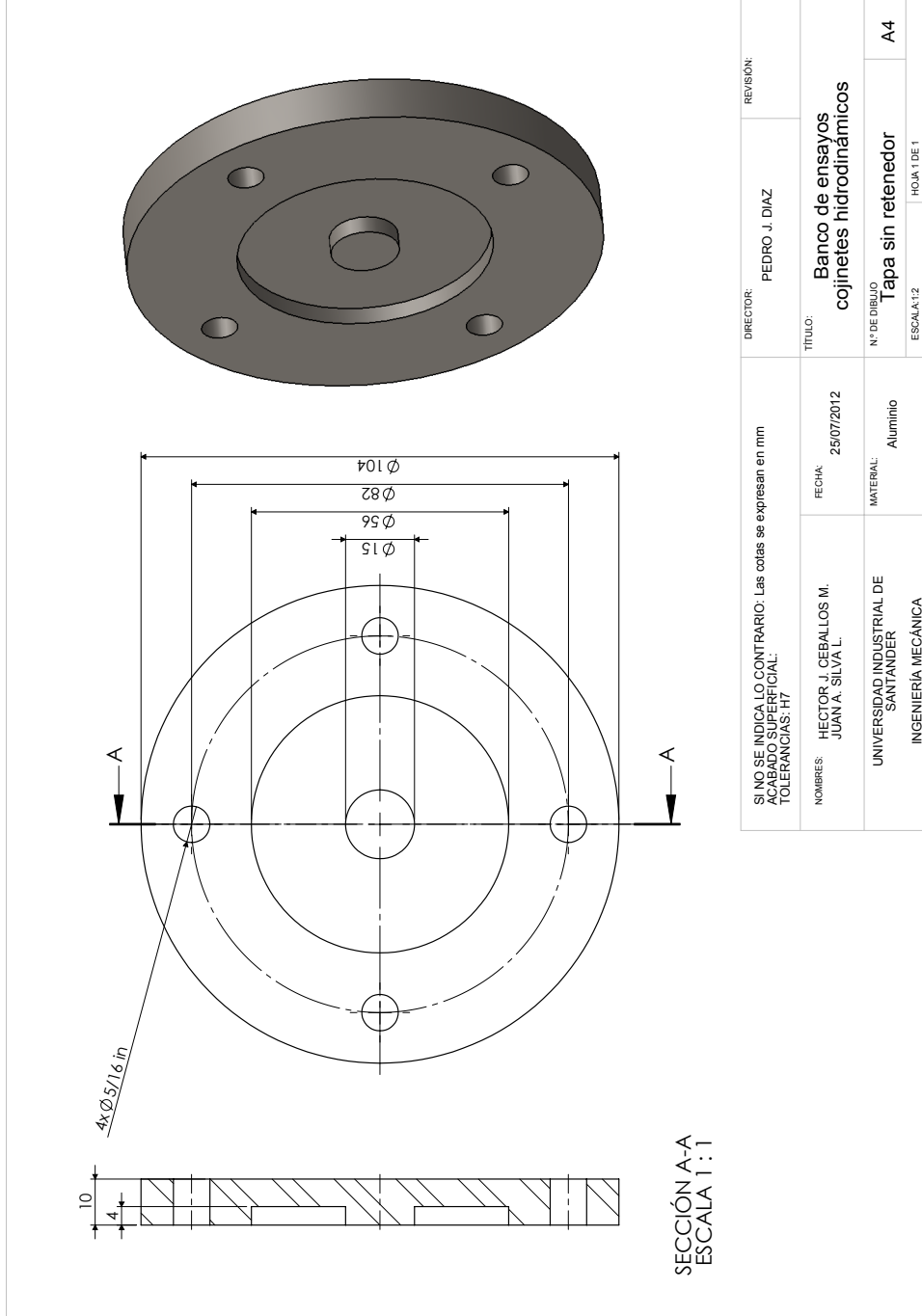




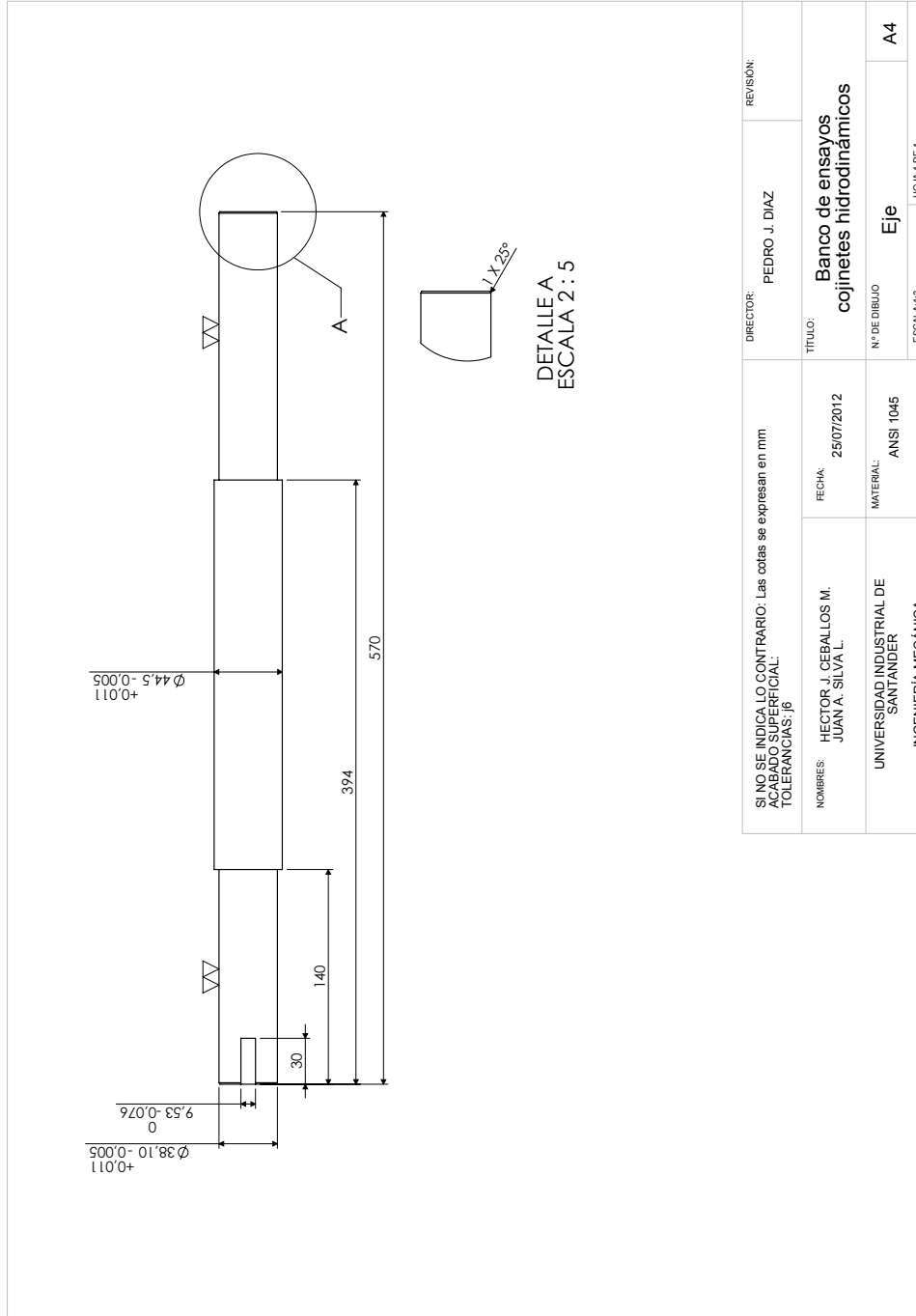


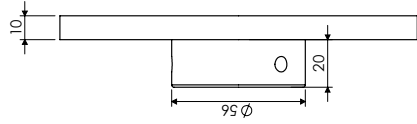
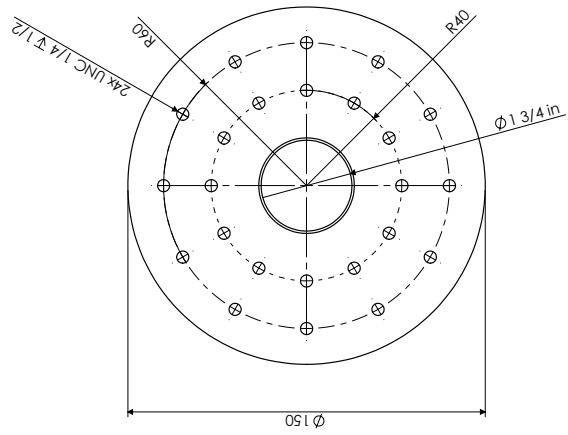
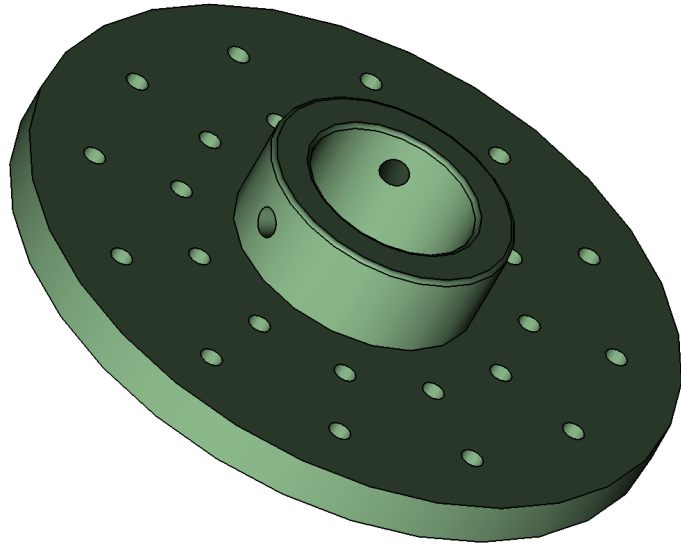






M. Planos - módulo de ensayos





VISTA
ESCALA 1 : 2

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: Las cotas se expresan en mm ACABADO SUPERFICIAL: Pintura electrostática gris/azul TOLERANCIAS:		DIRECTOR:	REVISION:
NOMBRES: HECTOR J. CEBALLOS M. JUAN A. SILVA L.		PEDRO J. DIAZ	
FECHA: 25/07/2012		TÍTULO: Banco de ensayos cojinetes hidrodinámicos	
MATERIAL: Acero 1045		N° DE DIBUJO Volante desbalanceo	
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER INGENIERÍA MECÁNICA		ESCALA: 1:5	
		HOJA 1 DE 1	

N. Formato de práctica banco de ensayos para cojinetes hidrodinámicos

OBJETIVO

Determinar el perfil de presión en el lubricante de forma teórica por medio de la ecuación de Reynolds y de forma experimental por medio de la adquisición de datos a través de los sensores y la tarjeta NI 9203

DESARROLLO DE LA PRÁCTICA

- ◆ Las ecuaciones a utilizar:

$$U = \frac{2\pi r N}{60}$$

$$C_r = \frac{Cd}{2}$$

$$P_e = \rho_{aceite} g h$$

$$\frac{W}{\mu U L} \left(\frac{C_r}{r} \right)^2 = \frac{12\pi \varepsilon}{(2 + \varepsilon^2) \sqrt{1 - \varepsilon^2}}$$

$$P_\theta - P_0 = \frac{6\mu U r}{C_r} \left[\frac{\varepsilon \sin\theta (2 + \varepsilon \cos\theta)}{(2 + \varepsilon^2) (1 + \varepsilon \cos\theta)^2} \right]$$

- ◆ Las condiciones de trabajo y especificaciones del cojinete

Cuadro N.1.: Condiciones de trabajo prueba #.

Especificación	Valor
Carga aplicada sobre el cojinete(W)	Kg
Velocidad de rotación(N)	rpm
Viscosidad dinámica del lubricante (SEA 10W 30)(μ)	$Pa.s$
Densidad del lubricante(ρ)	$\frac{kg}{m^3}$
Altura del depósito superior de aceite(h)	m
Radio del muñón(r)	m
Longitud del cojinete(L)	m

◆ **Implemetos a utilizar:**

1. Sensores de presión Vega bar 14
2. Tarjeta NI 9203
3. Fuente de alimentación para los sensores de 8 a30 voltios
4. Programa de adquisición de datos en software LabVIEW

ANÁLISIS DE RESULTADOS

Cuadro N.2.: Resultados del análisis teórico - experimental

Descripción	Teórico	Experimental	% Error
Holgura radial	m	m	
Velocidad lineal	m/s	m/s	
Excentricidad			
Presión de entrada del lubricante	bar	bar	
Presión inicial	bar	bar	
Presión de película a $\theta = 90^\circ$	bar	bar	
Presión de película a $\theta = 120^\circ$	bar	bar	
Presión de película a $\theta = 150^\circ$	bar	bar	
Presión de película a $\theta = 180^\circ$	bar	bar	

CONCLUSIONES